

01190



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE
MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO

**"ESTUDIO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN
UNA CAVIDAD CÚBICA CON UNA PARED
SEMITRANSARENTE"**

Tesis que para obtener el grado de

DOCTOR EN INGENIERÍA

presenta:

JOSÉ JASSÓN FLORES PRIETO

Directora de tesis: Dra. Gabriela Álvarez García

México, D.F.

2004



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

CONTENIDO

Contenido	<i>i</i>
Lista de Figuras	<i>iii</i>
Lista de Tablas	<i>v</i>
Nomenclatura	<i>vi</i>
Resumen en Español	<i>viii</i>
Resumen en Inglés	<i>ix</i>
Capítulo 1. Introducción	
1.1 Antecedentes del problema.	1
1.2 Revisión Bibliográfica.	4
1.2.1 Convección natural en cavidades bidimensionales.	4
1.2.2 Convección natural en cavidades tridimensionales.	5
1.2.3 Convección natural y radiación en cavidades en dos y tres dimensiones.	9
1.2.4 Convección natural y radiación en cavidades con ventanas.	11
1.3 Objetivo.	14
Capítulo 2. Modelo físico y matemático de la transferencia de calor en una cavidad cúbica con pared semitransparente.	
2.1 Transferencia de calor entre un vidrio de ventana y una habitación.	16
2.2 Propiedades ópticas del vidrio de la ventana.	18
2.2.1 Distribución espectral de la radiación solar y de los vidrios.	18
2.2.2 Obtención de las propiedades ópticas.	21
2.3 Modelo físico.	22
2.4 Modelo matemático de transferencia de calor por convección.	25
2.5 Modelo matemático de transferencia de calor por radiación.	27
2.6 Modelo matemático de transferencia de calor por conducción.	28
2.7 Coeficiente de transferencia de calor.	29
2.8 Eficiencia térmica del vidrio.	30
Capítulo 3. Solución numérica del modelo matemático de la transferencia de calor en una cavidad cúbica con pared semitransparente.	
3.1 Convección natural.	31
3.2 Conducción de calor.	36
3.3 Modelo radiativo.	37
3.4 Solución acoplada de los modelos.	39
Capítulo 4. Modelo experimental de la transferencia de calor en una cavidad cúbica con pared semitransparente.	
4.1 Dispositivo experimental y condiciones de operación.	41
4.2 Equipo e instrumentación.	43
4.3 Procedimiento experimental.	45
4.4 Procesamiento de imágenes infrarrojas.	46

4.5 Resultados experimentales.	47
4.5.1 Campo de temperaturas exterior del vidrio.	47
4.5.2 Campo de temperaturas del aire en el interior de la cavidad.	49

Capítulo 5. Verificación de código numérico y validación del modelo matemático.

5.1 Datos de entrada en la simulación.	51
5.2 Verificación del código de simulación.	53
5.2.1 Cumplimiento de la ecuación de continuidad.	53
5.2.2 Evaluación del error e índice de convergencia de malla.	53
5.3 Validación del modelo matemático.	55
5.3.1 Comparación de resultados con trabajos previos similares en dos y tres dimensiones.	55
5.3.2 Verificación experimental.	57

Capítulo 6. Resultados teóricos.

6.1 Comportamiento de la velocidad y la transferencia de calor en la cavidad para el caso del modelo experimental.	59
6.1.1 Campos de velocidades.	59
6.1.2 Campos de temperaturas.	66
6.1.3 Comparativo de números de Nusselt de cavidades con pared caliente isotérmica, considerando convección y radiación en dos y tres dimensiones.	70
6.1.4 Números de Nusselt en cavidades con ventana con película delgada.	70
6.1.5 Coeficiente de ganancia de calor solar (<i>SHGC</i>).	71
6.2 Estudio paramétrico de la transferencia de calor en la cavidad.	72

Capítulo 7. Conclusiones y recomendaciones para trabajos futuros.

7.1 Conclusiones.	74
7.2 Recomendaciones para trabajos futuros.	76

Bibliografía	77
---------------------	----

Anexo 1 (Factores de configuración)	83
--	----

LISTA DE FIGURAS

<i>Figura</i>	<i>Descripción</i>	<i>Página</i>
2.1	Distribución espectral de la potencia emisiva del sol (Modest, 1993).	18
2.2	Transmitancia y reflectancia espectral de cinco tipos de vidrios (Modest en 1993).	19
2.3	Propiedades ópticas espectrales de tres muestras con filtros de sulfuro de cobre con diferentes espesores de película, (Nair y Nair, 1989).	20
2.4	Proceso de transmisión de radiación visible a través de un vidrio, se muestra que la radiación se refleja en las superficies del vidrio con un ángulo de inclinación solo para ejemplificar.	22
2.5	Dibujo esquemático en explosión de la cavidad.	23
2.6	Diagrama esquemático de la incidencia de radiación solar en las paredes de la cavidad.	24
2.7	Esquema de los procesos de transferencia de calor del vidrio hacia el interior y hacia el exterior de la cavidad.	24
3.1-a	Volumen de control en dirección x - y .	32
3.1-b	Volumen de control en dirección x - z .	32
3.2	Malla no uniforme donde los volúmenes de control son más pequeños en las vecindades de las fronteras.	34
3.3	Diagrama de flujo del algoritmo de solución de los campos de temperatura, y componentes de velocidades en el aire confinado.	36
3.4	Diagrama de flujo del algoritmo de solución del modelo matemático del problema radiativo.	38
3.5	Diagrama de flujo del algoritmo de solución acoplamiento de modelos.	40
4.1	Cavidad experimental.	42
4.2	Disposición de los dispositivos en la cámara de temperatura constante que permitieron el control y registro durante experimento.	43
4.3	Instrumentación completa de la caja calorimétrica experimental dentro de la cámara a temperatura controlada.	44
4.4	Proceso de corrección de los datos experimentales.	46
4.5	Campo de temperaturas registrado por la cámara infrarroja, entre los 205 y 210 puntos se representa la pared semitransparente de 0.10×0.10 m.	48
4.6	Campo de temperaturas de la superficie exterior de la ventana ($x = H_x + H_g$), para una temperatura ambiente de 25°C .	49
4.7	Localización de los puntos de medición de la temperatura del aire en la cavidad.	50
5.1	Gráfica del logaritmo natural de residuos máximos de la ecuación de conservación de masa a medida que transcurren las iteraciones.	53

5.2	Gráfica de convergencia de los números de Nusselt convectivos a medida que se refina la malla.	54
6.1	Componentes u y v de velocidad en planos que cortan a la cavidad por el centro.	61
6.2	Componente w de velocidad en el plano central horizontal x - z .	62
6.3	Líneas de corriente de planos x - y , para z igual a 0.05, 0.038, 0.028, 0.018, 0.011, 0.006 y 0.002 m. Las gráficas son para el intervalo de 5×10^{-5} l/s a 1.1×10^{-3} l/s y se muestran las líneas con intervalos de 7×10^{-5} l/s.	63
6.4	Líneas de corriente de planos x - z , para y igual a 0.002, 0.006, 0.011, 0.018, 0.038, 0.05, 0.062, 0.082, 0.089, 0.094 y 0.098 m. Las gráficas muestran intervalos de entre las líneas de corriente de 7×10^{-5} l/s.	64
6.5	Líneas de corriente de planos y - z , para x igual a 0.05, 0.038, 0.028, 0.018, 0.011 y 0.006 m. Las gráficas son para el intervalo de -2.6×10^{-3} l/s a 2.6×10^{-3} l/s con intervalos entre líneas de 2×10^{-4} l/s.	65
6.6	Campo de temperaturas del aire confinado en la cavidad.	67
6.7	Campo de temperaturas en el plano central vertical x - y de la cavidad, del lado derecho se indica la pared semitransparente con una flecha.	68
6.8	Campo de temperaturas de la pared semitransparente.	69
6.9	Comportamiento del <i>SHGC</i> como función de la absorptancia del filtro solar.	73

LISTA DE TABLAS

<i>Tabla</i>	<i>Descripción</i>	<i>Página</i>
2.1	Parámetros ópticos de películas delgadas de Cu_xS evaluadas utilizando una irradiancia espectral AM2, para las regiones visible e infrarrojo, (Nair y Nair, 1989).	21
2.2	Resumen de consideraciones realizadas para el planteamiento del modelo simplificado.	25
3.1	Variables utilizadas en las ecuaciones de conservación.	32
3.2	Condiciones de frontera discretizadas.	35
4.1	Coordenadas (x,y,z) que indican la posición de los termopares dentro de la cavidad experimental.	43
4.2	Parámetros experimentales de entrada.	47
5.1	Parámetros de inicio para la simulación.	51
5.2	Comparación de resultados obtenidos en el presente trabajo con los reportados del problema convectivo de la cavidad cuadrada calentada diferencialmente.	56
5.3	Comparación de resultados entre el presente trabajo y los trabajos reportados en la literatura.	57
5.4	Temperaturas medidas del aire y coordenadas (x,y,z) .	58
5.5	Temperaturas teóricas del aire confinado.	58
5.6	Diferencias porcentuales entre las temperaturas medidas y las calculadas.	58
6.1	Comparación entre los números de Nusselt de los problemas experimentales y teóricos en dos y tres dimensiones.	70
6.2	Comparación entre los resultados obtenidos en tres dimensiones respecto a los bidimensionales reportados en la literatura.	71
6.3	Resultados del estudio paramétrico considerando el rango de temperaturas de $15-30^{\circ}C$ y absortancias del filtro solar de 0.08, 0.50 y 0.64.	73

NOMENCLATURA

Griegas

α	Absortancia del vidrio	<i>Adimensional</i>
α'	Factor de bajo relajación	<i>Adimensional</i>
α_a	Difusividad térmica del aire	m^2/s
α_f	Absortancia del filtro solar	<i>Adimensional</i>
α_g	Difusividad térmica del vidrio	m^2/s
β	Coefficiente de expansión térmica	$1/K$
ε	Emitancia	<i>Adimensional</i>
ϕ	Temperatura, Componente de velocidad	K , <i>Adimensional</i>
γ	Factor de estrechamiento de malla	<i>Adimensional</i>
μ	Viscosidad	$kg/s\ m$
ρ	Densidad	kg/m^3
ρ_t	Reflectancia total de la muestra	<i>Adimensional</i>
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	$W/m^2\ K^4$
τ_t	Transmitancia total	<i>Adimensional</i>
Γ	Inverso del número de Prandl	<i>Adimensional</i>

Latinas

Cp_a	Calor específico a presión constante del aire	kJ/kgK
E	Emisividad, Error extrapolado de Richarson	W/m^2 , %
f	Número de nodos	<i>Adimensional</i>
F	Función de atenuación de la radiación en el vidrio	<i>Adimensional</i>
F_{i-j}	Factor de vista de la pared i a la j	<i>Adimensional</i>
H	Longitud de la arista de la cavidad	m
G	Radiación solar	W/m^2
g	Fuerza de gravedad	$9.81\ m/s^2$
J_i	Radiosidad de la pared i	W/m^2
k	Conductividad térmica	W/mK
H	Longitud de la arista de la cavidad	m
Nu	Número de Nusselt	<i>Adimensional</i>
P	Presión	Pa
Pr	Número de Prandl	<i>Adimensional</i>
q	Flujo de calor por unidad de área	W/m^2
r	Relación entre el número de nodos	<i>Adimensional</i>
Ra	Número de Rayleigh	<i>Adimensional</i>
S	$0, -\partial P/\partial x, -\partial P/\partial y - \rho g \beta(T-T_0), -\partial P/\partial z$	
S_g	Coefficiente de extinción	<i>Adimensional</i>
$SHGC$	Coefficiente de ganancia de calor solar	<i>Adimensional</i>
T	Temperatura	K
t	Tiempo	s
u	Componente de velocidad en dirección x	m/s
v	Componente de velocidad en dirección y	m/s

<i>w</i>	Componente de velocidad en dirección z	<i>m/s</i>
<i>x</i>	Coordenada espacial en el eje horizontal	<i>m</i>
<i>y</i>	Coordenada espacial en el eje vertical	<i>m</i>
<i>z</i>	Coordenada espacial en el eje horizontal perpendicular al eje <i>x</i> .	<i>m</i>

Subíndices

<i>1</i>	Saliendo de la pared 1
<i>2</i>	Saliendo de la pared 2
<i>3</i>	Saliendo de la pared 3
<i>4</i>	Saliendo de la pared 4
<i>5</i>	Saliendo de la pared 5
<i>6</i>	Saliendo de la pared 6
<i>a</i>	Aire
<i>abs</i>	Absorbido por el filtro solar
<i>b</i>	Dirección inferior
<i>B</i>	Vecino inferior
<i>cv</i>	Convectivo
<i>cd</i>	Conductivo
<i>e</i>	Dirección este
<i>E</i>	Vecino al este
<i>exp</i>	Experimental
<i>fría</i>	Pared 2
<i>g</i>	Vidrio
<i>i</i>	Interior
<i>ini</i>	Inicial
<i>k</i>	Radiación que sale de un elemento diferencial de la pared <i>k</i> .
<i>o</i>	Exterior
<i>x</i>	Dirección <i>x</i>
<i>y</i>	Dirección <i>y</i>
<i>z</i>	Dirección <i>z</i>
<i>max</i>	Máximo valor existente
<i>n</i>	Dirección norte
<i>N</i>	Vecino al Norte
<i>r</i>	Radiativo
<i>s</i>	Dirección sur
<i>S</i>	Vecino al sur
<i>t</i>	Dirección oeste
<i>T</i>	Total, vecino superior
<i>w</i>	Dirección oeste
<i>W</i>	Vecino al oeste

RESUMEN

En las edificaciones, una de las principales ganancias térmicas se presenta a través de los vidrios de las ventanas. Con el fin de reducir costos en la climatización de estos espacios, se han venido proponiendo diferentes técnicas para disminuir o incrementar las ganancias de energía a través de las ventanas, una de ellas es el uso de películas delgadas depositadas en los vidrios, las cuales tienen propiedades ópticas que modifican la transferencia de calor mejorando las condiciones del clima en el interior de la habitación. Con el propósito de determinar la influencia del comportamiento térmico de estos vidrios en el interior de las habitaciones, se desarrolló un modelo teórico y un modelo experimental de transferencia de calor en cavidades que permite determinar correlaciones de los coeficientes de transferencia de calor del sistema vidrio-película hacia el interior para evaluar el coeficiente de ganancia de calor solar (Solar Heat Gain Coefficient, *SHGC*) del sistema vidrio-película.

En el modelo físico la habitación se consideró como una cavidad cúbica con una pared semitransparente, con radiación solar incidente de forma normal a la ventana, también se consideró transferencia de calor por convección natural en régimen de flujo laminar en el aire confinado en la cavidad ($Ra=2.3 \times 10^6$). El modelo teórico se basó en las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento, energía y en las ecuaciones de balance radiativo aplicando el método de radiación neta. En las ecuaciones de balance radiativo se considera al aire confinado radiativamente no participante. Para la solución del modelo matemático se desarrolló un código en lenguaje Fortran, la parte convectiva y conductiva se resolvió utilizando la formulación de volumen finito. La verificación del código se realizó reduciendo el modelo a casos reportados en la literatura haciendo comparaciones de los números de Nusselt. También, el modelo se verificó experimentalmente simulando la generación de calor de la película de control solar mediante una resistencia eléctrica. se registraron las temperaturas del aire en el interior de la cavidad experimental y las temperaturas en la superficie exterior del vidrio. Las temperaturas de la superficie exterior se introdujeron en el modelo matemático como condición de frontera y las temperaturas del aire confinado se utilizaron para la verificar el código. Los resultados del código indicaron concordancia al comparar las temperaturas del modelo teórico con los resultados experimentales. La diferencia máxima de los 12 puntos registrados comparados fue de 6.03% y en promedio la diferencia fue de 1.87%, (el error experimental fue de 1.40%).

Con el modelo teórico y utilizando las condiciones en las que se desarrolló el experimento, se obtuvo un número de Nusselt convectivo de 11.48, un número de Nusselt radiativo de 12.87 y el *SHGC* de 0.62. También se realizó un estudio paramétrico considerando constante el número de Nusselt en la pared exterior, con esto se calcularon los *SHGC* como función de la absorptancia de la película delgada y de la temperatura ambiente exterior. en el estudio se varió la absorptancia de la película delgada en el intervalo de 0.08 a 0.64 y la temperatura ambiente exterior en el intervalo de 15°C a 30 °C.

ABSTRACT

In buildings, one of the major thermal gains is through the glazing of the windows. In order to reduce the cost of using air conditioning systems, different techniques have been proposed to reduce or to increase the energy gains through the windows. One of these is the use of thin film coating deposited on the surface of the glazing. Those thin films have optical properties that can modify the heat gains and improve the ambient conditions inside the room. To determine the influence of the thermal behavior of those glazings with respect to the ambient air inside the rooms, a heat transfer model was developed to study the movement of airflow in a cavity with semitransparent wall with a glass and solar control coating. The results will allow us, as an approach, to determine the correlations of the heat transfer coefficients and to evaluate the solar heat gain coefficient (*SHGC*) of the glazing.

In this approach, the physical model considered a cubic cavity with a semi-transparent wall composed of a glazing and a solar control coating to model a room of a building, in which normal solar radiation impacts on the glazing of the semitransparent wall. The model assumes natural convection in laminar flow, non-participant fluid and Rayleigh number of 2.3×10^6 . The theoretical model was based on the conservation equations of mass, momentum and energy and in the equations of radiative exchange of the walls of the cavity, which were solved by the net radiation method. In the solution of the mathematical model, the convective model and conductive model of the semitransparent wall were solved using the finite volume method. The verification of the computer code of the model was carried out reducing the model to published cases in the literature. Also, the computer code was experimentally verified by simulating the thermal behavior of the solar control coating using an electrical resistance that provides the generation of heat on the surface of the glass. The air temperatures inside the heated box and the exterior surface temperatures of the glass were measured. The exterior surface temperatures were introduced as a boundary condition in the mathematical model to carry out their experimental verification. The results indicated good agreement when theoretically predicted temperatures were compared with the experimental measurements. The maximum difference between the theoretical and the 12 experimental measurements was 6.03%, and the average difference was of 1.87%, (the average experimental uncertainty was 1.40%).

For the experimental case, the convective Nusselt number calculated was 11.48 and the radiative Nusselt number was 12.87. The *SHGC* was of 0.62. In the parametric study, in which the exterior Nusselt number was assumed uniform, the absorptance of the glazing and solar control coating was varied in the range from 0.08 to 0.64, and exterior ambient temperature was varied in the range from 15°C to 30°C. The *SHGC* as a function of the absorptance of the glazing were calculated and plotted.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

En este capítulo introductorio se presenta la justificación, la revisión bibliográfica y el objetivo que motivó esta tesis. En la primera parte del capítulo se muestra el problema de la transferencia de calor en una habitación con ventana, la ventaja de utilizar películas delgadas en los vidrios de las ventanas de habitaciones situadas en climas cálidos y la forma en que se idealiza a un problema de transferencia de calor en una cavidad cúbica con pared semitransparente. En la revisión bibliográfica se presentan estudios previos sobre transferencia de calor relacionados con: convección y conducción en cavidades rectangulares calentadas diferencialmente, convección y conducción en cavidades tridimensionales calentadas diferencialmente, las tres formas de transporte de calor en cavidades bidimensionales y tridimensionales y por último transferencia de calor combinada en cavidades que consideran ventana. En la sección final del capítulo se presenta el objetivo que motivó a desarrollar el trabajo y la forma en que se aborda a lo largo de los capítulos.

1.1 Antecedentes del problema.

En las edificaciones, las principales ganancias térmicas se presentan a través de techos, paredes, pisos, ventanas, la generación de calor de personas, aparatos eléctricos y electrónicos, infiltraciones y máquinas entre otros. Diferentes trabajos reportados han mostrado que en la mayoría de los casos la ganancia o pérdida de energía que se presentan a través de las ventanas es una de las más importantes, puntualizando el caso de edificaciones con ventanas en climas cálidos (Álvarez, 1994; Álvarez *et al.*, 1998). Sin embargo, en los últimos años se ha observado un incremento considerable en la utilización de grandes áreas de ventanas con vidrios en las edificaciones, en general en todo tipo de clima. El incremento de las áreas de ventanas en las edificaciones ha surgido principalmente como respuesta a la necesidad de incrementar la iluminación natural en el interior del edificio y estética del mismo, pero lamentablemente se ha descuidado el confort térmico. Como

resultado de lo anterior, en un número considerable de edificaciones los estilos arquitectónicos no contribuyen a obtener un clima confortable. Los diseños en la mayor parte, corresponden a modas arquitectónicas del ámbito mundial y a estilos que resultan económicos para el sector constructivo, por la facilidad de realizar las construcciones en masa o de manera individual.

En los edificios, la utilización de grandes áreas de ventanas con vidrios contribuye a obtener considerables ganancias de energía térmica hacia su interior, siendo ideal para algunas regiones, principalmente en zonas frías en donde se requiere suministro de energía para obtener las condiciones de confort dentro de la edificación. Sin embargo, los edificios con grandes áreas de ventanería, ubicados en regiones cálidas, al implicar altas ganancias de calor dependen considerablemente de sistemas mecánicos y eléctricos para extraer la energía que entra en exceso. En general la utilización de aparatos de aire acondicionado (bombas de calor) requiere un alto consumo de energía primaria para lograr extraer la energía térmica que se presenta en exceso. En México en 1990, el consumo energético de los sistemas de aire acondicionado en edificaciones representó el 15% del consumo del sector residencial, en ese año el sector residencial ocupó el 21% del consumo nacional (Landa *et al.*, 1992). El consumo en el mismo sector durante los años 1997, 2001 y 2002 representó en promedio solamente un punto porcentual más (Informes Anuales de la Secretaría de Energía, 1997, 2001 y 2002), por lo que el consumo en este rubro, ha continuado incrementándose a la misma razón que la demanda energética del país.

En las últimas décadas, se han desarrollado y se continúan desarrollando tecnologías para controlar las ganancias térmicas a través de los vidrios de las ventanas, con el fin de disminuir los costos por el consumo energético para la climatización de espacios habitables. A la par de dar seguimiento a las modas arquitectónicas y a los requerimientos de iluminación mediante energía solar.

La incidencia de energía solar en una ventana de habitación con vidrio produce el llamado efecto invernadero. El efecto invernadero consiste en que la radiación visible proveniente del sol se transmite parcialmente a través del vidrio hacia la habitación y la radiación infrarroja del interior de la habitación que se dirige hacia el ambiente exterior no puede hacerlo. Por lo que la mayor parte de la energía que entra a la habitación no puede salir y provoca calentamiento en el interior de la habitación.

La radiación proveniente del sol que no se transmite en el vidrio parte se absorbe y el resto se refleja hacia el ambiente. La energía radiante que se absorbe en el vidrio se transforma en energía calorífica que causa un incremento en la temperatura del mismo. Consecuentemente, la energía absorbida se transfiere a ambos lados del vidrio debido a los potenciales térmicos generados, entre la superficie interior del vidrio y la temperatura interior de la habitación, como por la superficie exterior del vidrio y de la temperatura del ambiente exterior. Por lo anterior, se explica que parte de la energía que se absorbe en la ventana se transfiere en forma de calor al interior de la habitación, otra parte se transfiere en forma de calor al exterior y el resto se almacena en el vidrio como calor sensible. La energía absorbida por el vidrio que se transfiere a la habitación lo hace por convección y radiación principalmente; de forma

semejante, sucede con la energía que se absorbe en el vidrio y que se transfiere al medio ambiente exterior. Por consiguiente, la energía solar que logra entrar al interior se incrementa a medida que se reduce la energía solar que se absorbe en el vidrio y a medida que se incrementa el gradiente térmico entre la pared interior y la temperatura en la habitación. De manera contraria, la energía que logra entrar al interior se reduce a medida que se incrementa la energía que se absorbe en el vidrio y a medida que se incrementa el gradiente térmico entre la pared exterior y la temperatura ambiente exterior.

Como se mencionó en el párrafo anterior, el vidrio transmite, absorbe y refleja radiación solar; lo cual es consecuencia de sus propiedades ópticas de transmisividad, absorptividad y reflexividad. Estas propiedades ópticas dependen de la longitud de onda de la radiación que incide, y cuando se promedian estas propiedades en el intervalo de la longitud de onda de la radiación que incide, se denominan transmitancia, absorptancia y reflectancia respectivamente. Principalmente, en regiones cálidas se han venido proponiendo y utilizando materiales y configuraciones de vidrios, tratando de modificar las propiedades de absorptividad y reflexividad para reducir la cantidad de energía solar que se transmite hacia las habitaciones. Esto ha llevado al desarrollo de diferentes tipos de vidrios, como son: vidrios entintados, plásticos adherentes y películas delgadas semiconductoras entre otras tecnologías. Los vidrios con películas delgadas semiconductoras son una de las clases de tecnologías que están emergiendo para el control del paso de la radiación solar; las películas delgadas se depositan en los vidrios y estas permiten reducir espectralmente la cantidad de energía solar que entra a las habitaciones. Las técnicas de películas delgadas de control espectral de radiación solar, absorben menor cantidad de radiación en el intervalo del visible y la absorptancia es alta para cualquier otra longitud de onda, dependiendo del clima de la región.

En climas cálidos la absorptancia se puede incrementar hasta el punto donde no se oscurezcan las habitaciones y la reflectancia se puede aumentar hasta el punto donde no se afecte con las reflexiones de energía solar a los vecinos. Por consiguiente, los trabajos en el desarrollo de películas delgadas están enfocados en conseguir bajas absorptividades en radiación con longitudes de onda en intervalo de la luz visible y altas absorptividades en cualquier otra longitud de onda. Esto último conlleva a reducir la energía que entra a la habitación, como se explicó arriba, tratando de disminuir lo menos posible la iluminación de la habitación.

Para caracterizar a un vidrio de ventana, respecto a la cantidad de energía que permite entrar a una habitación, ASHRAE (1997) propuso el coeficiente de sombreado (*Shading Coefficient, SC*) y posteriormente ASHRAE (2001) propuso el coeficiente de ganancia de calor solar (*Solar Heat Gain Coefficient, SHGC*); ISO-15099 (2000) propuso el coeficiente de transmitancia de energía solar total y el coeficiente de transmitancia térmica. También, Álvarez (1994) y Alvarez y Estrada (1998) propusieron el coeficiente de rechazo solar. Para calcular estos parámetros es necesario conocer el coeficiente de pérdidas de calor que depende del coeficiente de transferencia de calor por convección y radiación hacia el interior de la habitación.

El cálculo de los coeficientes de transferencia de calor puede realizarse mediante modelos idealizados tanto experimentales como teóricos; mediante estos modelos se obtienen correlaciones de fácil manejo para obtener los coeficientes. Para conocer los coeficientes de transferencia de calor en forma teórica, se ha simulado el campo de flujo y temperaturas del sistema en cuestión. Hollans (1976), ElSherbiny (1982), Pepper (2002), ISO-15099 (2000) y ASHRAE (2001) entre otros autores, presentaron correlaciones para estos coeficientes mediante modelos teóricos. Janssen (1995), Leong (1998) y Leong (1999) entre otros autores han determinado correlaciones a partir de modelos experimentales. Generalmente, los estudios teóricos en detalle del transporte de calor en habitaciones consideran a la habitación modelada como una cavidad calentada diferencialmente. El conocimiento a detalle de los coeficientes de transferencia de calor permite calcular de manera más precisa el transporte de calor en las habitaciones.

En la siguiente sección se presenta la revisión bibliográfica del estudio de la transferencia de calor en habitaciones idealizadas como cavidades llenas de aire. En el estudio se toma en cuenta la transferencia de calor en cavidades calentadas diferencialmente y cavidades con ventana.

1.2 Revisión Bibliográfica.

La revisión bibliográfica se divide en cuatro secciones. En la primera sección se presentan estudios de la transferencia de calor considerando convección y conducción en cavidades rectangulares calentadas diferencialmente. En la segunda sección se presentan estudios de la transferencia de calor considerando convección y conducción en cavidades tridimensionales calentadas diferencialmente. En la tercera sección se presentan estudios en cavidades bidimensionales y tridimensionales que consideran las tres formas de transferencia de calor. Por último, en la revisión bibliográfica se presentan estudios de la transferencia de calor combinada en cavidades bidimensionales y tridimensionales con ventana.

1.2.1 Convección natural en cavidades bidimensionales.

Dentro de los trabajos de convección natural en cavidades bidimensionales se encuentran los siguientes:

Helmus y Churchill (1961) desarrollaron un método de solución numérica para resolver el problema de convección natural en una pared vertical plana. En su estudio consideran las ecuaciones de conservación masa, cantidad de movimiento y energía en estado transitorio y permanente; para resolver el modelo matemático utilizaron el método de diferencias finitas con el esquema implícito de dirección alternante. En los resultados, los autores obtuvieron buena concordancia del modelo matemático con el modelo experimental. Los autores concluyeron que se presentaron inestabilidades numéricas para números de Grashof mayores a 10^5 .

