



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN
INGENIERÍA**

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA

**Estudio de la Transferencia de Calor con Flujo Turbulento en
una Chimenea Solar**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE

DOCTOR EN INGENIERÍA

ENERGÍA – SISTEMAS ENERGÉTICOS

P R E S E N T A:

Jesús Arce Landa

Director de tesis: **Dra. Gabriela Del Socorro Álvarez García**



2008

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Cervantes De Gortari Jaime Gonzalo

Secretario: Dra. Gabriela del Socorro Álvarez García

1er. Vocal: Dr. Estrada Gasca Claudio Alejandro

2do. Vocal: Dr. Rojas Menéndez Jorge Antonio

3do. Vocal: Dr. Dorantes Rodríguez Rubén José

1er. Suplente: Dra. Heras Celemín María del Rosario

2do. Suplente: Dr. Xamán Villaseñor Jesús Perfecto

Lugar donde se realizó la tesis:

Centro de Investigación en Energía, Temixco Morelos, México.

TUTOR DE TESIS:

Dra. Gabriela del Socorro Álvarez García

FIRMA

Dedicatoria

A mi amiga Adriana, y a mi sobrina M. Yulselek

Agradecimientos

Al la Dra. Gabriela Álvarez García por su apoyo y dirección del trabajo de tesis.

A los demás integrantes de mi jurado; Dra. M. Rosario Heras Celemín, Dr. J. P. Xamán Villaseñor, Dr. Claudio A. Estrada Gasca, Dr. Jaime G. Cervantes de Gortari, Dr. Rubén J. Dorantes Rodríguez, y al Dr. Jorge A. Rojas Menéndez.

Al Centro de Investigaciones en Energía de la (CIE-UNAM).

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) por la beca otorgada.

A la Agencia Española de Cooperación Internacional (AECI) por la beca otorgada durante la estancia.

Al Cenidet, y al Ciemat.

A Juande y Ma José.

CONTENIDO

	Listas de Figuras	vii
	Lista de Tablas	xi
	Nomenclatura	xiii
	Resumen	xix
Capítulo 1	INTRODUCCIÓN	1
	1.1 Generalidades	1
	1.2 Antecedentes	4
	1.3 Revisión bibliográfica	5
	1.3.1 Estudios teóricos.	5
	1.3.2 Estudios teóricos-experimentales.	14
	1.3.3 Estudios experimentales.	24
	1.3.4 Conclusiones de la revisión bibliográfica.	29
	1.4 Objetivo general	30
	1.5 Descripción del contenido de la tesis	31
Capítulo 2	MODELO FÍSICO Y FUNDAMENTOS TEÓRICOS	33
	2.1 Modelo físico	33
	2.2 Configuración A	34
	2.3 Configuración B	35
	2.4 Configuración C	37
	2.5 Procesos de de transferencia de calor del modelo físico	38
	2.6 Principio de operación	40
	2.7 Determinación del espesor del canal de aire en la chimenea solar	41
	2.8 Modelo físico simplificado	42
	2.9 Consideraciones del modelo físico	43
	2.10 Formulación matemática convectiva	46
	2.10.1 Modelos de turbulencia “ $k - \varepsilon$ ”:	48
	2.10.2 Modelos de turbulencia “ $k - \omega$ ”.	49
	2.10.3 Condiciones de frontera para la temperatura en el canal de aire.	50
	2.10.4 Condiciones de frontera para las velocidades u, v , y para las variables de turbulencia k, ω ó ε en el canal de aire.	51
	2.11 Formulación matemática de la transferencia de calor por radiación	53
	2.11.1 Implementación del método de solución de	53

	intercambio radiativo en el canal de la chimenea.	
	2.12 Formulación matemática de la transferencia de calor por conducción	57
	2.12.1 Implementación del modelo conductivo en el vidrio.	57
	2.12.2 Implementación del modelo conductivo del Muro de hormigón.	59
	2.13 Resumen 2	62
Capítulo 3	SOLUCIÓN DE LAS ECUACIONES DE CONSERVACIÓN	63
	3.1 Mallas discretas	64
	3.1.1 Malla de discretización espacial.	64
	3.1.2 Malla de discretización temporal.	64
	3.2 Ecuación generalizada de convección difusión	64
	3.3 Discretización de la ecuación para dos dimensiones	66
	3.4 Esquemas numéricos	70
	3.5 Formulación del algoritmo SIMPLE	71
	3.6 Malla desplazada	72
	3.7 Representación del término gradiente de presión	72
	3.8 Metodología del algoritmo SIMPLE	73
	3.9 Tratamiento de las condiciones de frontera	77
	3.10 Condición de 1ra. Clase (Condición de Dirichlet)	77
	3.11 Condición de 2da. y 3ra. Clase (Condición de Neumann)	78
	3.12 Condición de frontera para la ecuación de corrección de presión	78
	3.13 Pasos del método SIMPLEC	79
	3.14 Método de solución del modelo de intercambio radiativo	80
	3.14.1 Método de solución para el intercambio radiativo entre superficies de la cavidad.	80
	3.15 Método de solución del modelo conductivo	82
	3.16 Modo de acople de los tres mecanismos de transferencia de calor (conducción, radiación, convección)	83
	3.17 Resumen 3	83
Capítulo 4	VERIFICACIÓN Y VALIDACIÓN DE CÓDIGOS NUMÉRICOS	86
	4.1 Convección natural con flujo turbulento en una cavidad cuadrada calentada diferencialmente en las paredes verticales	86
	4.1.1 Verificación de códigos usando los modelos de turbulencia “ $k - \varepsilon$ ”.	87
	4.1.2 Validación de códigos para una cavidad cuadrada	88

usando los modelos de turbulencia $k - \varepsilon$.

4.1.3	Resultados de la validación de códigos usando los modelos de turbulencia “ $\kappa - \varepsilon$ ”.	89
4.1.4	Validación de códigos para la cavidad cuadrada usando los modelos de turbulencia “ $k - \omega$ ”.	92
4.1.5	Resultados de la validación de códigos usando los modelos de turbulencia $k - \omega$.	93
4.2	Convección natural con flujo turbulento en una cavidad alargada calentada diferencialmente en las paredes verticales.	96
4.2.1	Verificación numérica para la cavidad alargada.	96
4.2.2	Validación de códigos con resultados experimentales de una cavidad calentada diferencialmente, alargada.	98
4.3	Intercambio radiativo entre superficies de una cavidad	100
4.3.1	Intercambio radiativo entre superficies en una cavidad rectangular.	101
4.3.2	Estudio de la transferencia de calor combinada (<i>acople de modelos convectivo y radiativo</i>) en una cavidad cuadrada calentada diferencialmente.	103
4.4	Convergencia del código numérico	104
4.4.1	Estudio de independencia de malla.	105
4.5	Resumen 4	107
Capítulo 5	DISPOSITIVO EXPERIMENTAL	108
5.1	Descripción general de las tres configuraciones de la chimenea solar	108
5.1.1	Modelo físico experimental (Configuración A).	108
5.1.2	Modelo físico experimental (Configuración B).	109
5.1.3	Estudios preliminares en la chimenea solar.	110
5.1.3.1	Resultados de la primera simulación.	111
5.1.4	Geometría de la configuración modificada.	112
5.2	Instrumentación	115
5.2.1	Características de los instrumentos y dispositivos.	115
5.2.2	Geometría de la entrada de aire a la chimenea solar.	118
5.3	Medición de las condiciones meteorológicas en la chimenea solar	119
5.4	Resultados experimentales	120
5.4.1	Irradiancia.	120
5.4.2	Temperaturas de superficie en el muro de hormigón.	121
5.4.3	Temperatura de la cubierta de vidrio.	122

5.4.4	Temperaturas del aire a la entrada y a la salida.	123
5.4.5	Razón de flujo de aire.	124
5.4.6	Determinación del coeficiente de descarga.	125
5.5	Validación del código numérico	127
5.5.1	Validación del código numérico del modelo Convectivo-Radiativo.	127
5.5.2.	Resultados de la validación (convección-radiación).	129
5.6	Resumen 5	132
Capítulo 6	RESULTADOS	133
6.1	Estudio paramétrico del sistema	133
6.1.1	Transferencia de calor conjugada con convección natural.	134
6.2	Resultados para el caso de considerar sólo convección natural.	135
6.2.1	Líneas de corriente en el canal de aire de la chimenea solar.	135
6.2.2	Variación de la componente de velocidad “v” con la altura de la chimenea solar.	137
6.2.3	Isotermas en el sistema de la chimenea solar.	139
6.2.4	Temperatura del aire en el canal de la chimenea.	140
6.2.5	Temperatura promedio en la cubierta de vidrio.	142
6.2.6	Temperatura promedio del aire en el canal de la chimenea.	143
6.2.7	Diferencias de temperaturas promedio entre la superficie interior del muro de hormigón y la superficie interior del vidrio.	146
.....6.2.8	Números de Nusselt convectivos en la superficies internas del muro de hormigón “ $Nu_{ho,conv}$ ” y del vidrio “ $Nu_{g,conv}$ ”.	147
.....6.2.9	Números de Nusselt radiativos en la superficies internas del muro de hormigón “ $Nu_{ho,rad}$ ” y del vidrio “ $Nu_{g,rad}$ ”.	148
6.2.10	Números de Nusselt totales en las superficies del hormigón “ $Nu_{ho,tot}$ ” y del vidrio “ $Nu_{g,tot}$ ”.	149
6.2.11	Eficiencia promedio en la chimenea solar.	150
6.2.12	Caudal promedio de aire en la chimenea solar.	151
6.3	Transferencia de calor conjugada con convección forzada.	153
6.3.1	Resultados para la variación de parámetros considerando convección forzada.	153
6.3.2	Líneas de corriente en el canal de aire de la chimenea solar.	154
6.3.3	Variación de la componente de velocidad “v” con la altura de la chimenea solar.	157
6.3.4	Isotermas en el sistema de la chimenea solar.	160

6.3.5	Temperatura promedio en el vidrio.	164
6.3.6	Temperatura promedio en el muro de hormigón.	165
6.3.7	Temperatura promedio del aire en el canal de la chimenea.	167
6.3.8	Diferencias de temperaturas promedio del aire a la salida y la entrada ($T_{sal}-T_{ent}$).	168
6.3.9	Diferencia de temperaturas promedios entre la superficie interior del muro de hormigón y la superficie interior del vidrio.	169
6.3.10	Componente de velocidad promedio “v” dentro del canal de la chimenea.	170
6.3.11	Variación de la componente de velocidad “v” con la altura de la chimenea solar.	171
6.3.12	Variación de la temperatura del aire en el canal de la chimenea solar respecto a la altura.	174
6.3.13	Número de de Nusselt convectivo en la superficie interior del muro de hormigón “ $Nu_{ho,conv}$ ” y en la superficie interior del vidrio “ $Nu_{g,conv}$ ”.	177
6.3.14	Número de Nusselt radiativo en la superficie interior del muro de hormigón “ $Nu_{ho,rad}$ ” y en la superficie interior del vidrio “ $Nu_{g,rad}$ ”.	178
6.3.15	Números de Nusselt locales en la superficie del muro de hormigón.	179
6.3.16	Números de Nusselt totales en la superficie del muro de hormigón “ $Nu_{ho,tot}$ ” y en la superficie de vidrio “ $Nu_{g,tot}$ ”.	180
6.3.17	Eficiencia promedio en la chimenea solar.	181
6.3.18	Caudal de aire a través de la chimenea solar.	182
6.4	Resumen 6.	183
Capítulo 7	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	184
7.1	Conclusiones generales	184
7.2	Recomendaciones generales	185
Referencias		186
Apéndice A		
A.	Formulación matemática general	193
A.1	Ecuaciones gobernantes.	193
A.1.1	Ecuación de conservación de masa.	193
A.1.2	Ecuación de conservación de cantidad de movimiento.	194
A.1.3	Ecuación de conservación de energía.	195
Apéndice B		
B.	Modelado de turbulencia	197

B.1 Estrategias para el modelado teórico del fenómeno de turbulencia.	197
B.1.1 Modelado de la turbulencia con la técnica RANS.	198
B.1.2 Modelos de turbulencia de la familia “ $k - \varepsilon$ ”.	201
B.1.3 Modelos de turbulencia “ $k - \omega$ ”.	203
Apéndice C	
C. Factores de vista	205
C.1 Métodos para la evaluación de los factores de vista.	206
C.1.1 Método de cuerdas cruzadas.	207
Apéndice D	
D. Parámetros de las simulaciones	211
D.1 Variación de parámetros (Convección Natural).	211
D.2 Variación de parámetros (Convección Forzada).	212

RESUMEN

El uso de sistemas convencionales para climatizar el aire en viviendas y/o edificaciones representa hoy en día un alto porcentaje del consumo energético. Por ello, se han buscado otras alternativas a través del uso de fuentes de energía renovable. Los nuevos diseños de viviendas y edificaciones contemplan el aprovechamiento de estas fuentes naturales, y la ventilación juega un papel importante en las técnicas de acondicionamiento, a través del uso de sistemas pasivos. Dentro de los sistemas pasivos de ventilación, podemos mencionar a las *Chimeneas Solares*, las cuales se han venido estudiando con gran interés durante las últimas décadas, pero su uso data desde el siglo XVI.

En este trabajo de tesis se presenta el estudio teórico-experimental del funcionamiento térmico en detalle de una chimenea solar, la superficie de absorción es un muro de hormigón, cuyo espesor es de 0.15 m, tiene una altura de 4.5 m, y un largo de 1.0 m. Se formula un modelo físico y un modelo matemático, bajo ciertas simplificaciones, para simular el funcionamiento térmico e hidrodinámico del sistema. Las consideraciones principales que se hicieron fueron: estudio en dos dimensiones, flujo turbulento, estado pseudo-transitorio, transferencia de calor conjugada, y flujo incompresible. Se utilizó la técnica de volumen finito, para el tratamiento y la solución de las ecuaciones de conservación de masa, momentum y energía, más dos ecuaciones adicionales de las variables de turbulencia.

Antes de modelar el sistema como tal, fue necesario resolver distintos problemas planteados en la literatura, a través de la implementación de códigos numéricos que fueron verificados y validados con resultados conocidos. Se inició con un estudio en cavidades en régimen laminar considerando transferencia de calor por pura convección, después se extendió el estudio a régimen turbulento considerando pura convección, pura radiación y una combinación de ambas. Se implementaron seis modelos de turbulencia, cuatro de la familia k-epsilon, y dos de la familia k-omega. Los resultados de los modelos de turbulencia de la familia k-omega, mostraron menores desviaciones respecto a los resultados de los modelos de la familia k-epsilon, durante la verificación y validación de los mismos, de tal forma que para realizar el estudio paramétrico se utilizó la segunda familia de modelos.

Para validar los códigos, se utilizaron datos experimentales adquiridos de una chimenea solar previamente instrumentada que se ubica en la Plataforma Solar de Almería (España). Durante la validación, se consideró la transferencia de calor conjugada (convección más radiación). Las desviaciones máximas porcentuales entre los valores experimentales y los valores teóricos del modelo estuvieron entre 1.0 y 4.6 por ciento para la temperatura, y de 8.6 a 21.6 por ciento para la componente de velocidad del aire " v " en el canal de la chimenea.

Una vez validado el código numérico, se realizó un estudio paramétrico en el sistema para dos casos de interés: (a) Convección natural, y (b) Convección forzada. Se obtuvieron correlaciones para los distintos parámetros de interés en ambos casos. Se encontró, que la razón de aspecto (Altura/ancho de canal) debe considerar la altura de la entrada de aire al sistema, para el primer caso.

Experimentalmente, en esta chimenea solar, se registraron caudales de aire entre 50 y 374 metros cúbicos por hora, los cuales pueden generar de 2 a 13 cambios de aire por hora, para una habitación de 27 metros cúbicos.

Otro de los parámetros de interés, que se determinaron en forma experimental fue el coeficiente de descarga, el cual resultó ser de 0.52, comparado con un valor teórico de 0.44.

Los resultados del presente estudio servirán para proponer mejores diseños de Chimeneas Solares, como sistemas pasivos de ventilación natural.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 Generalidades

En una sociedad tecnológicamente moderna como la actual, los seres humanos desarrollan gran parte de sus actividades cotidianas en el interior de viviendas y edificaciones. Naturalmente, entre más confortables sean las condiciones del medio, mejor será el desempeño de dichas actividades por parte de los ocupantes.

Por otra parte, la gran variedad de climas en las diferentes zonas geográficas habitadas por el hombre hace que en la mayoría de los casos no se tengan dichas condiciones favorables, las cuales pueden variar durante el transcurso del día y del año, por lo anterior, surge la necesidad de proveer de forma natural o artificial estas condiciones de confort humano. El confort humano se alcanza cuando se obtienen valores aceptables de ciertas variables para el aire como son la temperatura, la humedad relativa, el movimiento del aire y cierta calidad del mismo, en la zona ocupada. El rango de estas variables dependerá principalmente de la actividad que los ocupantes estén desarrollando y en gran medida de la época del año. Un rango aceptable recomendado de las temperaturas operativas de confort durante el invierno y durante el verano son de 20 °C a 24 °C, y de 23 °C a 27 °C respectivamente (ASHRAE 55-1981). Los valores aceptables para las velocidades promedios máximas del aire en el interior de la zona ocupada son de 0.15 ms⁻¹, y 0.25 ms⁻¹ para el invierno y para el verano respectivamente. El rango de humedad relativa dependerá de la temperatura operativa (30% a 70 %) y la calidad del aire dependerá del contenido de impurezas, y de los contaminantes generados por el mismo mobiliario de la vivienda o edificación y por sus ocupantes).

A su vez, la historia de la humanidad muestra que desde hace mucho tiempo el hombre, sin el conocimiento previo de los estándares actuales, ha buscado estas condiciones favorables de confort a través de medios naturales, prueba de ello son algunas arquitecturas antiguas que utilizaron estrategias naturales como es la ventilación. *La ventilación puede definirse como el reemplazo del aire interno en una habitación por aire del exterior, mejorando de esta forma su calidad.* La ventilación en una vivienda, contribuye, pero por sí misma, no constituye un medio para alcanzar al cien por ciento esas condiciones de confort en la mayoría de los casos, a menos de que se preacondicione el aire de entrada.

Con el transcurso del tiempo y gracias a los avances tecnológicos obtenidos hasta la primera mitad del siglo pasado, fue posible desde entonces darle una aplicación más amplia a la energía eléctrica, esto se manifestó en el ingenio del hombre para fabricar sistemas convencionales de acondicionamiento de aire para viviendas y edificaciones, y de esta forma fue posible conseguir ciertas condiciones del confort de forma artificial. La comercialización de estos sistemas convencionales de calefacción y de aire acondicionado hizo no solamente que el desarrollo de los sistemas naturales de ventilación que se habían venido desarrollando se estancara, sino también que estos fueran reemplazos casi en su totalidad por los nuevos sistemas convencionales. El auge de la explotación de combustibles fósiles y la generación de energía eléctrica a partir de estos energéticos favoreció en gran medida al desarrollo de los sistemas convencionales de acondicionamiento de aire. Sin embargo, y a pesar de la crisis energética durante la década de 1970, el uso desmedido de estos sistemas convencionales de acondicionamiento de aire no disminuyó. Por el contrario, en muchos países se siguen instalando grandes cantidades de estos sistemas, mucho se debe al crecimiento de la población, pero debido a la gran diversidad de climas que podemos encontrar y desde luego a lo cómodo que representa el seguir haciendo un uso desmedido de los energéticos.

El uso de sistemas convencionales de calefacción y aire acondicionado en la climatización de edificaciones representa hoy en día un alto porcentaje del consumo energético, y por lo tanto contribuye en gran medida al problema del calentamiento global del medio ambiente. Sabemos también de antemano, que las reservas energéticas van en disminución (fuentes de energía no renovables), y que la quema inmoderada de los combustibles fósiles representa un fuerte impacto ambiental. *(Una fuente de energía que se renueva en el tiempo o cuya fuente es duradera por muy largos periodos se considera energía renovable, en caso contrario, se considera como fuente de energía no renovable).*

Como medidas preventivas y correctivas se han buscado soluciones a nivel mundial para amortizar esta situación problemática, prueba de ello fue el acuerdo del protocolo de Kioto en 1997. El Protocolo de Kioto fue un acuerdo internacional firmado inicialmente entre algunos países, principalmente de la Unión Europea. El objetivo principal de este acuerdo es reducir en cierta proporción la emisión de gases contaminantes hacia el medio ambiente, ya que se considera que son la causa principal del calentamiento global. Este protocolo entró en vigor el 16 de febrero de 2005, y en la actualidad la gran mayoría de los países lo han firmado y ratificado, con la excepción de los Estados Unidos de América entre otros.

Para contribuir a la disminución de emisión de contaminantes hacia el medio ambiente, y con ello permitir que se cumpla el objetivo de dicho acuerdo internacional, debemos racionalizar el empleo de las fuentes de energías no renovables y fomentar el uso de aquellas fuentes renovables de energía. Dentro de las fuentes de energía renovables viables de utilizar podemos mencionar a la *energía eólica, la solar, la fotovoltaica, y la biomasa* entre otras. El tratamiento de

estas fuentes de energía junto con las técnicas de aplicación es el nuevo reto de la humanidad.

Los nuevos diseños de viviendas y edificaciones contemplan el aprovechamiento de estas fuentes naturales, y la ventilación juega un papel importante en las técnicas de aplicación. La ventilación es un término que engloba la mayoría de las variables de confort humano, y actualmente se considera una de las estrategias primordiales en el diseño de viviendas y edificaciones.

La ventilación puede clasificarse en dos tipos: ventilación forzada y ventilación natural. *La ventilación forzada* hace uso de medios mecánicos tales como los ventiladores y los extractores, mientras que *la ventilación natural* lo hace a través de medios pasivos que aprovechan las fuerzas naturales como el viento, fuerzas de flotación debido a diferencias de densidades provocadas por gradientes térmicos provenientes de la energía solar. El uso de sistemas pasivos para ventilar naturalmente una vivienda o edificación es una técnica antigua, quizás no del todo perfeccionada, y ha retomado importancia durante las últimas tres décadas. *Un sistema pasivo puede definirse como un dispositivo simple en construcción y en funcionamiento, y que puede formar parte de la misma estructura de la construcción.* Indiscutiblemente, las edificaciones ventiladas naturalmente utilizan menor energía eléctrica que las ventiladas mecánicamente, razón por la cual estos sistemas han tomado gran importancia durante los últimos años.

Dentro de los sistemas pasivos de ventilación podemos mencionar las Torres de viento, las Paredes Trombe, las Fachadas dobles y las **Chimeneas Solares**, cada uno de estos sistemas son capaces de inducir el aire a través del recinto haciendo uso de fuentes de energía natural como el viento y/o la energía solar. Su estudio ha retomado gran interés entre la comunidad científica durante las últimas décadas.

Las Torres de viento son adecuadas en lugares donde las edificaciones son de baja altura y donde exista una velocidad adecuada del viento. Las paredes Trombe, aunque pueden usarse para ventilar una habitación, su función principal es producir calentamiento pasivo. Las fachadas dobles, además de generar ventilación en una edificación, pueden usarse para controlar, de alguna forma y en cierta proporción, la intensidad luminosa y el nivel de ruido, del exterior hacia el interior de una edificación. Las chimeneas solares se usan con propósitos de ventilación principalmente, y presentan la ventaja de usar energía solar (la cual es muy abundante) y de poder almacenarla en forma de calor durante el día para también usarla durante la noche. Su estudio es el tema principal de este trabajo.

Una chimenea solar puede definirse como una cavidad ventilada alargada, generalmente ubicada en la parte más soleada de una edificación. El aire en el interior de la chimenea se calienta por la radiación solar, dando lugar a un incremento de las fuerzas de flotación, las cuales a su vez inducen el aire hacia la parte superior y posteriormente hacia el exterior de la chimenea solar. La extracción del aire en una edificación por la chimenea solar, origina que aire desde

el exterior pase a ocupar el espacio desalojado al interior del recinto, a través de aberturas tales como puertas y ventanas, y de esta forma proporciona ventilación a la edificación.

1.2 Antecedentes

La ventilación natural usando chimeneas solares no es un concepto nuevo. Existen referencias del uso de estos dispositivos en edificaciones históricas del siglo XVI (Spencer, 2001).

Otra referencia de las chimeneas solares es la proporcionada por Lorenzo (2002), del Instituto de Energía Solar de la Universidad Politécnica de Madrid, el cual hace mención a uno de los estudios teóricos más antiguos encontrados en la literatura **“Proyecto de Motor Solar”** de Isidoro Cabanyes, publicado el 25 de agosto de 1903 en la revista “La Energía Eléctrica” (Rescatado de los archivos históricos de la energía solar por F. Dobon). Dicho proyecto consistía de tres elementos de gran tamaño; una chimenea solar, un colector solar destinado a calentar el aire y un generador eólico destinado a producir trabajo mecánico. En 1981 (78 años más tarde) y al parecer, sin el previo conocimiento del estudio realizado en 1903, en la localidad manchega de Manzanares-España, se construyó una máquina similar a la propuesta por Cabanyes, la chimenea tenía una altura de 195 m y un diámetro de 10 m. El colector solar era un enorme invernadero de plástico de 240 m², y en la base de la chimenea se instaló un generador eólico de 50 kW de potencia. Actualmente ya no se encuentra en funcionamiento este sistema.

Otros estudios, particularmente sobre el tiro y la capacidad de chimeneas es el reportado por Mingle en 1925. En esta publicación se describe el funcionamiento y los parámetros que deben tomarse en cuenta en el diseño de las chimeneas convencionales. Se destaca la teoría del tiro natural y la capacidad, la altura de la chimenea, las pérdidas originadas por la velocidad y por la fricción, entre otros temas de interés.

Actualmente, la ventilación en edificaciones sigue siendo un factor muy importante que debe tomarse en cuenta al momento de diseñar cualquier edificación o vivienda, y las chimeneas solares son sistemas pasivos que pueden utilizarse como una alternativa para disminuir el consumo de energía de dichas edificaciones. Para ello, es necesario el estudio a detalle de este tipo de sistemas para conocer más a fondo su comportamiento termodinámico y poder diseñar adecuadamente sistemas de ventilación natural en viviendas y edificaciones.

A continuación se presenta la revisión bibliográfica de este estudio.

1.3 Revisión bibliográfica

En este estudio bibliográfico se describen los trabajos teóricos, teóricos-experimentales, y experimentales más relevantes sobre sistemas pasivos de ventilación.

1.3.1 Estudios teóricos.

Entre los estudios teóricos para describir el funcionamiento térmico de una chimenea solar se encuentra el realizado por Barra y Carratelli (1979). La chimenea en estudio tiene dimensiones de 1 m de ancho por 4 m de altura y un espesor variable del canal (0.01 m a 0.30 m). Se consideró convección natural en régimen laminar, flujo en una dimensión (1-D), estado estacionario (EE). El sistema en estudio es muy similar al de una pared Trombe y está destinado al calentamiento y a la ventilación natural de una habitación. Los autores implementaron un código numérico basado en un esquema de diferencias finitas para simular el sistema en estudio. Como resultados, se presentan los perfiles de temperatura como función de lo largo y ancho del canal para dos valores de irradiancia solar, 350 W/m² y 700 W/m². También se presenta la potencia térmica retenida como función del espesor del canal. Los autores concluyen que existe un espesor óptimo del canal entre 0.01 m y 0.10 m y que éste es función de la radiación solar incidente. Finalmente recomiendan que para obtener modelos más satisfactorios, es necesario realizar estudios teórico-experimentales con condiciones de flujo en transición y flujos turbulentos.

Uno de los primeros estudios numéricos de sistemas de calentamiento pasivo que incluyen una pared Trombe y una habitación es el realizado por Ormiston et al., (1986) Figura 1-1. En este estudio los autores consideran el flujo en régimen laminar, fluido Newtoniano, dos dimensiones (2-D). Las dos paredes horizontales y la pared vertical derecha de la habitación se consideran aisladas, mientras que la pared izquierda se considera a una temperatura uniforme T_1 . Dentro de la cavidad se encuentra un muro absorbedor el cual se mantiene a temperatura constante T_2 de altura H_y y espesor H_x . La longitudes se expresan en términos del espesor del canal de la forma siguiente: $H_y=18d$, $h=d$, $H_x=d$, $L=20d$.

El fluido dentro de la habitación es aire, el cual recibe energía desde la pared absorbidora en el interior del canal provocando un incremento en su temperatura, de tal manera que se genera un movimiento ascendente desde el canal y hacia el interior de la habitación. Las ecuaciones que gobiernan el sistema fueron escritas en coordenadas ortogonales generalizadas y para resolverlas se usó el método de volumen finito (MVF). Los autores implementaron un código numérico que fue previamente validado con resultados publicados en la literatura. Como resultados se presentan las líneas de corriente, las isotermas, y los números de Nusselt como función del número de Rayleigh (Ra). Del análisis se muestra que para la geometría dada, el flujo y la transferencia de calor se caracterizan por dos números de Rayleigh, un número interno (Ra_{int}) que gobierna la convección natural

en el canal tomando en cuenta T_1 diferente de T_2 y un número externo (Ra_{ext}) que gobierna la convección natural entre la habitación y el canal, T_1 igual a T_2 respecto a T_3 . Ambos números de Ra se encuentran en un intervalo de 0 y 10^5 . Cuando el cociente de $Ra_{ext}/Ra_{int} \gg 1$, se forma un patrón de líneas de corriente de celdas unitarias, muy similar al patrón de una cavidad calentada diferencialmente, pero cuando $Ra_{ext}/Ra_{int} \ll 1$ el patrón de líneas de corriente que se forma es de dos celdas, lo cual modifica significativamente la transferencia de calor desde el canal hacia el interior de la habitación.

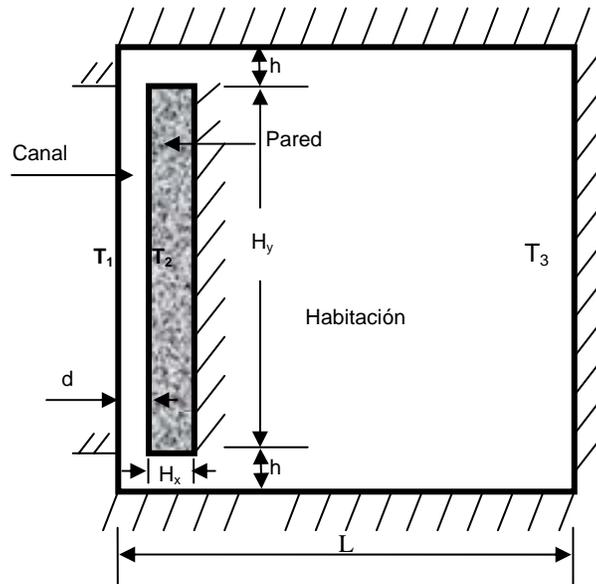


Figura 1-1. Geometrías de sistemas pasivos: Ormiston et al., (1986).

Entre los estudios teóricos para mejorar el funcionamiento térmico de una Chimenea Solar se encuentra el de Bouchair y Fitzgerald (1988), En la Figura 1-2 se muestra una sección de la chimenea solar acoplada a una habitación. Los autores usaron la técnica numérica de diferencias finitas para el cálculo de la ganancia de calor en la pared almacenadora de calor. El objetivo de este estudio fue obtener las ganancias de calor en la pared absorbidora variando la orientación de la chimenea solar.

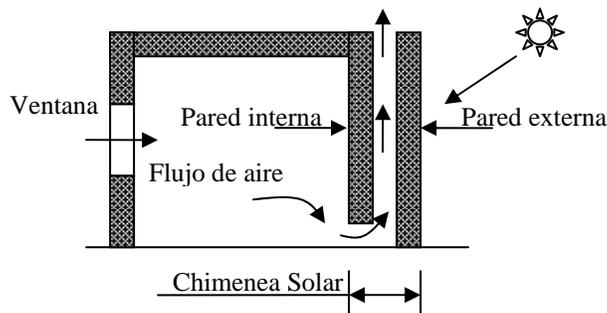


Figura 1-2. Sección transversal de una habitación y una Chimenea Solar, Bouchair y Fitzgerald (1988).

Como resultados, los autores muestran que existe una dependencia del calor almacenado en una chimenea solar con la orientación de la misma, y concluyen que una chimenea que está orientada hacia el Oeste recibe más energía que una orientada hacia el Sur a una latitud de 33°.

De los sistemas de calentamiento pasivo usando paredes Trombe se puede mencionar el publicado por Ben y Bilgen (1991). Es un estudio con una técnica numérica que incluye, una habitación con una pared Trombe integrada. La geometría en este estudio es muy similar a la publicada por Ormiston et al., en 1986, su principal diferencia es que únicamente las paredes horizontales se encuentran aisladas. Se usaron las consideraciones de flujo en estado estacionario, régimen laminar y dos dimensiones. Las ecuaciones gobernantes del sistema fueron discretizadas y resueltas usando la metodología de volumen finito, se usó el algoritmo SIMPLER, y una malla desplazada para el cálculo de las velocidades. Se hizo una variación de parámetros en un rango de números de Rayleigh de 10^7 a 10^8 , y un gradiente de temperaturas entre la cubierta de vidrio y la pared de la habitación opuesta al canal de ΔT de -10 °C a 10 °C. Del estudio paramétrico realizado se presentan los perfiles de velocidades y de temperatura a media altura del canal para diferentes números de Rayleigh, así como el coeficiente de transferencia de calor como función del número de Rayleigh. También se presentan las líneas de corriente y las isotermas en todo el dominio como función del número de Rayleigh, dos tipos de geometrías, con y sin aberturas en la parte inferior y superior del muro, y se encontró, que cuando el sistema funciona como simple muro Trombe, esto es, sin aberturas en el muro, la transferencia de calor hacia el interior es mayor en horas soleadas.

Continuando con los estudios teóricos sobre sistemas pasivos de ventilación se puede mencionar el publicado por Bansal et al., (1993), es un estudio basado en balances globales de energía. El sistema incluye un colector y una chimenea solar, ambos integrados a un techo inclinado de una habitación. En este estudio los autores derivaron dos ecuaciones para los caudales tanto para la entrada como para la salida de la chimenea a partir de la ecuación de Bernoulli y de la ecuación de continuidad. Con las correlaciones derivadas y variando los coeficientes de descarga (0.5, 0.6, 0.7 y 0.8) se calcularon los flujos volumétricos de aire como función de la irradiancia a la entrada para tres valores de temperatura ambiente (24 °C, 30 °C, y 36 °C), dichos caudales son mayores cuando se incrementa la irradiancia solar. Los cálculos se hicieron considerando una habitación cuyo volumen fue de 64 m³. Se probaron diferentes valores para los tamaños del área de captación solar y espesores del canal. Los valores de las dimensiones que se reportan como óptimos fueron de 1.5 m x 1.5 m x 0.15 m, largo, ancho y de espesor respectivamente. De los resultados, se concluye que para estas dimensiones se obtienen de 3 a 6 cambios de volúmenes de aire por hora. En general, los estudios globales no proporcionan información a detalle del sistema, sin embargo, lo interesante de este estudio, son las correlaciones derivadas para el cálculo de los caudales, las cuales han sido muy utilizadas, y a su vez, muy referenciadas hasta la fecha en estudios actuales usando balances globales de energía.

Un estudio teórico basado en balances globales sobre sistemas de ventilación natural es el realizado por Bansal et al., (1994). En este trabajo, las chimeneas solares se auxilian de una torre de viento, ver Figura 1-3. Las chimeneas tienen un ángulo de inclinación de 30° , su longitud es de 2.0 m, el ancho es de 1.5 m, el espesor del canal es de 0.15 m, las áreas de entrada y de salida son de 0.225 m^2 , las habitaciones se consideran de 64 m^3 . En el modelo se usaron correlaciones que fueron derivadas para el cálculo del flujo volumétrico usando coeficientes de pérdidas de presión publicados en la literatura. Como resultados, se presentan las razones de flujo másico como función de la irradiancia, para la torre de viento, y para la torre más las chimeneas solares, las velocidades de entrada que se utilizaron fueron 1.0, 2.0, 3.0, 4.0 y 5.0 m/s. Fue posible generar 20 cambios por hora de aire usando únicamente la torre de viento, y 60 cambios de aire usando la torre y las chimeneas solares para una irradiancia máxima de 700 W/m^2 . Se concluye que el efecto del tiro de la chimenea es mayor cuando las velocidades del viento a la entrada son de 1.0 y 2.0 m/s.

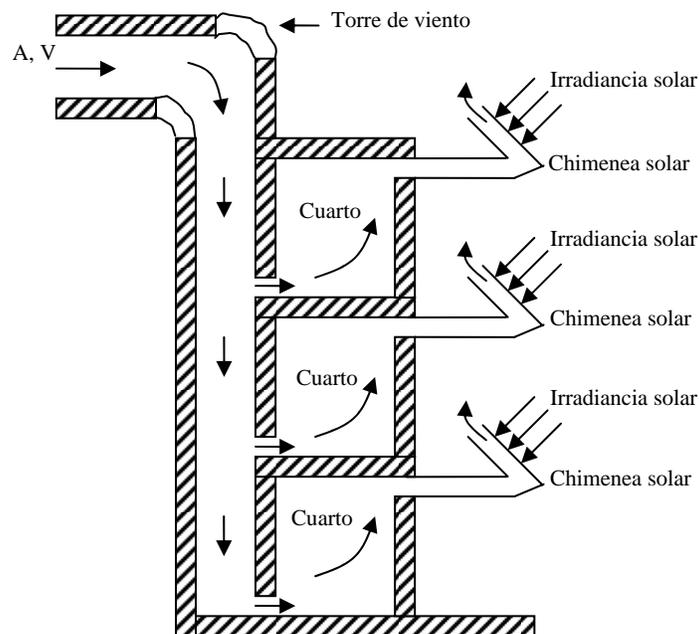


Figura 1-3. Diagrama esquemático de chimenea solar-torre de viento.

Dentro de los estudios teóricos sobre sistemas de ventilación natural se encuentra también el realizado por Awbi, 1994. En este estudio se analizaron tres tipos de sistemas (una chimenea solar, una pared Trombe y un colector de techo). Se sugiere considerar ciertos parámetros de diseño y utilizar una metodología para determinar el tamaño de un sistema de ventilación natural. Se propone un método en el cual se consideren los siguientes factores; tamaño y forma del recinto por acondicionar, altura de techo, masa térmica, localización de la edificación respecto a fuentes de contaminación ambiental y ganancias de calor. En este estudio se

describen tres tipos de sistemas de ventilación, la ventilación simple, la ventilación doble o de flujo cruzado, y la ventilación con flujo mixto. El primero, es el más sencillo de los tres, y consiste en usar una o dos aberturas en una sola pared de la edificación para producir la ventilación, tiene el inconveniente de no tener control sobre el sistema y puede aplicarse a edificaciones pequeñas (profundidad de recintos menores a 6 m). El segundo, aplica a recintos con profundidades mayores (de 6 m a 12 m), usa también dos aberturas para ventilar el recinto, pero estas aberturas se encuentran en paredes opuestas, es más efectiva que la ventilación simple, pero se tiene el mismo inconveniente de no poder controlar el flujo de aire que se introduce al recinto. El tercero y último tipo de ventilación, se aplica a edificaciones de gran tamaño que tienen ganancias térmicas considerables, como son los espacios para eventos públicos. Este tipo de recintos requieren de sistemas de ventilación más complejos. En estas edificaciones se usan alturas mayores a los 4 m para aprovechar el efecto de flotación. La abertura de entrada de aire se ubica en la parte inferior de la edificación, y la salida en su parte superior. En este estudio de Awbi se estima el cálculo del flujo másico que puede producir un sistema de ventilación natural, y se concluye que para ventilar naturalmente una edificación con cargas térmicas considerables es necesario aprovechar las fuerzas del viento y/o agregar sistemas mecánicos de ventilación.

Abounaga (1998), Abounaga y Abdrabboh (2000) realizaron un estudio teórico basado en balances de energía globales para un sistema chimenea solar-torre de viento. Estos estudios son muy similares al publicado por Bansal et al., (1994), donde se utilizan las mismas correlaciones para el cálculo de los flujos volumétricos y las temperaturas promedios del fluido, incluyendo aquellas correlaciones publicadas en la literatura para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor. La diferencia entre estos estudios son la geometría del sistema y la variación de parámetros que se hizo para el modelo. En el primero de los casos, las dimensiones de la chimenea solar fueron; longitud 1.5 m, ancho 3.6 m, espesor del canal (0.1-0.25 m), áreas de entrada a la chimenea 0.30-0.90 m², volumen de la habitación 72 m³, inclinación de la chimenea 25-35 °. Entre los resultados que se presentan para este estudio se tiene, un flujo másico máximo de 1.75 kg/s cuando el ángulo de inclinación de la chimenea es de 35°, para una irradiancia de 850 W/m², si se modifica el ángulo por arriba o por abajo de ese valor, el flujo másico disminuye. En el segundo de los casos se varía la altura de la chimenea de 1.95 a 3.45 m para determinar su valor óptimo con relación a la entrada de la chimenea, encontrándose que es posible generar un flujo de aire máximo de 2.3 m³/s con una altura de entrada a la chimenea de 0.15 m y una altura total de 3.45 m.

Otro de los propósitos de la ventilación es, proveer aire del exterior hacia interior de una vivienda y/o edificación (ya que en la mayoría de los casos el aire del exterior tiene mejor calidad respecto al aire del interior), además de remover el exceso de calor del interior de la edificación.

Desde el punto de vista de la salud humana, los contaminantes que se generan en el interior de viviendas y/o edificaciones, por causas diversas (mobiliario y a los mismos ocupantes) son factores de mucho interés.

Existen estudios donde se han determinado los diferentes tipos de contaminantes así como las concentraciones de los mismos en el interior de recintos. Kumar et al., en 1998, realizaron un estudio experimental con un recinto bioclimático de una sola cámara cuyas medidas son de 7 m x 11 m x 3 m, ancho, largo y alto respectivamente, y construyeron una chimenea solar de 5 m de altura y 0.5 m de diámetro, para evacuar el volumen de aire y analizarlo para determinar las concentraciones de los contaminantes. Como resultado los autores presentan concentraciones máximas de 10 componentes orgánicos responsables de la contaminación al interior de recintos así como los niveles de óxido nítrico (NO_x). Los resultados muestran que estas concentraciones son de 2 a 3 veces los niveles que se encuentran al exterior de una habitación.

Hamdy y Fikry en 1998, realizaron un estudio teórico en el cual determinaron un ángulo de inclinación óptimo para una chimenea solar acoplada al techo de una habitación, muy similar al trabajo realizado por Bansal et al., en 1993. Los resultados muestran que el ángulo óptimo de inclinación para la chimenea solar es de 60° para la zona en estudio (una localidad de Egipto, 32 grados de latitud Norte). Los autores recomiendan utilizar las chimeneas solares en combinación con otros elementos, tales como las torres de viento para proporcionar una adecuada ventilación natural.

La técnica de la dinámica de fluidos computacional, CFD, (*Computational Fluid Dynamics*) para simular el flujo de aire y la transferencia de calor en diferentes sistemas ha sido muy utilizada durante las últimas décadas gracias al avance sorprendente de las computadoras digitales, Gan (1998-a), Gan y Riffat (1998-b), presentan un estudio numérico de una chimenea solar para ventilación natural de edificios con recuperación de calor. Los autores aplicaron la técnica de recuperación de calor en edificios ventilados en forma natural. El programa en CFD fue validado con resultados experimentales que se encuentran publicados en la literatura bajo condiciones similares. La chimenea de referencia mide 2 m de altura, su ancho es variable al igual que la altura de la entrada, 0.1m-0.5m y 0.1m-0.4m respectivamente. Todas las paredes del canal son opacas y se calentaron desde 30°C a 60°C mediante calentadores eléctricos. Se presenta para todos los casos una diferencia promedio entre las predicciones teóricas y los valores experimentales de 3.5 % y una diferencia máxima de 5.6 % para un ancho de la cavidad de 0.3 m con una altura de entrada de aire de 0.1 m. Se observa que la razón de flujo se incrementa cuando aumenta la temperatura de la pared, y también cuando el ancho del canal aumenta de 0.1m a 0.2 m, más allá de este valor la razón de flujo disminuye. Lo anterior, se atribuye a que existe un flujo inverso por el centro del canal, fenómeno que también ha sido observado y mencionado por otros investigadores. Una vez validado el programa, simulamos el funcionamiento de otra chimenea cuya altura fue de 3m, 0.2 m de ancho del canal y una abertura de 0.2m x 1.0 m a la entrada. Se usaron una, dos y tres cubiertas

de vidrio en su pared sur para disminuir los efectos de condensación y formación de escarcha por las condiciones del clima del lugar (Zurich diciembre 21 , 45° latitud Norte). Una medida más efectiva de mejorar la razón del flujo es aprovechar las fuerzas de viento instalando algún tipo de accesorio a la entrada y a la salida de la chimenea solar.

Dai et al., en 2003, realizaron un estudio de una casa solar la cual está compuesta por dos subsistemas, una chimenea solar y una cavidad de enfriamiento por absorción para mejorar la ventilación natural en una habitación. La chimenea solar incluye un vidrio, un canal de aire y una pared de almacenamiento térmico. El sistema de enfriamiento por absorción incluye una placa plana adsorbente, un condensador, y un evaporador. Durante el día, ambos sistemas inducen ventilación, mientras que durante la noche se induce ventilación principalmente por el almacenamiento de calor en la chimenea. Para estimar los cambios de aire en la casa solar propuesta, se determinó primero la razón de flujo de aire para este diseño en particular, además de establecer las condiciones de operación. Lo anterior, se hizo con un modelo matemático de balances globales propuesto y validado con paquetes comerciales (MIX-Multi-zone infiltration and exfiltration). Los resultados muestran diferencias menores al 7 % para las razones de flujo de aire en un rango de irradiancia de 200 a 1000 W/m².

Ong, (2003-a), desarrolló un modelo matemático de balances globales para describir el funcionamiento térmico de una chimenea solar. La chimenea considerada es muy similar a una pared Trombe y de dimensiones y condiciones similares a un estudio teórico experimental de Hirunlabh et al., (1999) de cuyo estudio utilizó los resultados experimentales para validar su modelo. El objetivo de su estudio fue determinar la distribución de temperaturas en la pared, en la cubierta de vidrio y en la corriente de aire, y también determinar la razón de flujo de aire inducido por convección natural. De acuerdo a los resultados la temperatura en cada uno de los elementos se incrementa conforme se aumenta la longitud de la chimenea, para una irradiancia fija, y también aumenta cuando se incrementa la irradiancia manteniendo una longitud fija de la chimenea. La eficiencia disminuye al aumentar la longitud de la chimenea para una irradiancia constante y aumenta al incrementar la irradiancia para una longitud constante de la chimenea.

De los estudios teóricos (basados en balances globales) más recientes sobre chimeneas solares se encuentra el trabajo publicado por Miyazaki et al., (2006), en el cual se considera una chimenea solar de 3.6 m de altura, de ancho variable (0 m a 4 m) y de un espesor del canal también variable (de 0.2 m a 0.5 m). El sistema puede operar de tres modos; calentamiento pasivo, ventilación natural y aislamiento térmico, un esquema representativo se muestra en la Figura 1-4.

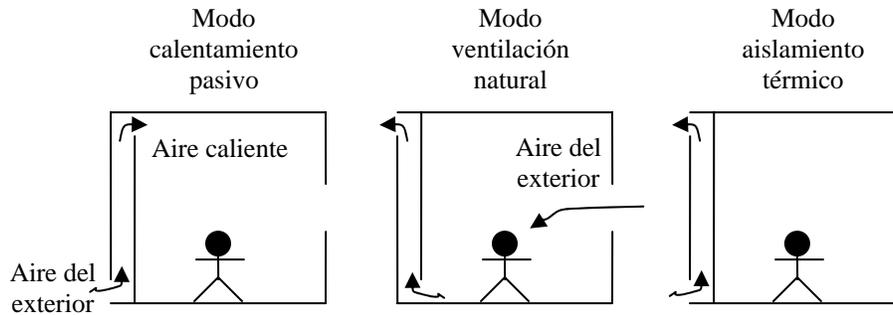


Figura 1-4. Tres modos de operación de una chimenea solar.

Cada uno de los modos opera de acuerdo a la estación del año. Adicional al modelo global que se usó en este mismo estudio de Miyazaki et al., (2006), se usó un modelo en CFD previamente validado con resultados experimentales publicados en la literatura para hacer una comparación con los resultados del modelo analítico de este estudio. Como resultados se presentan las razones de flujo másico por unidad de ancho de la chimenea como función del flujo de calor desde las paredes verticales. Se obtienen diferencias porcentuales de los flujos másicos entre ambos modelos menores al 9 %.

Los estudios recientes en cavidades abiertas como son las paredes Trombe, las fachadas dobles y las chimeneas solares han contribuido al mejoramiento en la ventilación natural de edificaciones, Gan en 2006, presentó un estudio numérico de estos sistemas. El autor utilizó un paquete de cómputo comercial (FLUENT) para simular el flujo de aire turbulento y la transferencia de calor en las cavidades haciendo uso del modelo estándar de turbulencia $k-\varepsilon$. La altura de la chimenea en estudio es de 6 m, tiene una abertura en la parte inferior y otra en la parte superior. El autor consideró tres tipos de aberturas inferiores dando como resultado tres tipos diferentes de chimeneas solares, los cuales se muestran en la Figura 1-5.

El espesor de canal se varió de 0.2 a 0.8 m con la finalidad de encontrar un valor óptimo. Como resultados, se muestran los flujos másicos del aire como función del espesor del canal para dos flujos de calor en la pared absorbidora (100 y 300 W/m^2). Se observa un flujo máximo para un espesor de 0.55 m, el cual es independiente del flujo de calor aplicado. El flujo másico se incrementa a medida que se suministra mayor flujo de calor a la pared absorbidora. Se presenta un flujo de aire inverso cerca de la cubierta de vidrio cuando el espesor del canal es mayor a 0.55 m. Se concluye que para una chimenea de 6 m de altura existe un espesor óptimo del canal, el cual se encuentra entre 0.55 m y 0.60 m.

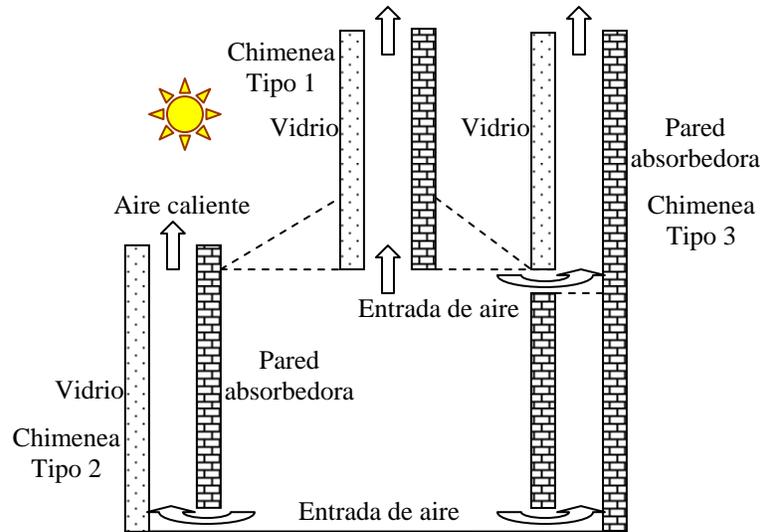


Figura 1-5. Tres tipos de chimeneas en una habitación para ventilación natural, Gan, (2006).

Recientemente Nouanégué et al., (2007) presentaron un estudio numérico de una torre de viento-solar simplificada considerando convección mixta. El estudio es en 2-D, en régimen laminar. Para resolver el sistema de ecuaciones de conservación representativas del sistema usaron el método de volumen finito y el algoritmo SIMPLER. Como resultados presentan un estudio paramétrico variando la razón de aspecto de 10 a 20 ($AR=H_y/d$), siendo H_y la altura de la cavidad y d el espesor del canal más el espesor de la pared. El número de Rayleigh se varió de 2×10^3 a 2×10^6 y el número de Reynolds de 10^2 a 10^3 . Del análisis de los resultados, los autores concluyen que el número de Richardson ($Ri=Ra/Re^2$) es un parámetro importante, y que valores menores a la unidad (Convección forzada) mejoran el funcionamiento del sistema. Otra de las conclusiones es que se consigue un aumento en la ventilación al aumentar la razón de aspecto AR.

Kasayapanand (2007), realizó un estudio teórico sobre una chimenea solar en pequeña escala ($5 \times 30 \text{ cm}^2$) para diferentes ángulos de inclinación aplicando una técnica que llamó electrohidrodinámica. Esta técnica consiste en aplicar un campo eléctrico en el interior de la chimenea para simular los patrones de flujo y de temperatura y de esta forma poder obtener los coeficientes de transferencia de calor del sistema. Los intervalos que se consideraron para el voltaje aplicado fueron de 7.5 kV a 17.5 kV, el número de Rayleigh se varió de 10^4 a 10^7 , y los ángulos de inclinación para la chimenea fueron 30° , 60° , 90° , y 120° . Los resultados muestran que se obtienen coeficientes de transferencia de calor mayores cuando se aumenta el número de Rayleigh para un ángulo de inclinación de 60° , al mismo tiempo que se consigue un máximo de flujo volumétrico.

Harris y Helwig (2007), realizaron un estudio teórico sobre el funcionamiento térmico de una chimenea solar. Para realizar la simulación los autores usaron el código PHOENICS de CFD, y las condiciones del clima de Edinburg en Escocia a una latitud de 52° . Los parámetros de estudio fueron; la variación del ángulo de

inclinación, el uso de doble cubierta de vidrio, y la variación de la emisividad en la superficie captadora. Como resultados, los autores muestran las temperaturas promedios de la cavidad, y la razón de flujo másico como función del ángulo de inclinación para diferentes valores de emisividades de la superficie captadora. También muestran la variación del flujo másico cuando se usa doble cubierta de vidrio. Los autores concluyen que el ángulo de inclinación óptimo para la chimenea solar es 67.5° , un incremento del 11 % respecto al flujo másico que proporcionaría una chimenea en la posición vertical (90°). El empleo de doble cubierta de vidrio no mejora el funcionamiento térmico significativamente. Sin embargo, el empleo de emisividades bajas (0.1-0.25) en la superficie captadora puede mejorar en un 10 % el funcionamiento térmico de la chimenea.

1.3.2 Estudios teóricos-experimentales.

De los trabajos teórico-experimentales más relevantes y quizás más completos sobre técnicas de enfriamiento pasivo para mejorar el confort térmico a bajo costo en edificaciones en climas calientes es el realizado por Bouchair (1989). El modelo físico en estudio es a escala real y se muestra en la Figura 1-6 con sus dimensiones respectivas. La cavidad representa una chimenea solar. El estudio se realizó en estado estacionario, dentro de un laboratorio, cuyas dimensiones fueron de 20 m de largo, 10 m de ancho y 5 m de alto, con la finalidad de simular un medio ambiente libre.

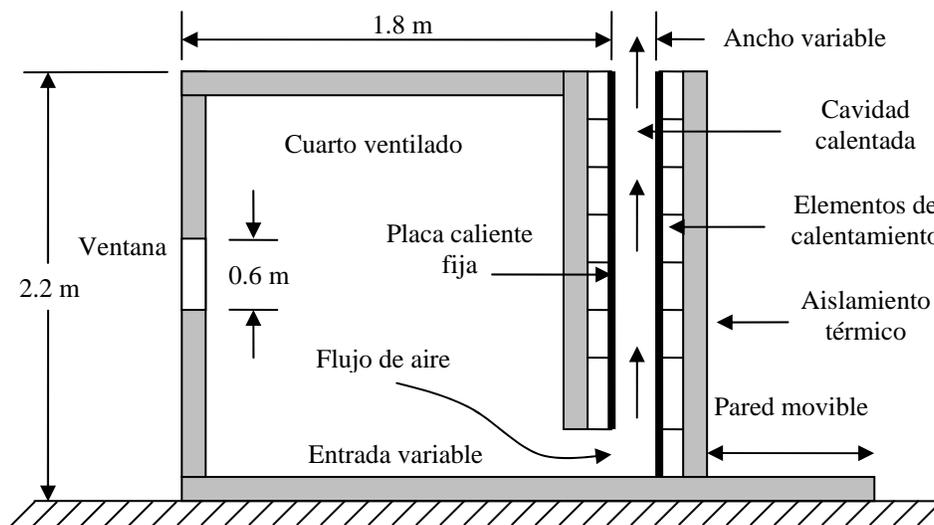


Figura 1-6. Sección vertical de la cavidad en estudio, Bouchair, (1989).

Las paredes que forman la cavidad se cubren internamente con láminas delgadas de aluminio cuyo espesor es de 2 mm las cuales se calientan eléctricamente, a su vez estas láminas se cubren con una capa fina de arena para simular la rugosidad de un material común de construcción como es el concreto y la separación entre

las placas es variable. La temperatura de superficie de las placas se varió desde 25 °C a 60 °C. Para medir la temperatura se usaron termopares tipo "T" previamente calibrados. Las dimensiones de la ventana y de la entrada de aire se variaron para estudiar el efecto de la razón de flujo de aire a través del sistema, se midieron las velocidades del aire en la entrada de la ventana, en la entrada y en la salida de la cavidad para cada condición geométrica. La separación entre placas (espesor del canal) también se varió (de 0.1 m a 1.0 m) para ver el efecto del flujo de aire a través del canal. Como resultados se obtuvieron los perfiles del flujo másico como función del espesor del canal para un intervalo de temperaturas de 25 °C a 60 °C, y se encontró que existe un incremento en el flujo cuando el espesor del canal va de 0.2 m a 0.3 m. Si se incrementa el espesor del canal más allá de 0.3 m no se obtiene un incremento significativo del flujo másico.

Finalmente, los resultados experimentales se compararon con aquellos resultados teóricos obtenidos a partir de un modelo dinámico previamente implementado. Con el modelo dinámico fue posible obtener los máximos flujos másicos para diferentes orientaciones de la cavidad (Este, Sur y Oeste), obteniéndose una mayor ventilación cuando la orientación de la cavidad es hacia el Oeste debido a una incidencia mayor de radiación solar que se tendría en la superficie captadora.

Bouchair (1994), continuando con su estudio previo de 1989 sobre la cavidad calentada eléctricamente, intenta incrementar la ventilación buscando parámetros geométricos óptimos del sistema. El estudio se hizo en condiciones de laboratorio a escala real. En la Figura 1-7 se muestra la geometría del sistema.

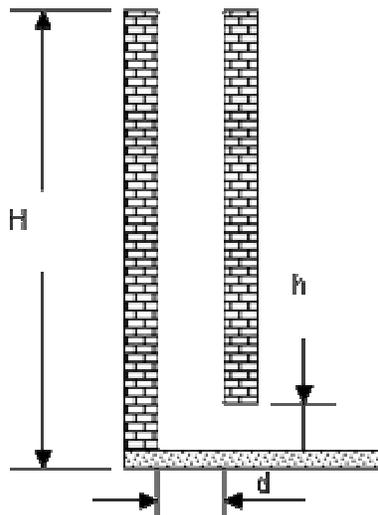


Figura 1-7. Cavidad en estudio de Bouchair, (1994).

La cavidad tiene una altura $H=2$ m, una longitud $L= 3$ m normal al plano de la página, un espesor del canal variable ($d=0.1\text{m}-1.0$ m), una altura de entrada $h=$

0.1m y 0.4 m, y está acoplada a una habitación la cual no se muestra en la Figura 1-7. Se suministra calor a las paredes de la cavidad a través de medios eléctricos, se les incrementa su temperatura en un rango de temperatura similar al que se tendría en climas cálidos (30-60 °C). La cavidad deberá contar con compuertas a la entrada y a la salida las cuales deberán permanecer cerradas durante el día. Durante la noche, estas compuertas deberán abrirse para producir la ventilación nocturna, en la cual si la temperatura del exterior es inferior a la de la habitación se producirá un enfriamiento pasivo en la habitación, logrando con ello un confort térmico.

Se dice que el confort térmico depende de distintos parámetros, como son: la temperatura del aire, la temperatura radiante media, la humedad relativa y el movimiento del aire, los cuales oscilan dentro de ciertos intervalos y definen la zona de confort que puede variar ligeramente según la época del año y según la región. En este estudio se investigan los efectos que se producen (sobre la razón del flujo másico) al variar parámetros tales como son; el espesor del canal (d), la altura de la entrada a la cavidad (h), y la temperatura de superficie (T_w en las paredes de la cavidad).

Para conocer la influencia que tienen el espesor del canal (d), la temperatura de superficie (T_w y la altura de la entrada (h) sobre el flujo másico, se variaron los siguientes parámetros: Espesor de canal, 0.1 m, 0.2 m, 0.3 m, 0.5 m y 1.0 m. Temperaturas de pared, 30 °C, 40 °C, 50 °C y 60 °C y dos alturas de entrada a la cavidad, 0.1 m y 0.4 m. Como resultados se observa que el flujo másico se maximiza entre 0.2 m y 0.3 m de espesor de canal, no importando la temperatura de superficie que se maneje y/o la altura de la entrada de la cavidad. Lo anterior se llevó a cabo manteniendo la temperatura del aire a la entrada del canal constante (20 °C). Al incrementar el espesor del canal más de 0.3 m y hasta 1.0 m no se obtienen beneficios. A medida que se incrementa la temperatura T_{sm} , se incrementa la razón de flujo másico, esto es debido al incremento en el efecto de las fuerzas de flotación.

Otro de los resultados interesantes obtenidos por Bouchair es el flujo inverso que se produce en el centro de la cavidad cuando el espesor del canal es de 0.5 m. Esto se pudo observar al utilizar trazas de humo que indicaban la dirección del flujo de aire en el centro de la salida de la cavidad. El estudio anterior se llevó a cabo debido a que se obtenía flujos másicos distintos entre la entrada y la salida de la cavidad. El espesor del canal al cual sucede un reflujo está asociado con los espesores de las capas límites que se generan en cada superficie, dando una relación aproximada de 1/10 para la altura de la cavidad entre el espesor de la misma ($AR=H_v/d$).

Unas trazas de humo sirvieron también para visualizar los patrones de flujo a través de la habitación, mostrando que la trayectoria del fluido sigue líneas de corriente desde la entrada a la habitación y hasta la entrada a la cavidad, lo cual sugiere que la ubicación de una ventana puede orientarse de tal forma que pueda renovarse gran parte del fluido en el recinto.

Para conocer el efecto que tiene la altura de la entrada de la cavidad (h) se usaron dos valores, 0.1 m y 0.4 m. Cuando se utilizó la primera altura (0.1 m) no se observó un aumento en el flujo másico al aumentar la temperatura de superficie T_w manteniendo constante la del fluido a la entrada de la cavidad (20 °C). Lo anterior, es debido a que en este caso las fuerzas de fricción predominan sobre las fuerzas de flotación que pudiera transmitirle el sistema al fluido. Sin embargo, cuando la altura de la entrada h , fue de 0.4 m, sí se observó un aumento en el flujo másico a medida que se aumentó la temperatura de la superficie T_w esto es debido a la disminución de la pérdidas de presión en el sistema.

Basándose en lo anterior, el autor implementó un modelo dinámico, el cual está basado en la solución numérica de la ecuación de Fourier para flujo de calor unidimensional en estado transitorio usando la técnica de diferencias finitas. Este modelo numérico le permitió al autor realizar un estudio paramétrico de una cavidad acoplada a una habitación con dimensiones de 3m x 3 m x 3 m, y poder predecir que existe un espesor óptimo de muro (de 0.10 m a 0.15 m) para el almacenamiento de energía térmica en cavidades con fines de ventilación nocturna.

Se concluye que el confort térmico puede mejorarse al utilizar chimeneas solares que induzcan ventilación nocturna. Que existe un espesor de canal óptimo el cual está relacionado con el espesor de las capas límites que se desarrollan en las superficies de la cavidad y que su relación es de 1/10 (H/d).

Hirunlabh et al., en 1999, construyeron una chimenea solar metálica (MSW) y la acoplaron a una casa habitación, la placa metálica fue aislada por el lado del cuarto. El estudio teórico-experimental realizado sirvió para obtener el calor removido de una casa habitación en Bangkok Tailandia. Las dimensiones de la casa en estudio son; 2.68 m de altura, con una base de 3.35 m x 3.45 m. área, por el lado sur se localizan una puerta y una ventana. La MSW fue acoplada en la pared Sur de la casa cuyas dimensiones son; 1.0 m de ancho y 2.0 m de alto. Se utilizó una cubierta de vidrio de 5 mm de espesor. En la parte inferior y superior de la placa se localizan dos pares de ventanas de 0.25 m x 0.05 m para la circulación del aire. El diseño de la MSW permitió variar la altura (de 1.0 m a 2.0 m) y el espacio de aire entre la pared metálica y la cubierta de vidrio (de 0.10 m a 0.145 m). El modelo matemático se consideró en estado estacionario, absorción de energía solar despreciable en la cubierta de vidrio, flujo de calor en una dimensión a través de la cubierta, de la placa y del cuarto, se consideraron propiedades de los materiales independientes de la temperatura, temperaturas iguales del cuarto y del medio ambiente, el fluido en el canal de la chimenea fue aire no absorbente de la radiación solar. Las ecuaciones resultantes de los balances de energía en cada uno de los elementos fueron resueltas utilizando el Método Newton-Raphson. Para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor se utilizaron correlaciones publicadas en la literatura. De los resultados los autores concluyen que el funcionamiento de una MSW con 2.0 m de altura y 0.145 m de espesor del canal producirá una ventilación óptima mejorando el confort térmico, también se dice

que el sistema es económico por los materiales utilizados y que este sistema pasivo puede utilizarse también para suministrar calor durante invierno en las zonas frías.

Afonso y Oliveira, en 2000, realizaron un estudio teórico-experimental sobre chimeneas solares. El estudio está dirigido a la aplicación de ventilación natural con la finalidad del mejoramiento en la calidad del aire del interior de una edificación. Durante este estudio se construyeron dos chimeneas, una sin cubierta de vidrio (chimenea-convencional) y la otra con cubierta de vidrio (chimenea-solar). Las dimensiones para ambas chimeneas son 2.0 m de altura con secciones transversales de 0.20 m x 1.0 m. Las paredes son de ladrillo con espesores de 0.10 m. Los procesos de transferencia de calor que se consideraron fueron; transferencia de calor por conducción en la pared absorbedora, radiación de onda larga entre la superficie absorbedora y la cubierta de vidrio, transferencia de calor por convección entre las superficies internas y externas. Se aplicó un modelo de diferencias finitas a la pared absorbedora considerando transferencia de calor unidimensional. La temperatura en la cubierta se consideró uniforme. Los coeficientes de transferencia de calor convectivos entre las superficies internas fueron calculados como función de la razón del flujo de aire, los coeficientes convectivos externos se calcularon como función de la velocidad del viento. El cálculo de la razón de flujo de aire se hizo de forma iterativa debido a que los coeficientes de transferencia de calor dependen de la razón de flujo. En cuanto a la parte experimental, se usó una técnica de gas trazador para medir las razones de flujo de aire en ambas chimeneas, encontrando razones de flujos mayores en la chimenea solar (30%) que en la chimenea convencional. El efecto del espesor de la pared absorbedora también fue analizado, se tomaron espesores de 5, 10, 15, y 20 cm, encontrándose un flujo de aire máximo con el espesor de 10 cm, sin embargo la razón de flujo cambia ligeramente con el espesor de pared. Se encontró que si no se aísla la pared absorbedora de las chimeneas la razón de flujo de aire disminuye hasta en un 60 %, un espesor de aislamiento de 5 cm es suficiente. De la comparación de resultados teóricos-experimentales entre ambas chimeneas se observó que la eficiencia de una chimenea solar es mayor (10 - 22 %) que la eficiencia de una chimenea convencional para las condiciones climatológicas de invierno en Portugal.

Raman et al., en 2001, realizaron un estudio teórico basado en balances globales de energía y un estudio experimental de dos sistemas solares pasivos. El primero incluye dos calentadores solares, uno instalado en el techo con un ángulo de inclinación de 45° (el cual funciona como chimenea solar) y el otro colocado en forma horizontal en el piso a las afueras de un cuarto. El segundo funciona como calentador durante invierno, y como enfriador durante verano. Las dimensiones de los calentadores son, 2.5 m x 1.2 m con una sola cubierta de vidrio en la parte superior y aislamiento en la parte inferior. Los calentadores se instalaron en una habitación cuyas medidas son, 5 m de largo, 4 m de ancho y 3 m de alto, las paredes son de ladrillo de 23 cm de espesor, en la pared Sur del cuarto se localiza una puerta de 2 m² y en las paredes Este y Oeste tienen una ventana de 1 m² cada una. Todas las paredes fueron aisladas incluyendo la parte interna del techo.

Con el modelo teórico se estimó la razón del flujo másico bajo distintas condiciones de operación tales como, intensidad de radiación solar, temperatura ambiente, ángulo de inclinación de los calentadores, etc. Para estudiar el comportamiento del sistema se realizaron mediciones de temperatura y razones de flujos másicos a través del sistema durante un periodo de 1 año. Los resultados muestran que durante invierno el sistema es capaz de mantener 4 °C por arriba de la temperatura de referencia en el cuarto y 2-3 °C por debajo de la temperatura de referencia durante verano. El segundo modelo experimental estudiado fue una modificación del primero. Se adaptó al cuarto una chimenea solar en la pared sur. La chimenea se formó con una parte de la pared pintada de negro y una cubierta de vidrio para formar el canal. Se hicieron dos orificios rectangulares para la entrada y la salida del aire, uno en la parte inferior y otro en la superior. Adicionalmente, se agregó un techo falso al ya existente dejando un espacio vacío para usarlo como canal por donde circula el aire. El techo lleva dos orificios rectangulares (de 0.2 m x 0.6 m para que exista ventilación) y esta acondicionado para enfriar el aire durante verano. El sistema funciona como calentador durante invierno, y como enfriador durante verano. Este segundo modelo presentó mejores resultados con respecto al primero, ya que mantiene la temperatura del cuarto a 30 °C cuando la temperatura ambiente es de 42 °C y a 16 °C cuando la temperatura ambiente disminuye hasta 1 °C en las noches de invierno. Este sistema es capaz de proporcionar condiciones de confort térmico a través de todo el año.

Condori et al., en 2001, realizan un estudio teórico basado en balances globales de una chimenea solar cilíndrica cuya aplicación esta destinada al secado solar con una carga útil de 10 Kg de producto. Para poder estimar los caudales de aire a partir de una variación de los diámetros y las longitudes de los ductos se usaron correlaciones de transferencia de calor publicadas en la literatura. Con la finalidad de validar el modelo teórico, se construyó una chimenea solar cilíndrica la cual está compuesta de un tubo interior absorbedor de lámina galvanizada y un tubo semitransparente exterior de policarbonato. Las longitudes de ambos ductos son de 2 m y sus diámetros son de 0.15 m y 0.35 m respectivamente. Los datos experimentales medidos en el prototipo se usaron para validar el modelo teórico, sin embargo el porcentaje máximo de desviación es muy elevado (30 %). Como puede observarse, deberá tenerse especial cuidado al usar modelos globales, ya que sus resultados pueden variar significativamente de los valores experimentales.

Entre otros estudios para simular el funcionamiento térmico de chimeneas solares con cierto ángulo de inclinación están los trabajos realizados por Adam et al., (2002). Adam et al., (2002) consideraron un canal simple con una cubierta acristalada en uno de sus lados, y una pared colectora o absorbidora en el otro. Los extremos superior e inferior están abiertos, y es a través de estas aberturas por donde circula un flujo de aire provocado por las fuerzas de flotación como consecuencia de gradientes térmicos entre la placa absorbidora y el fluido. En este estudio se desarrolló un modelo matemático en 2-D considerando los tres mecanismos de transferencia de calor como condiciones de frontera en la

superficie acristalada y en la placa absorbadora. Para validar el código numérico del modelo matemático construyeron el dispositivo experimental cuyas dimensiones son; 2.0 m de largo, 1.0 m de ancho, y de espesor del canal variable (0.10, 0.20 y 0.30 m). Se usaron cinco inclinaciones de la chimenea las cuales fueron 30°, 45°, 60°, 75°, y 90°. Los flujos de calor se suministraron a través de paneles calentados eléctricamente en la parte posterior de la placa absorbadora, la cual a su vez se aisló para reducir pérdidas de calor, las magnitudes de estos flujos de calor fueron 100, 300 y 500 W/m². Las mediciones se realizaron en un recinto experimental donde se mantuvo la temperatura entre valores de 13 y 16 °C. Se usaron termopares y un anemómetro de hilo caliente durante las mediciones de temperatura y de velocidad del aire a la salida del canal respectivamente. Como resultados se muestra que los flujos volumétricos de aire (m³/h) son fuertemente dependientes de los flujos de calor. También se obtuvo la dependencia de los flujos volumétricos del aire con respecto al ángulo de inclinación de la chimenea, encontrándose que existe un flujo volumétrico máximo cuando la inclinación de la chimenea es de 45°. Para el caso de variar el espesor del canal y obtener el flujo volumétrico del aire, se observa una tendencia creciente que pareciera alcanzar un máximo más allá de los 30 cm de espesor. Se concluye de este trabajo que las chimeneas solares deberían de operar al ángulo de inclinación óptimo del sistema cuando las circunstancias de diseño lo permitan.

De los estudios teórico-experimentales muy relevantes sobre chimeneas solares, se encuentra el realizado por Martí (2003), quien construyó una chimenea solar para caracterizarla energéticamente en el Laboratorio de Ensayos Energéticos para Componentes de la Edificación (LECE) que se encuentra en la Plataforma Solar de Almería (PSA) del Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas (CIEMAT-España).

La chimenea solar del LECE se construyó a escala real (4.5 m de altura, 1.0 m de ancho, y espesor de canal variable 0.10 m- 0.25 m), y se encuentra completamente aislada de alguna edificación. Para su construcción se emplearon materiales ordinarios, se encuentra expuesta a condiciones meteorológicas reales, lejos de cualquier sombreadamiento, y se encuentra orientada hacia el Sur. Los criterios de diseño que se consideraron para construir el dispositivo experimental fueron principalmente con base en las dimensiones de edificaciones reales existentes en climas mediterráneos, además, desde luego, se consideró la información publicada en la literatura referente a este tipo de sistemas de ventilación pasiva.

Con la finalidad de conocer las magnitudes físicas de interés, se instrumentó y se tomaron medidas de los datos de las principales variables como son; la temperatura en sus diferentes superficies, a lo largo y a lo ancho del canal, la velocidad del aire a la entrada, a la salida, a lo largo y a lo ancho del canal, la radiación solar global sobre la superficie vertical, la humedad relativa a la entrada, y los flujos de calor a través del muro captador en cuatro diferentes alturas de la chimenea. Su diseño flexible permite variar la configuración del sistema intercambiando algunas de sus partes. Para disminuir el efecto de borde, sus

superficies laterales se encuentran aisladas, las demás superficies exteriores se pintaron de blanco para disminuir las ganancias de energía y reflejar la radiación solar incidente lo más posible. La superficie interior absorbedora (orientada hacia el Sur) se pintó de negro mate para aumentar la ganancia de energía que pasa a través de la superficie acristalada.

En la Figura 1-8 se muestra una fotografía del sistema, donde pueden observarse sus partes. El espesor de la superficie acristalada es de 4 mm, el espesor del muro captador es de 0.15 m, el área tanto a la entrada como a la salida del aire es de 0.25 m^2 . La entrada de la chimenea se encuentra a una altura de 0.5 m desde el piso.

Para evitar el reflujo de aire, y como protección contra la lluvia, se colocó un tejadillo con cierta inclinación a la salida del canal (en la parte superior de la chimenea). Sin embargo, esta orientación favorece la entrada del viento cuando este se dirige de la dirección Norte a la dirección Sur, originando con ello un reflujo en la chimenea y como consecuencia un funcionamiento inverso de la misma.



Figura 1-8. Fotografía de la chimenea solar del LECE, Martí (2003).

Como una primera aproximación del funcionamiento térmico, Martí (2003) implementó un modelo teórico de balances de energía promediados de una chimenea solar, en una dimensión (1-D), muy similar al de Ong 2003-a. Sin embargo, dado que el modelo propuesto de Ong no aplica para chimeneas solares

con inercia térmica, los resultados del modelo distan de los experimentales para esta chimenea en porcentajes mayores al 20 % para la temperatura promedio del aire en el canal. Por lo anterior, Martí propone la implementación de modelos dinámicos que predigan el funcionamiento térmico de la chimenea solar con menor desviación.

