

01190

1  
2ej



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA  
DE MÉXICO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA  
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO**

**ESTUDIO DE LA CONVECCIÓN NATURAL  
ACOPLADA A MURO ALMACENADOR,  
EN FLUJO TRANSITORIO**

**T E S I S**  
QUE PARA OBTENER EL GRADO DE  
**DOCTOR EN INGENIERÍA**  
P R E S E N T A  
**DAVID MORILLÓN GÁLVEZ**

**ASESOR:  
Dr. DIEGO ALFONSO SÁMANO TIRADO**

209080

**MEXICO, D.F. 1998**



**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**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.

# TESIS CON FALLA DE ORIGEN

**ESTUDIO DE LA CONVECCIÓN NATURAL  
ACOPLADA A MURO ALMACENADOR DE  
CALOR, EN FLUJO TRANSITORIO**

**Jurado:**

Dr. José Luis Fernández Zayas

Dr. Diego Alfonso Sámano Tirado

Dr. Jaime Cervantes de Gortari

Dr. Rafael Carmona Paredes

Dr. Luis Alejandro Ferrer Argote

Dra. Gabriela del Socorro Álvarez García

Dr. Aron Jazcilevich Diamant

**El presente trabajo se desarrolló bajo la dirección del doctor Diego Alfonso Sámano Tirado, Director de la empresa Energía y Ecología, S. A. de C.V.; el uso de las instalaciones y apoyo del personal de dicha empresa fue fundamental para la culminación de esta Tesis.**

**El trabajo experimental y la elaboración de este texto se desarrollaron en el Instituto de Ingeniería de la UNAM, en Ciudad Universitaria, México, D.F., bajo la supervisión del doctor José Luis Fernández Zayas, con el apoyo del Departamento de Mecánica, Fluidos y Térmica y la Coordinación de Ingeniería de Sistemas.**

## **Reconocimientos**

- A José Luis Fernández Zayas,** por su amistad y apoyo incondicional a lo largo del camino de mi formación e investigación.
- A Diego Alfonso Sámano Tirado,** por su valiosa dirección y asesoría en el planteamiento conceptual y desarrollo técnico de la Tesis.
- A Jaime Cervantes de Gortari,** por facilitar el dispositivo con el que se realizó la parte experimental (CIE-UNAM) y sus valiosos comentarios.
- A C. Sheimbaum, L. Rodríguez y F. Avila,** por su amistad y sobre todo por creer en mí.
- A Manuel López, Federico García y R. Felix,** por ser mis amigos y representar a Sinaloa, lugar que tanto quiero.

**Dedico este trabajo a todos los que son parte de mí:**

PERDONEN LA CARA ANGUSTIADA,  
LA FALTA DE ABRAZOS,  
DE ESPACIO Y DE ABRIGO,  
PERDÓN SI NO PUDE ELEGIR.  
Esos días eran así

PERO CUANDO LA PASEN EN LIMPIO  
Y YO DESATE MIS LAZOS  
Y CORTE LOS CINTOS  
Vivan la fiesta que haya en mí

CUANDO BROTEN LAS FLORES,  
CREZCAN LAS PLANTAS  
Y USTEDES RECOJAN LOS FRUTOS  
Prueben el gusto por mí

Entonces sabrán que mi vida es así.

*David MORILLÓN GÁLVEZ*

# Índice

<b>NOMENCLATURA</b>	<b>x</b>
<b>RESUMEN</b>	<b>xiii</b>
<b>ABSTRACT</b>	<b>xv</b>
<b>INTRODUCCIÓN</b>	<b>1</b>
<b>Descripción del problema</b>	<b>3</b>
<b>2. ANTECEDENTES</b>	<b>8</b>
<b>2.1 Convección natural en régimen de capa límite laminar entre placas planas y canales</b>	<b>9</b>
<b>2.2 Trabajos directamente relacionados con el problema</b>	<b>18</b>
<b>2.3 Conclusiones de la revisión bibliográfica</b>	<b>19</b>
<b>3. OBJETIVOS E HIPÓTESIS DE TRABAJO</b>	<b>21</b>
<b>4. ESTUDIO ANALÍTICO-NUMÉRICO DEL PROBLEMA</b>	<b>24</b>
<b>4.1 Formulación numérica del problema</b>	<b>25</b>
<b>4.2 Solución de las ecuaciones de la capa límite</b>	<b>37</b>
<b>4.3 Formulación simplificado del problema</b>	<b>43</b>
<b>5. ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL PROBLEMA</b>	<b>51</b>
<b>5.1 Descripción del dispositivo</b>	<b>52</b>
<b>5.2 Equipo de medición</b>	<b>54</b>
<b>5.3 Instalación experimental</b>	<b>57</b>
<b>5.4 Procedimiento experimental</b>	<b>58</b>
<b>5.5 Calibración del dispositivo y del equipo</b>	<b>61</b>
<b>6. RESULTADOS</b>	<b>64</b>
<b>6.1 Resultados experimentales</b>	<b>65</b>
<b>6.2 Resultados numéricos</b>	<b>71</b>