Wilkes y Churchill (1966) extendieron el método de diferencias finitas con esquema implícito de dirección alternante para situaciones de convección natural en cavidades rectangulares. En sus estudios consideraron una cavidad rectangular calentada diferencialmente, con el resto de las paredes adiabáticas, también consideraron bajos números de Rayleigh. Los autores concluyeron que las inestabilidades numéricas que se presentaron durante el trabajo realizado por Hellmus y Churchill (1961) fueron consecuencia del procedimiento de cálculo utilizado.

El problema de convección natural en cavidades bidimensionales se resolvió numerosas veces durante los años sesentas y setentas, considerando diferentes geometrías e intervalos de parámetros: muchos de estos trabajos se realizaron tratando de simular con valores del número de Rayleigh cada vez mayores. Rubel y Landis (1969) simularon el problema de convección natural en una cavidad logrando resultados para números de Rayleigh de 2.4×10^5 con número de Prandl igual a 1.0 y Rayleigh de 3.6×10^5 con un número de Prandl de 0.6. Chen (1971) mostró que las anomalías en las predicciones del perfil de temperaturas para grandes números de Rayleigh pueden ser eliminadas haciendo refinamiento en la malla. Otros autores que reportaron trabajos buscando aumentar el intervalo del número de Rayleigh fueron Greenspan (1974) y Ozoë *et al.* (1976), entre otros.

de Vahl Davis (1983) presentó un trabajo comparativo de resultados numéricos de diferentes autores de la cavidad rectangular calentada diferencialmente. En el estudio considera aire y sus resultados los presenta en función del número de Rayleigh. Trabajos teóricos reportados posteriores al de de Vahl como Markatos y Pericleous, (1984), Fussegi *et al.* (1991) y Barakos *et al.* (1994) se han venido utilizando para calcular de manera aproximada los coeficientes de transferencia de calor y para verificar modelos numéricos de transferencia de calor en cavidades calentadas diferencialmente en el intervalo del número de Rayleigh de 1×10^3 a 1×10^{16} (régimen de flujo laminar y turbulento).

1.2.2 Convección natural en cavidades tridimensionales.

Los siguientes autores han estudiado el proceso de convección natural en cavidades tridimensionales.

Aziz y Hellmus (1967) fueron los primeros autores en reportar resultados de simulación numérica de la convección natural en cavidades tridimensionales. ellos estudiaron una cavidad llena de aire calentada diferencialmente, considerando el resto de las paredes adiabáticas.

Gareth (1969) presentó un método de integración numérica para la solución de las ecuaciones de Navier-Stokes para un flujo incompresible en tres dimensiones, utilizando variables primitivas. La técnica la presentó, resolviendo un problema de convección natural en coordenadas cilíndricas entre dos cilindros concéntricos rotando. La ecuación de Poisson la resolvió para la presión utilizando diferencias finitas y técnicas de aproximaciones trigonométricas con el fin de acelerar el proceso de cálculo.

Patankar y Spalding (1972) presentaron un procedimiento numérico para determinar los procesos de transporte en tres dimensiones. Ellos utilizaron ecuaciones parabólicas para describir los flujos tridimensionales. El procedimiento se basa en la aproximación de capa límite. El campo de presiones lo calcularon con base en un estimado de velocidades medias que corrigen con la ecuación de continuidad, (algoritmo SIMPLE, *Semi Implicit Method Pressure-Linked Equations*). El algoritmo lo ejemplificaron resolviendo un problema de un tubo cuadrado con una pared móvil isotérmica y el resto de las paredes del tubo aisladas. En sus resultados presentan los campos de velocidades, las variaciones de la presión y el campo de temperaturas a lo largo de la pared.

Patankar (1972) reportó un programa de cómputo para predecir en una cámara de combustión: el flujo, la transferencia de calor y el proceso de combustión. En su trabajo consideró tres dimensiones y estado transitorio. El modelo matemático considera las ecuaciones de conservación, concentración de especies, intercambio radiativo, concentración de partículas con varios intervalos de tamaño y considerando flujo turbulento. El autor resolvió las ecuaciones involucradas mediante el desarrollo del método denominado *Mammoth*; el cual considera variables primitivas, diferencias finitas y esquema explícito. En los resultados se muestran las isoterms que se forman en el quemador. En el reporte se concluye que su trabajo es una buena aproximación de este tipo de procesos y comenta la necesidad de verificar el modelo computacional y de mejorar los datos de entrada en cada experimento numérico.

Ozoe *et al.* (1976) desarrollaron un algoritmo de simulación numérica para convección natural en régimen laminar en una cavidad cúbica llena de aire, calentada por la pared posterior. Las ecuaciones de conservación las resolvieron utilizando variables secundarias, con la formulación de diferencias finitas, con el método implícito de dirección alternante. En sus resultados muestran las líneas de corriente y las correlaciones de Nusselt como función del número de Rayleigh. De su trabajo concluyen que sus resultados concuerdan con resultados experimentales y con resultados reportados.

Mallison y de Vahl Davis (1977) resolvieron las ecuaciones de conservación en tres dimensiones para convección natural en cavidades rectangulares calentadas diferencialmente. Los autores en sus resultados muestran las velocidades máximas y los números de Nusselt para diferentes razones de aspecto, números de Rayleigh y números de Prandtl. El trabajo reportado ha servido como comparativo para muchos trabajos posteriores.

Chan y Banerjee (1979) resolvieron las ecuaciones de conservación para una cavidad tridimensional calentada diferencialmente en estado transitorio, utilizando variables primitivas. Las ecuaciones de conservación las discretizaron utilizando diferencias finitas. El método de solución que utilizaron es una simplificación del método MAC (*Marker and Cell Method*). En sus resultados presentan los campos de velocidades, campos de temperaturas y los números de Nusselt. Los resultados que presentan los

validaron con resultados experimentales reportados por otros autores, también compararon los resultados bidimensionales con los tridimensionales.

Yang (1986) realizó un estudio de la transferencia de calor por convección natural en cavidades rectangulares inclinadas llenas de aire considerando dos y tres dimensiones. Los estudios los realizó mediante simulación numérica en estado transitorio utilizando las ecuaciones de conservación en variables primitivas. Las ecuaciones las resolvió por el método de diferencias finitas, no involucró la aproximación de Boussinesq, minimizó la falsa difusión con el remplazo de los términos convectivos con la técnica de Upwind, basándose en el esquema de solución QUICK. En sus resultados encontró concordancia con resultados experimentales, y presenta el valor del número de Nusselt en función de la inclinación de la cavidad, para diferentes razones de aspecto, números de Rayleigh y dimensiones. También, encontró que existe una inclinación crítica que depende del número de Rayleigh, razón de aspecto y número de dimensiones consideradas.

Patankar (1980) presentó el método de volumen finito utilizando el algoritmo SIMPLER (*Semi Implicit Method for Pressure-Linked Equations Revised*). El algoritmo SIMPLER es un procedimiento para acoplar las ecuaciones de conservación y consiste en: proponer un campo velocidades; resolver las ecuaciones de cantidad de movimiento sin considerar la presión; con el campo de velocidades calculado, resolver la presión; con el campo de presiones calculado, calcular nuevamente los campos de velocidades; con las velocidades calcular nuevamente el campo de presiones; hacer corrección de las velocidades con el campo de corrección de presiones; con las velocidades calculadas resolver las ecuaciones para otras variables como temperatura, concentración o cantidades relacionadas con turbulencia; finalmente, verificar que las variables convergen cada una a un valor, de no ser así, regresar al segundo paso hasta alcanzar la convergencia. Este método ha venido utilizándose para resolver problemas de transferencia de calor por convección.

Pepper *et al.* (1987) presentaron un trabajo de un modelo tridimensional de convección natural en cavidades utilizando la técnica de elemento finito de tiempo repartido. Para ejemplificar el estudio tomaron en cuenta una cavidad rectangular calentada diferencialmente, utilizando números de Rayleigh de 10^2 y 10^5 con números de Prandtl de 1.0. El modelo los autores lo desarrollaron basándose en las ecuaciones de conservación en variables primitivas, tomando en cuenta la aproximación de Boussinesq. La solución numérica la obtuvieron mediante el algoritmo SIMPLE propuesto por Patankar y Spalding (1972). En sus resultados muestran el campo de velocidades y el campo de temperaturas en imágenes tridimensionales. En sus conclusiones comentan que los resultados concuerdan con resultados reportados en la literatura y presentan ahorro en tiempo y memoria de cómputo, comparando el desempeño con métodos convencionales de elemento finito.

Yang y Yang (1987) presentaron un estudio de convección natural en estado transitorio en tres dimensiones de una cavidad inclinada calentada diferencialmente. Ellos resolvieron las ecuaciones de conservación utilizando variables primitivas, y resolvieron el modelo mediante el método de diferencias finitas, utilizando el

esquema QUICK. En sus resultados presentaron el comportamiento del número de Nusselt en función del ángulo de inclinación. Los resultados fueron validados con resultados experimentales.

Karld y Patankar (1988) desarrollaron un procedimiento de cálculo para flujos incompresibles viscosos para geometrías complejas. Ellos desarrollaron un esquema de coordenadas generales, no ortogonales, y fue basado en aproximaciones de volumen de control, utilizando un arreglo de malla en *zigzag*. El cumplimiento de las ecuaciones de cantidad de movimiento y continuidad se lleva a cabo utilizando el algoritmo SIMPLER. El procedimiento se utilizó para dos dimensiones, y comenta que puede ser utilizado para tres dimensiones.

Chin y Street (1989) desarrollaron un código utilizando el algoritmo SIMPLE para obtener dos códigos numéricos, explícito e implícito, para resolver las ecuaciones de conservación para convección natural en dos dimensiones. En ambos, emplean el esquema QUICK para encontrar las diferencias convectivas de las mallas no uniformes. Para probar los experimentos numéricos plantean los modelos para convección natural y forzada en una cavidad en dos y tres dimensiones con una pared lateral calentada. Los resultados indican que logran ahorro computacional y buena concordancia con los resultados experimentales.

Fusegi *et al.* (1991) reportaron un estudio numérico tridimensional de convección natural en estado transitorio en una cavidad cúbica calentada diferencialmente con aire confinado. Para resolver las ecuaciones de conservación en variables primitivas utilizan el método de volumen finito con el algoritmo SIMPLE; también, utilizaron una modificación de la metodología QUICK en las ecuaciones de cantidad de movimiento. En sus resultados presentan los campos de temperaturas y vorticidad; también, presentan la evolución del número de Nusselt para números de Rayleigh entre 10^4 y 10^6 . Los autores compararon sus resultados tridimensionales con los resultados respectivos en dos dimensiones y obtuvieron periodos de oscilación de la misma magnitud en la evolución del número de Nusselt.

Karki *et al.* (1992) realizaron un estudio de convección natural en una cavidad con una pared frontal vertical caliente, la pared opuesta fría y con una división vertical entre ellas adiabática. Los dos volúmenes de la cavidad se consideran conectados por una abertura semejante a una puerta. Las ecuaciones gobernantes se establecen en variables primitivas y la solución es formulada en volumen finito utilizando el algoritmo SIMPLER. Los resultados que presentan muestran los patrones de flujo, campos de temperaturas y el número Nusselt cuando se varía el número de Rayleigh en el intervalo de 10^4 a 10^7 . Los resultados tridimensionales los comparan con resultados bidimensionales y encontraron que los números de Nusselt obtenidos para tres dimensiones son desde un 15 a un 66% menores que los obtenidos para el mismo problema en dos dimensiones.

Leong *et al.* (1998) realizaron un trabajo experimental para comparar códigos que simulan convección natural en cavidades cúbicas calentadas diferencialmente. En el estudio consideraron un número de Rayleigh de 10^4 e inclinaciones de la cavidad de

0°. 45° y 90°. En el trabajo reportan los números de Nusselt con el 1% de exactitud. Posteriormente, Leong *et al.* (1999) realizaron un trabajo para comparar códigos de convección natural en cavidades cúbicas calentadas diferencialmente, basándose en sus resultados experimentales. En el trabajo se reportan los números de Nusselt en función de números de Rayleigh en el intervalo de 10^4 a 10^8 para la cavidad inclinada 0°. 45° y 90°.

Pepper y Hollands (2002) realizaron un trabajo para comparar estudios numéricos, para convección natural en cavidades cúbicas, llenas de aire, calentadas diferencialmente y considerando el experimento realizado por Leong *et al.* (1999). En el estudio consideran números de Rayleigh de 10^4 , 10^5 , 10^6 , 10^7 , y 10^8 ; también, presentan resultados para cavidades inclinadas de 0°, 45° y 90°. En el trabajo se compararon los resultados reportados por 10 grupos de trabajo, los trabajos recavados consideraron diferentes mallas y técnicas computacionales. Se reportan los números de Nusselt como función de los números de Rayleigh. En sus conclusiones mencionan que los trabajos analizados son consistentes en sus resultados. También concluyen que las principales diferencias entre los resultados estudiados se presentan para altos números de Rayleigh y que tanto el refinamiento de malla como el paso de tiempo son parámetros que afectan los resultados.

Se muestra que los trabajos reportados de convección natural en cavidades tridimensionales se han venido formulado con las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía en variables primitivas, y que son resueltas utilizando el método de volumen finito de forma más común a partir de los años noventas. También se muestra que los algoritmos para el acoplamiento de las ecuaciones de conservación como el SIMPLE y SIMPLER han sido utilizados con resultados satisfactorios.

Los resultados teóricos y experimentales de estos autores, al igual que los bidimensional, han venido proporcionado correlaciones simples para calcular los coeficientes de transferencia de calor y algunos de ellos han sido utilizados para comparar resultados de modelos teóricos.

1.2.3 Convección natural y radiación en cavidades en dos y tres dimensiones.

Los estudios en cavidades hasta 1972 consideraron la transferencia de calor por conducción y por convección; lo que es decir, hasta entonces no se consideró la transferencia de calor por radiación en estos estudios. Larson y Viskanta (1976) estudiaron teórica y experimentalmente una cavidad bidimensional llena de aire con una pared a alta temperatura con paredes opacas. Para esto, simularon la transferencia de calor de la cavidad rectangular, en estado transitorio, combinando transferencia de calor por convección natural, conducción y radiación. Ellos resolvieron las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía por el método de diferencias finitas esquema implícito con dirección alternante; consideran conducción de calor unidimensional en las paredes, convección natural en dos dimensiones. al fluido como radiativamente no participante. intercambio radiativo

entre las superficies de las paredes y consideran una fuente a alta temperatura; resolvieron las ecuaciones de conservación en variables secundarias. Los resultados reportados indican que la transferencia de calor por radiación es considerable en los procesos de transferencia de calor.

Kim y Viscanta (1984) presentaron un estudio numérico de la conducción, convección y radiación en una cavidad rectangular llena de aire y calentada diferencialmente. El modelo matemático que describe el movimiento del aire confinado considera las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía utilizando variables secundarias (vorticidad y líneas de corriente), el modelo conductivo considera la ecuación de conservación de energía y el modelo radiativo considera intercambio radiativo entre las paredes. También se considera el intervalo de estudio para el número de Rayleigh de 10^4 a 10^7 con el número de Prandtl de 0.001 a 100, en los resultados se presentan los campos de temperaturas, velocidades y números de Nusselt. Los autores concluyen que la transferencia de calor por convección natural disminuye debido a la transferencia de calor por conducción a lo largo de las paredes y a consecuencia del intercambio radiativo, también concluyen que el valor del valor del Nusselt convectivo no representa de forma adecuada la transferencia de calor total.

Balaji y Venkateshan (1993) presentaron un estudio numérico de la transferencia de calor por convección natural y por radiación en una cavidad cuadrada calentada diferencialmente con aire confinado. Los experimentos numéricos se realizaron para números de Grashof en el intervalo de 10^3 a 10^6 , y emisividades de las superficies en el intervalo de cero a uno. Las ecuaciones gobernantes para convección las resuelven utilizando la técnica de volumen finito y el intercambio radiativo entre las paredes interiores de la cavidad lo calculan con el método de radiación neta (Siegel, 1992). En sus resultados presentan el número de Nusselt convectivo y el número de Nusselt radiativo como función de la emisividad y del número de Grashof. Los autores concluyen que sus correlaciones presentan una desviación máxima con datos experimentales del 4.9% para el Nusselt convectivo y del 6% para el Nusselt radiativo.

Ramesh y Venkateshan (1999) presentaron estudios experimentales de transferencia de calor por convección natural e intercambio radiativo entre superficies en una cavidad cuadrada, llenas de aire, calentada diferencialmente con paredes horizontales adiabáticas. En las mediciones experimentales utilizaron la técnica de interferometría láser y utilizan superficies de alta emisividad y despreciable emisividad para diferenciar la transferencia de calor por convección y radiación. En sus resultados muestran correlaciones para calcular los números de Nusselt convectivo y el número de Nusselt radiativo en función del número de Grashof y la emisividad de la superficie. Los autores concluyen que el intercambio radiativo es considerable respecto al intercambio convectivo.

Lutjen *et al.* (2001) realizaron un estudio experimental de visualización de los campos de temperaturas en el fluido confinado en una cavidad cúbica calentada diferencialmente con paredes horizontales adiabáticas. En su estudio analizan un

fluido de número de Prandtl de 8940 (glicerina) con números de Rayleigh de 10^4 . En sus experimentos visualizan el campo de temperaturas con termografía utilizando la técnica de cristal líquido LCST (*Liquid Crystal Scanning Thermography*). En sus resultados presentan dos números de Nusselt para dos números de Rayleigh. También, presentan los campos de temperaturas para diferentes planos que cortan el cubo.

Colomer *et al.* (2004) reportaron un estudio teórico de la transferencia de calor por convección y radiación en cavidades cúbicas calentadas diferencialmente, consideraron en la transferencia de calor por radiación los casos de fluido participante y fluido no participante. En el estudio consideran las ecuaciones de conservación para el intercambio convectivo para números de Rayleigh en el intervalo de 10^3 a 10^6 ; para calcular el intercambio radiativo con fluido no participante se consideró el método de radiación neta y para el caso de fluido participante la aportación radiativa se suministró en la ecuación de la energía. Los autores muestran en sus resultados los valores de las componentes de la velocidad, los flujos de calor y los perfiles de temperatura como función del número de Rayleigh, número de Planck y espesores ópticos. Los autores concluyen que para valores del número de Planck menor a 0.5 (espesores ópticos bajos) el intercambio radiativo puede ser despreciado.

En los trabajos reportados de transferencia de calor por convección y radiación en cavidades se muestra que la contribución radiativa es considerable, cuando se tienen temperaturas semejantes al caso de estudio. También, de estos trabajos se observa que el método de radiación neta es adecuado para calcular el intercambio radiativo entre las superficies interiores de la cavidad.

1.2.4 Convección natural y radiación en cavidades con ventanas.

Behnia *et al.* (1990) realizaron un estudio térmico de una cavidad rectangular con una pared semitransparente, considerando al fluido no participante. En el modelo consideran una pared vertical isotérmica, la pared opuesta parcialmente transparente a la radiación y las paredes restantes adiabáticas; también, se considera que la pared semitransparente intercambia calor por radiación y convección por ambos lados. En el modelo matemático consideran las ecuaciones de conservación en variables secundarias; la solución del sistema de ecuaciones se realiza mediante el método de diferencias finitas. El modelo de radiación neta se utiliza para conocer el intercambio radiativo entre las superficies de las paredes. Los resultados reportados muestran el caso cuando la pared semitransparente se comporta como una pared isotérmica a 150°C , temperatura ambiente de 20°C y para valores del número de Rayleigh en el intervalo de 1×10^4 a 3×10^5 . Los autores examinaron el campo de velocidades y la transferencia de calor por radiación y convección; concluyen que el método que desarrollaron puede utilizarse para abordar esta clase de simulaciones y que la transferencia de calor por radiación es significativa al ser comparada con la convectiva.

Kwon *et al.* (1993) realizaron un estudio numérico, de la transferencia de calor en una cavidad rectangular con una ventana en el centro de una de las paredes verticales. En

el planteamiento del problema se considera las ecuaciones de conservación para fluido incompresible en variables primitivas. Para simplificar el problema consideran el valor de la absorptancia y emitancia constantes, temperatura en la pared semitransparente constante y radiación solar constante. En la solución de las ecuaciones consideraron la formulación de volumen finito. El estudio se realizó para número de Rayleigh de 1.25×10^5 , para número de Prandtl de 0.69, para una radiación solar de 850 W/m^2 y para una emitancia de 0.5. En sus resultados muestran la distribución del número de Nusselt, campo de temperaturas y campo de velocidades. En sus conclusiones mencionan que la energía radiante absorbida en la ventana es más significativa a medida que decrece la transmitancia del vidrio; también concluyen que la transferencia de calor por convección y radiación se incrementa a medida que disminuye el valor de la transmitancia.

Ntibarufata *et al.* (1994) realizaron una simulación numérica en una habitación en la que incide radiación solar, idealizando la habitación por una cavidad bidimensional, con una pared con ventana que se calienta por la pared opuesta a la ventana o por uno de los lados. El modelo considera las ecuaciones de conservación para fluido incompresible, en variables secundarias, valores del número de Rayleigh en el intervalo de 10^3 a 10^6 y razones de aspecto en el intervalo de 0.5 a 2.0. El modelo matemático se resolvió utilizando el método de diferencias finitas. Los autores en sus resultados muestran las gráficas del número de Nusselt como función del número de Rayleigh, localización del calentamiento y razón de aspecto. Los autores concluyen que el número de Nusselt es función del Rayleigh y de la localización del calentamiento principalmente.

Álvarez (1994); Álvarez *et al.* (1998) y Álvarez y Estrada (2000) idealizaron los procesos de transferencia de calor que se presentan en una habitación con una ventana del tamaño de una pared con vidrio con película delgada de control solar, cuando le incide radiación solar al vidrio, con los procesos de transferencia de calor que se presentan en una cavidad rectangular llena de aire, que tiene una pared absorbiendo energía parcialmente. Para esto, consideraron transferencia de calor por convección natural en dos dimensiones, conducción de calor en la pared semitransparente en una dimensión, intercambio radiativo entre las superficies interiores de las paredes y transferencia de calor por convección forzada e intercambio radiativo entre la superficie exterior de la pared semitransparente y el ambiente. El modelo matemático que describe el movimiento del aire confinado se basa en las ecuaciones de conservación en variables secundarias. El modelo conductivo se basa en la ecuación de difusión de energía y el intercambio radiativo concuerda con el método de radiación neta. Las ecuaciones de conservación son resueltas utilizando el método de diferencias finitas. Los resultados del estudio muestran los patrones de flujo que se forman en el interior de la cavidad y las correlaciones del número de Nusselt convectivo y radiativo como función del número de Rayleigh en el intervalo de 10^4 a 10^7 . También, en sus resultados muestra los SC (coeficientes de sombreado) para vidrios con película delgada y sin película delgada. Los autores concluyen que se presenta de forma considerable la reducción del SC cuando se utiliza filtro solar.

Enchao *et al.* (1996) realizaron un estudio teórico experimental en una cavidad ventilada considerando tres dimensiones, convección natural y radiación. El trabajo lo realizan para una cavidad con una ventana en una pared vertical y en la pared opuesta un dispositivo plano generando energía térmica. El modelo convectivo se basa en las ecuaciones de conservación y el modelo radiativo es resuelto mediante el método de radiación neta. La solución del modelo matemático convectivo se formuló en volumen finito y el algoritmo SIMPLER. En sus resultados muestran el campo de flujo y temperaturas para números de Rayleigh en el intervalo de 2×10^6 a 2×10^7 . Los autores concluyen que se presenta una razonable concordancia entre los resultados teóricos con los experimentales y que la transferencia de calor por radiación es significativa.

Xamán (2004) realizó un estudio teórico de la transferencia de calor en habitaciones idealizadas como cavidades con pared semitransparente con película delgada; el trabajo se basa en el trabajo reportado por Álvarez (1994). En el trabajo se considera convección bidimensional en el aire confinado en régimen de flujo turbulento, conducción bidimensional en la pared semitransparente, intercambio radiativo entre las superficies de las paredes y convección forzada en el exterior de la pared semitransparente con un coeficiente de transferencia de calor convectivo promedio. El modelo convectivo y conductivo lo resuelve utilizando volumen finito y el algoritmo SIMPLEC (*Semi Implicit Method for Pressure-Linked Equations Corrected*). Los resultados del autor muestran los campos de flujo, temperatura y números de Nusselt convectivos y radiativos para números de Rayleigh en el intervalo de 10^9 a 10^{12} .

De lo anterior, se concluye que se han realizado varios estudios de convección natural en cavidades, pocos estudios consideran las tres formas de transferencia de calor por: convección, conducción y radiación; y aun menos consideran paredes semitransparentes o ventanas. Los estudios que consideran paredes semitransparentes no son tridimensionales y consideran convección forzada con un coeficiente convectivo promedio en el lado exterior de la pared semitransparente. En los estudios de cavidades con pared semitransparente, en uno de los casos se considera flujo laminar y se utilizó el método de diferencias finitas, en el restante se consideró flujo turbulento y se utilizó el método de volumen finito.

En una habitación tipo (paredes opacas y una pared semitransparente del mismo tamaño, con piso y techo opacos, en la que incide radiación solar en la pared semitransparente), por sus dimensiones e intervalo de temperaturas, el mecanismo de transferencia de calor, que gobierna es convección natural en régimen de flujo turbulento. En las paredes predomina la conducción y entre las superficies de las paredes el intercambio radiativo. Con el fin de aproximarnos a la solución de este problema se propone tomar como base los estudios de cavidades mostrados en esta sección y realizar un modelo que simule el comportamiento del flujo de aire en una cavidad tridimensional, que considere conducción tridimensional en la pared semitransparente, intercambio radiativo entre las superficies interiores de las paredes, convección natural en tres dimensiones en régimen de flujo laminar en el aire

confinado y la condición de frontera exterior de la pared semitransparente se considere con convección natural con coeficiente de transferencia de calor variable.

Este trabajo es una extensión del trabajo de Alvarez *et al.*, (1998) que consideró dos dimensiones con flujo laminar. Para la formulación, se considera una cavidad tridimensional con una pared vertical semitransparente con película de control solar, la pared opuesta isotérmica y las cuatro paredes restantes adiabáticas. También, se consideran las tres formas de transferencia de calor: conducción a través de la pared semitransparente, convección natural en el fluido confinado, intercambio radiativo entre las superficies de las paredes interiores y convección natural e intercambio radiativo entre la parte exterior del vidrio y el ambiente. Con lo anterior, se tendrá un problema más aproximado al transporte de calor en una habitación con una pared que permite pasar parcialmente radiación solar. El modelo utilizado para conocer el intercambio radiativo es el método de radiación neta (Siegel, 1992), el cual permitió tener resultados adecuados en el trabajo de Álvarez (1994) entre otros. El método numérico que se utiliza para resolver el modelo matemático de convección y conducción es el método de volúmenes finitos (Patankar, 1980), que ha permitido obtener resultados adecuados en trabajos previos principalmente a partir de los años noventa.

1.3 Objetivos

Obtener un estudio de transferencia de calor por conducción, convección en régimen laminar y radiación en una cavidad que se asemeja a una habitación, en la que se tiene una pared vidriada con película delgada para control de entrada de radiación solar.

Objetivos específicos:

- a) Obtener un programa de simulación numérica para conocer los coeficientes de transferencia de calor y el parámetro que caracterice a vidrios para ventanas.
- b) Verificar el código de simulación obtenido y validar el modelo matemático.
- c) Obtener los coeficientes de transferencia de calor y el coeficiente de ganancia solar para vidrios con diferentes películas delgadas de control solar.

Este estudio es para conocer de forma más detallada, respecto a los trabajos de simulación numérica previos, los parámetros característicos que describan el comportamiento térmico de vidrios con películas delgadas para el control de la energía solar que entra a las habitaciones. Los parámetros que se calculan con mayor detalle son el coeficiente de transporte convectivo y radiativo, con los que se puede calcular el coeficiente de sombreado que caracteriza a cada vidrio.

Para presentar el trabajo realizado, en el Capítulo dos se muestran los modelos teóricos y las suposiciones realizadas; se presenta el modelo convectivo, el modelo radiativo, el modelo conductivo, el modelo para calcular las propiedades ópticas de los vidrios, la forma en que se acoplan los modelos y el cálculo del parámetro que caracteriza a los vidrios, coeficiente de ganancia de calor solar (*Solar Heat Gain Coefficient, SHGC*). En el Capítulo tres se presentan las estrategias de solución numérica de los diferentes modelos y el acoplamiento de los modelos. En el Capítulo cuatro se presenta el experimento que se realizó para obtener la condición de frontera del vidrio hacia el ambiente y las temperaturas del aire en el interior de la cavidad que sirven para verificar el modelo teórico. En el Capítulo 5 se muestran la verificación del código de simulación y la validación de modelo teórico. En el Capítulo 6 se presentan los resultados del modelo teórico y el estudio del comportamiento térmico de vidrios con películas delgadas de control solar en condiciones ambientales diferentes. Por último, en el Capítulo 7 se presentan las conclusiones y las recomendaciones que se sugieren para trabajos futuros.