Bansal et al., en 2004, realizaron un estudio teórico-experimental de una chimenea solar. Para el estudio teórico usaron un modelo previamente desarrollado por Bansal et al., (1994) para describir el funcionamiento térmico y dinámico del sistema con base en balances globales de energía en los diferentes elementos del mismo. Para el cálculo de los coeficientes convectivos y radiativos de transferencia de calor usaron correlaciones publicadas en la literatura. El modelo teórico se validó con datos experimentales de pruebas realizadas en una chimenea solar de tamaño pequeño (1 m x 1 m x 1m). Las desviaciones en las diferencias de temperaturas teóricas y experimentales de la cubierta de vidrio, el aire dentro del canal y la placa absorbidora fueron de 2%, 4%, y 6 % respectivamente. Sin embargo, las desviaciones máximas entre los valores calculados y medidos de las velocidades del aire dentro de la chimenea solar fueron del 20 %. El propósito de utilizar un tamaño similar al de una ventana fue precisamente el de explorar la posibilidad de usar aberturas de ventanas (ya existentes en las construcciones) para acondicionar chimeneas solares en lugares donde los climas son cálidos y secos. Los autores concluyen que es posible aplicar su estudio haciendo únicamente pequeñas modificaciones en ciertas ventanas de las edificaciones ya existentes.

Chantawong et al., en 2005, realizaron un estudio teórico-experimental sobre el funcionamiento térmico de una chimenea solar con paredes de vidrio sencillo y doble, claros y oscuros. Las dimensiones de la chimenea en estudio son 0.74 m de alto, 0.5 m de ancho y 0.10 m del espesor del canal. El tamaño es similar al de una ventana, lo cual hace que el sistema sea económico. La chimenea se integró a la pared sur de un pequeño cuarto de 1.4 m x 1.4 m de base por 2 m de altura en Tailandia. El modelo matemático que usaron está basado en balances globales de energía en los diferentes elementos constituyentes de la chimenea. Para la parte conductiva en las paredes de vidrio se resuelve la ecuación de conducción de calor en dos dimensiones, haciendo uso del esquema explícito de diferencias finitas y el método iterativo de Gauss Seidel. Lo anterior sirvió para determinar los perfiles de temperaturas en las cubiertas, así como las razones de flujos máxicos del aire a través de la chimenea y los flujos de calor. Como parte experimental, se instrumentó el sistema colocando sensores de temperatura, de velocidad y de flujo de calor en puntos estratégicos del sistema. Se realizaron diferentes pruebas experimentales, durante varios días, registrándose los valores de las variables en un horario de 8:00 a 17:00 hrs. Se presentan las temperaturas de la cubierta exterior del vidrio, la del medio ambiente y aquella promedio de la habitación como función de la hora del día, para una chimenea con cubierta sencilla y con cubierta doble. También se presentan las temperaturas promedios del aire en el canal y las velocidades. Con los valores medidos experimentalmente se validó el modelo matemático, se muestran resultados aceptables (menores al 6 %). Los resultados

confirman que el uso de chimeneas solares en países con climas cálidos es apropiado ya que reduce las ganancias de calor en una habitación, genera una circulación natural del aire y ayuda a mejorar el confort de los ocupantes.

Mathur et al., en 2006-a, realizaron un estudio teórico-experimental de una chimenea solar para ventilar una habitación de 27 m³ en volumen. El modelo físico de la chimenea tiene como dimensiones 1 m de altura, 1 m de ancho y espesores del canal variables (0.1-0.3 m). El tamaño de la chimenea lo seleccionaron con base en el tamaño ya existente de las ventanas en edificaciones con el objetivo de darles una aplicación directa. Como superficie absorbadora de la radiación solar se usó una hoja de aluminio de espesor de 1 mm, la cual se pintó de negro y se fijó a la pared vertical receptora del canal. Las alturas de la entrada de aire a la chimenea se variaron en la misma proporción que el espesor, en total se analizaron nueve combinaciones con los espesores del canal y la altura de la chimenea, para tres flujos de calor (300 W/m², 500 W/m² y 700 W/m²). Los resultados experimentales se compararon con resultados teóricos de un modelo matemático basado en balances promediados muy similar al que presentó Ong, Ong y Chow en 2003, y se obtiene un error máximo del 24 %. Como resultados se presentan los cambios de aire por hora (ACH) como función de la radiación solar para tres diferentes espesores del canal. Se concluye que es posible ventilar una habitación de 27 m³ dentro de los estándares que especifican las normas de la India. Se obtuvo una ventilación de 2.0 a 5.6 ACH para una habitación típica (de 55 m³/h a 150 m³/h) con una radiación solar de 300 W/m² a 700 W/m².

Mathur et al., 2006-b, realizaron un estudio teórico experimental para analizar el efecto de la inclinación en una chimenea solar durante los meses del verano en una localidad de la India. El modelo físico y el modelo matemático de su estudio son muy similares a los presentados por Mathur et al., en 2006-a. La diferencia básica es que la chimenea se instaló en el techo de un modelo a escala de una habitación cuyas dimensiones son de 1 m x 1 m x 1 m, con tres diferentes ángulos de inclinación (30°, 45° y 60°). El estudio consideró tres espesores del canal (0.1 m, 0.2 m y 0.3 m). El experimento se realizó durante las horas más soleadas de un día típico de verano. Se presentan como resultados las inclinaciones óptimas para diferentes latitudes, las variaciones del flujo másico de aire a través de la chimenea como función de los ángulos de inclinación para los diferentes espesores del canal durante el día (10:00h-17:00h). La máxima razón de flujo se obtuvo para un espesor y entrada del canal de 0.3 m y un ángulo de 45° (al medio día se obtuvo una razón de 190 kg/h). Se concluye que las inclinaciones óptimas en cualquier lugar varían de 40° a 60° dependiendo de la latitud. Y, en Jaipur (India) 27° de latitud norte, el máximo flujo másico a través de una chimenea solar inclinada se obtuvo para un ángulo de 45°, lo cual representa un 10 % más que para las inclinaciones de 30° y 60°.

Martí (2006), Martí y Heras (2006), y continuando con el estudio previo de Martí en 2003 sobre una chimenea solar, implementaron un segundo modelo dinámico que resuelve la ecuación de conducción de calor en 2-D. Este modelo se validó con resultados experimentales de la chimenea del LECE para los días 3 y 4 de

septiembre de 2005, obteniéndose resultados que ajustan mejor los valores de temperatura en las superficies y describen satisfactoriamente la temperatura interior del muro absorbedor. Por otra parte, se confirma experimentalmente que la mayor temperatura para la superficie absorbedora de una chimenea se alcanza a media altura, similar a lo observado y publicado por Hirunlabh et al., en 1999.

Bacharoudis et al., (2007) realizaron un estudio numérico-experimental sobre chimeneas solares usando un paquete de cómputo comercial de CFD “Fluent”. Se probaron 6 modelos de turbulencia basados en el método de volumen finito, los modelos son; el modelo estándar $k-\varepsilon$, el $k-\varepsilon$ RNG, el $k-\varepsilon$ realizable, el modelo RSM (Modelo de Esfuerzos de Reynolds) y dos modelos de bajo número de Reynolds. Se usó una geometría simplificada del sistema en 2-D, con paredes isotérmicas a temperaturas diferentes, con una longitud de 4 m y una distancia de separación entre ellas de 0.05 m. Como resultados se presentan los perfiles de velocidad y de temperatura para diferentes alturas de la chimenea, así como los números de Nusselts para ambas paredes. Estos resultados teóricos se validaron con resultados experimentales de un modelo físico de cuatro chimeneas, las cuales están acopladas a un cuarto cuyas dimensiones son 4 m x 6 m x 4 m. El aire del exterior entra directamente a la chimenea sin que este pase por el cuarto. Se concluye que los modelos $k-\varepsilon$ y el modelo Abid de bajo número de Reynolds predicen perfiles reales de velocidad y de temperatura.

1.3.3 Estudios experimentales.

Entre los estudios experimentales sobre sistemas pasivos se pueden mencionar los realizados por Akbarzadeh et al., (1982). El sistema en estudio se realizó en Australia y es muy similar a una pared Trombe como la que se muestra en la Figura 1-9a. Sus dimensiones son 2.31 m x 2.58 m x 2.58 m, está acoplada a una construcción de 12.9 m x 9.8 m x 3.8 m, Figura 1-9b. El espesor de la pared absorbedora es de 0.235 m, la superficie exterior mide 2.66 m x 2.66 m. Se localizan en la parte inferior y superior tres pares de ventilaciones, cada una de 0.47 m x 0.17 m. La cubierta de vidrio tiene 4 mm de espesor y puede moverse de tal manera que el espesor del canal pueda variarse de 0.1 a 0.35 m por donde puede circular el aire proveniente de la habitación a través de tres aberturas rectangulares en la pared.

Como resultados se obtiene un flujo en régimen turbulento en toda la longitud del canal, siendo más intensificado cerca de las entradas y salidas del canal. Se observó un flujo inverso cerca de la cubierta de vidrio, lo cual depende de las condiciones ambientales y de la geometría del sistema. El estudio les permitió visualizar los efectos que se producen en las entradas y salidas debido a la variación de su tamaño. La variación de los principales parámetros geométricos en el cálculo de distintas razones de transferencia de calor hacia el fluido de trabajo les permitió hacer una comparación entre sus resultados experimentales y

algunos teóricos a través de correlaciones ya publicadas en la literatura, los cuales, en algunos casos sobre-predicen los resultados entre 10 y 30 %.

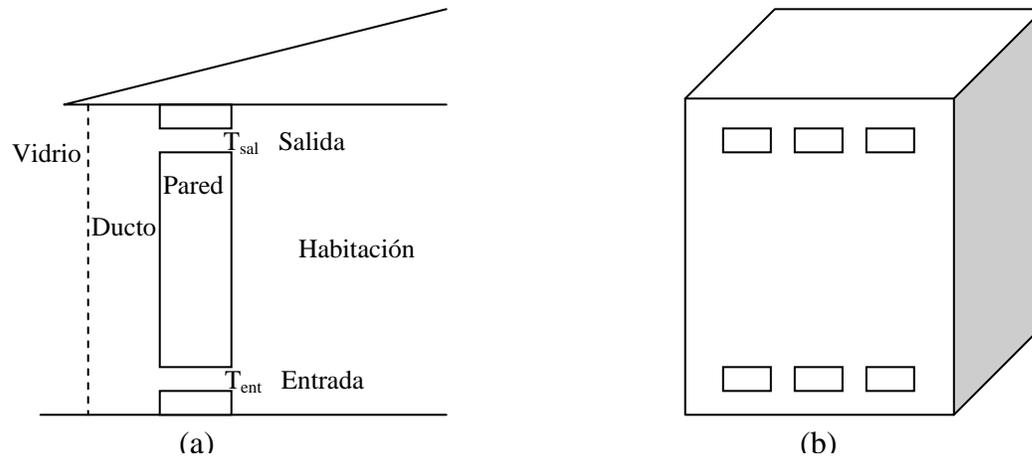


Figura 1-9. (a) Pared Trombe, (b) Celda de prueba.

Khedari et al., en 2000, realizaron una investigación experimental con cuatro tipos de chimeneas solares (El Colector Solar de Techo, la pared Trombe modificada, la pared Trombe y la Pared Metálica Solar) acopladas a un salón de 25 m³. Se utilizaron materiales comunes en la construcción, y el área de superficie fue de 2 m² de cada una. Las pruebas realizadas contemplaron la medición de temperaturas del flujo de aire en la entrada y en la salida en cada uno de los dispositivos usando termopares tipo K y manteniendo cerradas todas las aberturas incluyendo puertas y ventanas. Las pruebas se repitieron con las puertas y ventanas abiertas únicamente, y finalmente con sólo las compuertas abiertas de las propias chimeneas. Los resultados muestran diferencias de temperaturas entre el aire del cuarto y el aire del ambiente de 6 °C, 4 °C, y 3 °C respectivamente, lo que nos indica que con las chimeneas solares se tiene una mejor ventilación y se obtiene una disminución de sobrecalentamiento del cuarto del 50 %. Se observó que la razón del flujo de aire depende de la irradiancia solar y que los cuatro dispositivos permiten por un lado minimizar la fracción del flujo solar absorbido y por el otro, inducir una ventilación natural la cual mejora el confort térmico.

La ventilación natural en chimeneas solares ha sido estudiada usando diferentes técnicas de modelado experimental, Spencer (2001), realizó un estudio en un modelo a escala con la técnica de burbuja-fina en una solución salina generando burbujas de hidrógeno en forma electrolítica para modelar el efecto de flotación en la chimenea causado por los gradientes de temperatura en el canal de la misma. El modelo es a pequeña escala, se usaron dos alturas de la chimenea, 200 mm y 400 mm, el espesor del canal se varió de 5 a 30 mm para la chimenea de menor altura y de 8 a 50 mm para la de mayor altura. Como resultados se obtienen los patrones de flujo y de temperatura, y se presentan las razones de cambios de aire

por hora como función de parámetros geométricos tales como la altura y el espesor del canal. Se encontró que existe una dependencia con el tamaño de las entradas de ventilación y la altura de la chimenea solar. A medida que el espesor del canal se aumentó en ambos modelos, existe un valor en el cual es posible observar un reflujó. Los resultados experimentales sirvieron para validar dos modelos teóricos desarrollados para predecir las razones de flujo de ventilación, sin embargo, dichos modelos teóricos sobre-predicen el funcionamiento de la chimenea solar.

Ong y Chow en 2003-b, construyeron una chimena solar, previo a un estudio paramétrico, utilizando el modelo matemático propuesto por el mismo Ong en 2003-a, el cual está basado en la teoría de circuitos de resistencias térmicas con base en balances globales de energía. El modelo físico tiene como dimensiones; 2.0 m de altura, 0.48 m de ancho y 1.02 m de profundidad. Se utilizó una cubierta de vidrio en la parte frontal de espesor de 4 mm. La pared del fondo se pintó de negro mate para aumentar su absorción. Los resultados experimentales se usaron para comparar los resultados del modelo para las condiciones siguientes; espesores del canal de 0.1 m a 0.3 m, niveles de irradiancia solar de 200 a 650 W/m². Se usó un valor de la transmitancia medido, y para los valores de la absorción y emisivida se usaron los valores de Incropera y De WITT (1996). De la comparación entre ambos resultados se encontró que el modelo teórico utilizado sobre predice las temperaturas de la pared T_w y de la cubierta T_g y bajo predice la temperatura promedio del aire T_f , para valores relativos altos de la irradiancia. Para un espesor del canal de 0.2 m, la T_w estuvo por arriba de 12 °C aproximadamente, la T_g por 2 °C, y la T_f por 3 °C. Para valores bajos de la irradiancia, la T_w estuvo por arriba de 5 °C aproximadamente, la T_g por 2 °C para todos los espesores del canal. Experimentalmente no se observó flujo inverso para un espesor de canal de 0.3, lo cual no es posible determinar con el modelo global que se usó en este estudio.

Otro estudio de modelos experimental de Chimeneas Solares es el publicado por Chen et al., (2003). Las dimensiones internas de la Chimenea Solar son; 1.5 m de alto, 0.62 m de ancho y un espacio variable del espesor del canal (0.1 a 0.6 m). Los experimentos se realizaron dentro de un espacio acondicionado de 5 m de ancho x 7 m de largo x 3.9 m de alto. La entrada de la Chimenea Solar fue de 1 m por encima del piso. Se aplicaron flujos de calor uniforme de 200, 300, 400, 500 y 600 W/m² a través de una de las paredes. Se varió el ángulo de inclinación de la Chimena de 15° a 60° cada 15° con respecto a la posición vertical. Para la medición de la temperatura se utilizaron termopares tipo T previamente calibrados y colocados a lo largo y ancho de la chimenea solar. Se utilizó un medidor de velocidad TSI8455 para obtener las velocidades del aire dentro de la chimenea. Para estudiar y visualizar los patrones del flujo de aire dentro del canal de la chimenea, se colocó un tubo para inyectar humo. A pesar, de que en la literatura se mencionan algunos espesores óptimos de las chimeneas para lograr un flujo de ventilación máximo, en esta investigación no se encontró un valor óptimo. Los resultados muestran que se alcanzó una razón de flujo máximo cuando el ángulo de inclinación de la chimenea es de 45° con un espesor de 0.2 m y una altura de

1.5 m de la chimenea suministrando 400 W/m², lo cual equivale a un 45 % más que para una chimenea vertical bajo condiciones similares. Se encontró que las distribuciones de temperaturas y velocidades fueron uniformes a lo ancho de la chimenea estudiada. Sin embargo, no fue así para las distribuciones a través del espesor.

Khedari et al., en 2003, realizaron un estudio experimental del funcionamiento de una chimenea solar en una edificación equipada con acondicionamiento de aire (AC). El volumen del cuarto de la casa en estudio es de 25 m³. Se utilizaron dos configuraciones de chimeneas, la de colector solar de techo (CST) y la de pared Trombe modificada (PTM), cada una con 14 cm de espesor del canal de aire. Se utilizaron diferentes tamaños de aberturas para la ventilación del aire. Las paredes norte y sur tiene una superficie de 6.9 m², las paredes este y oeste tienen 6.7 m² de superficie. Los experimentos se realizaron en días con condiciones ambientales similares. De los resultados obtenidos, se encontró que con ventilaciones de 5 x 5 cm² se logra remover un máximo de calor desde la habitación cuando el sistema de AC está funcionando. El uso de una chimenea solar junto con un sistema de AC puede disminuir hasta un 30 % la energía eléctrica de consumo, comparado con el consumo de energía que demandaría una edificación que usa únicamente sistemas de AC.

De los estudios experimentales recientes sobre sistemas de enfriamiento pasivo evaporativo se encuentra el publicado por Chakraborty y Fonseca en 2005. El sistema en estudio es un modelo a escala y consiste de una torre de enfriamiento cuya base tiene dimensiones de 0.25 m y 0.30 m, y una altura de 2.44 m. Al sistema se acopla una chimenea solar para producir el efecto de tiro. Se investiga la forma de aumentar la eficiencia mejorando el incremento del movimiento del aire en la chimenea. El sistema fue instrumentado para registrar los datos de temperatura y de velocidad del aire durante un periodo de un mes aproximadamente, y de su validación se concluye que el funcionamiento de la torre de enfriamiento puede expresarse como función de las temperaturas de bulbo seco y húmedo, así como también de la diferencia de presiones en la misma.

Otro de los estudios recientes es el de Emad (2006), quien realizó un estudio experimental usando diversas técnicas sobre el enfriamiento pasivo en modelos a escala de habitaciones con estructuras metálicas. Como técnicas de enfriamiento se usaron las siguientes; Techo pintado de color blanco para disminuir las ganancias de calor al interior de la habitación, aislamiento térmico sobre y/o por debajo del techo, techo con depósito de agua con y sin aislamiento, enfriamiento evaporativo y usando una chimenea solar. Cada una de estas técnicas se aplicaron en una cabina cúbica (testigo A) cuyas dimensiones son 1 m x 1 m x 1 m. Adicionalmente se usó otra cabina (testigo B) de las mismas dimensiones pero sin aplicar alguna de las técnicas mencionadas. Ambas cabinas se probaron bajo las mismas condiciones ambientales midiéndose y registrándose las temperaturas en cinco lugares estratégicos del interior de cada una de ellas durante un día soleado. Los resultados muestran diferencias de temperaturas promedios entre

ambas cabinas ($T_B - T_A$) de 6.5 °C para cuando se usó pintura blanca, 7.0 °C cuando se aisló el techo, 6.9 °C cuando se depositaron charolas de agua en el techo, 9.3 °C cuando se usó charolas de agua con aislamiento, 9.6 °C cuando se usó enfriamiento evaporativo (una capa), 9.8 °C cuando se usó enfriamiento evaporativo (dos capas) y 8.5 °C cuando se usó una chimenea solar. Se concluye que las mejores modificaciones a los techos para disminuir la temperatura en el interior de recintos construidos con estructuras metálicas en regiones cálidas son el enfriamiento evaporativo y la chimenea solar. El uso de la chimenea solar es una técnica efectiva para reducir la temperatura dentro de recintos con estructuras metálicas, además de producir ventilación y lograr con ello condiciones de confort térmico.

Otro estudio experimental de enfriamiento pasivo usando una chimenea solar y un techo mojado en un clima húmedo y caliente en Tailandia es el de Chungloo y Limmeechokchai, (2006). En este trabajo se utilizan dos células, una de prueba y la otra testigo, ambas son de dimensiones interiores similares, 3.8 m x 2.8 m x 2.4 m, sus estructuras son de madera y sus paredes son de cemento-asbesto pintado de blanco. El techo de cada célula se divide en dos partes, uno orientado hacia el sur, el otro orientado hacia el norte con ángulos de inclinación de 45°. Durante los experimentos se realizaron medidas de temperatura del aire en el interior de las células, en la chimenea, la del medio ambiente, la velocidad del viento y la radiación solar global. Se usaron termopares tipo K previamente calibrados. Los resultados que se obtuvieron de los ensayos usando esparcimiento de agua en el techo, usando una chimenea solar y usando ambos sistemas en combinación se compararon entre sí y con referencia a la célula testigo, la cual se mantuvo siempre cerrada. Los resultados muestran que el sistema funciona mejor cuando se combinan tanto el uso de la chimenea como el esparcimiento de agua en el techo, logrando disminuir la temperatura interior de la célula entre 2 y 6 °C respecto a la temperatura ambiente y de 1.4 a 3.0 °C respecto a la temperatura de la célula testigo. Se determinó experimentalmente un coeficiente de descarga de 0.4, el cual se usó para estimar los caudales y a partir de estos los cambios de volúmenes de aire por hora (ACH) en la célula de prueba, los cuales fueron de 1.13 a 2.26 durante los meses de junio y septiembre, aislando el efecto del viento. Se concluye que adicionalmente al empleo de ambos sistemas (la chimenea solar y el esparcimiento de agua en el techo) deberá aprovecharse la velocidad del viento para aumentar los ACH en los sistemas de ventilación natural.

Recientemente, Burek y Habeb, 2007, realizaron estudios experimentales en un canal vertical simulando el funcionamiento de una chimenea solar. El canal está abierto en su parte inferior y superior, las dimensiones son; 1.025 m alto, 0.925 m ancho, y profundidad de canal variable, 2-11 cm. La pared frontal del canal es una cubierta plástica semitransparente, mientras que la pared opuesta es una placa absorbidora de aluminio la cual ha sido pintada de negro mate para representar la superficie de una chimenea solar. Se suministra calor a la placa absorbidora a través de un calentador eléctrico, colocado justo atrás de la placa absorbidora y aislado con una capa de espesor de 0.10 m para reducir las pérdidas de calor hacia la parte posterior. El sistema se instrumentó usando una red de termopares

en un arreglo de 6 x 6 para tener un registro de la temperatura en el canal. Se usó un anemómetro de hilo caliente para medir la velocidad del aire en un plano perpendicular a la superficie absorbadora en la parte inferior del canal (5 cm desde la parte inferior del canal). Las pruebas que se realizaron consistieron en obtener los perfiles de temperatura y de velocidad del aire en el canal variando la cantidad de calor suministrado al sistema (200-1000 W) en pasos de 200 W cada uno, para diferentes profundidades del canal (2.0 cm, 4.0 cm, 6.0 cm, 8.0 cm, 10.0 cm, y 11.0 cm) permitiendo que el sistema alcance los estados estacionarios en cada uno de los casos, los cuales fueron de 3 a 4 horas. Los resultados muestran los perfiles de temperatura de los diferentes elementos (la temperatura promedio del aire en el canal, la temperatura en la cubierta semitransparente, y la temperatura en la placa caliente) a lo largo del canal. Se observa un aumento continuo para la temperatura del aire a lo largo del canal. En cambio, para el caso de la cubierta semitransparente y la placa caliente se observa un aumento de las temperaturas hasta media altura del canal, y posteriormente una disminución ligera de las mismas, lo cual concuerda con lo publicado por Hirunlabh et al., 1999, para una chimenea solar de 2.0 m de altura. Algo similar sucede con la razón de flujo másico en el sistema, el cual es función de la cantidad de calor suministrado al sistema y de la profundidad del canal. Se concluye que la razón de flujo másico depende tanto del flujo de calor suministrado al sistema como de la profundidad del canal, y que la eficiencia de este sistema sólo depende de la cantidad de calor de entrada.

1.3.4 Conclusiones de la revisión bibliográfica.

Sin lugar a dudas, el ahorro de energía es uno de los principales tópicos actuales, y las chimeneas solares, como sistemas pasivos de ventilación, son una alternativa para disminuir el consumo de energía en los sistemas de aire acondicionado acoplados a viviendas y/o edificaciones.

De la revisión bibliográfica puede observarse que, algunos de los sistemas pasivos muy utilizados son, la Torre de viento, la pared Trombe, la fachada doble, y la chimenea solar. La primera y la segunda son quizás de las más antiguas, la torre de viento se usa con propósitos de ventilación natural aprovechando la velocidad del viento, mientras que la segunda está destinada al calentamiento pasivo de habitaciones principalmente, la tercera se usa para ventilación natural, aislamiento de ruido y control de intensidad lumínica, mientras que la última está destinada a producir ventilación natural en una edificación.

Si bien una pared Trombe, durante épocas de invierno nos brinda mayor servicio, también puede utilizarse para producir ventilación durante verano, pero lo hace de forma menos eficiente que una chimenea solar, ya que su pared absorbadora recibe menor cantidad de radiación solar, además de que se producen mayores pérdidas de presión a la salida del canal por la dirección de descarga, la cual se encuentra por lo general a 90°, respecto a la dirección del flujo del canal.

Durante las últimas décadas se han intensificado los estudios teóricos y experimentales de las chimeneas solares. Esto, debido al gran interés que se tiene por controlar el uso racional de la energía en edificaciones. Sin embargo, pese a la información que se tiene hasta el momento, no ha sido posible encontrar un diseño específico y adecuado a un sistema de ventilación natural. Muchas son las causas por las cuales no se han generado parámetros generales de diseño en estos sistemas. La primera, es quizás debido a la gran diversidad de condiciones climatológicas que podemos encontrar en todo el mundo, y otra causa, es debido a la gran variedad de arquitecturas que podemos encontrar.

En trabajos recientes se ha extendido el estudio teórico-experimental de estos sistemas, pero en muchos de los casos se plantean modelos a pequeña escala. Por tal motivo, se hace necesario realizar estudios en detalle a través del planteamiento de modelos a escala real, considerando el estudio de la transferencia de calor. Lo anterior, con la finalidad de estudiarlas térmicamente y determinar parámetros que las caractericen. Esta información servirá para sugerir nuevos y mejores diseños de chimeneas solares apropiados para determinados climas. Cabe mencionar el trabajo teórico-experimental realizado a escala real de Bouchair (1989), el cual es uno de los trabajos más relevantes sobre chimeneas solares, sin embargo, el estudio fue realizado en condiciones de laboratorio. Los trabajos realizados a escala real y en condiciones exteriores han sido muy pocos, quedando muy amplio este camino por explorar.

Algunas edificaciones ya cuentan con estos sistemas tales como el de San Fermín ubicado en Madrid-España que cuenta con chimeneas solares como parte de la mejora del comportamiento de la envolvente exterior. Sin embargo, estos sistemas no han sido del todo caracterizados. En el Ciemat (Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas) y más específicamente en el LECE (Laboratorio de Estudios para Componentes de la Edificación) en la Plataforma Solar de Almería España se desarrolló un proyecto para realizar un estudio de una chimenea solar. Por ello, es importante resaltar los trabajos teórico-experimentales realizados por Martí (2003), Martí y Heras (2006), sobre la chimenea solar en estudio. Dichos trabajos han servido de soporte técnico para poder realizar un estudio paralelo en detalle de la chimenea, y el de poder predecir el funcionamiento térmico e hidrodinámico del sistema, el cual forma parte del presente estudio de trabajo de tesis doctoral.

Recientemente, en la misma Plataforma Solar de Almería, se ha terminado la construcción de un edificio bioclimático demostrativo, en el cual se han instalado 10 Chimeneas Solares, como sistemas pasivos de ventilación, las cuales están siendo evaluadas.

A continuación se presenta el objetivo de este estudio.

1.4 Objetivo general

El objetivo general de este trabajo es estudiar los procesos de transferencia de calor conjugada en una **Chimenea Solar**, para determinar parámetros que caractericen el sistema.

1.5 Descripción del contenido de la tesis

Capítulo 1. Se inicia con una descripción general de los sistemas de ventilación natural, seguido de los antecedentes y de la revisión bibliográfica sobre el estudio de los sistemas solares pasivos conocidos como chimeneas solares (CS). Se presenta un resumen breve de cada estudio realizado y publicado en la literatura, en algunos casos son estudios teóricos, en otros casos son estudios experimentales y en otros una combinación de ambos. Se presenta una conclusión de la revisión bibliográfica destacando los trabajos más relevantes sobre CS. Posteriormente se describe el objetivo general y finalmente se describe en breve el contenido de cada capítulo del cuerpo de la tesis.

Capítulo 2. En este capítulo se plantea el modelo físico y el modelo matemático de la chimenea solar en estudio. Se describen tres configuraciones del modelo físico. También se especifican las partes constituyentes del sistema, la geometría y las dimensiones del mismo. En cuanto al modelo matemático, se plantean las ecuaciones gobernantes del sistema, para régimen turbulento. Para el modelado de la turbulencia se contemplan dos familias de modelos, la familia $k-\varepsilon$ y la familia $k-\omega$. Se especifican las funciones de salto, las constantes y los términos adicionales para diferentes modelos de ambas familias. Por último se mencionan algunas técnicas y estrategias para la solución del fenómeno de turbulencia, así como también la metodología de tratar los tres mecanismos de transferencia de calor en la chimenea solar.

Capítulo 3. En este capítulo se describen los métodos de solución para resolver las ecuaciones gobernantes fundamentales del problema. Se presentan las mallas discretas que se utilizan en el presente estudio. Se discretiza la ecuación generalizada de convección-difusión en dos dimensiones. Se indican los esquemas numéricos que se utilizan y la formulación del algoritmo SIMPLE y SIMPLEC. Por último se describen las condiciones de frontera que se utilizarán en los códigos numéricos, y se presentan los diagramas de flujo para la solución de los mecanismos de conducción, convección y radiación.

Capítulo 4. En este capítulo se presenta la verificación de los códigos numéricos implementados. Se resuelven algunos problemas planteados y publicados en la literatura, en régimen turbulento. Se implementaron y verificaron cuatro modelos de turbulencia de la familia $k-\varepsilon$, y dos modelos de turbulencia de la familia

$k - \omega$. Finalmente se presenta el estudio de convergencia para los códigos numéricos que se desarrollaron.

Capítulo 5. En este capítulo se describe el sistema experimental, el cual consta de: una chimenea solar, la instrumentación para la medición de las distintas variables, una estación meteorológica, y el propio sistema adquirente de datos.

Capítulo 6. En este capítulo se presentan los resultados finales del proyecto. Dichos resultados corresponden a una variación de parámetros del sistema, analizando separadamente dos casos de interés: (a) convección natural y convección forzada. Finalmente, se determinan algunos parámetros característicos del sistema, y se proponen las correlaciones correspondientes.

Capítulo 7. En este último capítulo se dan las conclusiones del trabajo y se mencionan las recomendaciones para estudios a futuro.

CAPÍTULO 2

MODELO FÍSICO Y FUNDAMENTOS TEÓRICOS

En este capítulo se hace la descripción del modelo físico en estudio. Se muestran tres configuraciones, describiendo cada una de sus partes, también se mencionan los procesos de transferencia de calor que intervienen en el mismo, de forma general se da una explicación del principio de operación de una chimenea solar, y se justifica el ancho del canal de aire. Posteriormente, se presenta un modelo físico simplificado representativo del sistema, se muestran las consideraciones que se hicieron bajo los fundamentos teóricos que sirvieron como base para modelar matemáticamente el modelo físico en estudio. Por la naturaleza del fenómeno, fue necesario considerar flujo turbulento, por lo tanto, se presentan las ecuaciones de conservación correspondientes. Se considera que en dicho modelo intervienen simultáneamente los tres mecanismos de transferencia de calor (Convección, Conducción y Radiación), los cuales se describen de forma separada para su mejor comprensión. La parte convectiva se resuelve en el canal de aire, la parte conductiva se aplica tanto en la cubierta de vidrio, como en el muro de hormigón, finalmente, el intercambio radiativo se considera entre las superficies internas del canal aplicando el método MRI.

A continuación se describe el modelo físico de cada configuración, posteriormente el modelo físico simplificado, seguido de las consideraciones y posteriormente el modelo matemático.

2.1 Modelo físico

Como modelo físico de estudio se consideró la chimenea solar construida en el LECE de la PSA-CIEMAT (España). Es una chimenea construida a escala real, se encuentra orientada hacia el Sur, y para su estudio independiente, no está acoplada con alguna edificación, (Martí, 2003). Con la finalidad de estudiar a detalle, y de mejorar su funcionamiento, Martí en 2006 propuso y realizó algunas modificaciones en el sistema, identificando como una Configuración A al modelo original, y como una Configuración B, al modelo modificado.

Paralelamente a los estudios realizados por Martí, y después de estudiar y de operar el sistema, en el presente trabajo, se proponen y se realizan algunas modificaciones a la Configuración B, la cual se identifica como una Configuración C. El detalle y la justificación de cada una de las tres configuraciones se describen a continuación.

2.2 Configuración A

En la Figura 2-1, se muestra un diagrama esquemático donde se visualizan dos vistas de la chimenea solar en estudio. En ambas vistas se muestran sus componentes principales y sus dimensiones respectivas. En la Figura 2-1 (a) se muestra un corte transversal de una vista lateral de la chimenea solar. En esta figura, de izquierda a derecha, se muestra una cubierta de vidrio cuyo espesor es de 4 mm, después se muestra un muro de hormigón con un espesor de 0.15 m. Entre la cubierta de vidrio y el muro de hormigón existe un espacio de 0.20 m, el cual se denomina *canal de aire*. Los componentes antes mencionados tienen una longitud vertical de 4.5 m, equivalente a la altura de la chimenea solar, y una tolerancia de ± 0.005 m. La tolerancia anterior aplica a todas las dimensiones, de las tres configuraciones, exceptuando aquellas para los distintos espesores, tanto del vidrio como del muro, así como también para el ancho del canal. El rectángulo con la línea interrumpida con puntos muestra el dominio de interés.

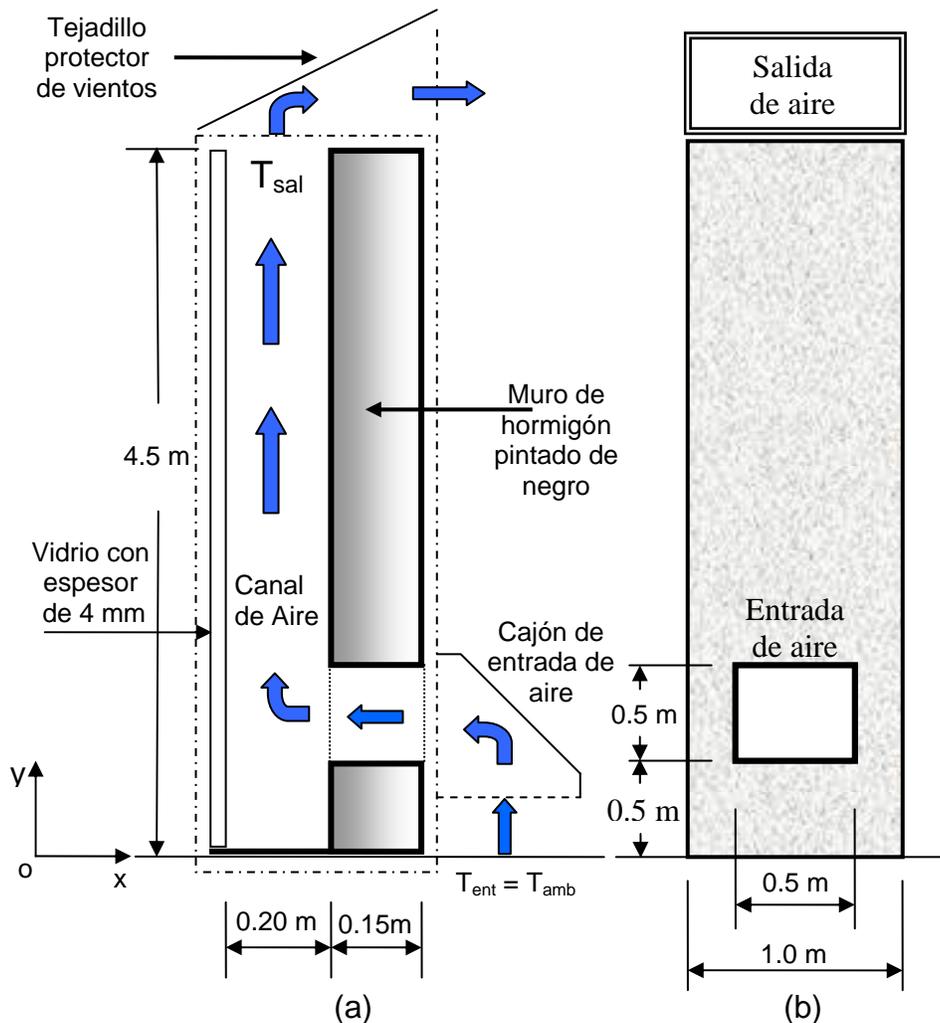


Figura 2-1. Modelo físico simplificado de la chimenea solar en su configuración A; (a) vista lateral, (b) vista posterior. (Martí, 2003).

En la parte inferior de la misma Figura 2-1 (a), se muestra la base, la cual consiste de una hoja de madera contrachapada de 19 mm de espesor. El muro de hormigón tiene una abertura cuadrada de 0.5 m x 0.5 m al centro del muro y a 0.5 m de altura desde la base lo cual puede observarse en la Figura 2-1 (b). Por esta abertura entra el aire del exterior hacia el interior del canal de la chimenea. Las flechas indican la dirección del flujo de aire cuando la chimenea está funcionando con una diferencia de presiones positiva ($P_{ent}-P_{sal}$). Si la diferencia de presiones se hace negativa, la dirección del flujo se invierte. Las causas que originan que se invierta la dirección del flujo de aire a través de la chimenea, así como la magnitud del mismo flujo, son sin duda, las condiciones del medio ambiente.

En la configuración A, la salida del aire es a través de un tejadillo inclinado hacia el Sur, ubicado en la parte superior que protege contra la lluvia y contra el viento predominante, únicamente desde el Sur hacia el Norte.

2.3 Configuración B

La flexibilidad del sistema permitió modificar la primera configuración A. Dicha modificación consistió básicamente en realizar algunos cambios en cuatro elementos del sistema: 1) Cambiar el tejadillo protector de la salida del aire por una caperuza orientable a la dirección del viento, 2) Ajustar el área de entrada, de tal forma que fuese equivalente al área de salida, 3) Colimar el flujo de aire de entrada, para reducir los torbellinos debidos a la velocidad del viento exterior y 4) Aislar la superficie externa del muro de hormigón, con la finalidad de reducir pérdidas de calor hacia el medio ambiente.

Algunas dimensiones del sistema tienen la particularidad de poderse variar, por ejemplo, en la Figura 2-2 (a), se muestra la vista posterior de la chimenea solar. En esta vista se observan las dimensiones de la entrada, a través de la cual, pasa el aire del medio ambiente exterior, hacia el interior de la chimenea. Es una entrada rectangular de 0.18 m x 0.22 m, que ha sido reducida, al cubrir una sección de la entrada cuadrada original de 0.5 m x 0.5 m. La razón por la cual se modificó la entrada del aire fue porque se cambió el tejadillo protector contra la lluvia y el viento, ya que se tenía el problema de reflujos cuando cambiaba la dirección del viento, Martí (2006). El accesorio que se utilizó en la salida del aire, fue una caperuza orientable a la dirección del viento, la cual se muestra en la parte superior de la misma Figura 2-2. Las áreas efectivas de entrada y de salida del aire en la chimenea son equivalentes, es decir, se mantiene una relación 1:1, para disminuir pérdidas de presión originadas por contracciones y/o ensanchamientos de canal.

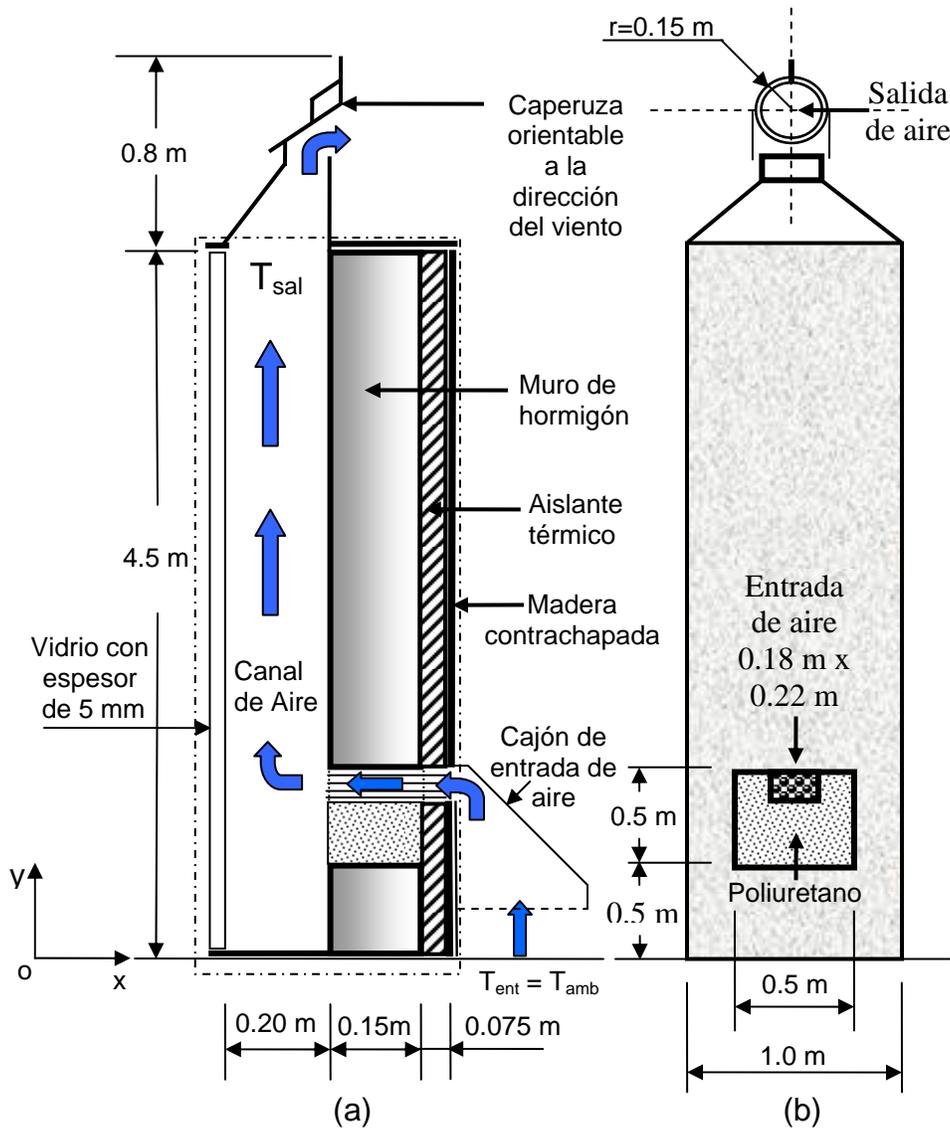


Figura 2-2. Modelo físico simplificado de la chimenea solar en su configuración B; (a) vista lateral, (b) vista posterior. (Martí, 2006).

Para disminuir los remolinos del viento a la entrada se usó un cajón de madera y unos tubos de cobre, colocados paralelamente entre sí, lo cual se muestra en la nueva entrada reducida de la Figura 2-2 (b).

Para disminuir las pérdidas de calor hacia el medio ambiente, la parte posterior y los laterales del muro de hormigón se cubrieron con un envolvente térmico. Dicho envolvente está compuesto por una capa de lana mineral de 0.06 m de espesor, y de una hoja de madera contrachapada de 0.011 m de espesor, para darle la rigidez necesaria.

Las dos configuración anteriores, (Configuraciones A y B), fueron realizadas por Martí, (2003-2006). En estos modelos físicos no se muestra la instrumentación

que utilizó el autor para su evaluación y caracterización, sólo se están usando como referencia, ya que, en 2004, se inició el presente estudio paralelo, el cual representa el trabajo de la presente tesis doctoral.

2.4 Configuración C

En la Figura 2-3 se muestra la configuración C, la cual es una modificación a la configuración anterior (configuración B). Dicha modificación consiste en extender la abertura de la entrada del aire hacia los laterales, como se muestra en la vista posterior, Figura 2-3 (b), quedando una entrada rectangular de 0.17 m x 0.50 m, y manteniendo siempre la misma relación de áreas 1:1.

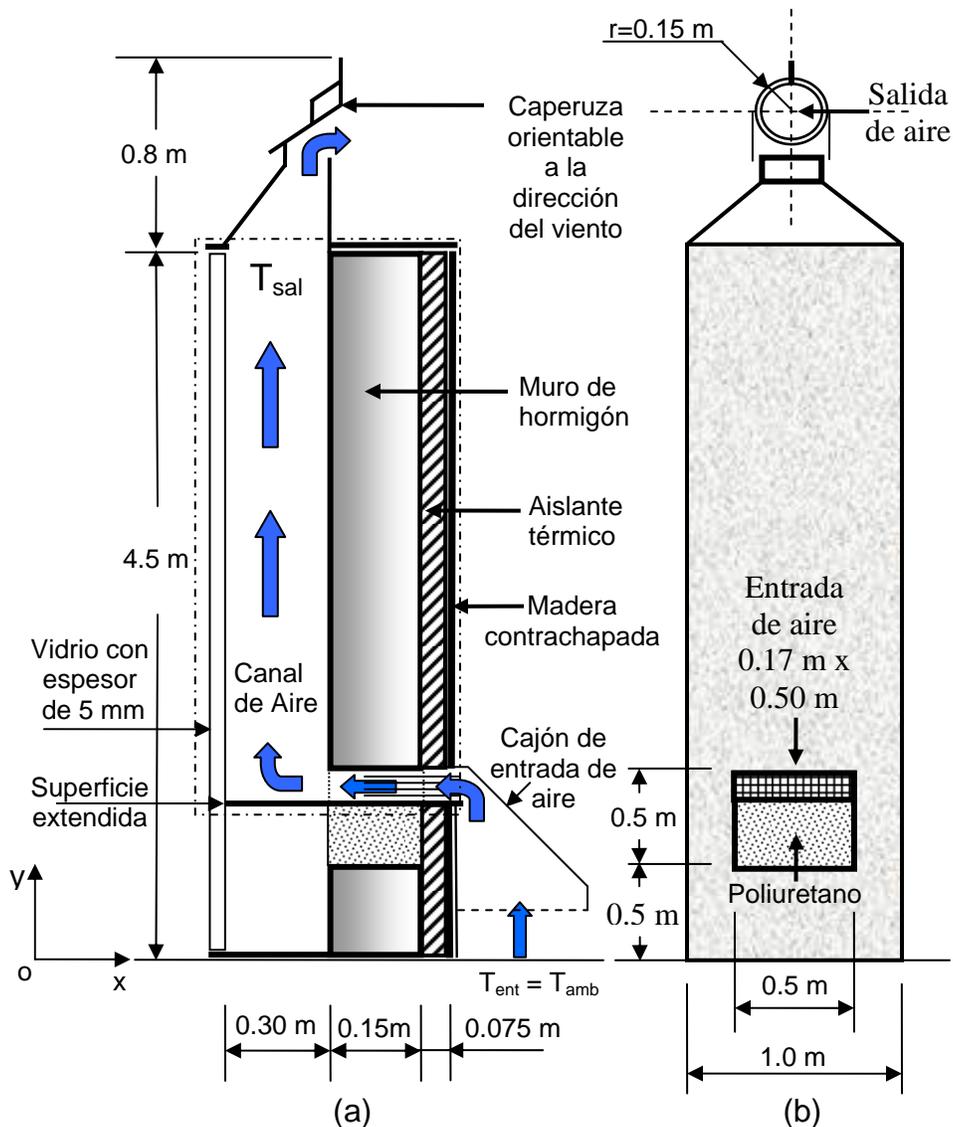


Figura 2-3. Modelo físico simplificado de la chimenea solar en su configuración C; (a) vista lateral, (b) vista posterior. (Presente estudio).

La razón por la cual se extendió la abertura de la entrada de aire hacia los laterales, fue para poder desprestigiar el efecto de la tercera componente “z”, la cual no se está representando en los diagramas, ya que se está considerando un estudio en dos dimensiones (2-D).

Con la finalidad de evitar remolinos en la velocidad del aire a la entrada, y de tener una sola componente, en la dirección -x, se colocó un arreglo de láminas de policarbonato, soportadas por una hoja de madera. La hoja de madera se extendió hasta la superficie interior de la cubierta de vidrio, acortando la longitud vertical del canal de aire y con ello evitando una recirculación de fluido que se presentaba en la zona inferior del canal. Lo anterior se realizó porque se detectó dicha recirculación en los perfiles hidrodinámicos del aire, (zona inferior), debido a algunas simulaciones numéricas de funcionamiento hidrodinámico realizadas, considerando la geometría de la Configuración B. Para comprobar dicha recirculación de fluido, se introdujo humo al sistema, y se observaron las trazas de flujo, comprobando cualitativamente los resultados numéricos.

2.5 Procesos de transferencia de calor del modelo físico

De una forma muy general, en la Figura 2-4 se muestra el dominio de interés, en donde se representan los diferentes procesos de ganancia y transferencia de energía que se suponen que participan en el modelo físico de la configuración C. Como inicio, se considera que la radiación solar “G” llega de forma normal sobre toda la superficie vertical izquierda o cubierta de vidrio. Para un vidrio claro, de 4 mm de espesor, se estima que un 8 % de esta energía es reflejada (ρG), un 14 % es absorbida (αG) en el material, y el 78 % es transmitida (τG). Los porcentajes antes mencionados tendrán que ver por una parte, con la composición y geometría del material, y por la otra con la naturaleza misma de la radiación solar. El vidrio se comporta como un material transparente en cierto intervalo de longitud de onda corta, y como un material opaco para otro intervalo de longitud de onda larga.

Se considera también que, toda la radiación solar transmitida por la cubierta de vidrio llega de forma normal a la superficie interior izquierda del muro de hormigón, en donde, por sus características de acabado (pintura negro mate) se absorbe poco más del 90 %. La cantidad de energía solar absorbida en la superficie izquierda del muro de hormigón se convierte en energía térmica, incrementando de esta forma la energía interna, y por consiguiente la temperatura del mismo muro. Gran parte de esta energía se transmite por conducción hacia la superficie derecha del muro, en donde se minimiza el flujo de esta energía por el material aislante que se muestra en la misma Figura 2-4. Hacia el canal de aire, desde la misma superficie izquierda del muro, se transfiere calor por conducción, a través de las moléculas del aire adyacentes, y después se transfiere calor por convección, dentro de la capa límite de velocidad que se desarrolla en la superficie vertical del muro.

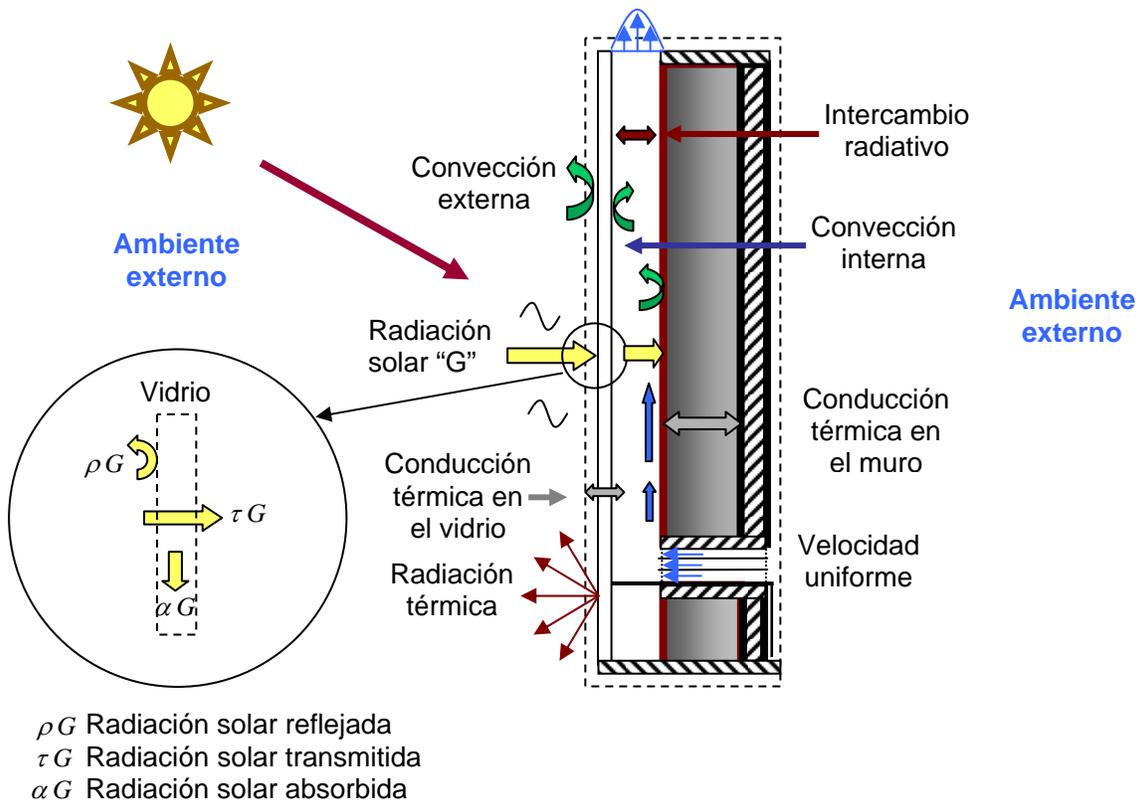


Figura 2-4. Mecanismos de transferencia de calor, en el modelo físico simplificado de la configuración C, de la chimenea solar en estudio.

Análogamente, sucede algo similar, pero con menor intensidad en ambas superficies verticales de la cubierta de vidrio (lado interno y lado externo), ya que es menor la cantidad de energía que absorbe el material.

Al mismo tiempo, y de acuerdo con la teoría de la radiación térmica, se sabe que todos los materiales emiten y absorben radiación electromagnética en todas direcciones y de forma aleatoria. La razón de esta energía emitida y absorbida dependerá de las temperaturas de superficie internas en el canal de la chimenea, así como de sus propiedades. Lo anterior, se manifestará en un intercambio radiativo entre superficies, dando origen al tercer mecanismo de transferencia de calor.

Por la naturaleza de los procesos que se mencionaron anteriormente, se estima que la superficie interna del muro de hormigón alcance una mayor temperatura, y por lo tanto emita mayor cantidad de energía. De acuerdo a la Ley de distribución de Planck, y de acuerdo a los valores de temperatura máximos alcanzados en superficies similares (según datos publicados en la literatura, 70 °C, Martí, 2003), esta superficie emitirá en el infrarrojo (longitud de onda larga), por lo que, el vidrio se comportará como un material opaco a esta radiación, y por consiguiente se presentará el conocido efecto invernadero.

Desde la superficie externa de la cubierta de vidrio, también se estima que exista una transferencia de calor por radiación, y al igual que los otros dos procesos de transferencia de calor (conducción y convección), también se indica en la misma Figura 2-4.

Todos los procesos antes mencionados darán origen al movimiento del aire por *convección natural* en el sistema. Sin embargo, y debido a que el modelo físico se encuentra en condiciones del exterior, se manifestará otro efecto distinto a los provocados por gradientes térmicos, este efecto es debido a las fuerzas del viento, el cual se manifestará como flujo en *convección forzada*. Dicho efecto, se representa en la misma Figura 2-4, mediante una distribución de vectores de velocidad a la entrada, haciendo la consideración de que su magnitud es uniforme.

2.6 Principio de operación

De acuerdo con la teoría de sistemas pasivos de ventilación, el funcionamiento de una chimenea solar se origina cuando existe una diferencia de presiones del aire, entre la entrada y la salida, esto da origen a un flujo de aire como fluido de trabajo a través del sistema en una, u otra dirección. Por supuesto, siempre se buscará obtener diferencias de presión positivas, con la finalidad de ventilar una vivienda o edificación. Para ello, existen dos formas de obtener esas diferencias de presión positivas, la primera, es provocada por las fuerzas del viento que originan depresiones a la salida, mientras que la segunda, se origina debido a los gradientes térmicos provocados por las ganancias de calor en la superficie soleada del muro de hormigón. Generalmente, la superficie soleada del muro se pinta de negro mate con la finalidad de aumentar la absorción de energía solar.

El incremento de temperatura en la superficie de hormigón origina transferencia de calor por conducción hacia las moléculas adyacentes del fluido. Lo anterior provoca un cambio en las propiedades termofísicas del fluido adyacente. El incremento de temperatura en las moléculas del fluido adyacente, origina cambios en su densidad, generándose fuerzas de flotación que provocan el movimiento ascendente del fluido y por consiguiente, se produce la convección. En el caso de que el fluido de trabajo sea aire seco, la absorción de energía por radiación en el mismo, puede considerarse despreciable. Sin embargo, esto no resulta así para el caso de las demás superficies interiores del canal, ya que estas intercambiarán calor por radiación, y su magnitud dependerá tanto de sus propiedades ópticas como de las fracciones de energía recibidas desde las demás superficies, definidas por los factores de configuración, o factores de vista entre las superficies interiores del canal.

Para entender un poco más del funcionamiento de una chimenea solar y poder llevar este conocimiento a cuestiones prácticas de aplicación, es necesario cuantificar la energía absorbida en el sistema, variar ciertos parámetros geométricos, contemplar las pérdidas de calor y determinar las correlaciones de transferencia de calor, lo cual forma parte de la finalidad del presente trabajo.

Antes de plantear el modelo matemático del sistema, es necesario justificar el espesor del canal, y mencionar las consideraciones que se hicieron en el modelo físico.

2.7 Determinación del espesor del canal de aire en la chimenea solar

La altura de 4.5 m se seleccionó de acuerdo al diseño de algunas edificaciones de la zona del Mediterráneo, Martí (2003).

El ancho del canal de aire (0.30 m) se justifica al determinar el espesor de las capas límites (δ) del fluido adyacente a las superficies sólidas (vidrio, hormigón). Para una superficie plana vertical con un fluido en régimen turbulento generado por convección natural, está dado por la ecuación (2-1), (Eckert y Jackson, 1950)

$$\delta = 0.565y(Gr)^{-1/4}(Pr)^{-1/5} \left[1 + 0.494(Pr)^{1/3} \right]^{1/4} \quad (2-1)$$

Donde Gr es el número de Grashof y Pr es el número de Prandtl del aire.

Se usaron diferencias de temperaturas de 20 K, 30 K y 40 K entre la temperatura del aire a la entrada y las temperaturas de superficie.

Una vez determinada la capa límite, se pudo establecer el ancho del canal de la chimenea como dos veces el espesor de la capa límite, de manera que la razón de aspecto ($AR=Altura/espesor$ del canal) fue de aproximadamente 11, considerando una altura efectiva de 3.5 m. Este resultado es semejante a la razón de aspecto sugerido por Bouchair, 1989,1994 ($Altura/espesor$ de canal=10), para obtener una razón de flujo máximo a través del sistema en forma experimental. En la Figura 2-5 se muestra la capa límite para cada pared. Se observa que estas capas interaccionan una con la otra a una altura aproximada de cuatro metros.

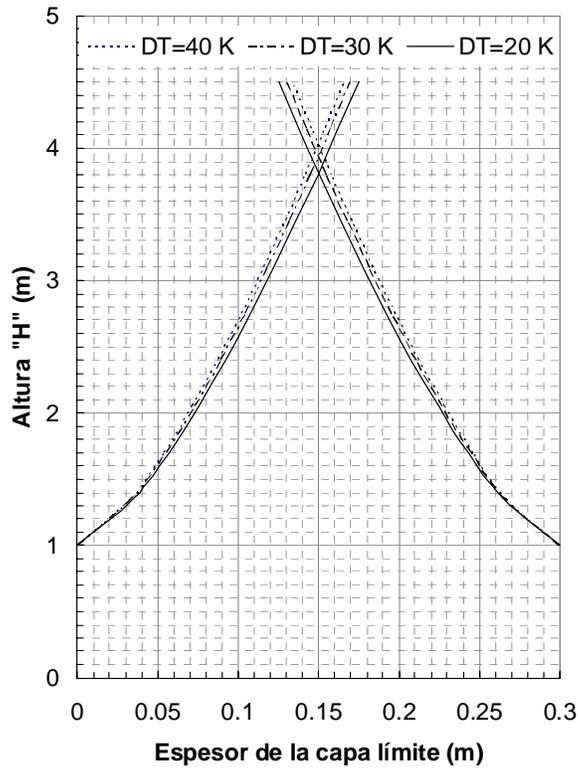


Figura 2-5. Espesor de las capas límites usando la ecuación de Eckert,1950.

2.8 Modelo físico simplificado

Como parte representativa de la chimenea solar, y de forma simplificada, en la Figura 2-6, se muestra la sección de interés del modelo físico correspondiente a la configuración C, la cual se indica con un rectángulo de líneas interrumpidas con puntos. La altura total del sistema, la altura del muro de hormigón y la altura de la entrada de aire, se representan respectivamente por, H_y , $H_{y_{ho}}$, y H_{ent} . El espesor del vidrio, el ancho del canal de aire y el espesor del muro de hormigón, se representan respectivamente por, H_{xg} , H_x , y $H_{x_{ho}}$. La parte superior e inferior de la cubierta de vidrio se consideran aisladas, mientras que para el muro, se consideran aisladas la parte superior e inferior, y la superficie lateral derecha. Sobre la cubierta de vidrio, en la parte externa, se representa la irradiancia "G" de entrada al sistema.

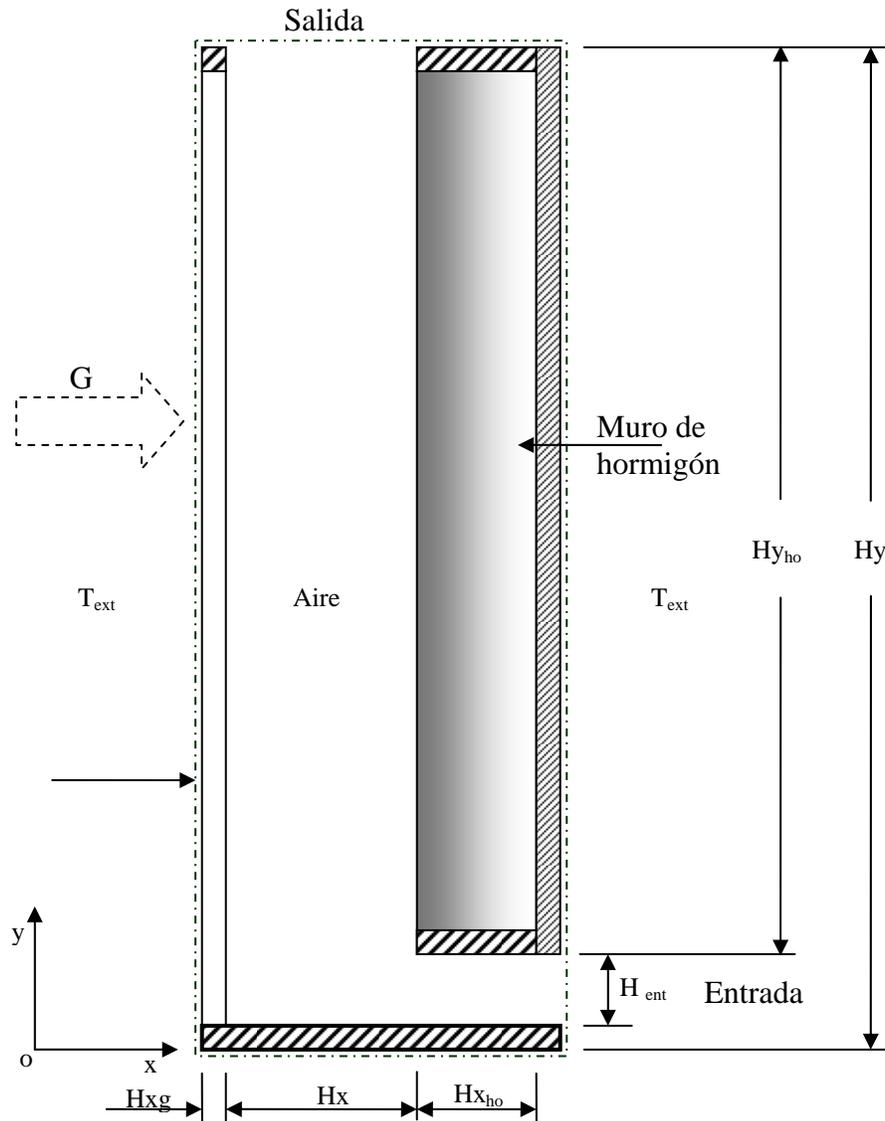


Figura 2-6. Diagrama esquemático del modelo físico simplificado de la chimenea solar en su configuración "C".

2.9 Consideraciones del modelo físico

Aún cuando pareciera simple la construcción y el modo de operación de una chimenea solar, su estudio térmico e hidrodinámico a detalle es muy complejo. En este estudio se hacen ciertas simplificaciones para poder modelar matemáticamente el funcionamiento del modelo físico, cuidando desde luego, que dicho modelo matemático no se aleje demasiado de la realidad.

Las consideraciones que se tomaron en cuenta para el estudio del modelo físico simplificado son:

1. Estado pseudo-transitorio (E-PT).
2. Dos dimensiones (2-D).
3. Transferencia de calor conjugada (Conducción, convección y radiación).
4. Flujo turbulento.
5. Flujo incompresible.
6. Propiedades del fluido constantes excepto la densidad en el término de flotación (aproximación de Boussinesq).
7. Aire como fluido de trabajo, radiativamente no participante.
8. Irradiancia en la superficie semitransparente (conocida).
9. Propiedades ópticas de los materiales constantes.
10. Convección natural, y convección forzada.

1. La naturaleza real del fenómeno es transitoria, sin embargo, una solución en estado permanente permitirá analizar el comportamiento del sistema de forma idealizada. En este estudio, se hace la consideración de obtener la solución de los procesos de transferencia de calor del sistema en estado permanente, bajo la consideración de estado pseudo-transitorio, con el propósito de acelerar la convergencia, manteniendo una estabilidad en el proceso numérico. Esta técnica de falso transitorio o pseudo-transitorio fue propuesta por primera vez en 1973 por De Vahl Davis.
2. Cuando la geometría del sistema en estudio lo permite, es posible simplificar un análisis de tres dimensiones en dos. Por ejemplo, para el caso de un canal cuyo ancho (W) es dos o más veces mayor que su espesor (d) ($W/d > 2$) los efectos de borde pudieran despreciarse, Ampofo, 2003. En este modelo físico, el ancho del canal (W) es de 1.0 m, y el espesor del canal (d) es de 0.30, entonces ($W/d=3$), por lo tanto dicha condición se cumple.
3. Sin lugar a dudas, en este modelo físico simplificado, los procesos de transferencia de calor que participan son los de conducción, los de convección, y los de radiación. Sin embargo, la transferencia de calor, usando los tres modos, o mecanismos, deberá justificarse en el desarrollo de este trabajo.
4. El tipo de régimen de flujo entre placas planas paralelas verticales lo determina un parámetro adimensional llamado número de Rayleigh (Ra), el cual puede determinarse a partir de la ecuación 2-2.

$$Ra = \frac{g\beta\Delta TH^3}{\alpha\nu} \quad (2-2)$$

Donde: g , es la constante gravitacional, β , es el coeficiente de expansión volumétrica, definido como $\frac{1}{T}$, ΔT , es la diferencia de temperaturas entre las placas, H , es una longitud característica del sistema, en este caso es la

longitud vertical de las placas, α , es la difusividad térmica del aire y ν , es la viscosidad cinemática del aire.

Estudios experimentales publicados en la literatura sugieren que, valores de $Ra < 10^6$ describen un tipo de régimen de flujo laminar, mientras que valores $Ra > 10^8$ describen un tipo de régimen de flujo turbulento. En este caso, existe una similitud entre dichas placas planas paralelas y el modelo físico en estudio, ya que se tienen también dos superficies planas paralelas sólidas (una placa o cubierta plana de vidrio y una superficie de hormigón) separadas por una distancia entre sí, y sometidas a gradientes térmicos. De acuerdo con lo anterior, con base en las dimensiones del modelo físico, y a las propiedades termofísicas del fluido, dados ciertos gradientes de temperatura entre superficies, se obtuvieron los valores del Ra y se determinó de esta forma, el tipo de régimen de flujo. En la Figura 2-7, se muestran los resultados, donde puede observarse que para una longitud vertical mayor de 4.0 m, y gradientes de temperatura mayores a $10\text{ }^\circ\text{C}$, se obtienen valores de $Ra > 10^{11}$, lo cual justifica que en este modelo físico, el tipo de régimen de flujo es turbulento.

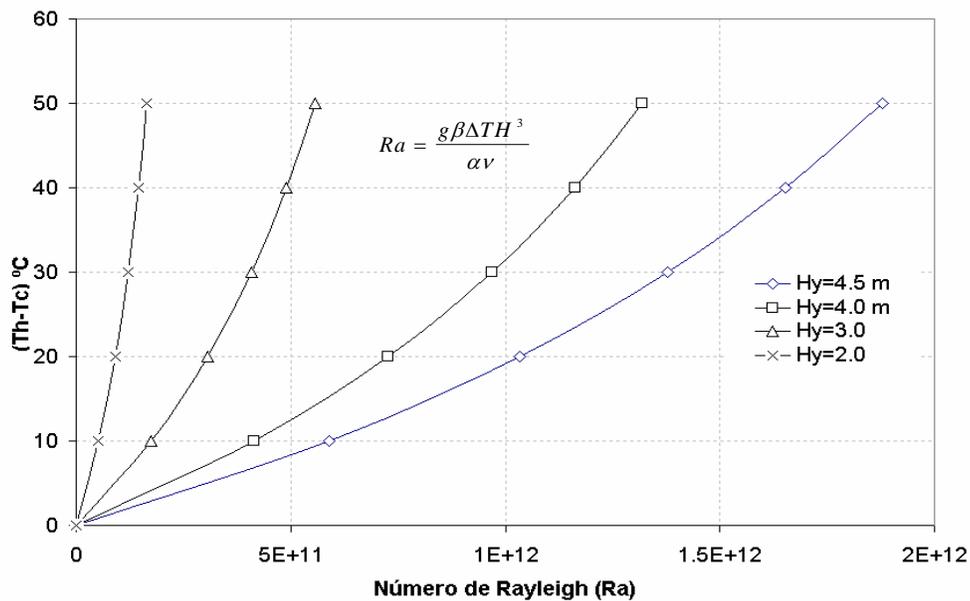


Figura 2-7. Determinación del tipo de régimen de flujo, Ra vs ΔT .

- Flujo incompresible. Un flujo incompresible existe si la densidad de cada partícula del fluido permanece relativamente constante cuando se mueve a través del campo de flujo, esto es $\frac{D\rho}{Dt} = 0$.

6. Se consideran constantes las propiedades del fluido, excepto la densidad en el término de fuerza de cuerpo de la ecuación de Momentum en la dirección vertical, Hipótesis de Aproximación de Boussinesq.
7. Fluido no participante a la radiación. Se considera que el fluido (aire seco) es un medio no participante a la radiación, es decir no emite, no absorbe ni dispersa radiación térmica. Esta consideración se puede hacer cuando el fluido está a temperaturas moderadas con bajo contenido de humedad.
8. Se hará la consideración de que se conoce la irradiancia solar sobre la cubierta vertical del vidrio, ya que puede medirse experimentalmente.
9. Las propiedades ópticas de los materiales se consideran conocidos, ya que se usaron materiales comunes en la construcción de la chimenea solar.

A continuación se describe la formulación matemática, la cual considera la parte convectiva en el canal de aire, la parte conductiva tanto en la cubierta de vidrio como en el muro de hormigón, y finalmente el intercambio radiativo entre las superficies internas del canal de aire. Una explicación de los conceptos generales de las ecuaciones gobernantes que se usaron en este estudio puede verse en el apéndice A. En el apéndice B se describe en términos generales el modelado de la turbulencia, así como también se muestran las constantes de turbulencia usadas en los distintos modelos.

2.10 Formulación matemática convectiva

En esta sección, se describirá la formulación matemática convectiva en el canal de aire. El detalle de la formulación matemática radiativa y conductiva, junto con sus respectivas condiciones de frontera se mostrarán en las secciones correspondientes siguientes.

En la Figura 2-8, se muestra la sección de interés para la parte convectiva del modelo físico simplificado, la cual se indica con un rectángulo de líneas interrumpidas y corresponde al canal de aire de la chimenea. En las superficies verticales del mismo canal de aire se muestran los flujos de calor convectivos y radiativos, y sobre la cubierta de vidrio, en la parte externa, se muestra la radiación solar G .

Las superficies internas del canal de aire están indicadas de acuerdo a la nomenclatura siguiente:

- | | | |
|------|-----------------------------------------|---------------|
| i) | Superficie inferior 1-S= X_1 | (uno Sur) |
| ii) | Superficie lateral izquierda 2-W= Y_2 | (dos Oeste) |
| iii) | Superficie superior 3-N= X_3 | (tres Norte) |
| iv) | Superficie lateral derecha 4-E= Y_4 | (cuatro Este) |

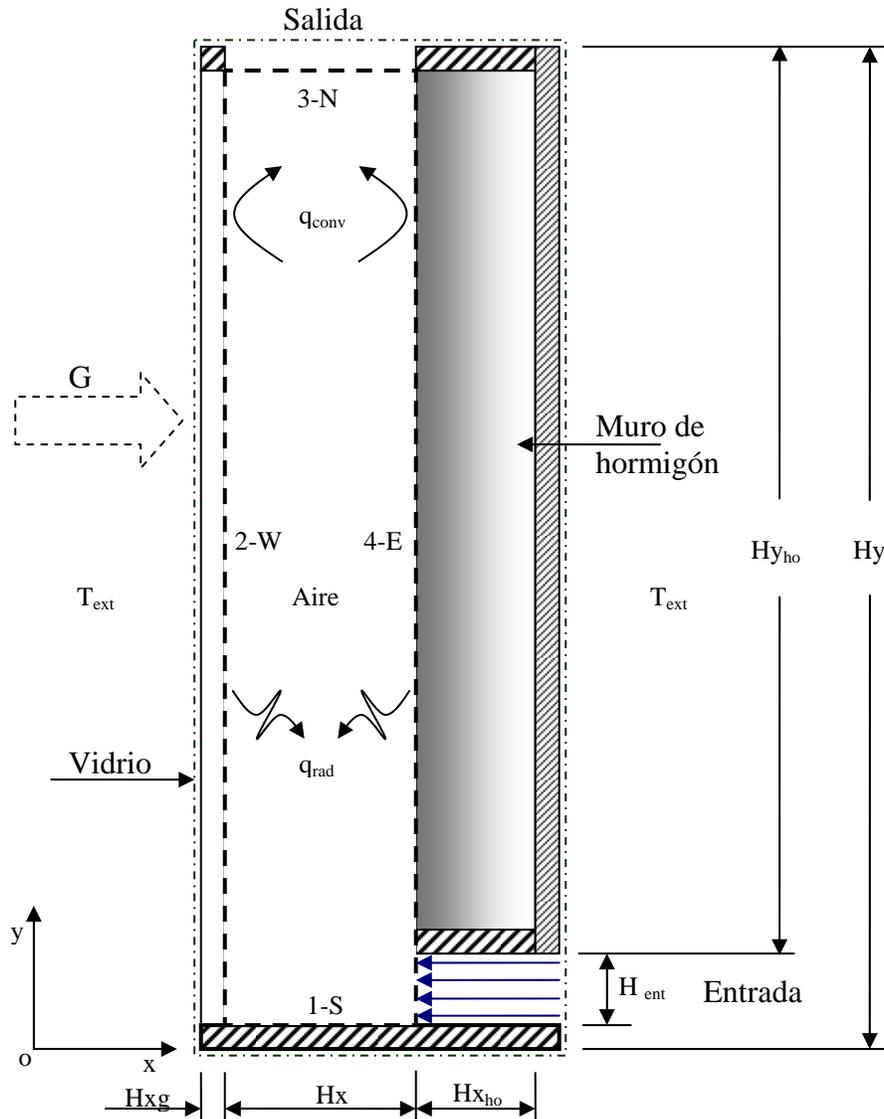


Figura 2-8. Diagrama esquemático del modelo físico simplificado de la chimenea solar en su configuración "C" para el estudio convectivo.