<b>6.3 Resultados del modelo unidimensional</b>	<b>76</b>
<b>6.4 Comparación de resultados</b>	<b>77</b>
<b>6.5 Análisis del efecto de la variación del almacenamiento térmico de la placa calentada en la convección natural</b>	<b>80</b>
<b>6.6 Discusión de resultados</b>	<b>83</b>
<b>CONCLUSIONES</b>	<b>85</b>
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS</b>	<b>89</b>
<b>ANEXO: Gráficas representativas del experimento</b>	<b>95</b>

## Nomenclatura

A'	Cero absoluto (-273.15°C)	(K)
A	Área de la placa de aluminio (2.45 * 0.56)	(m <sup>2</sup> )
b	Ancho de la placa de aluminio (0.56)	(m)
c <sub>s</sub>	Calor específico del sólido	(kJ/kg K)
c <sub>p</sub>	Calor específico a presión constante del fluido	(kJ/kg K)
d	Espesor de la placa de aluminio (0.0127)	(m)
F <sub>o</sub>	Número de Fourier $(k_s \Gamma / \rho_s c_s d^2)$	
Gr	Número de Grashof local cuando el flujo de calor es constante ( $\beta g Q \delta^4 / k v^2$ )	
g	Aceleración de gravedad, constante (9.81)	(m/s <sup>2</sup> )
H	Largo del modelo y canal (2.45)	(m)
h	Coefficiente de convección	(W/m <sup>2</sup> K)
h <sub>∞</sub>	Coefficiente de convección exterior	(W/m <sup>2</sup> K)
h <sub>i</sub>	Coefficiente de convección interior	(W/m <sup>2</sup> K)
h <sub>r</sub>	Coefficiente combinado de convección y radiación	(W/m <sup>2</sup> K)
k	Conductividad térmica del fluido	(W/m K)
k <sub>s</sub>	Conductividad térmica del sólido	(W/m K)
L	Ancho del canal (0.031)	(m)

Pr	Número de Prandtl ( $c_p \mu / k$ )	
$Q_1$	Flujo de calor a través de la placa de aluminio (169)	(W)
Qh	Flujo de calor por convección	(W)
q	Densidad de flujo de calor	(W / m <sup>2</sup> )
Ra	Número de Rayleigh $Ra = Gr Pr$	
T	Temperatura absoluta	(K)
$T_\infty$	Temperatura del aire exterior	(K)
$T_o$	Temperatura de referencia	(K)
$T_m$	Temperatura menor = $T_\infty$	(K)
$T_M$	Temperatura mayor = $(T_\infty + ((Q_1/A)*d/k_s))$	(K)
$T_{pc}$	Temperatura de la pared conductora	(K)
$T_{pci}$	Temperatura de la pared conductora en la parte interior	(K)
t	Tiempo	(s)
U	Velocidad adimensional en X, $(u / v \delta)$	
u	Velocidad en la dirección x	(m / s)
V	Velocidad adimensional en Y, $(v / v \delta)$	
v	Velocidad en la dirección y	(m / s)
X	Coordenada vertical adimensional $(x / \delta)$	
x	Coordenada vertical	(m)
Y	Coordenada horizontal adimensional $(y / \delta)$	
y	Coordenada horizontal	(m)
$\beta$	Coefficiente de expansión volumétrica	(1/ K)
$\Delta T$	Diferencia de temperatura	(K)