CAPÍTULO 2

MODELO FÍSICO Y MATEMÁTICO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN UNA CAVIDAD CÚBICA CON PARED SEMITRANSARENTE

En este capítulo se presenta la descripción de los procesos de transferencia de calor que suceden en una habitación, cuando incide radiación solar en el vidrio de la ventana. Se indican las suposiciones que se realizan para idealizar los procesos de transferencia de calor entre el vidrio y la habitación, con los procesos de transferencia de calor entre una pared semitransparente con una cavidad a escala reducida y cúbica. También, se presenta la descripción del modelo físico y la formulación de los modelos matemáticos de transferencia de calor por convección, conducción y radiación entre los distintos elementos de la cavidad idealizada.

2.1 Transferencia de calor entre un vidrio de ventana y una habitación.

En este trabajo se considera una habitación de un edificio tipo torre con pared exterior de vidrio con película delgada, en la que se absorbe de forma parcial la radiación solar incidente. En esta circunstancia como sucede en el caso de una habitación con ventana con vidrio claro de 3 mm existe una ganancia de calor en el interior de la habitación respecto a la energía solar que incide en el vidrio, que puede ser desde un 86% hasta un 94% (Vitro, 1996).

Como se mencionó en la introducción, parte de la radiación solar incidente en el vidrio se transmite, otra parte se refleja y el resto se absorbe. La radiación que se absorbe se transforma en energía térmica, que a la vez provoca calentamiento, y en la mayoría de los casos con el calentamiento se alcanzan temperaturas en el vidrio superiores a las temperaturas del aire adyacente, y en sí de sus vecindades. Por consiguiente hacia el interior, además de la energía solar directa que atraviesa el vidrio, se transfiere calor por convección y radiación térmica a causa de la absorción de radiación solar. La energía solar que no logra entrar a la habitación es la energía solar reflejada por el vidrio, en conjunto con la energía térmica que transfiere el vidrio al exterior por convección y radiación a causa de la absorción de radiación solar. Esta

cantidad de energía que se transfiere al exterior por convección y radiación es la que se desea incrementar, con la utilización de películas delgadas de control solar para evitar la entrada excesiva de energía solar en habitaciones ubicadas en climas cálidos.

Las películas delgadas permiten controlar espectralmente la radiación solar que se transmite a través de los vidrios de ventana, son depositadas sobre los vidrios para reducir la energía solar que entra en el caso de climas cálidos, o para incrementar la energía que es el caso de climas fríos. La utilización de estas películas depositadas en vidrios (vidrios compuestos) provocan que se absorba mayor cantidad de radiación solar en el vidrio de la ventana y por consiguiente se acentúan los procesos de transferencia de calor entre el vidrio de ventana y el ambiente exterior. Por consiguiente, las películas delgadas controlan la energía solar que atraviesa la ventana, sin existir una relación directa entre las propiedades ópticas del vidrio con la energía total que entra por la ventana.

En la habitación en cuestión los procesos de transferencia de calor suceden cuando la radiación solar que atraviesa el vidrio incide con diferentes ángulos sobre las paredes, piso y ventana con vidrio dependiendo de la hora del día y del día del año. La radiación solar transmitida por la ventana se absorbe y se refleja en las paredes interiores de la habitación, las paredes se calientan y transfieren energía térmica por radiación y convección natural dentro de la habitación. La energía que se absorbe en el vidrio compuesto se transfiere por convección y radiación térmica hacia el interior y al exterior de la habitación. También en las habitaciones, además de las ganancias de energía a consecuencia de la irradiación solar, se presentan ganancias térmicas debido a los intercambios de aire a través de infiltraciones, así como a las contribuciones internas de energía por aparatos eléctricos, personas, etc.

La transferencia de calor por convección natural dentro de la habitación se realiza en régimen turbulento como consecuencia de las dimensiones, los gradientes de temperaturas y las diversas ganancias de calor que se presentan. Considerando despreciable el contenido de partículas suspendidas en el aire confinado y el espesor óptico se tiene que el intercambio radiativo se realiza principalmente entre las paredes de la habitación y los objetos, siendo despreciable el intercambio radiativo entre las partículas del aire (consideración de fluido no participante). La transferencia de calor por conducción de calor entre las paredes que separan una habitación de otra se intensifica a medida que la diferencia de temperaturas entre las habitaciones se incrementa, si se considera que la habitación en cuestión es semejante en temperatura con las habitaciones vecinas, se puede considerar que la transferencia de calor por conducción hacia las habitaciones vecinas es despreciable.

Los procesos de transferencia de calor que se realizan en las habitaciones de los edificios, son el resultado de un conjunto de procesos de transferencia de calor entre los que intervienen diversos elementos o subsistemas que la componen. Como ya se dijo anteriormente, para simplificar este estudio se considera a la habitación tipo como un sistema formado por seis paredes de dimensiones iguales que interactúa con el ambiente por la parte exterior de la ventana, la radiación solar y una pared que actúa

como sumidero de calor. Los procesos de transferencia de calor se inician cuando el vidrio de ventana se calienta.

2.2 Propiedades ópticas del vidrio de la ventana.

En esta sección se describe la forma de evaluar las propiedades ópticas de los vidrios de ventana con filtros solares.

2.2.1 Distribución espectral de la radiación solar y de los vidrios.

El sol se comporta como un cuerpo negro a la temperatura de 6000 K, por esta razón en concordancia con la ley del desplazamiento de Wien's (Siegel, 1990), la mayor potencia emisiva se encuentra dentro del espectro de la luz visible (0.38 a 0.78 μm , ISO 9050). En la Figura 2.1 se muestra la distribución espectral de la potencia emisiva del sol para una, dos y cinco masas de aire y para radiación extraterrestre. También, en la figura se pueden notar potencias emisivas considerables en el intervalo de longitud de onda de la luz visible respecto a las potencias emisivas en el intervalo del infrarrojo (0.78 a 2.5 μm); las atenuaciones de la radiación solar que se muestran en esta figura son a consecuencia del espesor óptico de la atmósfera de la tierra.

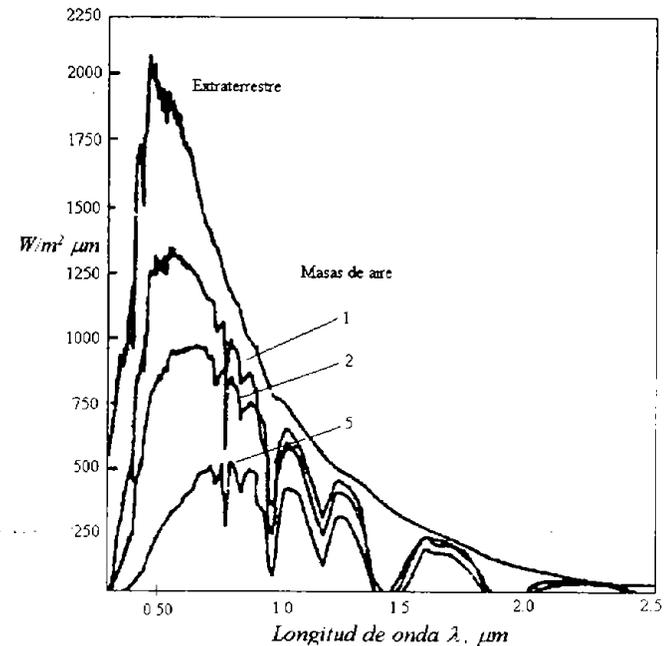


Figura 2.1 Distribución espectral de la potencia emisiva del sol (Modest, 1993).

La capacidad de los materiales para transmitir y reflejar la radiación solar, propiedades definidas como transmisividad y reflexividad respectivamente, dependen del espectro de la radiación en cuestión. Tomando en cuenta la distribución espectral de la energía solar, principalmente en el intervalo de radiación visible, y las transmisividades espectrales para diferentes tipos de vidrio se obtiene que en promedio el 94% de la energía solar que llega a un vidrio se transmite. Por la propiedad que tienen los vidrios de permitir el paso de la radiación solar en un cierto porcentaje, se les pueden denominar paredes semitransparentes. En la Figura 2.2 se muestran la transmisividad y reflexividad para 5 tipos de vidrios (Modest, 1993). En la figura se puede notar que se presentan transmisividades relativamente altas en el intervalo de longitudes de onda de 0.3 a 2.7 μm , mientras que para longitudes de onda mayores a 2.7 μm las transmisividades son relativamente bajas. Por otro lado, si el espacio detrás de la ventana se encuentra a baja temperatura (300 ó 400 K) la máxima emisión de estas superficies es en longitud de onda mayor a 7 μm (principalmente radiación infrarroja), por lo que el vidrio tendrá un comportamiento opaco a la radiación para estas temperaturas. El comportamiento de la transmitancia de un vidrio para radiación visible e infrarroja producen el llamado efecto de invernadero.

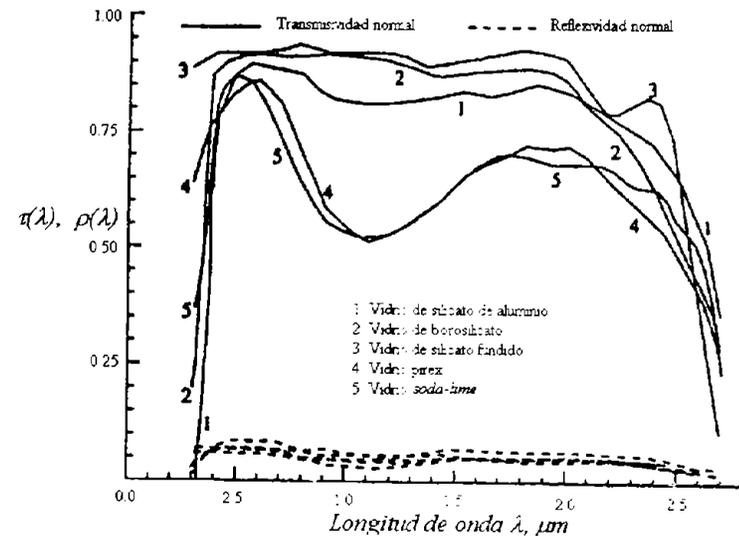


Figura 2.2. Transmitancia y reflectancia espectral de cinco tipos de vidrios (Modest en 1993).

El vidrio es un material aislante, que presenta en sus moléculas una banda de energía llena, otra banda vacía y una separación considerable entre ambas bandas. De tal manera que los electrones para saltar a la banda vacía de energía superior, necesitan absorber energías considerables como las que proporcionan los fotones con mayor contenido energético que la brecha de banda, aunque en ocasiones dos o más fotones

se combinan y con esto se logra cruzar la banda. El vidrio se comporta con altas transmitancias para radiación visible, como consecuencia de la escasa existencia de electrones libres en sus moléculas que contribuyen en la absorción de energía radiante y de la débil reflectancia en infrarrojo.

Los filtros solares son películas delgadas que permiten controlar la transmitancia global o espectral de forma selectiva de la radiación solar. La utilización de películas delgadas de materiales semiconductores ha venido siendo factible para este fin. Los materiales semiconductores se comportan de forma semejante a los materiales aislantes, con la diferencia de que la brecha de banda energética es mucho menor en los semiconductores, por lo que conseguir electrones libres en películas delgadas de semiconductores implica suministro relativamente bajo de energía, pudiendo ser hasta de origen térmico (Alvarez *et al.*, 1998).

En la Figura 2.3 se presentan los espectros de transmitancia y reflectancia especular de 3 muestras (*u*, *v* y *w*) con depósitos de películas delgadas semiconductoras de sulfuro de cobre. La diferencia entre los espectros es consecuencia de los diferentes espesores de las tres películas (160, 200 y 240 nm respectivamente). En la Tabla 2.1 se presentan las propiedades ópticas de las muestras considerando dos masas de aire (AM2). En la tabla, las propiedades se presentan de forma separada para longitudes de onda en el intervalo de radiación visible (*vis*) y radiación infrarroja (*Infrared Radiation*, IR), las propiedades ópticas para estas muestras fueron obtenidas por Nair y Nair (1989).

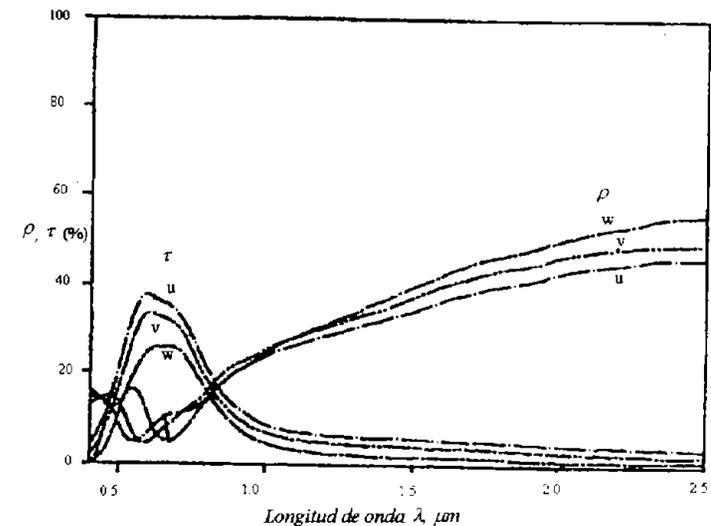


Figura 2.3. Propiedades ópticas espectrales de tres muestras con filtros de sulfuro de cobre con diferentes espesores de película. (Nair y Nair, 1989).

Tabla 2.1. Parámetros ópticos de películas delgadas de Cu_2S evaluadas utilizando una irradiancia espectral AM2, para las regiones visible e infrarrojo. (Nair y Nair, 1989).

Muestra	Espesor de película, μm	τ (vis)	ρ (vis)	τ (IR)	ρ (IR)	α
u	0.16	0.28	0.09	0.13	0.25	0.63
v	0.20	0.24	0.09	0.11	0.26	0.65
w	0.24	0.17	0.11	0.08	0.26	0.68

2.2.2 Obtención de las propiedades ópticas.

En una pared o placa semitransparente cuando incide luz o radiación visible de forma normal al plano en la superficie, en la interfase aire-vidrio parte se refleja, $G\rho_1$, a través de su paso por la pared semitransparente se absorbe otra parte, $G(1-\rho_1)\alpha$, al llegar a la interfase vidrio-aire se refleja $G[(1-\rho_1)-(1-\rho_1)\alpha]\rho_2$ y se transmite $G\tau_1$. De forma similar sucede con la radiación reflejada en la interfase vidrio-aire y así sucesivamente hasta que la radiación solar se atenúa por completo al reflejarse en las interfaces vidrio-aire. Con esto, la reflectancia total será la suma de la radiación que se refleja en la primera superficie y las reflexiones transmitidas por la pared de la segunda superficie. La transmitancia total es la suma de lo que se transmite en dirección de la radiación incidente y la absorbancia total es la suma de lo que se absorbe en el paso de la radiación a través de la pared y de lo que se absorbe a lo largo de las múltiples reflexiones en el interior de la pared. En la Figura 2.4 se muestra el proceso de la transmisión de radiación solar visible a través de un vidrio, para ejemplificar se muestra la radiación reflejada en las superficies del vidrio con un ángulo de inclinación.

Cuando se tiene una pared compuesta por un vidrio y una película delgada de material semiconductor, la reflectancia total se considera como la fracción de la radiación solar que incidió en la pared compuesta y se dirigió en sentido contrario de la radiación incidente, sin importar la superficie en la que es reflejada. La transmitancia total es la suma de la radiación que se transmitió de primera intención y en las reflexiones múltiples sin importar la superficie en que se refleja y de la misma manera sucede con la absorbancia total. La transmitancia total se obtiene de la medición directa de la muestra en un espectrofotómetro, asimismo sucede con la reflectancia total, adicionando una esfera de integración al espectrofotómetro. La absorbancia total se obtiene de calcular el complemento de la suma de las tres propiedades, con la ecuación:

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad (2.1)$$

en donde α indica la absorbancia, ρ indica la reflectancia y τ indica la transmitancia.

La ecuación que relaciona las propiedades ópticas en una pared semitransparente compuesta por un vidrio y un filtro solar, a partir de conocer la reflectancia total, la transmitancia total y la absorbancia del vidrio separado es:

$$(\alpha_1 + \alpha_2) + \rho_1 + \tau_1 = 1 \quad (2.2)$$

en donde el subíndice f indica que pertenece al filtro solar, el subíndice g indica que pertenece al vidrio y el subíndice T indica la propiedad de la muestra.

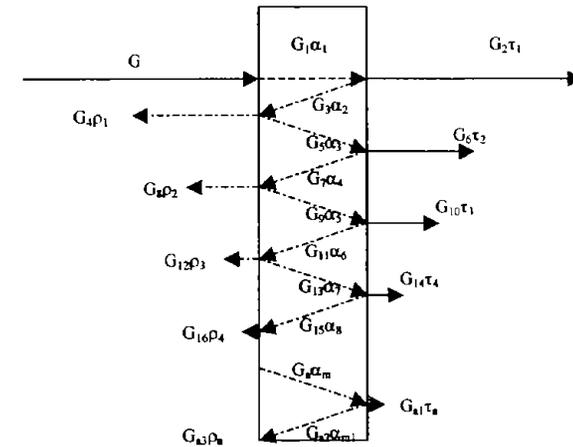


Figura 2.4. Proceso de transmisión de radiación visible a través de un vidrio, se muestra que la radiación se refleja en las superficies del vidrio con un ángulo de inclinación solo para ejemplificar.

La absorptancia del filtro solar se puede obtener considerando que la transmitancia y absorptancia del vidrio claro no cambian significativamente cuando se considera el vidrio y el filtro solar juntos que cuando se considera solamente el vidrio. Con esto se obtiene la ecuación siguiente:

$$\alpha_f = 1 - \rho_f - \tau_f - \alpha_g \quad (2.3)$$

La transmitancia del filtro solar puede calcularse considerando que la transmitancia de cada capa de la pared compuesta (evaluadas por separado) es las mismas que cuando forma parte de la pared compuesta, por lo que la transmitancia se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\tau_f = \frac{\tau_r}{\tau_g} \quad (2.4)$$

Las propiedades ópticas por separado de cada material que forma el vidrio de la ventana servirán para alimentar al modelo de simulación. Cabe mencionar que esto se cumple para un vidrio homogéneo y cuando la radiación solar incide de forma normal a la superficie del vidrio.

2.3 Modelo físico.

Para simplificar el estudio de la habitación descrita en la Sección 2.1 y determinar la influencia de la transferencia de calor en la ventana, a partir de conocer el movimiento y la temperatura del aire, se idealiza a la habitación como una cavidad cúbica con una pared semitransparente. Con esta simplificación, el vidrio queda representado por la

pared semitransparente y el espacio habitable delimitado por la envolvente de la cavidad cúbica.

Con el fin de simplificar más el estudio, también se consideró la incidencia de radiación solar constante y de forma normal al plano del vidrio, las dimensiones de la cavidad a escala reducida para que se presente convección natural en régimen laminar y la pared opuesta a la semitransparente con temperatura homogénea y constante. Con estas suposiciones, las ganancias térmicas en la cavidad se deben exclusivamente a la absorción de radiación solar en la pared semitransparente.

En la Figura 2.5 se muestra el modelo físico que se considera en este estudio. Se muestra una cavidad cúbica que está compuesta de una pared semitransparente (pared 4), una pared isotérmica opuesta a la semitransparente (pared 2) con superficie negra y el resto de las paredes se constituyen de material aislante con superficies grises (paredes 1, 3, 5 y 6).

Pared	Consideración
4	Semitransparente
2	Isotérmica
1	Aislada
3	Aislada
5	Aislada
6	Aislada

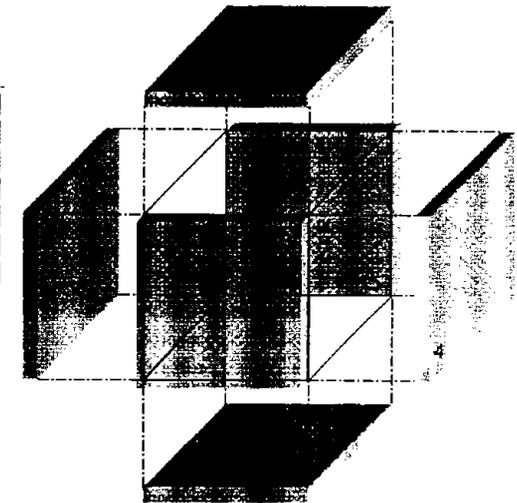
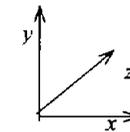


Figura 2.5. Dibujo esquemático en explosión de la cavidad.

En la cavidad, como ya se mencionó, cuando incide el flujo de radiación solar en el vidrio, parte de la radiación se refleja, otra parte se absorbe y el resto se transmite al interior de la cavidad en la misma dirección. La radiación solar reflejada por la pared semitransparente se considera que no contribuye en los procesos de transferencia de calor dentro de la cavidad. La radiación solar absorbida por el vidrio implica calentamiento en el mismo. Por último, la radiación solar que se transmite por la pared semitransparente incide en la pared 2 y es absorbida, sin causar calentamiento o enfriamiento ya que se considera que la pared es isotérmica. En la Figura 2.6 se muestra la incidencia de radiación solar en las paredes de la cavidad.

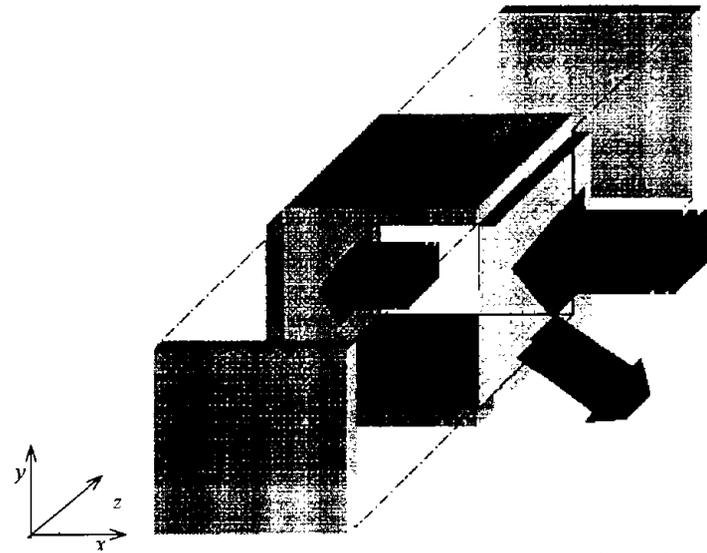


Figura 2.6. Diagrama esquemático de la incidencia de radiación solar en las paredes de la cavidad.

Como consecuencia del potencial térmico entre la superficie exterior de la pared semitransparente o vidrio y el aire del medio ambiente, se transfiere el calor a éste último por convección (q_c) y radiación térmica (q_r) principalmente. De forma similar, se transfiere calor de la superficie interior del vidrio al aire interior y a las superficies interiores de la cavidad. En el vidrio, la transferencia de calor se realiza por conducción al generarse gradientes térmicos por la absorción de energía y con la interacción con sus alrededores. En la Figura 2.7 se muestran los procesos de transferencia de calor del vidrio hacia el interior y hacia el exterior de la cavidad.

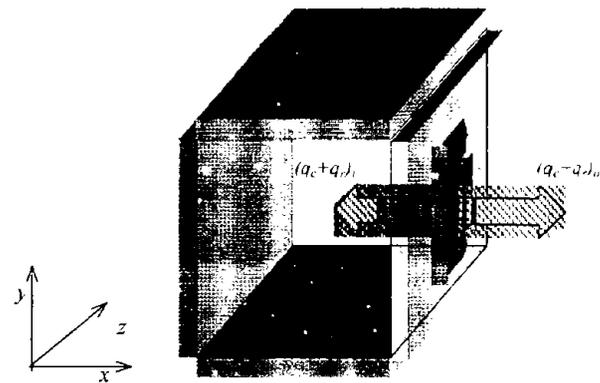


Figura 2.7. Esquema de los procesos de transferencia de calor del vidrio hacia el interior y hacia el exterior de la cavidad.

En la tabla siguiente se enumeran las consideraciones que se realizaron para el planteamiento del modelo físico simplificado.

Tabla 2.2. Resumen de consideraciones realizadas para el planteamiento del modelo simplificado.

No.	Consideración	Implicación
1	Estado estacionario	No depende del tiempo.
2	La habitación es de forma cúbica.	Simplifica las ecuaciones a coordenadas rectangulares.
3	El vidrio se considera semitransparente del tamaño de una pared del cubo.	El vidrio en toda el área de la pared absorbe un porcentaje de la radiación incidente y el resto la transmite o refleja.
4	Las dimensiones de la habitación se redujeron a una escala aproximada de 1:30.	El aire confinado en la cavidad se comporta como flujo laminar.
5	Incidencia de radiación normal y constante a la superficie del vidrio	La radiación solar no depende del tiempo y al transmitirse por la pared semitransparente incide en la pared 2 y es absorbida, sin causar calentamiento o enfriamiento de la misma ni de las paredes 1, 3, 5 y 6.
6	Pared 2 a temperatura constante con superficie negra para radiación visible e infrarroja.	
7	Las paredes 1, 3, 5 y 6 se consideran adiabáticas.	No existe flujo de calor a través de las paredes.
8	Las superficies de las paredes 1, 3, 5 y 6 se consideran grises.	Absorben una fracción de radiación y el resto lo reflejan en todas direcciones con la misma intensidad.

2.4 Modelo matemático de transferencia de calor por convección.

Las ecuaciones que describen la transferencia de calor por convección son las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento en dirección x , cantidad de movimiento en dirección y , cantidad de movimiento en dirección z y conservación de energía, se consideran las tres direcciones debido a que los resultados experimentales que se reportan en el Capítulo 4 muestran que los gradientes térmicos en las tres direcciones son del mismo orden de magnitud. Por la geometría de la cavidad, las ecuaciones están expresadas en coordenadas rectangulares. Las ecuaciones corresponden a fluido incompresible, para convección natural en régimen laminar y se consideran en forma conservativa (Versteeg y Malalasekera, 1995).

El modelo matemático se resuelve para estado estacionario, considera propiedades termofísicas constantes excepto para la densidad en el término de flotación (aproximación de Boussinesq), no se considera disipación viscosa y el fluido se considera Newtoniano.

Las ecuaciones de conservación para fluido incompresible son:

masa

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.5)$$

cantidad de movimiento

componente x

$$\rho \left(\frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{\partial(uv)}{\partial y} + \frac{\partial(uw)}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (2.6a)$$

componente y

$$\rho \left(\frac{\partial(vu)}{\partial x} + \frac{\partial(vv)}{\partial y} + \frac{\partial(vw)}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] - \rho g \beta (T - T_0) \quad (2.6b)$$

componente z

$$\rho \left(\frac{\partial(wu)}{\partial x} + \frac{\partial(wv)}{\partial y} + \frac{\partial(ww)}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (2.6c)$$

energía

$$\rho \left(\frac{\partial(uT)}{\partial x} + \frac{\partial(vT)}{\partial y} + \frac{\partial(wT)}{\partial z} \right) = \frac{k_a}{C_p} \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (2.7)$$

En la Ecuación 2.6b, la temperatura T_0 corresponde a la temperatura de referencia, y es la temperatura a la que se calcularon las propiedades termofísicas. La temperatura de referencia se calcula con el promedio del campo de temperaturas de la superficie interior de la pared semitransparente y el resultado se promedia con la temperatura de la pared a temperatura constante T_{cl} , por lo que T_0 esta dada por:

$$T_0 = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{1}{H_x H_z} \int T_s(H_x, y, z) dy dz \right) + T_{cl} \right]$$

donde H_x , H_y y H_z son la longitud de la arista del cubo y T_{cl} es la temperatura de la pared 2.

Las condiciones de frontera para las componentes de la velocidad son:

$$\begin{aligned} u(0, y, z) &= v(0, y, z) = w(0, y, z) = 0 \\ u(H_x, y, z) &= v(H_x, y, z) = w(H_x, y, z) = 0 \\ u(x, 0, z) &= v(x, 0, z) = w(x, 0, z) = 0 \\ u(x, H_y, z) &= v(x, H_y, z) = w(x, H_y, z) = 0 \\ u(x, y, 0) &= v(x, y, 0) = w(x, y, 0) = 0 \\ u(x, y, H_z) &= v(x, y, H_z) = w(x, y, H_z) = 0 \end{aligned} \quad (2.8)$$

Las condiciones de frontera de la ecuación de la energía son las siguientes:

Pared 1

$$-k_a \frac{\partial T}{\partial y}(x, 0, z) = qr_1(x, 0, z) \quad (2.9)$$

Pared 2

$$T(0, y, z) = T_{ci} \quad (2.10)$$

Pared 3

$$-k_a \frac{\partial T}{\partial y}(x, H_1, z) = qr_3(x, H_1, z) \quad (2.11)$$

Pared 4

$$-k_a \frac{\partial T}{\partial x}(H_x, y, z) = -k_g \frac{\partial T_g}{\partial x}(H_x, y, z) + qr_4(H_x, y, z) + G\alpha_f \quad (2.12)$$

Pared 5

$$-k_a \frac{\partial T}{\partial x}(x, y, H_z) = qr_5(x, y, H_z) \quad (2.13)$$

Pared 6

$$-k_a \frac{\partial T}{\partial x}(x, y, 0) = qr_6(x, y, 0) \quad (2.14)$$

donde $qr_1(x, 0, z)$, $qr_3(x, H_1, z)$, $qr_4(H_x, y, z)$, $qr_5(x, y, H_z)$ y $qr_6(x, y, 0)$ son los flujos de energía resultantes del intercambio radiativo y $G\alpha_f$ es la energía absorbida por el filtro solar. El modelo radiativo permite calcular el intercambio de energía por radiación térmica entre las paredes, el procedimiento se presenta en la sección siguiente. El gradiente de temperaturas $\frac{\partial T_g}{\partial x}(H_x, y, z)$ del vidrio se evalúa utilizando el modelo de transferencia de calor por conducción que será presentado en la siguiente sección.