Las ecuaciones conservativas que aplican para este modelo físico de la chimenea solar, en régimen turbulento, son las ecuaciones promediadas en el tiempo: ecuación de conservación de masa, de momentum, y de energía. Estas ecuaciones, en forma tensorial, están referenciadas por Pérez-Segarra et al., (1995), y son las siguientes.

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \tag{2-3}$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j \bar{u}_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{\tau}_{ji}}{\partial x_i} - \rho \beta (\bar{T} - T_o) g_i \quad (2-4)$$

$$\frac{\partial \rho \bar{T}}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_i \bar{T})}{\partial x_i} = -\frac{1}{C_p} \frac{\partial \bar{q}_i}{\partial x_i} \quad (2-5)$$

donde las expresiones para el tensor de esfuerzos, $\bar{\tau}_{ij}$, y el flujo de calor, \bar{q}_i , son:

$$\bar{\tau}_{ji} = \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - \rho \bar{u}'_j \bar{u}'_i \quad (2-6)$$

$$\bar{q}_i = -\lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} + C_p \rho \bar{u}'_i \bar{T}' \quad (2-7)$$

Donde:

\bar{P} , es la presión media.

\bar{T} , es la temperatura media.

t , es el tiempo.

x_i , es la coordenada cartesiana en la dirección i , ($x_{i=1} = x$, $x_{i=2} = y$).

u_i , es la velocidad media en la dirección i , ($u_{i=1} = u$, $u_{i=2} = v$).

g_i , es aceleración gravitacional en la dirección i , ($g_{i=1} = 0$, $g_{i=2} = -g$).

El tensor de esfuerzos de Reynolds y el vector de flujo de calor turbulento están definidos como:

$$\rho \bar{u}'_i \bar{u}'_j = -\mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2-8)$$

$$\rho \bar{u}'_i \bar{T}' = -\frac{\mu_t}{\sigma_\tau} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \quad (2-9)$$

Las ecuaciones que modelan la turbulencia son las siguientes:

2.10.1 Modelos de turbulencia “ $k - \varepsilon$ ”:

Ecuación de energía turbulenta, k :

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{u}_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] - \rho (\bar{u}'_i \bar{u}'_i) \frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \quad (2-10)$$

Ecuación de disipación de energía cinética turbulenta:

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho \bar{u}_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] - C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \rho \overline{(u'_i u'_j)} \frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial u'_j} - C_{2\varepsilon} \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \quad (2-11)$$

Ecuación de viscosidad turbulenta:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2-12)$$

Las constantes de turbulencia usadas en los modelos $k - \varepsilon$, se presentan en las Tablas B-1, B-2, y B-3 del apéndice B.

2.10.2 Modelos de turbulencia “ $k - \omega$ ”.

Para la familia de modelos $k - \omega$ que se implementaron y que también se usarán en el presente estudio son: el modelo estándar de Wilcox (94), y el modelo de Peng-Davidson (PD-99).

Las ecuaciones, de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía, no cambian, son las mismas que se plantearon para la familia de modelos $k - \varepsilon$. Las diferencias se encuentran en las ecuaciones de energía cinética turbulenta y en la ecuación de disipación de energía turbulenta en algunos de sus términos, las cuales se muestran a continuación.

Ecuación de energía cinética turbulenta:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{u}_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] - \rho \overline{(u'_i v'_j)} \frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial u'_j} - \rho f_g G_k - \rho C_k f_k w k \quad (2-13)$$

Ecuación de disipación específica de energía cinética turbulenta:

$$\rho \frac{\partial w}{\partial t} + \rho \bar{u}_i \frac{\partial w}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_w} \right) \frac{\partial w}{\partial x_i} \right] - C_1 f_1 \left(\frac{w}{k} \right) \rho \overline{u'_i v'_j} \frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial u'_j} - c_{3w} \left(\frac{w}{k} \right) \rho G_k - C_{2w} \rho f_2 w^2 + C_w \frac{\mu_t}{k} E \quad (2-14)$$

Adicionalmente, es necesario considerar otras ecuaciones como la ecuación de la viscosidad turbulenta:

$$\mu_t = C_\mu f_\mu \rho \frac{k}{w}, \quad C_3 = 0.75 \quad (2-15)$$

Las condiciones de frontera para las variables de turbulencia y las constantes utilizadas en la presente familia de modelos se presentan en las Tablas B-4-2, B-5, y B-6. del apéndice B.

2.10.3 Condiciones de frontera para la temperatura en el canal de aire.

La condición de temperatura inicial es:

$$T(x, y, 0) = T_{ini} \quad (2-16)$$

Las condiciones de frontera para el canal de aire pueden expresarse de la siguiente forma:

Superficie horizontal inferior (1-S):

$$\frac{\partial T(x, 0, t)}{\partial y} = -q_{r1}(S) \quad (2-17)$$

Superficie horizontal superior (3-N):

$$\frac{\partial T(x, H_y, t)}{\partial y} = 0 \quad (2-18)$$

Superficie vertical izquierda (2-W):

$$q_{cond}(0, y, t) = q_{conv}(0, y, t) + q_{rad}(0, y, t) \quad (2-19)$$

Superficie sólida vertical derecha (4-E):

$$q_{cond}(H_x, y', t) = q_{conv}(H_x, y', t) + q_{rad}(H_x, y', t) \quad (2-20)$$

Donde y' , toma valores desde $y = H_{ent}$ hasta $y = Hy_{ho}$, es decir sobre toda la superficie vertical sólida del muro de hormigón en su lado izquierdo.

Superficie fluida vertical derecha (4-E):

$$\frac{\partial T(H_x, y'', t)}{\partial x} = 0, \text{ para convección natural.} \quad (2-21)$$

$$T(H_x, y'', t) = T_{ent}, \text{ para convección forzada.} \quad (2-22)$$

Donde y'' , toma valores desde $y = 0$ hasta $y = H_{ent}$, es decir sobre toda la superficie vertical fluida.

2.10.4 Condiciones de frontera para las velocidades u, v , y para las variables de turbulencia k, ω ó ε en el canal de aire.

En todas las superficies sólidas se aplica la condición de no deslizamiento tanto para la componente de velocidad "u" como para la componente de velocidad "v". De forma similar, para la variable de turbulencia k , en todas las superficies sólidas se aplica la condición $k = 0$.

Para el caso de la disipación de energía cinética turbulenta, ω ó ε en las fronteras sólidas se tiene:

$$\omega \text{ ó } \varepsilon = \frac{6\mu}{C_2 \rho y^2} \quad (2-23)$$

donde (y) es la distancia de la pared al primer nodo computacional. Y el valor de la constante C_2 , se toma de la Tabla 2-4. μ y ρ , son la viscosidad dinámica y la densidad del aire.

Superficie horizontal superior (3-N):

$$\frac{\partial \phi(x, Hy, t)}{\partial y} = 0, \phi = u, v, k, \omega \text{ ó } \varepsilon \quad (2-24)$$

Superficie fluida vertical derecha (4-E):

$$\frac{\partial u(Hx, y'', t)}{\partial x} = 0, \quad \text{convección natural.} \quad (2-25)$$

$$u(Hx, y'', t) = u_{ent}, \quad \text{convección forzada.} \quad (2-26)$$

$$v(Hx, y'', t) = 0, \quad \text{convección natural y convección forzada.} \quad (2-27)$$

$$k(Hx, y'', t) = I^2 u_{ent}^2, \quad \text{convección natural y convección forzada.} \quad (2-28)$$

$$\omega \text{ ó } \varepsilon(Hx, y'', t) = \frac{c_\mu k^{\frac{3}{2}}}{0.03 H_{ent}}, \quad \text{convección natural y convección forzada.} \quad (2-29)$$

Donde y'' , toma valores desde $y = 0$ hasta $y = H_{ent}$, es decir sobre toda la superficie vertical fluida.

Los valores para las variables turbulentas, k, ω ó ε , para la intensidad turbulenta $I = 0.02$, y para la constante, $C_\mu = 0.09$ se tomaron de *Heyerichs y Pollard, 1996*.

Las propiedades termofísicas del aire en el canal se calcularon usando las correlaciones que se muestran en la Tabla 2-1.

Tabla 2-1. Cálculo de las propiedades termo-físicas del aire.

Aire	
$\rho_{aire} = 1.01325D + 05 / (286.9D + 00 * T_{prom})$	Densidad del aire.
$T_{ent_{Min}} = 293.15 K$	Temperatura mínima del aire a la entrada.
$T_{ent_{Máx}} = 308.15 K$	Temperatura máxima del aire a la entrada
$T_{prom} = \left[\frac{T_{ent_{Min}} + T_{ent_{Máx}}}{2} \right]$	Temperatura promedio del aire.
$Pot = \frac{12.0D + 00}{T_{prom}}$	
$k_{aire} = (2.6483D - 03 * (T_{prom} ** (1.50D + 00))) / (T_{prom} + 245.4 * (10.0D + 00 * (-Pot)))$	Conductividad térmica del aire.
$\nu_{aire} = (1.458D - 06 * (T_{prom} ** (1.5D + 00))) / (110.4 + T_{prom})$...Viscosidad cinemática
$Cp_{aire} = 970.314118D + 00 + (6.78978D - 02) * T_{prom} + (1.65758D - 04) * (T_{prom} ** 2) - (6.78633D - 08) * (T_{prom} ** 3)$	Calor específico a presión constante
$Pr = \frac{Cp * \nu_{aire}}{k_{aire}}$	Número de Prandtl
$\beta = \frac{1}{T_{prom}}$	Coefficiente de expansión volumétrica.

2.11 Formulación matemática de la transferencia de calor por radiación

La radiación térmica es la energía emitida por un cuerpo que está a una temperatura finita, no importando que se trate de un sólido, un líquido o un gas. La emisión se atribuye a cambios en la configuración electrónica de los átomos constituyentes o moléculas.

2.11.1 Implementación del método de solución de intercambio radiativo en el canal de la chimenea.

En este estudio se aplicó el método de radiosidad/irradiancia (MRI) (Siegel y Howell, 1981). Este método consiste en dividir las superficies internas del canal de aire de la chimenea en N superficies. Sobre cada superficie se considera la irradiancia, la radiosidad y los factores de forma uniformes. Los factores de forma se determinaron usando el método de cuerdas cruzadas (ver Apéndice A). En la Figura 2-9 se muestra el canal de la chimenea, cuyas superficies internas están enumeradas como: superficie Sur, 1, superficie Oeste, 2, superficie Norte, 3, y superficie Este, 4. Se considera que las superficies son opacas y difusas, además que intercambian calor por radiación.

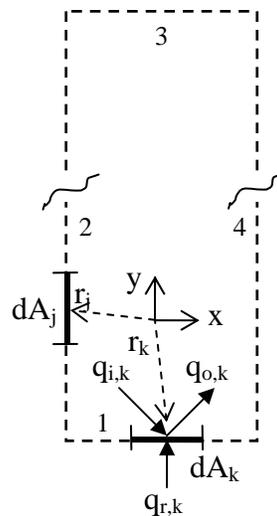


Figura 2-9. Canal de la chimenea.

De un balance de energía en el elemento diferencial de superficie dA_k , localizado en r_k sobre la superficie 1, se tiene un flujo de calor resultante q_{r_1} , definido como:

$$q_{r_1}(x_1) = q_{o_1}(x_1) - q_{i_1}(x_1) \tag{2-30}$$

Donde:

$q_n(x_1)$ es el flujo de calor resultante en la superficie 1-S.

$q_{o_1}(x_1)$ es el flujo radiativo de salida (radiosidad) en la superficie 1-S.

$q_{i_1}(x_1)$ es el flujo radiativo que llega a la superficie 1-S (irradiancia) desde todas las demás superficies.

La radiosidad $q_{o_1}(x_1)$, se define como:

$$q_{o_1}(x_1) = \varepsilon_1 \sigma T_1^4(x_1) + \rho_1 q_{i_1}(x_1) \quad (2-31)$$

Donde:

σ es la constante de Stefan-Boltzmann.

ε_1 es la emisividad de la superficie 1-S.

ρ_1 es la reflectividad de la superficie 1-S.

(x_1) es la posición sobre la superficie 1-S.

El flujo radiativo $q_{i_1}(x_1)$ se puede expresar como la sumatoria de las fracciones de energía que salen de las demás superficies y que llegan a la superficie analizada:

$$q_{i_1}(x_1) = \sum_{j=1}^m \int_{A_j} q_{o_j}(x_j) dF_{dA_1-dA_j} \quad (2-32)$$

Donde:

$dF_{dA_1-dA_j}$ es el factor de forma. Los factores de forma que se usaron en este estudio fueron calculados por medio del método de cuerdas cruzadas. Los detalles pueden verse en el Apéndice C, (Modest, 1993). Sustituyendo la ecuación (2-32) en la ecuación (2-31), y las relaciones de los factores de forma se obtiene la radiosidad para la superficie 1-S (Sur), la cual se expresa por la ecuación (2-33).

$$q_{o_1}(x_1) = \varepsilon_1 \sigma T_1^4(x_1) + \frac{\rho_1}{2} \left\{ \int_0^{Hy} q_{o_2}(y_2) dF_{dAS-dAW} dy_2 + \int_0^{Hx} q_{o_3}(x_3) dF_{dAS-dAN} dx_3 + \int_0^{Hy} q_{o_4}(y_4) dF_{dAS-dAE} dy_4 \right\} \quad (2-33)$$

Análogamente para la superficie 2-W (Oeste), se tiene:

$$q_{r_2}(y_2) = q_{o_2}(y_2) - q_{i_2}(y_2) \quad (2-34)$$

$$q_{o_2}(y_2) = \varepsilon_2 \sigma T_2^4(y_2) + \rho_2 q_{i_2}(y_2) \quad (2-35)$$

$$q_{i_2}(y_2) = \sum_{j=1}^m \int_{A_j} q_{o_j}(x_j) dF_{dA_2-dA_j} \quad (2-36)$$

Por lo tanto, la radiosidad de la superficie 2-W (Oeste) es:

$$q_{o_2}(y_2) = \varepsilon_2 \sigma T_2^4(y_2) + \frac{\rho_2}{2} \left\{ \int_0^{Hx} q_{o_1}(x_1) dF_{dAW-dAS} dx_1 + \int_0^{Hx} q_{o_3}(x_3) dF_{dAW-dAN} dx_3 + \int_0^{Hy} q_{o_4}(y_4) dF_{dAW-dAE} dy_4 \right\} \quad (2-37)$$

Para la superficie 3 (Norte) se tiene:

$$q_{r_3}(x_3) = q_{o_3}(x_3) - q_{i_3}(x_3) \quad (2-38)$$

$$q_{o_3}(x_3) = \varepsilon_3 \sigma T_3^4(x_3) + \rho_3 q_{i_3}(x_3) \quad (2-39)$$

$$q_{i_3}(x_3) = \sum_{j=1}^m \int_{A_j} q_{o_j}(x_j) dF_{dA_3-dA_j} \quad (2-40)$$

Por lo tanto, la radiosidad de la superficie 3-N (Norte) es:

$$q_{o_3}(x_3) = \varepsilon_3 \sigma T_3^4(x_3) + \frac{\rho_3}{2} \left\{ \int_0^{Hx} q_{o_1}(x_1) dF_{dAN-dAS} dx_1 + \int_0^{Hy} q_{o_2}(y_2) dF_{dAN-dAW} dy_2 + \int_0^{Hy} q_{o_4}(y_4) dF_{dAN-dAE} dy_4 \right\} \quad (2-41)$$

Finalmente para la superficie 4-E (Este) se tiene:

$$q_{r_4}(y_4) = q_{o_4}(y_4) - q_{i_4}(y_4) \quad (2-42)$$

$$q_{o_4}(y_4) = \varepsilon_4 \sigma T_4^4(x_4) + \rho_4 q_{i_4}(y_4) \quad (2-43)$$

$$q_{i_4}(y_4) = \sum_{j=1}^m \int_{A_j} q_{o_j}(x_j) dF_{dA_4-dA_j} + \tau_g G \quad (2-44)$$

Por lo tanto, la radiosidad de la superficie 4-E es:

$$q_{o_4}(y_3) = \varepsilon_4 \sigma T_4^4(x_3) + \frac{\rho_4}{2} \left\{ \int_0^{Hx} q_{o_1}(x_1) dF_{dAE-dAS} dx_1 + \int_0^{Hy} q_{o_2}(y_2) dF_{dAE-dAW} dy_2 + \int_0^{Hx} q_{o_3}(x_3) dF_{dAE-dAW} dx_3 + \tau_g G \right\} \quad (2-45)$$

2.12 Formulación matemática de la transferencia de calor por conducción

La conducción es un mecanismo de transferencia de calor en el cual existe un intercambio de energía en los materiales sólidos y en aquellos fluidos que se encuentran en reposo debido a gradientes de temperaturas en los mismos materiales. El flujo de calor no puede medirse directamente, pero está relacionado con una cantidad escalar llamada temperatura que si puede medirse. La ley básica que relaciona el flujo de calor con un gradiente de temperatura (basada en observaciones experimentales) es la llamada “*Ley de Fourier*”.

Por lo anterior, es importante determinar la distribución de temperaturas en las paredes sólidas de la chimenea (Vidrio y Concreto).

2.12.1 Implementación del modelo conductivo en el vidrio.

Se considera que el vidrio tiene un espesor H_{xg} , y una altura H_{yg} , Figura 2-10, cuyas superficies horizontales (Superior e inferior) se encuentran aisladas (superficies adiabáticas) y las paredes verticales intercambian energía con el medio ambiente exterior e interior por convección y radiación. La superficie vertical izquierda recibe una irradiancia normal mínima de 183 W/m^2 , y una irradiancia máxima de 736 W/m^2 (~AM2). El valor de la irradiancia mínima se obtuvo de una integración directa de datos experimentales para el solsticio de verano en la chimenea solar de la PSA, y es equivalente a la radiación solar promedio por día que recibe la superficie vertical de la cubierta de vidrio orientada hacia el Sur.

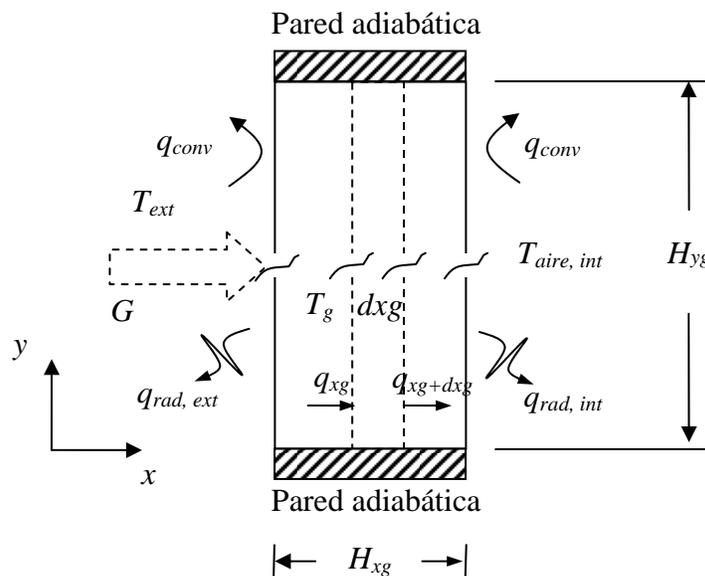


Figura 2-10. Modelo físico de la pared 2-W (Oeste-Vidrio) de la chimenea solar.

Como se muestra en la misma Figura 2-10, se asume que la radiación solar llega en forma normal a la superficie vertical izquierda del vidrio, una pequeña fracción de esta energía se refleja, otra pequeña fracción se absorbe, y el resto se transmite. La pequeña fracción de energía absorbida se transporta por conducción a través del vidrio incrementando su temperatura. De esta forma las superficies verticales izquierda y derecha intercambian calor por convección y por radiación hacia el exterior y hacia el interior de la chimenea solar. La magnitud de esta transferencia de calor dependerá de las condiciones externas e internas en la chimenea solar.

Hacia el exterior se consideró un coeficiente convectivo de pérdidas de calor h_{ext} de $6.8 \text{ W/m}^2\text{K}$, para una velocidad del aire de 3.0 m/s y una emisividad del vidrio $\varepsilon_g = 0.85$ (ASHRAE, 1977).

La ecuación gobernante para este caso es la ecuación de transferencia de calor por conducción (ecuación 2-46).

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\lambda_g}{C_p} \frac{\partial T_g}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\lambda_g}{C_p} \frac{\partial T_g}{\partial y} \right) + \frac{1}{C_p} \frac{d\Theta}{dx} = \frac{\partial(\rho_g T_g)}{\partial t} \quad (2-46)$$

Donde, $\Theta(x)$ es la función de atenuación de energía por absorción y por dispersión y depende del coeficiente de extinción del vidrio “ S_g ” (ecuación 2-47), (Modest, 1993):

$$\Theta(x) = G \exp[-s_g (H_{xg} - x_g)] \quad (2-47)$$

“ G ” es la irradiancia que llega en la superficie vertical izquierda del vidrio, S_g es el coeficiente de extinción y H_{xg} es el espesor del vidrio.

La condición inicial en el vidrio es:

$$T_g(x_g, y_g, 0) = T_{ini} \quad (2-48)$$

Las condiciones de frontera para el vidrio pueden expresarse de la siguiente forma:

Superficie horizontal inferior:

$$\frac{\partial T_g(x_g, 0, t)}{\partial y} = 0 \quad (2-49)$$

Superficie horizontal superior:

$$\frac{\partial T_g(x_g, H_{yg}, t)}{\partial y} = 0 \tag{2-50}$$

Superficie vertical izquierda:

$$-\lambda_g \frac{\partial T_g(0, y_g, t)}{\partial x} = h_{ext} [T_g(H_{xg}, y_g, t) - T_{ext}] + \sigma \epsilon_g [T_g(H_{xg}, y_g, t)^4 - T_{ext}^4] \tag{2-51}$$

Superficie vertical derecha:

$$-\lambda_g \frac{\partial T_g(H_{xg}, y_g, t)}{\partial x} = -\lambda_a \frac{\partial T_a(X_{=0}, y_g, t)}{\partial x} + q_{r2}(W) \tag{2-52}$$

Donde el flujo de calor radiativo $q_{r2}(W)$ se obtiene de la ec. (2-34).

En la Tabla 2-2 se muestran las propiedades ópticas y termofísicas que se usaron. Aún cuando el espesor del vidrio para la chimenea solar en estudio es de 5 mm, se utilizaron las propiedades para un vidrio claro de 6 mm de espesor (Nair et al., 1991).

Tabla 2-2. Propiedades termo-físicas y ópticas de un vidrio claro de 6 mm de espesor.

Vidrio (6 mm)
$\alpha_g = 0.14$
$\tau_g = 0.78$
$\rho_g = 0.08$
$\epsilon_g = 0.85$
$\lambda_g = 1.4 \text{ W/m K}$
$Rho_g = 2500 \text{ kg/m}^3$
$Cp_g = 0.750 \text{ kJ/kg K}$

2.12.2 Implementación del modelo conductivo del muro de hormigón.

Se considera el muro de hormigón de ancho H_{xho} , y de alto H_{yho} , Figura 2-11, cuyas superficies horizontales (Superior e inferior) se encuentran aisladas (superficies adiabáticas) y las superficies verticales intercambian energía por convección y radiación con el interior de la chimenea y con el medio ambiente exterior. La superficie vertical izquierda recibe la irradiancia normal transmitida equivalente.

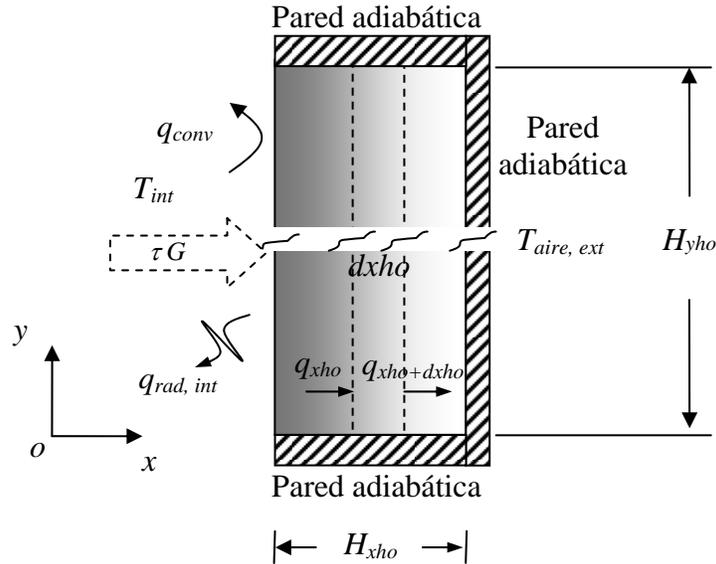


Figura 2-11. Modelo físico de la pared 4-E (Este, concreto) de la chimenea solar.

Donde τG es la irradiancia transmitida equivalente que llega desde la cubierta de vidrio, superficie 2-W (Figura 2.8), a la superficie vertical izquierda del muro de hormigón, superficie 4-E (Figura 2.11), y H_{xho} es el espesor del muro de hormigón. Se considera que la radiación solar transmitida llega en forma normal a la superficie vertical izquierda del muro de hormigón.

La ecuación gobernante para este caso es la ecuación de transferencia de calor por conducción de calor (ecuación 2-53):

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\lambda_{ho}}{C_{p,ho}} \frac{\partial T_{ho}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\lambda_{ho}}{C_{p,ho}} \frac{\partial T_{ho}}{\partial y} \right) = \frac{\partial(\rho_{ho} T_{ho})}{\partial t} \quad (2-53)$$

La condición inicial en el muro de hormigón es:

$$T_{ho}(x_{ho}, y_{ho}, 0) = T_{ini} \quad (2-54)$$

Las condiciones de frontera para el muro de hormigón pueden expresarse de la siguiente forma:

Superficie horizontal inferior:

$$\frac{\partial T_{ho}(x_{ho}, 0, t)}{\partial y} = 0 \quad (2-55)$$

Superficie horizontal superior:

$$\frac{\partial T_{ho}(x_{ho}, H_{y_{ho}}, t)}{\partial y} = 0 \tag{2-56}$$

Superficie vertical izquierda:

$$-\lambda_{ho} \frac{\partial T_{ho}(H_{x_{ho}=0}, y_{ho}, t)}{\partial x} = -\lambda_{aire} \frac{\partial T_{aire}(Hx, y_{ho}, t)}{\partial x} + q_{r4}(E) \tag{2-57}$$

Donde el flujo de calor radiativo q_{r4} se obtiene de la ec. (2-42) y contiene la irradiancia transmitida que llega a la superficie vertical izquierda del muro de hormigón.

Se consideran dos condiciones de frontera para la superficie vertical derecha:

(1) Superficie vertical derecha (adiabática):

$$\frac{\partial T_{ho}(H_{x_{ho}}, y_{ho}, t)}{\partial x} = 0 \tag{2-58}$$

(2) Superficie vertical derecha (sin aislamiento):

$$-\lambda_{ho} \frac{\partial T_{ho}(H_{x_{ho}}, y_{ho}, t)}{\partial x} = h_{ext} [T_{ho}(H_{x_{ho}}, y_{ho}, t) - T_{ext}] + \sigma \epsilon_{ho} [T_{ho}(H_{x_{ho}}, y_{ho}, t)^4 - T_{ext}^4] \tag{2-59}$$

Hacia el exterior se consideró el mismo coeficiente convectivo de pérdidas de calor (h_{ext} de 6.8 W/m²K) como en el caso de la superficie del lado izquierdo.

En la Tabla 2-3 se muestran las propiedades ópticas y termofísicas del muro de hormigón (Incropera y De Witt, 2002).

Tabla 2-3. Propiedades termo-físicas y ópticas del muro de hormigón.

Concreto
$\alpha_g = 0.14$
$\tau_g = 0.0$
$\rho_g = 0.08$
$\epsilon_g = 0.85$
$\lambda_{ho} = 1.4 \text{ W/m K (a 300 K)}$
$Rho_{ho} = 2300 \text{ kg/m}^3 \text{ (a 300 K)}$
$Cp_{ho} = 0.880 \text{ kJ/kg K (a 300 K)}$

2.13 Resumen 2

Se presentó el modelo físico de la chimenea solar en estudio, indicando sus partes constituyentes y sus dimensiones respectivas. Se mencionaron y describieron los procesos de transferencia de calor que participan en el modelo físico, así como su principio de operación. Se planteó la formulación matemática para flujo en régimen turbulento, bajo ciertas consideraciones que aplican al modelo físico simplificado de la chimenea. Posteriormente se planteó la formulación matemática para la parte convectiva, para la parte conductiva, tanto en la cubierta de vidrio, como en el muro de hormigón, y por último, para la parte radiativa en el canal de aire de la chimenea solar.

CAPÍTULO 3

SOLUCIÓN DE LAS ECUACIONES DE CONSERVACIÓN

A continuación se describe el método que se eligió en este estudio, el algoritmo para el acople de las ecuaciones de conservación, los esquemas que se utilizaron y algunas estrategias empleadas para la solución numérica de problemas de flujo de fluidos y transferencia de calor. Esta técnica de solución fue propuesta por primera vez por Patankar en 1972.

De los métodos más utilizados para resolver las ecuaciones gobernantes de un problema característico de la mecánica de fluidos con transferencia de calor, podemos mencionar los siguientes: el método de diferencias finitas (MDF), el método de volumen finito (MVF), y el método de elemento finito (MEF) entre otros. Estos métodos se basan principalmente en una discretización por sustitución de aproximaciones en las ecuaciones gobernantes y en la obtención de un sistema de ecuaciones algebraicas manipulando matemáticamente cada término de las ecuaciones, cuya solución se obtiene al utilizar un método directo o indirecto.

Existen ciertas preferencias por parte de los programadores al elegir y utilizar algún método en particular, las cuales están asociadas con ciertas ventajas y desventajas que presentan estas técnicas numéricas. La principal diferencia que existe entre estos métodos radica en la forma como se aproxima las variables de flujo y en como se discretizan las ecuaciones gobernantes.

El método que se utiliza en el presente estudio es el de volumen finito, ya que es un método conservativo, muy usado en la solución numérica de problemas en la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD). Algunos códigos muy comerciales como son, PHOENICS, FLUENT, FLOW3D y STAR-CD, usan esta técnica numérica.

Debido a que los problemas por resolver son representaciones físicas de fenómenos complejos, en su mayoría de los casos, es conveniente utilizar aproximaciones iterativas para la obtención de las soluciones resultantes. Estas soluciones se aseguran al ligar convenientemente la presión con las velocidades a través del algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*), o de alguna de sus variantes de este algoritmo. Para la solución del sistema de ecuaciones algebraicas resultante los métodos que se usaron fueron: el método de línea por línea en (LBL-x), el método de línea por línea en (LBL-y), el método de línea Gauss-Seidel en (LGS-x), el método de línea Gauss-Seidel en (LGS-y), el método de línea por línea de direcciones alternantes implícitas (LBL-ADI), el método de línea Gauss-Seidel de direcciones alternantes implícitas (LGS-ADI), y el método fuertemente implícito

modificado (MSIP). La elección del método a utilizar dependerá del problema por resolver.

3.1 Mallas discretas

Las mallas que se utilizan en este estudio son de dos tipos: una malla de discretización espacial y una malla de discretización temporal. A continuación se presenta una descripción para cada una de ellas.

3.1.1 Malla de discretización espacial.

Para representar el dominio de integración espacial del sistema de ecuaciones gobernantes es necesario hacer uso de una malla espacial. La malla puede ser uniforme o no uniforme. Se considera una malla no uniforme, cuando se requiere apreciar los fenómenos de la capa límite. En la Figura 3.1 se muestra una malla de este tipo, la cual es más fina en sus extremos que en su parte central.

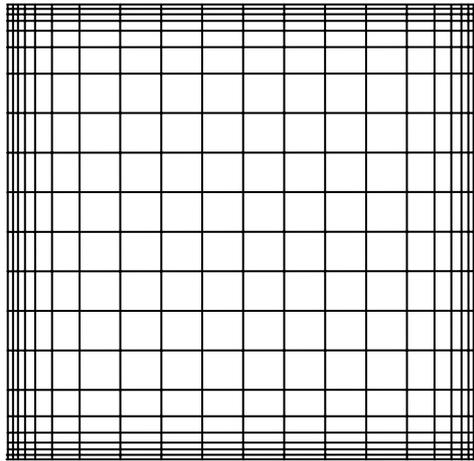


Figura 3-1. Malla no uniforme.

3.1.2 Malla de discretización temporal.

La discretización temporal también puede realizarse en intervalos uniformes, no uniformes y en intervalos variables, según sea el caso de interés. Cuando se desea alcanzar la solución permanente, se hace uso de una técnica que se conoce como *falso transiente*, propuesta por vez primera en 1973 por De Vahl Davis y Mallinson. Esta técnica no calcula la solución en cada instante de tiempo, resuelve las ecuaciones en estado transiente usando el término transitorio como un parámetro iterativo de bajo relajación y de esta forma se opera hasta obtener una convergencia de la solución.

3.2 Ecuación generalizada de convección difusión

Las ecuaciones gobernantes del problema en estudio, por su similitud, pueden ser representadas por una sola expresión denominada **ecuación diferencial**

general. Si la variable dependiente se denota por ϕ , la ecuación diferencial general se puede expresar como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \text{div}(\rho\bar{u}\phi) = \text{div}(\Gamma \text{grad } \phi) + S \quad (3-1)$$

donde:

- Γ = es el coeficiente difusivo
- S = es el término fuente
- ϕ = es la variable dependiente

El primer término de la ecuación (3-1) es el término transitorio, el segundo es el término convectivo, el tercero es el término difusivo, y el cuarto es el término fuente.

Otra representación útil de la ecuación diferencial general (3-1) es en su forma tensorial, la cual podemos expresar como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S \quad (3-2)$$

Donde j puede tomar valores para problemas en una, dos, y tres dimensiones. En este estudio, se ha hecho la consideración de contemplar dos dimensiones.

Las ecuaciones gobernantes pueden expresarse en términos generales de ϕ , Γ , y S . En la Tabla 3-1 se muestran las equivalencias correspondientes a cada término.

Tabla 3-1. Términos equivalentes en la ecuación diferencial general.

Ecuación de conservación	ϕ	Γ	S
Masa	1	0	0
Momento en x	u	$\mu + \mu_t$	$-\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial x} \right]$
Momento en y	v	$\mu + \mu_t$	$-\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial x} \right] + \rho g \beta (T - T_o)$
Energía	T	$\frac{\lambda}{C_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_T}$	0
Energía cin. Turbulenta	κ	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa}$	$P_\kappa + G_\kappa - \rho \epsilon$
Disipación de κ	ϵ	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}$	$\left[C_{1\epsilon} (P_\kappa + C_{3\epsilon} G_\kappa) - C_{2\epsilon} \rho \epsilon \right] \frac{\epsilon}{k}$

3.3 Discretización de la ecuación para dos dimensiones

Si consideramos un volumen de control sobre una malla computacional como el que se muestra en la Figura 3-2, para una situación de dos dimensiones 2-D, y a partir de esta malla y sus nodos computacionales se puede obtener la discretización de la ecuación diferencial general.

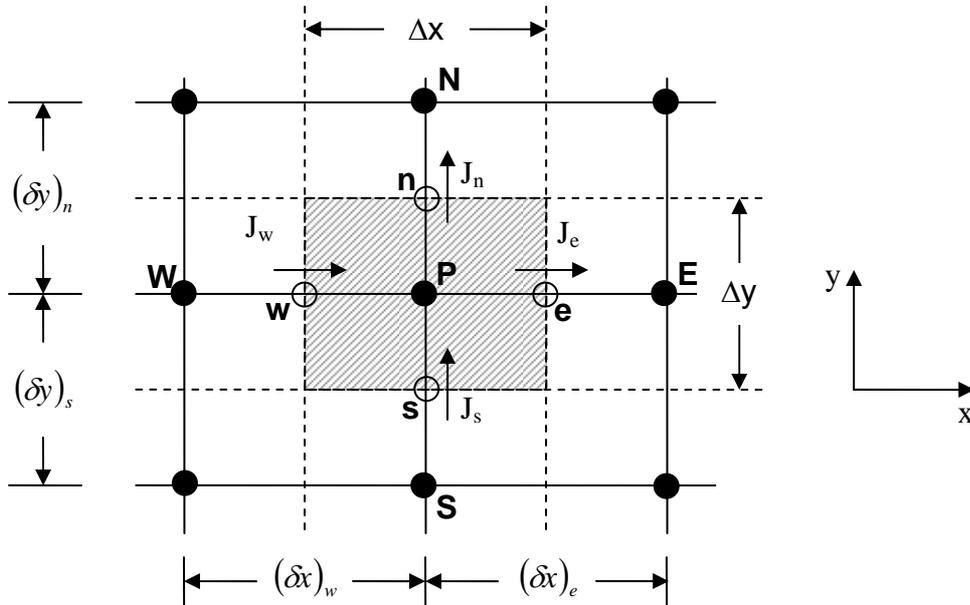


Figura 3-2. Volumen de control para una malla en 2-D.

La ecuación diferencial general en 2-D en coordenadas cartesianas puede escribirse como:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u\phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v\phi) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y}\right) + S \quad (3-3)$$

Al integrar la ecuación sobre los límites del volumen de control, se obtiene la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} \Delta x \Delta y + [(\rho u\phi)_e - (\rho u\phi)_w] \Delta y + [(\rho v\phi)_n - (\rho v\phi)_s] \Delta x = \\ \left[\left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x}\right)_e - \left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x}\right)_w \right] \Delta y + \left[\left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y}\right)_n - \left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y}\right)_s \right] \Delta x + \bar{S} \Delta x \Delta y \end{aligned} \quad (3-4)$$

Cada término de la ecuación (3-4), son representaciones promedio de todo el volumen de control. Al considerar distribuciones uniformes a través de todo el dominio se introducen errores en las aproximaciones espaciales, los cuales tienden a disminuir a medida que se hacen más pequeños los volúmenes de control.

Al integrar la ecuación (3-4) en el tiempo, de $t(n)$ a $t + \Delta t(n+1)$ y haciendo uso de la expresión (3-5), obtenemos la ecuación (3-7).

$$\int_t^{t+\Delta t} \phi dt = [f\phi^{n+1} + (1-f)\phi^n] \Delta t \quad (3-5)$$

donde:

$$\begin{aligned} \text{Si } f=0.0, & \text{ se tiene el esquema explícito} \\ \text{Si } f=0.5, & \text{ se tiene el esquema Crank-Nicolson} \\ \text{Si } f=1.0, & \text{ se tiene el esquema implícito} \end{aligned} \quad (3-6)$$

Al considerar el esquema implícito, $f = 1$, e integrar en el tiempo la ecuación (3-4), obtenemos:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\phi)_p^{n+1} - (\rho\phi)_p^n}{\Delta t} \Delta x \Delta y + [(\rho u \phi)_e^{n+1} - (\rho u \phi)_w^{n+1}] \Delta y + [(\rho v \phi)_n^{n+1} - (\rho v \phi)_s^{n+1}] \Delta x = \\ \left[\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e^{n+1} - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w^{n+1} \right] \Delta y + \left[\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_n^{n+1} - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_s^{n+1} \right] \Delta x + S^{n+1} \Delta x \Delta y \end{aligned} \quad (3-7)$$

Al expresar los flujos convectivos y los términos difusivos en las interfaces de los volúmenes de control en sus respectivos términos equivalentes, la ecuación (3-7), puede expresarse en forma más compacta.

Flujos convectivos:

$$\begin{aligned} F_e &= (\rho u)_e \Delta y \\ F_w &= (\rho u)_w \Delta y \\ F_n &= (\rho v)_n \Delta x \\ F_s &= (\rho v)_s \Delta x \end{aligned} \quad (3-8)$$

Términos difusivos:

$$\begin{aligned} D_e &= \frac{\Gamma_e}{(\delta x)_e} \Delta y \\ D_w &= \frac{\Gamma_w}{(\delta x)_w} \Delta y \\ D_n &= \frac{\Gamma_n}{(\delta y)_n} \Delta x \\ D_s &= \frac{\Gamma_s}{(\delta y)_s} \Delta x \end{aligned} \quad (3-9)$$

Números de Peclet:

$$\begin{aligned}
Pe_e &= F_e / D_e \\
Pe_w &= F_w / D_w \\
Pe_n &= F_n / D_n \\
Pe_s &= F_s / D_s
\end{aligned}
\tag{3-10}$$

El número de Peclet es una razón de la intensidad convectiva y la intensidad difusiva.

Los flujos totales (flujos convectivos más flujos difusivos) a través de las interfaces de los volúmenes de control pueden expresarse como:

$$\begin{aligned}
J_e &= \left[(\rho u \phi)_e - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e \right] \Delta y \\
J_w &= \left[(\rho u \phi)_w - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w \right] \Delta y \\
J_n &= \left[(\rho v \phi)_n - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_n \right] \Delta x \\
J_s &= \left[(\rho v \phi)_s - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_s \right] \Delta x
\end{aligned}
\tag{3-11}$$

Si se sustituyen las expresiones de la ecuación 3-11 en la ecuación 3-4 para $n=0$, tenemos:

$$\frac{[(\rho \phi)_p - (\rho \phi)_p^0]}{\Delta t} \Delta x \Delta y + (J_e - J_w) + (J_n - J_s) = S \Delta x \Delta y
\tag{3-12}$$

El término fuente S debe linealizarse y expresarse en dos términos, uno que dependa de la variable ϕ , y otro en el que no dependa de la variable ϕ .

$$S = S_C + S_P \phi_p
\tag{3-13}$$

Donde S_C es el término que no depende de la variable ϕ .

Y S_P es el término que si depende de la variable ϕ .

Por lo tanto, la ecuación (3-12) puede expresarse como:

$$\frac{[(\rho \phi)_p - (\rho \phi)_p^0]}{\Delta t} \Delta x \Delta y + (J_e - J_w) + (J_n - J_s) = (S_C + S_P \phi_p) \Delta x \Delta y
\tag{3-14}$$

Para el caso de la ecuación de conservación de masa, la ecuación (3-14) se reduce a:

$$\frac{[\rho_P - \rho_P^0]}{\Delta t} \Delta x \Delta y + (F_e - F_w) + (F_n - F_s) = 0 \quad (3-15)$$

Para asegurar una mejor convergencia en la ecuación (3-14) y la solución cumpla con el principio de conservación de masa se introduce la ecuación (3-15) en la ecuación (3-14).

Al multiplicar por ϕ_P la ecuación (3-15) y posteriormente restarla de la ecuación 3-14, obtenemos la ecuación discreta:

$$\begin{aligned} & (\phi_P \phi_P^0) \frac{\rho_P^0}{\Delta t} \Delta x \Delta y + [(J_e - F_e \phi_P) - (J_w - F_w \phi_P)] + [(J_n - F_n \phi_P) - (J_s - F_s \phi_P)] = \\ & (S_C + S_P \phi_P) \Delta x \Delta y \end{aligned} \quad (3-16)$$

Una vez obtenida la ecuación discreta (3-16), es conveniente pasarla a una notación de coeficientes agrupados, en donde las variables del nodo P se expresen en función de las variables de sus nodos vecinos E, W, N, S, y en parámetros que engloben al término fuente. Por lo tanto, los términos de la ecuación 3-16 pueden expresarse como:

$$\begin{aligned} (J_e - F_e \phi_P) &= a_E (\phi_P - \phi_E) \\ (J_w - F_w \phi_P) &= a_W (\phi_P - \phi_W) \\ (J_n - F_n \phi_P) &= a_N (\phi_P - \phi_N) \\ (J_s - F_s \phi_P) &= a_S (\phi_P - \phi_S) \end{aligned} \quad (3-17)$$

Al sustituir las expresiones de la ecuación (3-17) en la ecuación (3-16), obtenemos la ecuación diferencial general en notación de coeficientes agrupados:

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (3-18)$$

donde:

$$\begin{aligned} a_E &= D_e A(|Pe_e|) + \max[-F_e, 0] \\ a_W &= D_w A(|Pe_w|) + \max[F_w, 0] \\ a_N &= D_n A(|Pe_n|) + \max[-F_n, 0] \\ a_S &= D_s A(|Pe_s|) + \max[F_s, 0] \end{aligned} \quad (3-19)$$

La función $A(|Pe|)$ depende del esquema de aproximación que se utilice, los cuales se describirán en el punto 3.4.

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + \rho_P^0 \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} - S_P \Delta x \Delta y \quad (3-20)$$

$$b = \rho_p^0 \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} \phi_p^0 + S_c \Delta x \Delta y \quad (3-21)$$

La ecuación (3-18) también puede expresarse como:

$$a_p \phi_p = \sum_{\text{vecinos}} a_{\text{vecinos}} \phi_{\text{vecinos}} + b \quad (3-22)$$

3.4 Esquemas numéricos

Para calcular los flujos convectivos y difusivos previo al cálculo de los coeficientes para la solución de la variable en el nodo principal P, es necesario conocer los valores de las variables por calcular en las interfases de los volúmenes de control. Estos valores se desconocen en un principio, sin embargo, los valores ya conocidos para el caso de un problema en 2-D, son los que se encuentran en los nodos vecinos E, W, N, S, y por supuesto P. La forma en aproximar las variables en las interfases de los volúmenes de control tendrá que ver con la exactitud de los resultados y con la convergencia del algoritmo, siendo ello trabajo de los esquemas utilizados.

Existen esquemas de bajo y de alto orden, cada uno con sus propias ventajas y desventajas. En este estudio se utilizarán los primeros, los cuales relacionan directamente los valores de las variables en las interfases de los volúmenes de control con los puntos nodales más cercanos E, W, N, y S.

Para calcular los términos difusivos en la ecuación (3-11), se recomienda siempre usar diferencias centradas, sin embargo, para el cálculo de los términos convectivos deberá elegirse apropiadamente uno de los esquemas numéricos. A continuación se presenta una descripción breve de los esquemas numéricos de bajo orden.

i) Corriente arriba (*upwind scheme*): este esquema aproxima el valor de la variable en la frontera del volumen de control con el valor inmediato vecino según sea el sentido de la velocidad. Es decir,

$$\phi_e = \phi_p \quad \text{si } F_e > 0, \quad (3-23)$$

$$\phi_e = \phi_E \quad \text{si } F_e < 0, \quad (3-24)$$

Para el valor de ϕ_w se define de forma similar. Proporciona una buena aproximación de la propiedad ϕ_e en la interfase de ϕ_E y ϕ_p , y sus resultados son físicamente realistas.

ii) Esquema centrado (*central difference scheme*): este esquema usa una aproximación promedio de dos valores más cercanos a la frontera para aproximar la variable. El esquema centrado da buenas aproximaciones para números de Peclet igual a cero o aproximados a cero, es decir proporciona

resultados satisfactorios para bajas velocidades pero, no así, en situaciones altamente convectivas.

iii) Esquema híbrido (*hybrid scheme*): este esquema es una combinación de los dos anteriores. Es idéntico al esquema de diferencias centradas cuando el número de Peclet se encuentra en el intervalo de $-2 \leq Pe \leq 2$, fuera de este intervalo se reduce al esquema corriente arriba.

iv) Esquema exponencial (*exponential scheme*): este esquema proporciona una solución exacta para cualquier número de Peclet y para cualquier número de nodos en la malla, sin embargo, su uso está restringido a problemas de una dimensión 1-D, y su tiempo de cómputo es elevado. Para los casos de 2-D y 3-D el esquema no proporciona resultados satisfactorios.

v) Esquema Ley de potencia (*power law scheme*): Se recomienda para problemas convectivos-difusivos, es una modificación del esquema híbrido y su tiempo de cómputo no es elevado.

La función $A(IPI)$ para los diferentes esquemas se presenta en la Tabla 3-2 y está definida por Patankar, 1980.

Tabla 3-2. La función $A(IPI)$ para diferentes esquemas.

Esquema	Fórmula para $A(IPI)$
Diferencias Centradas	$1 - 0.5 IPI$
Corriente Arriba	1
Híbrido	$\text{Max}[0, 1 - 0.5 IPI]$
Ley de Potencia	$\text{Max}[0, (1 - 0.5 IPI)^5]$
Exponencial	$IPI / [\exp(IPI) - 1]$

El esquema seleccionado en este estudio, y con el que finalmente se trabajó, fue el upwind (corriente arriba). Ya que presentó mejores resultados, para números de mallas apropiados.

3.5 Formulación del algoritmo SIMPLE

El algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation*), es una técnica de solución secuencial para acoplar las ecuaciones de conservación de masa y de cantidad de movimiento. Sin embargo, existen ciertas inconveniencias del método que deberán tratarse para remediarlas.

Entre las inconveniencias del algoritmo mencionadas, tenemos la representación de los gradientes de presión en las ecuaciones de cantidad de movimiento x , y , en los mismos nodos principales, lo cual origina una distribución de presiones oscilatorias, por lo tanto esto conduce a obtener soluciones no reales. El remedio a este problema es usar mallas desplazadas, las cuales se discutirán en seguida.

Otras de las dificultades que se tienen con el algoritmo SIMPLE es en el tratamiento de las condiciones de frontera de la ecuación de corrección de presión y en la inconsistencia de bajo-relajar la presión P , lo cual se remedia

usando la modificación del algoritmo SIMPLE por el algoritmo SIMPLER (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation Consistent).

3.6 Malla desplazada

La malla desplazada es un remedio al método en la ecuación de conservación de cantidad de movimiento para el caso de la presión. En la malla principal se encuentran las variables escalares, como son: la presión, la temperatura y la energía cinética turbulenta, entre otras. Para el caso de las velocidades en las direcciones x, y, las mallas se desplazan en sus direcciones respectivas para evitar tener soluciones no reales del campo de presiones, ver Figura 3-3. Lo anterior representa una ventaja del método, ya que para la solución de las variables sobre la malla principal se requiere información de los flujos en las interfases de los volúmenes de control, y dado que en esos nodos ya se tienen los valores de las velocidades evita la tarea de interpolar los valores, como consecuencia se obtienen resultados más correctos.

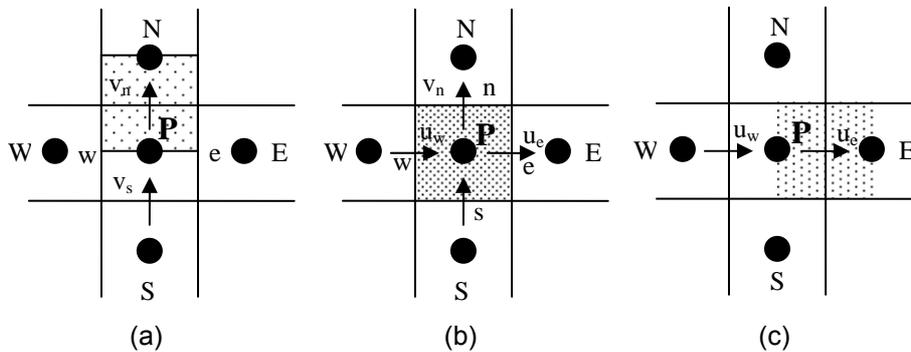


Figura 3-3. Representación de las mallas desplazadas.
 (a) volumen de control para la velocidad v_n ,
 (b) volumen de control para las variables escalares,
 (c) volumen de control para la velocidad u_e .

3.7 Representación del término gradiente de presión

Al principio de la discretización de la ecuación de conservación de cantidad de movimiento (sea en la dirección "x") la representación del término $-\partial p/\partial x$ integrado sobre el volumen de control, ver Figura 3-4.

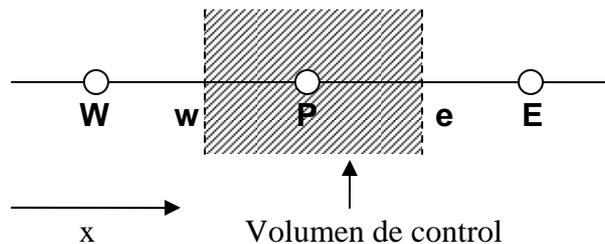


Figura 3-4. Tres puntos nodales.

La contribución resultante de la ecuación discretizada es la caída de presión $p_w - p_e$, la cual es la fuerza neta de presión ejercida sobre el volumen de control con un área de sección transversal unitaria. Para representar $p_w - p_e$ en términos de los nodos principales de presión, y asumiendo una variación lineal de la presión, además de considerar que las interfases se encuentran equidistantes entre nodos, tenemos

$$p_w - p_e = \frac{p_W + p_P}{2} - \frac{p_P + p_E}{2} = \frac{p_W - p_E}{2} \quad (3-25)$$

Esto significa que la ecuación de conservación de cantidad de movimiento contendrá la diferencia de presiones entre nodos alternantes de la malla, en lugar de tenerla entre nodos adyacentes. Lo anterior producirá una inexactitud en la solución.

En el caso de partir de un campo de distribución de presión alternante, ver Figura 3-5, el resultado será un gradiente de presión igual a cero, lo cual puede ser fuera de la realidad. Al usar las mallas desplazadas el problema se elimina, razón por la cual se justifica el método.

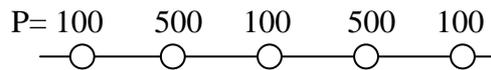


Figura 3-5. Campo de presión en zig-zag.

3.8 Metodología del algoritmo SIMPLE

La metodología que sigue el algoritmo SIMPLE se puede resumir en los siguientes pasos:

Paso 1. Se descompone el término fuente de las ecuaciones de conservación de cantidad de movimiento, tal que la presión aparezca explícitamente.

$$b^u = -A_e(P_E - P_P) + b_1^u \quad (3-26a)$$

$$b^v = -A_n(P_N - P_P) + b_1^v \quad (3-26b)$$

Donde el área A_i corresponde a la cara i del volumen de control.

Entonces, después de esta descomposición, las ecuaciones discretizadas de conservación de cantidad de movimiento (en notación de coeficientes agrupados) se pueden expresar como:

$$a_e^u u_e = \sum_{vecinos} a_{vecinos}^u u_{vecinos} - A_e(P_E - P_P) + b_1^u \quad (3-27a)$$

$$a_n^v v_n = \sum_{vecinos} a_{vecinos}^v v_{vecinos} - A_n (P_N - P_P) + b_1^v \quad (3-27b)$$

Paso 2. Las ecuaciones (3-28), y (3-29) pueden resolverse si se conoce o se estima el campo de presión. Por lo que se supone un campo de presión P^* . El campo de velocidades que se obtiene puede no satisfacer la ecuación de continuidad, a menos que se utilice el campo de presión P^* correcto. Por lo que será necesario representar los nuevos campos de velocidades para u y para v como:

$$a_e^u u_e^* = \sum_{vecinos} a_{vecinos}^u u_{vecinos}^* - A_e (P_E^* - P_P^*) + b_1^u \quad (3-28a)$$

$$a_n^v v_n^* = \sum_{vecinos} a_{vecinos}^v v_{vecinos}^* - A_n (P_N^* - P_P^*) + b_1^v \quad (3-28b)$$

Paso 3. Se propone que la presión correcta se obtenga a partir de la relación siguiente:

$$P = P^* + P' \quad (3-29)$$

Donde P' es la corrección de la presión. Posteriormente será necesario conocer como responden a este cambio de presión las componentes de velocidad. Las correcciones de velocidad correspondientes u' , v' , pueden obtenerse de forma similar:

$$u = u^* + u' \quad (3-30a)$$

$$v = v^* + v' \quad (3-30b)$$

Paso 4. Al introducir las ecuaciones (4-33) y (4-34) en las ecuaciones (4-30) y (4-31), y restarlas a las ecuaciones (3-27a) y (3-27b) se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$a_e^u u_e' = \sum_{vecinos} a_{vecinos}^u u_{vecinos}' - A_e (P_E' - P_P') \quad (3-31a)$$

$$a_n^v v_n' = \sum_{vecinos} a_{vecinos}^v v_{vecinos}' - A_n (P_N' - P_P') \quad (3-31b)$$

Paso 5. El método desprecia los términos de las sumatorias en las ecuaciones anteriores 3-31a y 3-31b. Esta suposición es válida a medida que el proceso iterativo converge. Bajo esta suposición las ecuaciones anteriores pueden escribirse como:

$$a_e^u u_e' = -A_e (P_E' - P_P') \quad (3-32a)$$

$$a_n^v v_n' = -A_n (P_N' - P_P') \quad (3-32b)$$

O bien, de la forma siguiente:

$$u_e' = d_e^u (P_P' - P_E') \quad (3-33a)$$

$$v_n' = d_n^v (P_P' - P_N') \quad (3-33b)$$

Estas ecuaciones reciben el nombre de ecuaciones de velocidades corregidas, las cuales pueden escribirse como:

$$u_e^u = u_e^* + d_e^u (P_P' - P_E') \quad (3-34a)$$

$$v_n^v = v_n^* + d_n^v (P_P' - P_N') \quad (3-34b)$$

Donde:

$$d_e^u = \frac{A_e}{a_e^u} \quad (3-35a)$$

$$d_n^v = \frac{A_n}{a_n^v} \quad (3-35b)$$

Usando el criterio anterior puede ser necesario bajo-relajar el valor de la presión para lograr una convergencia en el proceso iterativo, si es que se sobre-estima su valor de corrección. En el caso de usar el algoritmo SIMPLEC, la metodología es idéntica a aquella del algoritmo SIMPLE, excepto que los valores para las velocidades y para la presión de corrección son diferentes, en cuyo caso no será necesario bajo-relajar los valores de la presión de corrección P' , y como consecuencia se evita buscar un valor óptimo de relajación originando menor tiempo en el cálculo. A continuación se presenta el procedimiento:

De las ecuaciones para las velocidades de corrección (3-31a) y (3-31b) se restan en ambos miembros de las ecuaciones la sumatoria de los coeficientes multiplicadas por la velocidad de corrección, se obtienen dos nuevas relaciones las cuales se expresan como:

$$\left(a_e^u - \sum_{vecinos} a_{vecinos}^u \right) u_e' = \sum_{vecinos} a_{vecinos}^u (u_{vecinos}' - u_e') - A_e (P_E' - P_P') \quad (3-36a)$$

$$\left(a_n^v - \sum_{vecinos} a_{vecinos}^v \right) v_n' = \sum_{vecinos} a_{vecinos}^v (v_{vecinos}' - v_n') - A_n (P_N' - P_P') \quad (3-36b)$$

El algoritmo SIMPLEX supone nulas las sumatorias multiplicadas por las diferencias de las velocidades en los segundos miembros de ambas ecuaciones, entonces las expresiones anteriores pueden expresarse como:

$$\left(a_e^u - \sum_{\text{vecinos}} a_{\text{vecinos}}^u \right) u_e' = -A_e (P_E' - P_P') \quad (3-37a)$$

$$\left(a_n^v - \sum_{\text{vecinos}} a_{\text{vecinos}}^v \right) v_n' = -A_n (P_N' - P_P') \quad (3-37b)$$

Conociendo las velocidades de corrección podemos obtener las expresiones para las velocidades como:

$$u_e = u_e^* + d_e^u (P_P' - P_E') \quad (3-38a)$$

$$v_n = v_n^* + d_n^v (P_P' - P_N') \quad (3-38b)$$

Donde:

$$d_e^u = \frac{A_e}{\left(a_e^u - \sum_{\text{vecinos}} a_{\text{vecinos}}^u \right)} \quad (3-39a)$$

$$d_n^v = \frac{A_n}{\left(a_n^v - \sum_{\text{vecinos}} a_{\text{vecinos}}^v \right)} \quad (3-39b)$$

Paso 6. El último paso consiste en determinar la información apropiada para la ecuación de la presión P' , la cual se obtiene a partir de la ecuación de conservación de masa integrada en un volumen de control sobre una malla principal y se expresa como:

$$\frac{(\rho_P - \rho_P^0)}{\Delta t} \Delta x \Delta y + [(\rho u)_e - (\rho u)_w] \Delta y + [(\rho v)_n - (\rho v)_s] \Delta x = 0 \quad (3-40)$$

La ecuación (3-40) puede expresarse en términos de la presión de corrección usando las expresiones para las velocidades, ecuaciones (3-38a) y (3-38b) como:

$$a_p P_P' = a_E P_E' + a_W P_W' + a_N P_N' + a_S P_S' + b \quad (3-41)$$

Donde:

$$a_E = \rho_e d_e^u \Delta y \quad (3-42)$$

$$a_W = \rho_w d_w^u \Delta y \quad (3-43)$$

$$a_N = \rho_n d_n^v \Delta x \quad (3-44)$$

$$a_s = \rho_s d_s^v \Delta x \quad (3-45)$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S \quad (3-46)$$

$$b = \frac{(\rho_P^0 - \rho_P)}{\Delta t} \Delta x \Delta y + [(\rho u^*)_w - (\rho u^*)_e] \Delta y + [(\rho v^*)_s - (\rho v^*)_n] \Delta x \quad (3-47)$$

El término b representa la ecuación de continuidad integrada en el volumen de control con signo cambiado, y sus velocidades representan valores adivinados o supuestos. A medida que este término se aproxima a cero la ecuación de continuidad se satisface.

El algoritmo de solución que presentó menor tiempo de cómputo, para alcanzar una solución convergente, en este estudio fue el SIMPLEC, por lo tanto fue el que se utilizó finalmente.

3.9 Tratamiento de las condiciones de frontera

Para resolver las ecuaciones gobernantes de un problema se requiere adicionalmente un conjunto de condiciones de fronteras y de condiciones iniciales. Las condiciones de frontera especifican la variable o la situación de un flujo de calor (desde un punto térmico) en una superficie, también pudiera darse el caso de tener intercambio por convección con un medio. Bajo esta terminología, las condiciones de frontera podrán ser de tres tipos: 1ra clase (condición de Dirichlet), 2da y 3ra clase (Condición de Neumann). La condición inicial especifica la distribución de la variable en el medio, en el origen de la coordenada del tiempo ($t=0$), y únicamente es necesaria en problemas dependientes del tiempo.

La notación de coeficientes agrupados en su estructura básica de las ecuaciones algebraicas, facilita el tratamiento de las condiciones de frontera.

3.10 Condición de 1ra. Clase (Condición de Dirichlet)

Cuando se especifica el valor de la variable de una superficie límite se dice que la condición de frontera en esa superficie es de primera clase. Lo anterior, puede expresarse en notación de coeficientes agrupadas de la siguiente forma:

$$a_p \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (3-48)$$

donde:

$$a_p = 1 \quad (3-49a)$$

$$a_E = a_W = a_N = a_S = 0 \quad (3-49b)$$

$$B = \phi_{frontera} \quad (3-49c)$$

Sustituyendo los valores de las relaciones anteriores (3-49), en la ecuación 3-48, queda:

$$\phi_P = \phi_{\text{frontera}} \quad (3-50)$$

3.11 Condición de 2da. y 3ra. Clase (Condición de Neumann)

Cuando se especifica la variación de una variable en alguna dirección a un valor conocido A, se dice que es una condición de 2da. o de 3ra. Clase, según sea el valor de A, si A=0, la condición es de 2da. clase, si A≠0, se tratará de una condición de 3ra. Clase. Lo anterior puede expresarse como:

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = A \quad (3-51)$$

Sea el caso de una frontera norte, entonces, la ecuación (3-51) puede expresarse numéricamente como:

$$\frac{\partial \phi}{\partial y} = \frac{\phi_P - \phi_S}{\delta y} = A \quad (3-52)$$

Su ecuación algebraica correspondiente será:

$$\phi_P = \phi_S + A \delta y \quad (3-53)$$

Donde:

$$a_P = a_S = 1 \quad (3-54a)$$

$$a_W = a_N = a_E = 0 \quad (3-54b)$$

$$b = A \cdot \delta y \quad (3-54c)$$

3.12 Condición de frontera para la ecuación de corrección de presión

A partir de la ecuación de corrección de presión P', se obtiene el valor correcto de la presión P, pero la ecuación de P' no es una ecuación básica, por lo tanto su tratamiento en la frontera es de interés y debe discutirse.

Podemos tener dos tipos de condiciones de frontera para este caso:

- a) Que la presión en la frontera se especifique (y velocidad es desconocida).
- b) La componente de la velocidad normal a la frontera se especifique.

En el primero de los casos, si el campo de presión P* es arreglado tal que en la frontera tenga un valor conocido (P*=P_{frontera}), entonces el valor de P' es cero, similar a la condición de 1ra clase.

En el segundo de los casos, si la malla se diseña de tal forma que la frontera coincida con la interfase del volumen de control como se observa en la Figura 3-6, y la velocidad u_e es prescrita, entonces basta con expresar la ecuación de P' en términos de u_e . P'_E no aparecerá o a_E será cero para la ecuación de P' . De esta forma se usa u_e de forma directa en la ecuación de conservación de masa, dado que no se requiere información de P'_E en la frontera.

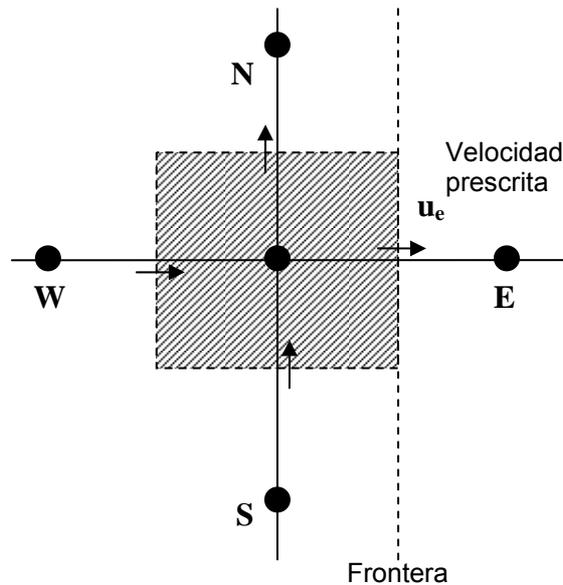


Figura 3-6. Volumen de control frontera para la ecuación de conservación de masa.

3.13 Pasos del método SIMPLEC

1. Se supone un campo de presiones, P^* .
2. Se resuelven las ecuaciones de cantidad de movimiento, para obtener u^* y v^* .
3. Se resuelve la ecuación de corrección de presión P' .
4. Se calcula el campo de presiones P , de la ecuación $P = P' + P^*$.
5. Se calculan los campos de velocidades u y v a partir de las ecuaciones de corrección de velocidades:

$$u = u^* + u'$$

$$v = v^* + v'$$

6. Se resuelven las ecuaciones discretizadas para otras variables, tales como la temperatura, la energía cinética turbulenta, etc. (Si alguna variable en particular no tiene influencia sobre el campo de flujo, es mejor calcularla después de haber obtenido una solución convergida).
7. Se trata a la presión corregida P como una presión nueva supuesta P^* , se regresa al paso 2, y se repite el procedimiento completo hasta obtener una solución convergida.

En la Figura 3-7 se muestra el algoritmo de solución de las ecuaciones de cantidad de movimiento usando el método SIMPLEC.

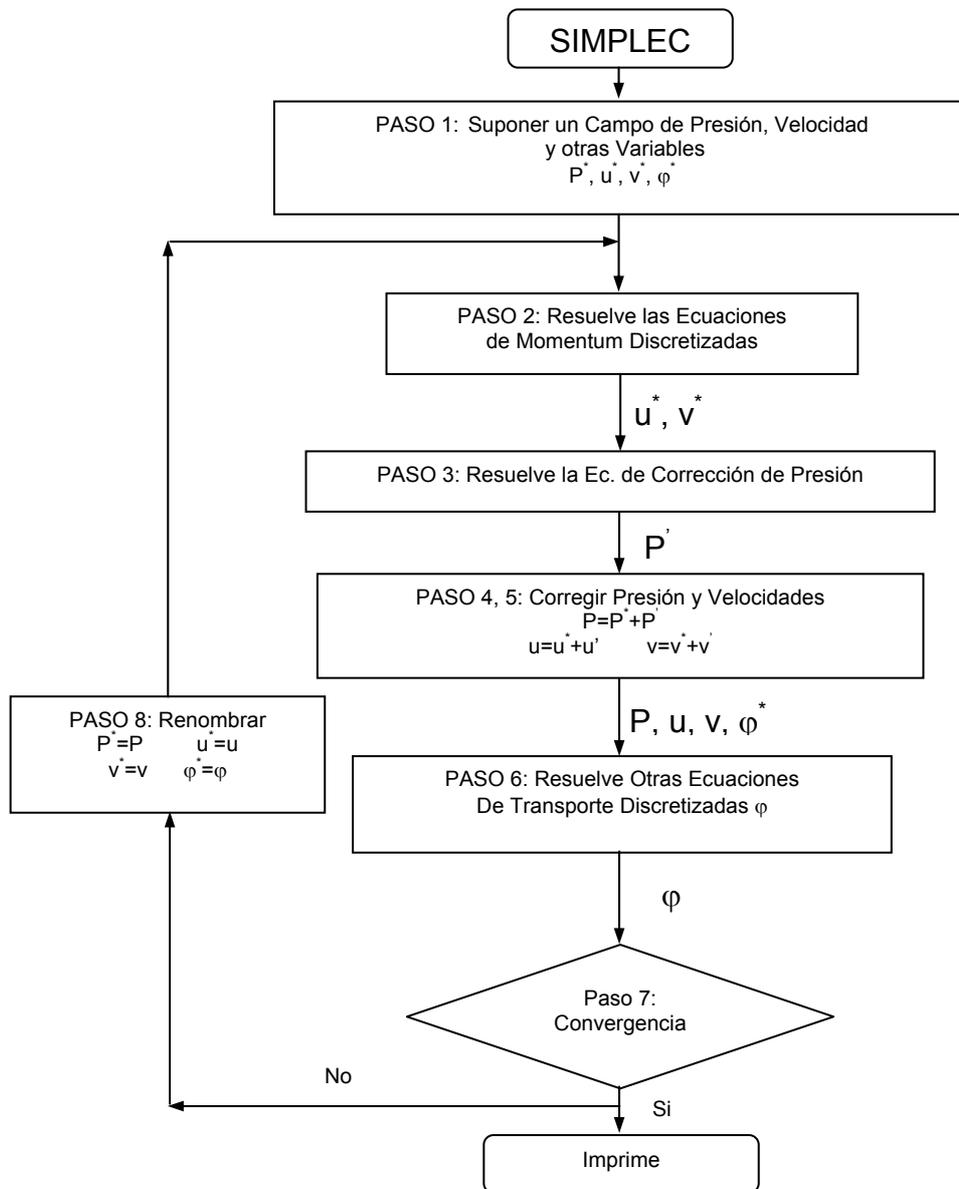


Figura 3-7. Algoritmo SIMPLEC.

3.14 Método de solución del modelo de intercambio radiativo

A continuación se presenta el método de solución de la transferencia de calor por radiación en el canal de aire de la chimenea solar.

3.14.1 Método de solución para el intercambio radiativo entre superficies de la cavidad.

En este estudio se aplica el método de radiosidad/irradiancia (MRI) para resolver el intercambio radiativo en el canal de aire de la chimenea solar. Este

método consiste en dividir la cavidad del canal de aire del modelo físico en N superficies isotermas, considerando uniformes la irradiancia, radiosidad y factores de forma en cada una de dichas superficies. Los factores de forma se pueden obtener utilizando algún método de solución. En este estudio se usó el método de cuerdas cruzadas, el cual se describe en el apéndice C. En la Figura 3-8 se muestra el algoritmo que se utilizó para obtener la solución del intercambio radiativo en el canal de aire de la chimenea solar.

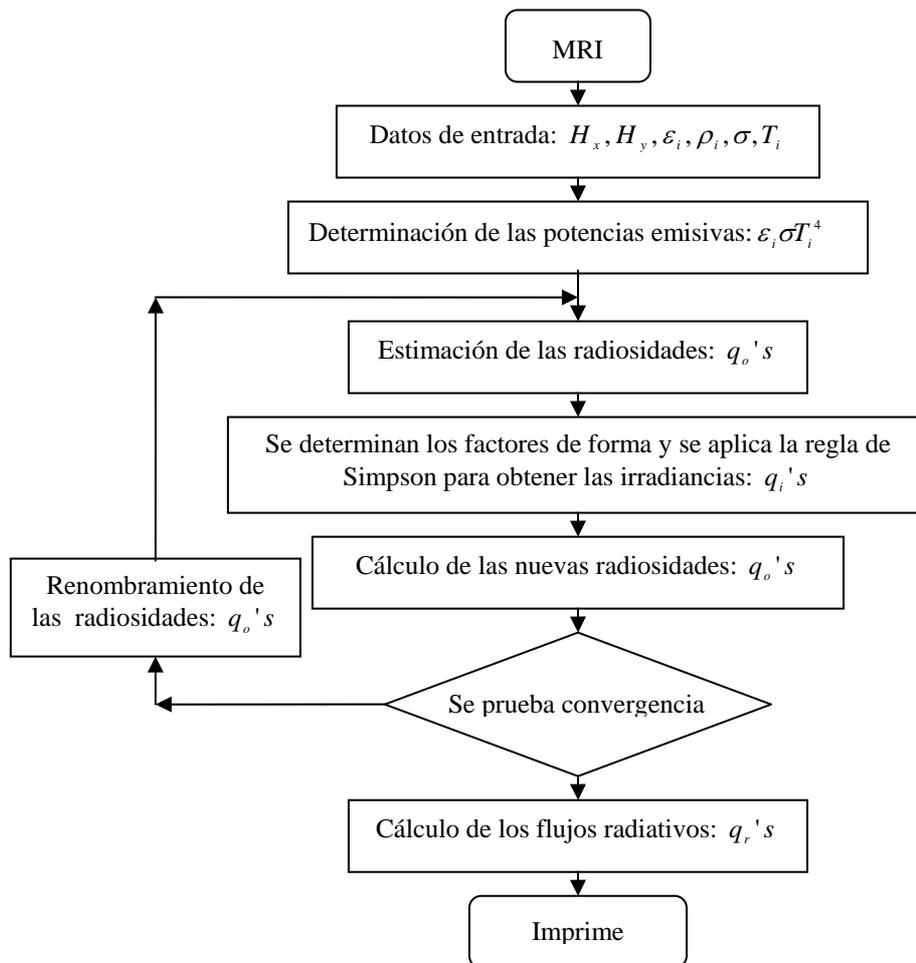


Figura 3-8. Diagrama de flujo para el intercambio radiativo para el canal de aire de la chimenea.

3.15 Método de solución del modelo conductivo

A continuación se presenta el método de solución de la transferencia de calor por conducción en los componentes sólidos del modelo físico representativo de la chimenea solar.

El método consiste en resolver la ecuación de conducción de calor, tanto para la cubierta de vidrio, como para el muro de hormigón.

En la Figura 3-9 se muestra el diagrama de flujo que indica el cálculo de la conducción de calor en la cubierta de vidrio.

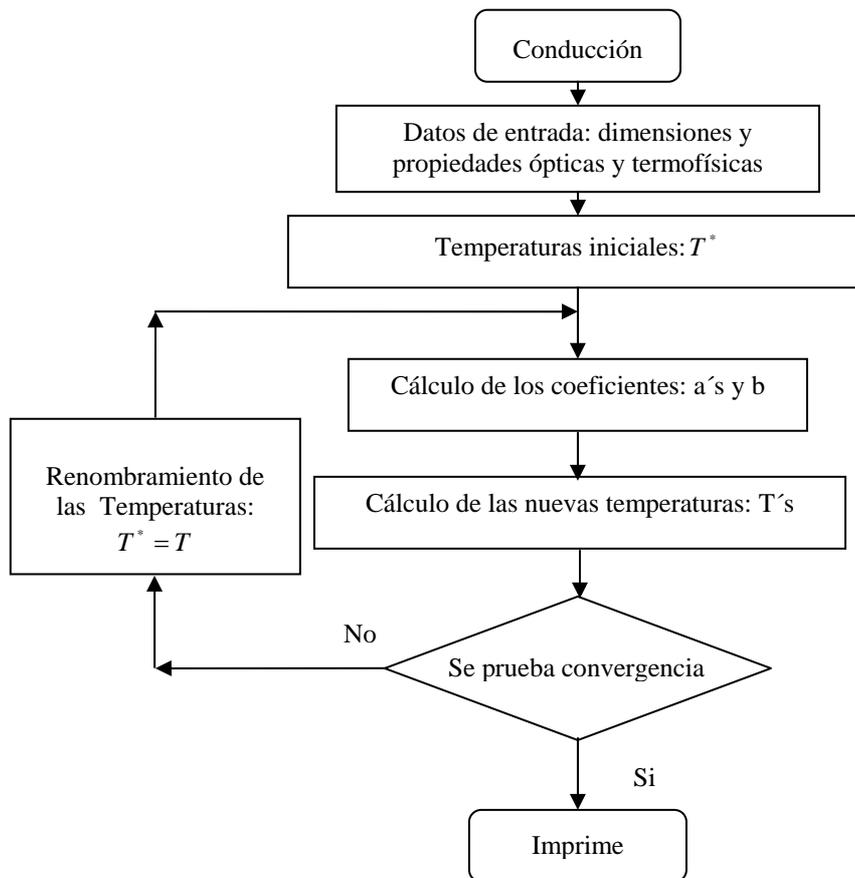


Figura 3-9. Diagrama de flujo para la conducción de calor en el vidrio.