$\Delta T$	Diferencia de temperatura	(K)
$\Delta x$	Tamaño de la celda en la dirección x	(m)
$\Delta y$	Tamaño de la celda en la dirección y	(m)
$\delta$	Espesor de la capa límite	
$\mu$	Viscosidad dinámica	(kg / m s)
$\nu$	Viscosidad cinemática	(m <sup>2</sup> / s)
$\theta$	Temperatura adimensional $(k/ Q\delta)(T - T_{\infty})$	
$\rho$	Densidad del fluido	(kg / m <sup>3</sup> )
$\rho_s$	Densidad del sólido	(kg / m <sup>3</sup> )
$\Gamma$	Tiempo adimensional (3600 y 1800 periodos utilizados en la parte experimental)	
$\Omega$	Parámetro adimensional que compara tiempos viscosos y el período de la oscilación en la temperatura $(\rho^2 / \mu \nu \Gamma)$	
$\nabla^2$	Laplaciano dos dimensiones x-y	

## Resumen

Desde la aparición del hombre ha existido una premisa fundamental: proporcionarse condiciones habitables, saludables y confortables, es decir protegerse de las adversidades del medio ambiente. Sin embargo, estas características no se observan en la generalidad de los edificios actuales, por lo que es importante contribuir con herramientas y conocimientos que permitan diseñar edificios agradables y de bajo consumo energético.

Una línea de investigación en dicho sentido, es el estudio de los fenómenos de transferencia de calor que incorpora sistemas pasivos, como los muros masivos que almacenan el calor de manera sensible, y pueden dar ventajas térmicas al funcionamiento eficiente del edificio, al momento que reducen considerablemente el flujo de calor hacia el interior de los espacios, manteniendo las oscilaciones de temperatura dentro de la zona de confort. Por ello se decidió realizar analítica y experimentalmente el estudio de la convección natural entre placas planas que almacenan calor, de forma significativa, en flujo transitorio, cuando una de las placas es calentada. Este fenómeno se presenta en los sistemas formados en los muros mediante un emparedado con un canal intermedio de aire conectado al aire exterior; como ejemplo se citan el block hueco y los techos con vigueta y bovedilla, materiales de construcción de uso común en México. Diversos autores han realizado estudios en canales ventilados, que se presentan en el contenido del documento, el presente trabajo obtiene soluciones a partir de éstos.

En los resultados experimentales y numéricos del fenómeno descrito, se observó que para la convección natural en estado cuasiperiódico, la solución está contenida dentro de una permanente, cuando dicho fenómeno se desarrolla junto a un muro calentado, cuyo valor de almacenamiento térmico es significativo. Asimismo, mediante un modelo unidimensional, se describe el fenómeno de la convección natural en forma general. En cuanto a los resultados numéricos, éstos presentan una desviación estándar de  $\pm 11\%$  con los resultados experimentales, lo cual permite tener confiabilidad en el uso del modelo para estado permanente y de

$\pm 8$  en estado transitorio. Por los resultados obtenidos, se concluye que el fenómeno estudiado es de gran utilidad para el diseño de sistemas pasivos de descarga de calor, esto es, del *Muro Escudo* contra la radiación solar, permitiendo considerar el almacenamiento térmico en la reducción de las oscilaciones de máximos y mínimos de temperatura, lo cual representa ahorro de energía en el uso de los sistemas de enfriamiento.

## Abstract

One fundamental premise has been since man appears: to get habitable, healthy and comfortable places. It means to protect himself of the inclemency of the environment. Nowadays, we can't see this characteristics in most of the recent buildings. That's why it's important to contribute on developed tools and knowledge that may design nice buildings with low energy consumption.

In such a since, the study of heat transfer phenomenon including passive systems like massive walls constitute a line of research. These walls can appreciably store the heat and it can give thermal advantages to the building's efficient functioning. At the same time, those can appreciably reduce the flow of heat towards the indoor air preserving the oscillation of temperature into the comfortable zone.

That's why, it was decided to make an experimental and analytical study of the natural convection between plane plates which can significative store the heat with a transitory flow when one of the walls systems through a sandwich with an intermediate channel of air connected to the outdoor air. It can be mentioned the hollow block and based-beam-small vault roofs, which are common, use materials of construction in México. Diverse authors have made studies about ventilated channels, which are included in this document. This research contributes with solutions born from these channels.

On experimental and numerical results of the mentioned phenomenon, it was discovered that solution is held in permanent for natural convection on periodic stage when such a phenomenon is developed near to awarded wall which thermal store value is important. In the same way, the natural convection phenomenon is described with an unidimensional model in a general manner. Numerical results have a standard deviation equal to  $\pm 11\%$  based on the experimental results and this makes the used model valid. Because obtained results, its concluded that studied phenomenon is really useful on design passive systems of heat on loading; this is, of the wall to shield against the solar radiation. It may consider the thermal store on reduction of the oscillation maximum and minimum of temperature. It finally represent an earn of energy on conditioned air and heating systems.