2.5 Modelo matemático de transferencia de calor por radiación.

El modelo de transferencia de calor por radiación permite evaluar los flujos de calor radiativos netos en la banda de radiación térmica, las superficies interiores de la cavidad $qr_1(x, 0, z)$, $qr_3(x, H_1, z)$, $qr_4(H_x, y, z)$, $qr_5(x, y, H_z)$ y $qr_6(x, y, 0)$. Las ecuaciones de balance de energía que gobiernan el intercambio radiativo entre los distintos elementos de superficie que forman las paredes de la cavidad cúbica están dadas por: (Siegel, 1992).

$$qr_n(x, y, z) = J_j(x, y, z) - q_i(x, y, z) \quad \text{para } k \neq j \quad (2.15)$$

donde $q_{r,n}$ es la transferencia de calor por radiación neta entre la energía, q_k , que llega a un elemento k de la pared n y la energía que sale del elemento j de cualquier otra pared. La q_k es un balance entre la energía que emite y la energía que refleja el elemento k . Los términos del balance están dados por:

$$q_k(x, y, z) = \int_{A_j} J_j(x, y, z) F_{j-k} \quad \text{para } k \neq j, \text{ para } k \neq 2 \quad (2.16)$$

$$J_j(x, y, z) = \varepsilon_j \sigma T_j(x, y, z) + (1 - \varepsilon_k) q_k(x, y, z) \quad \text{para } k \neq j \quad (2.17)$$

El subíndice k indica el elemento de superficie en el que se evalúa el flujo de calor y el subíndice j indica el elemento de superficie que interactúa con el elemento k . F_{j-k} es el factor de vista, que indica la fracción de energía emitida por el elemento de superficie j que llega al elemento k . El factor de vista se calcula para cada par de elementos de superficies. Las ecuaciones utilizadas en el cálculo de estos factores de vista se presentan en el Anexo 1. (Siegel, 1992). Para el caso en cuestión, las emitancias de las superficies de las paredes 1, 3, 4, 5 y 6 corresponden a superficies grises y la pared 2 tiene emitanancia semejante a la de cuerpo negro.

2.6 Modelo matemático de transferencia de calor por conducción.

La ecuación de conducción de energía en tres dimensiones gobierna la transferencia de calor en el vidrio. En el modelo se considera que las propiedades termofísicas permanecen constantes. El término de generación de calor por absorción de radiación solar se presenta en (Alvarez *et al.*, 1998):

$$k_z \left[\frac{\partial^2 T_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_y}{\partial y^2} - \frac{\partial^2 T_z}{\partial z^2} \right] + \frac{\partial F}{\partial x} = 0, \quad \text{para } H_x \leq x \leq H_x + H_{sx} \quad (2.18)$$

donde $F(x) = Ge^{-S_g(H_x - H_{sx} - x)}$, S_g es el coeficiente de extinción del vidrio y H_{sx} es el espesor de la pared semitransparente.

La condición de frontera de la superficie interior se calcula aplicando el siguiente balance de energía:

$$G\alpha_f = q_{cd-g}(H_x, y, z) + q_{cv}(H_x, y, z) + q_{r,i}(H_x, y, z) \quad (2.19)$$

donde $G\alpha_f$ es la energía absorbida por el filtro solar, $q_{cd-g}(H_x, y, z)$ es el flujo de calor que se transfiere del filtro solar al interior del vidrio, $q_{cv}(H_x, y, z)$ es el flujo de calor por convección que se transfiere de la superficie de la película delgada al aire confinado, y $q_{r,i}(H_x, y, z)$ es el flujo de calor radiativo neto de la pared semitransparente al interior de la cavidad.

La condición de frontera del exterior del vidrio se considera conocida, debido a que se introducen en el modelo las distribuciones de temperatura de la superficie exterior del

vidrio, que han sido registradas en un experimento que se describirá en el Capítulo 4 y que ya fue reportado por Flores y Alvarez (2002), esto es,

$$T_g(H_x + H_{xg}, y, z) = T_{exp}(H_x + H_{xg}, y, z)$$

En la parte inferior del vidrio ($y=0$), la parte superior ($y=H_y$), y en los lados ($z=0$, $z=H_z$) se consideraron condiciones de frontera adiabáticas, por lo que:

$$\frac{\partial T_g}{\partial y}(x, 0, z) = 0, \quad \frac{\partial T_g}{\partial y}(x, H_y, z) = 0, \quad \frac{\partial T_g}{\partial z}(x, y, 0) = 0 \quad \text{y} \quad \frac{\partial T_g}{\partial z}(x, y, H_z) = 0$$

para $H_x \leq x \leq H_x + H_{xg}$.

Al resolver el modelo conductivo en la pared semitransparente se determinan las temperaturas de la superficie interior de la pared semitransparente.

2.7 Coeficiente de transferencia de calor.

El coeficiente local de transferencia de calor convectivo se obtiene a partir de la definición del número de Nusselt con la siguiente ecuación (Bejan, 1995):

$$h(H_x, y, z) = \frac{Nu_{cv}(H_x, y, z) k}{H_x} \quad (2.20)$$

El número de Nusselt permite determinar la relación de la energía transferida por convección natural respecto a la que se transfiere por conducción hacia el interior de la cavidad. El número de Nusselt convectivo está dado por (Bejan, 1995):

$$Nu_{cv}(H_x, y, z) = \frac{\frac{\partial T}{\partial x}(H_x, y, z)}{(T(H_x, y, z) - T_{cl})} H_x \quad (2.21)$$

en donde H_x es la longitud de la arista del cubo y T_{cl} es la temperatura de la pared fría. El campo de gradientes de temperaturas y el campo de temperaturas de la pared se evalúan conociendo el campo de temperaturas del aire confinado y el campo de temperaturas en el vidrio.

Para conocer la contribución del intercambio radiativo se define el número de Nusselt radiativo. Esta definición fue utilizada inicialmente por Yücell *et al.* (1989) y posteriormente por algunos otros autores como Behnia *et al.* (1990). El número de Nusselt radiativo está dado por la siguiente ecuación:

$$Nu_{rad}(H_x, y, z) = \left[\frac{q_{r,d}(H_x, y, z)}{q_{c,v}(H_x, y, z)} \right] Nu_{cv}(H_x, y, z) \quad (2.22)$$

donde $q_{rad}(H_x, y, z)$ es el flujo de calor radiativo del vidrio hacia el interior de la cavidad

La ecuación para calcular el número de Nusselt total esta dada por:

$$Nu_{total}(H_x, y, z) = Nu_{cv}(H_x, y, z) + Nu_{rad}(H_x, y, z) \quad (2.23)$$

2.8 Eficiencia térmica del vidrio

Para conocer el funcionamiento térmico de vidrios, la ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*) introdujo dos parámetros: en 1997 el coeficiente de sombreado, *SC (Shading Coefficient)*, y más recientemente, en 2001 el coeficiente de ganancia de calor solar, *SHGC (Solar Heat Gain Coefficient)*. El *SC* indica la relación de la energía solar que logra pasar a través del vidrio de prueba comparada con la energía solar que logra pasar a través de un vidrio de referencia (vidrio claro de 3mm) en las mismas condiciones, sin embargo el *SC* está siendo sustituido por el *SHGC*. El *SHGC* es la relación que determina la energía que logra pasar a través del vidrio de prueba comparada con la irradiación solar que recibe el vidrio y está dada por la siguiente relación:

$$SHGC = \frac{(Gr + q_t)_{\text{vidrio Muestra}}}{G} \quad (2.24)$$

en donde G es la irradiación solar que incide en la superficie exterior de la ventana, τ es la transmitancia total del vidrio y q_t es la suma de flujo de calor transmitido por convección, $q_{cv}(H_x, y, z)$, y radiación al interior de la habitación, $q_{rad}(H_x, y, z)$.

CAPÍTULO 3

SOLUCIÓN NUMÉRICA DEL MODELO MATEMÁTICO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN UNA CAVIDAD CÚBICA CON PARED SEMITRANSARENTE

En este capítulo se presenta la metodología de solución de las ecuaciones de conservación de masa, movimiento y energía que gobiernan la transferencia de calor convectiva en la cavidad cúbica, y la solución de la ecuación de la energía de conducción que gobierna la transferencia de calor en la pared semitransparente. También, se muestra el procedimiento de solución del sistema de ecuaciones del intercambio radiativo entre las superficies de las paredes interiores de la cavidad. Por último, se presenta la metodología con la que se realizó el acoplamiento de las soluciones numéricas.

3.1 Convección natural.

Las ecuaciones de conservación de masa, conservación de movimiento y de energía, ecuaciones 2.5, 2.6 y 2.7, se resolvieron numéricamente. Se utilizó la metodología de volumen finito, aplicando el algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*) utilizando mallas desplazadas (Patankar, 1980). También, se aplicó el esquema de ley de potencia (Patankar, 1980). Al discretizar las ecuaciones gobernantes por el método de volumen finito se obtuvo un sistema de ecuaciones algebraicas que fue resuelto para cada variable mediante un método indirecto de plano por plano con dirección alternante, de forma semejante al método de línea por línea reportado en Roache (1982).

En este trabajo se utilizó bajo-relajación en todas las ecuaciones discretizadas; esto es, la solución iterativa de las ecuaciones algebraicas se retardaron entre una iteración y la siguiente para evitar divergencia de la solución.

Si se considera que ϕ puede representar a cualquiera de las variables u , v , w y T , las ecuaciones de conservación 2.5, 2.6 y 2.7 se pueden escribir en forma general, como:

$$\frac{\partial (\rho \phi)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S_c \quad (3.1)$$

En la Tabla 3.1 se presentan las variables correspondientes para cada ecuación.

Tabla 3.1. Variables utilizadas en las ecuaciones de conservación.

Variable	Movimiento en x	Movimiento en y	Movimiento en z	Energía
ϕ	u	v	w	T
Γ	μ	μ	μ	K, C_p
S_c	$-\rho/\alpha$	$-\rho/\beta + \rho g \beta (T - T_0)$	$-\rho/\alpha$	0

En las Figuras 3.1-a y b se presentan una porción de la malla en el plano x-y y x-z respectivamente. El volumen de control del punto P de la variable ϕ se muestra en la zona sombreada con aristas Δx , Δy y Δz . El punto P de la malla tiene como vecinos a lo largo del eje x a los puntos E y W, a lo largo del eje y a los puntos N y S y a lo largo de eje z a los puntos T y B. La separación entre el punto P y sus puntos vecinos es δx_e , δx_w , δy_n , δy_s , δz_t y δz_b para las direcciones este, oeste, norte, sur, superior e inferior respectivamente.

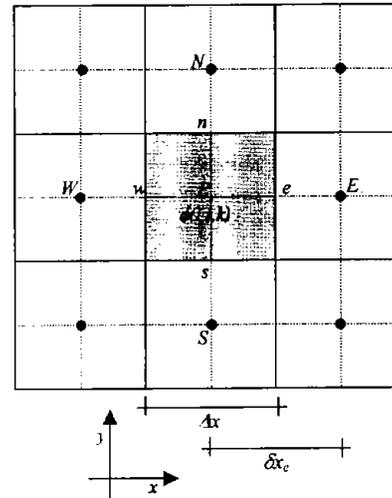


Figura 3.1-a. Volumen de control en dirección x-y.

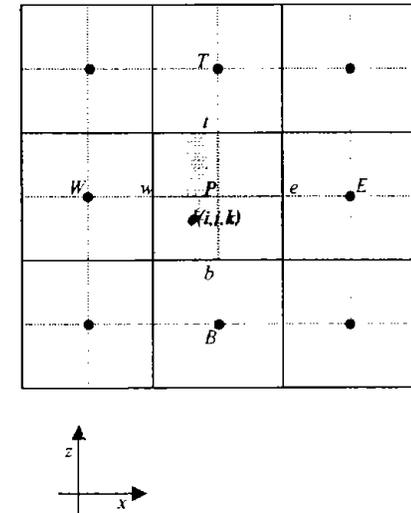


Figura 3.1-b. Volumen de control en dirección x-z.

Realizado la discretización de la Ecuación 3.1 en volumen finito, utilizando la malla de la figura y la formulación generalizada, se obtiene la ecuación para cada volumen de control. Ecuación 3.2 (Patankar, 1980).

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_T \phi_T + a_B \phi_B + b \quad (3.2)$$

en donde

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + a_T + a_B + a_P^o$$

$$a_E = D_e A(P_e) + \text{Max} [-F_e, 0]$$

$$a_W = D_w A(P_w) + \text{Max} [F_w, 0]$$

$$a_N = D_n A(P_n) + \text{Max} [-F_n, 0]$$

$$a_S = D_s A(P_s) + \text{Max} [F_s, 0]$$

$$a_T = D_t A(P_t) + \text{Max} [-F_t, 0]$$

$$a_B = D_b A(P_b) + \text{Max} [F_b, 0]$$

y

$$b = S_C \Delta x \Delta y \Delta z$$

en donde los coeficientes para las ecuaciones de conservación de movimiento y energía son a_E , a_W , a_N , a_S , a_T y a_B , y representan la influencia convectiva y difusiva en las seis caras del volumen de control. El término en donde se encuentran las D_E , D_W , D_N , D_S , D_T y D_B representan la contribución difusiva y los términos donde se encuentran F_E , F_W , F_N , F_S , F_T y F_B representan la contribución convectiva. S_C representa las fuerzas de cuerpo o la generación de calor independientes de la variable ϕ .

La ecuación de la corrección de la presión corregida P' , se obtiene a partir de la ecuación de continuidad (Patankar, 1980). Esta ecuación tiene una solución algebraica igual a la presentada en la Ecuación 3.2. en donde P' toma el lugar ϕ y los coeficientes son los siguientes:

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + a_T + a_B$$

$$a_E = \rho_e d_e \Delta x \Delta z$$

$$a_W = \rho_w d_w \Delta y \Delta z$$

$$a_N = \rho_n d_n \Delta z \Delta x$$

$$a_S = \rho_s d_s \Delta z \Delta x$$

$$a_T = \rho_t d_t \Delta x \Delta y$$

$$a_B = \rho_b d_b \Delta x \Delta y$$

y

$$b = \left[(\rho u^*)_n - (\rho u^*)_e \right] \Delta y \Delta z + \left[(\rho v^*)_s - (\rho v^*)_n \right] \Delta z \Delta x + \left[(\rho w^*)_b - (\rho w^*)_t \right] \Delta x \Delta y$$

en donde u^* , v^* y w^* indican las componentes de la velocidad calculadas antes de que se involucre la corrección de la presión.

Se utilizó una malla principal para la variable de temperatura T y para la presión corregida P' , y se utilizaron tres mallas más para las componentes de velocidad u , v y

w. Las mallas para las velocidades tienen características semejantes que la malla principal, con la diferencia de que fueron desplazadas medio volumen de control en su dirección respectiva. Considerando el campo de temperatura del fluido confinado obtenido en el experimento reportado en el Capítulo 4, se utilizó una malla no uniforme en donde los volúmenes de control son más pequeños en la región cercana a la pared y más grandes en la región central de la cavidad. Las Ecuaciones 3.3 se utilizan para calcular el tamaño de los volúmenes de control y dependen de la posición i , del número de nodos N , de la longitud de la arista del cubo H y del factor de estrechamiento γ .

$$dx(i) = \frac{H_x}{(N_x - 1)} - \frac{\gamma\pi}{2} \text{Sen}\left(\frac{2\pi i}{N_x - 1}\right) \text{Sen}\left(\frac{2\pi(i-1)}{N_x - 1}\right)$$

$$dy(j) = \frac{H_y}{(N_y - 1)} - \frac{\gamma\pi}{2} \text{Sen}\left(\frac{2\pi j}{N_y - 1}\right) \text{Sen}\left(\frac{2\pi(j-1)}{N_y - 1}\right)$$

$$dz(k) = \frac{H_z}{(N_z - 1)} - \frac{\gamma\pi}{2} \text{Sen}\left(\frac{2\pi k}{N_z - 1}\right) \text{Sen}\left(\frac{2\pi(k-1)}{N_z - 1}\right) \quad (3.3)$$

En la Figura 3.2 se muestra la malla no uniforme que se genera mediante la Ecuación 3.3.

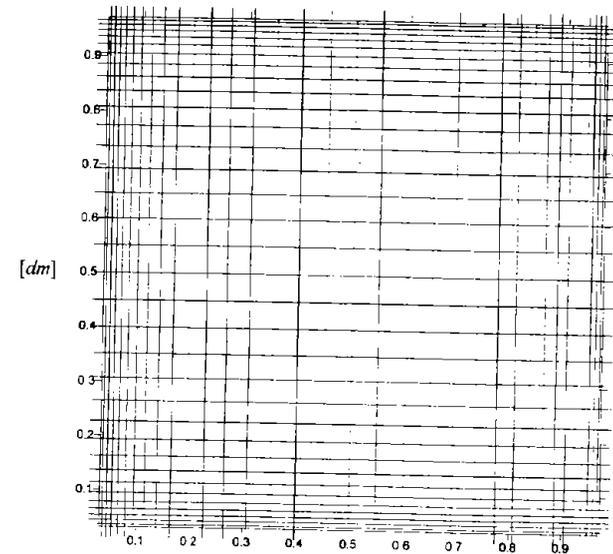


Figura 3.2. Malla no uniforme donde los volúmenes de control son más pequeños en las cercanías de las fronteras.

Aplicando la Ecuación 3.2 a cada volumen de control de la malla para cada ecuación de conservación se obtiene un conjunto de cinco sistemas de ecuaciones algebraicas, en donde cada uno de los cinco sistemas tiene el mismo número de incógnitas que de ecuaciones. También, en cada sistema de ecuaciones el número de nodos de la malla correspondiente coincide con el número de incógnitas del sistema de ecuaciones.

El campo de velocidades del fluido confinado se resuelve considerando fronteras de primera clase. El valor de las velocidades en las fronteras es igual a cero, el valor de las temperaturas en las fronteras para la pared 2 se fija, para la pared 6, el valor se obtiene del modelo conductivo y para el resto de las paredes el valor se obtiene mediante un balance de energía haciendo uso de los resultados del modelo radiativo. Para el caso de la ecuación de la presión se considera en el cubo fronteras con gradiente de presión nulo. En la Tabla 3.2 se muestran las condiciones de frontera para las cinco variables dependientes. En la primer columna se indican las coordenadas, en la segunda se indican los valores para la temperatura, T , en la tercer columna se muestran los valores para la corrección de la presión P' y en las restantes columnas se muestran cada una de las tres componentes de la velocidad (u , v y w).

Tabla 3.2. Condiciones de frontera discretizadas.

Coordenada	T	P'	u	v	w
$(i,1,k)=$	$T(i,2,k) - q_{rf}(1,j,k)\Delta y/k_a$	$P'(i,2,k)$	0	0	0
$(1,j,k)=$	T_d	$P'(2,j,k)$	0	0	0
$(i,N,k)=$	$T(i,N-1,k) + q_{r3}(N,j,k)\Delta y/k_s$	$P'(i,N-1,k)$	0	0	0
$(N,j,k)=$	$T(N-1,j,k) + (T_g(N+1,j,k) - T_g(N,j,k))(k_g/k_d) - q_{rf}(1,j,k)\Delta x/k_a - G\alpha\Delta x/k_s$	$P'(N-1,j,k)$	0	0	0
$(i,j,N)=$	$T(i,j,N-1) + q_{r5}(x,j,N)\Delta y/k_s$	$P'(i,j,N-1)$	0	0	0
$(i,j,1)=$	$T(i,j,2) - q_{rd}(x,j,1)\Delta y/k_a$	$P'(i,j,2)$	0	0	0

El criterio de convergencia consistió en tomar en cuenta que el máximo valor del error relativo, $E_{max}(i,j,k)$, no fuera mayor de 10^{-4} (Patankar, 1980; de Vahl Davis, 1983; Behnia *et al.*, 1990). $E_{max}(i,j,l)$ es el cambio local del valor de la variable dependiente, (u , v , w , P' y T) entre una iteración y la anterior, dividido entre el valor de la iteración anterior.

$$E_{max} = \max \left| \frac{\phi_{i,j}^{l-1} - \phi_{i,j}^l}{\phi_{i,j}^l} \right| \leq 10^{-4} \quad (3.4)$$

En la Figura 3.3 se muestra un diagrama de flujo del algoritmo de solución de los campos de temperatura y velocidades del aire confinado utilizando el algoritmo SIMPLE descrito en Patankar (1980).

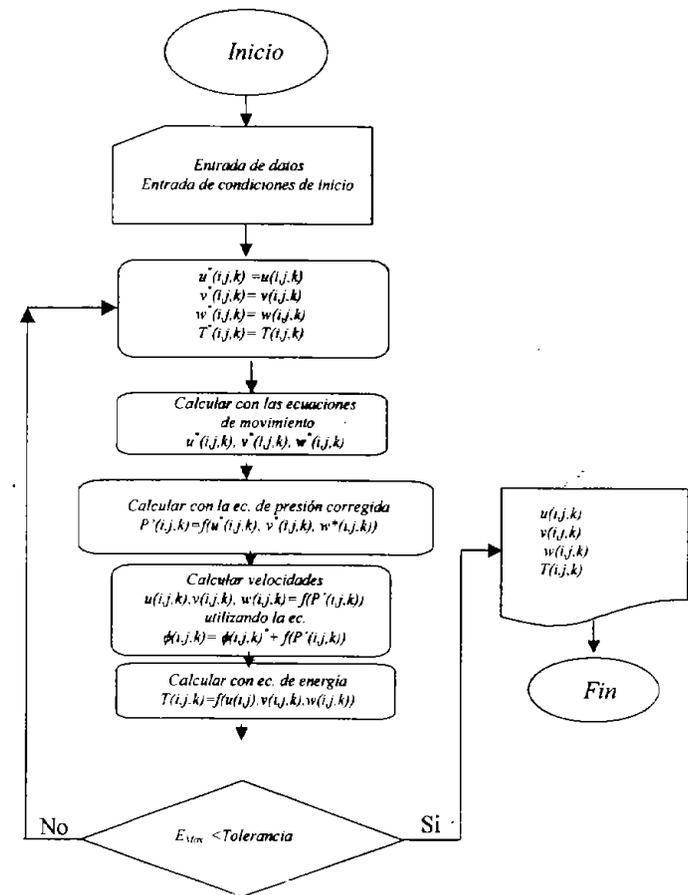


Figura 3.3. Diagrama de flujo del algoritmo de solución de los campos de temperatura, y componentes de velocidades en el aire confinado.

3.2 Conducción de calor.

El modelo conductivo del vidrio, al igual que el modelo convectivo del aire confinado se resolvió mediante la aproximación de volumen de control. Realizando la discretización de la Ecuación 2.4.1 se tiene una ecuación algebraica para cada nodo de la forma:

$$a_p T_{gp} = a_E T_{gE} + a_W T_{gW} + a_N T_{gN} + a_S T_{gS} + a_T T_{gT} + a_B T_{gB} + b \quad (3.5)$$

y en donde

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S + a_T + a_B + a_p^o$$

$$a_E = D_e$$

$$a_W = D_w$$

$$a_N = D_n$$

$$a_S = D_s$$

$$a_T = D_t$$

$$a_B = D_b$$

$$b = S_C \epsilon \Delta N \Delta z$$

Los términos D_E , D_W , D_N , D_S , D_T y D_B representan la contribución difusiva. Los coeficientes de la ecuación de conservación de energía en el vidrio son a_E , a_W , a_N , a_S , a_T y a_B , y al aplicarse a un sólido, representan únicamente la influencia de la difusión de calor en las seis caras del volumen de control. El término b representa la generación de calor a consecuencia de la absorción de radiación en el vidrio.

Las condiciones de frontera de la superficie interior y exterior del vidrio son de primera clase, el campo de temperaturas de la superficie interior de la cavidad se conoce del modelo convectivo y el campo de temperaturas de la superficie exterior se obtuvo de los datos experimentales que se describen en el Capítulo 4. El resto de las fronteras se consideraron adiabáticas.

El sistema de ecuaciones se resolvió con la metodología descrita en la sección anterior para la solución convectiva. También, se hicieron las mismas consideraciones en la discretización de la malla, tolerancia, incrementos en el tiempo y criterio de convergencia.

3.3 Modelo radiativo.

La solución de las ecuaciones 2.15, 2.16 y 2.17 del modelo de intercambio radiativo se realizó de manera iterativa. El procedimiento iterativo supone como valor inicial de la radiosidad la potencia emisiva de cuerpo negro que corresponde a la temperatura de cada elemento de superficie.

El procedimiento de solución iterativa consiste en considerar que la superficie de la cavidad está formada de elementos de superficie diferenciales, en donde se considera que las temperaturas de cada elemento y las propiedades ópticas son homogéneas. El proceso de cálculo se inicia al suministrar un campo de temperaturas iniciales. La

energía que transfiere cada elemento k al resto de los elementos de superficie de todas las paredes se designa como q_k , y se calcula utilizando la Ecuación 2.16. Para aplicar esta ecuación se supone que la radiosidad J_k es constante en cada superficie diferencial y que es conocido el campo de J_k al inicio del proceso iterativo. El factor de configuración, $F_{j,k}$, de las superficies j y k se calculan con las formulas que se presentan en el Anexo1.

Conocida la energía que recibe cada superficie diferencial q_k , obtenida con la Ecuación 2.5.2, se calcula un nuevo campo de radiosidades J_k para todas las superficies con la Ecuación 2.5.3. Nuevamente, a partir del campo de J_k se calcula otro para q_k y así sucesivamente hasta que el campo de radiosidades se aproxima a una cierta tolerancia.

Conocido el campo de radiosidades J_k y el campo de q_k , es posible obtener los flujos radiativos netos $q_{r,k}$ para cada elemento de superficie mediante la Ecuación 2.15. En la Figura 3.4 se muestra el diagrama de flujo del planteamiento de solución del problema.

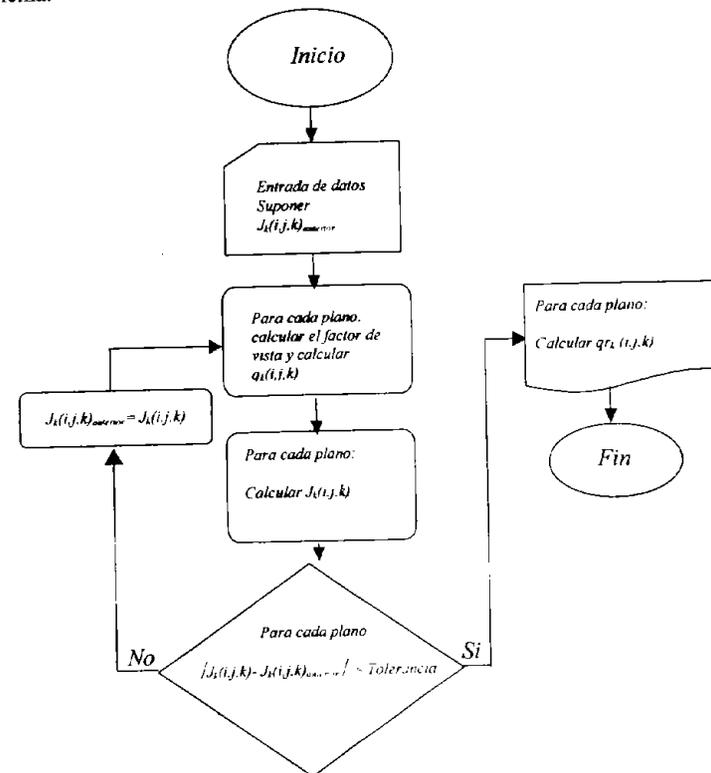


Figura 3.4. Diagrama de flujo del algoritmo de solución del modelo matemático del problema radiativo.

3.4 Solución acoplada de los modelos.

El acoplamiento del modelo convectivo, conductivo y radiativo se realizó mediante un proceso iterativo haciendo coincidir las temperaturas de la superficie interior del vidrio obtenidas con el modelo conductivo (sección 2.6) y convectivo (sección 2.4). Es de mencionar que el modelo radiativo está involucrado en ambos modelos como condición de frontera (ecuaciones 2.9 a la 2.14 para el modelo convectivo y Ecuación 2.19 para el modelo conductivo). El proceso iterativo se inicia con los valores de las variables dependientes establecidas como valores iniciales. Con los valores iniciales del campo de temperaturas de la pared semitransparente se resuelve la ecuación de conducción de calor, Ecuación 2.18, y se calcula el campo de temperaturas en la pared semitransparente (aquí se absorbe energía en el filtro solar). Con el campo de temperaturas de la superficie interior del vidrio, por medio del modelo radiativo, sección 2.5, se calcula el intercambio radiativo entre las superficies de la cavidad. Los flujos radiativos y el campo de temperaturas de la superficie interior del vidrio permiten evaluar los campos de temperaturas, presiones y velocidades con el modelo convectivo, (sección 2.4). Una vez que se obtienen los campos de temperaturas, velocidades y presiones del fluido confinado se realiza una comparación entre los valores actuales y anteriores considerando un rango de tolerancia. De no cumplirse esta condición, se asignan los valores obtenidos a las variables del paso anterior y se repite el proceso hasta que se alcancen diferencias entre todas las variables dependientes del paso anterior y posterior menores o iguales a la tolerancia. En la Figura 3.5 se muestra el diagrama de flujo del acoplamiento.