En la Figura 3-10 se muestra el diagrama de flujo que indica el cálculo de la transferencia de calor por conducción en el muro de concreto.

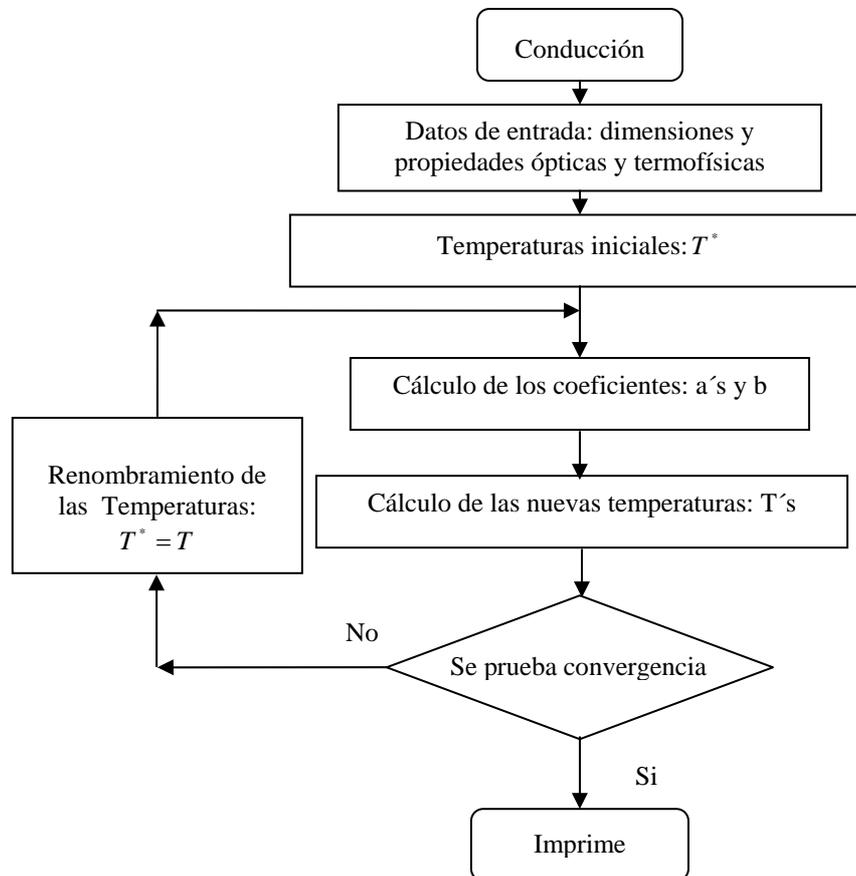


Figura 3-10. Diagrama de flujo para la conducción de calor en el muro de concreto.

3.16 Modo de acople de los tres mecanismos de transferencia de calor (conducción, radiación, convección)

Una vez que ya se mostraron los algoritmos que indican los cálculos de los tres mecanismos de transferencia de calor (convección, radiación y conducción) de forma separada, ahora pueden combinarse para modelar térmica e hidrodinámicamente el funcionamiento de la chimenea solar en estudio. El acoplamiento de los tres modelos (conducción, radiación y convección) es a través de las condiciones de frontera. Primero se aplica el modelo conductivo tanto para la pared Oeste (vidrio) como para la pared Este (muro de hormigón), posteriormente se aplica el modelo radiativo para el canal de la chimenea y finalmente se aplica el modelo convectivo para el mismo canal de la chimenea, es un proceso iterativo durante el cual se calculan las temperaturas de superficie hasta que se cumple cierto criterio de convergencia (Residuales

$\leq 1 \times 10^{10}$), además de calcular todas las variables de interés en todo el dominio del sistema. El orden de aplicación de los modelos no necesariamente debe ser el señalado anteriormente. En la Figura 3-11 se muestra el diagrama de flujo en forma muy general y simplificada.

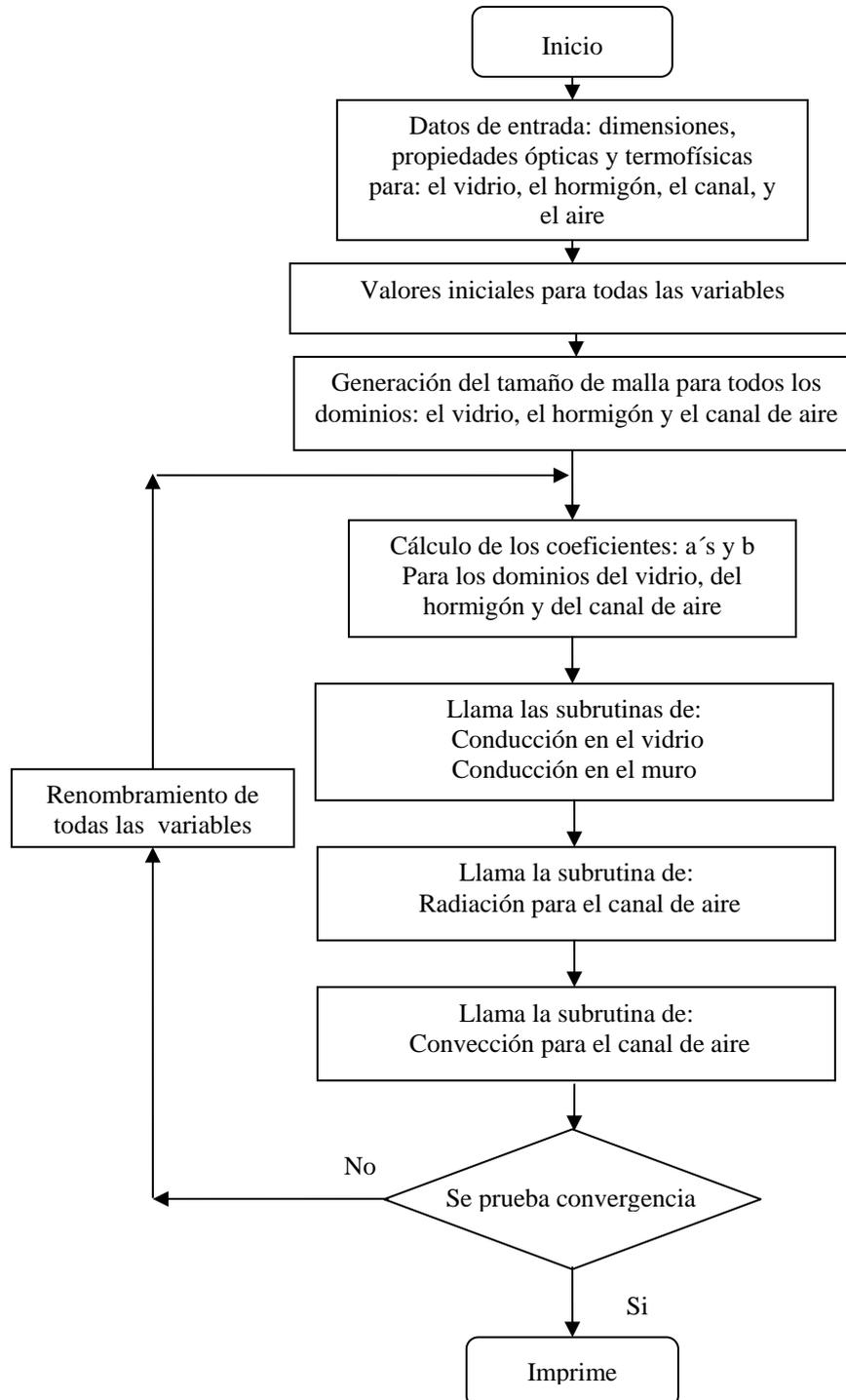


Figura 3-11. Diagrama de flujo general de acople de modelos.

3.17 Resumen 3

Se presentó el método que se utilizó para la solución de las ecuaciones de conservación así como los algoritmos de acople de dichas ecuaciones, los esquemas que se utilizaron y algunas estrategias empleadas para la solución numérica del problema de flujo de fluidos y transferencia de calor. Las mallas discretas que se utilizaron fueron de dos tipos, espacial y temporal

Para la solución numérica se utilizó el método de volumen finito (MVF), el cual se basa en una discretización por sustitución de aproximaciones en las ecuaciones gobernantes y en la obtención de un sistema de ecuaciones algebraicas cuya solución se obtiene al utilizar un método directo o indirecto. Este método fue aplicado por primera vez en 1972, por Patankar.

Los algoritmos que se usaron para el acople entre la presión y las velocidades fueron, SIMPLE, SIMPLEC. Se describieron seis esquemas para calcular los flujos convectivos y difusivos en las interfaces de los volúmenes de control, estos fueron: Corriente arriba, Centrado, Híbrido, Exponencial y Ley de Potencia.

Se describieron los tres tipos de condiciones frontera: de 1ra clase (condición de Dirichlet), de 2da y de 3ra clase (Condición de Neumann).

Se mostraron los algoritmos de solución de los métodos convectivo, conductivo, y radiativo. El modelo de convección natural se acopló con los modelos de conducción, y radiación a través de las condiciones de frontera, y se mostró su diagrama de flujo del algoritmo en forma conjunta.

CAPÍTULO 4

VERIFICACIÓN Y VALIDACIÓN DE CÓDIGOS NUMÉRICOS

Durante el desarrollo de códigos numéricos es indispensable su verificación y/o validación hasta donde sea posible, la cual consiste en una comparación entre los resultados obtenidos de dichos códigos y resultados de referencia, publicados en la literatura para casos idénticos. Generalmente, la diferencia entre los resultados comparados debe ser de un orden de magnitud aceptable (menor al 5 %), dependiendo del criterio que se tome. En otros casos, cuando se conocen las soluciones analíticas, éstas se utilizan para verificar las soluciones de los códigos que se desarrollan.

Para simular del funcionamiento térmico de la chimenea solar en estudio, el cual es el objetivo principal de este trabajo, ha sido necesario desarrollar paso a paso una serie de códigos que van desde la solución de problemas simples, hasta la solución de problemas complejos. Considerando primero, problemas en régimen laminar, y después problemas en régimen turbulento, tomando en cuenta el estudio de la transferencia de calor por convección, por conducción y por radiación, de forma independiente y posteriormente, para una serie de combinaciones. Se consideraron cavidades con geometrías cuadradas y posteriormente cavidades con geometrías alargadas.

A continuación se presentan los casos resueltos únicamente en régimen turbulento. Se presentan los porcentajes de desviación que se obtienen al comparar los resultados obtenidos en el presente estudio y los resultados de soluciones analíticas y/o numéricas publicados en la literatura.

4.1 Convección natural con flujo turbulento en una cavidad cuadrada calentada diferencialmente en las paredes verticales

A continuación se presenta la solución del problema de la cavidad cuadrada calentada diferencialmente, la verificación y la validación numérica de los códigos implementados de las familias $k-\varepsilon$ y $k-\omega$. Se considera flujo turbulento e incompresible con la aproximación de Boussinesq.

Siguiendo la misma metodología de solución para problemas con transferencia de calor, similar a los problemas resueltos por Xamán en 2004, para este problema de convección natural en una cavidad cuadrada con razón de aspecto de $AR=1$, y

calentada diferencialmente desde sus paredes laterales, se implementaron cuatro modelos de turbulencia de la familia $k-\varepsilon$ y dos modelos de turbulencia de la familia $k-\omega$. Los modelos correspondientes a la familia $k-\varepsilon$ son; el modelo JL (Jones y Launder, 1972), LS (Launder y Sharma, 1974), HH (Henkes y Hoogendoorn, 1992) y el modelo IL (Ince y Launder, 1989).

Para la familia $k-\omega$, los modelos de turbulencia son, el modelo estándar (Wilcox-94), y el modelo Peng-Davidson (PD-99).

Los códigos que se desarrollaron se verificaron con los resultados numéricos reportados por Pérez-Segarra et al., (1995) y por Xamán (2004). Posteriormente se realizó una verificación con resultados experimentales reportados por Ampofo y Karayiannis (2003).

4.1.1 Verificación de códigos usando los modelos de turbulencia “ $k-\varepsilon$ ”.

En la solución de este problema, las ecuaciones de conservación que se utilizaron en los modelos de la familia $k-\varepsilon$ son: la ecuación de conservación de masa, la de cantidad de movimiento en dos direcciones y la de energía, todas promediadas en el tiempo. Adicionalmente se requiere de dos ecuaciones de cerradura, las cuales son; la de energía cinética turbulenta y la de disipación de energía cinética turbulenta. Todas estas ecuaciones junto con las condiciones de frontera y los valores correspondientes para las constantes se presentaron en el capítulo 2.

Para este problema existe una solución de referencia, cuyas variables y condiciones se muestran en la Tabla 4-1, las cuales son: el número de Rayleigh Ra, la temperatura promedio de las temperaturas caliente y fría T_o , la temperatura de la pared caliente T_H , la temperatura de la pared fría T_C , la razón de aspecto AR, la altura de la cavidad HY y el ancho de la cavidad HX.

Tabla 4-1. Valores de las constantes utilizadas en los códigos numéricos, Xamán (2004).

Ra	T_o (K)	T_H (K)	T_C (K)	AR (HY/HX)	HY (m)	HX (m)	g ($m.s^{-2}$)
1.0×10^{10}	294	300	288	1	2.07	2.07	9.8

En la Tabla 4-2 se muestran los valores para las propiedades del aire a la temperatura promedio T_o , la densidad ρ , la viscosidad dinámica μ , la conductividad térmica λ , el calor específico C_p , el coeficiente de expansión térmica β , y el número de Prandtl del aire Pr.

Tabla 4-2. Valores de las propiedades del aire, Bejan (1995).

T_o	ρ (kg/m^3)	μ ($kg/s.m$)	λ ($W/m.K$)	C_p ($kJ/kg.K$)	β ($1/K$)	Pr
294	1.18	1.847×10^{-5}	0.02617	1006.0	3.322×10^{-3}	0.71

Los resultados de la comparación numérica cuantitativa para dos modelos de la familia $k - \varepsilon$ se muestran en la Tabla 4-3.

Los datos reportados corresponden al número de Nusselt medio (Nu_{medio}), el número de Nusselt máximo ($Nu_{m\acute{a}x}$), las componentes de velocidad máxima en el centro de la cavidad ($u_{m\acute{a}x}$, y $v_{m\acute{a}x}$) y la viscosidad turbulenta máxima ($\mu_{tm\acute{a}x}$).

Tabla 4-3. Comparación con los resultados numéricos reportados por Xamán, (2004), y por Pérez-Segarra et al., (1995).

Modelo	Pérez-Seg., et al., 1995		Xamán (2004)		Presente Estudio	
	IL (45x45)	HH (81x81)	IL (45x45)	HH (81x81)	IL (45x45)	HH (81x81)
Nu_{medio} ($x^*=0$)	95.8	137.2	96.7	133	96.96 (1.21 %)	133.04 (3.03 %)
$Nu_{m\acute{a}x}$ ($x^*=0$)	421.2	428.8	418.9	426.3	418.81 (0.57 %)	426.32 (0.58 %)
$u_{m\acute{a}x}$ ($x^*=0$)	0.0221	0.0145	0.0217	0.0153	0.0214 (3.18 %)	0.0152 (4.83 %)
$v_{m\acute{a}x}$ ($y^*=0$)	0.2633	0.185	0.2589	0.1863	0.2625 (0.30 %)	0.1863 (0.70 %)
$\mu_{tm\acute{a}x}$	0	28.9	0	25.55	0.00 (0.0 %)	25.56 (11.56 %)

De la comparación entre los resultados del presente estudio, y los publicados por Pérez-Segarra et al., (1995) se obtuvieron las desviaciones respectivas, las cuales se muestran entre paréntesis en la misma Tabla 4-3.

4.1.2 Validación de códigos para una cavidad cuadrada usando los modelos de turbulencia $k - \varepsilon$.

A continuación se presentará la metodología de la validación del mismo problema, pero con resultados experimentales reportados en la literatura.

Para la validación experimental, de este mismo problema de la cavidad cuadrada calentada diferencialmente, los valores de las constantes utilizadas en las simulaciones numéricas se muestran en la Tabla 4-4 y 4-5.

Tabla 4-4. Valores experimentales utilizados, Ampofo y Karayiannis, (2003).

Ra	T_o (K)	T_H (K)	T_C (K)	A (HY/HX)	H_Y (m)	H_X (m)	g ($m.s^{-2}$)
1.58×10^9	303	323	283	1	0.75	0.75	9.8

Tabla 4-5. Valores de las propiedades del aire, Bejan, (1995).

T_o	ρ (kg/m^3)	μ ($kg/s.m$)	λ ($W/m.K$)	C_p ($kJ/kg.K$)	β ($1/K$)	Pr
303	1.174	1.847×10^{-5}	0.02617	1006.0	3.3×10^{-3}	0.71

Para validar las soluciones obtenidas de los códigos numéricos se utilizaron los resultados experimentales obtenidos por Ampofo y Karayiannis (2003).

4.1.3 Resultados de la validación de códigos usando los modelos de turbulencia “ $\kappa - \varepsilon$ ”.

Los modelos JL, LS y IL, presentan desviaciones promedio para el número de Nusselt muy similares entre sí, y muy similar al valor promedio experimental (0.53 % de desviación), mientras que el modelo HH presenta una desviación promedio mayor (14.14 %). En cuanto a las desviaciones típicas, sucede algo similar para el caso de los modelos JL, LS y IL, (7.25), y para el modelo HH, su valor está ligeramente por arriba de los anteriores (7.84), para este problema de la cavidad cuadrada calentada diferencialmente.

En el presente estudio, se usó el algoritmo SIMPLEX en el acoplamiento de las ecuaciones presión-velocidades, y una malla de 41 por 41 para todos los casos en cada uno de los cuatro modelos $\kappa - \varepsilon$.

En la Figura 4-1 se muestra la comparación en forma gráfica de los valores calculados. Se tiene la variación del Nusselt medio local en la pared caliente con respecto a la altura en forma adimensional de la misma pared caliente $Y(J)$.

Se puede observar que los 4 modelos $\kappa - \varepsilon$ predicen satisfactoriamente los valores locales para el número de Nusselt. Los valores de tres de los modelos (JL, LS, e IL) son muy similares entre sí y la mayoría de sus valores bajo-estiman los valores experimentales, únicamente en el extremo derecho $Y(J)=1$ y en $Y(J)=0.22$ tocan los puntos experimentales.

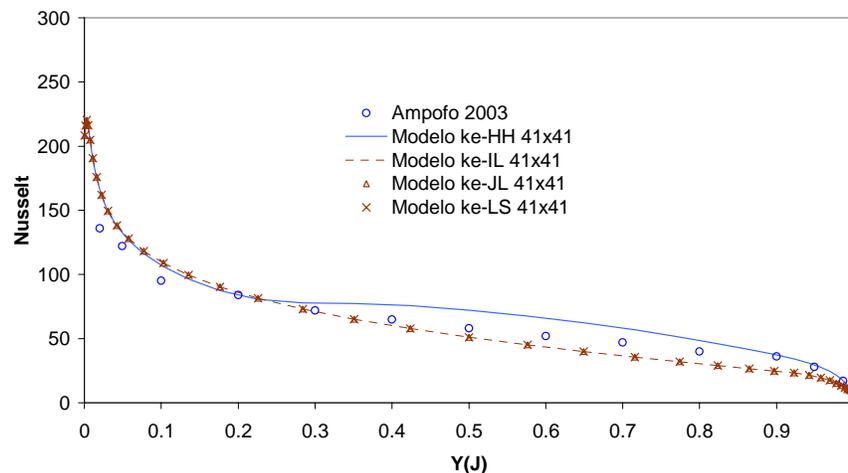


Figura 4-1. Comparación de valores numéricos del presente estudio con los valores experimentales presentados por Ampofo y Karayiannis (2003).

En la Figura 4-2, se muestran las comparaciones de las componentes de velocidad v , en el centro de la cavidad ($Y=0.5$) en forma adimensional para valores experimentales y para valores numéricos de los cuatro modelos $\kappa-\varepsilon$ (JL, LS, IL, y HH) a lo ancho de la cavidad en la dirección (X).

Se observa un perfil simétrico con respecto a cualquiera de los ejes, y un acoplamiento con todos los puntos (valores experimentales) del modelo HH. Los modelos JL, LS, e IL, muestran resultados muy similares entre sí, y no se acoplan en todos los puntos de referencia.

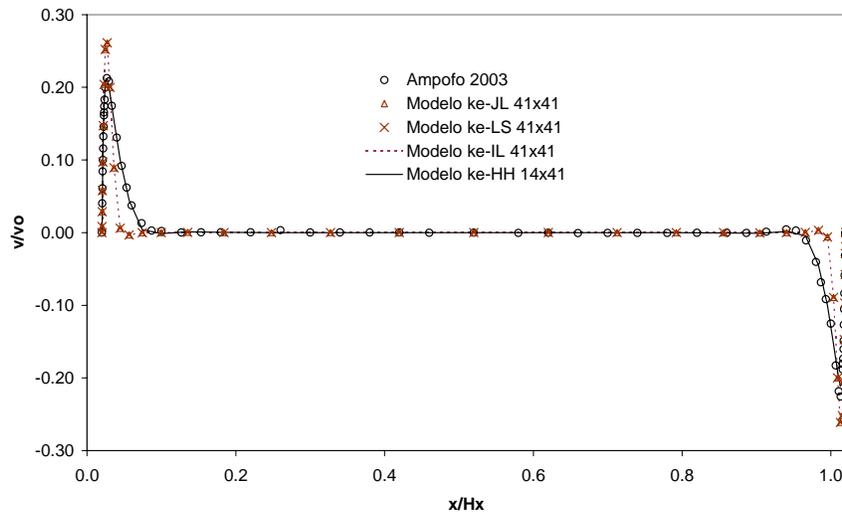


Figura 4-2. Comparación de valores numéricos para la velocidad “v” del presente estudio con los valores experimentales reportados por Ampofo y Karayiannis (2003).

En la Figura 4-3 se muestran las comparaciones en forma adimensional de las temperaturas, y puede observarse que en este caso, los resultados de los cuatro modelos $\kappa-\varepsilon$ están muy cerca de los valores experimentales, el modelo HH ligeramente supera al JL, LS, e IL. La distribución de valores es también simétrica como es de esperarse.

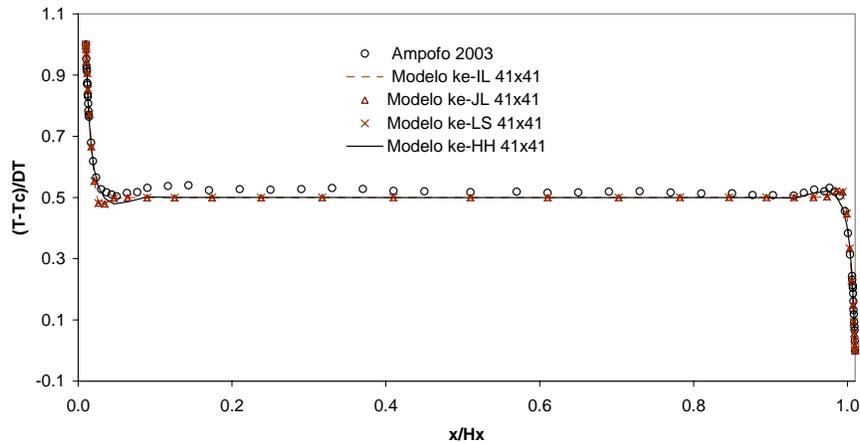


Figura 4-3. Comparación de valores numéricos para la temperatura del presente estudio con los valores experimentales reportados por Ampofo y Karayiannis (2003).

En la Figura 4-4 se muestran los esfuerzos tangenciales para los cuatro modelos implementados y los valores experimentales para su comparación. En este caso, se aprecia que el modelo HH es el que mejor predice los valores experimentales en los extremos de la cavidad.

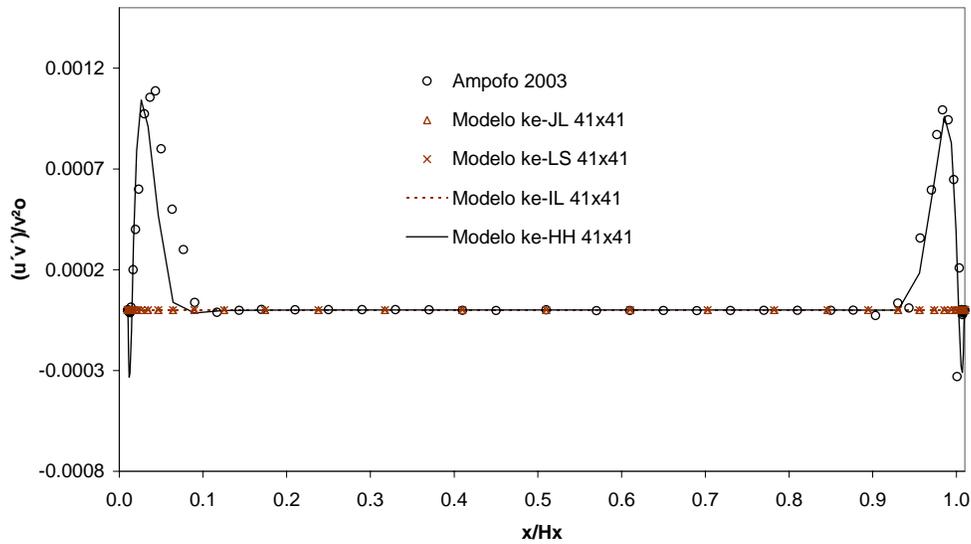


Figura 4-4. Comparación de valores numéricos para los esfuerzos tangenciales del presente estudio con los valores experimentales reportados por Ampofo y Karayiannis (2003).

Los valores de la energía cinética turbulenta tanto experimental como numérica de los cuatro modelos se presentan en la Figura 4-5. En la cual se observa, que el modelo HH es el único que sus valores tienden a seguir los valores

experimentales cerca de los extremos de la cavidad. La gráfica tiene un perfil simétrico con respecto al eje (X).

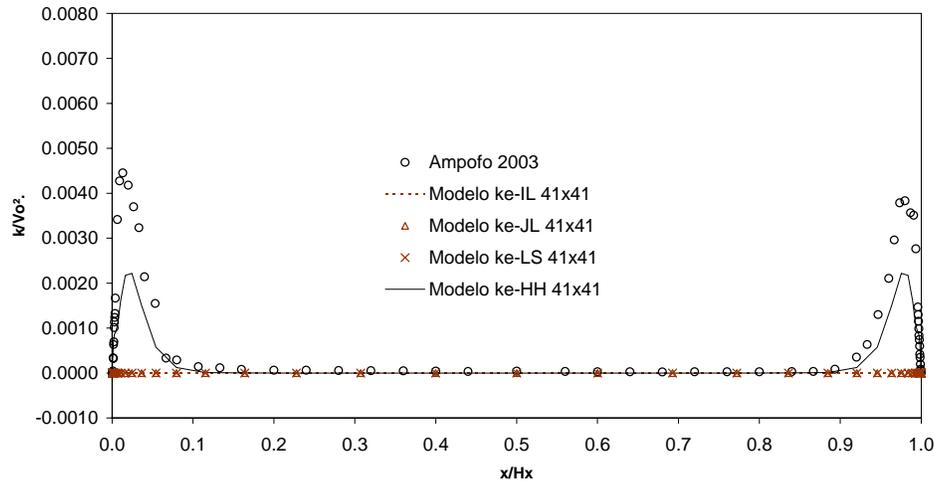


Figura 4-5. Comparación de valores numéricos para la energía cinética turbulenta del presente estudio con los valores experimentales reportados por Ampofo y Karayiannis (2003).

Se puede observar que los cuatro modelos implementados de la familia $k-\varepsilon$, predicen satisfactoriamente los valores experimentales en el centro de la cavidad, sin embargo en los extremos (cerca de las paredes fría y caliente), el modelo HH es el que mejor se ajusta a los resultados experimentales.

4.1.4 Validación de códigos para la cavidad cuadrada usando los modelos de turbulencia “ $k-\omega$ ”.

A continuación se presentan las comparaciones de los resultados para los modelos PD y Wilcox (94) de la familia $k-\omega$ del mismo problema de la cavidad cuadrada calentada diferencialmente.

Los valores de las constantes y propiedades que se utilizaron en las simulaciones numéricas se mostraron en las Tablas 4.4 y 4.5. Las ecuaciones de conservación para la solución de este problema son las generales que se presentaron en el Capítulo 2:

4.1.5 Resultados de la validación de códigos usando los modelos de turbulencia $k-\omega$.

Las desviaciones locales promedio para estos dos modelos de la familia $k-\omega$ son las siguientes, para el modelo de Wilcox-94 el valor es de 0.79 %, ligeramente mayor a los modelos JL, LS e IL, y de 0.37 % para el modelo de PD-99. Para los valores de las desviaciones típicas de los números de Nusselts, se tienen valores de 7.3 y 5.8 para estos modelos de Wilcox-94 y PD-99, respectivamente. Como puede observarse, el modelo PD-99 supera al modelo de Wilcox-94 y a los modelos $\kappa-\varepsilon$.

En la Figura 4-6 se muestra la comparación gráfica de los valores de los números de Nusselt locales para la pared caliente T_H de la cavidad cuadrada.

Los valores numéricos del modelo PD ajustan a los valores experimentales más cercanamente que los valores numéricos del modelo estándar Wilcox (94). Ambos modelos superan a aquellos de la familia $\kappa-\varepsilon$, para el número de volúmenes de control de la malla reportada.

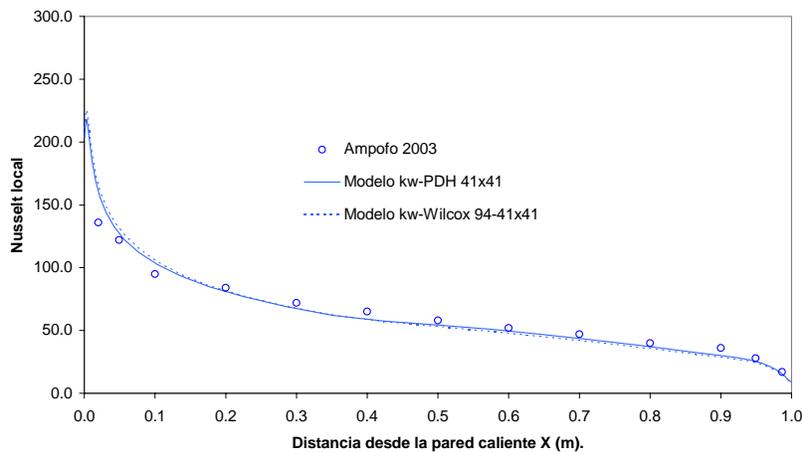


Figura 4-6. Comparación de valores numéricos del presente estudio vs valores experimentales reportados por Ampofo y Karayiannis (2003).

En la Figura 4-7 se muestran las comparaciones de las componentes de velocidad v , en forma adimensional para valores experimentales y para valores numéricos de los dos modelos $k-\omega$. Se observa simetría en la distribución de valores y resultados satisfactorios de los dos modelos con respecto a los valores de los datos experimentales.

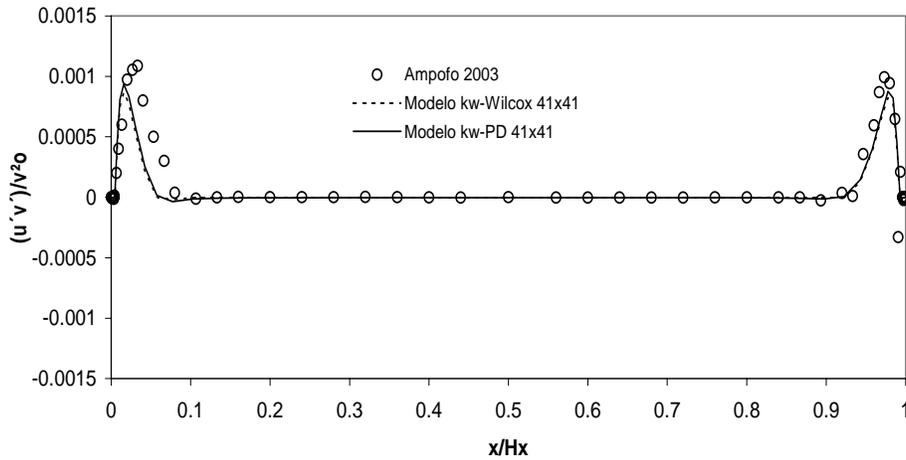


Figura 4-7. Comparación de valores numéricos para la velocidad “v” del presente estudio vs valores experimentales reportados por Ampofo y Karayiannis (2003).

En la Figura 4-8 se muestran las comparaciones en forma adimensional de las temperaturas. Puede observarse que los valores numéricos tienden a los valores experimentales en ambos modelos.

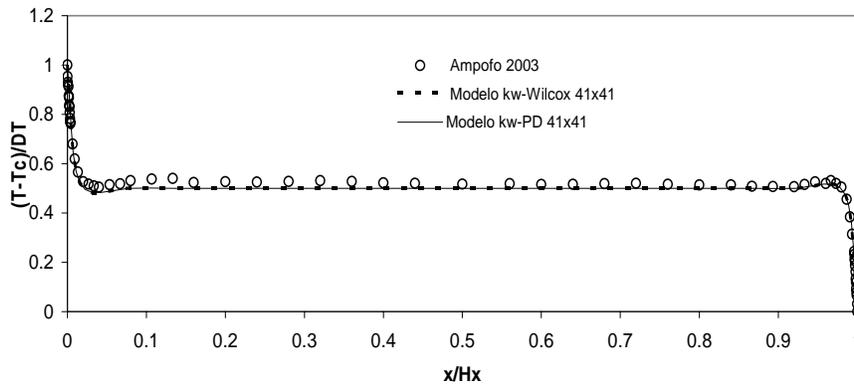


Figura 4-8. Comparación de valores numéricos para la temperatura del presente estudio con los valores experimentales reportados por Ampofo y Karayiannis (2003).

Los esfuerzos tangenciales se muestran en la Figura 4-9 para ambos modelos. Ligeramente el modelo de turbulencia PD-99 supera al modelo estándar de Wilcox 94.

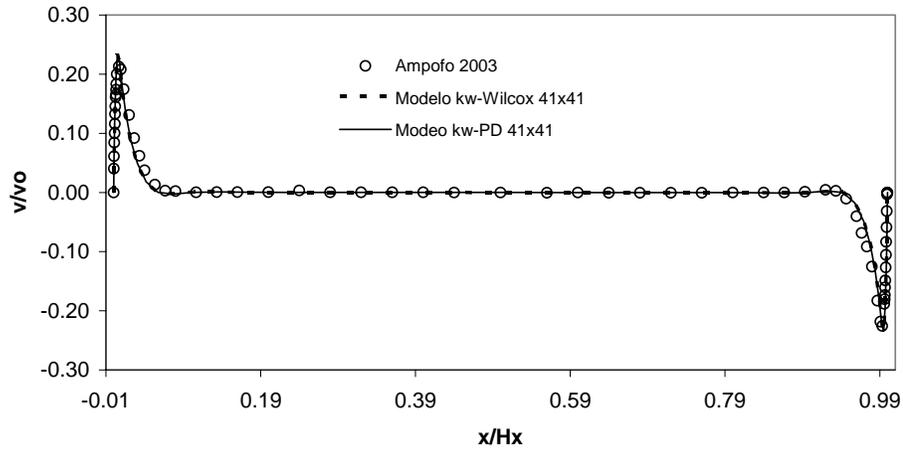


Figura 4-9. Comparación de valores numéricos para los esfuerzos tangenciales del presente estudio con los valores experimentales reportados por Ampofo y Karayiannis (2003).

En la Figura 4-10 se muestra la comparación de la energía cinética turbulenta en forma adimensional, numérica y experimentalmente. En este caso ambos modelos superan al modelo HH. Y nuevamente se observan resultados satisfactorios con respecto a los valores experimentales usando el modelo PD. La distribución de valores es simétrica, como se espera.

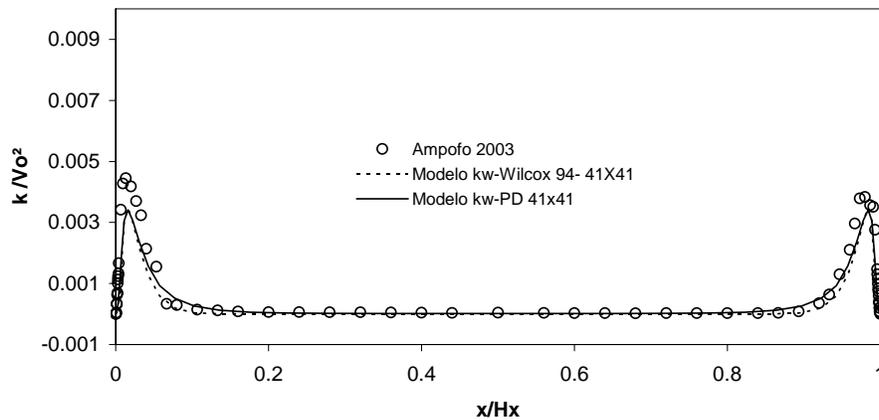


Figura 4-10. Comparación de valores numéricos para la energía cinética turbulenta del presente estudio con los valores experimentales reportados por Ampofo y Karayiannis (2003).

A continuación se presentará la verificación numérica de la cavidad alargada de los modelos de turbulencia de la familia $\kappa - \varepsilon$

4.2 Convección natural con flujo turbulento en una cavidad alargada calentada diferencialmente en las paredes verticales

El modelo físico es el de una cavidad alargada con razón de aspecto igual a treinta y con paredes isotérmicas calentadas diferencialmente. Se considera flujo turbulento e incompresible, y la aproximación de Boussinesq.

Para la solución de este problema de convección natural en una cavidad rectangular con razón de aspecto de $AR=30$, (la razón de aspecto de 30 se considera al dividir la altura de la cavidad entre el ancho de la misma) y calentada diferencialmente desde sus paredes laterales, se utilizaron los códigos implementados en previamente de los modelos de turbulencia de la familia $\kappa-\varepsilon$, los cuales corresponden a los modelos; JL (Jones y Launder, 1972), LS (Launder y Sharma, 1974), HH (Henkes y Hoogendoorn, 1992), e IL (Ince y Launder, 1989). Cada uno de los modelos anteriores fueron referenciados y utilizados en la validación de códigos por Xamán y Noh en 2004 con los resultados de Pérez-Segarra et al., en 1995. Los resultados de Pérez-Segarra et al., en 1995, Xamán y Noh, se utilizan en el presente estudio para verificar los cuatro códigos implementados en el presente estudio.

Las ecuaciones de conservación para la solución de este problema son las mismas que se utilizaron para el problema de la cavidad cuadrada calentada diferencialmente.

4.2.1 Verificación numérica para la cavidad alargada.

Los valores característicos y las propiedades que se utilizan para verificar el presente código implementado se muestran en las Tablas 4-6 y 4-7, respectivamente. El valor del número de Rayleigh $Ra=2.43 \cdot 10^3$ resulta de sustituir una razón de aspecto de $AR=30$ y considerar aire como fluido de trabajo cuyo número de Prandtl es 0.71 para una temperatura promedio $T_o = 303$ K.

Tabla 4-6. Valores de parámetros utilizados en la cavidad alargada.

Ra	T_o (K)	T_H (K)	T_C (K)	A(H_y/H_x)	H_y (m)	H_x (m)	g (m/s ²)
$2.43 \cdot 10^{10}$	303	323	283	30	3.0	0.1	9.81

Tabla 4-7. Propiedades del aire utilizadas en la cavidad alargada, Bejan (1995).

Ra	ρ (Kg/m ³)	μ (Kg/ms)	λ (W/mK)	C_p (J/KgK)	β (1/K)
$2.43 \cdot 10^{10}$	1.1774	$1.847 \cdot 10^{-5}$	$2.617 \cdot 10^{-2}$	1006.0	$3.30 \cdot 10^{-3}$

En la Tabla 4-8 se presenta la comparación de los resultados del presente estudio contra los reportados por Pérez-Segarra et al., (1995), por Xamán (2004-2005) y por Noh (2004). Se utilizó una malla de 45 x 45.

Tabla 4-8. Comparación de resultados del presente estudio con los resultados reportados en la literatura, Xamán et., al. (2005).

Nu					
Modelo	Pérez-Segarra et al.	Xamán et al. (2005)	Noh (2004)	Presente estudio	% desviación (Pérez et al.,)
JL	196.1	198.8	197.6	197.7	0.55
LS	213.3	---	215.3	215.3	---
HH	283.1	278.6	279.8	279.8	0.43
IL	166.0	167.0	166.8	166.8	0.11

v					
Modelo	Pérez-Segarra et al.	Xamán et al. (2005)	Noh (2004)	Presente estudio	% desviación (Pérez et al.,)
JL	0.08416	0.08375	0.08341	0.08341	0.41
LS	0.07532	---	0.07488	0.07488	---
HH	0.07843	0.07755	0.07767	0.07767	0.15
IL	0.09836	0.09846	0.09756	0.09756	0.91

u					
Modelo	Pérez-Segarra et al.	Xamán et al. (2005)	Noh (2004)	Presente estudio	% desviación (Noh, Pérez et al.,)
JL	---	0.0353	0.0323	0.0323	5.86
LS	---	---	0.0299	0.0299	---
HH	0.0323	0.0322	0.0318	0.0318	1.24
IL	0.0388	0.0386	0.036	0.0360	6.74

μ_t					
Modelo	Pérez-Segarra et al.	Xamán et al. (2005)	Noh	Presente estudio	% desviación (Pérez et al.,)
JL	29.6	29.7	29.6	29.6	0.34
LS	32.7	---	32.7	32.7	---
HH	33.6	33.6	33.6	33.6	0.0
IL	28.9	28.3	28.2	28.2	0.35

De la comparación de resultados se observa que la diferencia máxima para el Número de Nusselt (Nu) es de 0.55 % en el modelo JL, para la velocidad (v) es de 0.91 % en el modelo IL, para la velocidad (u) es de 6.74 % en el modelo IL, y de 0.35 % para la viscosidad turbulenta en el modelo IL.

La comparación anterior garantiza la verificación de los códigos numéricos implementados para los distintos modelos de turbulencia $\kappa - \varepsilon$.

4.2.2 Validación de códigos con resultados experimentales de una cavidad calentada diferencialmente, alargada.

A continuación se presenta una comparación de resultados de los códigos desarrollados, para ambas familias de modelos $\kappa-\varepsilon$ y $\kappa-\omega$, con resultados publicados en la literatura para una cavidad calentada diferencialmente cuya razón de aspecto es 28.68 (Betts y Bookari, 2000). En la Tabla 4-9 se muestran las condiciones experimentales que se consideraron para validar los modelos.

Tabla 4-9. Parámetros experimentales considerados por Betts y Bokhari, 2000.

Altura de la cavidad	2.18 m
Ancho de la cavidad	0.076 m
Profundidad de la cavidad	0.52 m
Temperatura de la pared fría	15.6 °C
Temperatura de la pared caliente	54.7 °C
Número de Rayleigh	1.43×10^6
Número de Prandtl del aire	0.700
C_p	1.005 (kJ/kg K)

Los resultados de Betts y Bookari han sido usados para validar códigos numéricos con bajo número de Reynolds. En la Figura 4-11, se muestra una comparación cualitativa de la variación de la temperatura a media altura de la cavidad entre los resultados experimentales de referencia y los resultados de los modelos de turbulencia de la familia $\kappa-\varepsilon$.

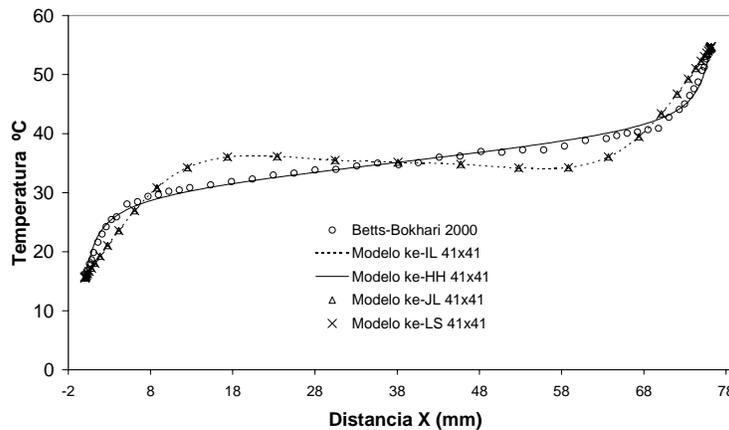


Figura 4-11. Comparación entre las temperaturas de cuatro modelos $\kappa-\varepsilon$ y los valores experimentales de referencia.

Se puede observar que los resultados que mejor ajustan a los datos experimentales son los correspondientes al modelo HH.

De forma semejante, en la Figura 4-12, se muestra una comparación de los resultados de estos modelos $\kappa - \varepsilon$, para la componente de velocidad "v" para una malla de 41x41.

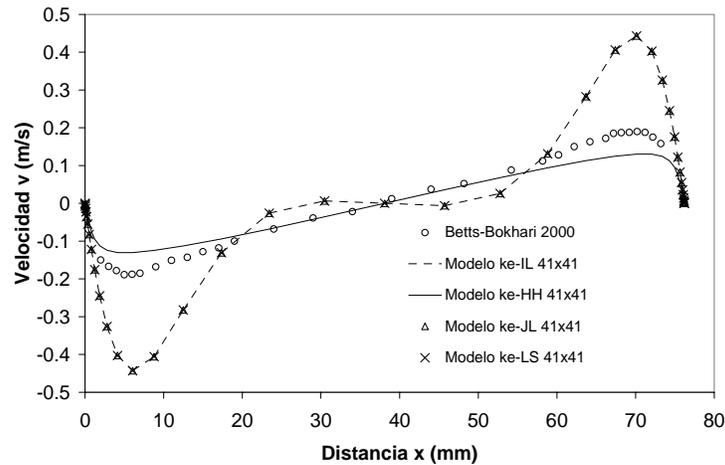


Figura 4-12. Comparación entre las velocidades de cuatro modelos $\kappa - \varepsilon$ y los valores experimentales de referencia.

Para la comparación entre los resultados de los modelos de la familia $k - \omega$ y los resultados experimentales de referencia, en las siguientes figuras se muestran las diferencias.

La Figura 4-13 muestra la comparación de la temperatura de referencia a media altura de la cavidad, con respecto a los resultados de los dos modelos de turbulencia PD-99 y Wilcox-94, de la familia $k - \omega$.

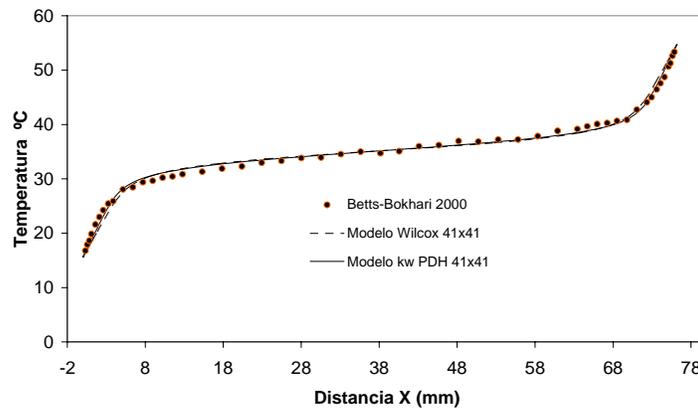


Figura 4-13. Comparación entre las temperaturas de dos modelos $k - \omega$ y los valores experimentales de referencia.

Los resultados de estos modelos son bastante aceptables. En la Figura 4-14, se muestra la comparación correspondiente a la componente de velocidad “v”.

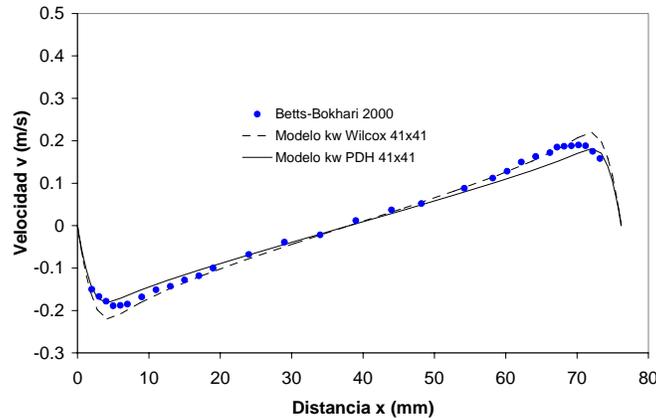


Figura 4-14. Comparación entre las velocidades de dos modelos $\kappa - \omega$ y los valores experimentales de referencia.

Como puede observarse, cualitativamente, los valores numéricos comparados con los valores experimentales de referencia son aceptables. Estos modelos de la familia $k - \omega$ presentan mejores resultados con respecto a los resultados de los modelos de la familia $\kappa - \varepsilon$.

4.3 Intercambio radiativo entre superficies de una cavidad

El intercambio radiativo entre superficies será considerado en el canal de aire de la chimenea, dicho canal de aire es semejante a una cavidad alargada ventilada, calentada diferencialmente. Sin embargo, antes de implementar el modelo radiativo en el código principal, es necesario realizar una verificación con resultados de la literatura para comprobar que se haya implementado el método correctamente.

A continuación se describen dos casos de interés.

4.3.1 Intercambio radiativo entre superficies en una cavidad rectangular.

Se considera una cavidad rectangular con razón de aspecto “A” igual a dos, es decir lo ancho es dos veces lo alto ($A=H_x/H_y=2$), se considera intercambio radiativo, paredes opacas y superficies negras e isotermas ($emisividades=1.0$). La geometría y las temperaturas de superficie se muestran en la Figura 4-15.

Para la solución de este problema se aplicó la metodología que se describió en el punto 2.11 del capítulo 2.

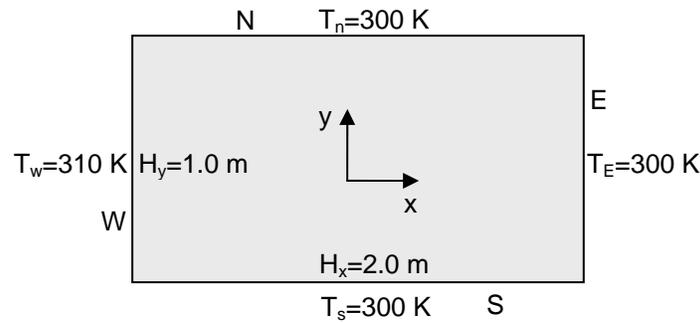


Figura 4-15. Cavity rectangular (razón de aspecto $A= 2$).

En la Tabla 4-10 se muestran flujos radiativos resultantes del sistema. No se observa una simetría en cuanto a la magnitud de los mismos. Ello se debe a que tampoco existe una distribución de temperaturas uniforme, ni tampoco una razón de aspecto unitaria.

Tabla 4-10. Resultados para $A=2$.

Superficie	Presente estudio
Norte	-24.5727
Este	-15.1868
Sur	-24.5727
Oeste	64.3323

Los flujos de calor en W/m^2 .
 Suma Total= $-1.467\text{E}-011$.

Los flujos radiativos en la pared Oeste (W) resultan positivos, ello debido a que esta superficie actúa como fuente, por tener una temperatura mayor respecto a las temperaturas de las demás superficies, en las cuales sus flujos resultantes son negativos. Debido a la simetría y a las temperaturas de las superficies Norte (N) y Sur (S), respecto a la superficie (W), sus flujos radiativos resultantes son de la misma magnitud. Sin embargo, el flujo radiativo resultante de la superficie Este (E) es diferente y menor, debido a la disminución de la fracción de energía provocado por el aumento en la separación respecto a la superficie (W). Finalmente se tiene un flujo de calor total resultante muy cercano a cero, como resultado de un buen balance de energía ($-1.467\text{E}-011$).

El análisis anterior sirvió para proponer y estimar los porcentajes de energía en las superficies de una cavity con geometría similar a aquella del modelo físico de la chimenea solar en estudio. Por lo tanto, ahora se considera una geometría de una cavity alargada con dimensiones y temperaturas de superficie similares a aquellas mencionadas en publicaciones de chimeneas solares, y en particular de la chimenea solar en estudio, Figura 4-16. Se considera únicamente intercambio

radiativo entre superficies, las superficies son isotermas y negras. La altura de la chimenea se considera de $H=4.0$ m, y el ancho del espesor del canal de $W=0.2$ m.

Aplicando la misma metodología de solución que para el caso anterior, en la Tabla 4-11 se presentan los resultados de los flujos de calor resultantes para la cavidad rectangular, respecto a la energía emitida por la superficie (E), la cual se considera que se encuentra a mayor temperatura.

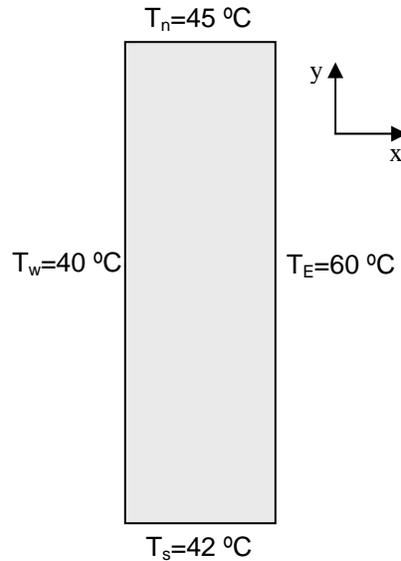


Figura 4-16. Cavidad alargada con geometría similar a la chimenea del LECE, Almería.

Tabla 4-11. Resultados del modelo de intercambio radiativo.

Superficie	Presente estudio (W/m ²)	Fracción/Este %
Norte	-7.7533	1.32
Este	588.0629	100.0
Sur	-7.7533	1.32
Oeste	-572.5562	97.36

Los flujos de calor en W/m².
 Suma Total= -1.933E-011.

De los resultados anteriores, se puede concluir que las fracciones de energía que reciben las superficies Norte y Sur desde la superficie Este (1.32 %) dadas las condiciones mencionadas es despreciable, comparada con la fracción de energía que recibe la superficie Oeste (97.36 %). Con lo anterior, se puede ahorrar tiempo

en cómputo si se decide considerar únicamente el intercambio radiativo entre las superficies verticales para esta geometría.

A continuación se consideran los casos de estudio para una combinación de modelos.

4.3.2 Estudio de la transferencia de calor combinada (*acople de modelos convectivo y radiativo*) en una cavidad cuadrada calentada diferencialmente.

Se considera una cavidad cuadrada, cuyas condiciones de frontera son: para las superficies horizontales (superior e inferior) se consideran los flujos de calor radiativos respectivos, para las superficies verticales, se consideran conocidas, uniformes y distintas las temperaturas de superficie.

Para obtener los flujos de calor, se resuelve el modelo radiativo usando el algoritmo MRI, previamente descrito en el capítulo 2. Una vez conocidas las condiciones de frontera para las superficies horizontales, se aplica el algoritmo SIMPLEC para resolver las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía en convección natural. El proceso se repite hasta cumplir un criterio de convergencia previamente establecido.

Para verificar el código que se implementó se consideraron dos casos (Caso A y Caso B). Las diferencias entre estos los casos son las magnitudes de sus temperaturas en las superficies verticales.

Los resultados para ambos casos se compararon con aquellos reportados por Velusamy et al., (2001) y por Xamán (2004), los cuales se muestran en la Tabla 4-12, en la cual se comparan los valores para números de Nusselt convectivos promedios Nu_{hf} y Nu_{cf} , para los números de Nusselt radiativos promedios Nu_{hr} y Nu_{cr} , en las paredes caliente y fría respectivamente. También se compara el número de Nusselt total Nu_T , en la pared caliente para ambos casos.

Tabla 4-12. Verificación de resultados.

Nú., de Nusselt	Caso A			Caso B		
	Velusamy et al., 2001	Xamán (2004)	Este estudio	Velusamy et al., 2001	Xamán (2004)	Presente estudio
Nu_{hf}	334.90	345.22	345.148 (3.06 %)	326.03	336.30	336.287 (3.15 %)
Nu_{cf}	339.34	349.98	350.031 (3.15 %)	344.57	355.89	355.891 (3.29 %)
Nu_{hr}	873.58	872.66	872.530 (0.12 %)	523.06	522.52	522.505 (0.11 %)
Nu_{cr}	869.14	867.52	867.647 (0.17 %)	504.52	502.89	502.901 (0.32 %)
Nu_T	1,208.50	1,217.88	1,217.678 (0.76 %)	849.09	858.82	858.792 (1.14 %)

Las desviaciones mínimas y máximas encontradas para los diferentes números de Nusselt se muestran a continuación:

Caso A

Desviación mínima de **0.12 %** correspondiente al número de Nusselt radiativo promedio en la pared caliente (Nu_{hr}).

Desviación máxima de **3.15 %** correspondiente al número de Nusselt convectivo promedio en la pared fría (Nu_{cf}).

Caso B

Desviación mínima de **0.11 %** correspondiente al número de Nusselt radiativo promedio en la pared caliente (Nu_{hr}).

Desviación máxima de **3.29 %** correspondiente al número de Nusselt convectivo promedio en la pared fría (Nu_{cf}).

La comparación anterior muestra una verificación aceptable del código. El modelo turbulento que se usó para dicha verificación fue el $k - \varepsilon$, HH, con una malla no uniforme de 81 x 81.

4.4 Convergencia del código numérico

La *convergencia* es un requerimiento de un método numérico para producir una solución que se aproxime a la solución exacta cuando el espacio en la malla tiende a cero, (Versteeg y Malalasekera, 1995).

Antes de validar el código numérico (convectivo-radiativo) para el modelo físico de la chimenea solar, es necesario comprobar la convergencia del método numérico. *El teorema de equivalencia de Lax* menciona que para que una solución sea convergente debe cumplir con ciertos criterios de *estabilidad y consistencia*. La estabilidad del método se comprueba perturbando el sistema con algún valor de una o más variables y permitiendo que la solución se estabilice y converja. La consistencia del método numérico se comprueba refinando cada vez más la malla utilizada y verificando hasta que ciertos valores representativos del sistema no tengan mayores cambios significativos.

4.4.1 Estudio de independencia de malla.

Para comprobar la consistencia del método numérico se analizaron los resultados de tres geometrías de mallas: (a) una malla irregular, (b) otra malla cuadrada y (c)

una malla rectangular con razón de aspecto (Alto/ancho) igual a dos. Los datos que se alimentaron al código numérico son los valores experimentales promediados del sistema para un día con cielo despejado (15 de septiembre de 2007). Los resultados de las tres geometrías mostraron tendencia de estabilidad hacia los mismos valores de los parámetros de estudio, sin embargo, el estudio para la geometría que tomó menor tiempo de cómputo fue el de razón de aspecto igual a dos. Por ello, se eligió una malla rectangular, cuyos resultados se muestran en la Tabla 4-13.

Tabla 4-13. Estudio de independencia de malla.

VALORES MÁXIMOS							
Malla	T_{MAX}	U_{MAX}	V_{MAX}	$Nu_{h\ conv}$	$Nu_{c\ conv}$	$Nu_{h\ rad}$	$Nu_{c\ rad}$
21x41	308.09	0.06	0.35	17.73	4.46	58.95	-55.81
31x61	308.17	0.07	0.38	16.65	4.43	58.53	-55.41
41x81	308.18	0.07	0.34	19.54	4.91	58.34	-55.27
51x101	308.20	0.07	0.34	19.73	4.91	58.14	-55.08
61x121	308.21	0.07	0.33	19.83	4.99	58.05	-55.01
71x141	308.21	0.08	0.33	19.93	5.04	57.95	-54.92
81x161	308.22	0.08	0.33	19.97	5.05	57.85	-54.81
91x181	308.22	0.08	0.33	20.07	5.08	57.84	-54.81

DIFERENCIAS PORCENTUALES ENTRE DOS VALORES CONSECUTIVOS							
Malla	% T_{MAX}	% U_{MAX}	% V_{MAX}	% $Nu_{h\ conv}$	% $Nu_{c\ conv}$	% $Nu_{h\ rad}$	% $Nu_{c\ rad}$
21x41	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----
31x61	0.03	10.00	9.01	6.47	0.73	0.72	0.73
41x81	0.00	5.42	13.29	14.77	9.75	0.34	0.25
51x101	0.01	4.07	0.75	0.98	0.00	0.34	0.34
61x121	0.00	2.47	0.67	0.50	1.72	0.15	0.14
71x141	0.00	1.75	0.53	0.48	0.91	0.17	0.17
81x161	0.00	1.15	0.16	0.23	0.19	0.19	0.18
91x181	0.00	1.13	0.35	0.47	0.61	0.01	0.01

Del análisis del estudio de independencia de malla se observa que las desviaciones máximas de los valores de las variables y parámetros en estudio no cambian más allá de 1 % para una malla de 81x161.

Al mismo tiempo, y debido a que en este trabajo se presentará un estudio paramétrico (Capítulo 6), fue necesario considerar dos de los casos más críticos de interés, (para convección natural y para convección forzada), y de esta forma complementar el estudio de consistencia.

Las condiciones que se consideraron extremas fueron: un máximo espesor de canal ($x=0.35$ m), una máxima temperatura ambiente ($T_{amb}=T_{ent}=308$ K (35 °C)), y una máxima irradiancia (736 W/m² \cong AM2) para ambos casos. Se observó que los resultados mostraron tendencia de estabilidad hacia los mismos valores de los parámetros de estudio, por lo cual se concluye que una malla rectangular de 81×161 es suficiente para cumplir con el criterio de consistencia del método numérico. Por lo tanto, y debido a que el código presentó estabilidad y consistencia, entonces es convergente.

4.5 Resumen 4

La confiabilidad de códigos numéricos con la implementación de modelos de turbulencia, toman validez una vez verificados y/o validados. En este estudio se implementaron cuatro modelos de turbulencia de la familia $k-\varepsilon$, los cuales fueron verificados y validados con resultados experimentales reportados en la literatura, para geometría de cavidades cuadradas y rectangulares alargadas. Lo anterior se aplicó para resolver diferentes problemas, que van desde aquellos relativamente simples, hasta aquellos con cierto grado de complejidad.

En cuanto a modelos de turbulencia de la familia $k-\omega$, se verificaron y validaron dos códigos para las mismas geometrías anteriores, sin embargo, los modelos de turbulencia de la familia $k-\omega$ mostraron mejores resultados para el caso de cavidades cuadradas y rectangulares alargadas. Por lo anterior, estos modelos se seleccionaron para complementar el estudio de este trabajo.

Del estudio de independencia de malla, para el código acoplado del modelo físico de la chimenea solar, se encontró que un tamaño adecuado de malla de 81×161 , sería suficiente.

CAPÍTULO 5

DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

En este capítulo se describen las tres partes principales que constituyen el dispositivo experimental: (i) la chimenea solar en estudio en sus tres configuraciones (se describe más a detalle la tercera configuración), (ii) la instrumentación de medición y control, y (iii) una estación meteorológica automática. Se presentan algunas simulaciones de funcionamiento previas a la modificación de la segunda configuración, con la finalidad de justificar los cambios realizados. Posteriormente se presenta una simulación de funcionamiento de la tercera configuración. Después se presentan los resultados experimentales en forma gráfica para un día característico. Finalmente, y a partir de los datos experimentales, se presenta la validación de un código numérico para un modelo de turbulencia de la familia $k-\omega$.

5.1 Descripción general de las tres configuraciones de la chimenea solar

El modelo físico experimental que se utilizó en este estudio se encuentra en el LECE de la PSA del Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas (CIEMAT). La PSA se localiza a $37^{\circ}05'27.8''$ de latitud Norte y $2^{\circ}21'19''$ de longitud Oeste en el Desierto de Tabernas, provincia de Almería en el suroeste de España. Este diseño experimental fue construido de forma flexible para poder variar la configuración del sistema y poder estudiar sus efectos característicos del mismo, Martí (2003), Martí y Heras (2006).

Por razones de mejoramiento en el funcionamiento de la chimenea solar, se han realizado tres modificaciones en la misma, las cuales se presentan en forma de configuraciones, a continuación se describen en forma muy general.

5.1.1 Modelo físico experimental (Configuración A).

En la Figura 5-1 se muestra una fotografía del sistema en su primera configuración "A". La chimenea solar en estudio se construyó con materiales ordinarios, está orientada hacia el Sur, se encuentra expuesta a condiciones meteorológicas reales y está aislada de cualquier edificación para su estudio independiente.

Las paredes laterales se construyeron con hojas dobles de madera contrachapada, entre ambas hojas lleva una placa de poliestereno como aislante

térmico de 0.10 m de espesor formando un tipo sándwich. El muro de hormigón se pintó de negro para aumentar la absorción de radiación solar, la cual incide a través de una cubierta de cristal ordinario de 4 mm de espesor.



Figura 5-1. Chimenea Solar en estudio, configuración “A”, (Martí, 2003).

La salida de la chimenea se protegió con un tejadillo con una inclinación contraria a la dirección predominante del viento para evitar la entrada de la lluvia y del mismo viento. Sin embargo, y a pesar de las precauciones que se tomaron fue inevitable el flujo inverso cuando el viento cambiaba de dirección, de tal manera que el viento presentó gran influencia en el caudal del sistema, Martí (2003).

5.1.2 Modelo físico experimental (Configuración B).

Por lo anterior, aprovechando la flexibilidad del sistema y con la finalidad de estudiar el sistema más a detalle, Martí y Heras (2006) propusieron una segunda configuración del mismo. La salida de la chimenea fue modificada al agregar una caperuza orientable a la dirección del viento, reduciendo la entrada y la salida de aire en la misma proporción, pero manteniendo una relación de áreas de 1:1.

Con la finalidad de reducir pérdidas de calor hacia el medio ambiente (parte posterior), se agregó una capa de aislante térmico y una capa de madera contrachapada, de tal forma que el muro quedó aislado de sus laterales y de su parte posterior. En la Figura 5-2 se muestra una fotografía de la segunda configuración “B”.

Debido a lo frágil de la cubierta de vidrio por su espesor de 4 mm, en esta configuración B, la cubierta fue remplazada por el mismo tipo de vidrio claro ordinario, pero de 5 mm de espesor.



Figura 5-2. Chimenea Solar, configuración “B” , (Martí, 2006).

5.1.3 Estudios preliminares en la chimenea solar.

Paralelamente a los estudios anteriores de Martí (2006), y con la finalidad de continuar el estudio del sistema, se utilizó el código numérico del modelo de turbulencia de la familia $k - \omega$ previamente implementado en este estudio, para realizar una primera simulación, considerando como primera fase la transferencia de calor únicamente por convección y se alimentó con datos de una sección de la geometría de la configuración “B”. De esta forma, se simuló el funcionamiento de la chimenea solar para dicha configuración como se muestra en un diagrama esquemático de la Figura 5-3. Los parámetros geométricos que se introdujeron al código se muestran en la Tabla 5-1.

Tabla 5-1. Parámetros de la simulación para la configuración “B”.

Altura H_y	4.5 m
Ancho de canal H_x	0.2 m
Altura de entrada	0.2 m
Temperatura del muro	60 °C
Temperatura del vidrio	40 °C
Temperatura del aire a la entrada	30 °C

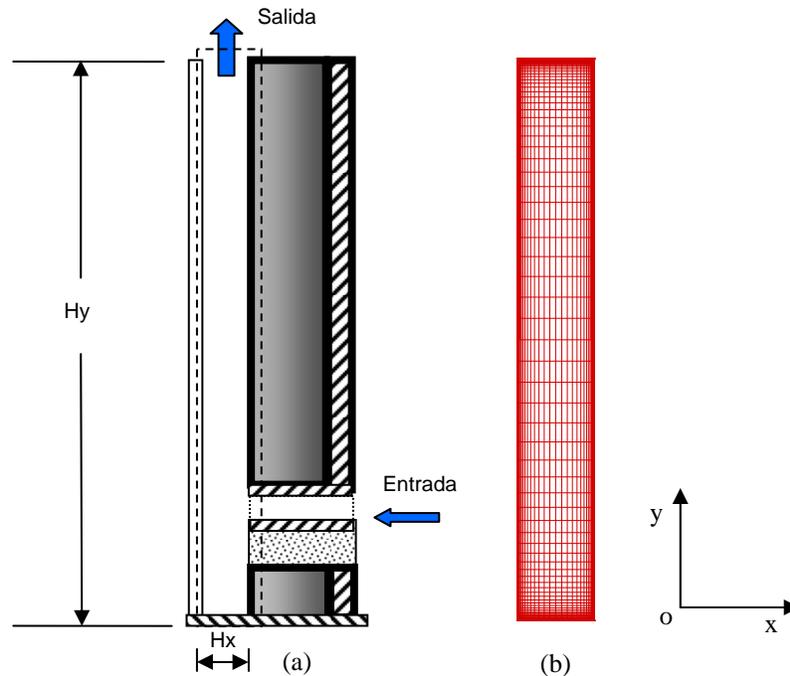


Figura 5-3. (a) Geometría de la configuración "B" de la chimenea solar en estudio. (b) Malla irregular del dominio de interés.

5.1.3.1 Resultados de la primera simulación.

Como resultados de la parte hidrodinámica, en forma cualitativa, se pueden mostrar los perfiles de velocidad a la entrada y a todo lo largo del canal. En la Figura 5-4a se muestra una sección de la chimenea de 1.5 m desde la entrada. Se observa que existe una zona de recirculación del aire, la cual no participa en el aprovechamiento efectivo de la ventilación del sistema.

Teóricamente, este tipo de recirculaciones originan un incremento de temperaturas tanto en el fluido como en las superficies sólidas en contacto. Experimentalmente se pudo comprobar este fenómeno al realizar las mediciones correspondientes de temperatura tanto en el fluido atrapado como en las superficies sólidas (vidrio y hormigón).

Por otra parte, y de forma cualitativa, se pudo comprobar la recirculación del aire en la zona inferior del canal de la chimenea inyectando humo al sistema. Para lograr este propósito se usó una máquina comercial generadora de humo (*alpha F-80 Z, Antari Fog Machine, Eurolite smoke Fluid "E"*) con características de densidad similar a la del aire. Los resultados teóricos y experimentales mostraron buena concordancia cualitativa. En la Figura 5-4b se muestra una fotografía con la inyección de humo a la entrada de la chimenea.

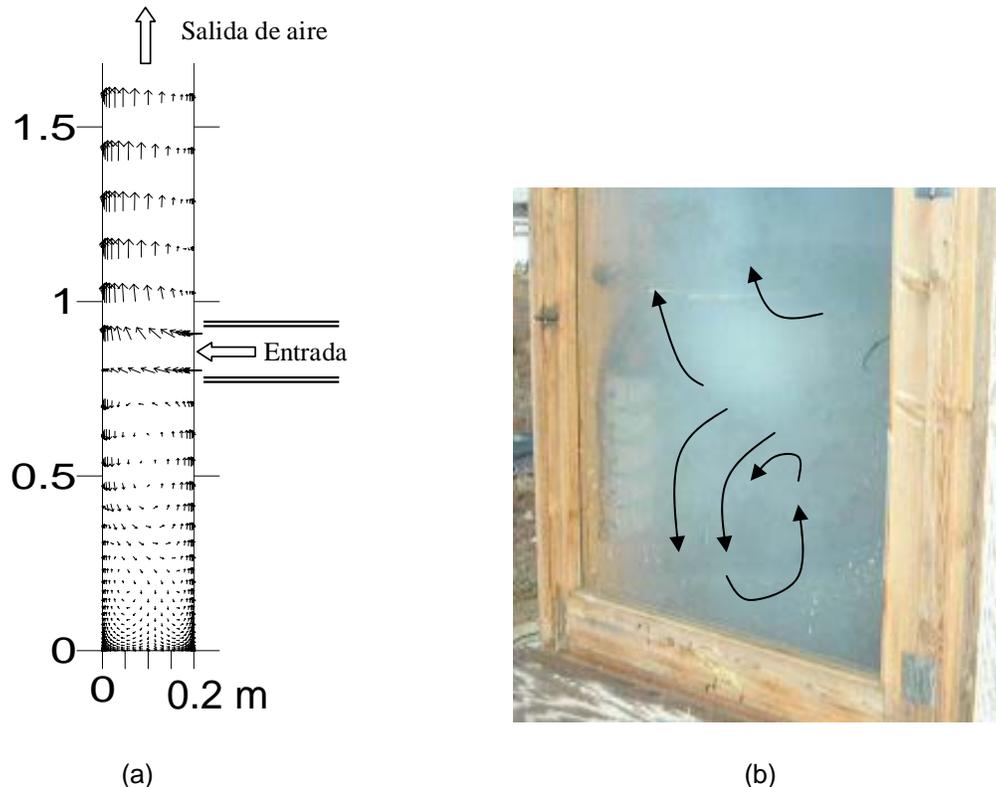


Figura 5-4. Perfil de velocidades en una sección a la entrada de la chimenea solar, en su segunda configuración "B". (a) Simulación numérica, (b) Inyección de humo.

5.1.4 Geometría de la configuración modificada.

Con base en los resultados anteriores, se propuso una modificación a la entrada del sistema. Dicha modificación consiste en eliminar la zona de recirculación ya que además de no participar en la ganancia de calor aprovechable de forma eficiente presenta una resistencia al flujo de entrada del aire al sistema. En la Figura 5-5 se muestra la geometría de dicha configuración del sistema (configuración "C").

Los mismos valores que se mostraron en la Tabla 5-1 se usaron para realizar la simulación correspondiente. En la Figura 5-6 se muestra una sección de la chimenea con el perfil de velocidades.

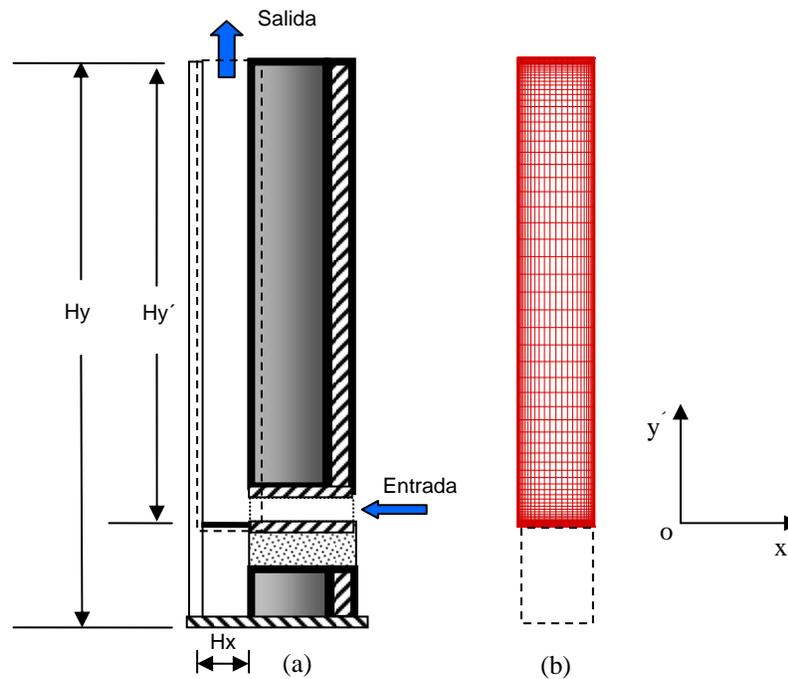


Figura 5-5. (a) Geometría de la configuración propuesta "C" de la chimenea solar en estudio.
(b) Malla irregular del dominio de interés.

Se observa que la zona de recirculación inferior se reduce casi en su totalidad, sin embargo, aparece una recirculación de menor intensidad justo arriba de la entrada muy cercana a la superficie sólida (hormigón) debido a la geometría de la esquina. Sin embargo, con esta configuración se espera tener una mejor ganancia térmica en el sistema, ya que se evita una alta recirculación en una zona que presenta poca participación en la transferencia de energía hacia el fluido.