Finalmente, siguiendo el diagrama de flujo de la Figura 3.5, se codificó un programa de cómputo, en lenguaje Fortran 90, que permite resolver numéricamente los modelos acoplados.

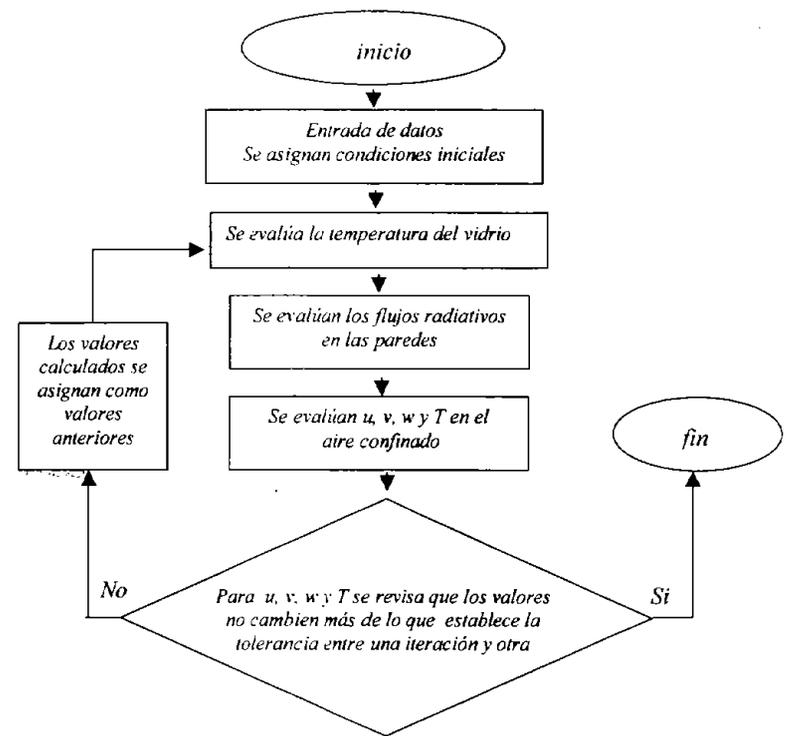


Figura 3.5. Diagrama de flujo del algoritmo de solución acoplamiento de modelos.

CAPÍTULO 4

MODELO EXPERIMENTAL DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN UNA CAVIDAD CÚBICA CON PARED SEMITRANSARENTE

En este capítulo se presenta el dispositivo experimental, la instrumentación, la metodología que se desarrolló para el procesamiento de datos y los resultados experimentales, que incluyen el campo de temperaturas de la frontera exterior del vidrio y los datos de la temperatura del aire confinado en la cavidad para la validación del modelo teórico.

4.1 Dispositivo experimental y condiciones de operación.

El banco de pruebas experimentales está formado por una cavidad de dimensiones de $0.10 \times 0.10 \times 0.10$ m con aire confinado (Pr de 0.72). La pared semitransparente está compuesta de un vidrio claro de 0.002 m que tiene un depósito de una película delgada de 6 micras. La película depositada en el vidrio es una resistencia eléctrica, que hace las veces de película delgada con absorptancia de 0.5, y simula la incidencia de radiación solar a razón de 1000 W/m^2 de forma normal a la superficie. Para este caso, se considera que no influye la absorptancia ni reflectancia del vidrio en el que se realizó el depósito de la película delgada. En la cavidad, la pared opuesta a la semitransparente (Pared 2) corresponde a un intercambiador de placa plana con superficie color negro, que se consideró con una emitancia de 1.0 y temperatura uniforme en el intervalo de ± 0.05 °C. El resto de las paredes de la cavidad son de espuma de poliuretano expandido recubiertas con plástico adherente con emitancia 0.9. En la Figura 4.1 se muestra la cavidad construida e instrumentada para la medición de temperaturas del aire confinado. Durante el experimento, las condiciones ambientales se controlan utilizando una cámara de $1.50 \times 1.50 \times 1.50$ m, a temperatura constante, la temperatura ambiente en la cámara se fijó en 25.0 ± 0.5 °C. Las velocidades del flujo de aire sobre la superficie exterior de la pared semitransparente corresponden a las generadas por la convección natural.

La generación de calor de la película delgada se suministra y se controla utilizando una fuente de poder variable con sensores de voltaje y corriente. El valor de la potencia

suministrada se evalúa con una incertidumbre de $\pm 5 \text{ W/m}^2$. La temperatura de la cámara se controla mediante un enfriador, resistencias eléctricas y 3 ventiladores que se acoplan a un sistema de control automatizado por computadora. La pared isotérmica de la cavidad se controla mediante un baño térmico y los registros se obtienen utilizando una resistencia de platino monitoreada por computadora. El registro de los termopares que se utilizaron para medir las temperaturas en la cavidad y en la cámara se realizó por computadora. El registro de temperaturas de la superficie exterior de la pared semitransparente se realizó utilizando una cámara infrarroja controlada por computadora. Para referenciar las lecturas de temperatura de la cámara infrarroja se utilizaron superficies de placas caracterizadas ópticamente, a la temperatura de $25 \text{ }^\circ\text{C}$. Las temperaturas de las superficies de referencia se controlaron con un baño térmico y se registró la temperatura utilizando una resistencia de platino monitoreada por computadora. En la Figura 4.2 se muestra la disposición de los dispositivos que permitieron el control y el registro de las variables durante los experimentos.

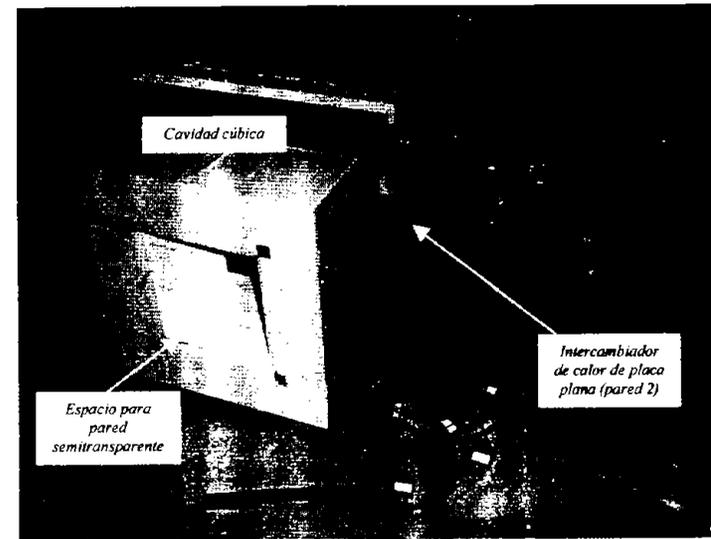


Figura 4.1. Cavidad experimental.

Durante el experimento se registra el campo de temperaturas de la superficie exterior de la cavidad, el campo de temperaturas del aire confinado del plano central transversal y las variables de las que depende el sistema. Con el experimento se realiza la simulación de lo que ocurriría si se utilizara una película delgada con absorción de energía solar en un vidrio de ventana. La diferencia entre un experimento que se realiza utilizando la película delgada y el que se realiza, es que en el caso de la película eléctrica simuladora no se considera la absorción de radiación solar en el vidrio y sólo se considera la absorción simulada de la película delgada. Esta aproximación nos aleja un poco del problema físico de la habitación, pero se obtiene una menor incertidumbre en los resultados experimentales y se reducen

problemas técnicos en el desarrollo de los experimentos, ya que el intercambio radiativo se realiza principalmente con radiación infrarroja.

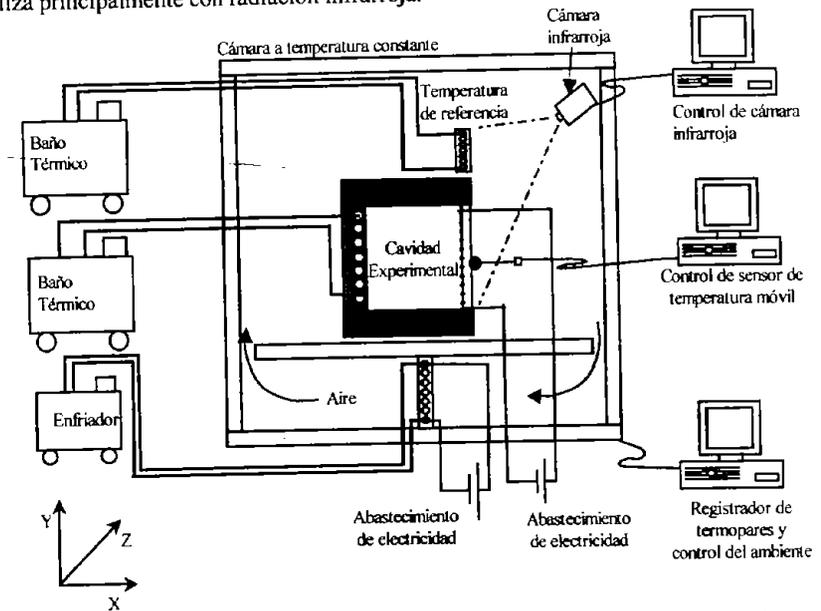


Figura 4.2 Disposición de los dispositivos en la cámara de temperatura constante que permitieron el control y registro durante experimento.

4.2 Equipo e instrumentación.

Para el registro de las temperaturas del aire confinado, la cavidad se instrumentó con 12 termopares tipo T, calibre 38, distribuidos en el plano central, vertical y normal al vidrio. Los termopares registran la temperatura con incertidumbres de ± 0.50 °C. En la Tabla 4.1 se muestran las coordenadas de la colocación de los termopares.

Tabla 4.1. Coordenadas (x,y,z) que indican la posición de los termopares dentro de la cavidad experimental.

(x,y,z), cm.			
(0.2,9.0,5.0)	(2.5,9.0,5.0)	(7.5,9.0,5.0)	(9.8,9.0,5.0)
(0.2,5.0,5.0)	(2.5,5.0,5.0)	(7.5,5.0,5.0)	(9.8,5.0,5.0)
(0.2,1.0,5.0)	(2.5,1.0,5.0)	(7.5,1.0,5.0)	(9.8,1.0,5.0)

El campo de temperaturas en la superficie exterior del vidrio se registró con una cámara infrarroja, con sensor en el intervalo de $8 \mu m$ a $12 \mu m$, que proporciona una imagen del campo de temperatura en una matriz de 567 puntos en dirección horizontal por 236 puntos en dirección vertical en un área de 0.15×0.50 m, con una incertidumbre ± 0.5 °C. (Türler *et al.*, 1997). El procesamiento de la imagen infrarroja para transformarla en una matriz de datos de temperatura se explica en la siguiente sección. La placa con superficies de

referencia funciona como un intercambiador de placa plana, la superficie de la placa se mantuvo a 25 ± 0.02 °C. Las superficies de referencia fueron: pintura negra mate con emisividad que se considera cercana a la unidad, cinta adhesiva (emisividad de 0.9), vidrio (emisividad de 0.86), papel espejo (*maylar*, reflectancia de 0.98) y una superficie reflectora difusa.

La película simuladora del filtro solar tiene una resistencia de 74.42 Ohms/cm^2 (12 Ohms/in^2). La película de $0.10 \times 0.10 \text{ m}$ genera calor en el intervalo de 0.0 W a 0.6 W , que corresponde, en la ventana de la cavidad experimental a un flujo radiativo de 0 a 1000 W/m^2 con una absorptancia máxima de 0.6 . La película se soporta sobre vidrio claro de 0.002 m y se recubre con película plástica con emitancia de 0.9 . La energía que genera la resistencia se mantiene constante durante la prueba; el suministro de potencia se registra mediante un amperímetro y un voltímetro, con una incertidumbre de $\pm 0.05 \text{ W}$.

En la Figura 4.3 se muestra una vista superior del experimento en conjunto, dentro de la cámara a temperatura controlada. A la izquierda en la Figura 4.3 se muestra la cavidad experimental, a la derecha se observa, de color blanco, la cámara infrarroja, y en la parte superior izquierda se observa las muestras de referencia para las mediciones de la cámara infrarroja.

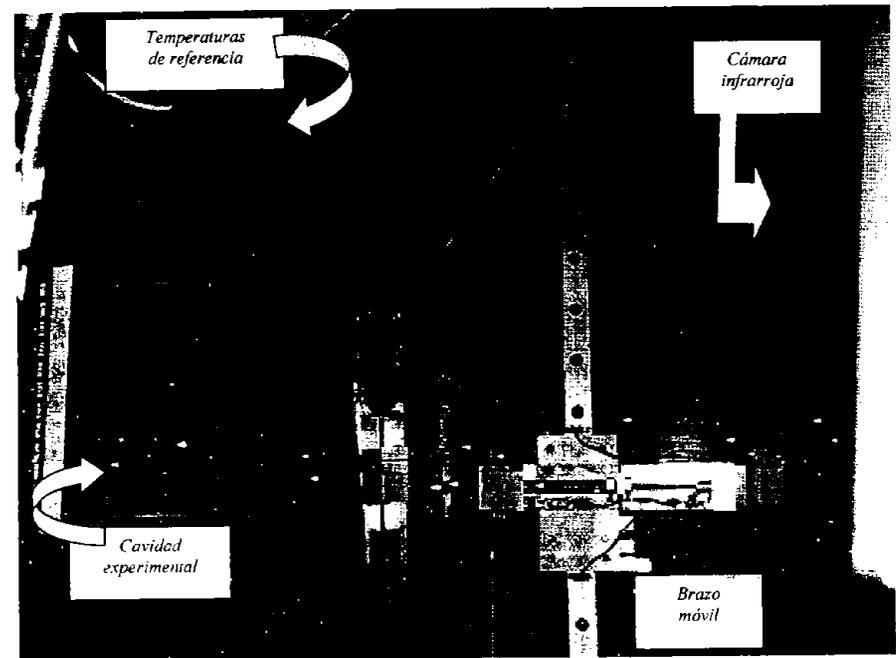


Figura 4.3 Instrumentación completa de la caja calorimétrica experimental dentro de la cámara a temperatura controlada.

La uniformidad de la pared isotérmica se realizó mediante un intercambiador de placa plana y se verificó con los registros del campo de temperaturas con la cámara infrarroja. La variación de la temperatura sobre la superficie isotérmica permaneció en el intervalo de ± 0.5 °C, al igual que la incertidumbre de medición.

Los experimentos que se realizaron fueron en régimen de flujo laminar, esto se comprobó con los registros de variación de los termopares del aire confinado en la cavidad. Dejando correr el experimento hasta el estado permanente y notando que la oscilación de la temperatura no fuera mayor a ± 0.5 °C.

4.3 Procedimiento experimental.

Para la realización de un experimento, primeramente se permite que en la cámara a temperatura controlada se establezca la temperatura durante 12 ó 18 horas dependiendo de las condiciones del clima fuera de la cámara. Para esto, se pone a funcionar el sistema de control en conjunto con el enfriador, los ventiladores y las resistencias eléctricas. Durante el tiempo de estabilización se monitorea y registran las temperaturas en diferentes puntos de la cámara. La temperatura de la cámara se considera que está estabilizada si los cambios de cada termopar son menores a ± 0.1 °C y considerando la historia desde el inicio de la estabilización.

Una vez estabilizada la temperatura de la cámara de ambiente controlado, se suministra flujo de agua del baño térmico al intercambiador de calor que forma la pared isotérmica de la cavidad experimental hasta estabilizar la temperatura de la cavidad a 25 °C. El tiempo de estabilización de la temperatura de la cavidad es de 45 minutos en promedio. Existe variación en el tiempo ya que este depende de la temperatura ambiente. Ambos procesos de estabilización son monitoreados y registrados.

Cuando se estabiliza la temperatura de la cámara de control de ambiente y la cavidad experimental, se inicia la prueba suministrando energía a la resistencia eléctrica, se registran las temperaturas mediante termopares y resistencias de platino hasta que se alcanza el estado permanente, esto es hasta que las variaciones de las temperaturas registradas por los termopares e imágenes infrarrojas son menores a 0.1 °C entre pasos de tiempo cortos y pasos de tiempo largos. Al llegar al estado permanente, se registran una serie de 10 imágenes infrarrojas en un lapso de tiempo de un minuto, que permitirán promediar las temperaturas en la misma posición a lo largo de ese minuto. El registro de temperaturas medidas con las resistencias de platino y termopares se permite continuar en un lapso de cuatro a cinco minutos, esto con el fin de obtener promedios de las mediciones de las temperaturas registradas en el lapso de tiempo. Terminado el registro de las imágenes infrarrojas, de las temperaturas de los termopares y de las resistencias de platino se suspende el suministro de energía a la resistencia eléctrica y se termina el experimento.

4.4 Procesamiento de imágenes infrarrojas.

Al procesar las imágenes infrarrojas se obtiene un conjunto de datos de temperatura en grados Celsius. Cada dato de temperatura tiene coordenadas que correspondan a la localización de cada píxel que conforma la imagen infrarroja registrada. También, dentro del proceso los datos de temperatura son visualizados como líneas de igual temperatura o isotermas, y esto permite localizar los valores de temperatura para las coordenadas que se requieran.

El programa de cómputo que automatiza el manejo de la cámara infrarroja permite promediar la secuencia de campos de temperatura registrados con las imágenes infrarrojas durante el lapso de tiempo (Türler *et al.*, 1997). Con esto, se obtiene un campo de temperaturas promediado, este campo de temperaturas lo proporciona el manejador de la cámara infrarroja en un archivo de datos en lenguaje binario.

Mediante dos programas codificados en lenguaje C donde el primer programa realiza la transformación de los datos en lenguaje binario a temperaturas en grados Celsius localizadas con coordenadas basadas en la imagen. También, el mismo programa realiza las correcciones de temperaturas con la temperatura de referencia, correcciones de temperaturas por temperaturas de los alrededores y correcciones de temperaturas por emisividad de la superficie en cuestión. El programa está basado en el procedimiento de tratamiento de datos reportado por Türler *et al.* (1997) y Brent *et al.* (1999). En la Figura 4.4 se muestra de forma esquemática el proceso de tratamiento de los datos para las imágenes registradas en los experimentos. El segundo programa permite realizar la corrección de los datos por la perspectiva visual. Este programa se basa en cambiar la perspectiva del punto de fuga que no está ubicado en el centro geométrico del cuadrado, para que sea posicionado en el punto de fuga en el centro geométrico del cuadrado. También, con éste tratamiento es posible determinar las temperaturas con sus coordenadas respectivas que delimitan el vidrio.

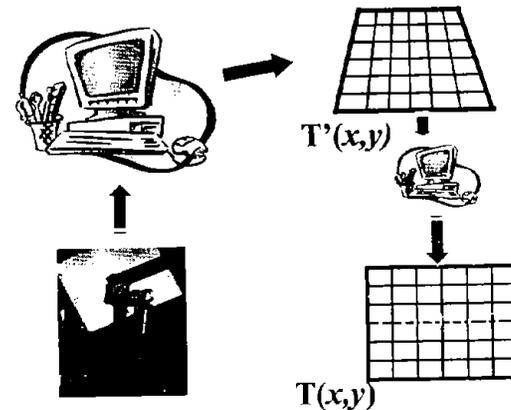


Figura 4.4. Proceso de corrección de los datos experimentales.

4.5 Resultados experimentales.

El procedimiento experimental sirvió para contar con registros del campo de temperaturas en la superficie exterior del vidrio y del campo de temperaturas del aire contenido en el interior en la cavidad. Se realizaron tres corridas experimentales con las mismas condiciones, con el fin de tener repetitividad en el experimento, aunque solo se utilizó una sola corrida para la condición de frontera del modelo teórico y para validarlo.

Durante los experimentos se suministró una potencia de 500 W/m^2 , que correspondiente a un flujo radiativo de 1000 W/m^2 en el vidrio con una absortancias de película delgada 0.50. En la Tabla 4.2 se muestran los parámetros de entrada del experimento después de haber estabilizado las variables que sirven como condiciones de entrada en el modelo teórico. El experimento considera aire en convección natural en la parte exterior de la pared semitransparente, temperatura de pared isotérmica y temperatura ambiente de $25 \text{ }^\circ\text{C}$, emitancia del vidrio de la superficie exterior de 0.86, emitancia de la superficie interna de la ventana de 0.90, emitancia de pared isotérmica cercana a la unidad y considera el resto de las paredes internas con emitancia de 0.90.

Tabla 4.2. Parámetros experimentales de entrada.

Variable de entrada	Valor
Potencia radiativa simulada	1000 W/m^2
Absortancia de filtro solar	0.5
Flujo externo	Convección natural
Temperatura ambiente	$25.0 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura de pared posterior	$25.0 \text{ }^\circ\text{C}$
Emisividad interna de la ventana	0.90
Emisividad externa de la ventana	0.86
Emisividad de la pared posterior	Cercano a 1.0
Emisividad de paredes piso y techo	0.90

4.5.1 Campo de temperaturas exterior del vidrio.

En la Figura 4.5 se presenta una fotografía infrarroja que muestra en el lado izquierdo una imagen del campo de temperaturas de la superficie exterior de la pared semitransparente de la cavidad y en el lado derecho, las diferentes manchas muestran campos de temperaturas de los materiales de referencia. La fotografía infrarroja está conformada por una malla de medidas de temperaturas en 567 puntos a lo largo del eje horizontal y por 250 medidas a lo largo de eje vertical. El registro de las temperaturas de la pared semitransparente está entre los puntos de 40 y 250 a lo largo del eje horizontal y de los puntos 15 y 220 a lo largo del eje vertical. En el área 1-40 eje horizontal y 220-250 eje vertical se encuentra una superficie reflectora especular (0.98) que marca la esquina de la ventana reflejando la temperatura de las superficies de la cámara ($25 \text{ }^\circ\text{C}$), de igual manera se identifica una superficie especular en el resto de las esquinas de la ventana. En el área 450-567 a lo largo del eje horizontal y 70-220 a lo largo del eje vertical, se encuentran las diferentes superficies de referencia con las que se realizan las correcciones de la temperatura mencionadas en la sección anterior.

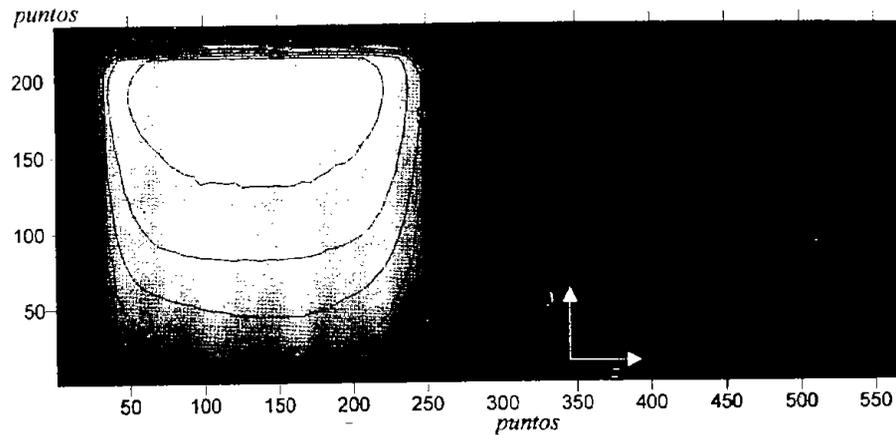


Figura 4.5. Campo de temperaturas registrado por la cámara infrarroja, entre los 205 y 210 puntos se representa la pared semitransparente de 0.10×0.10 m.

En la Figura 4.6 se muestra el campo de temperaturas de la parte exterior de la ventana. El campo de temperaturas se genera sobre una malla de 205×210 puntos en un área de 0.1×0.1 m. El campo de temperaturas presenta simetría respecto al eje vertical central, y a lo largo de este eje, la temperatura varía de 43 a 51 °C. A lo largo del eje horizontal (eje z) las temperaturas más altas se registran en la parte central de la ventana. La temperatura más alta (51.3 °C) se registró en el punto (0.09, 0.05) mientras que la temperatura más baja se registró en las esquinas inferiores de la ventana (36.8 °C en promedio). Los gradientes de temperatura se presentaron de mayor importancia en la parte baja de la ventana, respecto a los que se presentaron en la parte alta.

En el plano z-y, o plano de la ventana, los gradientes de temperatura son considerables. A lo largo del eje horizontal (eje z) se muestra que existe transferencia de calor por conducción del centro del vidrio hacia las fronteras verticales del mismo. Los gradientes térmicos en la dirección z son simétricos respecto al eje vertical y, esto muestra que existe semejanza en la magnitud de la transferencia de calor hacia ambas direcciones del eje z. A lo largo del eje y del vidrio, existe flujo de calor del punto máximo de la temperatura ($y=0.09$) hacia la parte superior del vidrio, y también existe flujo de calor de $y=0.09$ hacia la parte inferior del vidrio.

El campo de temperaturas registrado por la cámara infrarroja y corregido con el procedimiento mencionado en la sección 4.4 se muestra en la Figura 4.6. El campo de temperaturas que se muestra sirve como condición de frontera para el modelo teórico de conducción de calor del vidrio presentado en los capítulos anteriores.

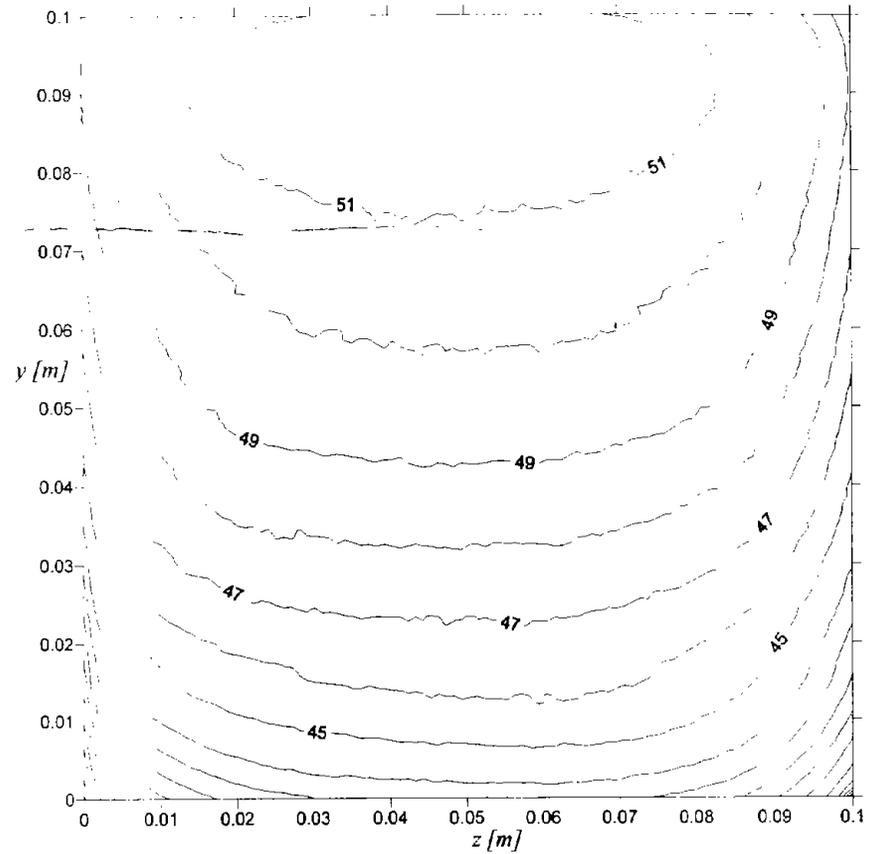


Figura 4.6. Campo de temperaturas de la superficie exterior de la ventana ($x=H_x+H_D$), para una temperatura ambiente de 25°C .

4.5.2 Campo de temperaturas del aire en el interior de la cavidad.

En la Figura 4.7 se muestra la localización de los puntos donde se registran las temperaturas. La Tabla 4.3 indica las temperaturas del aire confinado registradas durante el experimento y las coordenadas donde se realizan los registros de temperaturas del aire confinado en la cavidad. Las temperaturas se midieron con una incertidumbre de $\pm 0.5^\circ\text{C}$.

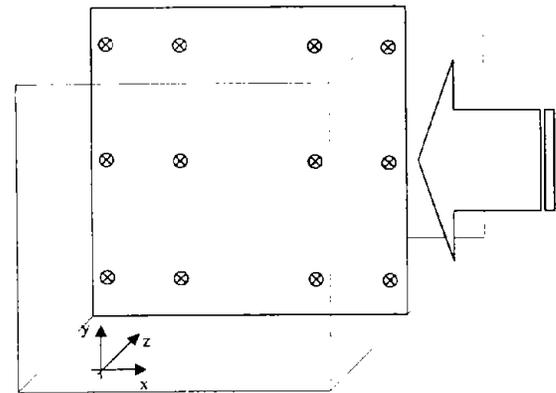


Figura 4.7 Localización de los puntos de medición de la temperatura del aire en la cavidad.