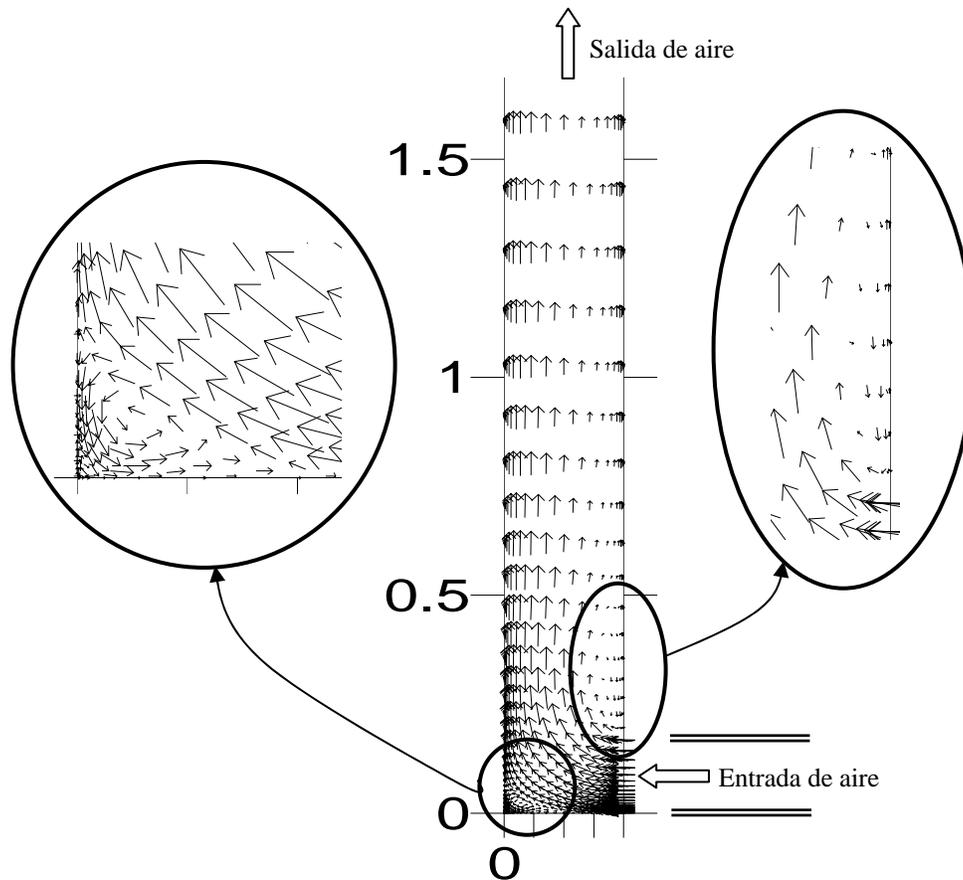


Figura 5-6. Perfil de velocidades en una sección a la entrada de la chimenea de la configuración propuesta "C".

Por lo anterior, para validar el código numérico se propone la nueva configuración "C" del sistema. El ancho de la entrada en el muro se extendió hacia los laterales. Ahora el flujo de aire entra usando el ancho total de la entrada (0.5 m) con una altura de 0.17 m, de tal manera que se mantenga la relación de 1:1 entre el área de la salida y el área de la entrada.

En la Figura 5-7 se muestra una fotografía de esta nueva configuración "C". Algunos componentes de la chimenea solar se pintaron, por ejemplo, la envolvente se pintó de color blanco, propio para uso en madera en condiciones del exterior. El color blanco en la envolvente del sistema reduce las ganancias de energía desde el exterior. La superficie soleada del muro de hormigón se cubrió con una nueva capa de pintura negro mate, con la finalidad de absorber la mayor cantidad de radiación solar, el coeficiente de absorción para este tipo de superficies es de aproximadamente 0.91 (Modest, 1995). Las entradas de radiación solar no deseadas por la parte frontal de la chimenea (parte superior e inferior) se disminuyeron al mínimo.



Figura 5-7. Chimenea Solar, configuración "C".

5.2 Instrumentación

En esta sección se describe la instrumentación que se usó en la medición de las distintas variables en la chimenea solar.

La temperatura y la velocidad del aire a la entrada y dentro del canal del sistema se midieron y registraron con un sistema adquisidor de datos usando dos Dataloggers (RS485) interconectados localmente, a su vez, estos equipos se conectaron a una PC a través de su puerto serie RS232.

5.2.1 Características de los instrumentos y dispositivos.

* Para medir la velocidad del aire a la entrada y dentro del canal de flujo se usaron nueve anemómetros de hilo caliente (Modelo TSI- 8475). Previo a la medición de las velocidades en el interior del canal, se diseñó y construyó un dispositivo en donde se instalaron seis sensores de velocidad de hilo caliente a una misma altura en distancias equidistantes en todo el ancho del canal. El conjunto de los sensores se colocó a tres diferentes alturas para ensayos diferentes.

* Se emplearon treinta termopares tipo "T" (TC Ltd England), clase (1), con una tolerancia de acuerdo con el estándar IEC-584-1982, para medir las temperaturas del aire y de superficie a diferentes alturas y posiciones como se muestra en la Figura 5-8. Todo el conjunto de sensores se verificaron con un calibrador de

temperatura Jofra Instruments modelo 140 SE en un intervalo de -10 a 60 °C, y se compararon con un indicador de temperatura patrón de alta exactitud. Se obtuvieron los polinomios de ajuste para cada termopar con referencia a un sensor de temperatura de referencia Pt-100.

* Adicionalmente, para medir las temperaturas del aire a la entrada y a la salida como valores de referencia, se usaron dos termo-resistencias de Platino PT100 (Modelo Vaisala-HMP45D), 1/3 clase B (de acuerdo al estándar EIC 751).

* Para medir la humedad relativa del aire a la entrada se usó un sensor capacitivo Vaisala (Modelo HMP45DI).

* Se utilizaron cinco dispositivos (Modelo-TNO-PU32) para medir el flujo de calor a través de los espesores de la cubierta de vidrio y del muro de hormigón.

* Para medir la radiación solar global vertical sur se usó un piranómetro Kipp & Zonen (Modelo-CM11) a 2 m de altura, justo a un lado de la cubierta de vidrio.

En la Figura 5-8 se muestra un esquema de la chimenea solar en su tercera configuración "C". En esta figura se muestran todas sus dimensiones y se muestra la ubicación de los distintos sensores antes mencionados.

El esquema se muestra en dos planos, el primero, el de la izquierda (plano y-z) es una vista frontal del sistema donde puede observarse lo largo y lo alto del muro de hormigón. Este se pintó de color negro mate con la finalidad de absorber y almacenar la mayor cantidad de energía térmica incidente durante el día, se encuentra aislado en sus laterales y en su parte posterior para reducir pérdidas de calor hacia el medio ambiente. Durante la noche, o durante los periodos de tiempo de baja absorción de energía, el muro de hormigón proporciona gran parte de su energía almacenada al sistema

El muro de hormigón representa el corazón del sistema ya que proporcionar la energía motriz que hace funcionar al mismo convirtiendo la energía solar que incide en su superficie en energía térmica. Una parte de esta energía se disipa hacia el medio ambiente, otra parte se almacena en su masa en forma de energía interna, y el resto se transfiere al aire por los distintos mecanismos. El almacenamiento y la transferencia de energía se dan de manera simultánea cuando existe radiación incidente sobre la superficie captadora. Justo a media altura de la chimenea, en el mismo plano y-z, se ubica un piranómetro para cuantificar la irradiancia que incide sobre la cubierta de vidrio del sistema. Se utilizó vidrio ordinario de 5 mm de espesor, colocado en un marco de madera y dividido en tres secciones. Esta cubierta cumple tres funciones importantes; la primera es dejar pasar un gran porcentaje de irradiancia (90%) hacia el interior, la segunda es formar parte del canal de aire junto con los laterales y la superficie captadora del muro, y la tercera es reducir pérdidas de calor hacia el exterior debidas a la convección y a la radiación. El vidrio se comporta como un material

opaco a la longitud de onda larga, esto se aprovecha para producir el conocido efecto invernadero en el sistema.

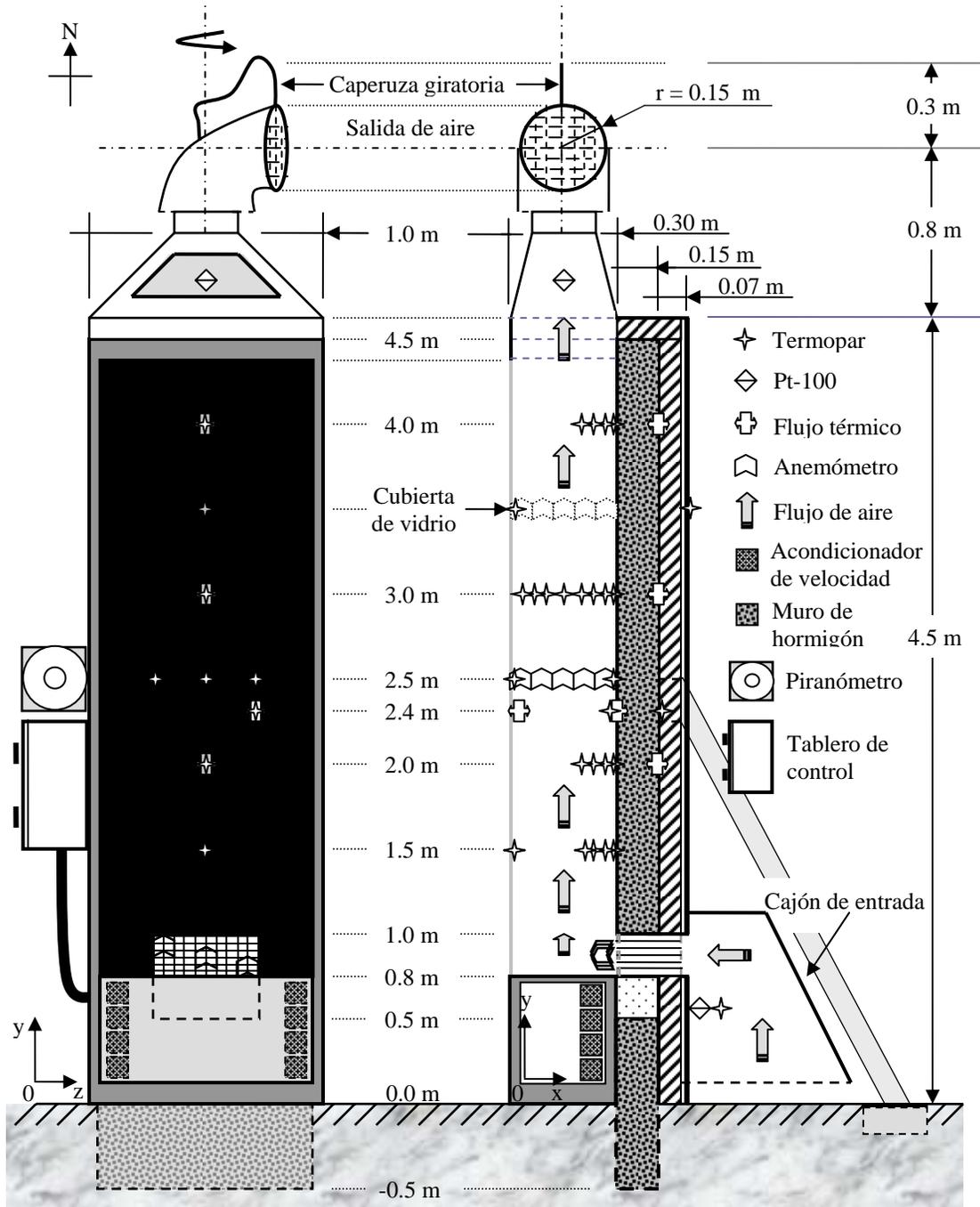


Figura 5-8. Esquema del sistema con ubicación de sensores, configuración "C".

En la misma Figura 5-8, plano x-y, se muestra una vista lateral del sistema con sus principales dimensiones, las cuales han sido cuidadosamente estudiadas para maximizar la eficiencia del sistema. Se muestra el recorrido del flujo de aire, desde

su entrada (parte posterior inferior) hasta su salida (parte superior), pasando por el canal donde recibe la energía motriz del sistema. La relación de áreas $A_r = A_{sal}/A_{ent}$, es aproximadamente la unidad con la finalidad de reducir pérdidas de presión en el sistema, donde A_{sal} es el área de salida, y A_{ent} es el área de entrada.

5.2.2 Geometría de la entrada de aire a la chimenea solar.

Con la finalidad de alinear el flujo de aire exterior a la entrada (en la dirección horizontal) se usaron láminas de policarbonato en un arreglo paralelo como se muestra en la Figura 5-9. Este arreglo se colocó a la entrada de la chimenea, en su parte inferior. Se mantuvo una relación de 1:1 entre las áreas de entrada y de salida, para disminuir pérdidas de presión por diferencia de áreas. No fue posible evitar el ensanchamiento a la entrada del canal y la reducción a la salida del mismo, y por consiguiente sus pérdidas de presión respectivas.

Para determinar la posición y el número mínimo de los sensores que se usarán para medir la velocidad del aire a la entrada, la cual se usará como condición de frontera en las simulaciones, se hizo un arreglo rectangular de quince posiciones para colocar los sensores de velocidad, las cuales se representan con x's en la misma Figura 5-9.

En cada una de las posiciones se midieron las velocidades instantáneas bajo diferentes condiciones climatológicas en periodos de días completos, de esta forma se obtuvieron tres valores representativos integrados en ambos ejes de coordenadas. Finalmente, fue posible representar la velocidad con un solo valor promedio integrado. Con este valor integrado instantáneo de la velocidad, el área efectiva de entrada y la densidad del aire a la temperatura de entrada se obtuvo un valor instantáneo del flujo másico de entrada al sistema.

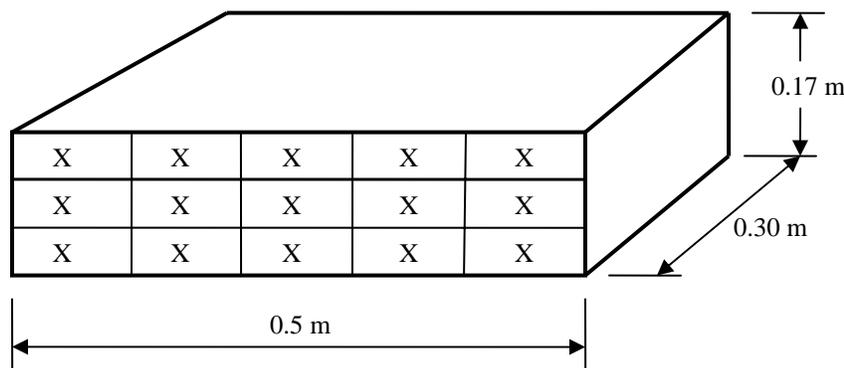


Figura 5-9. Detalle de la entrada, arreglo de láminas de policarbonato.

En la Figura 5-10 se muestran tres fotografías de tres vistas de la chimenea solar en su configuración “C”. Es un sistema pasivo de ventilación, no se encuentra acoplado con alguna edificación para su estudio independiente, y por sus características de construcción funciona las 24 horas del día, en los 365 días del año.

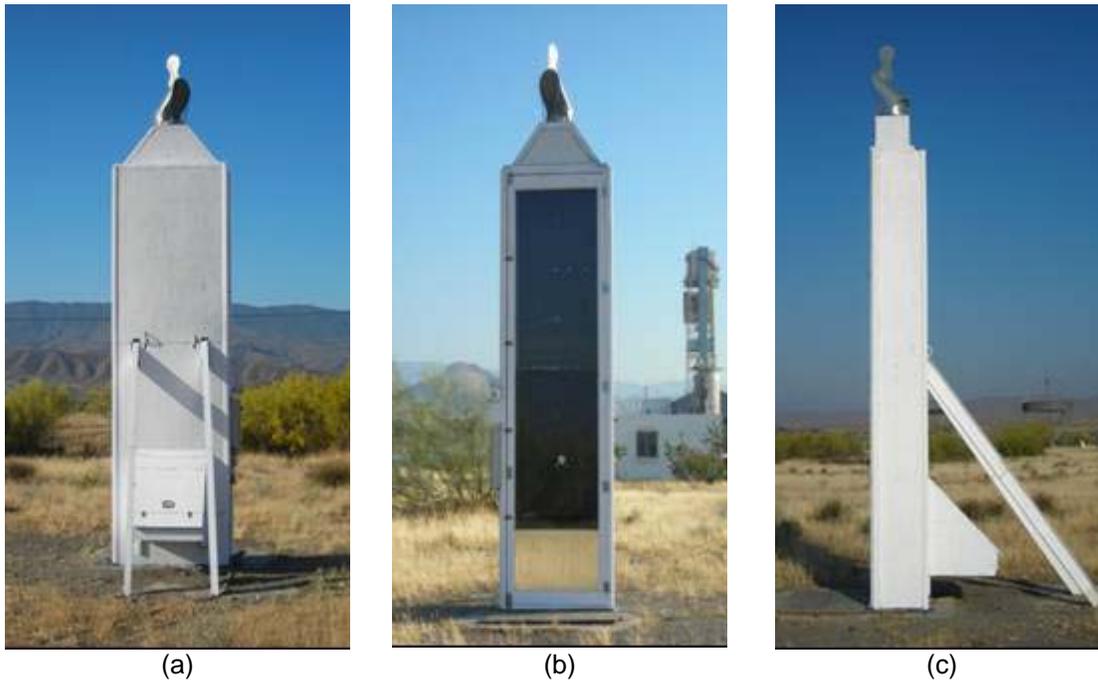


Figura 5-10. (a) Vista posterior, (b) Vista frontal y (c) Vista lateral de la Chimenea Solar en su configuración “C”.

5.3 Medición de las condiciones meteorológicas en la chimenea solar

Las variables del clima se registraron por una estación meteorológica automática (EMA) cercana al dispositivo experimental. En la Figura 5-11 se muestra una fotografía de los instrumentos de la EMA. Las variables registradas fueron: Temperatura del aire del medio ambiente a la sombra a 2 m de altura ($^{\circ}\text{C}$), temperatura del aire ventilado del medio ambiente a 2 m de altura ($^{\circ}\text{C}$), velocidad del viento a 10 m de altura (m/s), dirección del viento a 10 m de altura ($^{\circ}$), Humedad relativa del aire a 2 m de altura (%), radiación solar global horizontal (W/m^2), radiación solar global vertical sur (W/m^2) y radiación solar difusa horizontal (W/m^2).



Figura 5-11. Componentes de la estación meteorológica.

Las variables de interés como son la humedad relativa, los flujos de calor a través de la cubierta de vidrio y a través del muro de hormigón se midieron justo en el dispositivo experimental. La toma y registro de medidas de estas variables de interés se hicieron cada minuto, pero estos valores fueron valores promedios de datos medidos cada segundo.

5.4 Resultados experimentales

Una vez puesto el sistema en operación, con toda la instrumentación de medición y control verificada y/o calibrada se realizaron las pruebas de ensayo necesarias para comprobar el registro de datos en el sistema adquisidor. El sistema adquisidor de datos opera de forma automática, de tal forma que guarda cada 24 horas la información adquirida tanto de la estación meteorológica como de la chimenea solar en archivos separados.

A continuación se presenta el historial de datos para cada variable de un día despejado con muy poca interferencia de nubes.

5.4.1 Irradiancia.

Los datos adquiridos por la estación meteorológica se seleccionaron, se procesaron y se graficaron para un periodo de tiempo de 24 horas, los cuales corresponden al día 15 de septiembre de 2007, referenciados al tiempo solar. Sin embargo, pudo haberse elegido algún otro día con cielo despejado.

La Figura 5-12 muestra tres curvas de irradiancias referenciadas al eje izquierdo; la Radiación Solar Global Horizontal (HGSR), la Radiación Solar Global Vertical Sur (SVGSR), y la Radiación Solar Global Difusa (HDGSR), de mayor a menor intensidad respectivamente (6:00 hrs a 18 hrs). Para este día seleccionado la Radiación (HDGSR) resulta ser mayor que la Radiación (SVGSR), pero esta condición se cumple sólo durante la mitad del año, durante la otra mitad del año

las magnitudes se invierten. Existen dos periodos relativamente cortos durante los cuales sus magnitudes son muy similares.

En el mismo gráfico de la Figura 5-12, pero referenciado al eje del lado derecho, puede visualizarse como evoluciona la temperatura ambiente en el día 15 de septiembre de 2007. Se puede observar que comienza a incrementar su valor casi al mismo tiempo que lo hacen las irradiancias, pero su valor máximo no se encuentra en fase con ellas, ya que experimenta un retardo aproximado de 2.5 hrs, el cual puede estar asociado con el tiempo de respuesta del medio ambiente debido a la gran inercia térmica de los alrededores.

Las perturbaciones de las magnitudes de las irradiancias que se observan poco antes y poco después de las 09:00 hrs en el mismo gráfico se deben a interferencias de nubes. Sin embargo, estas perturbaciones no suceden en la curva de la temperatura ambiente debido a que esta variable posee gran inercia térmica y se requieren tiempos mucho mayores para modificarla.

La radiación solar vertical sur (SVGSR) es la energía que incide en el vidrio y que el 90 % será la que incide en la placa absorbidora (muro de hormigón). Gran parte de esta energía será almacenada durante el día, y se usará durante la noche para producir ventilación natural nocturna, lo cual es el propósito de este sistema.

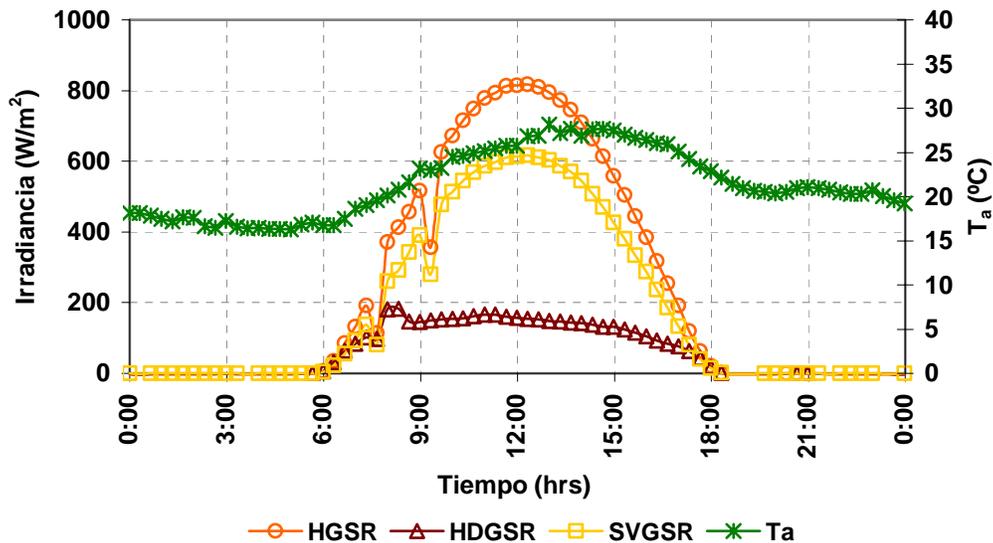


Figura 5-12. Tres Irradiancias y una temperatura ambiente (Septiembre 15, de 2007).

5.4.2 Temperaturas de superficie en el muro de hormigón.

Las temperaturas de la superficie del muro de hormigón a cinco alturas diferentes se muestran en la Figura 5-13. Se usaron coordenadas rectangulares (x,y,z). El valor de 0.3 en la coordenada x indica la superficie interna del muro de hormigón. La segunda coordenada “y” indica la altura del muro, y la tercera coordenada “z=0.5”, indica el centro del largo del muro, todas en metros. Las cinco

temperaturas de superficie en la Figura 5-13 comienzan a incrementar su valor casi al mismo tiempo que lo hacen las irradiancias, digamos que con un retraso ligeramente mayor que aquel de la temperatura ambiente, pero los valores máximos surgen aproximadamente 2.5 hrs después del medio día solar, muy similar a como se comporta la temperatura ambiente.

También puede observarse que la diferencia entre la temperatura a 4.0 m de altura y las temperaturas a 1.5, 2.0, 2.5 y 3.0 m es aproximadamente de 10 °C entre las 10:00 hrs y las 15:00 hrs para este día. Lo anterior se debe a que la parte superior de la chimenea proyecta sombra sobre el muro de hormigón. Esta sombra proyectada sobre el muro de hormigón es función del movimiento relativo del sol en el transcurso del día y a lo largo del año. El máximo y mínimo sombreado que se tiene en la superficie del muro es durante los solsticios de verano e invierno (21 de junio y 21 de diciembre) respectivamente, para esta chimenea solar que se encuentra orientada hacia el Sur y que se encuentra en el hemisferio Norte. El hecho de tener la superficie absorbidora con sombra, parcialmente sombreada, o de tenerla completamente soleada permitirá tener un bajo, mediano o alto rendimiento térmico del sistema.

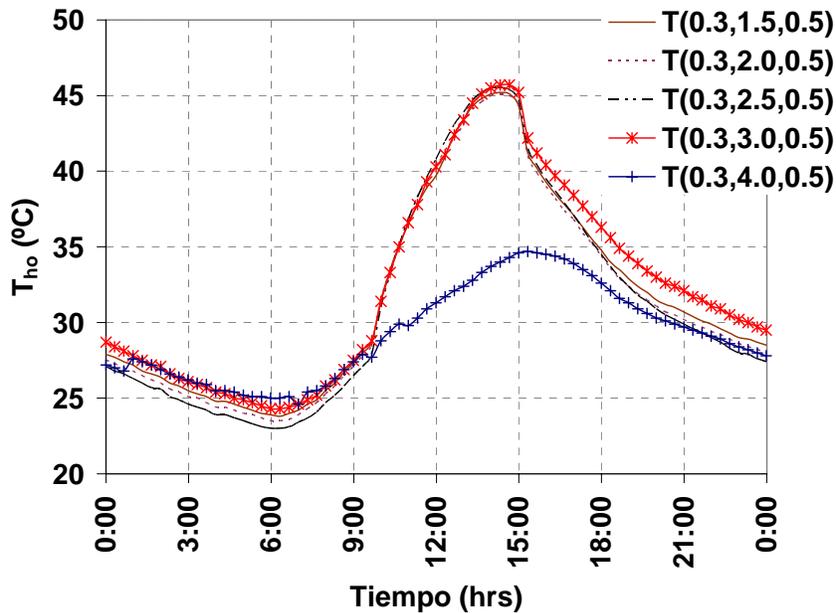


Figura 5-13. Temperaturas de superficie a cinco alturas diferentes en el muro de hormigón (Septiembre 15, de 2007).

5.4.3 Temperatura de la cubierta de vidrio.

Las temperaturas que se muestran en la Figura 5-14 corresponden a tres alturas en la superficie interna de la cubierta de vidrio, 1.5 m, 2.5 m y 3.5 m, al centro del mismo. Se observa que estas temperaturas varían de acuerdo a la variación de las temperaturas en el muro en gran parte, pero por otra siguen la variación de la radiación solar. Sus valores máximos se obtienen aproximadamente dos horas después del medio día solar, lo que significa que su mayor influencia es debida a

las temperaturas de superficie en el muro de hormigón como consecuencia del intercambio radiativo entre ambas superficies paralelas.

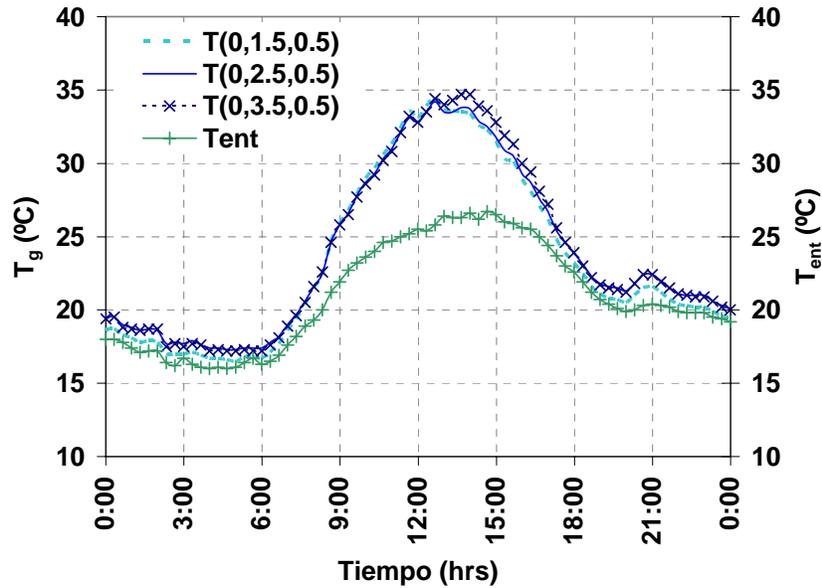


Figura 5-14. Variación de las temperaturas de superficie a tres alturas en el vidrio (Septiembre 15, de 2007).

5.4.4 Temperaturas del aire a la entrada y a la salida.

Las temperaturas del aire a la entrada (T_{ent}) y a la salida (T_{sal}) se muestran en la Figura 5-15. Sus valores se incrementan de forma similar a como lo hacen aquellas del muro de hormigón y del vidrio, como consecuencia de la variación de la radiación solar, pero de una forma más suavizada. Se puede observar que sus valores máximos se encuentran aproximadamente a dos horas después del medio día solar. Sin embargo, la diferencia entre ambas (la cual se muestra en la misma Figura 5-15) alcanza su máximo valor sólo una hora después del medio día solar. El valor mínimo de esta diferencia de temperaturas se obtiene justo a la 06:00 hrs, y coincide cuando la temperatura del muro es mínima, por consiguiente la ganancia de energía desde el sistema hacia el fluido es mínima también.

La diferencia mínima de temperatura entre la entrada y la salida del fluido fue de 2.0 y la máxima de 7.0 °C para este día cuya irradiancia máxima fue de 617 W/m².

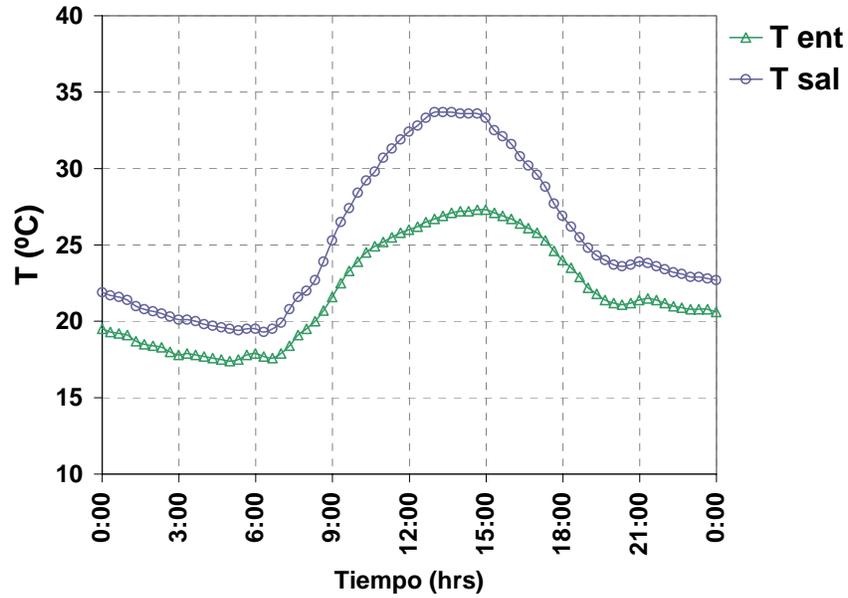


Figura 5-15. Temperaturas del aire a la entrada y a la salida, y su diferencia (Septiembre 15, de 2007).

5.4.5 Razón de flujo de aire.

La razón del flujo de aire (Q_{ent} en m^3/h) a través del sistema se calculó multiplicando el área de entrada por la velocidad instantánea del aire en la misma entrada. Esta velocidad instantánea fue medida y promediada a partir de tres valores de tres sensores de hilo caliente ubicados en puntos estratégicos justamente en la misma entrada de aire hacia el canal de la chimenea. Se observa que existe una fuerte dependencia entre el caudal Q_{ent} y la velocidad del viento, como puede observarse en la Figura 5-16. La velocidad del viento se tomó de los datos medidos de la estación meteorológica a 10 m de altura. Se obtuvo un valor promedio para el caudal de $177 m^3/h$ en volumen desde las 00:00 hrs y hasta las 24:00 hrs, y un valor máximo de $374 m^3/h$ el cual coincide con el valor máximo de la velocidad del viento. Lo anterior, nos indica la fuerte influencia que tiene el viento sobre el sistema. Se registró un valor mínimo de $50 m^3/h$ alrededor de las 07:00 hrs, justo cuando se obtuvo la diferencia de temperaturas mínima del aire (T_{sal} y T_{ent}) y la velocidad del viento mínima.

Otra de las pruebas realizadas en la chimenea solar demostró que durante la noche el sistema puede producir un caudal de $100 m^3/h$ mientras se mantenga una diferencia de temperaturas promedio de $10 ^\circ C$ entre la superficie del muro y la temperatura del aire a la entrada. Lo anterior nos indica que el caudal a través del sistema depende de las fuerzas del viento y de los gradientes térmicos, los cuales originan los gradientes de presión entre la entrada y la salida necesarios para producir el flujo. La dirección del flujo de aire a través del sistema puede invertirse, pero esta condición en algunos casos no es deseada.

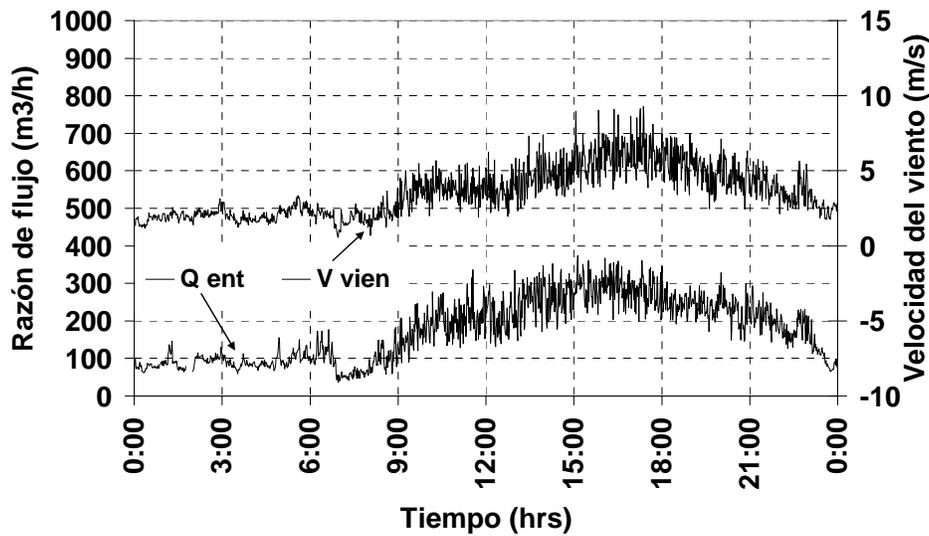


Figura 5-16. Razón de flujo (Q_{ent}) en m^3/h y velocidad del viento (V_{vien}) a 10 m de altura (Septiembre 15, de 2007).

5.4.6 Determinación del coeficiente de descarga.

Una vez que se obtuvo la razón del flujo de aire a través del sistema, se determinó experimentalmente un parámetro importante de la chimenea, “el coeficiente de descarga C_d ”. El coeficiente de descarga toma en cuenta la distribución no uniforme de las velocidades a la entrada, el tamaño de la vena contracta, las rugosidades de superficies, etc. Es un parámetro muy útil en los modelos globales teóricos para determinar la razón de flujo másico a través del sistema. Se han realizado investigaciones en edificaciones a escala real sobre este parámetro por diferentes autores. Por ejemplo, Flourentzou et al., 1998 expresaron el coeficiente de descarga como el producto de un coeficiente de velocidad y un coeficiente de contracción ($C_d = \varphi \varepsilon = 0.6 \pm 0.1$). Mathur et al., 2006, han usado un valor propuesto en la literatura ($C_d = 0.57$).

El coeficiente C_d se determinó a partir del caudal de aire Q_{ent} , las temperaturas del aire a la entrada y a la salida, las áreas efectivas de la entrada y de la salida en la chimenea, y la altura de la misma. Los valores anteriores se sustituyeron en la ecuación (5-1) derivada por Bansal et al., en 1993.

$$Q_{ent} = C_d \cdot A_{sal} [2 \cdot (\Delta T / T_{ent}) \cdot g \cdot H]^{1/2} \cdot [(1 + A_r^2)]^{-1/2} \quad (5-1)$$

donde Q_{ent} es la razón de flujo de volumen en la chimenea en (m^3/s), C_d es el coeficiente de descarga, A_{sal} es el área de salida de la chimenea (m^2), H es la

altura de la chimenea (m), g es la aceleración gravitacional (m/s^2) y $A_r = A_{ent} / A_{sal}$ es una razón de aspecto.

El coeficiente promedio de descarga calculado en forma experimental fue de 0.52, comparado con un valor teórico de 0.44 (en $x=0.30$ m, Figura 5.17) bajo condiciones medioambientales similares. El rango de valores más comunes publicado en la literatura es de 0.40 a 0.60. Sin embargo, teóricamente este coeficiente pudiera tomar valores entre 0 y 1 (Martí, 2006).

En la misma Figura 5.17 se muestra la variación del coeficiente teórico de descarga como función del espesor del canal de aire. Se mantiene fija la entrada de aire en la chimenea (0.30 m), la altura de la chimenea solar (4.5 m), la temperatura ambiente (293 K), un número de Reynolds equivalente ($Re=7500$), y una irradiancia promedio de $183 W/m^2$. Se observa una variación de 0.43 a 0.52 para el C_d , cuando el espesor del canal disminuye de 0.35 m a 0.10 m respectivamente.

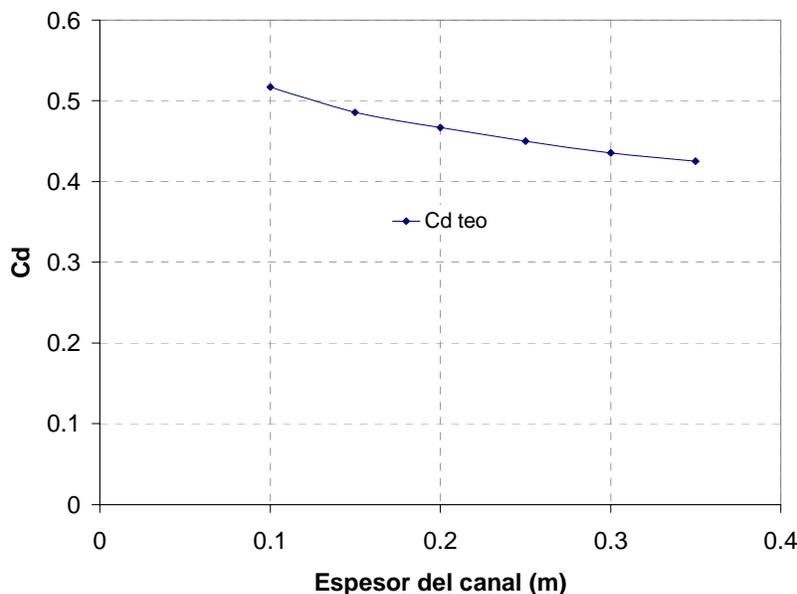


Figura 5-17 Variación del coeficiente de descarga vs el ancho del canal de aire.

En la Figura 5.18 se muestra la variación del coeficiente teórico de descarga como función del número de Reynolds. Se mantiene fija la entrada de aire en la chimenea (0.30 m), la altura (4.5 m), la temperatura ambiente (293 K), para una irradiancia de $183 W/m^2$. Se observa que el valor del coeficiente teórico de descarga aumenta de 0.26 a 0.57, cuando se incrementa el Re de 5000 a 10000.

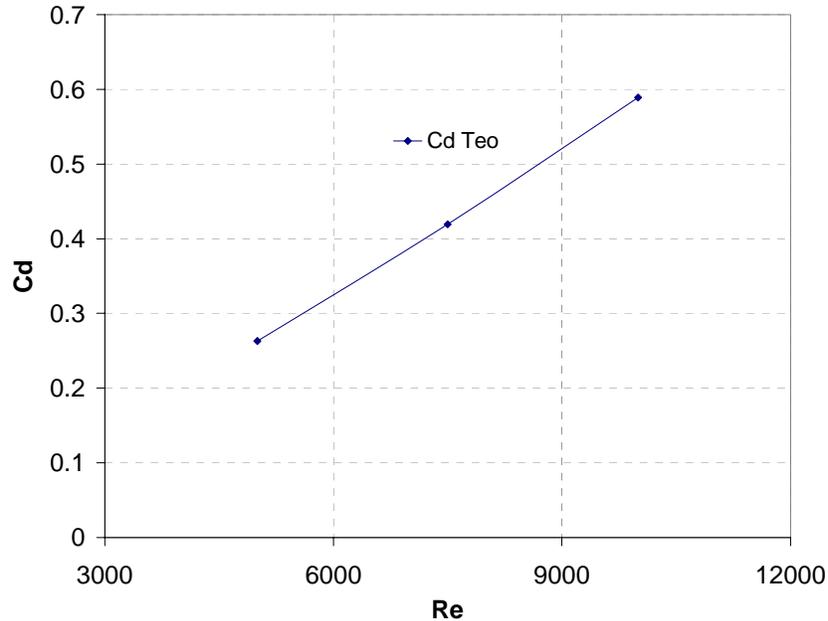


Figura 5-18 Variación del coeficiente de descarga vs el número de Reynolds.

5.5 Validación del código numérico

En esta sección se presenta la validación del código numérico de turbulencia, representativo del modelo físico de la chimenea solar, considerando el mecanismo de transferencia de calor combinado (convección y radiación).

5.5.1 Validación del código numérico del modelo Convectivo-Radiativo.

Los valores experimentales promediados del sistema (chimenea solar) de las distintas variables del mismo día 15 de septiembre de 2007 se usaron para validar el código numérico basado en el modelo de turbulencia de la familia $k-\omega$. Dicha validación consistió en realizar una comparación de los resultados experimentales promediados en un periodo de 10 minutos cuando las condiciones climatológicas en el sistema no son tan críticas. Las variables por comparar fueron, la temperatura y la velocidad del aire dentro del canal de aire de la chimenea, bajo la condición de suministrar las temperaturas de superficie en la cubierta de vidrio y en el muro de hormigón, así como también la temperatura del aire a la entrada.

Un esquema simplificado del modelo físico, y una malla no uniforme del dominio de interés, se muestran en la Figura 5-19 a-b.

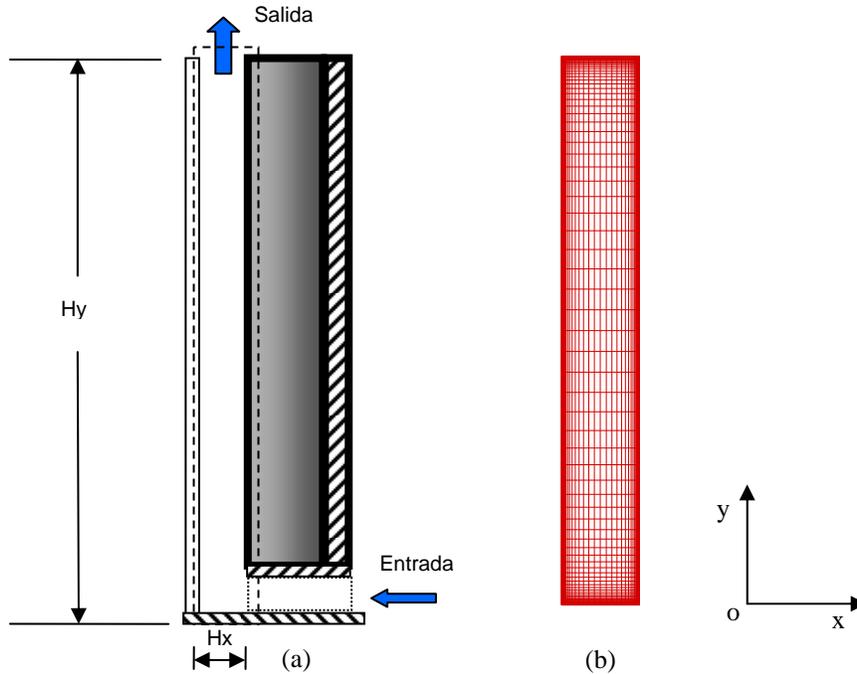


Figura 5-19. (a) Esquema simplificado del modelo físico para su validación (b) Malla no uniforme del dominio de interés.

El modelo toma en cuenta la transferencia de calor por convección y por radiación. Los parámetros de entrada que alimentan al código se muestran en la Tabla 5-2. La temperatura de superficie en el muro de hormigón (T_{ho}), es el valor correspondiente a cinco temperaturas de superficie a lo largo del canal, la temperatura en el vidrio (T_g) es el valor de tres temperaturas de superficie del vidrio. A su vez, los valores experimentales son valores promedios durante diez minutos del registro de valores de cada segundo.

Tabla 5-2. Datos de entrada al código (convección-radiación).

T_{ho} (hormigón)	$T_1, T_2, T_3, T_4, \text{ y } T_5$
T_g (vidrio)	$T_1, T_2, \text{ y } T_3$
T_{ent} (entrada)	299.7 K
U_{ent} (entrada)	0.314 m/s
Malla	No uniforme
N_x (nodos en x)	81
N_y (nodos en y)	161
H_x (ancho)	0.3 m
H_y (alto)	4.5 m

Los valores experimentales de las temperaturas en las distintas zonas a diferentes alturas de la chimenea solar del LECE y la magnitud de la velocidad a la entrada se muestran en la Figura 5-20 (a,b). Estos valores corresponden a valores promediados durante un periodo de 10 minutos del registro de valores de cada segundo.

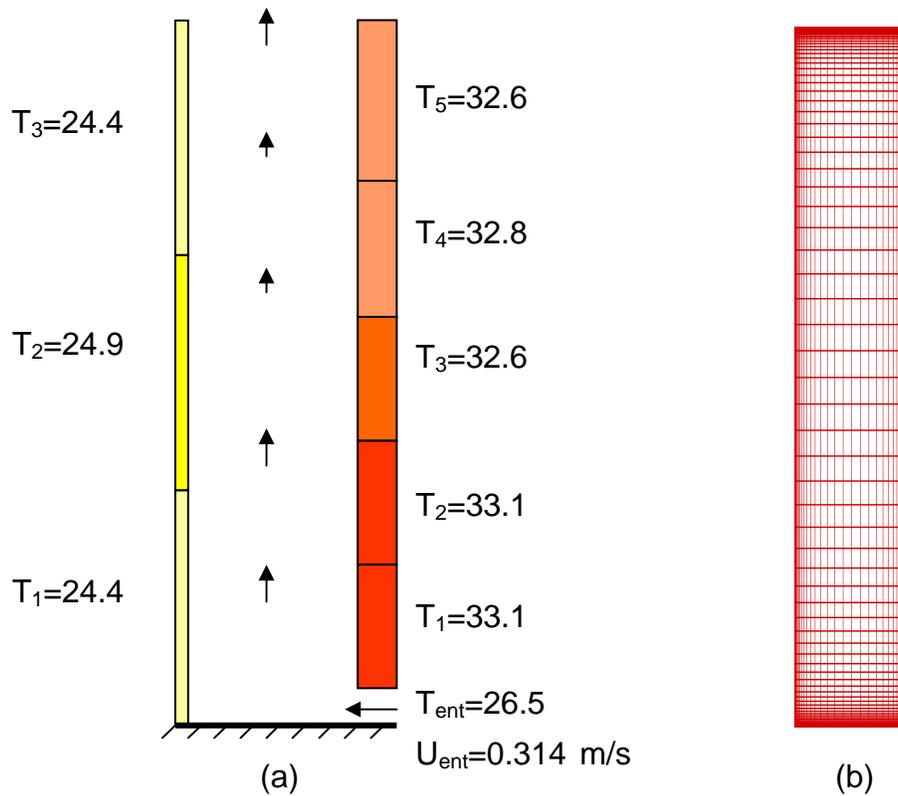
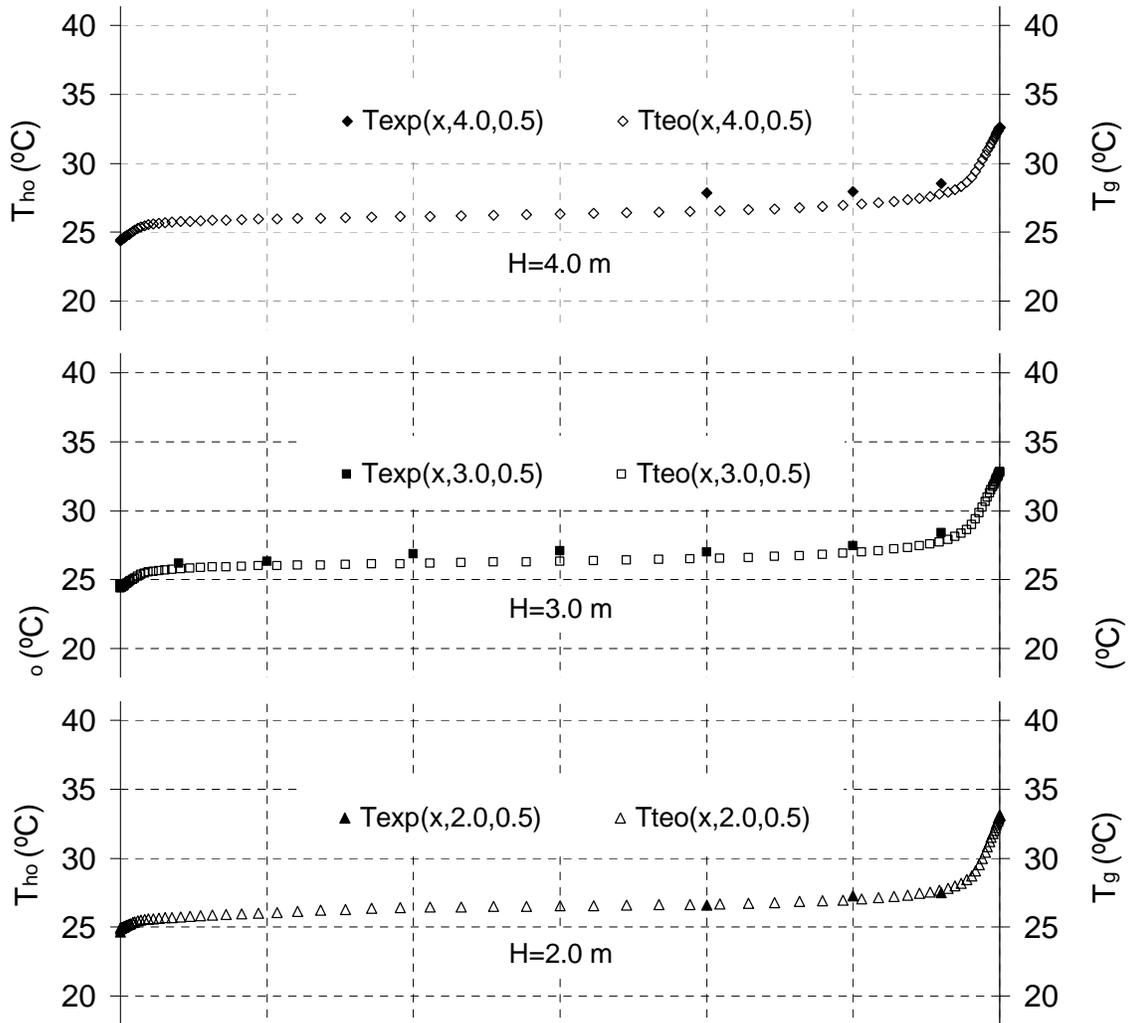


Figura 5-20. Valores experimentales promediados para la temperatura y la velocidad en la chimenea solar.

5.5.2. Resultados de la validación (convección-radiación).

En la Figura 5-21 se muestra una comparación cuantitativa entre los valores experimentales (de la temperatura del aire en el canal de la chimenea), y los valores teóricos obtenidos con el código numérico, correspondientes a cuatro diferentes alturas, 1.5 m, 2.0 m, 3.0 m, y 4.0 m. En el lado derecho de la misma figura ($x=0.30 \text{ m}$) se representa la temperatura de la superficie interna del muro de hormigón, mientras que en el lado izquierdo correspondiente ($x=0 \text{ m}$) se representa la temperatura de superficie interna en la cubierta de vidrio. Los valores intermedios con fondo blanco, correspondientes, representan la temperatura teórica del aire en distintos puntos ($N_x=81$ nodos) a lo ancho del canal. Mientras que los valores con fondo oscuro representan los valores experimentales en cuatro puntos a lo ancho del canal ($x_1=0.20 \text{ m}$, $x_2=0.25 \text{ m}$, $x_3=0.28 \text{ m}$, y $x_4=0.30 \text{ m}$) para las alturas de 1.5 m, 2.0 m y 4.0 m. Para cuando la altura es $H=3.0 \text{ m}$, se tienen 8 valores experimentales a lo ancho del canal ($x_1=0.02 \text{ m}$, $x_2=0.05 \text{ m}$, $x_3=0.10 \text{ m}$, y $x_4=0.15 \text{ m}$, $x_5=0.20 \text{ m}$, $x_6=0.25 \text{ m}$, $x_7=0.28 \text{ m}$, y $x_8=0.30 \text{ m}$). Se observa una muy buena concordancia entre los valores experimentales y los valores teóricos correspondientes.



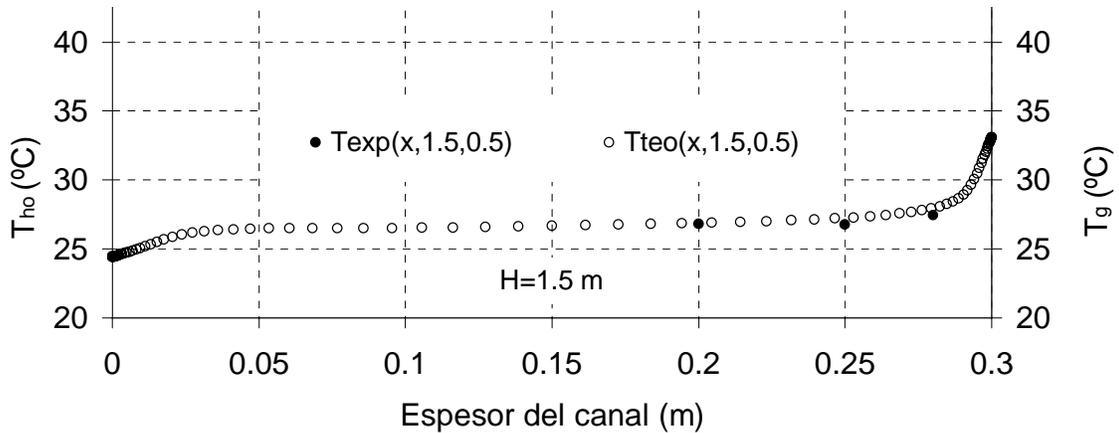


Figura 5-21. Comparación de valores experimentales vs valores teóricos para la temperatura a cuatro alturas distintas.

De una comparación cuantitativa, los porcentajes de desviación máximos para las temperaturas, en cada una de las cuatro alturas se muestran en la Tabla 5-3. Se observa que los valores máximos porcentuales son de 1.0 % a 4.6 %.

Tabla 5-3. Porcentajes de desviación para la temperatura.

Item	(x,y,z) (m)	T_{exp} (°C)	T_{ave} (°C)	% Desviación (Máxima)
0	-----	-----	-----	-----
1	(0.20,4.0,0.5)	27.8	26.5	4.6
2	(0.10,3.0,0.5)	26.9	26.2	2.7
3	(0.25,2.0,0.5)	27.3	27.0	1.0
4	(0.25,1.5,0.5)	26.8	27.2	1.6
5	-----	-----	-----	-----

A continuación se presenta la comparación de valores teóricos vs aquellos experimentales para la componente de velocidad “v” en el canal de la chimenea, a una altura de 3.5 m, y en cuatro posiciones a lo ancho del canal ($x_1=0.06$ m, $x_2=0.16$ m, $x_3=0.24$ m, y $x_4=0.26$ m). El lado derecho de la Figura 5-22 representa la superficie del muro de hormigón, mientras que el lado izquierdo representa la superficie de la cubierta de vidrio. Entre ambas superficies se representa de forma cualitativa la velocidad del aire “v”, como función del ancho del canal de la chimenea. Se observa una buena concordancia entre los resultados experimentales y teóricos.

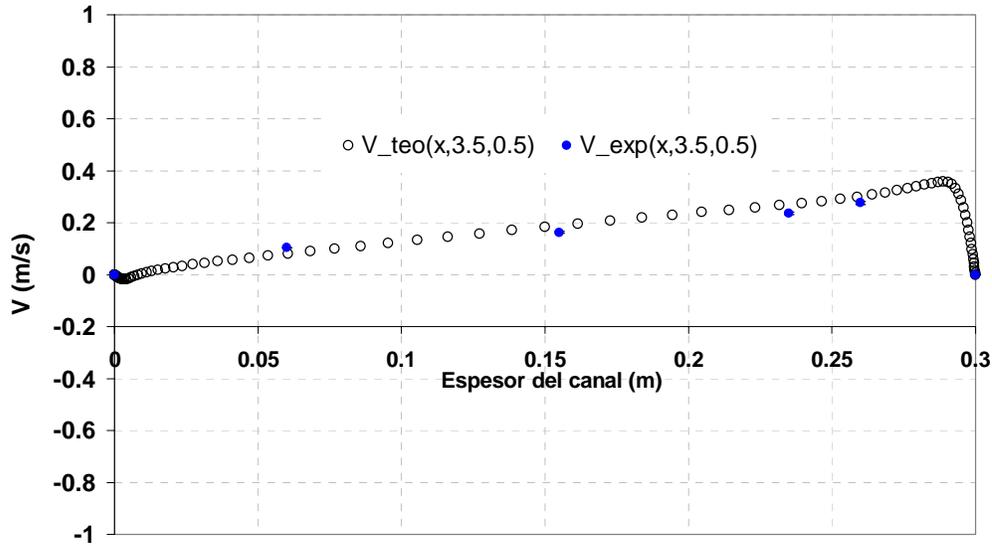


Figura 5-22. Comparación de resultados teóricos vs resultados experimentales para la velocidad “v”.

La comparación de forma cuantitativa se muestra en la Tabla 5-4, donde se muestran los porcentajes de desviación, estas desviaciones varían de 8.6 % 21.6 %.

Tabla 5-4. Desviaciones porcentuales para la velocidad “v”.

Item	Localización (x,y,z)	V_{exp} (m/s)	V_{teo} (m/s)	Desviación Máxima (%)
1	(0.00,3.5,0.5)	-----	0.000	-----
2	(0.06,3.5,0.5)	0.103	0.081	21.6
3	(0.16,3.5,0.5)	0.162	0.183	12.9
4	(0.24,3.5,0.5)	0.235	0.266	13.0
5	(0.26,3.5,0.5)	0.276	0.299	8.6
6	(0.30,3.5,0.5)	-----	0.000	-----

5.6 Resumen 5

Se describieron las tres configuraciones de la chimenea solar del LECE. Se describió la instrumentación instalada en la chimenea solar y la estación meteorológica automática.

Se presentaron en forma gráfica los resultados experimentales del sistema y a partir de ellos se realizó una validación del código numérico contemplando la transferencia de calor combinada (convección y radiación).

Las desviaciones máximas porcentuales entre los valores experimentales y los valores teóricos mostraron valores de 1.0 % a 4.6 % para la temperatura y de 8.6 % a 21.6 % para la componente de velocidad “ v ” del aire en el canal de la chimenea a 3.0 m y 3.5 m de altura respectivamente.

Del estudio experimental acerca del funcionamiento térmico de la chimenea solar, se observó, que la razón de flujo de aire a través del sistema está influenciada por una diferencia de presiones entre la entrada y la salida causada por gradientes térmicos y por la velocidad del viento. Se obtuvieron diferencias de temperaturas de 2.0 °C a 7.0 °C en la razón del flujo de aire para una irradiancia de 0 a 600 W/m² para el día 15 de septiembre de 2007. Los valores del caudal de aire fueron de 50 a 374 m³/h. Se obtuvo un valor promedio del caudal de 177 m³/h en volumen de las 00:00 hrs a las 24:00 hrs. De forma experimental, se obtuvo un parámetro característico, el coeficiente de descarga del sistema C_d el cual fue de 0.52, comparado con un valor teórico de 0.44 para condiciones similares. Este coeficiente experimental podrá usarse para determinar la razón de flujo másico en modelos teóricos de chimeneas solares con una geometría similar.

CAPÍTULO 6

RESULTADOS

En este capítulo se presenta el estudio paramétrico del sistema, se muestran los resultados finales del presente trabajo de tesis doctoral. Dichos resultados corresponden a la simulación del funcionamiento térmico e hidrodinámico de una chimenea solar (CS). Se estudian dos casos de interés: el primer caso corresponde a un estudio de variación de parámetros para el funcionamiento de la CS en transferencia de calor conjugada con convección puramente natural, el segundo caso es para el estudio de variación de parámetros para el funcionamiento de la CS en transferencia de calor conjugada con convección puramente forzada. Se analizan los resultados y se proponen correlaciones para determinar los parámetros característicos del sistema.

A continuación se presenta la metodología del estudio.

6.1 Estudio paramétrico del sistema

Una vez que se cuenta con la herramienta numérica validada es posible realizar el estudio paramétrico del sistema. Dicho estudio se dividirá en dos partes, la primera corresponde al caso particular de simular el funcionamiento térmico e hidrodinámico de la CS en convección natural, mientras que la segunda parte corresponde al caso de simular el mismo funcionamiento de la CS en convección forzada.

Para ambos casos la altura de la CS se consideró fija (4.0 m), el ancho del canal de aire variable (0.10 m a 0.35 m), el espesor de la cubierta de vidrio fijo (5 mm) y el espesor del muro también fijo (0.15 m), la altura de la entrada de aire a la chimenea, se consideró variable en el caso del estudio en convección natural (0.10 m a 0.30 m), y fija para el caso del estudio en convección forzada (0.30 m). Como modelo físico se usó el que se muestra en la Figura 6-1, cuyas condiciones de frontera se especificaron a detalle al final del capítulo 2. Para las temperaturas del aire a la entrada y al exterior se consideraron dos valores, 20 °C y 35 °C (293 K y 308 K). Se consideraron constantes los valores de las propiedades termofísicas para el aire, para la cubierta de vidrio y para el muro de hormigón, y se usaron los que se mostraron en las Tablas 2-7, 2-8 y 2-9 en el capítulo 2, respectivamente. Los valores de las emisividades para las superficies correspondientes se muestran en las Tablas 6-1 y 6-5, los cuales se obtuvieron de la literatura, (Modest, 1993).

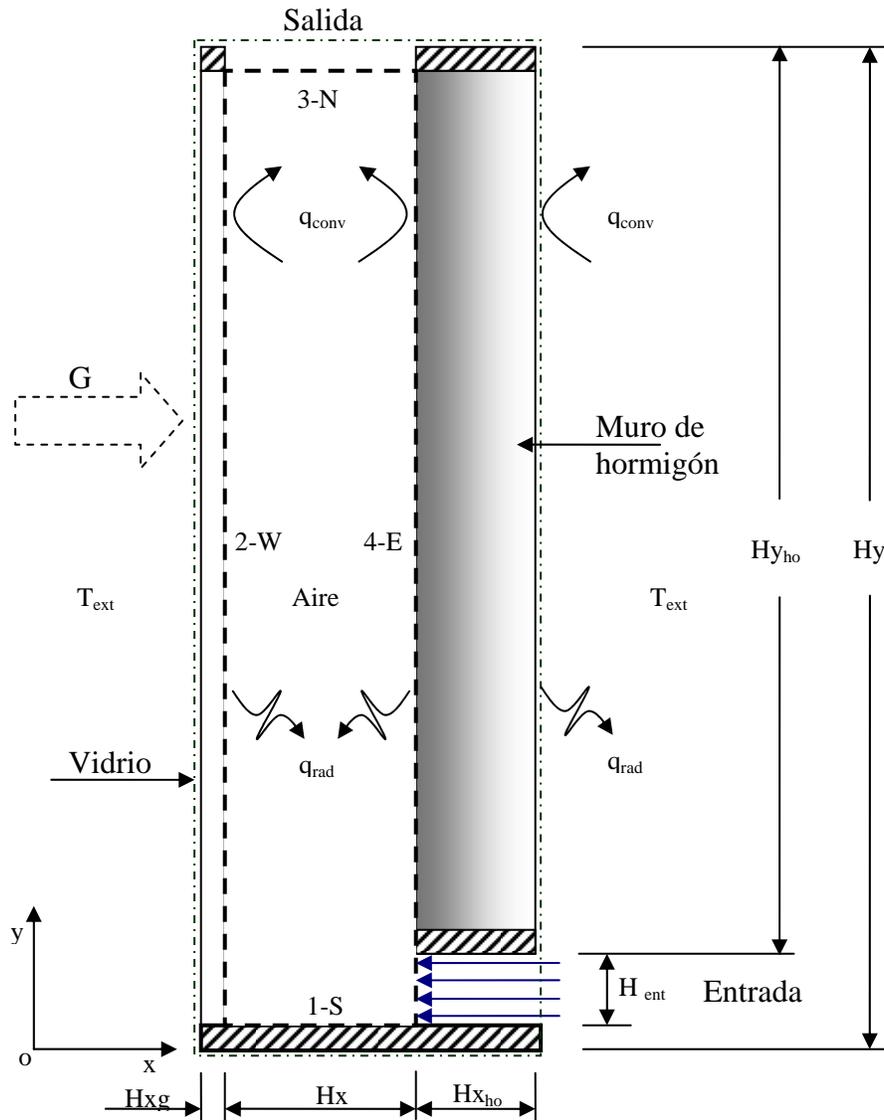


Figura 6-1. Diagrama esquemático del modelo físico simplificado de la chimenea para el estudio paramétrico.

6.1.1 Transferencia de calor conjugada con convección natural.

En este estudio se consideran los tres mecanismos acoplados de transferencia de calor (Conducción, Radiación y Convección). Algunos parámetros geométricos y meteorológicos que se utilizaron en la presente simulación para la chimenea solar se consideraron fijos, estos se muestran en la Tabla 6-1. Los valores para las emisividades se tomaron de la literatura (Modest, 1993).

Tabla 6-1. Parámetros geométricos y meteorológicos fijos de la simulación en convección natural.

Descripción	Cantidad	Fronteras	Emisividades
Altura total de la chimenea (m)	$H_y=4.0$	Norte (Fluido-salida)	$\epsilon_{Naire} = 1.0$
Número de nodos en la dirección "x"	$N_x=81$	Sur (concreto)	$\epsilon_s = 0.94$
Número de nodos en la dirección "y"	$N_y=161$	Este (negro mate)	$\epsilon_E = 0.91$
Temperatura exterior (K)	$T_{ext}=293.15$	Oeste (vidrio)	$\epsilon_w = 0.85$
Temperatura de entrada (K)	$T_{ent}=293.15$	Este (Fluido-entrada)	$\epsilon_{Eaire} = 1.0$

Los números de la simulación correspondiente a los parámetros variables se muestran en la Tabla D-1, del Apéndice D. En este caso, se considera una temperatura exterior igual a la temperatura del aire a la entrada de 20 °C (293 K).

Para el caso cuando la temperatura exterior y la temperatura del aire a la entrada son de 35 °C (308 K), los números de la simulación correspondiente a los parámetros variables se muestran en la Tabla D-2, del Apéndice D.

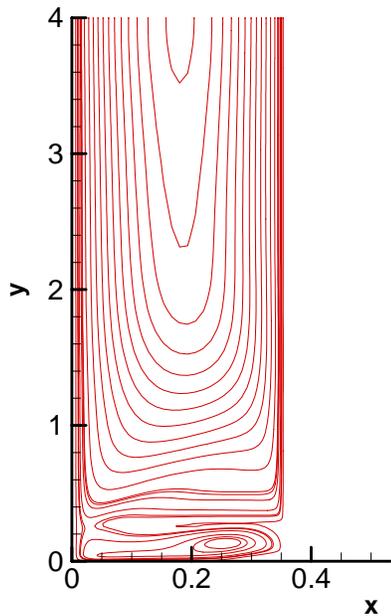
6.2 Resultados para el caso de considerar sólo convección natural

Como resultados se presentan las líneas de corriente para ciertos casos representativos, se muestran los perfiles de velocidad para el aire dentro del canal de la chimenea a diferentes alturas, la variación del caudal de entrada en la chimenea, y la eficiencia del sistema. Posteriormente, se muestran las isotermas en toda la chimenea, los perfiles de temperaturas del aire en el canal a diferentes alturas, las temperaturas promedios para la cubierta de vidrio, y para el muro de hormigón. Por último se muestran los coeficientes de transferencia de calor convectivo y radiativo promedios.

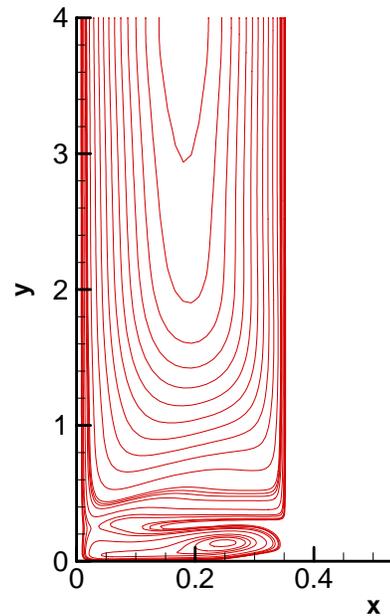
6.2.1 Líneas de corriente en el canal de aire de la chimenea solar.

En la Figura 6-2 se muestran las líneas de corriente para el canal de la chimenea con transferencia de calor conjugada en convección natural, para cuatro casos de interés. En las cuatro figuras se mantiene una altura total fija de la chimenea de $H=4.0$ m, una altura de entrada fija ($H_{ent}=0.30$ m) y un ancho de canal de aire de 0.35 m. Con la finalidad de apreciar las líneas de corriente en el interior del canal de aire, su ancho se ha exagerado, y no está en proporción con las alturas H y H_{ent} . Del lado izquierdo en cada figura se tiene la cubierta de vidrio de la chimenea, la cual se encuentra a menor temperatura respecto a la superficie derecha del muro de hormigón, por consiguiente las líneas de corriente cercanas a la superficie izquierda indican que el fluido desciende, mientras que del lado derecho, las líneas de corriente indican el ascenso del fluido. Este comportamiento

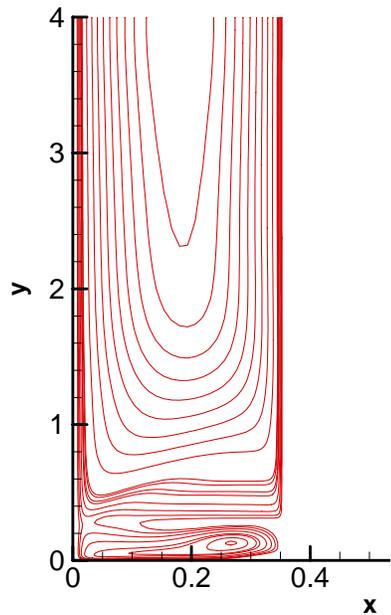
es característico de una cavidad calentada diferencialmente, donde el fluido desciende por la pared fría, y asciende por la pared caliente. En la parte inferior de cada figura, aparece un vórtice, el cual es representativo de la recirculación de aire que se forma, como consecuencia de la entrada de aire en la parte inferior derecha. Este vórtice se desplaza ligeramente hacia el lado derecho cuando se intensifica la radiación solar, como consecuencia de una mayor entrada de fluido.



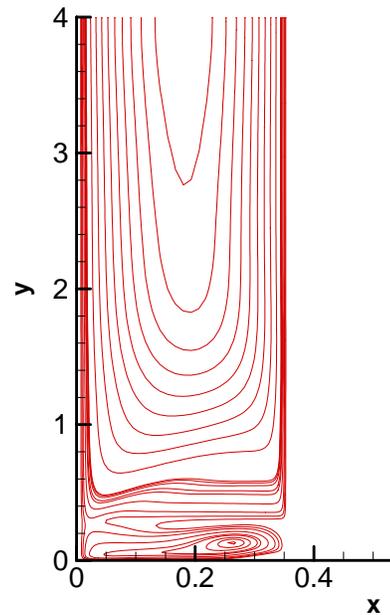
(a) $G_1 = 183 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{\text{ext}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ (293 K)



(b) $G_1 = 183 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{\text{ext}} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ (308 K)



(c) $G_2 = 736 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{\text{ext}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ (293 K)



(d) $G_2 = 736 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{\text{ext}} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ (308 K)

Figura 6-2. Líneas de corriente en el canal de aire de la chimenea solar, ($H_{\text{ent}} = 0.30 \text{ m}$, $H_x = 0.35 \text{ m}$).

6.2.2 Variación de la componente de velocidad “v” con la altura de la chimenea solar.

En la Figura 6-3 se muestran ocho esquemas en donde se representa la variación de la velocidad del aire “v” en el canal de la chimenea a cinco alturas diferentes, bajo distintas condiciones. En los cuatro esquemas del lado izquierdo se usa el máximo ancho de canal (0.35 m), mientras que en los correspondientes esquemas del lado derecho, se usa el mínimo ancho de canal (0.10 m).

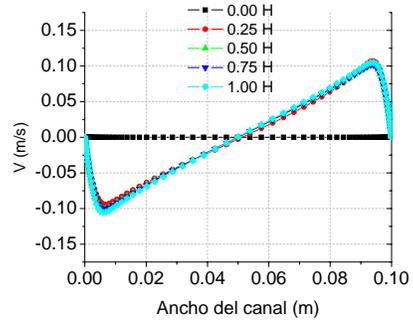
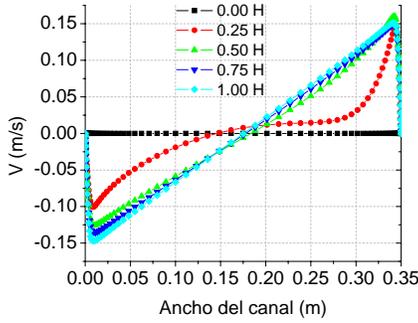
Las condiciones de temperatura y de irradiancia, bajo las cuales se realizó la simulación numérica, se muestran en la parte inferior de los gráficos, y representan los casos extremos de interés.

En los dos esquemas superiores (a), se observa que cuando el ancho de canal es angosto (0.10 m), esquema derecho, la variación de velocidad respecto a la altura del canal es despreciable, pero cuando dicho ancho aumenta a 0.35 m, esquema izquierdo, se aprecia una variación de la velocidad a una cuarta parte de la altura total (0.25 H). También se observa que las máximas velocidades se encuentran cerca de las paredes, izquierda y derecha, como era de esperarse, ya que en estas superficies se encuentran las máximas diferencias de temperaturas, y por lo tanto el efecto de convección natural es notorio.

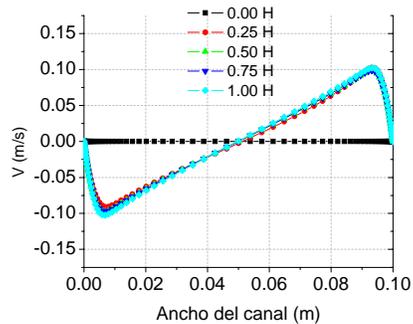
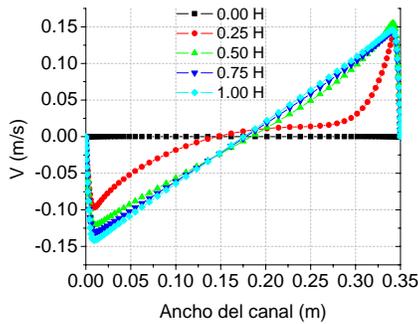
El comportamiento es muy similar para el caso cuando la temperatura ambiente asciende a 35 °C (308 K), esquema (b), en donde la magnitud aproximada para la velocidad “v” cercana a la pared es de 0.15 m/s, cuando el ancho del canal de aire es de 0.35 m, y de 0.10 m/s, cuando el ancho del canal es de 0.10 m. Sin embargo, para los casos (c) y (d), cuando la irradiancia aumenta a 736 W/m², esas magnitudes son de aproximadamente 0.25 m/s y 0.17 m/s respectivamente.

En todos los casos se mantuvo una misma altura de entrada de aire (0.30 m), y se consideró que la temperatura ambiente es la misma que la temperatura exterior, y por consiguiente la misma que la temperatura de entrada del aire.

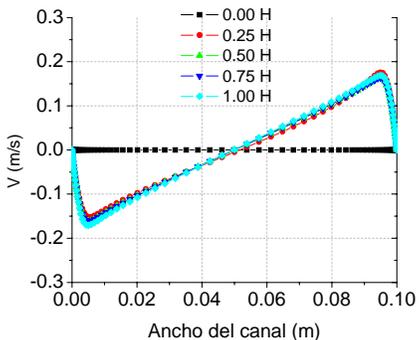
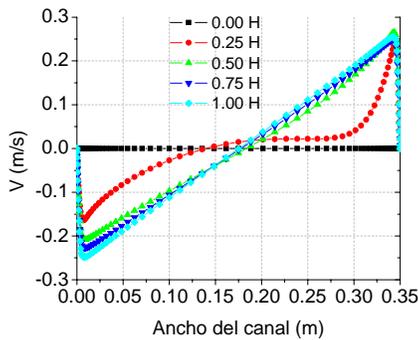
Los cinco perfiles de velocidades en cada uno de los ocho esquemas, corresponden a cinco alturas del canal de la chimenea, los cuales se representan como: 0.0 H, 0.25 H, 0.5 H, 0.75 H, y 1.0H. Donde H representa la altura máxima del canal, la cual se consideró fija de 4.0 m.



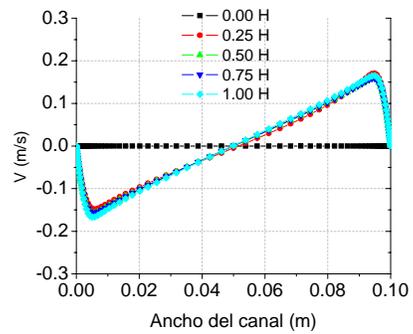
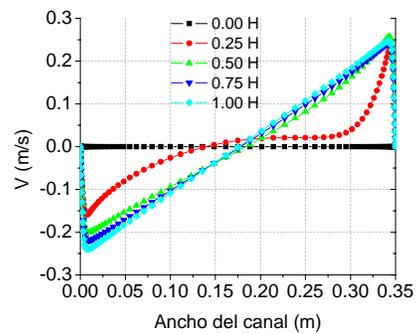
(a) $G=183 \text{ W/m}^2$, $T_a=293 \text{ K}$ (20 °C)



(b) $G=183 \text{ W/m}^2$, $T_a=308 \text{ K}$ (35 °C)



(c) $G=736 \text{ W/m}^2$, $T_a=293 \text{ K}$ (20 °C)



(d) $G=736 \text{ W/m}^2$, $T_a=308 \text{ K}$ (35 °C)

Figura 6-3. Velocidad “v” vs del ancho del canal para cuatro alturas del canal de la chimenea solar, $H_{ent}=0.30 \text{ m}$,

6.2.3 Isotermas en el sistema de la chimenea solar.

En la Figura 6-4 se muestran las isotermas para la chimenea solar, la cubierta de vidrio se localiza en el lado izquierdo, el canal de aire en la parte central, y el muro de hormigón en el lado derecho de cada figura. En la parte inferior derecha se localiza la entrada de aire.

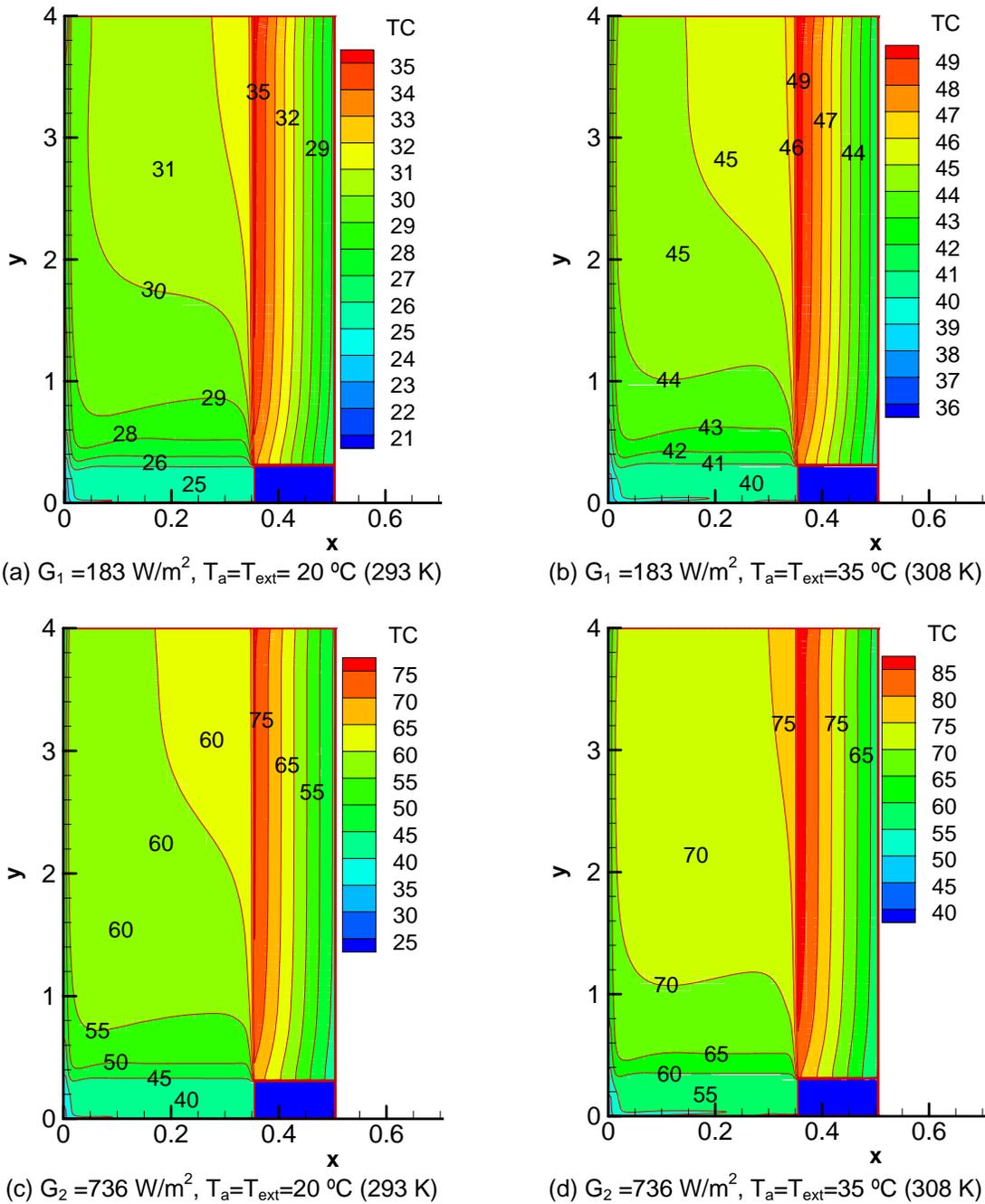


Figura 6-4. Isotermas en el canal de la chimenea solar, $H_{\text{ent}} = 0.30 \text{ m}$, $H_x = 0.35 \text{ m}$.

Los cuatro esquemas que se muestran en la Figura 6-4, son para los mismos cuatro casos representativos que se mencionaron en la sección 6.2.1. Se observa que a medida que aumenta la temperatura de ambiente y/o la radiación solar, la temperatura del muro, y como consecuencia, la temperatura de la cubierta del vidrio y la temperatura del aire en el canal aumentan. Existe una zona de estratificación de la temperatura en la parte inferior, como consecuencia de los vórtices que se forman cerca de la entrada.

6.2.4 Temperatura del aire en el canal de la chimenea solar.

La variación de la temperatura del aire, en el canal de la chimenea, se muestra en las Figuras 6-5 (a-d). En cada esquema se muestran cuatro perfiles correspondientes a cuatro alturas, para las condiciones indicadas. Por ejemplo, para el caso (a) $G=183 \text{ W/m}^2$, $T_a=293 \text{ K}$ ($20 \text{ }^\circ\text{C}$), cuando el ancho varía de 0 a 0.35 m, la temperatura del aire se va incrementando con la altura, alcanzando valores máximos a la salida. En cambio, para cuando el ancho varía de 0 a 0.10, las temperatura máximas se encuentran a la mitad, y a tres cuartas partes de la altura del canal, (0.5 H y 0.75 H).

Sucede algo muy similar en el caso (b) $G=183 \text{ W/m}^2$, $T_a=308 \text{ K}$ ($35 \text{ }^\circ\text{C}$). Con la diferencia que la magnitud de los perfiles de temperatura son aproximadamente $15 \text{ }^\circ\text{C}$ mayores, como consecuencia de que la T_a aumentó precisamente $15 \text{ }^\circ\text{C}$.

De forma similar a los dos casos anteriores, se representan los perfiles de temperatura para los casos cuando la irradiancia y la temperatura ambiente son: (c) $G=736 \text{ W/m}^2$, $T_a=293 \text{ K}$ ($20 \text{ }^\circ\text{C}$) y (d) $G=736 \text{ W/m}^2$, $T_a=308 \text{ K}$ ($35 \text{ }^\circ\text{C}$). Nuevamente, se observa que los valores máximos se alcanzan a la salida del canal de la chimenea para el caso de un ancho de canal de 0.35 m, mientras que en el caso que el ancho del canal varía de 0 a 0.10 m, los valores máximos se encuentran a la mitad (0.5 H) y a tres cuartas partes de la altura de la chimenea (0.75 H).

Para todos los casos se mantuvo la máxima altura de entrada de aire (0.30 m)

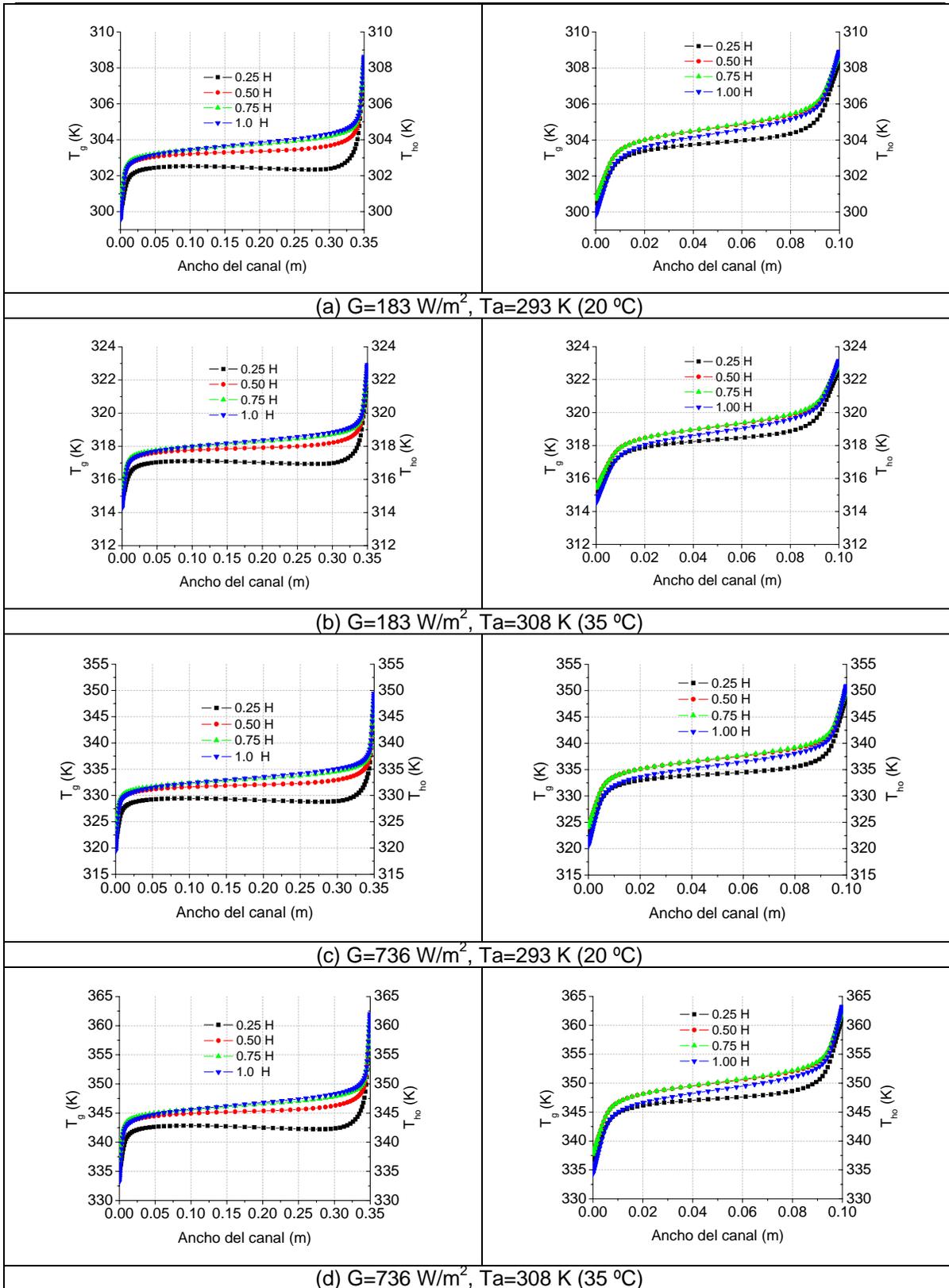
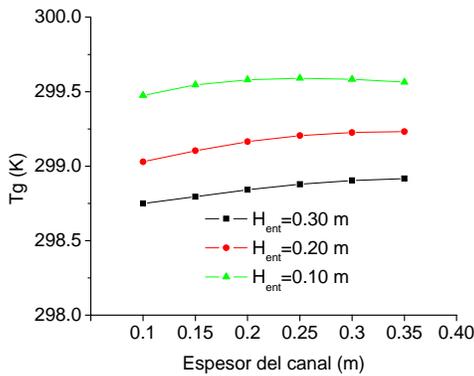


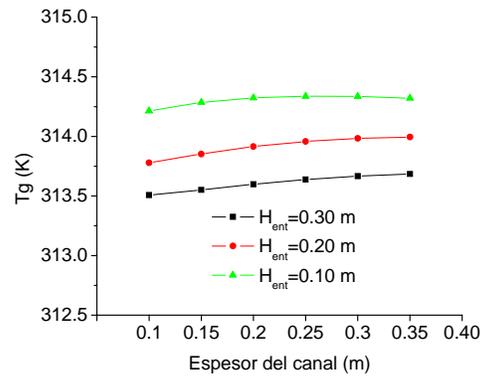
Figura 6-5. Velocidad “v” vs el ancho del canal para cuatro alturas del canal de la chimenea solar, $H_{ent}=0.30 \text{ m}$.

6.2.5 Temperatura promedio en la cubierta de vidrio.

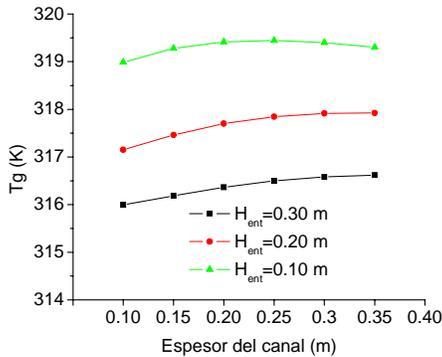
En la Figura 6-6 se muestran cuatro esquemas (a), (b), (c) y (d), en cada uno se grafican tres perfiles de temperaturas promedio representativos de toda la cubierta de vidrio, como función del ancho del canal. Se indican los valores de la irradiancia y las temperaturas ambiente y exterior correspondientes. Por ejemplo, en la Figura 2-6 (a), el valor de la irradiancia es $G_1= 183 \text{ W/m}^2$ y la temperatura ambiente y exterior son de $20 \text{ }^\circ\text{C}$ (293 K). En la evolución de estos perfiles, se observan tres detalles principalmente: (1) a medida que aumenta el ancho del canal, para los tres perfiles, se aprecia un ligero incremento de temperatura, el cual está asociado con el flujo de aire que pasa a través del canal. (2) las diferencias de temperaturas entre cada perfil son despreciables, sin embargo, se observa una ligera variación de $0.25 \text{ }^\circ\text{C}$ a $0.5 \text{ }^\circ\text{C}$, a medida que cambia la altura de la entrada, esto es, a menor altura (0.10 m) se obtiene una mayor temperatura promedio de la cubierta del vidrio, como consecuencia de que circula un menor flujo de aire en el sistema. (3) el perfil de mayor temperatura, corresponde a una altura de entrada $H_{ent}=0.10 \text{ m}$, y alcanza un valor máximo cuando el ancho del canal de aire es aproximadamente 0.25 m.



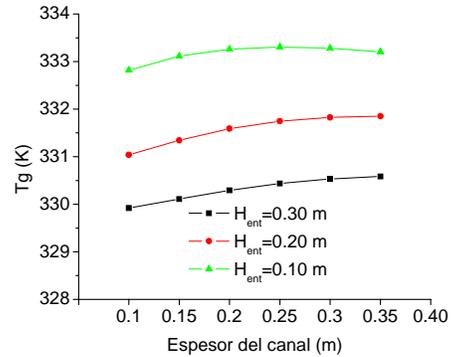
(a) $G_1 = 183 \text{ W/m}^2, T_a = T_{ext} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ (293 K)



(b) $G_1 = 183 \text{ W/m}^2, T_a = T_{ext} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ (308 K)



(c) $G_2 = 736 \text{ W/m}^2, T_a = T_{ext} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ (293 K)



(d) $G_2 = 736 \text{ W/m}^2, T_a = T_{ext} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ (308 K)

Figura 6-6. Variación de la temperatura promedio de la cubierta de vidrio como función del ancho del canal.

Cuando la temperatura ambiente y exterior aumentan a 35 °C (308 K), Figura 6-6 (b), se observa un comportamiento muy similar al caso anterior (Figura 2-2 a), con la diferencia que únicamente se recorre la escala, esto es, los 15 °C que aumentó la temperatura T_a .

En cambio, para los casos cuando la irradiancia aumenta (G_2 de 736 W/m²), Figura 6-6 (c) y Figura 6-6 (d), las tres alturas de entrada (0.10 m, 0.20 m y 0.30 m) marcan una mayor diferencia en las temperaturas promedios de la cubierta de vidrio, esto es, de 1 °C a 2.0 °C.

6.2.6 Temperatura promedio del aire en el canal de la chimenea.

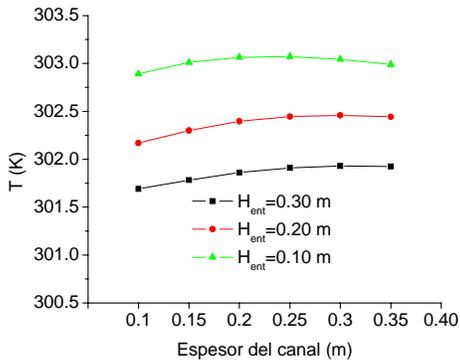
En las Figuras 6-7 (a-d) se muestran los perfiles de temperaturas promedios, representativos del aire en el canal de la chimenea, como función del ancho del canal. En cada esquema se representan tres perfiles correspondientes a tres alturas de entrada de aire ($H_{ent}=0.30$ m, 0.20 m, y 0.10 m).

En la Figura 6-7 (a) el valor de la irradiancia G_1 es de 183 W/m², y para la T_a es de 20 °C (293 K). En la Figura 6-7 (b) el valor de la irradiancia G_1 se mantiene el mismo de 183 W/m², y para la T_a cambia a 35 °C (308 K). Se observan tendencias muy similares en ambas figuras, con la diferencia de que existe un desplazamiento de 15 °C entre dichos perfiles de temperatura.

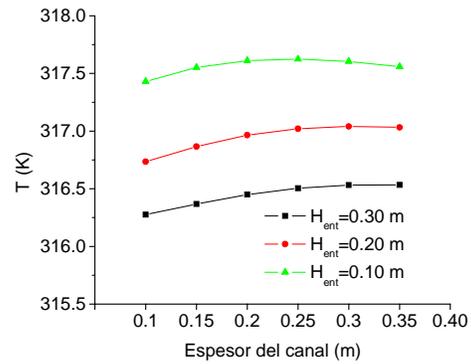
Para el caso cuando $H_{ent}=0.10$ m, existe un valor máximo de temperatura aproximado de 30 °C (303 K) en 0.25 m de ancho de canal (Figura 6-7 a). Cuando la altura de la entrada es $H_{ent}=0.20$ m, el valor máximo aproximado de 302.5 K se desplaza a 0.30 m, y para una $H_{ent}=0.30$ m, se sigue desplazando aún más, aunque también pareciera que tienden a un valor constante. De lo anterior, se deduce que la relación de aspecto óptima (altura/ancho) del canal no es única, y el valor de 10, publicado en la literatura, aplica para algunos casos en particular. Por lo anterior, se sugiere considerar la altura de la entrada de aire para determinar la razón de aspecto óptima de una chimenea solar.

Análogamente a los dos casos anteriores, en las Figuras 6-7 (c) y (d) se muestran los perfiles de temperaturas promedios para el aire en el canal de la chimenea como función del ancho del canal para una irradiancia G_2 de 736 W/m² y dos temperaturas ambientes, (c) 20 °C (293 K), y (d) 35 °C (308 K).

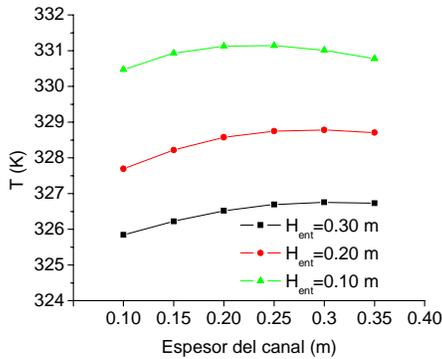
Tomando el caso (c), y considerando de una forma burda el hecho de tener temperaturas promedio máximas del aire en el canal como situaciones favorables, se pudiera establecer una relación conveniente entre la altura de la chimenea (H_y), el ancho (H_x), y la altura de la entrada (H_{ent}) para determinar una relación de aspecto más representativa.



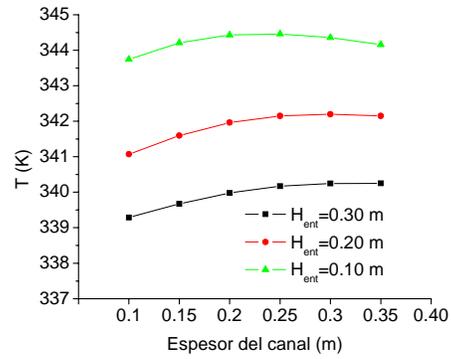
(a) $G_1 = 183 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ (293 K)



(b) $G_1 = 183 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ (308 K)



(c) $G_2 = 736 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ (293 K)



(d) $G_2 = 736 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ (308 K)

Figura 6-7. Variación de la temperatura promedio del aire en el canal de la chimenea como función del ancho del canal

La ecuación (6-1) muestra una relación de la razón de aspecto (AR) como función de la altura de la entrada (H_{ent}) en la chimenea en convección natural.

$$AR(H_{ent}) = \frac{H_y}{H_x} \tag{6-1}$$

Donde H_y representa la altura total de la chimenea, y H_x el ancho del canal. Para este caso (c) la relación de aspecto puede expresarse como:

$$AR(H_{ent}) = 38.095H_{ent}^2 - 38.095H_{ent} + 19.429 \tag{6-2}$$

De tal forma, que los anchos H_x 's "propiados" para diez alturas diferentes de la chimenea solar, y para tres alturas de entrada pueden determinarse a partir de la ecuación (6-3). Los resultados se muestran en la Tabla 6-2.

$$H_x = \frac{H_y}{(38.095H_{ent}^2 - 38.095H_{ent} + 19.429)} \quad (6-3)$$

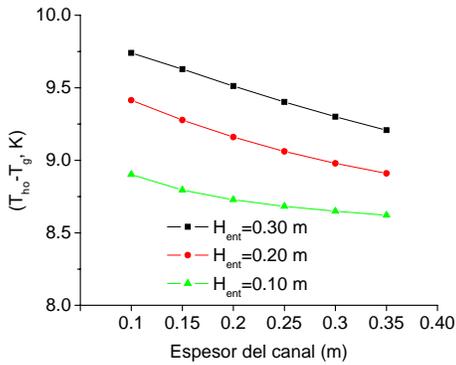
Tabla 6-2. Valores propios para el ancho del canal.

H _y (m)	H _x (m)			AR(H _{ent})=H _y /H _x		
	H _{ent} (0.10 m)	H _{ent} (0.20 m)	H _{ent} (0.30 m)	AR(1)	AR(2)	AR(3)
1.0	0.06	0.07	0.09	16.0	13.3	11.4
2.0	0.12	0.15	0.17	16.0	13.3	11.4
3.0	0.19	0.22	0.26	16.0	13.3	11.4
4.0	0.25	0.30	0.35	16.0	13.3	11.4
5.0	0.31	0.37	0.44	16.0	13.3	11.4
6.0	0.37	0.45	0.52	16.0	13.3	11.4
7.0	0.44	0.52	0.61	16.0	13.3	11.4
8.0	0.50	0.60	0.70	16.0	13.3	11.4
9.0	0.56	0.67	0.79	16.0	13.3	11.4
10.0	0.62	0.75	0.87	16.0	13.3	11.4

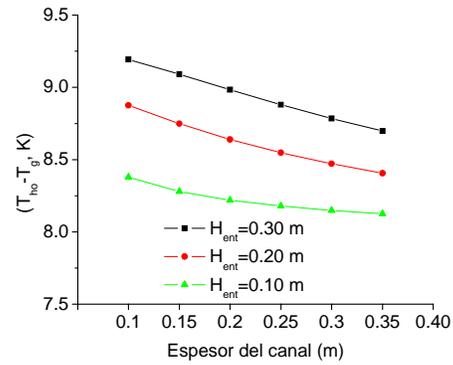
Teóricamente, se observa que la razón de aspecto es función de la H_{ent}. En la literatura se ha sugerido una razón de aspecto (AR=10) como valor apropiado para una chimenea.

6.2.7 Diferencias de temperaturas promedio entre la superficie interior del muro de hormigón y la superficie interior de la cubierta de vidrio.

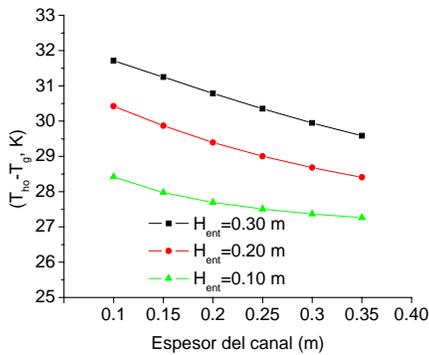
En la Figura 6-8 (a-d) se muestran los perfiles de las diferencias de temperatura promedio de superficie entre el muro de hormigón y la cubierta de vidrio, como función del ancho del canal. Se observan perfiles ligeramente exponenciales, cuyas diferencias de temperaturas disminuyen a medida que aumenta el ancho del canal, y aumentan cuando aumenta la altura de la entrada. Las diferencias de temperaturas cambian ligeramente con la temperatura exterior y ambiente, y cambian considerablemente cuando aumenta la irradiancia. Las diferencias de temperaturas son de aproximadamente entre 8.0 y 9.5 °C para una irradiancia $G_1=183 \text{ W/m}^2$, y aumentan entre 28 y 32-33 °C, cuando la irradiancia es $G_2=736 \text{ W/m}^2$.



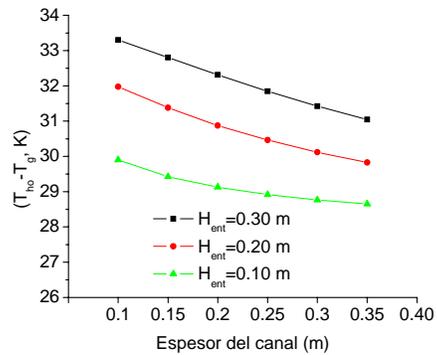
(a) $G_1 = 183 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 20 \text{ °C}$ (293 K)



(b) $G_1 = 183 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 35 \text{ °C}$ (308 K)



(c) $G_2 = 736 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 20 \text{ °C}$ (293 K)

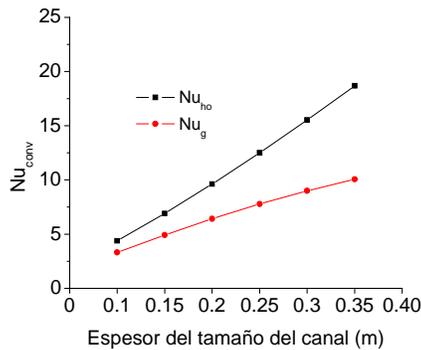


(d) $G_2 = 736 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 35 \text{ °C}$ (308 K)

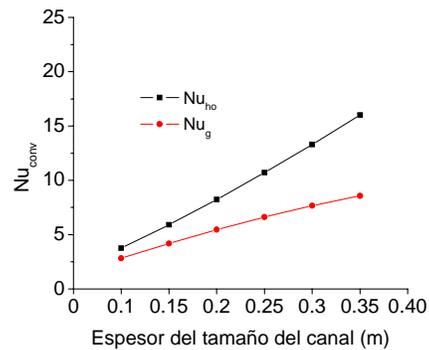
Figura 6-8. Diferencia de las temperaturas de superficie entre el muro de hormigón y la cubierta del vidrio como función del ancho del canal.

6.2.8 Números de Nusselts convectivos promedio en las superficies internas del muro de hormigón “ $Nu_{ho,conv}$ ” y en la superficie interna del vidrio “ $Nu_{g,conv}$ ”.

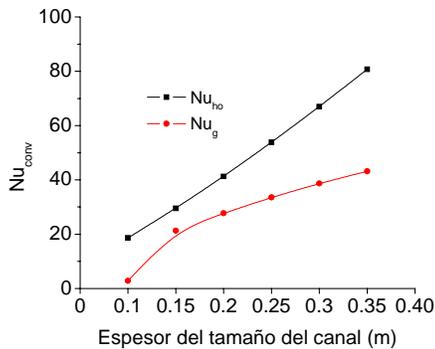
Los perfiles de los números de Nusselt convectivos promedio en la superficie interna del muro de hormigón “ $Nu_{ho,conv}$ ” y en la superficie interna del vidrio “ $Nu_{g,conv}$ ”, se muestran en la Figura 6-9, como función de la variación del ancho del canal. Se observa que existe poca diferencia cuando cambia la altura de entrada. Sin embargo, sí se observa un incremento con la variación del ancho del canal, y un aumento ligero con el aumento de la irradiancia.



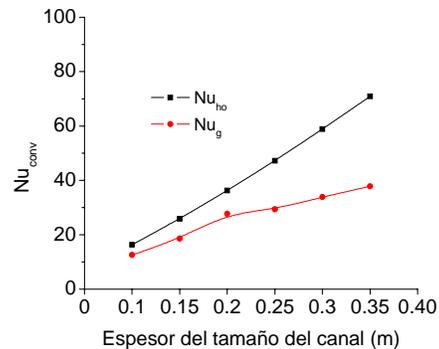
(a) $G_1 = 183 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ (293 K)



(b) $G_1 = 183 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ (308 K)



(c) $G_2 = 736 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ (293 K)



(d) $G_2 = 736 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ (308 K)

Figura 6-9. Números de Nusselt convectivos en las superficies internas del muro de hormigón “ $Nu_{ho,conv}$ ”, y del vidrio “ $Nu_{g,conv}$ ” vs el ancho del canal, para $H_{ent} = 0.30 \text{ m}$.

Las correlaciones correspondientes son:

(a) $Nu_{ho} = 31.188x^2 + 43.278x - 0.2769$, $Nu_g = -27.293x^2 + 39.283x - 0.345$ (6-4a)

(b) $Nu_{ho} = 27.293x^2 + 36.838x - 0.216$, $Nu_g = -22.578x^2 + 33.238x - 0.284$ (6-4b)

(c) $Nu_{ho} = 141.79x^2 + 181.15x - 1.387$, $Nu_g = -537.14x^2 + 390.23x - 28.798$ (6-4c)

(d) $Nu_{ho} = 125.68x^2 + 162.17x - 1.193$, $Nu_g = -208.02x^2 + 192.96x - 4.707$ (6-4d)

6.2.9 Números de Nusselt radiativos en la superficies internas del muro de hormigón “ $Nu_{ho,rad}$ ” y del vidrio “ $Nu_{g,rad}$ ”.

Similarmente, los perfiles de los números de Nusselt radiativos en las superficies internas del muro de hormigón “ $Nu_{ho,rad}$ ” y del vidrio “ $Nu_{g,rad}$ ” se muestran en la Figura 6-10, como función del ancho del canal. Se observa que existe poca diferencia cuando cambia la temperatura ambiente. Sin embargo, sí se observa un incremento con el ancho del canal, y un aumento considerable respecto al incremento de la irradiancia.

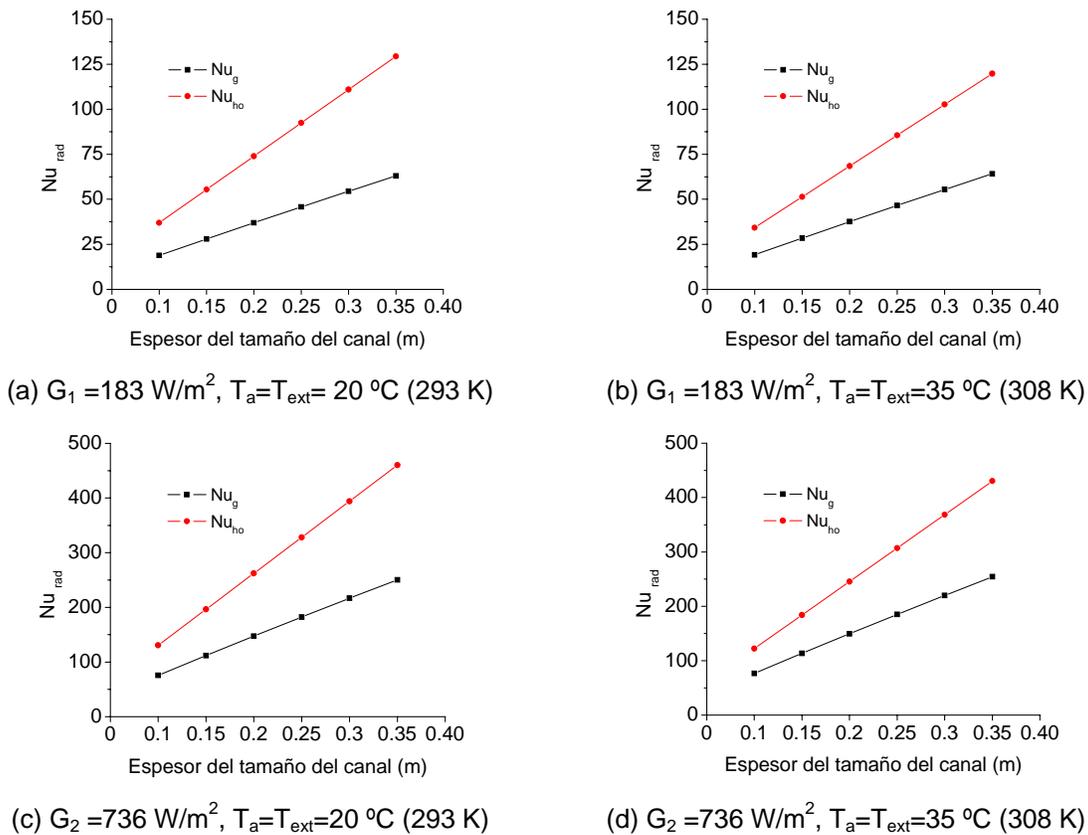


Figura 6-10. Números de Nusselt radiativos en las superficie internas del muro de hormigón “ $Nu_{ho,rad}$ ” y del vidrio “ $Nu_{g,rad}$ ” vs el ancho del canal.

Las correlaciones correspondientes son:

(a) $Nu_{ho,rad} = 0.0025x^2 + 369.82x - 0.0286$, $Nu_{g,rad} = -28.223x^2 + 189.24x + 0.20$ (6-5a)

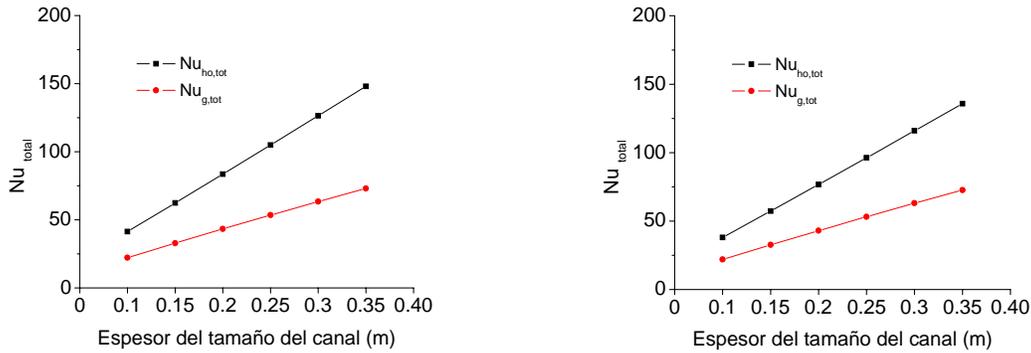
(b) $Nu_{ho,rad} = -0.592x^2 + 342.52x + 0.0067$, $Nu_{g,rad} = -28.2x^2 + 192.6x + 0.186$ (6-5b)

(c) $Nu_{ho,rad} = 21.97x^2 + 1308.1x - 0.312$, $Nu_{g,rad} = -127.59x^2 + 756.48x + 1.194$ (6-5c)

(d) $Nu_{ho,rad} = 15.87x^2 + 1224.5x - 0.209$, $Nu_{g,rad} = -126.82x^2 + 767.67x + 1.132$ (6-5d)

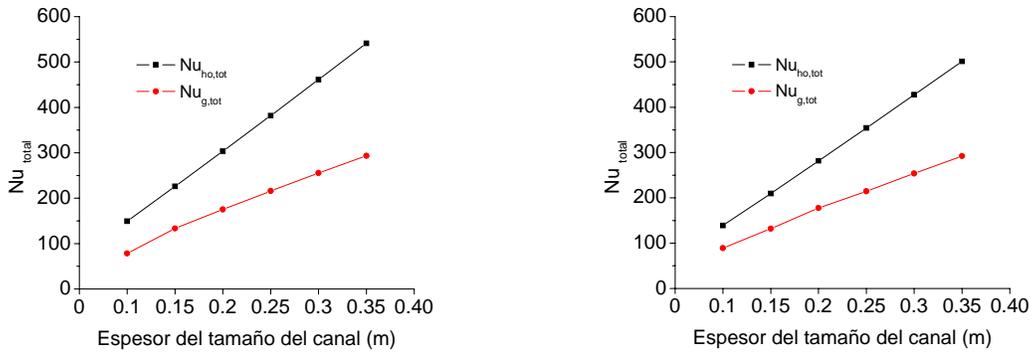
6.2.10 Números de Nusselt totales en las superficies internas del muro de hormigón “ $Nu_{ho,tot}$ ” y del vidrio “ $Nu_{g,tot}$ ”.

Similarmente, los perfiles de los números de Nusselt totales en la paredes internas del muro de hormigón “ $Nu_{ho,tot}$ ” y del vidrio “ $Nu_{g,tot}$ ” se muestran en la Figura 6-11, como función del ancho del canal. Los números de Nusselt totales se obtuvieron al sumar los Nusselts convectivos más los radiativos, en cada una de las superficies internas. Se observa un incremento del número de Nusselt con el ancho del canal para todos los casos, y un aumento considerable con el aumento de la irradiancia.



(a) $G_1 = 183 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ (293 K)

(b) $G_1 = 183 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ (308 K)



(c) $G_2 = 736 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ (293 K)

(d) $G_2 = 736 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ (308 K)

Figura 6-11. Números de Nusselt totales en la superficie interna del muro de hormigón “ $Nu_{ho,tot}$ ” y en la superficie interna del vidrio “ $Nu_{g,tot}$ ”. vs el ancho del canal.

Las correlaciones correspondientes son:

(a) $Nu_{ho,tot} = 31.19x^2 + 413.09x - 0.305$, $Nu_{g,tot} = -55.486x^2 + 228.52x - 0.145$ (6-6a)

(b) $Nu_{ho,tot} = 26.70x^2 + 379.36x - 0.209$, $Nu_{g,tot} = -50.78x^2 + 225.84x - 0.0986$ (6-6b)

(c) $Nu_{ho,tot} = 163.76x^2 + 1493.3x - 1.699$, $Nu_{g,tot} = -664.73x^2 + 1146.7x - 27.605$ (6-6c)

(d) $Nu_{ho,tot} = 141.56x^2 + 1386.7x - 1.402$, $Nu_{g,tot} = -334.84x^2 + 960.63x - 3.575$ (6-6d)

6.2.11 Eficiencia promedio en la chimenea solar.

Para el cálculo de la eficiencia de la chimenea solar se usó la ecuación 6-7.

$$\eta = \frac{\dot{m} C_p (\Delta T)}{AG} \tag{6-7}$$

Donde: η es la eficiencia, \dot{m} es el flujo másico, (kg/s), C_p es el calor específico a presión constante, (kJ/kg.K), ΔT es la diferencia de temperaturas entre la salida y la entrada del aire, (K), G es la irradiancia, (W/m^2), y A es el área de captación solar, (m^2), definida como el producto de la altura H (m), y un ancho unitario W (m).

Debido al bajo caudal que pasa a través del sistema, y por lo tanto un bajo flujo másico, la eficiencia del sistema, en convección natural, resultó ser muy pequeña. En la Figura 6-12 se muestran dos curvas para dicha eficiencia. La eficiencia (1) corresponde al caso cuando la irradiancia es de $G_1=183 W/m^2$, para una temperatura ambiente de 20 °C (293 (K), y la eficiencia (2) corresponde al caso cuando la irradiancia es de $G_2=736 W/m^2$, para una temperatura ambiente de 20 °C (293 (K). Se observa en ambos casos, que la eficiencia aumenta ligeramente con la irradiancia, y muy ligeramente con el ancho del canal. Las correlaciones que se obtuvieron para la eficiencia (1) y (2) respectivamente, como función del ancho (x) son las siguientes.

$$\eta_1 = 0.26x + 0.04 \tag{6-8}$$

$$\eta_2 = 169.3x^3 - 106.6x^2 + 22.7x - 0.9 \tag{6-9}$$

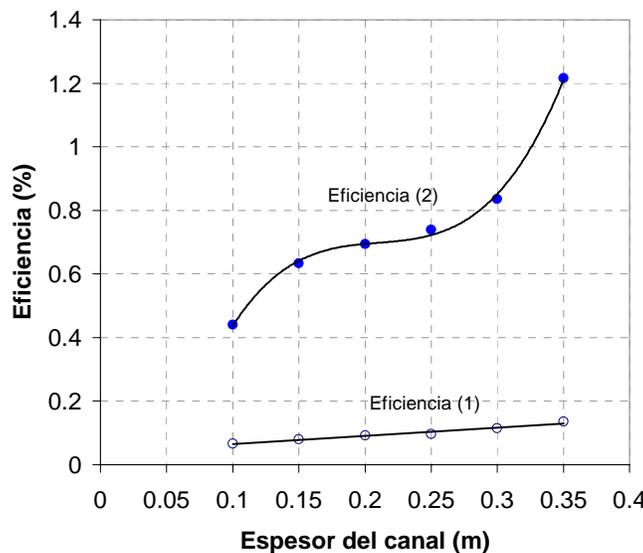
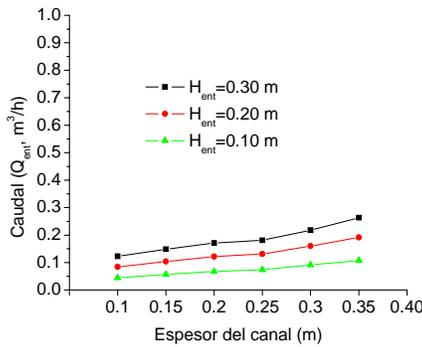


Figura 6-12. Eficiencia teórica de la chimenea solar vs el tamaño del canal.

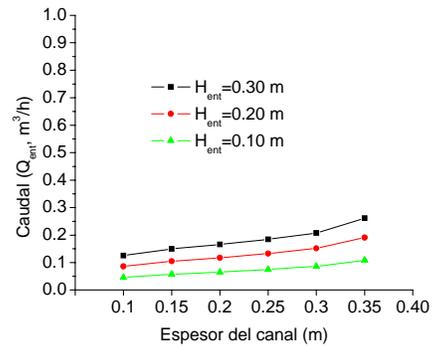
6.2.12 Caudal promedio de aire en la chimenea solar.

Como consecuencia de tener velocidades netas del aire relativamente bajas en el canal de la chimenea, se esperan obtener pequeños caudales a través del sistema. En la Figura 6-13 se muestran estos caudales de aire a través de la entrada de la chimenea, para cuatro casos de interés, como función de la variación del ancho del canal.

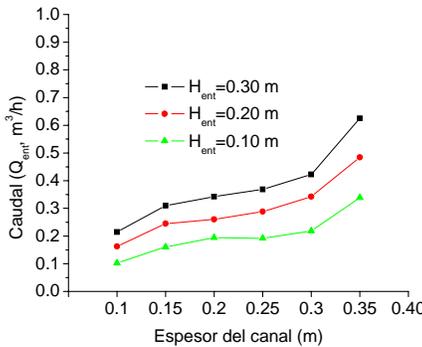
En cada uno de los cuatro esquemas, aparecen tres perfiles, los cuales corresponden a tres alturas de entrada de aire, $H_{ent}=0.10$ m, 0.20 m y 0.30 m. Se observa que dichos caudales aumentan ligeramente a medida que aumenta la altura de entrada de aire en la chimenea, y aumentan también cuando la irradiancia cambia de 183 W/m^2 a 736 W/m^2 .



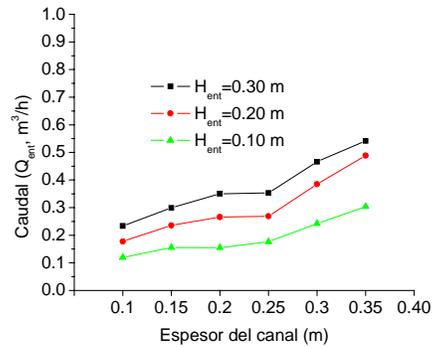
(a) $G_1 = 183$ W/m^2 , $T_a = T_{ext} = 20$ $^{\circ}C$ (293 K)



(b) $G_1 = 183$ W/m^2 , $T_a = T_{ext} = 35$ $^{\circ}C$ (308 K)



(c) $G_2 = 736$ W/m^2 , $T_a = T_{ext} = 20$ $^{\circ}C$ (293 K)



(d) $G_2 = 736$ W/m^2 , $T_a = T_{ext} = 35$ $^{\circ}C$ (308 K)

Figura 6-13. Variación del caudal de aire de entrada a la chimenea solar vs el tamaño del canal.

Los caudales en las Figuras 6-13 a-d, se pueden expresar como función de la altura (H_{ent}), y del ancho del canal (x). Las correlaciones correspondientes son las siguientes.

$$(a) \quad Q_{ent} = 45.54 H_{ent}^{1.06} x^3 - (26.22 H_{ent} - 0.34)x^2 + 5.49 H_{ent}^{0.93} x + 0.021 H_{ent} - 0.003 \quad (6-10)$$

$$(b) \quad Q_{ent} = 43.55 H_{ent}^{0.91} x^3 - (27.58 H_{ent} + 0.37)x^2 + 5.48 H_{ent}^{0.85} x + 0.021 H_{ent} - 0.007 \quad (6-11)$$

$$(c) \quad \begin{aligned} Q_{ent} = & (1167 H_{ent}^2 - 327 H_{ent} + 79)x^3 - (786 H_{ent}^2 - 232.1 H_{ent} + 52.5)x^2 + \\ & (159.2 H_{ent}^2 - 46.7 H_{ent} + 11)x - 10 H_{ent}^2 + 3.5 H_{ent} - 0.6 \end{aligned} \quad (6-12)$$

$$(d) \quad \begin{aligned} Q_{ent} = & (-1516.3 H_{ent}^2 + 654.2 H_{ent} - 33.3)x^3 + (863.9 H_{ent}^2 - 381.1 H_{ent} + 20.8)x^2 + \\ & (-161.2 H_{ent}^2 + 75 H_{ent} - 4.1)x + 8.9 H_{ent}^2 - 3.8 H_{ent} + 0.30 \end{aligned} \quad (6-13)$$

6.3 Transferencia de calor conjugada con convección forzada.

Los parámetros geométricos y meteorológicos fijos que se utilizaron en la presente simulación para la chimenea solar son los mismos que se mostraron en la Tabla 6-1, para una altura de la entrada del aire fija ($H_{ent}=0.30$ m).

Los números de la simulación correspondiente a los parámetros variables se muestran en la Tabla D-3 del Apéndice D.

De forma similar, como para el caso del estudio en convección natural, las temperaturas exterior y del aire a la entrada en la chimenea fueron $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ (293 K y 308 K). Se usaron dos valores de Irradiancia, $G_1= 183\text{ W/m}^2$ y $G_2= 736\text{ W/m}^2$, y se usaron ocho números de Reynolds, 100, 500, 1 000, 3 000, 5 000, 7 500, 10 000 y 20 000, los cuales corresponden a las velocidades aproximadas de entrada de 0.005, 0.02, 0.05, 0.15, 0.26, 0.39, 0.52 y 1.05 m/s.

6.3.1 Resultados para la variación de parámetros considerando convección forzada

Como resultados se presentan las líneas de corriente como función del número de Reynolds, se muestran los perfiles de velocidad del aire dentro del canal de la chimenea a diferentes alturas, la variación del caudal de entrada en la chimenea, y la eficiencia del sistema. También se muestran las isotermas en toda la chimenea, los perfiles de temperaturas del aire en el canal a diferentes alturas, las temperaturas promedios para la cubierta de vidrio, y para el muro de hormigón. Por último, se muestran los coeficientes de transferencia de calor convectivo y radiativo promedios.

6.3.2 Líneas de corriente en el canal de aire de la chimenea solar.

En la Figura 6-14 se muestran las líneas de corriente para el canal de la chimenea en convección forzada, sólo para seis casos: (a) $Re=1000$, (b) $Re=3000$, (c) $Re=5000$, (d) $Re=7500$, (e) $Re=10000$, y (f) $Re=20000$. Los casos para $Re=100$ y $Re=500$, son muy similares al caso $Re=1000$. En las seis figuras se mantiene una altura de entrada fija ($H_{ent}=0.30$ m), un ancho de canal de aire de 0.35 m, una irradiancia $G_1=183\text{ W/m}^2$, y una temperatura $T_a=T_{ext}= 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ (293 K).

La entrada de aire en la chimenea se encuentra en la parte inferior derecha, y la salida en la parte superior del canal de la chimenea. Se observa la formación de un vórtice justo arriba de la entrada, provocando la recirculación del fluido. El tamaño y la forma del vórtice cambian a medida que aumenta el número de Reynolds. Para números de Reynolds bajos la forma del vórtice es alargada, y cambia a una forma casi circular cuando se aumenta el número de Reynolds. En

este último caso, el centro de rotación del vórtice se mueve cada vez más hacia la parte inferior.

Otro efecto que puede observarse en el vórtice que se forma arriba de la entrada del aire en la chimenea es, que cuando el ancho del canal disminuye manteniendo constante el Re , el vórtice tiene a disminuir, en la Figura 6-15 se muestra este efecto, se mantiene constante la irradiancia $G_1=183 \text{ W/m}^2$, las temperaturas $T_a=T_{\text{ext}}= 20 \text{ }^\circ\text{C}$ (293 K), la altura de la entrada $H_{\text{ent}}=0.30 \text{ m}$, y un $Re= 5000$.

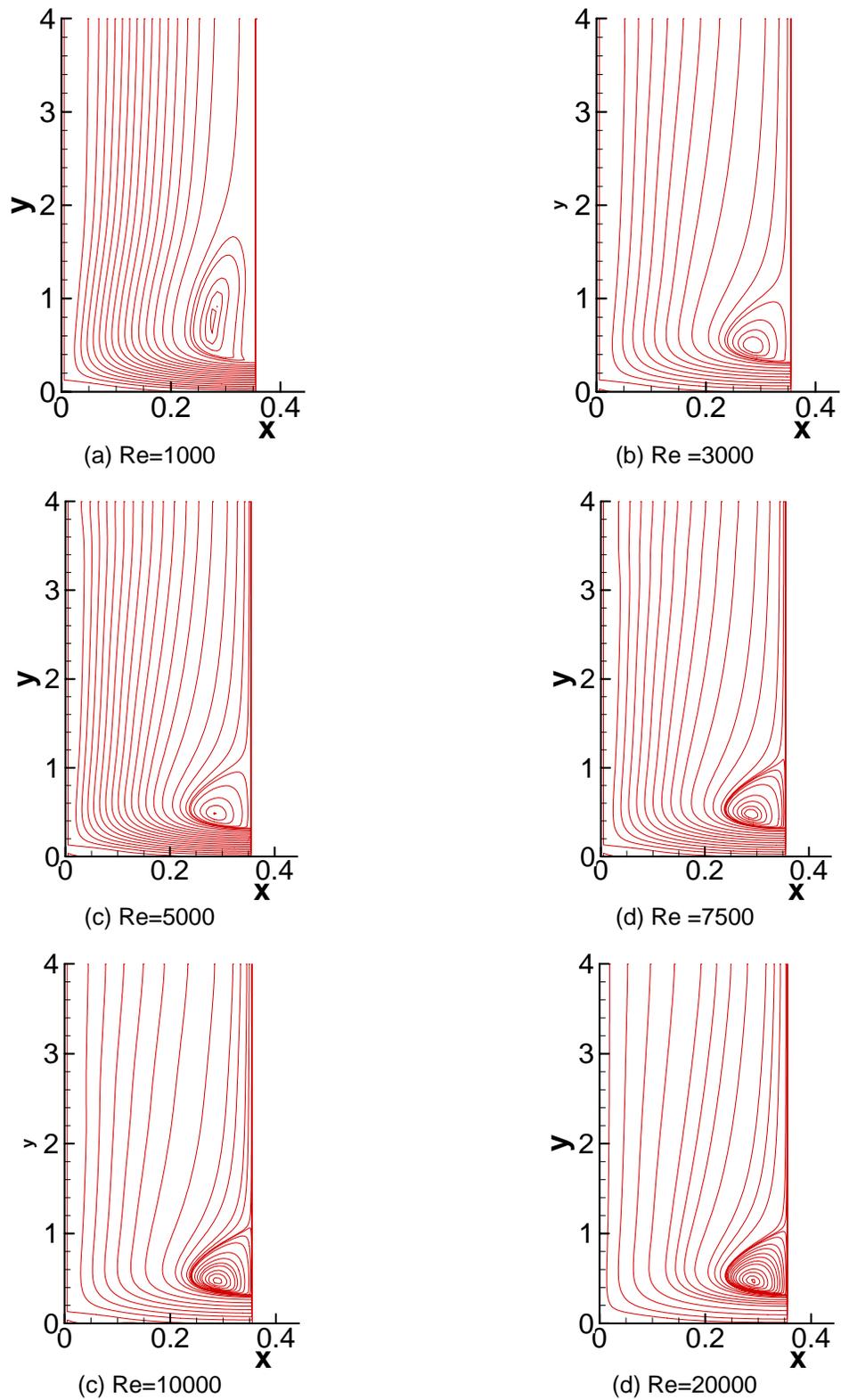


Figura 6-14. Líneas de corriente en el canal de la chimenea solar, $H_{ent}=0.30$ m, $H_x=0.35$ m, para $G_1=183$ W/m², $T_a=T_{ext}=20$ °C (293 K) y diferentes números de Reynolds.

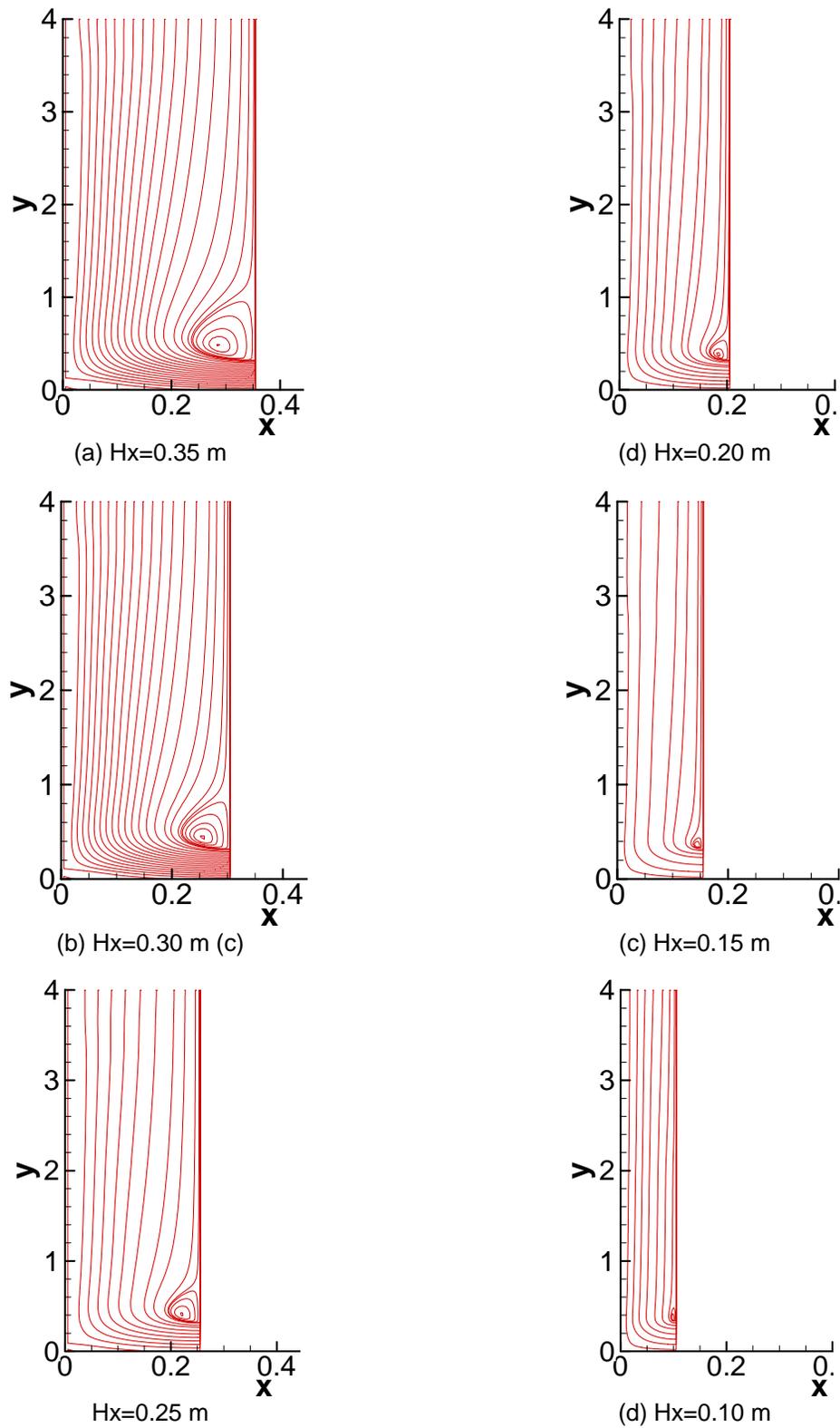


Figura 6-15. Líneas de corriente en el canal de la chimenea solar, para $H_{ent}=0.30$ m, $Re= 5000$, $G_1=183$ W/m², $T_a=T_{ext}= 20$ °C (293 K) y diferentes anchos del canal de aire.

6.3.3 Variación de la componente de velocidad “v” con la altura de la chimenea solar.

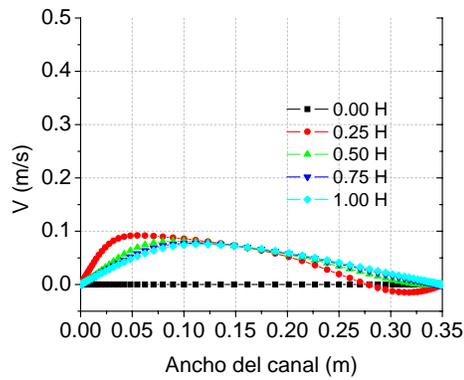
En la Figura 6-16 se muestran seis esquemas en los cuales se representa la variación de la velocidad del aire “v” en el canal, para un mismo ancho de 0.35 m. Los cinco perfiles de velocidades en cada uno de los seis esquemas, corresponden a cinco alturas del canal de la chimenea, los cuales se representan como: 0.0 H, 0.25 H, 0.5 H, 0.75 H, y 1.0H. Donde H representa la altura máxima del canal, la cual se consideró fija de 4.0 m.

Los valores de los números de Reynolds correspondientes son: (a) $Re=1000$, (b) $Re=3000$, (c) $Re=5000$, (d) $Re=7500$, (e) $Re=10000$, y (f) $Re=20000$.

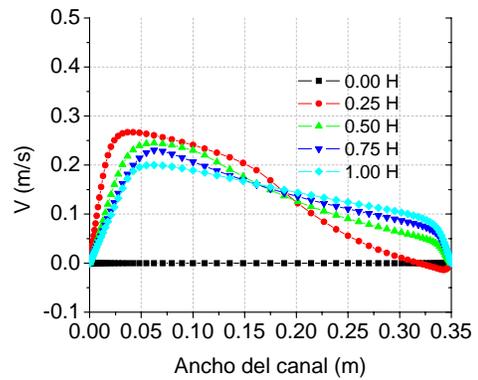
Los valores de la irradiancia y de la temperatura, bajo las cuales se realizó la simulación numérica, son: Irradiancia $G_1=183 \text{ W/m}^2$, $T_a=20 \text{ }^\circ\text{C}$ (293 K). En todos los casos se mantuvo una misma altura de entrada de aire (0.30 m), y se consideró que la temperatura ambiente es la misma que la temperatura exterior, y por consiguiente la misma que la temperatura de entrada del aire.

Se mantiene la misma escala en los seis esquemas con la finalidad de comparar cualitativamente la magnitud de las velocidades para cada caso. Se observa en los seis esquemas que la velocidad cercana a la cubierta de vidrio (lado izquierdo) a una cuarta parte de la altura (0.25 H), es mayor, ello como consecuencia de que se suministra un flujo forzado en la parte inferior del lado derecho de la chimenea. A medida que se incrementa el Re , la magnitud de las velocidades cercanas a la cubierta de vidrio (lado izquierdo) es mayor en todos los perfiles, lo cual no es muy conveniente, ya que se espera que la superficie más caliente sea la derecha (muro de hormigón), de donde el fluido debe tomar la energía con mayor intensidad. De lo anterior, se deduce que la orientación del aire forzado de entrada en una chimenea es de vital importancia, y se recomienda una geometría de tal forma que dirija el fluido hacia la superficie caliente, o en su defecto, una entrada en la parte horizontal inferior.

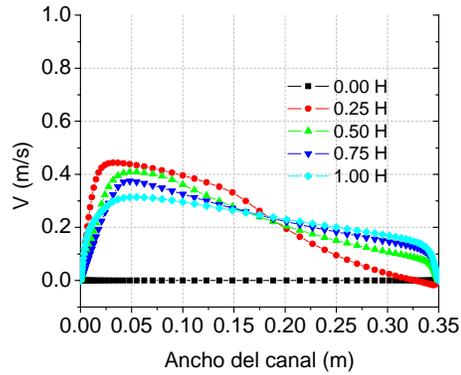
En la Figura 6-17 se muestran otros seis esquemas en los cuales también se representa la variación de la velocidad del aire “v” en el canal, pero ahora como función de su ancho. Se mantiene fijo el número de Reynolds ($Re=5000$) y se usan los mismos valores para la irradiancia, la temperatura y la altura de la entrada de aire, $G_1=183 \text{ W/m}^2$, $T_a=20 \text{ }^\circ\text{C}$ (293 K), y 0.30 m, respectivamente. Se observa como aumenta la magnitud de los perfiles a medida que varía el ancho de 0.35 m a 0.10 m, y similarmente al caso anterior, las magnitudes máximas de las velocidades se encuentran cercanas a la superficie izquierda, donde se localiza la cubierta de vidrio. Los valores aproximados de las velocidades máximas a la salida (1.0 H), para un ancho del canal de 0.35 m son de 0.4 m/s, y aumentan a 1.1 m/s cuando el canal se reduce a 0.10 m.



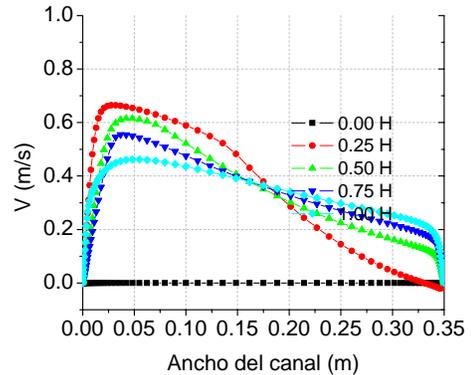
(a) Re=1000



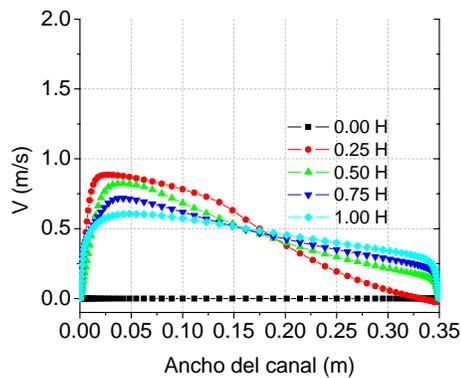
(b) Re =3000



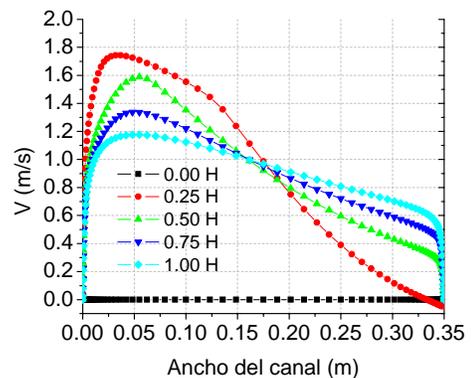
(c) Re=5000



(d) Re =7500



(c) Re=10000



(d) Re=20000

Figura 6-16. Velocidad "v" a cuatro alturas del canal de la chimenea solar para seis números de Reynolds, ($T_a=20\text{ }^\circ\text{C}$, $H_{ent}=0.30\text{ m}$, $H_x=0.35\text{ m}$, $G_1=183\text{ W/m}^2$).

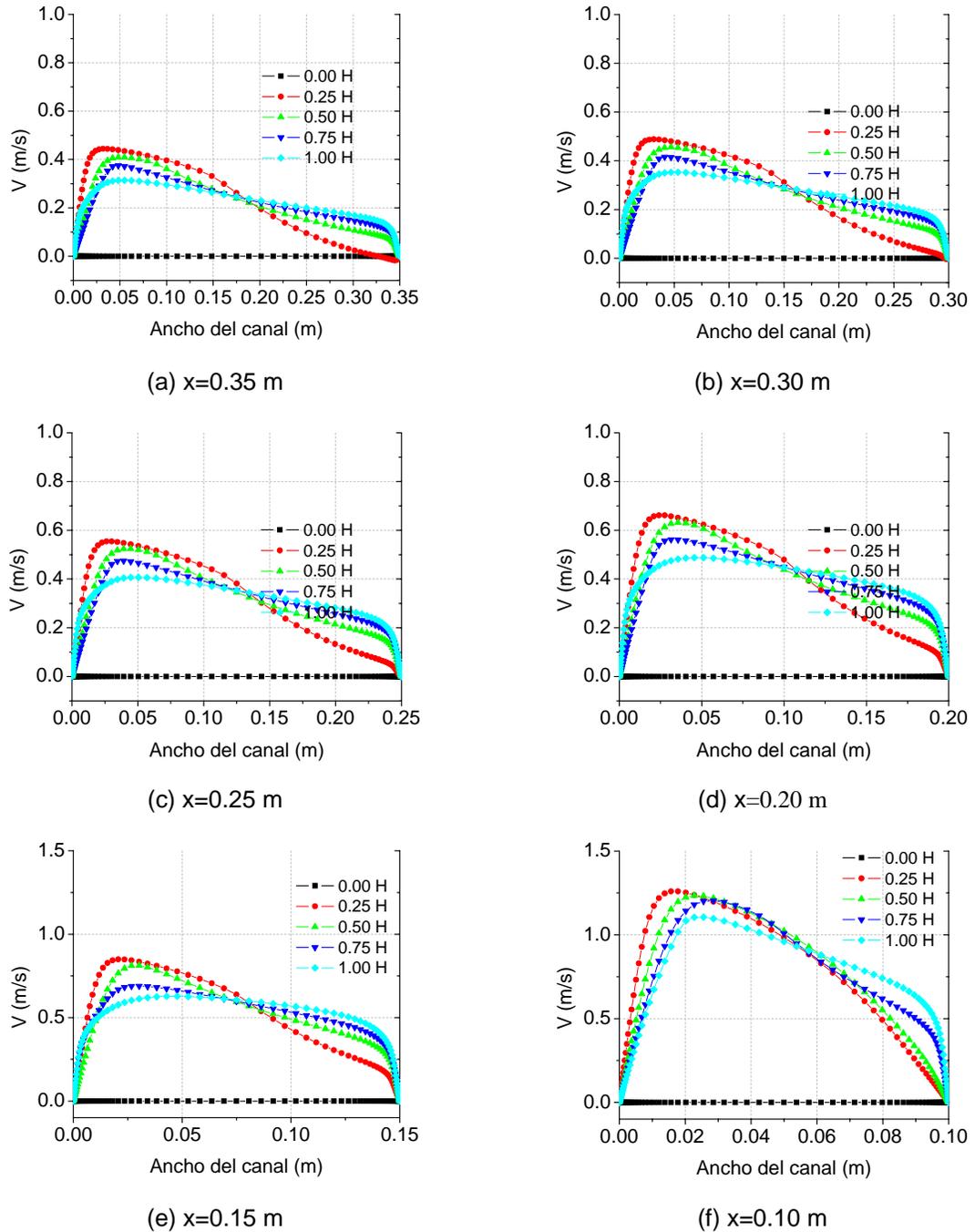


Figura 6-17. Velocidad “v” a cuatro alturas del canal de la chimenea solar vs el ancho del canal ($Re=5000$, $T_a=20$ °C, $H_{ent}=0.30$ m, $H_x=0.35$ m, $G_1=183$ W/m²).

6.3.4 Isotermas en el sistema de la chimenea solar.

En la Figura 6-18 se muestran las isotermas para el sistema completo, esto es, la cubierta de vidrio en el lado izquierdo, el canal de aire en la parte central, y el muro de hormigón en el lado derecho de cada figura. En la parte inferior derecha se localiza la entrada de aire, la cual se mantiene constante, $H_{ent}=0.30$ m, también se mantiene constante el ancho del canal, $H_x=0.35$ m, la irradiancia $G_1=183$ W/m², y las temperaturas, $T_a=T_{ext}=20$ °C (293 K). Se muestran seis figuras, las cuales corresponden a los seis números de Reynolds, bajo los cuales se realizaron las simulaciones numéricas, $Re=1000$, $Re=3000$, $Re=5000$, $Re=7500$, $Re=10000$, y $Re=20000$. Se observa que a medida que aumenta el Re , la magnitud de las temperaturas en el sistema disminuye, como consecuencia de un flujo mayor de aire y una remoción de calor mayor.

Para las mismas condiciones, pero a cuatro alturas diferentes en el canal de la chimenea (0.25 H, 0.5 H, 0.75 H, y 1.0 H), se muestran los perfiles de temperatura del aire, Figura 6-18. Se observa que las máximas temperaturas del aire en el lado derecho de la Figura 6-18 (a) $Re=1000$, son de aproximadamente 310 K, y que estas temperaturas disminuyen a 304 K, aproximadamente, cuando el número de Reynolds aumenta a 20000, Figura 6-19 (f), como consecuencia de que pasa mayor cantidad de fluido.

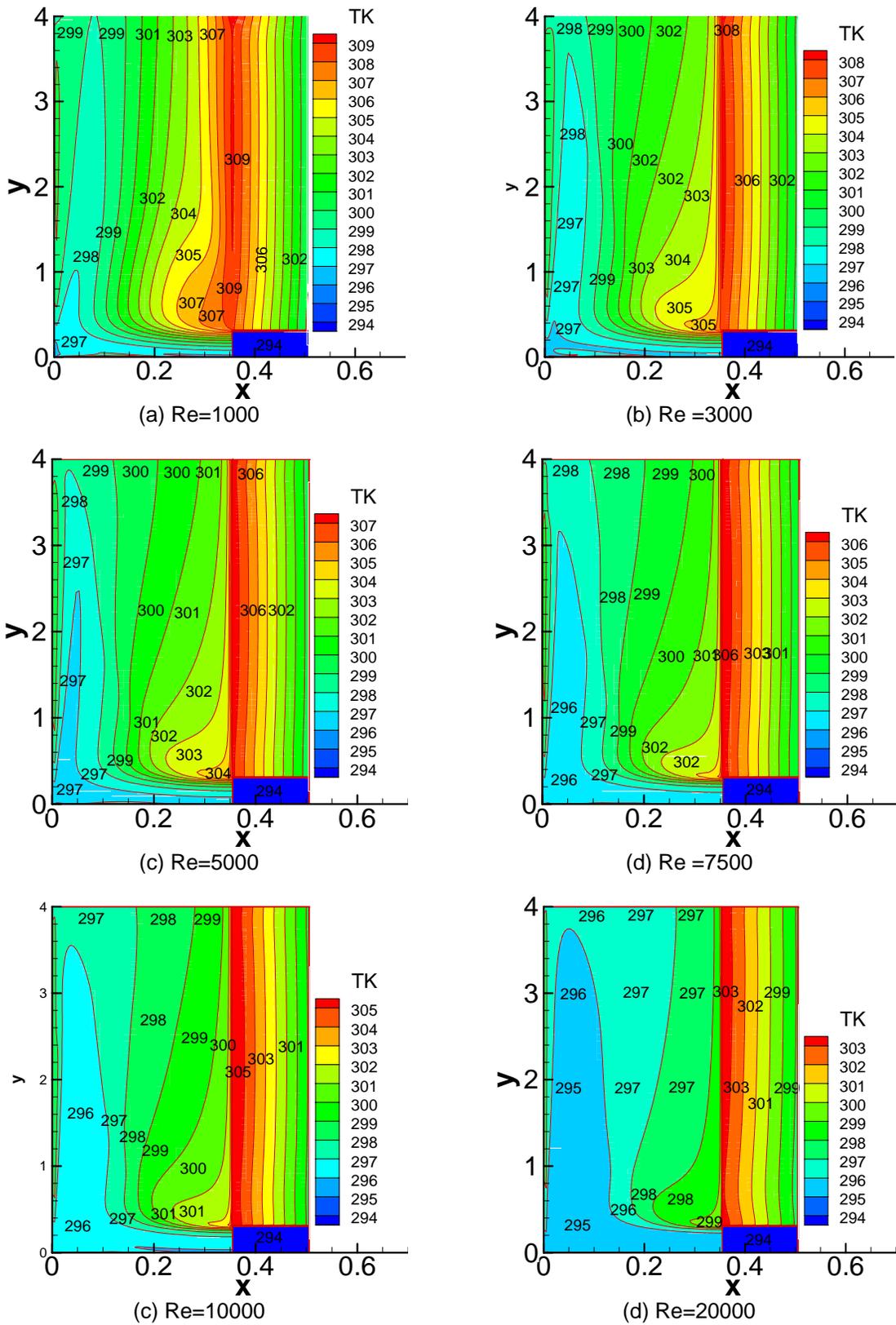
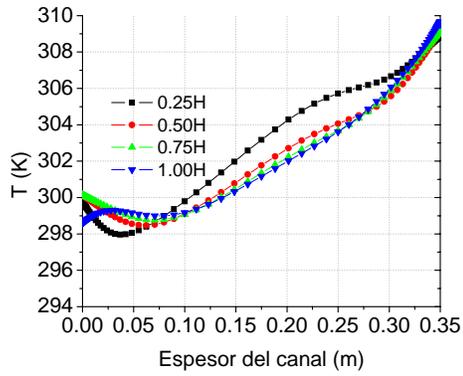
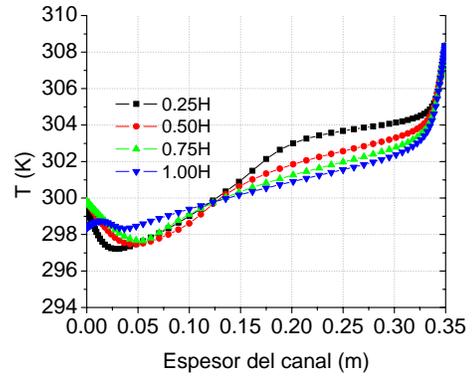


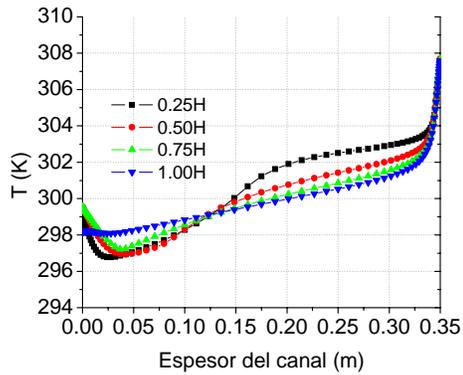
Figura 6-18. Isothermas en el sistema de la chimenea solar, $H_{ent}=0.30$ m, $H_x=0.35$ m, para $G_1=183$ W/m^2 , $T_a=T_{ext}=20$ °C (293 K) y diferentes números de Reynolds.