El intervalo de variación de las temperaturas se presentó desde 26.5 °C hasta 49.3 °C. Los gradientes de temperaturas se intensifican en las vecindades de las paredes a consecuencia del intercambio de calor entre el vidrio y el aire, la pared isotérmica y las capas límites de intrusión que se presentan en las vecindades del techo y piso de la cavidad. También es notoria la estratificación que se presenta en la zona central de la cavidad.

La variación del registro de las temperaturas en el interior de la cavidad a lo largo del tiempo fue menor a la incertidumbre de medición (± 0.2 °C) por lo que se puede suponer que el flujo dentro de la cavidad se comportó en régimen laminar.

Tabla 4.3. Temperaturas experimentales registradas del aire confinado y coordenadas de los puntos en donde se registraron las temperaturas en el aire confinado durante la experimentación.

Temperatura en el aire (incertidumbre de ± 0.5 °C) y nodos experimentales (x, y, z en m)			
31.8 (0.002,0.09,0.05)	40.6 (0.025,0.09,0.05)	42.4 (0.075,0.09,0.05)	49.3 (0.098,0.09,0.05)
30.3 (0.002,0.05,0.05)	35.5 (0.025,0.05,0.05)	35.7 (0.075,0.05,0.05)	43.7 (0.098,0.05,0.05)
26.5 (0.002,0.01,0.05)	30.5 (0.025,0.01,0.05)	31.7 (0.075,0.01,0.05)	41.8 (0.098,0.01,0.05)

La magnitud de las temperaturas indica gradientes de temperaturas de hasta 145 °C/m en dirección y y z; las temperaturas registradas entre el aire confinado adyacente al vidrio y las temperaturas en la superficie exterior del vidrio muestran gradientes térmicos en dirección x de hasta 180 °C/m. Por lo anterior se puede ver que existen gradientes de temperatura en las tres direcciones que son del mismo orden de magnitud.

CAPÍTULO 5

VERIFICACIÓN DEL CÓDIGO NUMÉRICO Y VALIDACIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO

En este capítulo se presenta la verificación del algoritmo de solución, la comparación del modelo numérico con resultados reportados en la literatura de modelos similares y la validación del modelo numérico con los resultados experimentales.

5.1 Datos de entrada en la simulación.

En la Tabla 5.1 se muestran los parámetros que se le suministraron al código de simulación. Los parámetros de la tabla corresponden a un número de Rayleigh, Ra , de 2.3×10^6 , que concuerda con un flujo a convección natural en régimen laminar en el interior de la cavidad experimental. En la tabla, los parámetros se agrupan por: condiciones ambientales, geometría de la cavidad, propiedades termofísicas, propiedades ópticas, propiedades de malla y parámetros de optimización del programa.

Tabla 5.1 Parámetros de inicio para la simulación.

No.	Parámetro de entrada	Valor
Condiciones de ambientales		
1	Temperatura inicial en toda la cavidad	35.4 °C
2	Radiación incidente normal	1000 W/m ²
3	Temperatura de referencia, T_0	35.4 °C
4	Temperatura de pared fría	25.0 °C
5	Temperatura de pared caliente	$T_{exp}(y,z)$ °C
Geometría de la cavidad		
6	$H_x = H_y = H_z$	0.10 m
7	Espesor del vidrio	0.002 m
Propiedades termofísicas a la temperatura T_0		
8	Conductividad térmica del vidrio	1.4 W/m K

9	Densidad del vidrio	2500 kg/m ³
10	Conductividad térmica del aire	0.0263 W/m K
11	Densidad del aire	1.22 kg/m ³
12	Viscosidad del aire	0.0000155 m ² /s
	Propiedades Ópticas	
13	Transmitancia del vidrio	1.00
14	Reflectancia del vidrio	0.00
15	Absortancia del vidrio	0.00
16	Emitancia de la superficie del vidrio al exterior	0.86
17	Absortancia del filtro solar	0.50
18	Emitancia de la superficie interior 1 (base)	0.90
19	Emitancia de la superficie interior 2 (lateral izquierda)	1.00
20	Emitancia de la superficie interior 3 (lateral derecha)	0.90
21	Emitancia de la superficie interior 4 (superior)	0.90
22	Emitancia de la superficie interior 5 (trasera)	0.90
23	Emitancia de la superficie interior 6 (delantera)	0.90
	Propiedades de la malla	
24	Factor de estrechamiento de malla, γ	1.0
25	Número de nodos, N	15, 17, 19 y 21.
	Parámetros de optimización	
26	Factor de bajo relajación, α'	0.85

Los parámetros con los que se realizó la simulación corresponden a las condiciones del experimento reportado en el Capítulo 4, exceptuando la absortancia y la emitancia de la superficie de la pared 2. La absortancia y emitancia de la pared 2 se suministraron al código con valor de 1.0 en concordancia con la consideración mencionada en la Tabla 2.2, ya que se utilizó una superficie con absortancia lo más alta posible (0.92), considerando disponibilidad de recursos. También, con el fin de reducir el tiempo de cómputo, la simulación se realizó considerando la temperatura inicial en la cavidad igual a la temperatura de referencia.

El factor de relajación α' se obtuvo realizando experimentos numéricos con el fin de optimizar el tiempo de cómputo y evitando que la solución divergiera. Los experimentos numéricos para optimizar α' se realizaron fijando los parámetros de entrada y variando α' en el intervalo de 0.00 a 1.00. Los resultados de estos experimentos mostraron que el tiempo de cómputo más corto correspondió a un valor de α' de 0.85. También, se observó que para valores de α' en el intervalo de 0.00 a 0.85 el proceso convergió con tiempos de cómputo cada vez mayores a medida que se redujo el valor de α' , que para valores de α' en el intervalo de 0.85 a 0.88 el proceso convergió y el tiempo de cómputo se incrementó considerablemente a medida que se incrementó el valor de α' , y que con valores α' mayores 0.88 el experimento numérico divergió.

5.2 Verificación del código de simulación.

La verificación del un código de simulación implica evaluar el orden de exactitud o la razón de convergencia del código. Una metodología para verificar códigos mediante la exactitud y la razón de convergencia, en donde se asume que no se conoce la solución exacta, es el método de soluciones manufacturadas (Roache, 1998). La metodología permite evaluar el error a partir de un estudio de convergencia de malla, ya que la convergencia de la malla está relacionada con el refinamiento de malla, que implica una reducción del error a medida que se refina la malla.

El estudio de refinamiento de malla se realiza considerando el problema acoplado, utilizando las condiciones de la Tabla 5.1 y verificando el cumplimiento de la ecuación de conservación de masa comparando los residuos.

5.2.1 Cumplimiento de la ecuación de continuidad.

En la Figura 5.1 se muestra la gráfica del logaritmo natural del residuo máximo de la ecuación de conservación de masa a medida que transcurren las iteraciones. mientras corre el programa. Se puede notar que el residuo máximo disminuye conforme transcurren las iteraciones, y después de 1100 iteraciones el residuo no continua disminuyendo, que es cuando el error en el cumplimiento de la ecuación de conservación de masa es menor 10^{-16} , coincidiendo con la resolución de los números utilizada en el código.

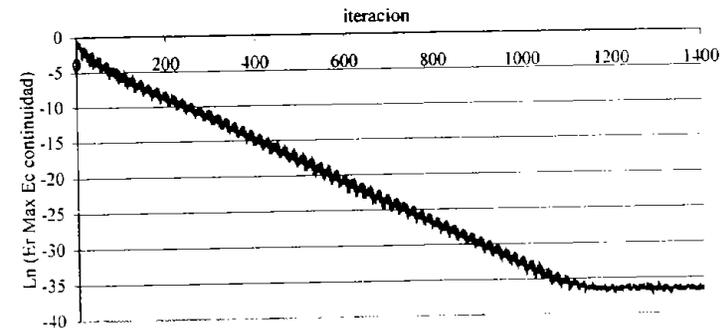


Figura 5.1. Gráfica del logaritmo natural de residuos máximos de la ecuación de conservación de masa a medida que transcurren las iteraciones.

5.2.2 Evaluación del error e índice de convergencia de malla.

Como se mencionó en la sección anterior, el estudio de refinamiento de malla se realiza considerando el problema acoplado, convección, radiación y conducción, utilizando las condiciones de la Tabla 5.1. En el estudio se obtienen los números de Nusselt convectivo promedio en la pared semitransparente con diferentes mallas, hasta que los números de

Nusselt no cambian significativamente entre el número de nodos de una malla y el siguiente. En la Figura 5.2 se muestra la variación del número de Nusselt calculado en función del número de nodos de la malla (15x15x15, 17x17x17, 19x19x19 y 21x21x21), se observa que al incrementar el número de nodos de la malla, la variación de la diferencia de los números de Nusselt anterior y siguiente tiende a disminuir. La diferencia del número de Nusselt para 19 nodos comparando con 17 nodos fue de 0.237. Sin embargo, para 21 nodos y 19 nodos sus diferencias se reducen a 0.012 indicando que a medida que se aumenta el número de nodos las diferencias entre los números de Nusselt anterior y siguiente disminuyen.

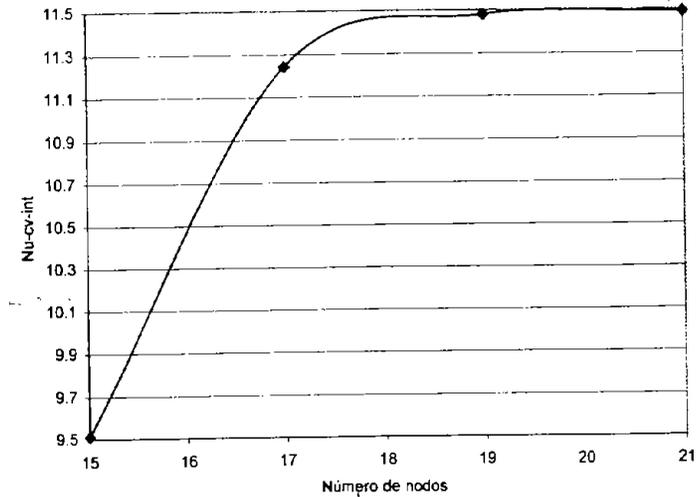


Figura 5.2. Gráfica de convergencia de los números de Nusselt convectivos a medida que se refina la malla.

A partir de los resultados que se presentan en la Figura 5.2 y cumpliendo con la ecuación de conservación de masa, la solución exacta se aproxima mediante la extrapolación de Richardson. Con la solución exacta aproximada, el error de Richardson extrapolado se calcula con la Ecuación 5.1, (Roache, 1998).

$$|E| = \frac{100 \left(\frac{f_i - f_j}{r^2 - 1} \right)}{f_j} \quad (5.1)$$

donde f_i es la solución a un número de nodos de la malla, f_j es la solución a un segundo número de nodos en la malla y r es la relación entre número de nodos de las soluciones f_j y f_i . Utilizando las soluciones para dos pares de mallas, 17 con 19 nodos y 19 con 21 nodos se calcula el error de extrapolación de Richardson de 0.16% y 0.01% respectivamente.

La incertidumbre se puede calcular considerando el trabajo de Roache (1994), donde se indica que la incertidumbre es igual al índice de convergencia de malla, GCI , que se obtiene multiplicando el error de extrapolación de Richardson por un factor, F_s , dependiente de la malla; en el caso de mallas poco refinadas F_s es igual a 3, por lo que el GCI o la incertidumbre para 17 nodos es de 0.48% y para 19 nodos es de 0.03%.

Los experimentos numéricos se realizaron en una computadora con procesador AMD a 1.6 GHz y 0.5 GB de memoria RAM. El tiempo de cómputo requerido por el programa para una malla de 19x19x19 nodos es de 3 días, el tiempo de cómputo para una malla de 21x21x21 nodos es de 6 días y para una malla de 22x22x22 nodos es de 13 días. Por lo anterior, la malla que se seleccionó es 19x19x19 nodos, no uniforme, que corresponde a espesores de volúmenes de control en las zonas cercanas a la frontera de la cavidad de $1.3 \times 10^{-4} m$ y en la zona central de la cavidad de $1.17 \times 10^{-2} m$.

5.3 Validación del modelo matemático.

El modelo matemático de la habitación idealizada se validó parcialmente con modelos que se reportan en la literatura, y mediante el experimento reportado en el Capítulo 4. La validación parcial con resultados reportados en la literatura se realizó simplificando el modelo en cuestión a los modelos reportados en dos dimensiones y tres dimensiones de cavidades calentadas diferencialmente. También, los resultados teóricos se validaron comparando las respectivas temperaturas teóricas con las temperaturas medidas experimentalmente.

5.3.1 Comparación de resultados con trabajos previos similares en dos y tres dimensiones.

El modelo de transferencia de calor combinada por conducción, convección natural y radiación desarrollado, se simplificó a un modelo de simulación reportado en la literatura que describe la transferencia de calor por convección natural en una cavidad bidimensional con las dos paredes opacas verticales calentadas diferencialmente y el resto de las paredes adiabáticas. El fluido se considera en régimen laminar, newtoniano y con propiedades termofísicas constantes.

En la Tabla 5.2 se presenta la comparación de los resultados del presente trabajo con los resultados reportados por Barakos *et al.* (1994), Markatos y Pericleous (1984), de Vahl Davis (1983), Fusegi *et al.* (1991). La comparación se presenta entre modelos teóricos que consideran una cavidad cuadrada calentada diferencialmente para Rayleigh de 10^3 , 10^4 , 10^5 y 10^6 . Se comparan los números de Nusselt promedio, máximo y mínimo, y las componentes de velocidad adimensional máximas u^* y v^* , en función de la posición a lo largo del eje vertical adimensional (x^* , y^*). En la primera columna de la tabla se muestra la variable que se compara, los números entre paréntesis indican la coordenada donde se encuentra reportada esa variable. En la segunda columna se muestran los resultados reportados por Barakos, en la tercera los resultados reportados por Markatos, en la cuarta

se presentan los resultados reportados por de Vahl Davis, en la quinta columna se presentan los resultados reportados por Fusegi y en la sexta columna se presentan los resultados que se calcularon en el presente trabajo. Para Ra de 10^3 los resultados del Nusselt medio del presente trabajo coinciden con los reportados por de Vahl Davis y existe una diferencia máxima del 1% con los reportados por Fusegi. El valor y la posición del Nusselt máximo y mínimo y las velocidades máximas del presente trabajo difieren de menor manera con los resultados reportados por de Vahl Davis. Las diferencias mínimas entre los resultados reportados y el presente trabajo es para valores de Ra de 10^4 , 10^5 y 10^6 con el trabajo reportado por de Vahl Davis; para Ra de 10^4 el valor del Nusselt promedio coincidió, para Ra de 10^5 existió una diferencia de 0.005 y para Ra de 10^6 la diferencia fue de 0.016. La menor concordancia es con el trabajo reportado por Fusegi, con una diferencia máxima del Nusselt promedio del 2.6% respecto al valor calculado. De lo anterior, se puede ver que a medida que se incrementa el valor del número de Rayleigh se incrementan las diferencias con lo reportado por de Vahl Davis (desde 0% a 2.6%). También, se puede notar que las diferencias no son considerables, por lo que con el modelo desarrollado y simplificado se pueden reproducir los resultados reportados.

Tabla 5.2. Comparación de resultados obtenidos en el presente trabajo con los reportados del problema convectivo de la cavidad cuadrada calentada diferencialmente.

	Barakos	Markatos	de Vahl Davis	Fusegi	Presente trabajo
$Ra=10^3$					
Nu_{medio}	1.114	1.108	1.117	1.105	1.118
$Nu_{max}(y)$	1.581 (0.099)	1.496 (0.083)	1.505 (0.092)	1.420 (0.083)	1.508 (0.093)
$Nu_{min}(y)$	0.670 (0.994)	0.720 (0.993)	0.692 (1.000)	0.764 (1.000)	0.691 (1.000)
$u_{max}(y)$	0.153 (0.806)	0.133 (0.832)	0.137 (0.813)	0.132 (0.833)	0.137 (0.805)
$v_{max}(x)$	0.155 (0.181)	0.135 (0.168)	0.139 (0.178)	0.131 (0.200)	0.139 (0.178)
$Ra=10^4$					
Nu_{medio}	2.245	2.201	2.243	2.302	2.243
$Nu_{max}(y)$	3.539 (0.143)	3.482 (0.143)	3.528 (0.143)	3.652 (0.623)	3.533 (0.151)
$Nu_{min}(y)$	0.583 (0.994)	0.643 (0.993)	0.586 (1.000)	0.611 (1.000)	0.588 (1.000)
$u_{max}(y)$	0.193 (0.818)	0.192 (0.832)	0.192 (0.823)	0.201 (0.817)	0.191 (0.827)
$v_{max}(x)$	0.234 (0.119)	0.231 (0.113)	0.233 (0.119)	0.225 (0.117)	0.232 (0.117)
$Ra=10^5$					
Nu_{medio}	4.510	4.430	4.509	4.646	4.514
$Nu_{max}(y)$	7.636 (0.085)	7.625 (0.083)	7.717 (0.081)	7.795 (0.083)	7.714 (0.087)
$Nu_{min}(y)$	0.775 (0.999)	0.824 (0.993)	0.729 (1.000)	0.787 (1.000)	0.747 (1.000)
$u_{max}(y)$	0.132 (0.859)	0.134 (0.857)	0.130 (0.855)	0.147 (0.855)	0.131 (0.848)
$v_{max}(x)$	0.258 (0.066)	0.259 (0.067)	0.257 (0.066)	0.247 (0.065)	0.257 (0.065)
$Ra=10^6$					
Nu_{medio}	8.806	8.754	8.817	9.012	8.783
$Nu_{max}(y)$	17.442 (0.0368)	17.872(0.0375)	17.925 (0.0378)	17.670 (0.0379)	17.511 (0.0383)
$Nu_{min}(y)$	1.001 (0.999)	1.232 (0.993)	0.989 (1.000)	1.257 (1.000)	1.051 (1.000)
$u_{max}(y)$	0.077 (0.859)	0.082 (0.872)	0.077 (0.850)	0.084 (0.856)	0.078 (0.867)
$v_{max}(x)$	0.262 (0.039)	0.262 (0.0375)	0.262 (0.0379)	0.259 (0.033)	0.262 (0.0383)

* indica que la variable es adimensional.

También, el modelo se validó parcialmente con resultados teóricos reportados de transferencia de calor por convección natural en una cavidad cúbica, con dos paredes opacas verticales calentadas diferencialmente y el resto de las paredes adiabáticas. En la comparación se consideraron los siguientes parámetros: número de Prandtl, Pr , con valor de 1.0, para números de Rayleigh de 10^4 y 10^5 , y Pr de 0.71 para Ra de 10^6 . En la Tabla 5.3 se presenta la comparación del Nusselt convectivo medio y los valores máximos de las componentes de velocidad u y v , del modelo simplificado del presente trabajo contra resultados reportados de la cavidad cúbica calentada diferencialmente. En esta tabla, la primera columna corresponde a la variable de comparación, en la segunda columna se muestran los resultados reportados por Pepper (1987), en la tercera columna se muestran los resultados reportados por Janssen y Henkes (1993), en la cuarta columna se muestran los resultados obtenidos en el presente trabajo y en quinta columna se presentan las diferencias porcentuales entre los resultados obtenidos y los resultados reportados respecto a los valores reportados.

Tabla 5.3. Comparación de resultados entre el presente trabajo y los trabajos reportados en la literatura.

Variable	Pepper	Janssen	Presente Trabajo	Diferencia %
$Ra=10^4, Pr=1.00$				
Nu_{medio}	2.29	-	2.18	4.8
u_{max}	0.25	-	0.22	12
v_{max}	0.19	-	0.19	0.0
$Ra=10^5, Pr=1.00$				
Nu_{medio}	4.62	-	4.40	4.8
u_{max}	0.49	-	0.45	8.2
v_{max}	0.83	-	0.85	2.4
$Ra=10^6, Pr=0.71$				
Nu_{medio}	-	8.61	8.46	1.7

En la tabla comparativa, se presenta que el porcentaje más alto de diferencia del número de Nusselt medio es de 4.8% para Ra de 10^4 y 10^5 . Las diferencias porcentuales de los valores máximos de la velocidad u_{max} y v_{max} son menores al 12%. Con lo anterior se puede notar que las diferencias no son considerables, por lo que con el modelo desarrollado y simplificado se pueden reproducir los resultados reportados.

5.3.2 Validación experimental.

La validación del modelo teórico desarrollado se realizó comparando las 12 temperaturas medidas del aire confinado en la cavidad, en la Figura 4.7 se presentan los puntos en el plano donde se compararon los resultados teóricos con los experimentales. Para obtener el valor de las temperaturas del modelo numérico exactamente sobre las coordenadas donde las temperaturas experimentales fueron medidas, se realizaron interpolaciones lineales considerando los puntos aledaños a esas coordenadas.

En la Tabla 5.4 se presentan los valores de las temperaturas medidas durante los experimentos con sus respectivas coordenadas. La Tabla 5.5 muestra las temperaturas teóricas calculadas con el código numérico que corresponden a cada uno de los puntos donde se midieron las temperaturas experimentales. Por último, en la Tabla 5.6 se muestra el porcentaje de diferencia entre las temperaturas teóricas respecto a los resultados experimentales. De esta última tabla, se puede observar que la diferencia porcentual máxima fue de 6.03% (30.3 °C experimental, 28.5 °C teórica, diferencia máxima 1.83 °C), y la mínima de 0.11%. La diferencia porcentual promedio fue de 1.87%, que corresponde a una diferencia promedio de 0.7 °C. La diferencia porcentual se encuentra cercana del error experimental (± 0.5 °C), con lo que se observa que los resultados teóricos difieren de los experimentales 0.2 °C, que corresponde a 0.56%.

Tabla 5.4. Temperaturas medidas del aire y coordenadas (x,y,z).

Temperaturas experimentales del aire [°C] (coordenadas de los nodos experimentales, cm)			
31.8 (0.2,9.0,5.0)	40.6 (2.5,9.0,5.0)	42.4 (7.5,9.0,5.0)	49.3 (9.8,9.0,5.0)
30.3 (0.2,5.0,5.0)	35.6 (2.5,5.0,5.0)	35.7 (7.5,5.0,5.0)	43.7 (9.8,5.0,5.0)
26.5 (0.2,1.0,5.0)	30.5 (2.5,1.0,5.0)	31.7 (7.5,1.0,5.0)	41.8 (9.8,1.0,5.0)

Tabla 5.5. Temperaturas teóricas del aire confinado.

Temperaturas calculadas del aire [°C] (coordenadas de los nodos experimentales, cm)			
31.1 (0.2,9.0,5.0)	40.6 (2.5,9.0,5.0)	41.8 (7.5,9.0,5.0)	49.0 (9.8,9.0,5.0)
28.5 (0.2,5.0,5.0)	34.7 (2.5,5.0,5.0)	34.8 (7.5,5.0,5.0)	44.7 (9.8,5.0,5.0)
26.4 (0.2,1.0,5.0)	30.0 (2.5,1.0,5.0)	32.0 (7.5,1.0,5.0)	41.1 (9.8,1.0,5.0)

Tabla 5.6. Diferencias porcentuales entre las temperaturas medidas y las calculadas.

Diferencias Porcentuales			
1.92%	0.10%	1.28%	0.57%
6.03%	2.36%	2.66%	2.33%
0.30%	1.48%	0.95%	1.63%

Los resultados teóricos se presentan concordantes con los resultados experimentales dentro de una incertidumbre de ± 0.7 °C, mientras que los resultados experimentales presentan una incertidumbre de ± 0.5 °C. Por lo anterior, se validan los resultados teóricos con un error relativo de 0.56%.

CAPÍTULO 6

RESULTADOS

En este capítulo se presentan los resultados del modelo teórico considerando las condiciones en que se realizó el experimento descrito en el Capítulo 4 y considerando tres tipos de vidrios y tres temperaturas del ambiente al exterior. Los resultados se muestran mediante gráficas de los campos de flujo en el aire confinado, gráficas de campos de temperatura en la cavidad y mediante los parámetros que indican los procesos de transferencia de calor en la cavidad.

6.1 Comportamiento de la velocidad y la transferencia en la cavidad para el caso del modelo experimental.

En esta sección considerando los parámetros del experimento descrito en el Capítulo 4, se presentan los campos de las componentes u , v y w de la velocidad, las líneas de corriente, las temperaturas, los números de Nusselt, y el coeficiente de ganancia de calor solar $SHGC$ que describen el comportamiento térmico de la cavidad.

6.1.1 Campos de velocidades.

En esta sección se presenta el movimiento del aire confinado mediante gráficas de las componentes u , v y w de la velocidad. En la Figura 6.1 se muestran las magnitudes de las componentes de velocidad en estado permanente, para los tres planos perpendiculares que pasan por el centro de la cavidad. En esta figura la flecha indica el lugar y forma en que se simula el flujo radiativo solar que incide en la cavidad. Los valores de las componentes de la velocidad se presentan en metros por segundo y las distancias en metros.

En la Figura 6.1 (a) y (b) se presentan las componentes de la velocidad u y v en el plano central horizontal $x-z$ de la cavidad respectivamente, los valores de la componente u son del orden de $10^{-3} m/s$ y los de la componente v son de $10^{-2} m/s$. La componente v toma sus máximos valores en las coordenadas $(0.095, 0.05, 0.001) m$ y $(0.095, 0.05, 0.099) m$, con

un valor de 0.064 m/s . Los mínimos valores se presentan en las coordenadas $(0.005, 0.05, 0.001) \text{ m}$ y $(0.005, 0.05, 0.099) \text{ m}$, con un valor de -0.064 m/s . A lo largo del eje z la componente v presenta simetría respecto al eje $z=0.05 \text{ m}$. La componente v sólo presenta valores diferentes de cero para $x < 0.02 \text{ m}$ y para $x > 0.08 \text{ m}$. La componente u tiene valor positivo para $x > 0.04 \text{ m}$ por la parte central respecto al eje z ($0.01 \leq z \leq 0.09$), y valor negativo por las zonas cercanas a las paredes ($z < 0.01 \text{ m}$ y para $z > 0.09 \text{ m}$). El valor máximo de u en esta zona es de 0.0025 m/s y el mínimo es de -0.00145 m/s . De manera contraria, la componente u presenta valores negativos para $x < 0.04 \text{ m}$ (hacia la pared fría) por el centro ($0.01 \leq z \leq 0.09$), y presenta valores positivos por las zonas cercanas a las paredes ($z < 0.01 \text{ m}$ y para $z > 0.09 \text{ m}$).

En la Figura 6.1 (c) y (d) se presentan respectivamente las componentes u y v en el plano central vertical x - y normal al vidrio de la cavidad, los valores de las componentes u y v son del orden de 10^{-2} m/s . La componente v toma el máximo valor de 0.064 m/s en $(0.095, 0.06, 0.05) \text{ m}$ y el mínimo valor de -0.064 m/s en $(0.005, 0.04, 0.05) \text{ m}$. La componente u presenta un flujo positivo por la parte baja de la cavidad y flujo en sentido contrario por la parte alta de cavidad. Por la parte alta el mínimo valor es de -0.04 m/s en $(0.095, 0.083, 0.05) \text{ m}$, por la parte baja el máximo valor es de 0.03 m/s en $(0.005, 0.017, 0.05) \text{ m}$.

En la Figura 6.1 (e) y (f) se presentan respectivamente las componentes u y v en el plano central vertical y - z normal al vidrio de la cavidad, los valores la componente u presentan valores del orden de 10^{-2} m/s y la componente v del orden de 10^{-3} m/s . La componente v toma sus valores más elevados en $(0.05, 0.09, 0.01) \text{ m}$ y $(0.05, 0.09, 0.09) \text{ m}$, siendo el máximo de 0.0015 m/s ; los mínimos valores se presentan en $(0.05, 0.01, 0.01) \text{ m}$ y $(0.05, 0.01, 0.09) \text{ m}$, siendo el valor mínimo de -0.0027 m/s . La componente u presenta un flujo positivo por la parte baja de la cavidad y flujo en sentido opuesto al eje x por la parte alta de cavidad.

En la Figura 6.2 se presenta la magnitud de la componente w en el plano central horizontal x - z de la cavidad. La componente w en el plano central x - z presenta valores del orden de 10^{-3} m/s con patrón de flujo simétrico respecto al eje $x=0.05$. También, la componente w presenta valores del orden de 10^{-4} m/s en el plano central vertical x - y al igual que en el plano central vertical y - z .

En el plano central vertical x - y , se presentan las componentes u y v con valores del orden de 10^{-2} , en el resto de los planos centrales mostrados sólo una componente (u o v) es del orden de 10^{-2} y la restante es del orden de 10^{-3} . Es de notar que la componente de la velocidad w presenta valores con mayor orden de magnitud (10^{-3}) en el plano central x - z en el resto de los planos centrales tiene valores del orden de 10^{-4} .