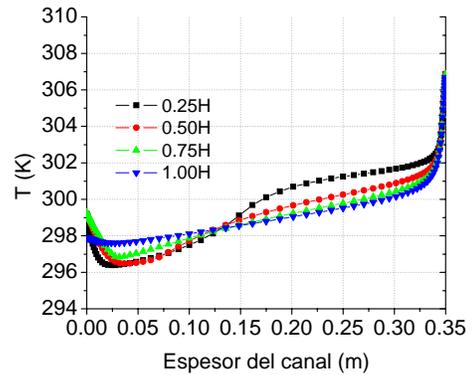
(a) Re=1000



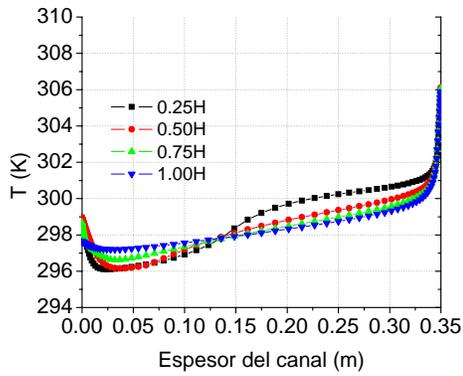
(b) Re =3000



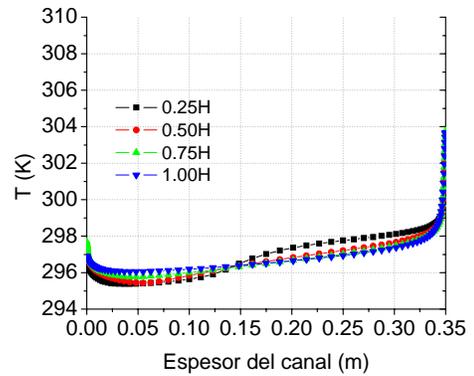
(c) Re=5000



(d) Re =7500



(e) Re=10000



(f) Re=20000

Figura 6-19. Isothermas en el sistema de la chimenea solar, a cuatro alturas del canal, $H_{ent}=0.30$ m, $H_x = 0.35$ m, para $G_1=183$ W/m², $T_a=T_{ext}= 20$ °C (293 K) y diferentes números de Reynolds.

En la Figura 6-20, se muestran las isotermas del sistema completo de la chimenea, para cuatro casos de interés particular. Se mantiene un número de Reynolds fijo ($Re=10000$), una altura de entrada fija ($H_{ent}=0.30$ m), un ancho del canal de aire fijo ($H_x=0.35$ m), y se varían tanto la temperatura del aire a la entrada, la temperatura exterior, y la irradiancia. Se muestran los campos de temperatura en los distintos elementos de la chimenea, y se observa que a medida que aumentan las temperaturas ambiente y exterior, así como la irradiancia, aumenta todo el campo de temperaturas. Justo arriba de la entrada de aire en cada figura se sigue observando una zona de mayor temperatura en el aire del canal, esto se debe a que queda atrapado una cantidad de fluido debido a la formación de vórtices que se ya han mencionó.

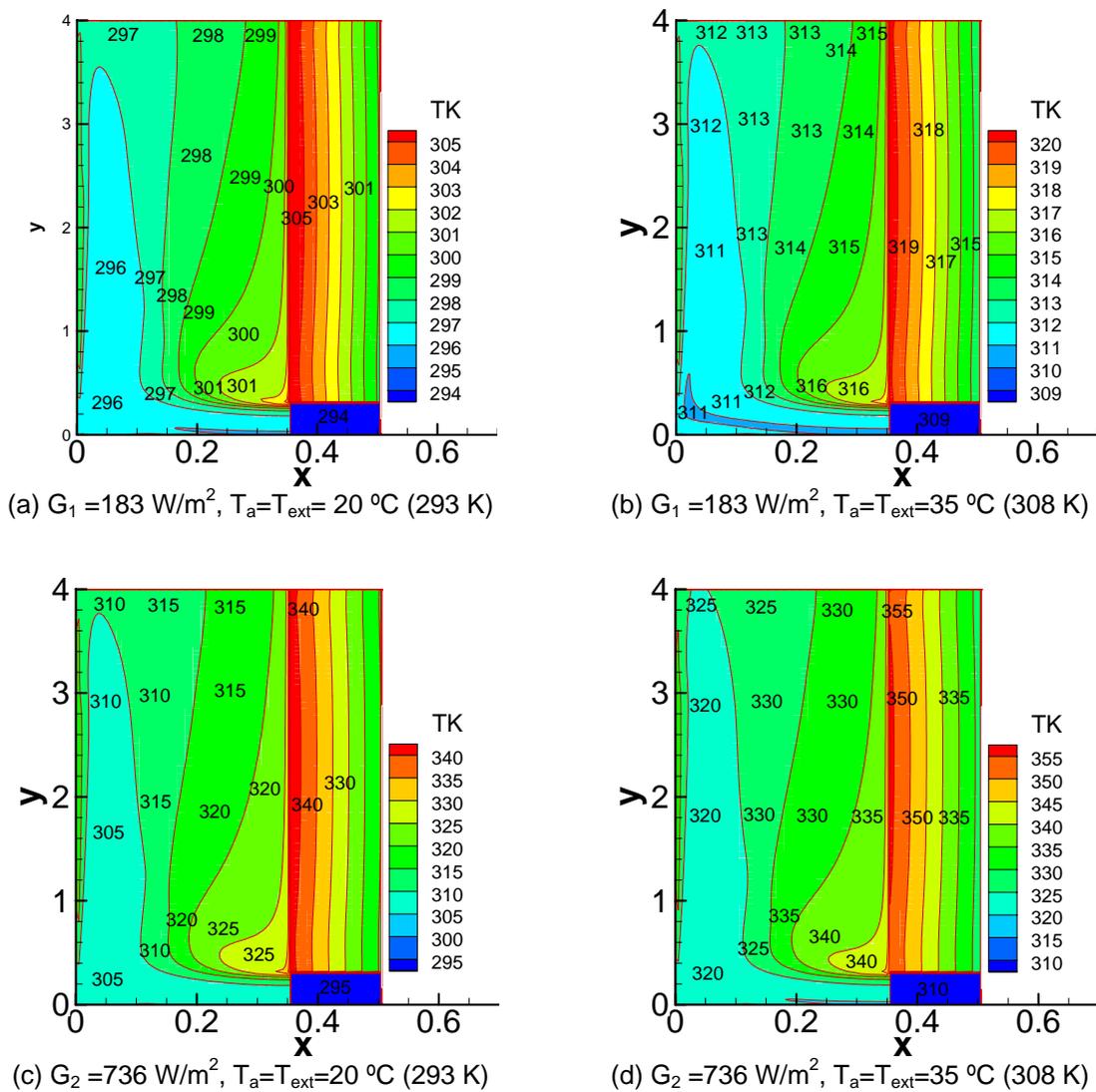


Figura 6-20. Isotermas en el sistema de la chimenea solar, para una altura fija de entrada del aire $H_{ent}=0.30$ m, un ancho fijo del canal $H_x=0.35$ m, diferentes temperaturas e irradiancias, y un $Re=10000$.

6.3.5 Temperatura promedio en el vidrio.

En la Figura 6-21 (a) se muestran los perfiles de temperatura promedio en el vidrio como función de los diferentes anchos del canal, para una irradiancia " G_1 " de 183 W/m^2 , una temperatura exterior de $20 \text{ }^\circ\text{C}$ (293 K), una temperatura del aire a la entrada de $20 \text{ }^\circ\text{C}$ (293 K), y para ocho números de Reynolds ($Re=100, 500, 1000, 3000, 5000, 7500, 10000$ y 20000).

Se observa que a medida que se incrementa el ancho del canal (de 0.1 m a 0.35 m), las temperaturas promedios del vidrio se incrementan para todos los casos. Observando incrementos muy ligeros de $0.25 \text{ }^\circ\text{C}$ (K) a $1.25 \text{ }^\circ\text{C}$ (K), para $Re=100$ y $Re=20000$, respectivamente. También puede observarse que las magnitudes de estas curvas varían en forma inversa respecto al número de Reynolds. Lo anterior sucede debido a que, a mayor número de Reynolds tenemos mayor flujo volumétrico de aire a través del sistema, y por lo tanto, mayor es la remoción de energía desde las superficies sólidas.

También se puede observar, que para un mismo ancho de canal (0.10 m) la diferencia de temperaturas entre un $Re=100$ y otro $Re=20000$, es de $3.0 \text{ }^\circ\text{C}$ (K), y para el otro extremo, un mismo ancho de canal (0.35 m) esa diferencia disminuye a $2.0 \text{ }^\circ\text{C}$ (K).

De forma muy similar, pero para una $T_a=T_{\text{ext}}=35 \text{ }^\circ\text{C}$ (308 K), en la Figura 6-21 (b) se muestran los perfiles de temperatura promedios para el vidrio. Se observa que la tendencia de estos perfiles es muy similar al caso anterior, con la diferencia de que la magnitud de las temperaturas aumenta justamente los $15 \text{ }^\circ\text{C}$ (K) que aumentaron la temperatura ambiente y la temperatura exterior.

El mismo efecto se presentó para el caso al aumentar la irradiancia a $G_2 = 736 \text{ W/m}^2$, con la diferencia de que, para un mismo ancho de canal (0.10 m) la diferencia de temperaturas entre un $Re=100$ y otro $Re=20000$, es de $13.0 \text{ }^\circ\text{C}$ (K), y para otro mismo ancho de canal (0.35 m) esa diferencia disminuye a $8.0 \text{ }^\circ\text{C}$ (K), ver Figuras 6-21 (c,d).

Se observa una variación lineal en los perfiles de temperatura correspondientes a números de Reynolds inferiores a 1000 , y una variación exponencial para aquellos correspondientes a números de Reynolds mayores a 5000 , en los cuatro casos. Los perfiles se distorsionan entre esos dos valores de Re , muy probablemente se deba a una transición de cambio de régimen de flujo.

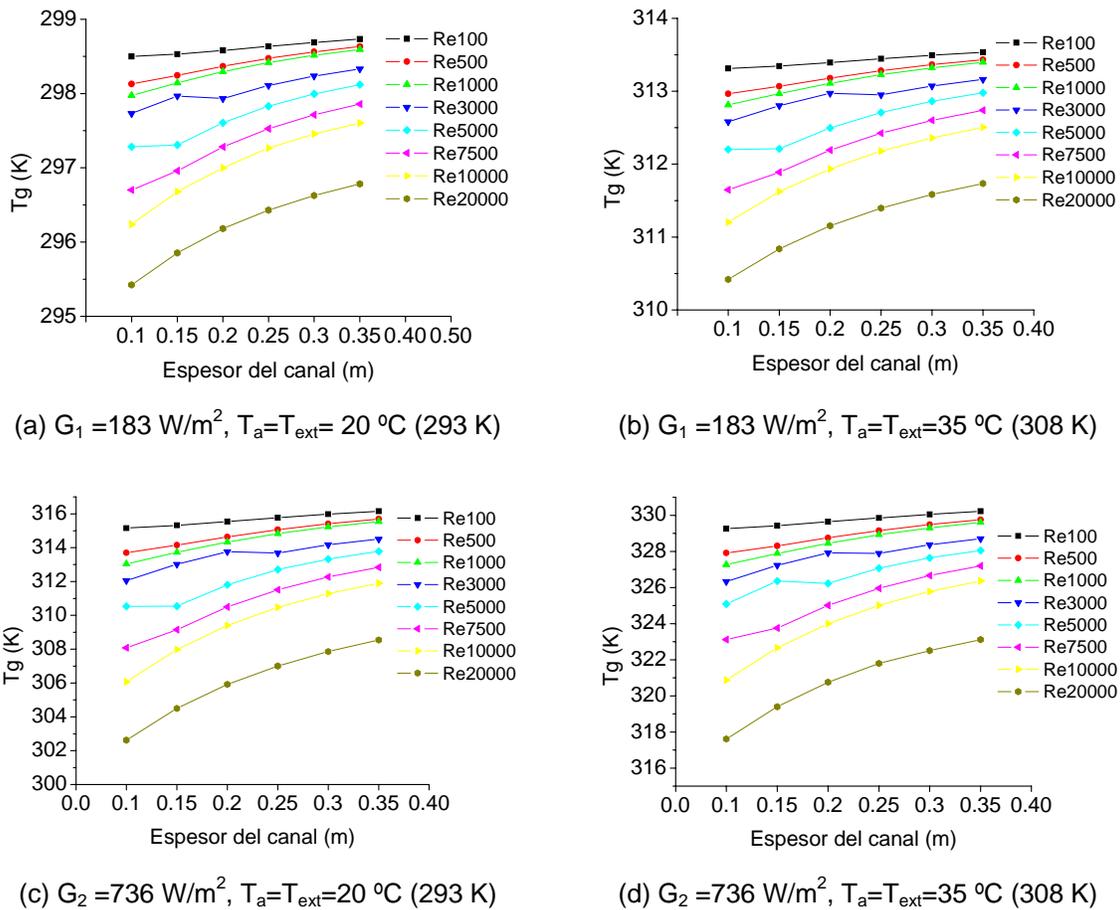


Figura 6-21. Variación de las temperaturas promedio del vidrio vs el tamaño del canal.

6.3.6 Temperatura promedio en el muro de hormigón.

En la Figura 6-22 (a) se muestran los perfiles de temperatura promedio en el muro de hormigón como función del ancho del canal, para una irradiancia “ G_1 ” de 183 W/m^2 , una temperatura exterior de $20 \text{ }^\circ\text{C}$ (293 K), una temperatura del aire a la entrada de $20 \text{ }^\circ\text{C}$ (293 K), y para los distintos números de Reynolds ($\text{Re}=100$ - 20000).

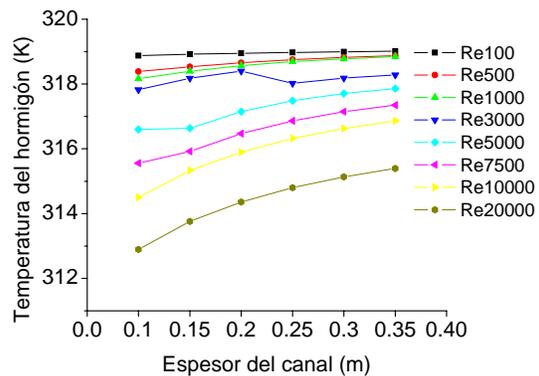
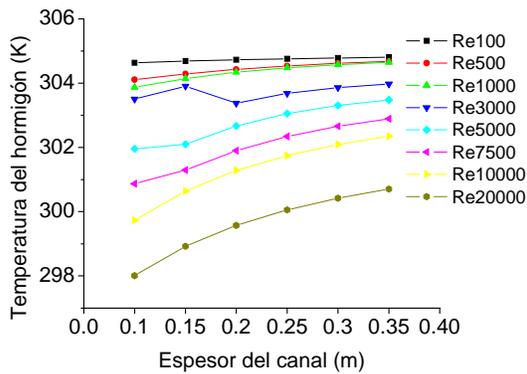
Se observa que a medida que se incrementa el ancho del canal (de 0.1 m a 0.35 m), las temperaturas promedio del hormigón incrementan para todos los casos. Observando incrementos ligeros de $0.5 \text{ }^\circ\text{C}$ (K) a $3.0 \text{ }^\circ\text{C}$ (K), para $\text{Re}=100$ y $\text{Re}=20000$, respectivamente. También puede observarse que las magnitudes de estas curvas varían en forma inversa respecto al el número de Reynolds.

También se puede observar, que para un mismo ancho de canal (0.10 m) la diferencia de temperaturas entre un $\text{Re}=100$ y otro $\text{Re}=20000$, es de $7.0 \text{ }^\circ\text{C}$ (K), y

para el otro extremo, un mismo ancho de canal (0.35 m) esa diferencia disminuye a 4.0 °C (K).

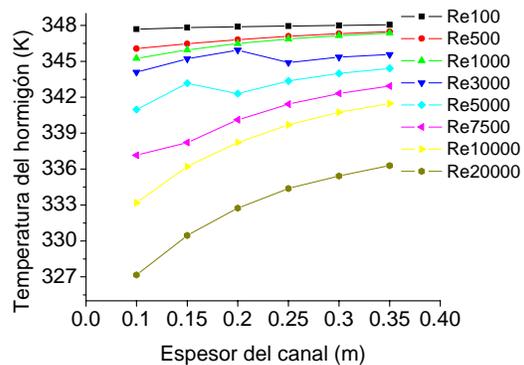
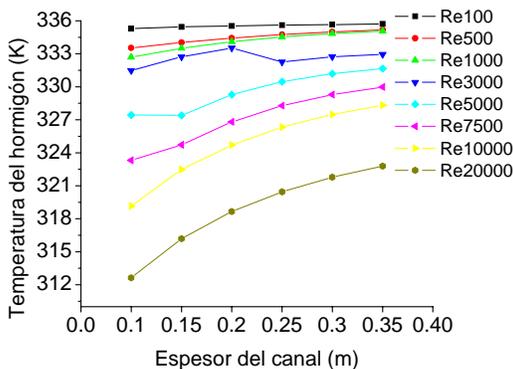
De forma muy similar, pero para una $T_a=T_{ext}=35\text{ °C}$ (308 K), en la Figura 6-22 (b) se muestran los perfiles de temperatura promedio para el muro de hormigón. Se observa que la tendencia de estos perfiles es muy similar al caso anterior, con la diferencia de que la magnitud de las temperaturas aumenta justamente los 15 °C (K) que aumentaron la temperatura ambiente y la temperatura exterior.

El mismo efecto se presentó para el caso de que aumentó la irradiancia a $G_2 = 736\text{ W/m}^2$, con la diferencia de que para un mismo ancho de canal (0.10 m) la diferencia de temperaturas entre un $Re=100$ y otro $Re= 20000$, es de 21.5 °C (K), y para otro mismo ancho de canal (0.35 m) esa diferencia disminuye a 13.0 °C (K), ver Figuras 6-22 (c,d).



(a) $G_1 = 183\text{ W/m}^2$, $T_a=T_{ext}= 20\text{ °C}$ (293 K)

(b) $G_1 = 183\text{ W/m}^2$, $T_a=T_{ext}=35\text{ °C}$ (308 K)



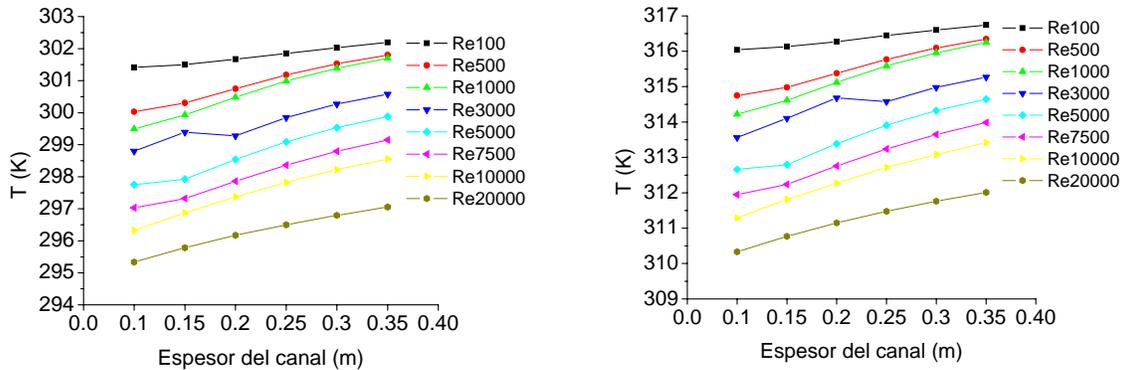
(c) $G_2 = 736\text{ W/m}^2$, $T_a=T_{ext}=20\text{ °C}$ (293 K)

(d) $G_2 = 736\text{ W/m}^2$, $T_a=T_{ext}=35\text{ °C}$ (308 K)

Figura 6-22. Variación de las temperaturas promedio del hormigón vs el ancho del canal.

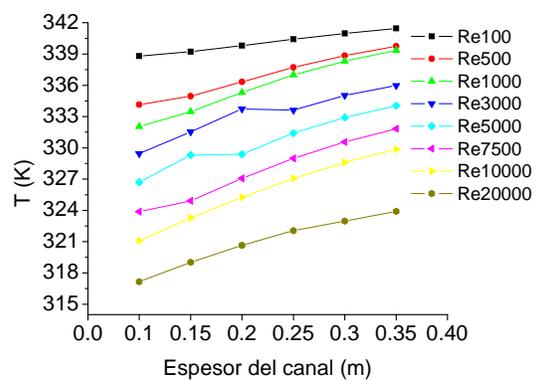
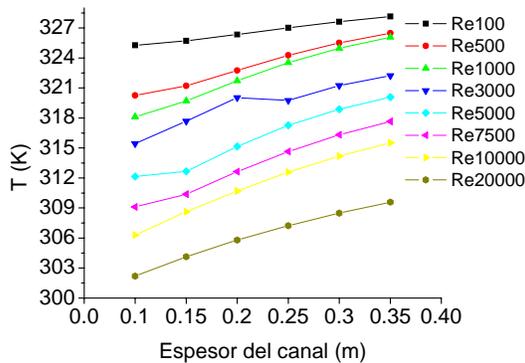
6.3.7 Temperatura promedio del aire en el canal de la chimenea.

Análogamente, pero ahora para el aire en el canal de la chimenea, se presentan los perfiles de las temperaturas promedio, como función del ancho del canal (Figura 6-23 a-d). Se observa un comportamiento similar a aquellos para el vidrio y para el hormigón, con la diferencia principal que las curvas son menos pronunciadas, presentando una variación casi lineal en algunas secciones. Sigue presentándose una variación irregular entre las tendencias para $Re=3000$ y $Re=5000$ en cada figura. Se observan perfiles de temperatura con variación casi lineal, cuando $Re < 3000$, y cambian a una forma ligeramente exponencial cuando $Re > 5000$. Este fenómeno puede atribuirse al cambio repentino de variación lineal a exponencial, y está relacionado a un cambio de régimen de flujo.



(a) $G_1 = 183 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ (293 K)

(b) $G_1 = 183 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ (308 K)



(c) $G_2 = 736 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ (293 K)

(d) $G_2 = 736 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ (308 K)

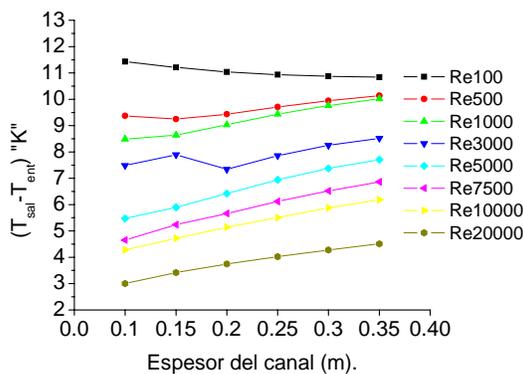
Figura 6-23. Variación de las temperaturas promedio del aire vs el tamaño del canal.

En convección forzada, y para $Re > 5000$, se observa que las tendencias de los perfiles de las temperaturas, en todos los casos, tienden a un valor máximo que se localiza a un ancho $H_x > 0.35$.

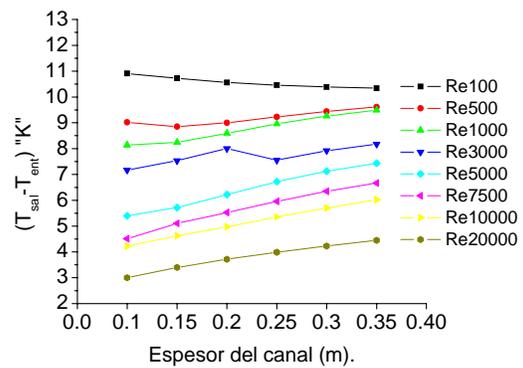
6.3.8 Diferencias de temperaturas promedio del aire a la salida y la entrada ($T_{sal} - T_{ent}$).

En la Figura 6-24 se muestran las diferencias de temperaturas promedio del aire a la salida y a la entrada. Lo anterior como función del ancho del canal de aire para los distintos números de Reynolds. Se observa que a medida que aumenta la irradiancia (de 183 W/m^2 a 736 W/m^2) aumentan considerablemente las diferencias de temperatura, esto es debido a que se suministra mayor cantidad de energía al sistema. Se observa que las diferencias de temperaturas disminuyen para $Re=100$ conforme varía el ancho del canal. Y en todos los otros casos, esas diferencias aumentan.

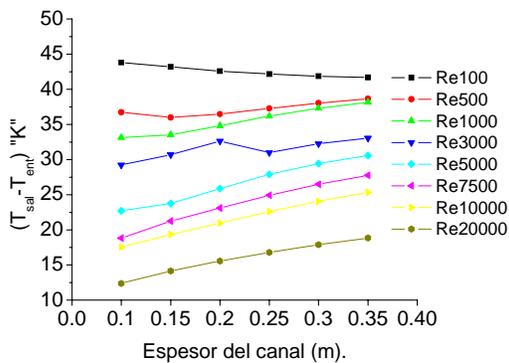
También puede verse que la temperatura ambiente no influye en las diferencias de temperaturas del aire, ya que estos son muy similares, cuando se mantiene una misma irradiancia (183 W/m^2 , Figuras 6-24 a y 6-24 b). Lo mismo sucede para las diferencias de temperaturas que se presentan cuando la irradiancia es (736 W/m^2 , Figuras 6-24 c y 6-24 d).



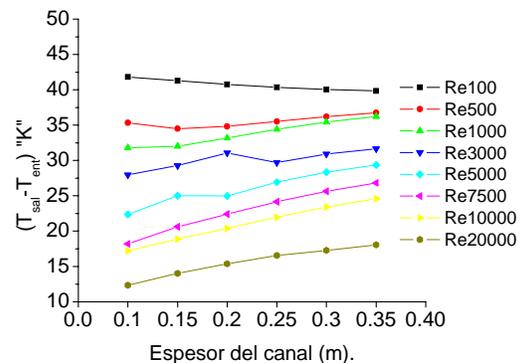
(a) $G_1 = 183 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 20 \text{ °C}$ (293 K)



(b) $G_1 = 183 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 35 \text{ °C}$ (308 K)



(c) $G_2 = 736 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 20 \text{ °C}$ (293 K)



(d) $G_2 = 736 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 35 \text{ °C}$ (308 K)

Figura 6-24. Variación de las diferencias de las temperaturas promedio del aire a la salida y a la entrada vs el tamaño del canal.

6.3.9 Diferencias de temperaturas promedio entre la superficie interior del muro de hormigón y la superficie interior del vidrio.

En la Figura 6-25, se muestran las tendencias para las diferencias de temperaturas entre la superficie interior del muro de hormigón y la superficie interior del vidrio. Se observa que la magnitud de estas diferencias es función del ancho del canal, del número de Reynolds, y de la irradiancia, con la excepción para el caso de $Re=100$, cuya tendencia no depende del ancho del cana, debido al bajo caudal de aire que pasa a través del canal de la chimenea solar.

No se presenta una dependencia de las temperaturas exterior y ambiente. Para las condiciones de los casos (a) y (b), las diferencias máximas son de aproximadamente 4.0-10.0 K, para $Re=100-20000$. Mientras que para los casos (c) y (d) esas diferencias aumentan a 17 y 36 K, respectivamente.

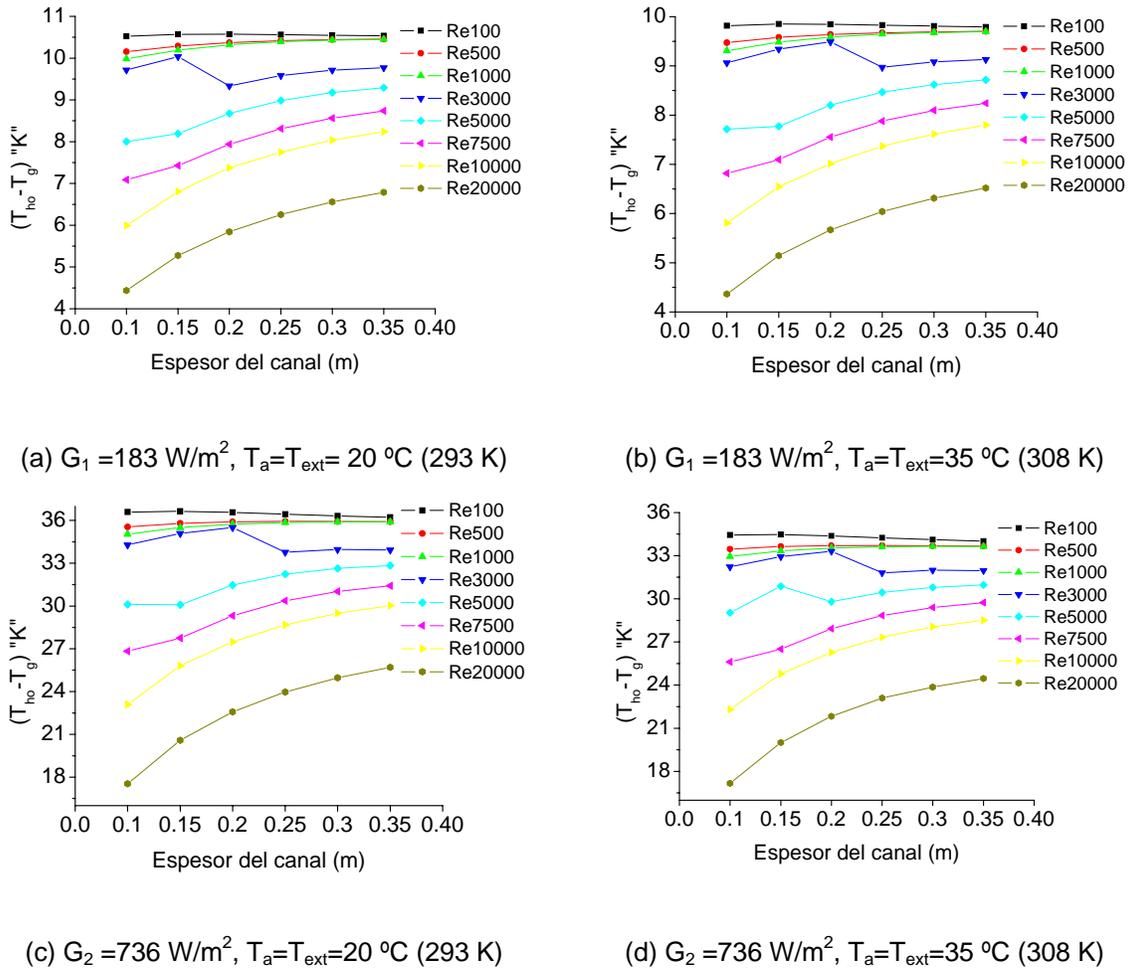
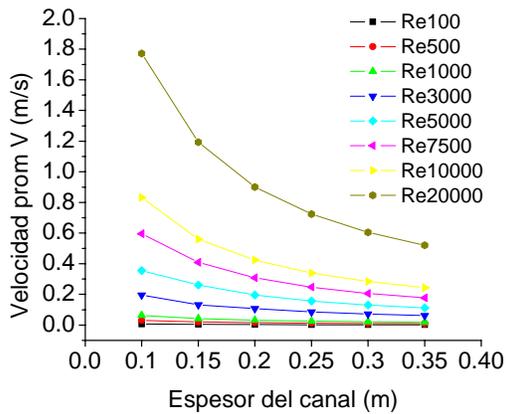


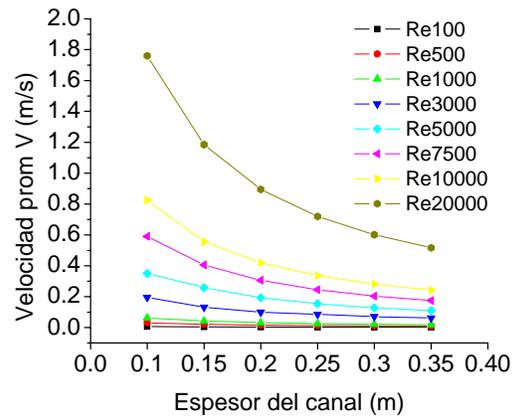
Figura 6-25. Diferencias de las temperaturas promedio entre la superficie interior del muro de hormigón y la superficie interior del vidrio vs el tamaño del canal.

6.3.10 Componente de velocidad promedio “v” dentro del canal de la chimenea.

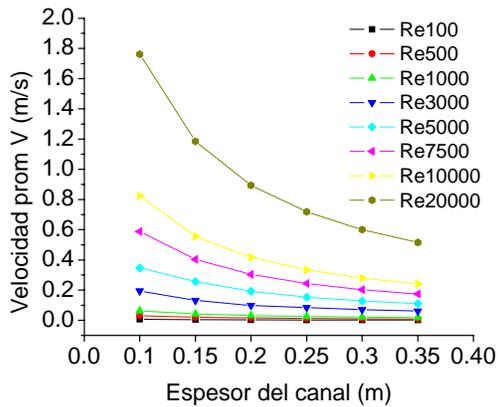
En la Figura 6-26 se muestran los perfiles de velocidad promedio para la componente “v” como función del ancho del canal, y de la irradiancia, para distintos números de Reynolds, y para dos valores de temperaturas ambiente y exterior. Se observa una variación lineal para aquellos perfiles con bajo número de Reynolds ($Re < 1000$), y una variación en forma exponencial para cuando $Re > 3000$. También se observa que sólo existe una dependencia de la magnitud en la velocidad del aire con respecto al ancho del canal y al número de Reynolds. Lo anterior, se debe a que el flujo es puramente forzado.



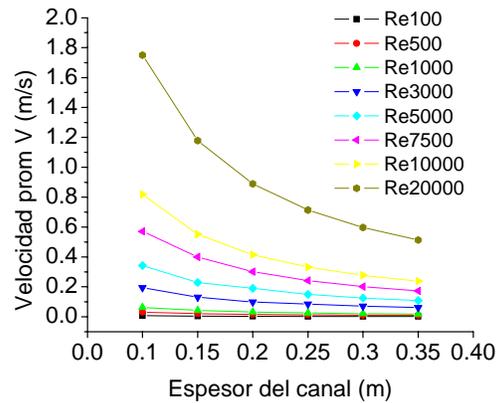
(a) $G_1 = 183 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ (293 K)



(b) $G_1 = 183 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ (308 K)



(c) $G_2 = 736 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ (293 K)



(d) $G_2 = 736 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_{ext} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ (308 K)

Figura 6-26 Componente de velocidad promedio “v” dentro del canal de la chimenea vs el tamaño del canal.

6.3.11 Variación de la componente de velocidad “v” con la altura de la chimenea solar.

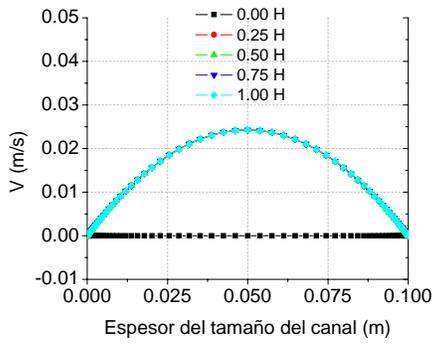
En la Figura 6-27 se muestran los perfiles de la velocidad “v” como función del ancho del canal de aire, para una irradiancia $G_2=736 \text{ W/m}^2$, una temperatura exterior $T_{\text{ext}}=T_a=35 \text{ }^\circ\text{C}$ (308 K), y ocho números de Reynolds (100-20000). Del lado izquierdo, de arriba hacia abajo (Figuras 6-27 a-h), los perfiles de velocidad corresponden a un ancho del canal de 0.10 m, mientras que del lado derecho, de arriba hacia abajo (Figuras 6-27 a'-h'), corresponden a un ancho de 0.35 m.

Aún cuando el ancho del canal de aire de la chimenea solar se varió de 0.10 m a 0.35 m, con incrementos de 0.05 m, únicamente se están presentando los perfiles de velocidad para los dos casos mencionados (0.10 m y 0.35 m), es decir, los anchos mínimo y máximo, entonces, los perfiles de velocidad correspondientes a los valores intermedios del ancho del canal (0.15 m, 0.20 m, 0.25 m, y 0.30 m) estarán dentro de los límites mínimos y máximos presentados.

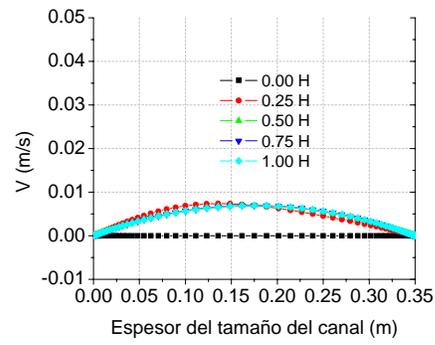
En cada uno de los esquemas se representan cuatro perfiles de velocidad, que corresponden a una cuarta parte de altura (0.25H), a la mitad de la altura (0.5H), a tres cuartas partes de la altura (0.75H) y a la altura total (1.0H), donde $H=4.0 \text{ m}$. Se observan perfiles parabólicos muy similares entre sí, para el caso del primer esquema superior izquierdo, (a) $Re=100$, con sus máximos aproximados de 0.022 m/s, al centro del ancho del canal (0.05 m), y una simetría similar en los cuatro perfiles. En el esquema superior derecho, (a') $Re=100$, lo que marca la diferencia respecto al anterior, es una ligera asimetría en el perfil 0.25H, y una velocidad máxima relativamente pequeña de aproximadamente 0.007 m/s, es decir, se observa que a medida que se incrementa el ancho del canal la velocidad disminuye, lo cual era de esperarse.

Análogamente, para los demás esquemas, se observa que a medida que se incrementa el número de Reynolds, la simetría desaparece, y los valores máximos se incrementan, alcanzando valores máximos a la salida (1.0H) de 3.5 m/s para $Re=20000$, cuando el ancho es 0.10 m, y de 1.2 m/s cuando el ancho es de 0.35 m.

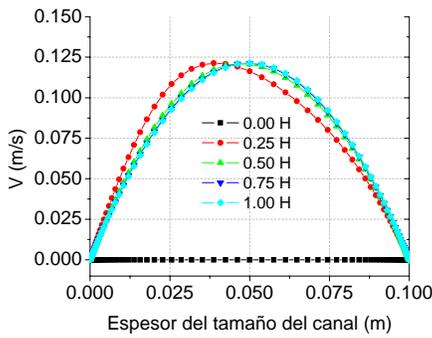
Para todos los casos, los mayores cambios en los perfiles de velocidad se obtienen hasta una altura de 0.75H, posteriormente se observan ligeras variaciones en dichos perfiles, es decir, la altura total de la chimenea ($H=4.0 \text{ m}$), no es todavía suficiente para alcanzar un perfil completamente desarrollado, sin embargo, tampoco es una mala aproximación.



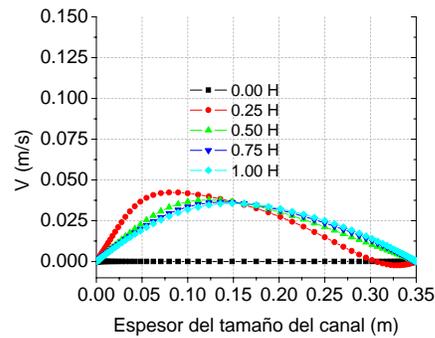
(a) Re=100



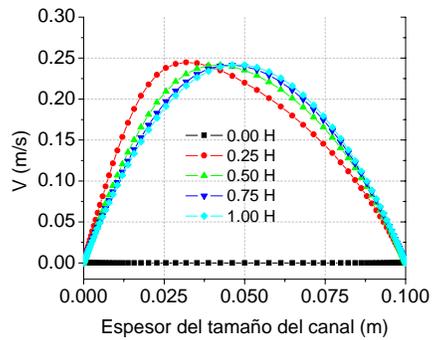
(a') Re=100



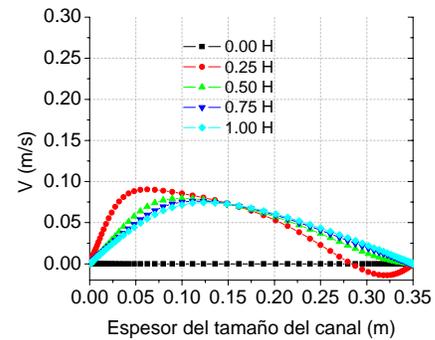
(b) Re=500



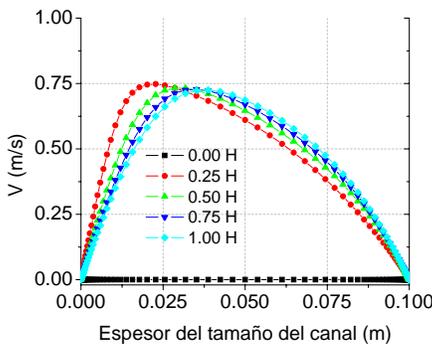
(b') Re=500



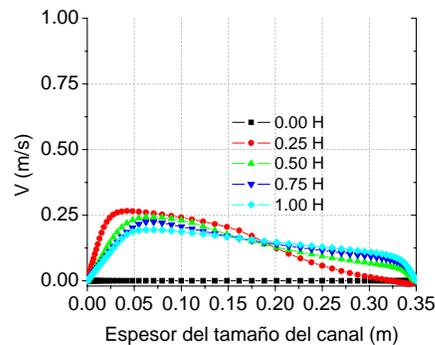
(c) Re=1000



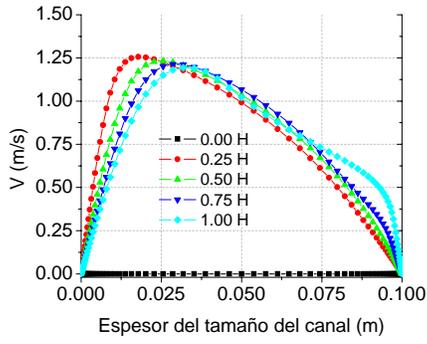
(c') Re=1000



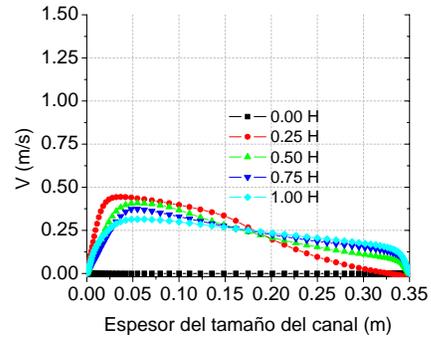
(d) Re=3000



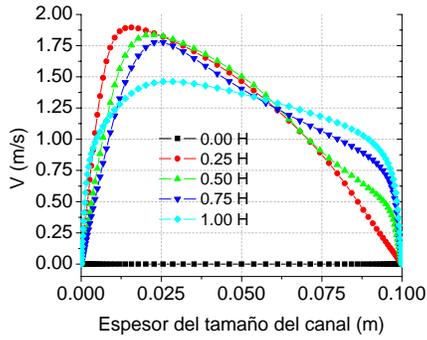
(d') Re=3000



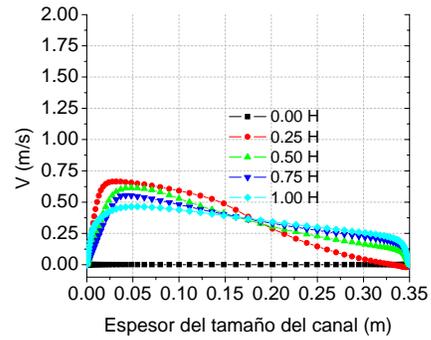
(e) Re=5000



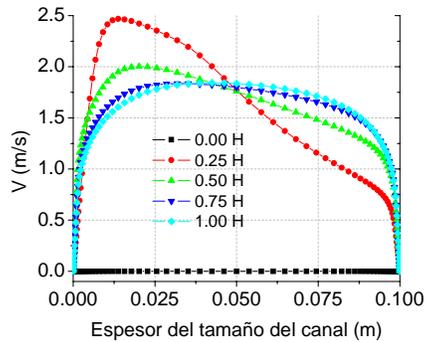
(e') Re=5000



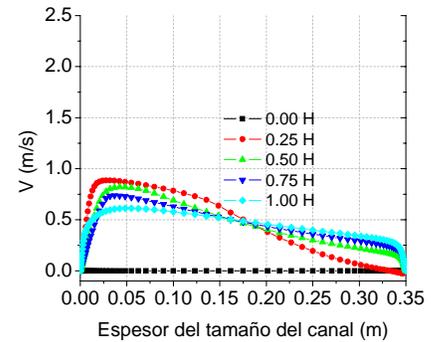
(f) Re=7500



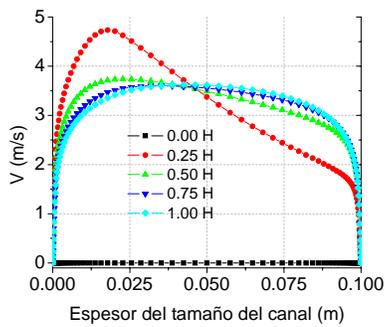
(f') Re=7500



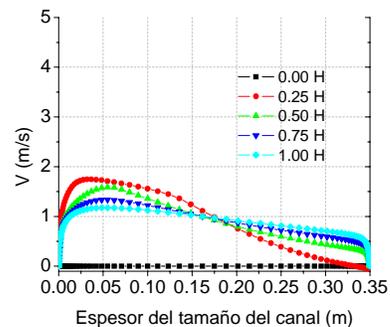
(g) Re=10000



(g') Re=10000



(h) Re=20000



(h') Re=20000

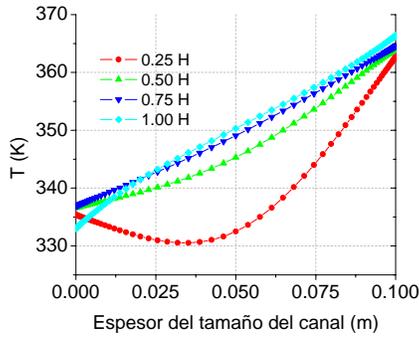
Figura 6-27. Perfiles de velocidad a diferentes alturas para la componente “v” vs el ancho del canal de aire, para $G_2=736 \text{ W/m}^2$, $H_{\text{ent}}=0.30 \text{ m}$, $T_a=35 \text{ }^\circ\text{C}$ (308 K), y $Re=100\text{-}20000$.

6.3.12 Variación de la temperatura del aire en el canal de la chimenea solar respecto a la altura.

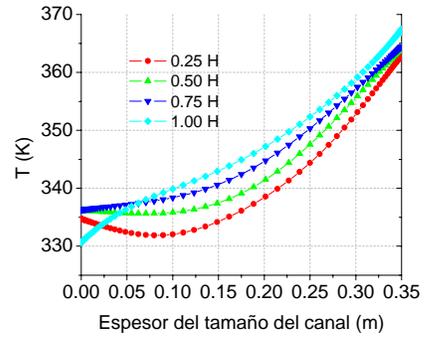
En los esquemas de la Figura 6-28, se muestran los perfiles de temperatura del aire en el canal de la chimenea solar, estos perfiles corresponden a las mismas condiciones que en la sección anterior (6.3.17).

En cada esquema y a cuatro alturas del canal (0.25H, 0.5H, 0.75H y 1.0H) se presentan dichos perfiles, para números de Reynolds desde $Re=100$ hasta $Re=2000$. Se usaron las condiciones que se consideran máximas, una irradiancia $G_2=736 \text{ W/m}^2$, y una temperatura exterior igual a la temperatura ambiente $T_e=T_a=35 \text{ }^\circ\text{C}$ (308 K), y una altura de entrada de aire de 0.30 m. Del lado izquierdo, en cada figura, el ancho del canal de aire es de 0.10 m, que corresponde a la separación entre la cubierta de vidrio y el muro de hormigón. Similarmente, del lado derecho, se muestran los perfiles de temperatura para las mismas alturas para un ancho del canal de aire de 0.35 m. Los perfiles de temperatura para los otros anchos de canal (0.15 m, 0.20 m, 0.25 m y 0.30 m), se encontrarán entre los perfiles mostrados.

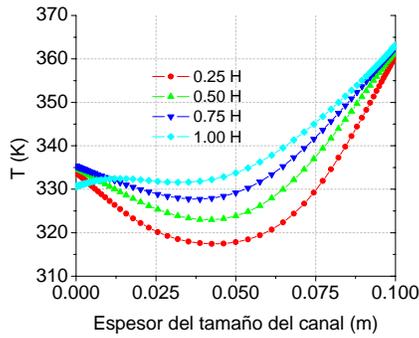
Se observa que a medida que aumenta el número de Reynolds, cambia el tipo de perfil, desde un comportamiento lineal para el caso (a) $Re=100$, hasta un perfil parabólico (h) $Re=20000$. Las máximas temperaturas se localizan en los perfiles a la altura mayor (1.0H) en la mayoría de los casos, con la excepción para aquellos perfiles a 0.25H, cuando el ancho del canal es 0.35 m, como consecuencia del vórtice que se forma justo arriba de la entrada inferior derecha en el canal de la chimenea.



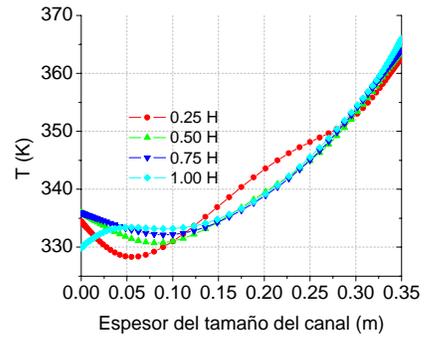
(a) $Re=100$



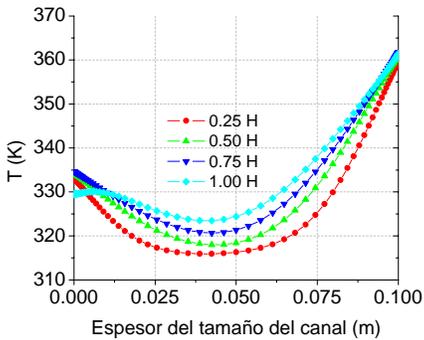
(a') $Re=100$



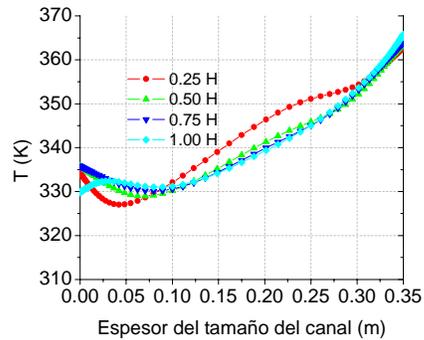
(b) $Re=500$



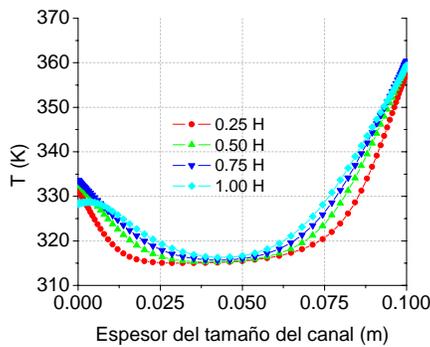
(b') $Re=500$



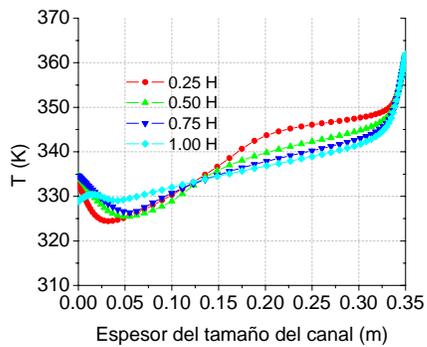
(c) $Re=1000$



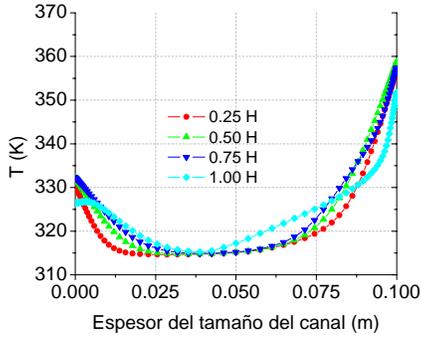
(c') $Re=1000$



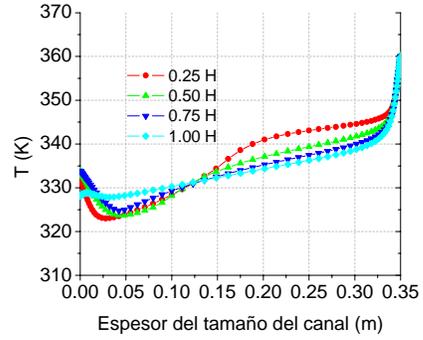
(d) $Re=3000$



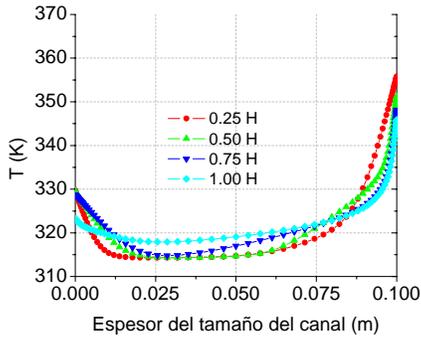
(d') $Re=3000$



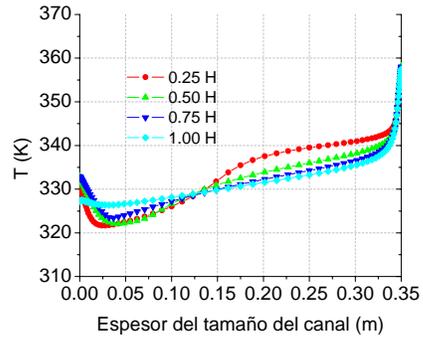
(e) Re=5000



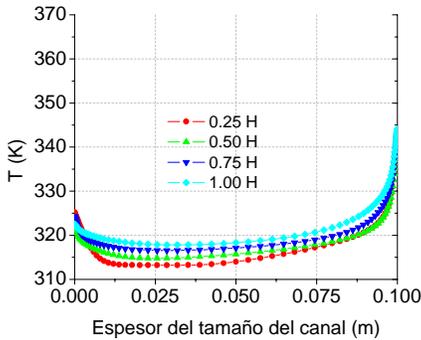
(e') Re=5000



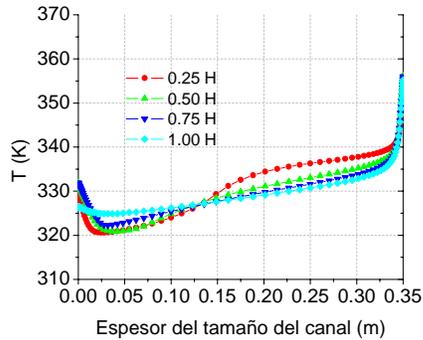
(f) Re=7500



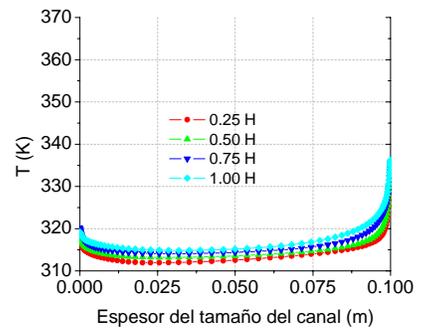
(f') Re=7500



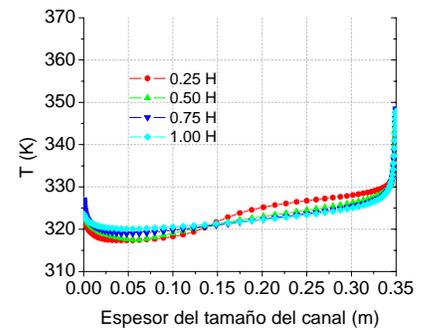
(g) Re=10000



(g') Re=10000



(h) Re=20000



(h') Re=20000

Figura 6-28. Perfiles de temperatura del aire a diferentes alturas en el canal de la chimenea vs el ancho del canal, para $G=736 \text{ W/m}^2$, $H_{\text{ent}}=0.30 \text{ m}$, $T_a=35 \text{ }^\circ\text{C}$ (308 K), y $Re=100\text{-}20000$.

6.3.13 Número de Nusselt convectivo en la superficie interna del muro de hormigón “ $Nu_{ho,conv}$ ” y en la superficie interna del vidrio “ $Nu_{g,conv}$ ”.

Los perfiles del número de Nusselt convectivo en la superficie interior del muro de hormigón “ $Nu_{ho,conv}$ ” y en la superficie interior del vidrio “ $Nu_{g,conv}$ ” se muestran en la Figura 6-29, como función del número de Reynolds, para: (a) $T_a=20\text{ °C}$ (293 K) y $G_1=183\text{ W/m}^2$, (b) $T_a=35\text{ °C}$ (308 K) y $G_1=183\text{ W/m}^2$, (c) $T_a=20\text{ °C}$ (293 K) y $G_2=736\text{ W/m}^2$, (b) $T_a=35\text{ °C}$ (308 K) y $G_2=736\text{ W/m}^2$. Se utiliza un ancho de canal $H_x=0.35\text{ m}$ y una altura de entrada de aire $H_{ent}=0.30\text{ m}$ en los cuatro casos.

En cada uno de los cuatro esquemas se muestran las correlaciones obtenidas como función del Re. Se observa que a medida que aumenta el Re, aumenta la magnitud del coeficiente de transferencia de calor en proporción con la temperatura ambiente, y con la irradiancia principalmente.

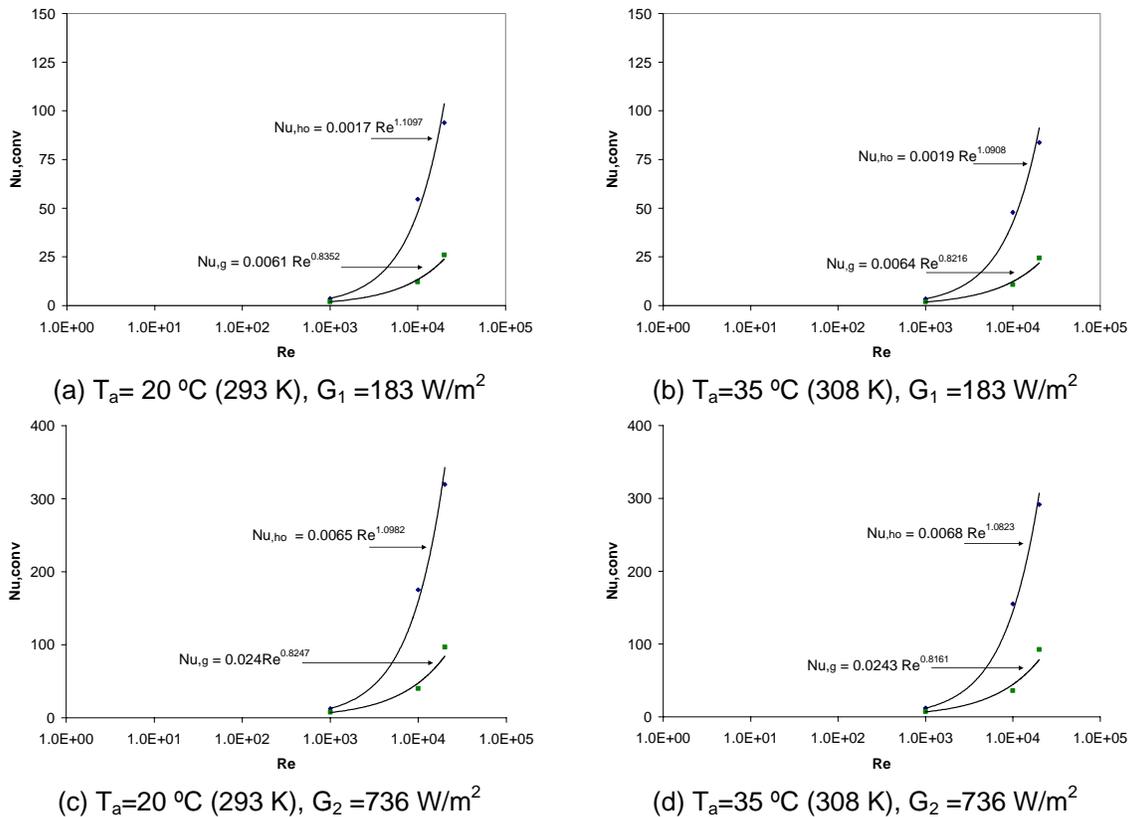
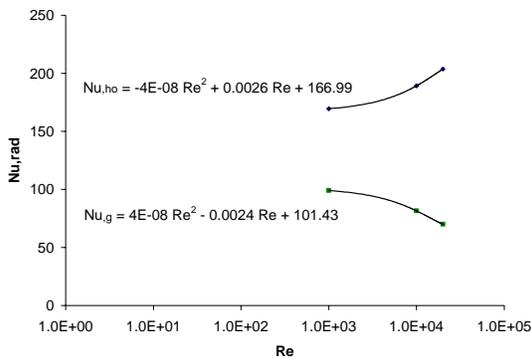


Figura 6-29. Número de Nusselt convectivo, en la superficie interior del muro de hormigón “ $Nu_{ho,conv}$ ” y en la superficie interna del vidrio “ $Nu_{g,conv}$ ”, como función del Re, para $H_x=0.35\text{ m}$.

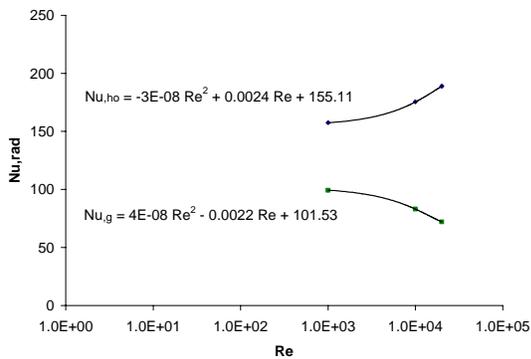
6.3.14 Número de Nusselt radiativo en la superficie interior del muro de hormigón “ $Nu_{ho,rad}$ ” y en la superficie interior del vidrio “ $Nu_{g,rad}$ ”.

En la Figura 6-30 se muestran los perfiles del número de Nusselt radiativo en la superficie interior del muro de hormigón “ $Nu_{ho,rad}$ ” y en la superficie interior del vidrio “ $Nu_{g,rad}$ ” como función del número de Reynolds, para: (a) $T_a=20\text{ }^\circ\text{C}$ (293 K) y $G_1=183\text{ W/m}^2$, (b) $T_a=35\text{ }^\circ\text{C}$ (308 K) y $G_1=183\text{ W/m}^2$, (c) $T_a=20\text{ }^\circ\text{C}$ (293 K) y $G_2=736\text{ W/m}^2$, (d) $T_a=35\text{ }^\circ\text{C}$ (308 K) y $G_2=736\text{ W/m}^2$. Se utiliza un ancho de canal $H_x=0.35\text{ m}$ y una altura de entrada de aire $H_{ent}=0.30\text{ m}$ en los cuatro casos.

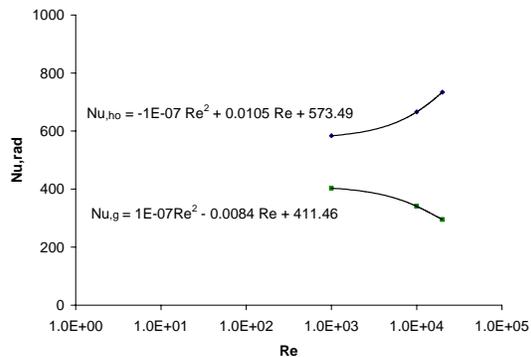
En cada uno de los cuatro esquemas se muestran las correlaciones obtenidas como función del Re (1000-20000). Se observa que a medida que aumenta el Re, aumenta la magnitud del coeficiente de transferencia de calor radiativo en la superficie del muro de hormigón (superficie caliente), y disminuye para el coeficiente de transferencia de calor radiativo en la superficie interna del vidrio.



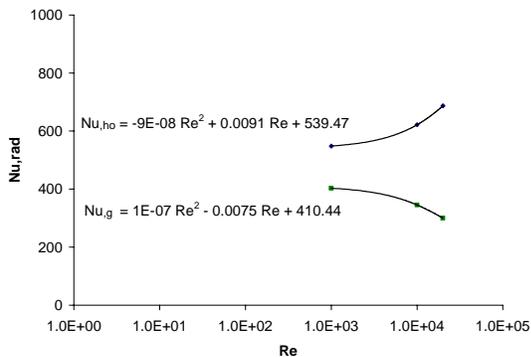
(a) $G_1 = 183\text{ W/m}^2$, $T_a=T_{ext}= 20\text{ }^\circ\text{C}$ (293 K)



(b) $G_1 = 183\text{ W/m}^2$, $T_a=T_{ext}=35\text{ }^\circ\text{C}$ (308 K)



(c) $G_2 = 736\text{ W/m}^2$, $T_a=T_{ext}=20\text{ }^\circ\text{C}$ (293 K)



(d) $G_2 = 736\text{ W/m}^2$, $T_a=T_{ext}=35\text{ }^\circ\text{C}$ (308 K)

Figura 6-30. Número de Nusselt radiativo, en la superficie interior del muro de hormigón “ $Nu_{ho,rad}$ ” y en la superficie interior del vidrio “ $Nu_{g,rad}$ ”, como función del Re, $H_x=0.35\text{ m}$.

6.3.15 Números de Nusselt locales en la superficie del muro de hormigón.

Los perfiles de los números de Nusselt locales, convectivo $Nu_{ho,conv,loc}$ (a,b), radiativo $Nu_{ho,rad,loc}$ (c,d), y total $Nu_{ho,tot,loc}$ (e,f), en la superficie interna del muro de hormigón (superficie caliente) se muestran en la Figura 6-31, como función de la altura de la chimenea (H), para dos temperaturas ambientes ($T_a=20\text{ °C}$ “293 K”, $T_a=35\text{ °C}$ “308K”), para dos irradiancias $G_1=183\text{ W/m}^2$, $G_2=736\text{ W/m}^2$, para $Re=20000$, en $H_x=0.35\text{ m}$, y para la altura de la entrada de aire $H_{ent}=0.30\text{ m}$. Se observa para todos los casos que existe una dependencia con la radiación solar “G”, a mayor irradiancia, mayor magnitud en los coeficientes de transferencia de calor. Cuando la temperatura ambiente aumenta, se observa una pequeña disminución de la magnitud de los coeficientes.

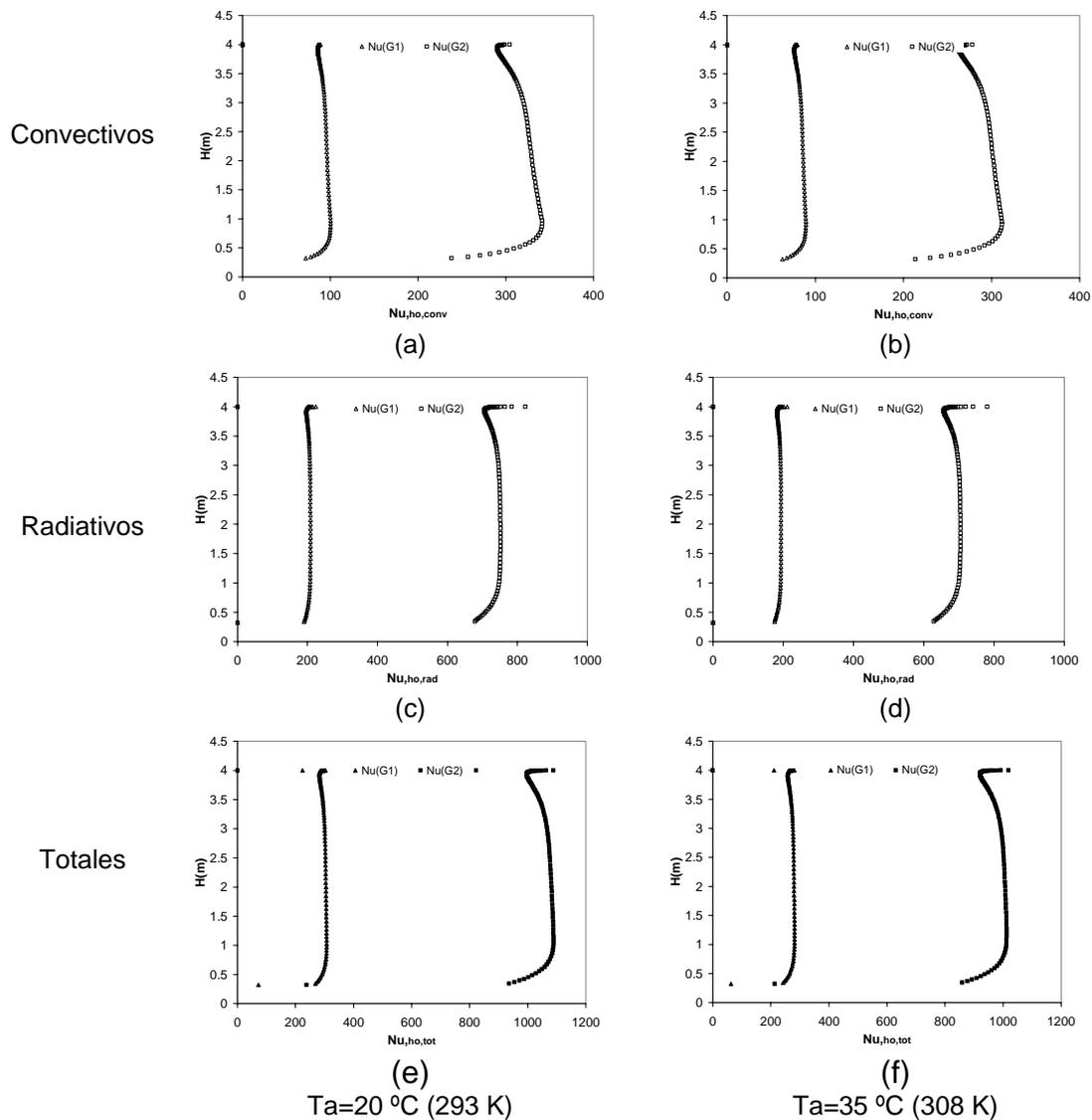


Figura 6-31. Número de Nusselt “ N_{local} ” en la pared interna del muro de hormigón para $Re=20000$, $H_{ent}=0.30$, $H_x=0.35\text{ m}$, $G_1=183\text{ W/m}^2$, y $G_2=736\text{ W/m}^2$.

6.3.16 Números de Nusselt totales en la superficie del muro de hormigón “ $Nu_{ho,tot}$ ” y en la superficie de vidrio “ $Nu_{g,tot}$ ”.

Los perfiles del número de Nusselt total en la pared interior del muro de hormigón “ $Nu_{ho,tot}$ ” y en la superficie interior del vidrio “ $Nu_{g,tot}$ ” se muestran en la Figura 6-32, como función del número de Reynolds, para: (a) La temperatura ambiente ($T_a=20$ °C “293 K”) y para la irradiancias $G_1= 183$ W/m², (b) $T_a=35$ °C “308 K”, $G_1= 183$ W/m², (c) $T_a=20$ °C “293 K” y $G_2=736$ W/m², y (d) $T_a=35$ °C “308 K”, $G_2= 736$ W/m². Se mantiene el máximo ancho del canal ($H_x=0.35$ m) y la altura de entrada de aire $H_{ent}=0.30$ m.

Se muestran las correlaciones correspondientes como función del número de Reynolds. Se observan tendencia muy similares para todos los casos, con la diferencia que a mayor irradiancia, mayor la magnitud de coeficiente, mientras que a mayor temperatura ambiente, disminuyen ligeramente la magnitud de los coeficientes.

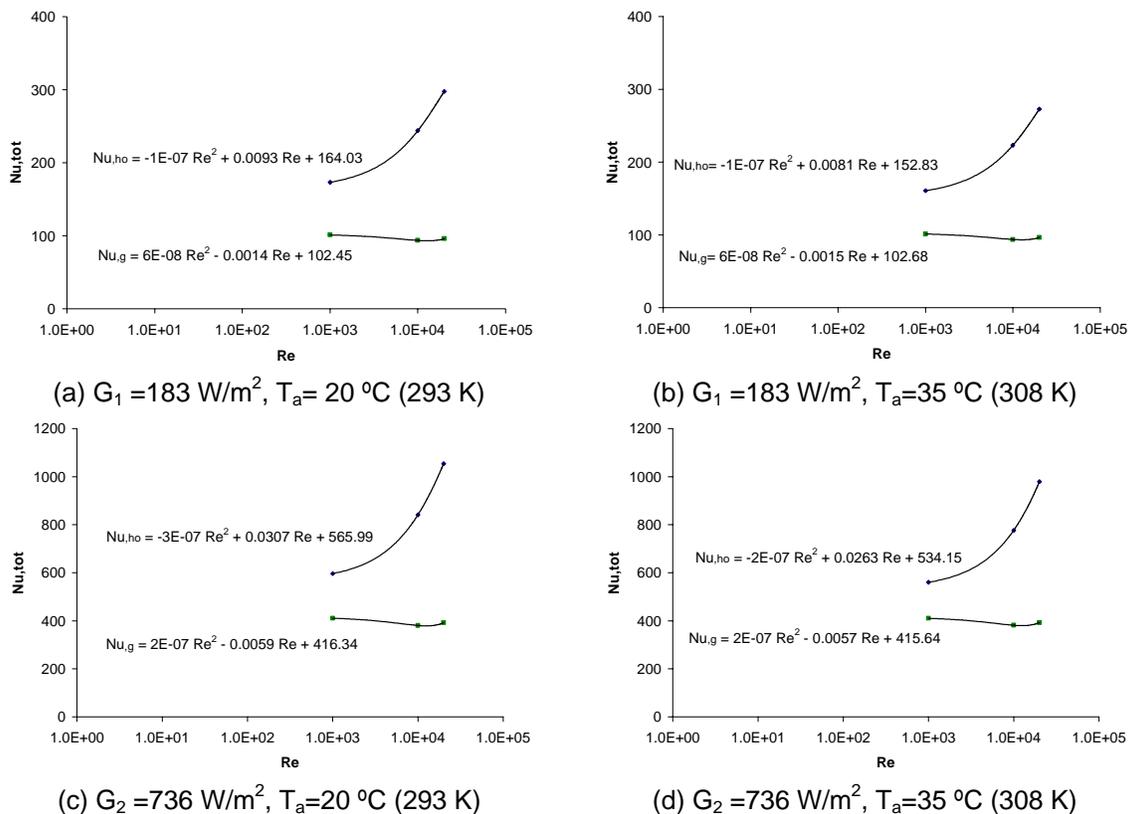


Figura 6-32. Números de Nusselt totales en la superficie interna del muro de hormigón “ $Nu_{ho,tot}$ ” y en la superficie interna del vidrio “ $Nu_{g,tot}$ ” como función del Re, para $H_x=0.35$ m.

6.3.17 Eficiencia promedio en la chimenea solar.

Para el cálculo de la eficiencia en esta sección, se usó la misma ecuación 6-7. En la Figura 6-33 se muestra la variación de la eficiencia promedio como función del número de Reynolds, para una irradiancia $G_1=183 \text{ W/m}^2$, y otra irradiancia $G_2=736 \text{ W/m}^2$. Se observa que la eficiencia del sistema es relativamente baja (2% a 40 % aproximadamente) cuando el número de Reynolds está entre 100 y 5000. Para Re mayores de 5000, la eficiencia crece exponencialmente. También se observa que la eficiencia no depende en gran medida de la irradiancia, ya que existe poca diferencia entre ambas curvas (0 a 9 %). Se usó una altura de 0.3 m para la entrada de aire. Ambas curvas son representativas del rango del ancho de canal, ya que son valores promedios. Las correlaciones correspondientes se muestran a continuación.

$$\eta_1 = 0.0215 \text{ Re}^{0.88} \tag{6-14}$$

$$\eta_2 = 0.0294 \text{ Re}^{0.86} \tag{6-15}$$

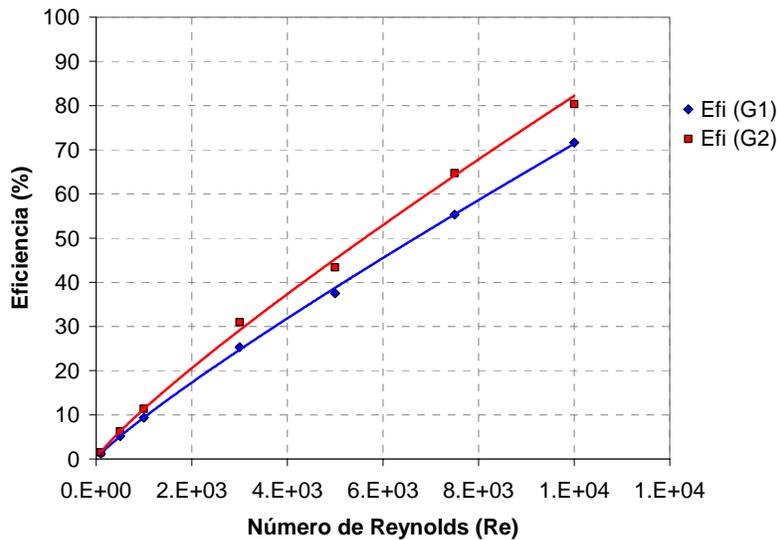


Figura 6-33. Variación de la eficiencia (%) vs número de Reynolds para dos irradiancias, $G_1=183 \text{ W/m}^2$, y $G_2=736 \text{ W/m}^2$.