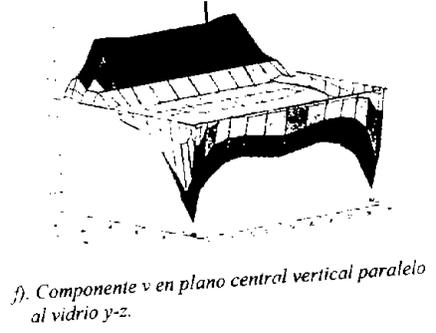
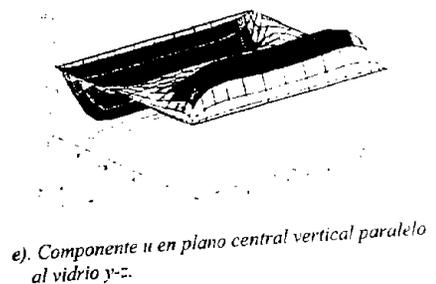
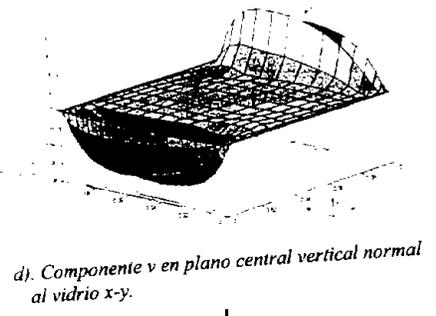
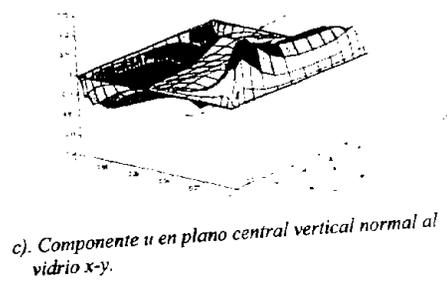
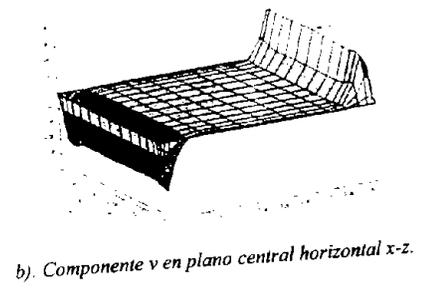
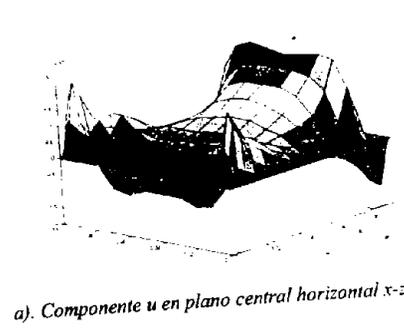


Figura 6.1. Componentes u y v de velocidad en planos que cortan a la cavidad por el centro:

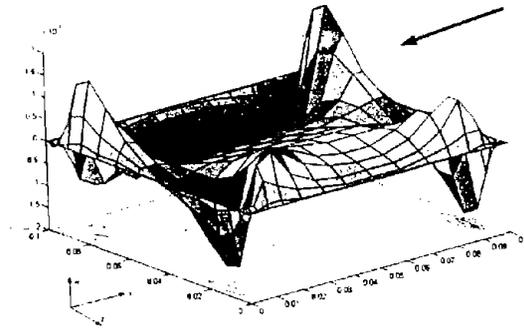


Figura 6.2. Componente w de velocidad en el plano central horizontal $x-z$.

En las figuras de la 6.3 a la 6.5 se presentan las líneas de corriente para los planos $x-y$, $x-z$ y $y-z$ respectivamente. La Figura 6.3 muestra las líneas de corriente de planos $x-y$, para z igual a 0.05, 0.038, 0.028, 0.018, 0.011, 0.006 y 0.002, las gráficas son para el intervalo de 5×10^{-5} a 1.1×10^{-3} y se muestran intervalos entre líneas de 7×10^{-5} $1/s$. La Figura 6.4 muestra las líneas de corriente de planos $x-z$, para y igual a 0.002, 0.006, 0.011, 0.018, 0.038, 0.05, 0.062, 0.082, 0.089, 0.094 y 0.098, las gráficas muestran intervalos de entre las líneas de corriente de 7×10^{-5} $1/s$. Por último, la Figura 6.5 muestra las líneas de corriente de planos $y-z$, para x igual a 0.05, 0.038, 0.028, 0.018, 0.011 y 0.006, en el intervalo de -2.6×10^{-3} $1/s$ a 2.6×10^{-3} $1/s$ con intervalos entre líneas de 2×10^{-4} $1/s$.

Las líneas de corriente para los planos $x-y$ presentan simetría respecto al plano central en $z=0.05m$, por tal razón no se muestran los planos correspondientes a $z>0.05m$. El centro de la recirculación se localiza en (0.073,0.072) para el plano $z=0.05m$; a medida que los planos de corte de este tipo se acercan a la pared $z=0$ el vórtice se desplaza hacia la pared isotérmica y posteriormente tiende a moverse hacia la zona central. En esta serie de cortes es notorio el efecto que causan las fuerzas viscosas que se ejercen sobre el flujo debido a las paredes laterales de la cavidad

Las líneas de corriente para los planos $x-z$ (en $z=0.05m$) presentan simetría respecto al eje central y no presentan simetría respecto al plano central $y=0.05m$. Entre los planos $y \leq 0.018m$ y $y \geq 0.082m$ se presentan dos vórtices cercanos a las esquinas laterales y a la pared semitransparente. En la zona central los cortes de planos $x-z$, $0.018 < y < 0.082$, es notoria una tercera recirculación en la zona central cercana a la pared isotérmica. Las líneas de corriente para planos $y-z$ presentan simetría respecto al eje central (en $x=0.05m$) y presentan dos vórtices moviéndose en sentidos opuestos.

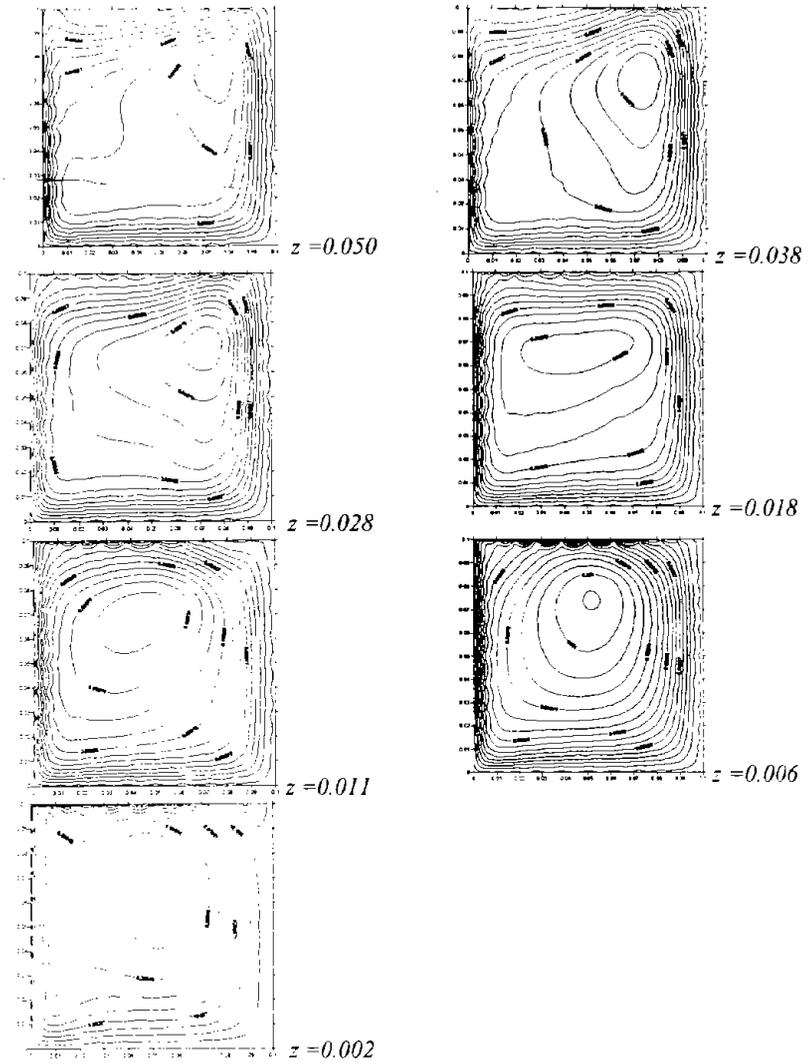


Figura 6.3. Líneas de corriente de planos x-y, para z igual a 0.05, 0.038, 0.028, 0.018, 0.011, 0.006 y 0.002 m. Las gráficas son para el intervalo de 5×10^{-2} 1/s a 1.1×10^{-2} 1/s y se muestran las líneas con intervalos de 7×10^{-3} 1/s.

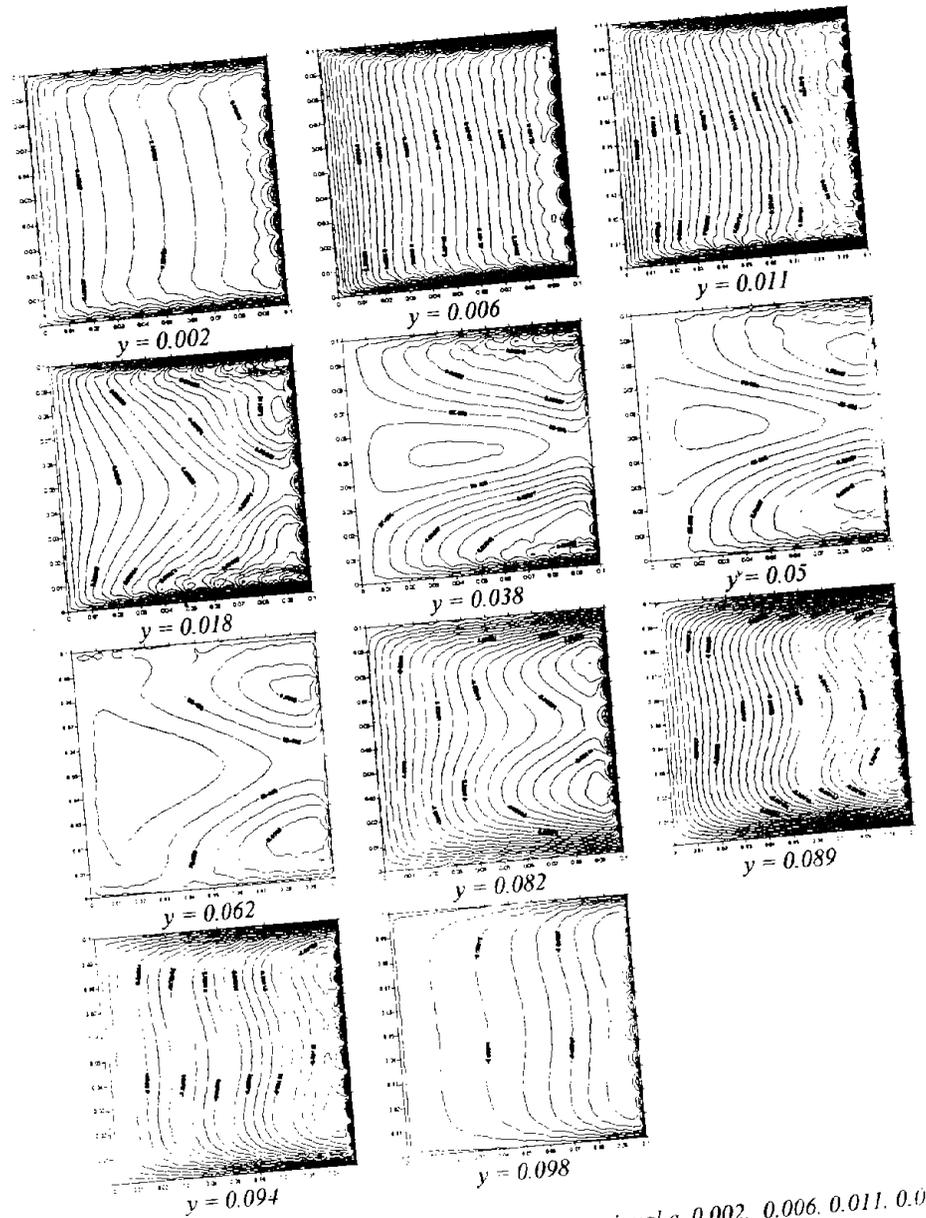


Figura 6.4. Líneas de corriente de planos x-z, para y igual a 0.002, 0.006, 0.011, 0.018, 0.038, 0.05, 0.062, 0.082, 0.089, 0.094 y 0.098 m. Las gráficas muestran intervalos de entre las líneas de corriente de $\sim 10^{-5}$ l/s.

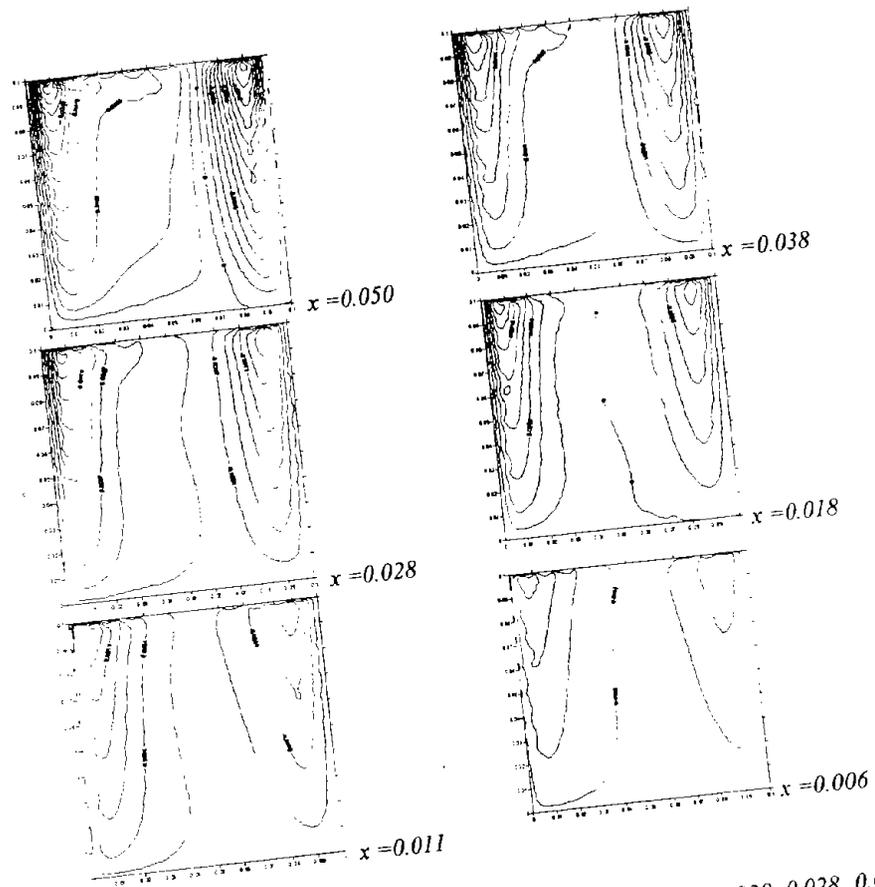


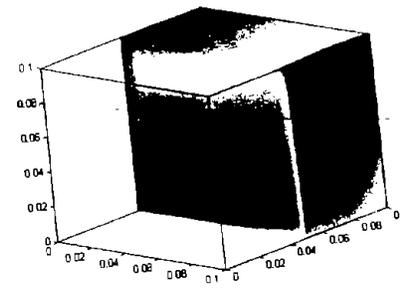
Figura 6.5. Líneas de corriente de planos y-z, para x igual a 0.05, 0.038, 0.028, 0.018, 0.011 y 0.006 m. Las gráficas son para el intervalo de -2.6×10^{-3} l/s a 2.6×10^{-3} l/s con intervalos entre líneas de 2×10^{-4} l/s.

6.1.2 Campos de temperaturas.

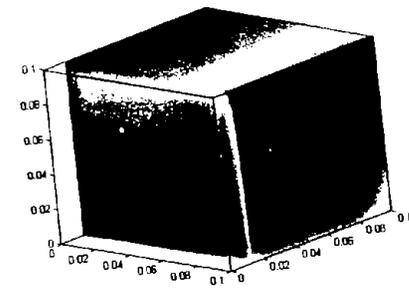
En la Figura 6.6 se muestran las gráficas de las isotermas del aire confinado en la cavidad para distintos cortes a lo largo del eje z (0.05, 0.01, 0.005, 0.002 y 0.001), y se muestra el campo de temperaturas en las paredes de la cavidad. En las figuras, el color azul marino indica la temperatura más baja y el color rojo intenso indica la temperatura más alta, en la parte baja de la figura se muestra la escala de colores correspondiente a la temperatura. La pared frontal del cubo muestra la distribución de temperaturas en la superficie interior de la pared semitransparente.

El campo de temperaturas de la superficie interior de la pared semitransparente muestra simetría respecto al eje central vertical, de manera semejante al campo de temperaturas suministrado en la condición de la frontera (superficie exterior de la pared semitransparente). En la superficie interior, las temperaturas más elevadas se presentan en la región central superior de la pared y las temperaturas mínimas se presentan en las esquinas inferiores. El patrón de temperaturas en la superficie del techo de la cavidad presenta simetría respecto al eje central horizontal; también muestra que la temperatura es más elevada a lo largo del eje z en el centro de la cavidad, indicando que la temperatura es una función de la coordenada z . En la pared lateral que se muestra en la figura, se observa que se presenta una capa límite ascendente adyacente a la pared semitransparente, una capa límite descendente adyacente a la pared de temperatura constante y estratificación en la zona central de la cavidad.

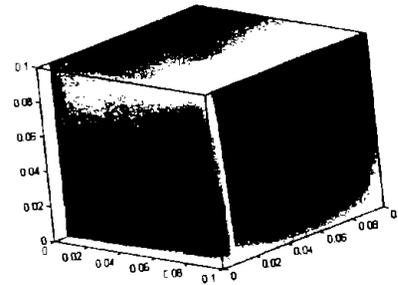
En la Figura 6.7 se muestra la gráfica de las isotermas del plano vertical central x - y de la cavidad, las isotermas se espaciaron a cada 2 grados Celsius. En la figura se presenta estratificación en la región central de la cavidad. La capa límite descendente y ascendente se presenta en los 3 cm de aire adyacentes a la respectiva pared. También, puede notarse que no existe simetría como consecuencia de la condición de frontera exterior de la pared semitransparente. En el techo y en el piso de la cavidad se observan gradientes de temperatura significativos en el aire adyacente, cerca del techo principalmente hacia la pared isotérmica y cerca del piso hacia la pared semitransparente. También, en la figura es notorio que la temperatura no cambia significativamente entre el segundo y noveno centímetro en el interior de la cavidad a lo largo de las direcciones x y y . Los cambios significativos ocurren dentro del primero y último centímetro, llegando a presentarse diferencias de temperatura hasta de 23 °C. En la dirección x , los principales gradientes térmicos se presentan para $x \leq 0.005$ y por simetría para $x \geq 0.095$, con lo que se puede notar que en esas zonas se presenta la mayor influencia de las paredes laterales de la cavidad.



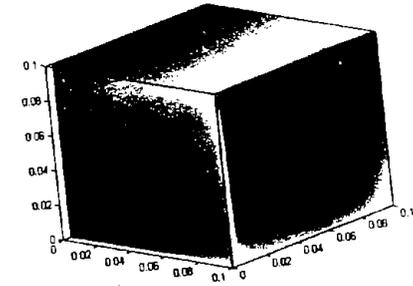
$z = 0.05$



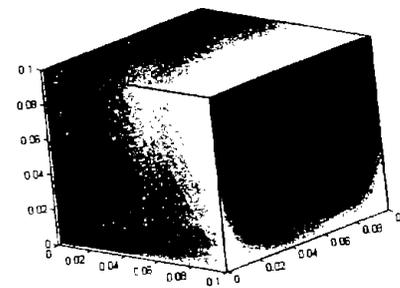
$z = 0.01$



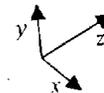
$z = 0.005$



$z = 0.002$



$z = 0.001$



Cavidad sin cortes
Eje x profundidad [m], eje y altura [m], eje z ancho [m]

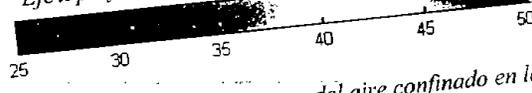


Figura 6.6. Campo de temperaturas del aire confinado en la cavidad.

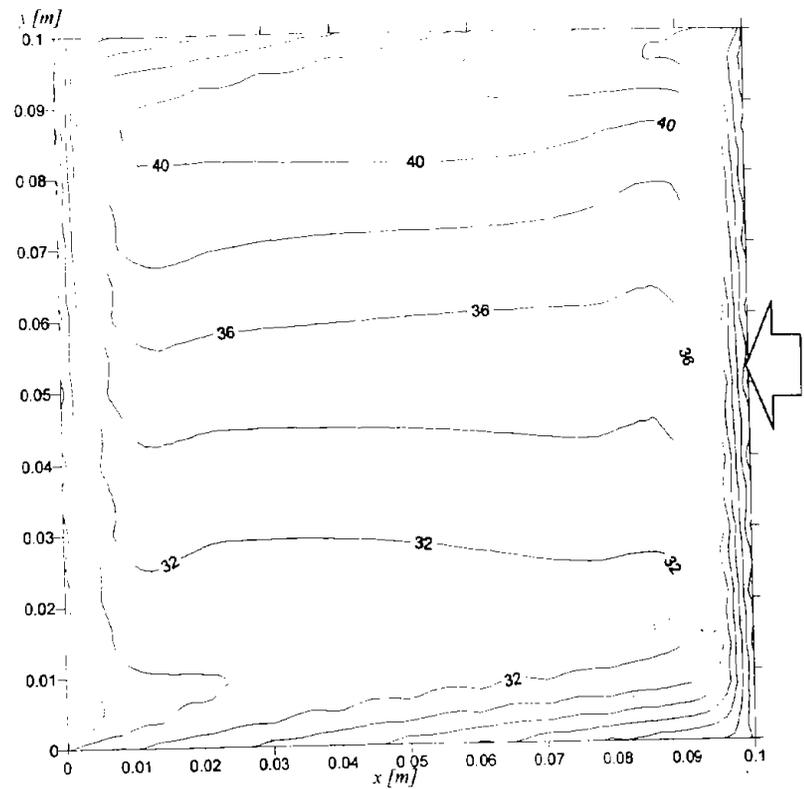


Figura 6.7. Campo de temperaturas en el plano central vertical x - y de la cavidad, del lado derecho se indica la pared semitransparente con una flecha.

En la Figura 6.8 se muestra el campo de temperaturas en el vidrio: se muestra como un paralelepípedo rectangular para su comprensión. Las temperaturas del filtro solar resultaron ser las más elevadas que las de la frontera interior del vidrio, con una diferencia máxima de 1.2°C , en la región central superior del vidrio. La temperatura máxima alcanzada en el vidrio fue de 52.5°C ubicándose en la coordenada $(0.1, 0.09, 0.05)$ m y la mínima fue de 43.4°C ubicándose en la coordenada $(0.1, 0.0, 0.0)$. La mayor diferencia de temperaturas a lo largo del eje horizontal z pasando por el punto de mayor temperatura es de 6.9°C , mientras que un eje similar pasando por la parte inferior de la ventana es de 4.9°C . En esta figura se puede observar de manera más clara la estratificación en la región central de la cavidad y gradientes considerables en las zonas cercanas a las paredes; de la misma manera, puede observarse que las isoterms pierden la simetría a consecuencia del intercambio radiativo y a la condición de frontera de la pared semitransparente.

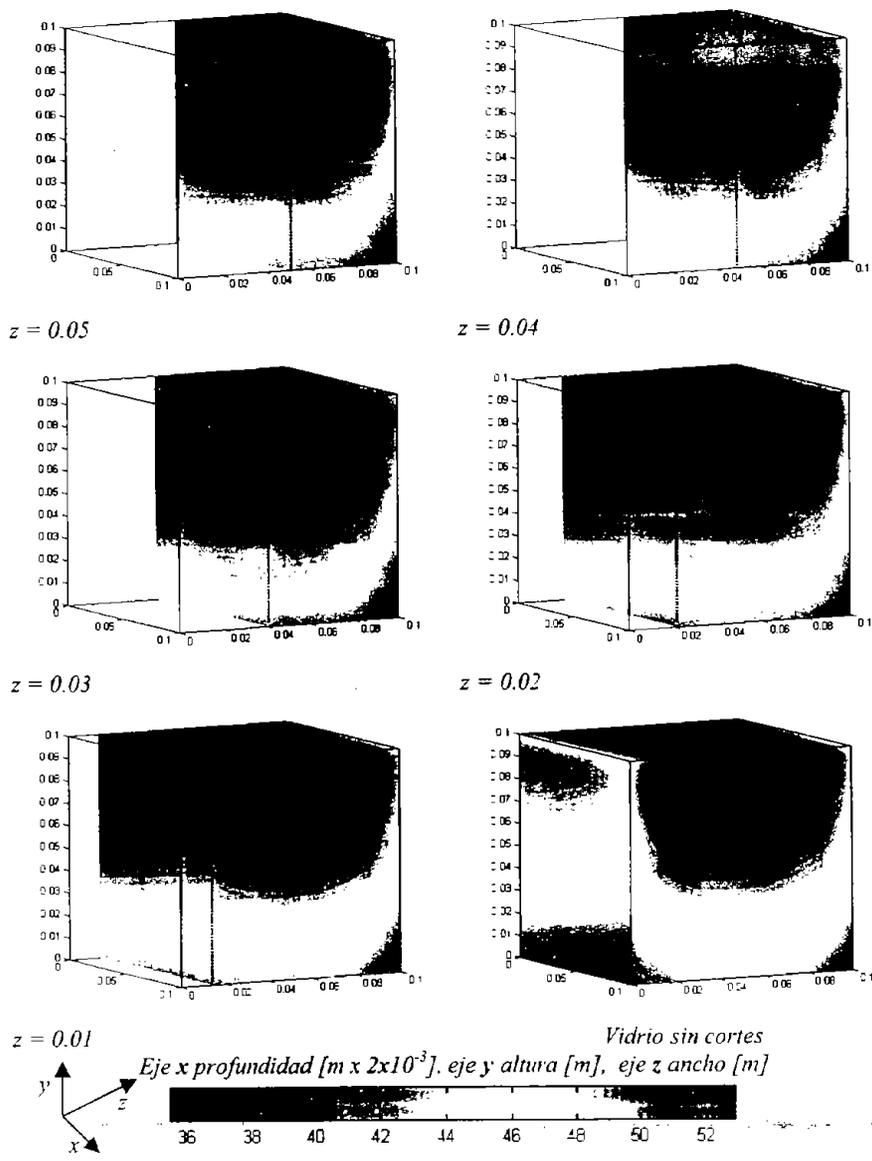


Figura 6.8. Campo de temperaturas de la pared semitransparente.

6.1.3 Comparativo de números de Nusselt de cavidades con pared caliente isotérmica, considerando convección y radiación en dos y tres dimensiones.

Los resultados del número de Nusselt promedio del modelo de simulación desarrollado se compararon con resultados de otros modelos semejantes reportados. El modelo físico de comparación considera la transferencia de calor por convección natural y radiación en una cavidad calentada diferencialmente con el resto de las paredes adiabáticas. En la cavidad se consideró flujo en régimen laminar, newtoniano, propiedades termofísicas constantes y el número de Rayleigh de 2.3×10^6 (condiciones del experimento de verificación). Para las condiciones del experimento se obtuvo un valor del Nusselt convectivo promedio de 11.48 y un Nusselt radiativo promedio de 12.87.

En la Tabla 6.1 se presenta la comparación entre los modelos experimentales y teóricos en dos y tres dimensiones, para Rayleigh de 2.3×10^6 . En la primera columna se indica el número de Nusselt promedio convectivo, radiativo y total. En la segunda columna, se presentan los resultados obtenidos por Ramesh y Venkateshan (1999) en un trabajo experimental tridimensional. En la tercera columna, se presentan los resultados de Balaji y Venkateshan (1994) de un trabajo teórico bidimensional. Por último, en la cuarta columna se muestran los resultados del presente trabajo. De los resultados del presente trabajo puede notarse que existe una disparidad con los resultados experimentales de Ramesh y Venkateshan del 11.7% y 13.5% para los números de Nusselt promedio convectivo y radiativo respectivamente. También, puede notarse que los resultados del presente trabajo muestran una disparidad con los resultados teóricos bidimensionales de Balaji y Venkateshan del 10.3% y 6.8% para los números de Nusselt promedio convectivo y radiativo respectivamente. Las diferencias mencionadas se deben principalmente a que en los resultados del presente trabajo, la condición de frontera del vidrio considera un campo de temperaturas no homogéneo, al efecto de intercambio radiativo tridimensional y a que en las esquinas de la pared semitransparente el transporte de energía es menos eficiente.

Tabla 6.1. Comparación entre los números de Nusselt de los problemas experimentales y teóricos en dos y tres dimensiones.