6.3.18 Caudal de aire a través de la chimenea solar.

Como consecuencia de tener un flujo forzado, es de esperarse que el caudal esté en proporción directa con la velocidad del aire a la entrada de la chimenea. El rango del flujo forzado que se usó en las presentes simulaciones numéricas está en relación con los valores experimentales propios que origina la velocidad del viento en la chimenea solar del LECE en la PSA.

En la Figura 6-34 se muestra la variación del caudal de aire a través de la chimenea solar como función del número de Reynolds. De acuerdo con el principio de conservación de masa, el caudal es independiente del ancho del canal, ya que se supone constante y uniforme la velocidad de fluido a la entrada. De forma semejante, este comportamiento es representativo e independiente tanto de la temperatura ambiente como de la irradiancia. En la misma Figura 6-34 se presenta la correlación del caudal de entrada Q_{ent} , como función del número de Reynolds, ecuación 6-16.

$$Q_{ent} = 0.0567 Re \quad (6-16)$$

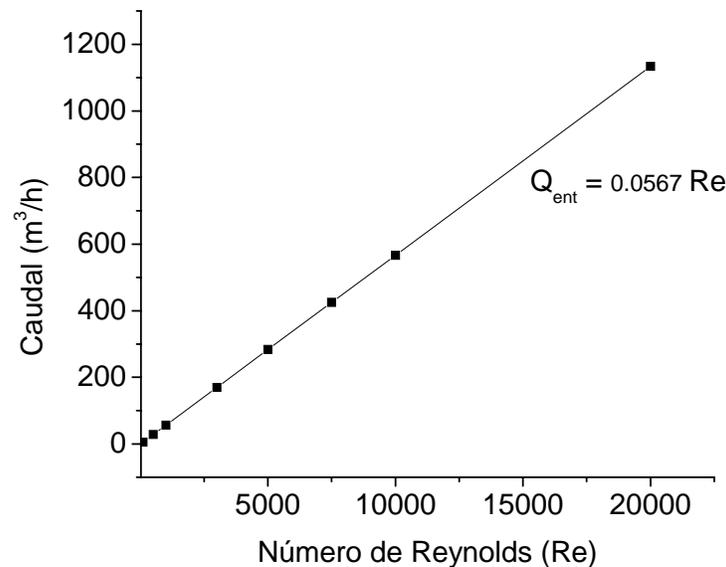


Figura 6-34. Variación del caudal de entrada a la chimenea solar (m^3/h) vs el número de Reynolds.

6.4 Resumen 6.

Se presentaron los resultados de un estudio de variación de parámetros para dos casos de interés, 1) Convección natural en una chimenea solar, y 2) Convección forzada en una chimenea solar. Los parámetros que se variaron fueron: el número de Reynolds a la entrada de la chimenea ($Re=100$ a $Re=20000$), el ancho del canal de aire ($H_x=0.10$ m a $H_x=0.35$ m), dos irradiancias G_1 (183 W/m², y G_2 736 W/m²), tres alturas de entrada del aire para el caso de convección forzada H_{ent} (0.10 m, 0.20 m y 0.30 m). Se usó una altura fija de la chimenea H_y (4.0 m). Como resultados se mostraron los perfiles de las distintas variables (T, v, Q_{ent}, E_{fi}), de los distintos elementos, como función de la variación de parámetros, así como también algunas correlaciones útiles propias del sistema.

Se obtuvo una relación para determinar un tamaño propio del ancho del canal de aire, en convección natural, el cual está en función de la altura de la entrada de aire en la chimenea. Y se observó que la razón de aspecto ($AR=H_y/H_x$) no es única, sin embargo, para el caso de convección forzada, pareciera que existe un valor único de la AR , el cual se encuentra a un ancho ($H_x>0.35$ m) para la geometría de esta chimenea.

Finalmente, se determinaron los coeficientes de transferencia de calor en el interior del canal, convectivos, radiativos y totales, mostrando sus correlaciones correspondientes, así como la eficiencia y el caudal.

CAPÍTULO 7

Conclusiones

7.1 Conclusiones generales

En este trabajo se presentó el estudio de la transferencia de calor conjugada con flujo turbulento en un sistema de ventilación pasivo (Chimenea Solar). Se presentó el modelo físico para tres configuraciones y el modelo matemático representativo del sistema. Se desarrolló una metodología numérica usando la técnica de Volumen Finito en el desarrollo de códigos numéricos, a través de los cuales se implementaron cuatro modelos de turbulencia de la familia $k-\varepsilon$, y dos de la familia $k-\omega$.

Los seis modelos anteriormente mencionados se redujeron a casos publicados en la literatura. Lo anterior, permitió que los códigos numéricos se verificaran y/o validaran hasta donde fue posible. Los resultados de las verificaciones y/o validaciones corresponden a problemas de cavidades cerradas, cuadradas y alargadas calentadas diferencialmente, en régimen de flujo turbulento, considerando transferencia de calor por convección y por radiación.

Una vez verificada y/o validada la herramienta numérica, para geometrías rectangulares alargadas, se implementaron las condiciones de frontera propias para canales abiertos, con la finalidad de validar los resultados numéricos con resultados experimentales de una chimenea solar construida a escala real. Durante la validación, se consideró el caso de la transferencia de calor combinada (convección más radiación).

Las desviaciones máximas porcentuales entre los valores experimentales y los valores teóricos para el modelo mostraron valores de 1.0 % a 4.6 %, y 8.6 % a 21.6 %, para la temperatura y para la componente de velocidad “ v ” del aire en el canal de la chimenea, respectivamente.

Una vez validados los códigos numéricos, se realizó un estudio de variación de parámetros. Del análisis de resultados en convección natural, fue posible determinar una correlación para la razón de aspecto (AR) como función de la altura (H_{ent}), la cual permitió determinar los parámetros geométricos (H_x) que maximizan el funcionamiento de una chimenea solar con muro de hormigón (como pared absorbedora), en un rango de alturas ($H_y=1.0$ m a 10.0 m) para una chimenea solar.

Al mismo tiempo se determinaron los coeficientes de transferencia de calor en las superficies internas del muro de hormigón y de la cubierta de vidrio, así como sus respectivas correlaciones. Se observó que la transferencia de calor aumenta para altos números de Reynolds.

Como resultados experimentales, se observó, que la razón de flujo de aire a través del sistema está influenciada por una diferencia de presiones entre la entrada y la salida causada por gradientes térmicos y por la velocidad del viento. Se obtuvieron diferencias de temperaturas de 2.0 °C a 7.0 °C en la razón del flujo de aire para una irradiancia de 0 a 600 W/m² para el día 15 de septiembre de 2007. Los valores del caudal de aire fueron de 50 a 374 m³/h. Se obtuvo un valor promedio del caudal de 177 m³/h en volumen de las 00:00 hrs a las 24:00 hrs. Esta chimenea solar puede producir de 2 a 13 ACH para una habitación cuyo volumen sea 27 m³. De forma experimental, se obtuvo un parámetro característico, el coeficiente de descarga del sistema C_d el cual fue de 0.52, comparado con un valor teórico de 0.44. El C_d es muy útil en estudios de balances globales, para determinar el flujo másico a través de una chimenea solar.

7.2 Recomendaciones generales

- (i) Se recomienda evaluar la chimenea solar en conjunto con una vivienda y/o edificación.
- (ii) Se sugiere realizar el estudio paramétrico más extenso, y considerar el caso de la convección mixta.
- (iii) Se recomienda, para trabajos futuros, extender el presente estudio a tres dimensiones (3-D).
- (iv) Se recomienda considerar otras geometrías para las chimeneas solares, considerando principalmente el efecto del viento, ya que contribuye en gran medida en el caudal a través del sistema.
- (v) Se recomienda trabajar con diferentes placas absorbedoras, con inercia y sin inercia térmica.

Independientemente del estudio teórico que se realice, se sugiere complementarlo con la parte experimental, preferentemente a escala real, y poder extraer más conocimiento sobre estos sistemas. De esta forma, se podrá proponer a futuro nuevos diseños, con aplicación directa a la ventilación de viviendas y edificaciones, y con ello contribuir al uso eficiente y al ahorro de energía.

Referencias

Aboulnaga M. "A roof solar chimney assisted by cooling cavity for natural ventilation in buildings in hot arid climates: an energy conservation approach in al-ain city", *Renewable Energy*, 14-1-4: 357-363, 1998.

Aboulnaga M. y Abdrabboh "Improving night ventilation into low-rise buildings in hot-arid climates exploring a combined wall-roof solar chimney", *Renewable Energy*, 19: 47-54, 2000.

Adam, Z., Yamanaka, T., Kotani, H., "Mathematical model and experimental study of airflow in solar chimneys", *Proceedings of 8th International Conference on Air Distribution in Rooms (ROOMVENT 2002)* pp. 621-624, 2002.9.

Afonso C. y Oliveira A., "Solar chimneys: simulation and experiment", *Energy and Building*, Vol. 32, Págs. 71-79, 2000.

Alvarado R., "Estudio de la transferencia de calor en una cavidad alargada con diferentes ángulos de inclinación", *Tesis de maestría, Cenidet*, 2005.

Akbarzadeh A., Charters W., Lesslie D., "Thermocirculation characteristics of a trombe wall passive test cell", *Solar Energy*. Vol. 28, Págs. 461-468, 1982.

Ampofo F. y Karayiannis T., "Experimental benchmark data for turbulent natural convection in an air filled square cavity", *International Journal of heat and mass transfer*, Págs. 3551-3572, 2003.

Andersen K., "Theory for natural ventilation by thermal buoyancy in one zone with uniform temperature". En *Building and Environment*, Vol. 38, Págs. 1281-1289, 2003.

ASHRAE. *Handbook of Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, New York, 1977.

ASHRAE. *Standard 55-1981 Thermal environmental conditions for human occupancy*, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA, 1981.

ASHRAE. *Handbook of Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, New York, 1991.

Awbi, H.B., "Design considerations for naturally ventilated building". *Renewable Energy*. Vol., 5, Part II: pp. 1081-1090, 1994.

Bacharoudis E., Vrachopoulos M., Koukou M., Margaris D., Filios A., y Mavrommatis S., "Study of the natural convection phenomena inside a wall solar chimney with one wall adiabatic and one wall under a heat flux", *Applied Thermal Engineering*. Vol., Págs. 2007.

Bansal N., Mathur R., y Bhandari M., "Solar chimney for enhanced stack ventilation", *Building and Environment*. Vol. 28, Págs. 373-377, 1993.

Bansal N., Mathur R., y Bhandari M., "A study of solar chimney assisted wind tower system for natural ventilation in buildings", *Building and Environment*. 29-4: 495-500, 1994.

Bansal N., Mathur J., Mathur S., y Jain M., "Modeling of window-sized solar chimneys for ventilation", *Building and Environment*, Págs. 1-7, 2004.

Barakos G., Mitsoulis E., Assimacopoulos D., "Natural convection flow in a square cavity Revisited: Laminar and turbulent models with wall functions". *Int. J. Numerical Meth. Fluids* Vol. 18, Págs. 695-719, 1994.

Barrá O. y Carratelli E., "Theoretical study of laminar free convection in 1-D solar induced flows", *Solar Energy*. Vol. 23, Págs. 211-215, 1979.

Bejan A., "Convection Heat Transfer", Wiley J. New York, 1995.

Ben R., Bilgen E., "Natural convection and conduction in Trombe wall systems" *International Journal Heat Mass Transfer*, 34-4/5: 1237-1248, 1991.

Bernardes M., VoB A., y Weinrebe G., "Thermal and technical analyses of solar chimneys", *Solar Energy*, Vol. 75, Págs. 511-524, 2003.

Betts P. y Bokhari I., "Experiments on turbulent natural convection in an enclosed tall cavity", *International Journal of heat and fluid flow*, Págs. 675-683, 2000.

Bilgen E. y Chaaban M., "Solar heating-ventilating system using a solar chimney", *Solar Energy*, Vol. 28, Págs. 227-233, 1982.

Bilgen E. y Rheault J., "Solar chimney power plants for high latitudes", *Solar Energy*, Vol. 79, Págs. 449-458, 2005.

Bouchair A., "Solar chimney for promoting cooling ventilation in southern Algeria", *Building Serv. Eng. Res. Technol.* 15 (2): 81-93, 1994.

Bouchair Ammar, "Solar induced ventilation in the Algerian and similar climates", Tesis doctoral. Department of Civil Engineering, The University of Leeds, October 1989.

Bouchair A. y Fitzgerald D. "The optimum azimuth for a solar chimney in hot climates" *Energy and Building*, 12: 135-140, 1988.

Burek, S.A.M., Habeb, A., "Air flow and thermal efficiency characteristics in solar chimneys and Trombe Wall", *Energy and Building*, Vol. 39, Págs. 128-135, 2007.

Carnahan B., Luther H. A. y Wilkes J. O., "Applied numerical methods", John Wiley & Sons, Inc., 1969.

Chantawong P., Hirunlabh J., Zeghmati B., Khedari J., Teekasap S., Win M., "Investigation on thermal performance of glazed solar chimney walls", Solar Energy. 2005.

Chakraborty J., Fonseca E., "Analysis and evaluation of a passive evaporative cool tower in conjunction with a solar chimney". Plea2005-The 22nd Conference on Passive and Low Energy Architecture. Beirut, Lebanon, 13-16 November 2005. College of Architecture and Environmental Design, Arizona State University, Tempe Arizona, USA.

Chen Z., Bandopadhyay P., Halldorsson J., Byrjalsen C., Heiselberb P., Li Y., "An experimental investigation of a solar chimney model with uniform wall heat flux", Building and Environment, Vol. 38, Págs. 893-906, 2003.

Chungloo S., Limmeechokchai B., "Application of passive cooling systems in the hot and humid climate: The case study of solar chimney and wetted roof in Thailand", building and Environment, Vol. , Págs. 319-329, 2006.

Condori M., Mealla L. Saravia L., "Estudio y modelación de un nuevo diseño de chimenea solar", Avances en Energía Renovables y medio Ambiente, Vol. 5, Págs. 02.19-02.24, 2001.

Dai Y., Sumathy K., Wang R., Li Y., " 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 Vahl Davis G., Mallinson G., "The Method of the False Transient for the Solution of Coupled Elliptic Equations" J. Computational Physics, Vol. 12, Págs. 435-461, 1973.

De Vahl Davis G., "Natural convection of air in a square cavity: A Benchmark numerical solution" Int. J. for Numerical Methods in Fluids, Vol. 3, Págs. 249-264, 1983.

Dias T. y Milanez L., "Natural convection due to a heat source on a vertical plate", Heat and Mass Transfer, Vol. 47, Págs. 1227-1232, 2004.

Eckert E. R. G. and Jackson T.W., Analysis of turbulent free-convection boundary layer on flat plate, Report 1015, Supersedes NACA TN 2207, 1950.

Ekechukwu O. y Norton B., "Design and measured performance of a solar chimney for natural-circulation solar-energy dryers", Renewable Energy, Vol. 10, Págs. 81-90, 1997.

Emad H., "Passive options for solar cooling of buildings in arid areas", Energy, Vol. 31, Págs. 1332-1344, 2006.

Flourentzou F., Van der Mass J., Roulet C.-A., "Natural entilation for passive cooling: measurement of discharge coefficients", *Energy and Buildings*, Vol. 26, Págs., 283-292,1998.

Fusegi T., Hyun J., "Three-dimentional Simulations of Natural Convection in a Sidewall-Heated Cube", *Int. J. of Numerical Method Fluids*, Vol. 3, Págs. 857-867, 1991.

Gan G., "A parametric study of Trombe walls for passive cooling of buildings" *Energy and Buildings*, Vol. 27, Págs. 37-43, 1998.

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.

Gan G. "Simulation of buoyancy-induced flow in open cavities for natural ventilation" *Energy and Buildings*, Vol. 38, Págs. 410-420, 2006.

Hamdy I., Fikry M., "Passive solar ventilation", *Renewable Energy*, Vol. 14, Págs. 381-386, 1998.

Harris D.J., Helwig N., "Solar chimney and Building ventilation", *Applied Energy*, Vol. 84, Págs. 135-146, 2007.

Heyerichs K., Pollard A., "Heat transfer in separated and impinging turbulent flows", *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39. Págs. 2385-2400, 1996.

Hirunlabh J., Kongduang W., Namprakai P., y Khedari J., "Study of natural ventilation of houses by a metallic solar wall under tropical climate", *Renewable Energy*, Vol. 18, Págs. 109-119, 1999.

Henkes R., Hoogendoorn C., "Comparison of the Standard Case for Turbulent Natural Convection in a Square Enclosure, Turbulent Natural Convection in Enclosures", *A Computational and Experimental Benchmark Study*, Ed. R.A.W. Henkes and C.J. Hoogendoorn, *Proc.Of the Eurotherm Seminar No. 22*, Delf, Págs. 185-213, 1992.

Henkes R., Hoogendoorn C., "Comparison exercise for computations of turbulent natural convection in enclosures", *Numerical Heat Transfer, Parte B*, Vol. 28, Págs. 59-78, 1995.

Incropera F.P., De WITT D. P., "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", 5th Ed., John Willey & Sons, 2002.

Ince N., Launder B., " On the computation of Bouyancy-Driven turbulent flows in rectangular enclosures", *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, Vol. 10. Págs. 110-117, 1989.

Jang J., Yan W., y Liu H., "Natural convection heat and mass transfer along a vertical wavy surface", *Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, Págs. 1075-1083, 2003.

Jones W., Launder B., "The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence", *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 15, Págs. 301-314, 1972.

Judhajit Chakraborty y Ernesto Fonseca, "Analysis and evaluation of a passive evaporative cool tower in conjunction with a solar chimney". Plea2005-The 22nd Conference on Passive and Low Energy Architecture. Beirut, Lebanon, 13-16 November 2005. College of Architecture and Environmental Design, Arizona State University, Tempe Arizona, USA.

Launder B., Sharma B., "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.

Launder B., Spalding D., "The numerical computation of turbulent flows", *J. of Computer Methods in Applied Mechanics in Engineering*, Vol. 3, Págs. 269-289, 1974.

Lorenzo E., "De los archivos históricos de la energía solar, Las chimeneas solares: De una propuesta española en 1903 a la Central de Manzanares" Instituto de Energía Solar, Universidad Politécnica de Madrid, 2002.

Kasayapanand N., "Enhanced heat transfer in inclined solar chimney by electrohydrodynamic technique", *Renewable Energy*, Vol. , Págs. , 2007.

Kazansky S., Dubovsky V., Ziskind G., y Letan R., "Chimney-enhanced natural convection from a vertical plate: experiments and numerical simulations", *Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, Págs. 497-512, 2002.

Khedari J., Boonsri B., Hirunlabh J., "Ventilation impact of a solar chimney on indoor temperature fluctuation and air change in a school building", *Energy and Building*, Vol. 32, Págs. 89-93, 2000.

Khedari J., Rachapradit N., Hirunlabh J., "Field study of performance of solar chimney with air-conditioned building", *Energy*, 28: 1099-1114, 2003.

Kumar S., Sinha S., y Kumar N., "Experimental investigation of solar chimney assisted bioclimatic architecture", *Energy*. Vol. 39, Págs. 441-444, 1998.

Lax P., Wendroff B., "Systems of Conservation Laws", *Communication on Pure and Applied Mathematics*, Vol. XIII, Págs. 217-237, 1960.

Martí H., Jaime "Análisis de la chimenea solar del LECE para su caracterización energética como sistema de ventilación natural en la edificación", Proyecto Energía Solar en la Edificación. Departamento de Energías Renovables. Ciemat. Avd. Complutense 22, Madrid 28040. Septiembre de 2003.

Martí H., Jaime “Caracterización de una chimenea solar a través de parámetros físicos como sistema de ventilación natural”, Tesis doctoral. Departamento de Física de los Materiales, Facultad de Ciencias. Universidad Nacional de Educación a Distancia, Madrid-España, 2006.

Martí H., J. y M.R., Heras C. “Dynamic physical model for a solar chimney”, Energetic Efficiency in Building. Renewable Energy Department. Ciemat. Avd. Complutense 22, Madrid 28040, Solar Energy, 2006.

Markatos N., Pericleus K., “Laminar and turbulent natural convection in an enclosed cavity”, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 27, Págs. 755-772, 1984.

Mathur J., Bansal N., Mathur S., Jain M., Anupma “Experimental investigation on solar chimney for room ventilation”, Solar Energy, Vol. 80, págs. 927-935, 2006-a.

Mathur J., Mathur S., Jain M., Anupma “Summer-performance of inclined roof solar chimney for natural ventilation”, Energy and Buildings, Vol. 38, págs. 1156-1163, 2006-b.

Modest M.F., “Radiative Heat Transfer”, McGraw-Hill, Inc., 1993.

Mingle J., “Draft and capacity of chimneys” Combustion Publishing Corporation, New York, Eleven Broadway, 1925.

Miyazaki T., Akisawa T., Kashiwagi T., “The effects of solar chimneys on thermal load mitigation of office buildings under the Japanese climate”, Renewable Energy, Vol. 31, Págs. 987-1010, 2006.

Nair M.T.S., Nair P.K., “SnS-Cu_xS Thin Film Combination: A Desirable Solar Control Coatings for Architectural and Automobile Glazings”, J. Phys. D: Appl. Phys., Vol. 24, Págs. 450-453, 1991.

Noh F., “Estudio de diferentes modelos de turbulencia $K - \epsilon$ para aplicaciones en problemas de transferencia de calor” Tesis de maestría- CENIDET. Diciembre de 2004.

Nouanégué H.F., Alandji L.R., y Bilgen E. “Numerical study of solar-wind tower systems for ventilation of dwellings”, Renewable Energy, Vol. , Págs. , 2007.

Ong K., “A mathematical model of a solar chimney”, Renewable Energy, Vol. 28, Págs. 1047-1060, 2003.

Ong K., y Chow C., “Performance of a solar chimney”, Solar Energy, Vol. 74, Págs. 1-17, 2003.

Ormiston S., Raithby G., Hollands K. “Numerical predictions of natural convection in a Trombe wall system” International Journal Of Heat and Mass Transfer, 29-6: 869-877, 1986.

Patankar S., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere publishing Co., Mc Graw Hill co., New York, 1980.

Peng S., "Modelling of turbulent flow and heat transfer for building ventilation"- Thesis submitted for the degree of Doctor of Philosophy at the School of Mechanical and Vehicular Engineering, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden, 1998.

Peng S., Davidson L., "Computation of Turbulent Buoyant Flows in Enclosures with Low-Reynolds-Number $k - \omega$ models", Int. J. of Heat and Fluid Flow, Vol. 20, Págs. 172-184, 1999.

Pérez-Segarra C., Oliva A., Costa M., Escanes F., "Numerical Experiments in Turbulent Natural and Mixed Convection in Internal Flows", Int. J. Num. Meth. Heat Fluid Flow, Vol. 5, Págs. 13-33, 1995.

Raman P., Mande S., Kishore V., "A passive solar system for thermal comfort conditioning of buildings in composite climates", Solar Energy, Vol. 70, Págs. 319-329, 2001.

Velusamy K., Sundararajan T., Seetharamu K., "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., Malalasekera W., "An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method", Prentice Hall, England, 1995.

Xamán J., "Estudio de la transferencia de calor con flujo turbulento en una cavidad cuadrada con pared semitransparente" Tesis Doctoral- CENIDET. Mayo de 2004.

Xamán J., Álvarez G., Lira L., y Estrada C., "Numerical study of heat transfer by laminar and turbulent natural convection in tall cavities of facade elements", Internacional Journal of Energy and Buildings, Vol. 37, Págs. 787-794, 2005.

Sanchez A., Smith T., "Surface Radiation Exchange for Two-Dimensional Rectangular Enclosures Using the Discrete-Ordinates Method", J. Heat Transfer, Vol. 114, Págs. 465-472, 1992.

Siegel R., Howell J., "Thermal Radiation Heat Transfer", Hemisphere Publishing Co., Mc Graw Hill Co., New York, 1981.

Spencer S., "An experimental investigation of a solar chimney natural ventilation system" A Thesis in the Department of Building, Civil and Environmental Engineering, Concordia University, Montreal, Quebec, Canada, 2001.

Wilcox D., "Simulation of Transition with a Two-Equation Turbulence Model", J. of American Institute of aeronautics, Vol. 32, Págs. 247-255, 1994.

Apéndice A

A. Formulación matemática general

El planteamiento de un modelo matemático para simular el funcionamiento térmico e hidrodinámico de un modelo físico es una práctica común en el estudio teórico de sistemas. Un modelo matemático consiste básicamente de un conjunto de ecuaciones diferenciales que describen el comportamiento de un fenómeno, y que deben ser resueltas usando alguna técnica, algunas veces, bajo ciertas consideraciones.

A.1 Ecuaciones gobernantes.

Cada ecuación diferencial que se utilizó en este estudio expresa un principio de conservación y están basadas en la formulación Euleriana, la cual supone un volumen de control fijo en el espacio a través del cual pasa un fluido, se considera un medio continuo y se aplican los principios de conservación de masa, cantidad de movimiento y de energía para la obtención de cada una de las ecuaciones de conservación.

A.1.1 Ecuación de conservación de masa.

Esta ecuación se obtiene al aplicar el enunciado de conservación de masa, el cual se expresa como *“La razón neta de flujo másico a través de una superficie de control, más la razón de cambio de masa dentro del volumen de control, es igual a cero”*. La ecuación resultante se conoce como ecuación de conservación de masa, y se representa de la forma siguiente:

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (\text{A-1})$$

Donde, i representa cada una de las dos coordenadas rectangulares, $i=x, y$.

La ecuación de conservación de masa puede también expresarse como:

$$\nabla \cdot \rho \vec{V} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (\text{A-2})$$

El primer término en ambas ecuaciones representa la razón neta de flujo másico a través de la superficie de control, mientras que el segundo término representa la razón de cambio de masa dentro del volumen de control.

A.1.2 Ecuación de conservación de cantidad de movimiento.

La ecuación dinámica que describe el movimiento del fluido se obtiene al aplicar la segunda ley de Newton a una partícula infinitesimal de masa dm . La segunda ley de Newton establece que el incremento temporal del momento lineal en el volumen de control VC, más el flujo neto de momento lineal de salida del VC debe ser igual a la suma de las fuerzas que actúan sobre el VC, las cuales son de dos tipos; las fuerzas de cuerpo y las fuerzas superficiales. Este balance producirá tres ecuaciones diferenciales parciales, las cuales pueden representarse en forma general de la siguiente forma:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial(\tau_{ij})}{\partial x_j} + F_i \quad \text{para } i= x,y, \text{ y } j=x,y \quad (\text{A-3})$$

O bien, de la siguiente forma:

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U U) = -\nabla P + \nabla \cdot (\tau) + F \quad (\text{A-4})$$

Las ecuaciones (A-3) y (A-4) son ecuaciones diferenciales de movimiento para cualquier fluido que satisface la consideración del continuo. El primer término del lado izquierdo de la ecuación (A-3) representa la razón de cambio de movimiento, el segundo término representa incremento de movimiento por convección, en el lado derecho de la misma ecuación (A-3), el primer término representa las fuerzas de presión que actúan sobre el volumen de control, el segundo término representa el movimiento por transporte viscoso y el tercer y último término representa las fuerzas de cuerpo que actúa sobre el volumen de control. Antes de resolver estas ecuaciones, es conveniente expresar el tensor de esfuerzos viscosos (τ_{ij}) en términos de los gradientes de velocidad, de acuerdo con la Ley de viscosidad de Newton.

Para un fluido Newtoniano el esfuerzo viscoso es proporcional a la razón de deformación cortante. Los esfuerzos pueden expresarse en términos de los gradientes de velocidad y de las propiedades del fluido, en forma tensorial tenemos:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \zeta \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (\text{A-5})$$

Donde δ_{ij} es la delta de Kronecker definida como:

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{si } i = j \\ 0 & \text{si } i \neq j \end{cases} \quad (\text{A-6})$$

Y, ζ es el segundo coeficiente de viscosidad, y se define como:

$$\zeta = k - \frac{2}{3}\mu \quad (\text{A-7})$$

k , se conoce como la viscosidad de expansión, y para gases monoatómicos a baja densidad su valor es despreciable. Suponiendo $k=0$, las ecuaciones (A-5) y (A-6) pueden escribirse como:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad \delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{si } i = j \\ 0 & \text{si } i \neq j \end{cases} \quad (\text{A-8})$$

Sustituyendo la ecuación (A-8) en la ecuación (A-4) se obtiene la ecuación en notación tensorial de cantidad de movimiento para fluidos Newtonianos.

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] + F_i \quad (\text{A-9})$$

La ecuación (A-9) para las dos componentes consideradas, puede escribirse como:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u U) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \nabla \cdot (U) \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + F_x \quad (\text{A-10a})$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v U) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \nabla \cdot (U) \right) \right] + F_y \quad (\text{A-10b})$$

Las ecuaciones (A-10) se conocen como las ecuaciones de Navier-Stokes (N-S).

A.1.3 Ecuación de conservación de energía.

La ecuación de la energía rige la distribución de temperatura en un campo de flujo y puede deducirse a partir de la 1ra. Ley de la termodinámica planteando un balance de energía sobre un elemento diferencial de volumen de dicho campo. Esta ecuación establece que, en un elemento diferencial de volumen sin fuentes distribuidas de calor ni radiación "La tasa de calor suministrado al elemento por conducción, más la tasa de energía entregada al elemento debida al trabajo realizado por los esfuerzos superficiales y las fuerzas corporales, es igual a la tasa de incremento de la energía almacenada en el elemento". La ecuación de la energía puede expresarse como:

$$\frac{\partial(\rho C_p T)}{\partial T} + \nabla \cdot (\rho C_p T U) = \tau \cdot \nabla U + \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \Phi \quad (\text{A-11})$$

La ecuación (A-11) no desprecia los efectos viscosos, por ello aparece un término en el miembro derecho llamado función de disipación Φ , el cual, en coordenadas rectangulares se expresa como:

$$\Phi = 2\mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right]$$

(A-12)

La función de disipación es una cantidad positiva dado que contiene términos elevados al cuadrado, y representa una fuente de energía interna debido al trabajo de deformación en la partícula del fluido.

Apéndice B

B. Modelado de turbulencia

El fenómeno de la turbulencia asociado al estudio del flujo de fluidos, es uno de los problemas más interesantes de la física desde hace muchos años. A pesar de los distintos modelos planteados por diferentes autores, estos modelos no son universales ni suficientes para describir en forma completa dicho fenómeno, y queda abierto el estudio a la investigación presente y futura.

Existen algunas definiciones de la turbulencia, como un movimiento irregular del fluido cuando este encuentra superficies sólidas o inclusive cuando corrientes del mismo fluido se reencuentran (Taylor y Von Karman, 1937). La turbulencia, también puede definirse como una condición de irregularidad del flujo, en la cual las variables (u, v, T, P , etc.) presentan una variación aleatoria con respecto a las coordenadas espaciales y temporales por lo que pueden apreciarse estadísticamente distintos valores promedios de dichas variables.

B.1 Estrategias para el modelado teórico del fenómeno de turbulencia.

En principio, se considera que las ecuaciones de Navier-Stokes describen completamente el fenómeno del flujo turbulento, sin embargo, deberán tomarse en cuenta algunas consideraciones. Los flujos turbulentos se caracterizan por tener diferentes escalas de velocidad y de longitud, y se deberá tomarse en consideración el tamaño adecuado del paso de malla en el dominio de solución el cual deberá ser del mismo orden de magnitud que la escala más pequeña de longitud del flujo.

En general, para hacer válidas las ecuaciones de Navier-Stokes en régimen turbulento, será necesario usar mallas temporales y espaciales muy refinadas con la finalidad de obtener soluciones físicamente aceptables. Las escalas espaciales y temporales más pequeñas de la turbulencia son las llamadas escalas de Kolmogorov, a través de las cuales se transforma la energía cinética en energía interna. Debido a lo anterior, el tiempo de cómputo en la solución de problemas asociados con flujo turbulento, es computacionalmente muy elevado, por lo que para modelar el flujo turbulento deberán buscarse estrategias matemáticas para obtener un modelo sencillo pero que reproduzca adecuadamente la turbulencia.

Dentro de las técnicas usadas para el modelado de turbulencia se encuentran la Simulación Numérica Directa (DNS-*Direct Numerical Simulation*), muy exacta en el estudio de la turbulencia pero demanda alto tiempo de cómputo. Debido a lo anterior, y por el momento, el método está limitado a bajos números de Reynolds, bajo números de Rayleigh y a geometrías simples.

Para problemas prácticos de relevancia industrial y del medio ambiente, una aproximación viable es considerar las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas de Reynolds (RANS, *Reynolds Average Navier-Stokes Equations*) las cuales requieren de bajos a moderados esfuerzos computacionales. Sin embargo, los métodos de RANS requieren de aproximaciones, conocidas como “Modelos de Turbulencia”. Estas aproximaciones están basadas en algunos principios físicos, nociones empíricas o analíticas en las propiedades de la turbulencia. Esta técnica permite utilizar mallas temporales burdas y mallas espaciales refinadas con tiempos de computo no muy elevados. La técnica RANS es la más usada en ingeniería y es la que se utilizará en el presente estudio.

En medio de la técnica DNS y RANS está el método de Simulación a Grandes Escalas (LES, *Large Heddy Simulation*), la cual resuelve en tiempo y en espacio únicamente el movimiento de los remolinos a grandes escalas, pero emplea modelos estadísticos para el movimiento de sub-escala, generalmente definido en términos del tamaño de malla, llamados modelos de escala de sub-malla. Esto conduce a un ahorro de memoria y tiempo de cómputo. Por esta razón, LES puede contemplar números de Reynolds más altos y geometrías más complejas. Sin embargo, LES aún demanda alto tiempo de cómputo. Esto es debido a que al igual que DNS requieren siempre resolver las ecuaciones de Navier-Stokes en tiempo y en las tres coordenadas del espacio.

B.1.1 Modelado de la turbulencia con la técnica RANS.

La técnica del RANS parte de la división de todas las variables instantáneas en un término medio más un término fluctuante, ecuación (B-1), Figura B-1. Esta aproximación estadística es conocida como la descomposición de Reynolds.

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (\text{B-1})$$

Donde:

$$\bar{\phi} = \frac{1}{\Delta t} \int_o^{t_o+\Delta t} \phi dt \quad (\text{B-2})$$

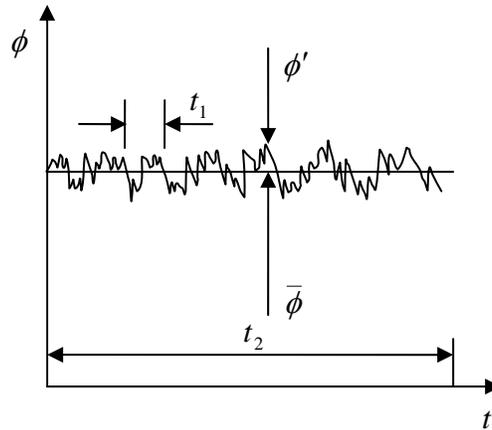


Figura B-1. Representación de las escalas de tiempo de la variable ϕ .

Se supone $t_1 \ll \Delta t \ll t_2$, donde t_1 es la escala temporal de la fluctuación, y t_2 es la escala temporal del comportamiento medio.

A partir del concepto de la descomposición de Reynolds, es posible deducir las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas en el tiempo, al sustituir las expresiones para cada variable y realizar un promedio temporal sobre cada una de las ecuaciones de conservación, ecuación de masa, de cantidad de movimiento y de energía, (detalles de la deducción en Wilcox, 1993). Dichas ecuaciones, ahora presentan sus variables principales en función de las componentes medias, y se presentan en forma tensorial como.

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{B-3})$$

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] + \rho g_i \beta (\bar{T} - \bar{T}_\infty) \quad (\text{B-4})$$

$$\rho \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = \frac{1}{C_p} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \rho C_p \overline{T' u'_j} \right] \quad (\text{B-5})$$

La ecuación de conservación de masa permanece invariante, la ecuación de cantidad de movimiento introduce un nuevo término, $(\rho \overline{u'_i u'_j})$, el cual es un tensor simétrico que introduce seis nuevas incógnitas y se conoce como el tensor de esfuerzos de Reynolds. Este término se origina debido a la transferencia de momentum a partir del campo fluctuante de velocidades. A partir de este tensor de

esfuerzos turbulentos se define la energía cinética turbulenta k , en función de la traza del tensor multiplicado por un medio, la cual se usará más adelante.

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u'u' + v'v' + w'w'}) = \frac{1}{2} \overline{u_i u_i'} \quad (\text{B-6})$$

En la ecuación de la energía, (B-5), aparece un nuevo término $(\overline{\rho T' u_j'})$, llamado vector de flujo de calor turbulento, el cual es un campo fluctuante de velocidades y temperaturas. Este término introduce tres nuevas incógnitas, adicionales a las seis que introdujo el tensor de esfuerzos turbulentos, y cinco incógnitas originales, sumando un total de 14 incógnitas con sólo cinco ecuaciones. El tensor de esfuerzos de Reynolds y el vector de flujo de calor turbulento por analogía con la ley de viscosidad de Stokes y la ley de conducción de Fourier se pueden expresar como:

$$\overline{\rho u_i' u_j'} = -\mu_t \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (\text{B-7})$$

$$\overline{\rho u_i' T'} = -\frac{\mu_t}{\sigma_T} \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_i} \quad (\text{B-8})$$

Donde:

μ_t es la viscosidad turbulenta

σ_T es el número de prandtl turbulento igual a 0.9 (constante en este caso)

δ_{ij} es la delta de kronecker

Por lo anterior, es conveniente simular las incógnitas obtenidas y de esta forma cerrar el sistema de ecuaciones y poder resolver el problema. A continuación se presentan ciertas técnicas.

Existen básicamente tres ramas para abordar el problema de turbulencia bajo el esquema de la técnica RANS; modelos de esfuerzos de Reynolds (RSM, Reynolds Stress Models), modelos de esfuerzos algebraicos (Algebraic Stress Models, ASM), y los modelos de remolinos de viscosidad (EVM, Eddy Viscosity Models). La diferencia principal de estos modelos radica en como representan los esfuerzos turbulentos, y la finalidad de cada modelo es determinar la viscosidad turbulenta.

Dentro de los modelos EVM, se tiene una subdivisión de modelos; modelo de cero ecuación (EVM-0-Ecuación), modelo de una ecuación (EVM-1-Ecuación) y modelo de dos ecuaciones (EVM-2-Ecuaciones).

El primero es el más sencillo, ya que no requiere de ninguna ecuación diferencial adicional para el cálculo de la viscosidad turbulenta, sin embargo, no predice exitosamente problemas complejos.

El segundo modelo corrige de alguna manera la desventaja del primero pero requiere de una ecuación diferencial adicional para el cálculo de la energía cinética turbulenta (k). Estos modelos son restringidos para flujos con altos números de Reynolds y no son aplicables a la subcapa viscosa cerca de una superficie sólida, es decir, en regiones donde el flujo es de régimen laminar.

Con los modelos de dos ecuaciones se obtienen mejores resultados, pero para ello se requieren de dos ecuaciones diferenciales adicionales, una para la energía cinética y otra para la disipación de la energía cinética.

Dentro de los modelos de dos ecuaciones (EVM-2-Ecuaciones), se tiene otra familia de modelos; modelo $k - \varepsilon$, y modelo $k - \omega$, entre otros.

El modelo $k - \varepsilon$ es el más popular en el campo de la ingeniería y proporciona resultados bastante aceptables para algunos casos, sin embargo el modelo $k - \omega$ proporciona resultados muy satisfactorios para ciertos problemas con geometrías regulares. Ambos modelos se usarán en el presente estudio.

B.2 Modelos de turbulencia de la familia “ $k - \varepsilon$ ”.

Los modelos de la familia $k - \varepsilon$ están referenciados en la literatura a diferentes autores, los modelos que se implementaron y que se usarán en la solución de los problemas planteados en este estudio son: el modelo $k - \varepsilon$ de Jones y Launder, 1972 (JL), el modelo de Launder y Sharma, 1974 (LS), el modelo de Henkes y Hoogendoorn, 1992 (HH) y el modelo de Ince y Launder, 1989 (IL), sumando un total de cuatro modelos de turbulencia de la familia $k - \varepsilon$.

La diferencia entre los modelos de la familia $k - \varepsilon$ radica en sus funciones empíricas (funciones de salto) f_μ, f_1, f_2 , los términos adicionales D, E, y las constantes empíricas. En las Tablas B-1, B-2 y B-3 se muestran los valores de dichas funciones y constantes.

Tabla B-1. Condiciones de frontera y constantes utilizadas en los distintos modelos de turbulencia $k - \varepsilon$.

Modelo	κ_ω	ε_ω	C_μ	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	σ_κ	σ_ε
JL	0.0	0.0	0.09	1.55	2.0	1.0	1.3
LS	0.0	0.0	0.09	1.44	1.92	1.0	1.3
HH	0.0	∞	0.09	1.44	1.92	1.0	1.3
IL	0.0	0.0	0.09	1.44	1.92	1.0	1.3

Tabla B-2. Funciones de salto utilizadas en los distintos modelos de turbulencia $k - \varepsilon$.

Modelo	$f\mu$	f_1	f_2
JL	$\exp(-2.5/(1 + \text{Re}_t/50))$	1.0	$1 - 0.3\exp(-\text{Re}_t^2)$
LS	$\exp(-3.4/(1 + \text{Re}_t/50)^2)$	1.0	$1 - 0.3\exp(-\text{Re}_t^2)$
HH	1.0	1.0	1.0
IL	$\exp(-3.4/(1 + \text{Re}_t/50)^2)$	1.0	$1 - 0.3\exp(-\text{Re}_t^2)$

Tabla B-3. Términos adicionales utilizados en los distintos modelos de turbulencia $k - \varepsilon$.

Modelo	D	E
JL	$2\mu(\partial\kappa^{1/2}/\partial x_j)^2$	$(2\mu\mu_t/\rho)(\partial^2 u_i/\partial x_j^2)^2$
LS	$2\mu(\partial\kappa^{1/2}/\partial x_j)^2$	$(2\mu\mu_t/\rho)(\partial^2 u_i/\partial x_j^2)^2$
HH	0.0	0.0
IL	$2\mu(\partial\kappa^{1/2}/\partial x_j)^2$	$(2\mu\mu_t/\rho)(\partial^2 u_i/\partial x_j^2)^2 + 0.83\rho\left(k^{3/2}/\varepsilon x_n - 1\right)$ $\left(k^{3/2}/\varepsilon x_n\right)^2\left(\varepsilon^2/k\right)$

El modelo IL es muy similar al modelo LS en cuanto a las constantes empíricas, los términos adicionales y las condiciones de frontera que utiliza, excepto que los flujos de calor turbulentos $\rho(\overline{u'T'_i})$ en el término G_k son evaluados de acuerdo con la hipótesis del gradiente de difusión generalizado (GGDH), de la siguiente forma:

$$\rho(\overline{u'T'_i}) = -c_\theta \left(\frac{k}{\varepsilon}\right) \rho u'_i u'_k \frac{\partial T}{\partial x_k} \quad (\text{B-9})$$

Para este modelo IL, los valores de las constantes que aparecen en los términos E y G_k en las ecuaciones de disipación de energía cinética turbulenta y la ecuación de energía cinética son respectivamente:

$$c_1 = 2.5 \quad \text{y} \quad c_\theta = \left(\frac{3}{2}\right) \left(\frac{C_\mu f_\mu}{\sigma_T}\right) \quad (\text{B-10})$$

El valor x_n que aparece en algunos términos representa la distancia a la pared más cercana (dirección normal). El número de Reynolds turbulento se define como:

$$\text{Re}_t = \rho k^2 / \mu \varepsilon \quad (\text{B-11})$$

Las ecuaciones adicionales para este modelo son las siguientes:

Ecuación de energía turbulenta, k :

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{u}_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] - \rho \overline{(u'_i u'_j)} \frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial u'_j} - \rho \varepsilon \quad (\text{B-12})$$

Ecuación de disipación de energía cinética turbulenta:

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho \bar{u}_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] - C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \rho \overline{(u'_i u'_j)} \frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial u'_j} - C_{2\varepsilon} \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \quad (\text{B-13})$$

Ecuación de viscosidad turbulenta:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{B-14})$$

B.3 Modelos de turbulencia “ $k - \omega$ ”.

Para la familia de modelos $k - \omega$ que se implementaron y que también se usarán en el presente estudio son: el modelo estándar de Wilcox (94), y el modelo de Peng-Davidson (PD-99).

Las ecuaciones, de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía, no cambian, son las mismas que se plantearon para la familia de modelos $k - \varepsilon$. Las diferencias se encuentran en las ecuaciones de energía cinética turbulenta y en la ecuación de disipación de energía turbulenta en algunos de sus términos, las cuales se muestran a continuación.

Ecuación de energía cinética turbulenta:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{u}_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] - \rho \overline{(u'_i v'_j)} \frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial u'_j} - \rho f_g G_k - \rho C_k f_k w k \quad (\text{B-15})$$

Ecuación de disipación específica de energía cinética turbulenta:

$$\rho \frac{\partial w}{\partial t} + \rho \bar{u}_i \frac{\partial w}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_w} \right) \frac{\partial w}{\partial x_i} \right] - C_1 f_1 \left(\frac{w}{k} \right) \rho \overline{u'_i v'_j} \frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial u'_j} - c_{3w} \left(\frac{w}{k} \right) \rho G_k - C_{2w} \rho f_2 w^2 + C_w \frac{\mu_t}{k} E \quad (\text{B-16})$$

Adicionalmente, es necesario considerar otras ecuaciones como la ecuación de la viscosidad turbulenta:

$$\mu_t = C_\mu f_\mu \rho \frac{k}{w}, \quad C_3 = 0.75 \quad (\text{B-17})$$

Las las constantes utilizadas en la presente familia de modelos se presentan en las Tablas B-4, B-5 y B.6.

Tabla B-4. Constantes utilizadas en los distintos modelos de turbulencia $k - \omega$.

Modelo	κ_ω	w_ω	C_μ	C_k	$C_{\varepsilon\omega}$	$C_{2\omega}$	$C_{3\omega}$	σ_κ	σ_w	σ_t
Wilcox 94	0.0	0.0	1.0	0.09	0.56	0.075	0.0	2.0	2.0	0.9
PD	0.0	0.0	1.0	0.09	0.42	0.075	0.0	0.8	1.35	0.9

Tabla B-5. Funciones de salto utilizadas en los distintos modelos de turbulencia $k - \omega$.

Modelo	f_μ	f_1	f_2
Wilcox 94	$\frac{0.025 + \left(\frac{\text{Re}_t}{6}\right)}{1 + \left(\frac{\text{Re}_t}{6}\right)}$	$\frac{0.1 + \left(\frac{\text{Re}_t}{2.7}\right)}{1 + \left(\frac{\text{Re}_t}{2.7}\right)} f_\mu^{-1}$	1.0
PD	$0.025 + \left\{ 1.0 - \exp\left[-\left(\frac{\text{Re}_t}{10.0}\right)^{0.75}\right] \right\} * \left\{ 0.975 + \frac{0.001}{\text{Re}_t} \exp\left[-\left(\frac{\text{Re}_t}{200}\right)^2\right] \right\}$	$1.0 + 4.3 * \exp\left[-\left(\frac{\text{Re}_t}{1.5}\right)^{0.5}\right]$	1.0
	f_g	f_k	
Wilcox 94	1.0	$\frac{0.278 + \left(\frac{\text{Re}_t}{8}\right)^4}{1.0 + \left(\frac{\text{Re}_t}{8}\right)^4}$	
PD	$\left\{ 1.0 - \exp\left[-\left(\frac{\text{Re}_t}{12}\right)\right] \right\} * \left\{ 1.0 + \frac{10}{\text{Re}_t^{3.25}} \right\}$	$1.0 - 0.722 * \exp\left[-\left(\frac{\text{Re}_t}{10}\right)^4\right]$	

Tabla B-6. Términos adicionales utilizados en los distintos modelos de turbulencia $k - \omega$.

Modelo	D	E
Wilcox 94	0.0	0.0
PD	0.0	$(C_w \mu_t / \rho k)(\partial k / \partial x_j \partial w / \partial x_j)$

Apéndice C

C. Factores de vista.

Las relaciones geométricas que gobiernan el proceso de transferencia de calor por radiación para superficies difusas (para superficies que absorben y emiten difusivamente, y también reflejan energía radiativa difusivamente) se conocen como *factores de vista*, o bien, *factores de configuración*, *factores de ángulo*, *factores de forma* y algunas veces se usa el término *factores de vista difusa*.

Si se consideran dos áreas finitas A_i y A_j separadas por una distancia R , las cuales intercambian energía por radiación, Figura C-1, los factores de vista desde una superficie hacia la otra, y viceversa, pueden representarse con las siguientes dos relaciones:

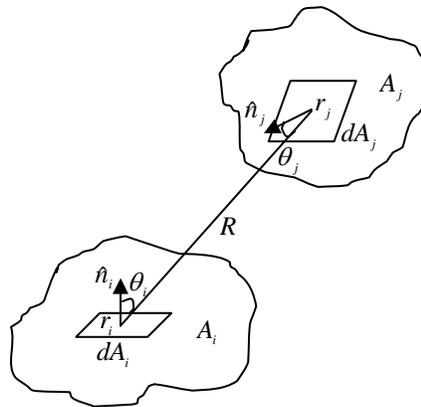


Figura C-1. Intercambio radiativo entre dos superficies finitas.

$$F_{ij} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos \theta_i \cos \theta_j}{\pi R^2} dA_i dA_j \quad (\text{C-1})$$

$$F_{ji} = \frac{1}{A_j} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos \theta_i \cos \theta_j}{\pi R^2} dA_i dA_j \quad (\text{C-2})$$

Igualando ambos pares de integrales, se obtiene la siguiente relación de reciprocidad.

$$A_i F_{ij} = A_j F_{ji} \quad (\text{C-3})$$

Otra relación importante para los factores de vista en una cavidad con N superficies es la regla de la suma:

$$\sum_{j=1}^N F_{ij} = 1 \quad (\text{C-4})$$

Para calcular el intercambio radiativo en la cavidad, se requiere un total de N^2 factores de vista.

$$\begin{bmatrix} F_{11} & F_{12} & \dots & F_{1N} \\ F_{21} & F_{22} & \dots & F_{2N} \\ \bullet & \bullet & \dots & \bullet \\ F_{N1} & F_{N2} & \dots & F_{NN} \end{bmatrix} \quad (\text{C-5})$$

Sin embargo, no todos los factores de vista requieren calcularse directamente. Un total de N factores de vista pueden obtenerse a partir de las N ecuaciones asociadas, aplicando la regla de la suma a cada una de las superficies en la cavidad. Se pueden determinar $N(N-1)/2$ factores de vista. Por lo tanto, se necesitan calcular directamente $N^2 - N - N(N-1)/2 = N(N-1)/2$ factores de vista.

C.1 Métodos para la evaluación de los factores de vista.

El cálculo de los factores de vista entre dos superficies finitas requiere de la solución de una integración de área doble, o de una integración de cuarto orden, dichas integrales son difíciles de evaluar analíticamente, excepto para geometrías muy simples, por ello se han buscado algunas alternativas las cuales consisten en tabular valores y en desarrollar métodos para el cálculo de los factores de vista.

Los factores de vista pueden determinarse usando una variedad de métodos, a continuación se mencionan tres de ellos:

- a) Integración directa.
- b) Determinación estadística.
- c) Métodos especiales.

Para muchas formas simples, la integración puede evitarse al hacer uso de alguno de los siguientes métodos especiales:

- (i) *Álgebra de factores de vista*: consiste en aplicar repetidas veces las relaciones de la regla de la suma y la relación de reciprocidad.
- (ii) *Método de las cuerdas cruzadas*: es un método simple para evaluar los factores de vista en geometrías de dos dimensiones.

- (iii) *Método de la esfera unitaria:* es un método muy poderoso para evaluar factores de vista entre un área infinitesimal y un área finita.
- (iv) *Método de la esfera-dentro:* es un método simple para algunas formas especiales.

C.1.1 Método de cuerdas cruzadas.

En el presente estudio se eligió el método de cuerdas cruzadas, debido a que aplica para cavidades alargadas con sección transversal constante. La geometría de la chimenea solar en estudio se asemeja a este tipo de cavidades.

El método consiste en trazar líneas diagonales y laterales entre puntos extremos de las áreas de interés para cada una de las superficies de la cavidad de las paredes Norte (N), Sur (S), Oeste (W) y Este (E), ver Figura C-2.

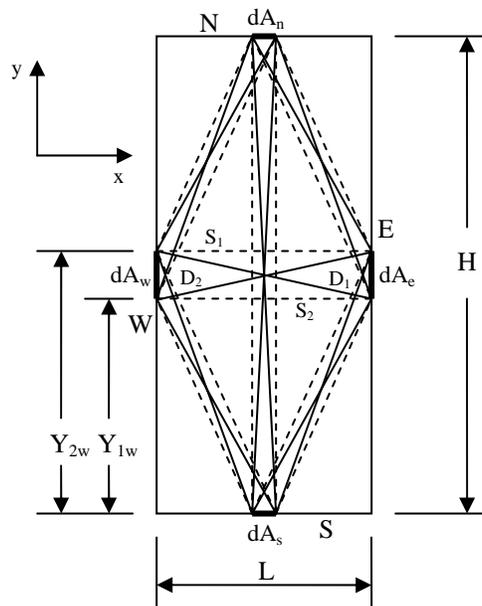


Figura C-2. Geometría de una cavidad rectangular para el cálculo de los factores de vista.

Posteriormente se aplica una relación sencilla desde cada superficie y hacia todas las demás superficies restantes, incluyendo la misma superficie de origen.

$$F_{1-2} = \frac{\text{Diagonales} - \text{Laterales}}{\text{Dos veces el área de origen}} \quad (\text{C-6})$$

Superficie (S) \Rightarrow Superficie (W)
 Superficie (N)
 Superficie (E)
 Superficie (S)

De esta forma, para la superficie Sur (S) y hacia la superficie Oeste (W), se tiene:

$$F_{dA_S-dA_W} = \frac{(D_1 + D_2) - (S_1 + S_2)}{2 * dA_s} \quad (C-7)$$

Donde:

$$D_1 = [(X_{1S})^2 + (Y_{2W})^2]^{1/2} \quad (C-8)$$

$$D_2 = [(X_{2S})^2 + (Y_{1W})^2]^{1/2} \quad (C-9)$$

$$S_1 = [(X_{1S})^2 + (Y_{1W})^2]^{1/2} \quad (C-10)$$

$$S_2 = [(X_{2S})^2 + (Y_{2W})^2]^{1/2} \quad (C-11)$$

De la superficie Sur (S) hacia la superficie Norte (N) se tiene:

$$F_{dA_S-dA_N} = \frac{(D_1 + D_2) - (S_1 + S_2)}{2 * dA_s} \quad (C-12)$$

Donde:

$$D_1 = [(X_{1S} - X_{2N})^2 + H^2]^{1/2} \quad (C-13)$$

$$D_2 = [(X_{2S} - X_{1N})^2 + H^2]^{1/2} \quad (C-14)$$

$$S_1 = [(X_{1S} - X_{1N})^2 + H^2]^{1/2} \quad (C-15)$$

$$S_2 = [(X_{2S} - X_{2N})^2 + H^2]^{1/2} \quad (C-16)$$

De la superficie Sur (S) hacia la superficie Este (E) se tiene:

$$F_{dA_S-dA_E} = \frac{(D_1 + D_2) - (S_1 + S_2)}{2 * dA_s} \quad (C-17)$$

Donde:

$$D_1 = [(X_{1S} - L)^2 + (Y_{1E})^2]^{1/2} \quad (C-18)$$

$$D_2 = [(X_{2S} - L)^2 + (Y_{2E})^2]^{1/2} \quad (C-19)$$

$$S_1 = [(X_{1S} - L)^2 + (Y_{2E})^2]^{1/2} \quad (C-20)$$

$$S_2 = [(X_{2S} - L)^2 + (Y_{1E})^2]^{1/2} \quad (C-21)$$

De la superficie Sur (S) hacia la misma superficie Sur (S) se tiene:

$$F_{dA_S-dA_S} = 0 \quad (C-22)$$

Desde la superficie Oeste (W) hacia las demás superficies:

Superficie (W) \Rightarrow Superficie (N)
 Superficie (E)
 Superficie (S)
 Superficie (W)

$$F_{dA_W-dA_N} = \frac{(D_1 + D_2) - (S_1 + S_2)}{2 * dA_W} \quad (C-23)$$

Donde:

$$D_1 = [(X_{2N})^2 + (H - Y_{2W})^2]^{1/2} \quad (C-24)$$

$$D_2 = [(X_{1N})^2 + (H - Y_{1W})^2]^{1/2} \quad (C-25)$$

$$S_1 = [(X_{1N})^2 + (H - Y_{2W})^2]^{1/2} \quad (C-26)$$

$$S_2 = [(X_{2N})^2 + (H - Y_{1W})^2]^{1/2} \quad (C-27)$$

De la superficie Oeste (W) hacia la superficie Este (E) se tiene:

$$F_{dA_W-dA_E} = \frac{(D_1 + D_2) - (S_1 + S_2)}{2 * dA_W} \quad (C-28)$$

Donde:

$$D_1 = [(Y_{2W} - Y_{1E})^2 + L^2]^{1/2} \quad (C-29)$$

$$D_2 = [(Y_{1W} - Y_{2E})^2 + L^2]^{1/2} \quad (C-30)$$

$$S_1 = [(Y_{2W} - Y_{2E})^2 + L^2]^{1/2} \quad (C-31)$$

$$S_2 = [(Y_{1W} - Y_{1E})^2 + L^2]^{1/2} \quad (C-32)$$

Para la superficie Oeste (W) hacia la superficie Sur (S) se aplica la relación de reciprocidad, de esta forma se obtiene:

$$F_{dA_W-dA_S} = \frac{dA_S}{dA_W} F_{dA_S-dA_W} \quad (C-33)$$

Para la superficie Oeste (W) hacia la misma superficie Oeste (W), se tiene:

$$F_{dA_W-dA_W} = 0 \quad (\text{C-34})$$

Desde la superficie Norte (N) hacia las demás superficies:

Superficie (N) \Rightarrow Superficie (E)
 Superficie (S)
 Superficie (W)
 Superficie (N)

De la superficie (N) hacia la superficie (E) tiene:

$$F_{dA_N-dA_E} = \frac{(D_1 + D_2) - (S_1 + S_2)}{2 * dA_N} \quad (\text{C-35})$$

Donde:

$$D_1 = [(L - X_{2N})^2 + (H - Y_{1E})^2]^{1/2} \quad (\text{C-36})$$

$$D_2 = [(L - X_{1N})^2 + (H - Y_{2E})^2]^{1/2} \quad (\text{C-37})$$

$$S_1 = [(L - X_{1N})^2 + (H - Y_{1E})^2]^{1/2} \quad (\text{C-38})$$

$$S_2 = [(L - X_{2N})^2 + (H - Y_{2E})^2]^{1/2} \quad (\text{C-39})$$

Para la superficie Norte (N) hacia la superficie Sur (S) se aplica la relación de reciprocidad, de esta forma se obtiene:

$$F_{dA_N-dA_S} = \frac{dA_S}{dA_N} F_{dA_S-dA_N} \quad (\text{C-40})$$

Para la superficie Norte (N) hacia la superficie Oeste (W) se aplica la relación de reciprocidad, de esta forma se obtiene:

$$F_{dA_N-dA_W} = \frac{dA_W}{dA_N} F_{dA_W-dA_N} \quad (\text{C-41})$$

Para la superficie Norte (N) hacia la misma superficie Norte (N), se tiene:

$$F_{dA_N-dA_N} = 0 \quad (\text{C-42})$$

Apéndice D

D. Parámetros de las simulaciones

En este apéndice D se muestran las tablas de valores para las cuales se realizaron las simulaciones numéricas del estudio paramétrico.

D.1 Variación de parámetros (Convección Natural).

En la Tabla D-1 se enlistan 18 simulaciones con sus parámetros correspondientes. En la columna izquierda se enlista un número consecutivo, en la columna siguiente se encuentra la irradiancia, la cual es constante para las 18 simulaciones ($G=736 \text{ W/m}^2$), seguida del espesor del canal y la altura de la entrada de aire en la parte inferior de la chimenea. En la misma Tabla D-1, pero del lado derecho, se muestran otras 18 simulaciones (19 a la 36), para otra irradiancia ($G=183 \text{ W/m}^2$), su correspondiente espesor del canal y la altura de la entrada de aire en la chimenea. Para este caso se considera una temperatura exterior igual a la temperatura de entrada del aire de de 293 K (20 °C).

Tabla D-1. Parámetros geométricos y meteorológicos variables de la simulación en convección natural.

CONVECCIÓN NATURAL								
Número de simulación	Irradiancia G (W/m^2)	Espesor de canal Hx (m)	Altura de la entrada H_{ent} (m)		Número de simulación	Irradiancia G (W/m^2)	Espesor de canal Hx (m)	Altura de la entrada H_{ent} (m)
001	736.0	0.35	0.30		019	183.0	0.35	0.30
002	736.0	0.35	0.20		020	183.0	0.35	0.20
003	736.0	0.35	0.10		021	183.0	0.35	0.10
004	736.0	0.30	0.30		022	183.0	0.30	0.30
005	736.0	0.30	0.20		023	183.0	0.30	0.20
006	736.0	0.30	0.10		024	183.0	0.30	0.10
007	736.0	0.25	0.30		025	183.0	0.25	0.30
008	736.0	0.25	0.20		026	183.0	0.25	0.20
009	736.0	0.25	0.10		027	183.0	0.25	0.10
010	736.0	0.20	0.30		028	183.0	0.20	0.30
011	736.0	0.20	0.20		029	183.0	0.20	0.20
012	736.0	0.20	0.10		030	183.0	0.20	0.10
013	736.0	0.15	0.30		031	183.0	0.15	0.30
014	736.0	0.15	0.20		032	183.0	0.15	0.20
015	736.0	0.15	0.10		033	183.0	0.15	0.10
016	736.0	0.10	0.30		034	183.0	0.10	0.30
017	736.0	0.10	0.20		035	183.0	0.10	0.20
018	736.0	0.10	0.10		036	183.0	0.10	0.10

Similaramente a la Tabla D-1, pero para una temperatura exterior igual a la temperatura de entrada del aire de 308 K (35 °C), en la Tabla D-2 se muestran las simulaciones correspondientes (37 a la 72).

Tabla D-2. Parámetros geométricos y meteorológicos variables de la simulación en convección natural.

CONVECCIÓN NATURAL								
Número de simulación	Irradiancia G (W/m ²)	Espesor de canal Hx (m)	Altura de la entrada H _{ent} (m)		Número de simulación	Irradiancia G (W/m ²)	Espesor de canal Hx (m)	Altura de la entrada H _{ent} (m)
037	736.0	0.35	0.30		055	183.0	0.35	0.30
038	736.0	0.35	0.20		056	183.0	0.35	0.20
039	736.0	0.35	0.10		057	183.0	0.35	0.10
040	736.0	0.30	0.30		058	183.0	0.30	0.30
041	736.0	0.30	0.20		059	183.0	0.30	0.20
042	736.0	0.30	0.10		060	183.0	0.30	0.10
043	736.0	0.25	0.30		061	183.0	0.25	0.30
044	736.0	0.25	0.20		062	183.0	0.25	0.20
045	736.0	0.25	0.10		063	183.0	0.25	0.10
046	736.0	0.20	0.30		064	183.0	0.20	0.30
047	736.0	0.20	0.20		065	183.0	0.20	0.20
048	736.0	0.20	0.10		066	183.0	0.20	0.10
049	736.0	0.15	0.30		067	183.0	0.15	0.30
050	736.0	0.15	0.20		068	183.0	0.15	0.20
051	736.0	0.15	0.10		069	183.0	0.15	0.10
0152	736.0	0.10	0.30		070	183.0	0.10	0.30
053	736.0	0.10	0.20		071	183.0	0.10	0.20
054	736.0	0.10	0.10		072	183.0	0.10	0.10

D.2 Variación de parámetros (Convección Forzada).

En la Tabla D-3 se enlistan 192 simulaciones con sus parámetros correspondientes. En la columna izquierda se da un número consecutivo, seguido del número de simulación en la segunda columna, en la tercera columna se muestra el valor correspondiente del número de Reynolds, la cuarta columna aparece la irradiancia, donde se consideran los dos casos de interés ($G=736 \text{ W/m}^2$, 183 W/m^2). En la 5ta y 6ta columna se encuentran las temperaturas de entrada y exterior, respectivamente, y en la última columna se muestra el valor del espesor del canal de aire. Se usó una altura de entrada fija (0.30 m).

Tabla D-3. Parámetros geométricos y meteorológicos variables de la simulación en convección forzada.

Número consecutivo	Número de simulación	Número de Reynolds	Irradiancia G (W/m ²)	Temperatura de entrada T _{ent} (K)	Temperatura exterior T _{ext} (K)	Espesor de canal Hx (m)
001	001	20 000	736.0	308.15	308.15	0.35
002	002	20 000	736.0	308.15	308.15	0.30
003	003	20 000	736.0	308.15	308.15	0.25
004	004	20 000	736.0	308.15	308.15	0.20
005	005	20 000	736.0	308.15	308.15	0.15
006	006	20 000	736.0	308.15	308.15	0.10
007	007	20 000	736.0	293.15	293.15	0.35
008	008	20 000	736.0	293.15	293.15	0.30
009	009	20 000	736.0	293.15	293.15	0.25
010	010	20 000	736.0	293.15	293.15	0.20
011	011	20 000	736.0	293.15	293.15	0.15
012	012	20 000	736.0	293.15	293.15	0.10
013	013	20 000	183.0	308.15	308.15	0.35
014	014	20 000	183.0	308.15	308.15	0.30
015	015	20 000	183.0	308.15	308.15	0.25
016	016	20 000	183.0	308.15	308.15	0.20
017	017	20 000	183.0	308.15	308.15	0.15
018	018	20 000	183.0	308.15	308.15	0.10
019	019	20 000	183.0	293.15	293.15	0.35
020	020	20 000	183.0	293.15	293.15	0.30
021	021	20 000	183.0	293.15	293.15	0.25
022	022	20 000	183.0	293.15	293.15	0.20
023	023	20 000	183.0	293.15	293.15	0.15
024	024	20 000	183.0	293.15	293.15	0.10
025	033	10 000	736.0	308.15	308.15	0.35
026	034	10 000	736.0	308.15	308.15	0.30
027	035	10 000	736.0	308.15	308.15	0.25
028	036	10 000	736.0	308.15	308.15	0.20
029	037	10 000	736.0	308.15	308.15	0.15
030	038	10 000	736.0	308.15	308.15	0.10
031	039	10 000	736.0	293.15	293.15	0.35
032	040	10 000	736.0	293.15	293.15	0.30
033	041	10 000	736.0	293.15	293.15	0.25
034	042	10 000	736.0	293.15	293.15	0.20
035	043	10 000	736.0	293.15	293.15	0.15
036	044	10 000	736.0	293.15	293.15	0.10
037	045	10 000	183.0	308.15	308.15	0.35
038	046	10 000	183.0	308.15	308.15	0.30
039	047	10 000	183.0	308.15	308.15	0.25
040	048	10 000	183.0	308.15	308.15	0.20
041	049	10 000	183.0	308.15	308.15	0.15
042	050	10 000	183.0	308.15	308.15	0.10
043	051	10 000	183.0	293.15	293.15	0.35
044	052	10 000	183.0	293.15	293.15	0.30
045	053	10 000	183.0	293.15	293.15	0.25
046	054	10 000	183.0	293.15	293.15	0.20
047	055	10 000	183.0	293.15	293.15	0.15
048	056	10 000	183.0	293.15	293.15	0.10

049	065	7 500	736.0	308.15	308.15	0.35
050	066	7 500	736.0	308.15	308.15	0.30
051	067	7 500	736.0	308.15	308.15	0.25
052	068	7 500	736.0	308.15	308.15	0.20
053	069	7 500	736.0	308.15	308.15	0.15
054	070	7 500	736.0	308.15	308.15	0.10
055	071	7 500	736.0	293.15	293.15	0.35
056	072	7 500	736.0	293.15	293.15	0.30
057	073	7 500	736.0	293.15	293.15	0.25
058	074	7 500	736.0	293.15	293.15	0.20
059	075	7 500	736.0	293.15	293.15	0.15
060	076	7 500	736.0	293.15	293.15	0.10
061	077	7 500	183.0	308.15	308.15	0.35
061	078	7 500	183.0	308.15	308.15	0.30
063	079	7 500	183.0	308.15	308.15	0.25
064	080	7 500	183.0	308.15	308.15	0.20
065	081	7 500	183.0	308.15	308.15	0.15
066	082	7 500	183.0	308.15	308.15	0.10
067	083	7 500	183.0	293.15	293.15	0.35
068	084	7 500	183.0	293.15	293.15	0.30
069	085	7 500	183.0	293.15	293.15	0.25
070	086	7 500	183.0	293.15	293.15	0.20
071	087	7 500	183.0	293.15	293.15	0.15
072	088	7 500	183.0	293.15	293.15	0.10
073	097	5 000	736.0	308.15	308.15	0.35
074	098	5 000	736.0	308.15	308.15	0.30
075	099	5 000	736.0	308.15	308.15	0.25
076	100	5 000	736.0	308.15	308.15	0.20
077	101	5 000	736.0	308.15	308.15	0.15
078	102	5 000	736.0	308.15	308.15	0.10
079	103	5 000	736.0	293.15	293.15	0.35
080	104	5 000	736.0	293.15	293.15	0.30
081	105	5 000	736.0	293.15	293.15	0.25
082	106	5 000	736.0	293.15	293.15	0.20
083	107	5 000	736.0	293.15	293.15	0.15
084	108	5 000	736.0	293.15	293.15	0.10
085	109	5 000	183.0	308.15	308.15	0.35
086	110	5 000	183.0	308.15	308.15	0.30
087	111	5 000	183.0	308.15	308.15	0.25
088	112	5 000	183.0	308.15	308.15	0.20
089	113	5 000	183.0	308.15	308.15	0.15
090	114	5 000	183.0	308.15	308.15	0.10
091	115	5 000	183.0	293.15	293.15	0.35
092	116	5 000	183.0	293.15	293.15	0.30
093	117	5 000	183.0	293.15	293.15	0.25
094	118	5 000	183.0	293.15	293.15	0.20
095	119	5 000	183.0	293.15	293.15	0.15
096	120	5 000	183.0	293.15	293.15	0.10

097	129	3 000	736.0	308.15	308.15	0.35
098	130	3 000	736.0	308.15	308.15	0.30
099	131	3 000	736.0	308.15	308.15	0.25
100	132	3 000	736.0	308.15	308.15	0.20
101	133	3 000	736.0	308.15	308.15	0.15
102	134	3 000	736.0	308.15	308.15	0.10
103	135	3 000	736.0	293.15	293.15	0.35
104	136	3 000	736.0	293.15	293.15	0.30
105	137	3 000	736.0	293.15	293.15	0.25
106	138	3 000	736.0	293.15	293.15	0.20
107	139	3 000	736.0	293.15	293.15	0.15
108	140	3 000	736.0	293.15	293.15	0.10
109	141	3 000	183.0	308.15	308.15	0.35
110	142	3 000	183.0	308.15	308.15	0.30
111	143	3 000	183.0	308.15	308.15	0.25
112	144	3 000	183.0	308.15	308.15	0.20
113	145	3 000	183.0	308.15	308.15	0.15
114	146	3 000	183.0	308.15	308.15	0.10
115	147	3 000	183.0	293.15	293.15	0.35
116	148	3 000	183.0	293.15	293.15	0.30
117	149	3 000	183.0	293.15	293.15	0.25
118	150	3 000	183.0	293.15	293.15	0.20
119	151	3 000	183.0	293.15	293.15	0.15
120	152	3 000	183.0	293.15	293.15	0.10
121	161	1 000	736.0	308.15	308.15	0.35
122	161	1 000	736.0	308.15	308.15	0.30
123	163	1 000	736.0	308.15	308.15	0.25
124	164	1 000	736.0	308.15	308.15	0.20
125	165	1 000	736.0	308.15	308.15	0.15
126	166	1 000	736.0	308.15	308.15	0.10
127	167	1 000	736.0	293.15	293.15	0.35
128	168	1 000	736.0	293.15	293.15	0.30
129	169	1 000	736.0	293.15	293.15	0.25
130	170	1 000	736.0	293.15	293.15	0.20
131	171	1 000	736.0	293.15	293.15	0.15
132	172	1 000	736.0	293.15	293.15	0.10
133	173	1 000	183.0	308.15	308.15	0.35
134	174	1 000	183.0	308.15	308.15	0.30
135	175	1 000	183.0	308.15	308.15	0.25
136	176	1 000	183.0	308.15	308.15	0.20
137	177	1 000	183.0	308.15	308.15	0.15
138	178	1 000	183.0	308.15	308.15	0.10
139	179	1 000	183.0	293.15	293.15	0.35
140	180	1 000	183.0	293.15	293.15	0.30
141	181	1 000	183.0	293.15	293.15	0.25
142	182	1 000	183.0	293.15	293.15	0.20
143	183	1 000	183.0	293.15	293.15	0.15
144	184	1 000	183.0	293.15	293.15	0.10

145	193	500	736.0	308.15	308.15	0.35
146	194	500	736.0	308.15	308.15	0.30
147	195	500	736.0	308.15	308.15	0.25
148	196	500	736.0	308.15	308.15	0.20
149	197	500	736.0	308.15	308.15	0.15
150	198	500	736.0	308.15	308.15	0.10
151	199	500	736.0	293.15	293.15	0.35
152	200	500	736.0	293.15	293.15	0.30
153	201	500	736.0	293.15	293.15	0.25
154	202	500	736.0	293.15	293.15	0.20
155	203	500	736.0	293.15	293.15	0.15
156	204	500	736.0	293.15	293.15	0.10
157	205	500	183.0	308.15	308.15	0.35
158	206	500	183.0	308.15	308.15	0.30
159	207	500	183.0	308.15	308.15	0.25
160	208	500	183.0	308.15	308.15	0.20
161	209	500	183.0	308.15	308.15	0.15
161	210	500	183.0	308.15	308.15	0.10
163	211	500	183.0	293.15	293.15	0.35
164	212	500	183.0	293.15	293.15	0.30
165	213	500	183.0	293.15	293.15	0.25
166	214	500	183.0	293.15	293.15	0.20
167	215	500	183.0	293.15	293.15	0.15
168	216	500	183.0	293.15	293.15	0.10
169	225	100	736.0	308.15	308.15	0.35
170	226	100	736.0	308.15	308.15	0.30
171	227	100	736.0	308.15	308.15	0.25
172	228	100	736.0	308.15	308.15	0.20
173	229	100	736.0	308.15	308.15	0.15
174	230	100	736.0	308.15	308.15	0.10
175	231	100	736.0	293.15	293.15	0.35
176	232	100	736.0	293.15	293.15	0.30
177	233	100	736.0	293.15	293.15	0.25
178	234	100	736.0	293.15	293.15	0.20
179	235	100	736.0	293.15	293.15	0.15
180	236	100	736.0	293.15	293.15	0.10
181	240	100	183.0	308.15	308.15	0.35
182	241	100	183.0	308.15	308.15	0.30
183	242	100	183.0	308.15	308.15	0.25
184	243	100	183.0	308.15	308.15	0.20
185	244	100	183.0	308.15	308.15	0.15
186	245	100	183.0	308.15	308.15	0.10
187	246	100	183.0	293.15	293.15	0.35
188	247	100	183.0	293.15	293.15	0.30
189	248	100	183.0	293.15	293.15	0.25
190	249	100	183.0	293.15	293.15	0.20
191	250	100	183.0	293.15	293.15	0.15
192	251	100	183.0	293.15	293.15	0.10