	Ramesh (1999) Experimental Aire	Balaji (1994) Simulación 2D cv-rv	Presente trabajo 3D Aire cv-rv-cd
	$Ra = 2.3 \times 10^6$		
Nu_{cv}	10.14	10.30	11.48
Nu_{rv}	14.61	15.49	12.87
Nu_T	24.75	25.79	24.35

6.1.4 Números de Nusselt en cavidades con ventana con película delgada.

En la Tabla 6.2 se presenta la comparación de los números de Nusselt promedio obtenidos en el presente trabajo, con respecto a los reportados por Álvarez (1994) y Álvarez y Estrada (2000), para Rayleigh de 2.3×10^6 . En la segunda columna se presenta el Nusselt promedio convectivo y radiativo obtenido por Álvarez y Estrada (2000). En la tercera columna se presenta el Nusselt promedio convectivo y radiativo obtenido en el

presente trabajo. Por último, en la cuarta columna se presenta la diferencia entre ambos trabajos. En la tabla se observa que el valor obtenido del Nusselt convectivo promedio es menor en 1.28 respecto al reportado. También, se observa una disparidad pronunciada en el valor del Nusselt radiativo promedio de 12.02; esta diferencia puede deberse a que en el trabajo de Alvarez y Estrada (2000) se consideró a la pared isotérmica como una superficie gris para radiación infrarroja y negra para radiación visible; también, la diferencia puede deberse a que Alvarez y Estrada (2000) consideraron el modelo conductivo en la pared semitransparente unidimensional. Sin embargo, el resultado del presente trabajo es concordante dentro de una tolerancia con los resultados reportados (Ramesh y Venkateshan, 1999; Balaji y Venkateshan, 1994).

Tabla 6.2. Comparación entre los resultados obtenidos en tres dimensiones respecto a los bidimensionales reportados en la literatura.

	Alvarez (1994)	Presente trabajo	Diferencia
Nu_{cv}	10.2	11.48	1.28
Nu_{rv}	0.85	12.87	12.02

6.1.5 Coeficiente de ganancia de calor solar (SHGC).

Tomando en cuenta las condiciones del experimento de la Tabla 5.1, y considerando una incidencia de radiación solar de 1000 W/m^2 , se obtiene que:

- a) la energía de onda corta que se absorbe en el vidrio es 0 W/m^2 ,
- b) la energía de onda corta que se absorbe en el filtro solar es 500 W/m^2 ,
- c) la energía que se transfiere a través del vidrio (en onda corta) es 500 W/m^2 ,
- d) la energía que transfiere el vidrio al interior por radiación onda larga es 83.27 W/m^2 ,
- e) la energía que transfiere el vidrio por convección al interior es 35.70 W/m^2 ,
- f) la energía total que se transfiere al interior de la cavidad es 618.97 W/m^2 ,
- g) la energía que transmite el vidrio al exterior es 380.15 W/m^2 .

Con los resultados anteriores, se observa que la energía que absorbe el vidrio compuesto (vidrio-película) es igual a la energía que transmite el vidrio hacia el interior y exterior de la cavidad por convección y radiación.

Aplicando la ecuación 2.24 se tiene un coeficiente de ganancia solar de 0.62. También, conociendo el campo de temperaturas en tres dimensiones del vidrio y la temperatura ambiente promedio se obtuvo el valor del coeficiente de transferencia de calor promedio al exterior de $10.48 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Hasta aquí se consideró la distribución del coeficiente de transferencia de calor medida como condición de frontera de la pared semitransparente del modelo. Para realizar el estudio paramétrico se considera al coeficiente de transferencia de calor uniforme en toda la superficie y se varían parámetros tales como absorptancia del filtro solar y temperatura del medio ambiente. Los resultados de este estudio se presentan a continuación.

6.2 Estudio paramétrico de la transferencia de calor en la cavidad.

En esta sección se presenta un estudio paramétrico considerando un comportamiento constante y homogéneo del número de Nusselt convectivo del vidrio al ambiente exterior. El coeficiente convectivo de transferencia de calor al exterior se suministró al programa con un valor de $10.48 \text{ W/m}^2\text{K}$. El valor del número de Nusselt convectivo se obtuvo con el promedio de los números de Nusselt locales convectivos exteriores, considerando los resultados de la simulación con los parámetros del experimento de referencia que se presentan en la Tabla 5.1. En el estudio paramétrico se consideraron las temperaturas ambientes de 15°C , 25°C y 30°C . También, se consideraron las absorptancias de película delgada en el vidrio de 0.08, 0.5 y 0.64, que corresponden respectivamente a un vidrio claro de 3mm (Vitro, 1996), al vidrio del experimento del Capítulo 4 y a un vidrio con filtro de sulfuro de cobre (Cu₂S) mencionado en el Capítulo 2.

En la Tabla 6.3, se muestran los resultados del estudio paramétrico que se realizó para aproximar el coeficiente de ganancia de calor solar *SHGC*, los números de Nusselt y los flujos de calor como función de la absorptancia de la película delgada y de la temperatura del medio ambiente. En la primera columna se indica la temperatura ambiente, en la segunda columna se indica la absorptancia de la película delgada, en la tercera columna se indica el valor del número de Rayleigh, en la cuarta y quinta columnas se indican los valores del número Nusselt promedio interiores convectivo y radiativo respectivamente, en la sexta y séptima columna se indica la temperatura media de la cavidad y la temperatura promedio de la superficie interior del vidrio, en la octava y novena columna se indican los flujos de calor convectivo y radiativo del vidrio hacia el interior respectivamente y en la décima columna se indica el coeficiente de ganancia de calor solar del vidrio.

Tabla 6.3. Resultados del estudio paramétrico considerando el rango de temperaturas de $15\text{-}30^\circ\text{C}$ y absorptancias del filtro solar de 0.08, 0.50 y 0.64.

$T_{\text{amb}}\text{ }^\circ\text{C}$	α	Ra_{promedio}	Nu_{cv}	Nu_{r}	$T_v\text{ }^\circ\text{C}$	$T_g\text{ }^\circ\text{C}$	$q_{\text{c}}\text{ W/m}^2$	$q_{\text{r}}\text{ W/m}^2$	<i>SHGC</i>
<i>Variando Temperatura ambiente</i>									
15	0.50	1.56×10^6	11.60	12.81	29.0	41.6	25.45	56.21	0.58
25	0.50	2.22×10^6	11.48	12.87	34.5	49.2	35.70	83.27	0.62
30	0.50	2.48×10^6	11.41	13.14	36.5	52.3	40.36	95.35	0.64
<i>Variando absorptancia de filtro solar</i>									
25	0.08	3.81×10^5	11.06	12.90	21.0	28.9	5.85	13.34	0.94
25	0.50	2.22×10^6	11.48	12.87	34.5	49.2	35.70	83.27	0.62
25	0.64	2.66×10^6	11.60	12.81	41.0	54.5	44.49	113.45	0.52

En la tabla puede observarse que cuando se cambia la temperatura ambiente exterior, el número de Nusselt convectivo interior promedio se modifica 1.7% y el valor del número de Nusselt radiativo promedio presenta una variación menor al 2.6%. respecto a los valores respectivos para una temperatura ambiente de 25°C . De estos resultados se aprecia, en el intervalo de temperatura ambiente estudiado, que no es significativo el cambio de los valores de los números de Nusselt interiores promedios. En este intervalo de temperatura ambiente exterior, los números de Rayleigh cambian de 1.56×10^6 a 2.48×10^6 .

La variación del número de Nusselt convectivo promedio para el intervalo de absorptancias de 0.08 a 0.64 fue menor a 4.7%, mientras que el número de Nusselt radiativo su cambio fue menor al 0.77%. En este intervalo de absorptancia, correspondió una variación del número de Rayleigh de 3.81×10^5 a 2.66×10^6 .

De forma concreta, en la Tabla se observa que dentro de los intervalos mencionados de temperatura ambiente y de absorptancia del vidrio, los valores del número de Nusselt promedio convectivos y radiativos permanecen con variaciones menores al 4.7%. También, se puede observar que el valor de Nusselt convectivo como función de la absorptancia presentó la mayor variación (4.7%) y que el número de Nusselt radiativo permaneció prácticamente sin cambios (0.7%). Haciendo aproximaciones de los valores del número de Nusselt convectivo de la Tabla 6.3 a una ecuación lineal en función de la absorptancia de la película delgada se obtiene la siguiente ecuación:

$$N_{cv} = 0.9725\alpha + 10.985 \quad (6.1)$$

El comportamiento del *SHGC* se presenta con tendencia a incrementarse a medida que lo hace la temperatura ambiente, pudiendo variar sólo 8 puntos porcentuales en el intervalo de temperatura ambiente exterior de 15 a 30 °C. El comportamiento del *SHGC* se presenta de manera inversa a medida que se incrementa la absorptancia de la película delgada, modificándose 42 puntos porcentuales en el intervalo de absorptancia de 0.08 a 0.64. Realizando una aproximación de los datos de *SHGC* como función de la absorptancia de la película de control solar se obtiene la siguiente ecuación.

$$SHGC = -0.75\alpha - 1.0 \quad (6.2)$$

En la Figura 6.9 se muestra la gráfica del comportamiento del *SHGC* como función de la absorptancia de la película delgada o filtro solar. La gráfica se obtiene realizando una regresión lineal en el intervalo de absorptancia de la película delgada de 0.08 a 0.64.

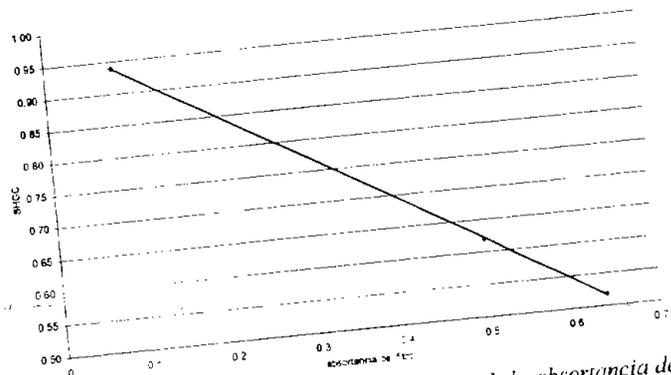


Figura 6.9. Comportamiento del *SHGC* como función de la absorptancia del filtro solar.

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES PARA TRABAJOS FUTUROS

En este capítulo se presentan las conclusiones que se obtuvieron con la realización del código de simulación, los experimentos realizados, la verificación del código de simulación y el estudio paramétrico de la transferencia de calor en la cavidad con ventana. También, se presentan recomendaciones para trabajos posteriores.

7.1 Conclusiones.

En este trabajo se presenta un modelo matemático que permite conocer la transferencia de calor por convección, conducción y radiación en una cavidad idealizada que semeja a una habitación. La habitación idealizada considera una ventana del tamaño de una pared y el vidrio de la ventana con una película delgada para controlar el paso de la energía solar. El modelo considera tres dimensiones y fluido radiativamente no participante.

1. Se realizó el planteamiento de un modelo físico idealizado para conocer la transferencia de calor por convección, radiación y conducción en una habitación idealizada con una pared semitransparente con filtro solar.
2. Se realizó un modelo experimental que permite conocer la transferencia de calor de la película delgada en la ventana, únicamente manejando radiación infrarroja, esto permite reducir incertidumbres y problemas técnicos al no tener que utilizar radiación visible e infrarroja.
3. Se desarrolló un modelo matemático que permite conocer los campos de temperaturas y velocidades del aire confinado, también permite conocer el campo de temperaturas de la pared semitransparente o vidrio.

4. Se obtuvo un código en lenguaje Fortran 90 para resolver el modelo matemático, el código permite resolver el modelo matemático de la transferencia de calor por convección y conducción mediante el método de volumen finito utilizando el algoritmo SIMPLE.
5. El modelo se verificó parcialmente reduciendo el código realizado en este trabajo a problemas reportados. Se encontró que cuando el modelo se redujo a casos reportados se obtuvieron desviaciones poco considerables al comparar las velocidades máximas, los valores de los números de Nusselt promedio, los valores de los números de Nusselt máximos y los valores de los números de Nusselt mínimos. Cuando el código se redujo al modelo de la cavidad tridimensional calentada diferencialmente se verificaron los valores del número de Nusselt promedio con los reportados, en este caso obtuvo una desviación de 4.8% para valores de Rayleigh de 10^4 y 10^5 , y para un valor de Rayleigh de 10^6 la desviación fue de 1.7%.
6. El código de simulación se verificó comparando los resultados teóricos con los resultados experimentales, en la comparación de 12 temperaturas repartidas en el aire confinado se obtuvo una diferencia máxima de 6.04% y una diferencia promedio de 1.87%, mientras que el error experimental fue de 1.4% en promedio.
7. Los resultados de los números de Nusselt convectivo y radiativo del modelo idealizado de la habitación, se compararon con los resultados respectivos de un modelo teórico que considera una cavidad calentada diferencialmente en dos dimensiones y con un modelo experimental considera una cavidad calentada diferencialmente en tres dimensiones. La comparación entre los de los tres modelos se realizó haciendo coincidir el número de Rayleigh. En el estudio se encontró que entre los resultados teóricos en dos dimensiones existe una diferencia del 10.3% y 6.8% para el Nusselt convectivo y radiativo respectivamente, mientras que entre los experimentales la diferencia fue del 11.7% y 13.5% de la misma manera. También, se compararon los números de Nusselt obtenidos con los reportados por Alvarez y Estrada (2000) encontrándose una diferencia de 1.28 para el valor del Nusselt convectivo promedio y de 12.02 para el valor del Nusselt radiativo.
8. Partiendo del campo de temperaturas de la pared semitransparente, se obtuvo el coeficiente de ganancia de calor solar de 0.62 para el caso experimental. También se obtuvieron el número de Nusselt local y promedio convectivos, los números de Nusselt local y promedio radiativo y los números de Nusselt local y promedio totales.
9. La cavidad experimental funciona como calorímetro para comparar comportamientos térmicos de vidrios de ventanas en condiciones controladas de laboratorio.

10. Del estudio paramétrico se presenta la variación del $SHGC$ como función de la absorptancia de la película, se obtuvo una correlación lineal $SGHC = -0.75\alpha + 1.0$, para el intervalo de absorptancia de película de 0.08 a 0.64.

7.2 Recomendaciones para trabajos futuros.

Como continuación al presente se sugieren los puntos:

1. Con el fin de poder ampliar los estudios paramétricos, sin la necesidad de tener que contar con datos experimentales de la condición de frontera exterior del vidrio, es recomendable acoplar este modelo, con el modelo de convección natural en la parte exterior del vidrio, considerando intercambio radiativo entre la superficie exterior del vidrio y el ambiente.
2. En una habitación no idealizada la incidencia de radiación solar depende del tiempo, por lo que es conveniente realizar estudios en estado transitorio del modelo físico.
3. Se sugiere considerar intercambio radiativo espectral tomando en cuenta dos promedios de radiación, la radiación visible y la radiación infrarroja.
4. Se sugiere considerar en el modelo a la superficie interior de la pared opuesta a la ventana como una superficie gris.
5. Se sugiere considerar el transporte de calor por convección en régimen turbulento con el fin de conseguir modelar cavidades del tamaño de habitaciones reales.
6. Se sugiere implementar en el programa estrategias de solución de las ecuaciones gobernantes más desarrolladas para optimizar el tiempo de cómputo, pudiendo utilizarse algoritmos de mayor orden y algoritmos de acoplamiento de las ecuaciones gobernantes más eficientes.

BIBLIOGRAFÍA

1. Álvarez, G., *Transferencia de Calor en una Cavidad con Interacción Térmica a Través de una Cara Semitransparente con Controlador Óptico*. Tesis Doctoral de la División de Estudios de Posgrado de la Facultad de Ingeniería de la UNAM. 1994.
2. Alvarez, G., Flores, J.J. y Estrada, C.A., *The Thermal Response of Laminated Glass with Solar Control Coating*. J. Phys. D: Applied Physics, Vol. 3, pp. 3057-3065, 1998.
3. Alvarez, G. y Estrada, C.A., *Numerical Heat Transfer in a Cavity with a solar Control Coating Deposited to a Vertical Semitransparent Wall*. Int. J. for Numerical Methods in Fluids. Vol. 34, pp. 585-607, 2000.
4. ASHRAE Handbook Fundamentals, I-P Edition, 1997.
5. ASHRAE Handbook HVAC Applications, SI Edition, 1999.
6. Asziz, K. y Hellums, J.D., *Numerical Solution of the Three Dimensional Equations of Motion for Laminar Natural Convection*. Phys. Fluids, Vol. 10. pp. 314-324, 1967.
7. Bajali, C. y Venkateshan, S.P., *Correlations for Free Convection and Surface Radiation in a Square Cavity*. Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol. 15, No. 3. pp. 248-252, 1993.
8. Barakos, G., Mitsoulis, E. y Assimacopoulos, D., *Natural Convection Flow in a Square Cavity Revisited: Laminar and Turbulent Models with Wall Functions*. Int. J. For Numerical Methods in Fluids, Vol. 18, pp. 695-719, 1994.
9. Behnia, M., Reizes, J.A. y De Vahl Davis, G., *Combined Radiation and Natural Convection in a Rectangular Cavity with a Transparent Wall and Containing a Non-Participating Fluid*. International Journal for Numerical Methods in Fluids. Vol. 10, pp. 305-325, 1990.
10. Bejan, A., *Convection Heat Transfer*. John Wiley & sons, inc. ISBN 0-471-57972-6. 1995.
11. Brent, T.G. y Arasteh, D., *Buildings Research Using Infrared Imaging Radiometers with Laboratory Thermal Chambers*. Internal Report of Lawrence Orlando Berkeley Laboratories No. 42682, January 1999.

12. Chan, A.M.C., y Banerjee, S., *Three Dimensional Numerical Analysis of Transient Natural Convection in Rectangular Enclosures*. Transactions of ASME, Vol. 101, pp. 114-119, 1979.
13. Chen, T.S., *A Three - Dimensional Steady State Mathematical Model of a Glass Furnace*. Ph.D. Tesis, Purdue University, 1971.
14. Chin, Y.P. y Street, R.L., *Three - Dimensional Unsteady Flow Simulations Alternative Strategies for a Volume - Average Calculation*. International Journal for Numerical Methods in Fluids, Vol. 9, pp. 341-362, 1989.
15. Colomer, G., Costa, M., Cónsul, R. y Oliva, A., *Three-Dimensional Numerical Simulation of Convection and Radiation in a Differentially Heated Cavity Using the Discrete Ordinates Method*. International Journal Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 257-269, 2004.
16. de Vahl Davis, G., *Laminar Natural Convection in Enclosed Rectangular Cavity*. International Journal Heat Mass Transfer, Vol. 11, pp. 1675-1681, 1983.
17. de Vahl Davis, G., *Natural Convection of Air in Square Cavity: Bench Mark Numerical Solution*. International Journal Numerical Methods Fluids, Vol. 3, pp. 249-264, 1983.
18. ElSherbiny, S.M., Raithby, G.D. y Hollands, K.G.T., *Heat Transfer by Natural Convection Across Vertical and Inclined Air Layers*. Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 104, pp. 96-102, 1982.
19. Enchao, Y. y Yogendra, K.J., *Air Cooling of a Vented Enclosure by Combined Conduction, Natural Convection and Radiation*. Proceedings of the ASME Heat Transfer Division, Vol. 2, 1996.
20. Flores, J.J. y Alvarez, G., *Experimental Performance of Natural Convection of a Semitransparent Wall With Film Coating of a Cubic Enclosure Using Infrared Imaging*. International Mechanical Conference and Exposition 2002 (IMECE2002), New Orleans, Louisiana, USA. 2002.
21. Fusegi, T., Hyun, J.M., Kuwahara, K., y Farouk, B., *Transient 3-D Natural Convection in a Differentially Heated Cubical Enclosure*. ASME/JSME Thermal Engineering Proceedings, Vol. 1, pp. 83 - 88. 1991.
22. Gareth, P.W., *Numerical Integration of Three - Dimensional Navier - Stokes Equations for Incompressible Flow*. Journal of Fluid Mechanics, Vol. 37, part 4, pp. 727 - 750. 1969.
23. Greenspan, D. y Shultz, D., *Natural Convection in an Enclosure With Heating From Below*. Comp. Methods Applied Mechanics Engineering, Vol. 3, 1974.

24. Hall, C.A., *Numerical Analysis of Partial Differential Equations*. Prentice Hall, Inc. 1990.
25. Hellums, J.D. y Churchill, S.W., *Computation of Natural Convection by Finite Difference Methods*. ASME International Develop in Heat Transfer, Vol. 5, pp. 984-991, 1961.
26. Hollans, K.G.T., Raithby, G.D. y Konicek, L., *Free Convection Heat Transfer Across Air Layers*. Journal of Heat Transfer, Vol. 98, pp. 189-193, 1976.
27. ISO/DIS 15099 International Standard, *Thermal Performance of Windows, Doors and Shading Devices- Detailed Calculations*, 1999.
28. ISO 9050 International Standard, *Thermal Performance of Windows, Doors and Shading Devices- Detailed Calculations*, 2001.
29. Kwon, S.S., Kwon, J.L., y Park, J.L., *Numerical Study of Combined Natural Convection and Radiation in a Rectangular Enclosure with a Transparent Window on the Center Region of Right Wall*, 6th International Symposium on Transport Phenomena in Thermal Engineering, Vol. 9, part 13. pp. 299-304, Seoul Korea, May 1993.
30. Janssen, R.J.A. y Henkes, R.A.W.M., *The First Instability Mechanism in Differentially Heated Cavities with Conducting Horizontal Walls*. Transactions of ASME, Vol. 117, pp. 626-633, 1995.
31. Karid, K.C. y Patankar, S.V., *Calculation Procedure for Viscous Incompressible Flows in Complex Geometries*. Numerical Heat Transfer, Vol. 14. pp. 295 - 307, 1988.
32. Karki, K.C., Sathyamuthy, P.S y Patankar, S. V., *Natural Convection in Partitioned Cubic Enclosures*. Transactions of ASME, Vol. 114. pp. 410-417, 1992.
33. Kim, D.M y Viscanta. R., *Effect of Wall Conduction and Radiation on Natural Convection in a Rectangular Cavity*. Numerical Heat Transfer. Vol. 7. pp. 449-470, 1984.
34. Landa, R., Sánchez, I. y Malacara, M., *Potencial de Ahorro de Energía en Refrigeradores Domésticos y Equipos de Aire Acondicionado*. Memorias del XIII Seminario Nacional Sobre el Uso Racional de Energía en México D. F., pp. 511-517, Noviembre de 1992.
35. Larson. D.W. y Viskanta, R., *Transient Combined Laminar Free Convection and Radiation in Rectangular Enclosures*. Journal of Fluid Mechanics. Vol. 78, part1. pp. 65-85, 1976.

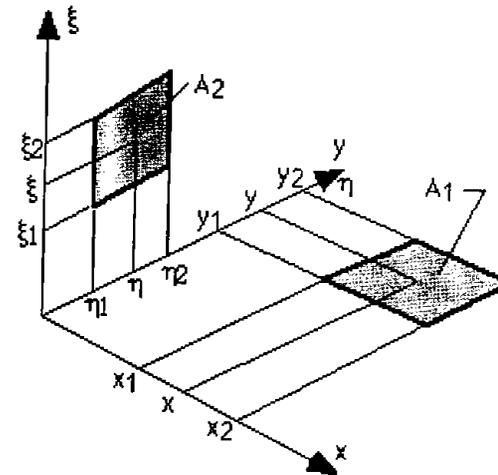
49. Patankar S.V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Taylor & Francis, ISBN 0-07-048740-5, 1980.
50. Pepper, D.W., *Modeling of Three-Dimensional Natural Convection With a Time-Split Finite Element Technique*. Numerical Heat Transfer, Vol. 11, pp. 31-55, 1987.
51. Pepper, D.W. y Hollands, K.G.T., *Summary of Benchmark Numerical Studies for 3-D Natural Convection in an Air Filled Enclosure*. Numerical Heat Transfer, Part. A, Vol. 42, pp. 1-11, 2002.
52. Ramesh, N. y Venkateshan, S.P., *Effect of Surface Radiation on Natural Convection in a Square Enclosure*. Journal of Thermophysics and Heat Transfer. Vol. 13, No.3, 1999.
53. Roache, P.J., *Computational Fluid Dynamics*. Hermosa Publishers, USA, 1982.
54. Roache, P.J., *Perspective: A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies*, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 116, pp. 405-413, Sept. 1994.
55. Roache, P.J., *Verification and Validation in Computational Science and Engineering*. Hermosa Publishers, USA, 1998.
56. Rubel, A. y Landis, F., *Numerical Study of Natural Convection in a Vertical Rectangular Enclosure*. Phys. Fluids Suppl. Vol. 12, part II, pp. 208, 1969.
57. Secretaría de Energía de México, Informe Anual, 1997.
58. Secretaría de Energía de México, Informe Anual, 2001.
59. Secretaría de Energía de México, Informe Anual, 2002.
60. Siegel, R., *Thermal Radiation Heat Transfer*. Third Edition, Taylor & Francis, 1992.
61. Türler, D., Arasteh D. y Goowdy, H., *Laboratory Procedures to Validate Heat Transfer Models. Insulation Materials*. Testing and Applications: Third Volume. ASTM STP 1320, 1997.
62. Versiteeg, H.K.M. y Malalasekera, W., *An Introduction to Computational Fluid Dynamics The Finite Volume Method*. Longman Scientific & Technical, ISBN 0-470-23515-2, 1995.
63. VITRO. *Manual de Vidrio Plano*. México. 1996.

64. Wilkes, J.O. y Churchill, S.W., *The finite-Difference Computational of Natural Convection in Rectangular Enclosures*. A.I.Ch.E. Journal, Vol. 12, pp. 161-166, 1966.
65. Xamán, J.P., *Estudio de la Transferencia de Calor con Flujo Turbulento en una Cavity Cuadrada con Pared Semitransparente*, Tesis Doctoral del Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico CENIDET-SEP, 2004.
66. Yang, H.Q. y Yang, K.T., *Flow Transition in Laminar Buoyant Flow in a Three – Dimensional Tilted Rectangular Enclosure*. 8th International Heat Transfer Conference San Francisco, Vol. 4, pp. 1495 – 1500, 1986.
67. Yang, H.Q. y Yang, K.T., *Laminar Natural Convection Flow Transitions in Tilted Three – Dimensional Longitudinal Rectangular Enclosures*. Journal heat Mass Transfer, Vol. 30, No. 8, pp. 1637 – 1644, 1987.
68. Yang, H.Q. y Yang, K.T., *Laminar Natural Convection Flow Transitions in Tilted Three – Dimensional Longitudinal Rectangular Enclosures*. Journal heat Mass Transfer, Vol. 30, No. 8, pp. 1637 – 1644, 1987.
69. Yücel, A., Acharya, S. y Williams, M.L., *Natural Convection and Radiation in a Square Enclosure*. Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 15, pp. 261-278, 1989.

ANEXO 1

FACTORES DE CONFIGURACIÓN

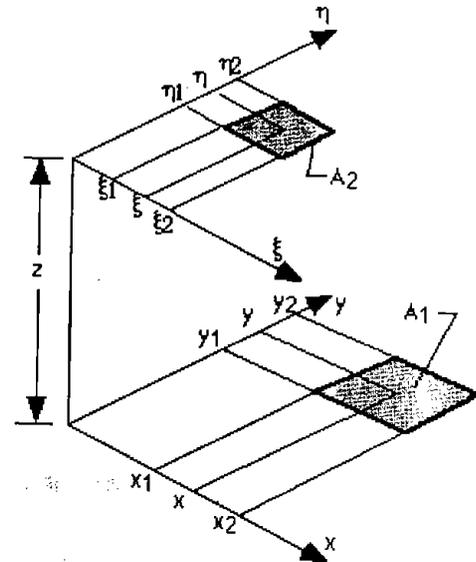
a) Factor de configuración entre dos superficies en planos perpendiculares.



$$F_{1-2} = \frac{1}{(x_2 - x_1)(y_2 - y_1)} \sum_{i=1}^2 \sum_{k=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sum_{l=1}^2 [(-1)^{(i+j+k+l)} G(x_i, y_j, \eta_k, \xi_l)]$$

$$G = \frac{1}{2\pi} \left\{ \begin{aligned} & (y - \eta)(x^2 + \xi^2)^{1/2} \tan^{-1} \left[\frac{(y - \eta)}{(x^2 + \xi^2)^{1/2}} \right] \\ & - \frac{1}{4} [x^2 + \xi^2 - (y - \eta)^2] \ln [x^2 + \xi^2 + (y - \eta)^2] \end{aligned} \right\}$$

b) Factor de configuración entre dos superficies de planos paralelos.



$$F_{1-2} = \frac{1}{(x_2 - x_1)(y_2 - y_1)} \sum_{i=1}^2 \sum_{k=1}^2 \sum_{j=1}^2 \sum_{l=1}^2 (-1)^{(i+j+k+l)} G(x_i, y_j, \eta_k, \xi_l)$$

$$G = \frac{1}{2\pi} \left[\begin{aligned} & (y - \eta) [(x - \xi)^2 + z^2]^{1/2} \tan^{-1} \left\{ \frac{y - \eta}{[(x - \xi)^2 + z^2]^{1/2}} \right\} \\ & + (x - \xi) [(y - \eta)^2 + z^2]^{1/2} \tan^{-1} \left\{ \frac{x - \xi}{[(y - \eta)^2 + z^2]^{1/2}} \right\} \\ & - \frac{z^2}{2} \ln [(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2 + z^2] \end{aligned} \right]$$