# **INTRODUCCIÓN**

## Introducción

En pocas instituciones académicas y de investigación se han realizado estudios para el diseño térmico de edificios, así como del diseño de *edificios confortables de máxima eficiencia energética*, definido como *diseño bioclimático*. Una de las líneas de investigación, tendientes al estudio de los fenómenos de transferencia de calor que incorporan sistemas pasivos, es los muros masivos que almacenan el calor de manera sensible, y pueden dar ventajas térmicas al funcionamiento eficiente del edificio, o los muros escudo que reducen considerablemente el flujo de calor hacia el interior de las habitaciones y las mantienen dentro de un rango de temperaturas confortables para el cuerpo humano.

El problema del diseño térmico es importante, tanto para los edificios equipados con aire acondicionado como para los que carecen de éste, puesto que el edificio debe ser confortable y de máxima eficiencia energética. El edificio más rentable energéticamente, desde este punto de vista, es el que no emplea energía extra para su acondicionamiento; sin embargo, esta solución óptima será posible sólo si el clima particular donde se pretenda ubicar el edificio lo permite.

En clima cálido, en el caso de edificios con climatización natural, el almacenamiento térmico juega un papel importante en el amortiguamiento de la oscilación de la temperatura exterior (Morillón *et al.*, 1997) y en la defensa contra la radiación solar e infrarroja (Morales, 1993). También, el almacenamiento térmico es el responsable de la distribución en el tiempo de otras cargas térmicas, originadas por fuentes internas (calentamiento o enfriamiento) y por el asoleo de alguna superficie interior del edificio, que influyen en la temperatura del cuarto, como se menciona en el manual ASHRAE (American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineer).

En la arquitectura vernácula, el problema del diseño se resolvía de acuerdo con cada región, pues existía una solución optimizada a lo largo de muchos años, por el método de tanteo. Actualmente ya no se siguen los diseños tradicionales debido a la

innovación de materiales y métodos constructivos, y por las nuevas formas arquitectónicas. El cambio es tan rápido que no es posible esperar a que el tanteo los optimicen, puesto que los resultados son, por lo general, edificios térmicamente incómodos y de baja eficiencia energética.

*La teoría de transferencia de calor y mecánica de fluidos se encuentra suficientemente desarrollada para explicar y predecir los fenómenos mencionados y contribuir de esta manera al diseño de edificios cómodos y energéticamente eficientes. De hecho, en los países con latitud más septentrional, la tecnología se desarrolla según el problema específico por atender; en nuestro país no es útil copiar tales soluciones porque el clima es distinto.*

Un caso que no ha sido resuelto es el sistema constructivo formado por dos placas almacenadoras de calor y un canal de aire ventilado cuando una de las placas es sometida a calentamiento en forma periódica. En este sistema se puede analizar la convección natural acoplada al muro que es calentado y almacena calor de manera significativa; dicho fenómeno se presenta en los materiales mexicanos, como el block hueco y la vigueta y bovedilla. Los resultados de este trabajo, junto con otros de las líneas de investigación, se podrán aplicar al diseño de edificios en México, preservando la universalidad de los principios del diseño.

### **Descripción del problema**

Entre los sistemas pasivos con los que se cuenta se tienen *los sistemas escudo contra la radiación solar y descarga de calor*, que se pueden instalar en los techos y muros de los edificios. Su función es la de descargar el calor en sentido ascendente. Estos sistemas están formados por dos placas separadas que forman una cavidad por donde se permite el flujo de aire, mediante aberturas en la parte superior e inferior.

Los sistemas mencionados se evaluaron de manera cualitativa, cuando empezó la operación de las instalaciones del entonces Laboratorio de Energía Solar (LES), hoy Centro de Investigación en Energía de la UNAM (Sámamo *et al.*, 1986, 1990), ubicado en la ciudad de Temixco, Morelos, México. Durante esta etapa se observó que, en la época cálida, mientras en el exterior del edificio se sentía incomodidad durante el día, en el interior de éste la sensación era de comodidad térmica.

En una segunda etapa se midieron temperatura y humedad del aire exterior e interior, radiación solar incidente, así como las temperaturas de muros y techo; las temperaturas muestran ventajas significativas respecto a otras construcciones tradicionales y el costo extra por el empleo de la vigueta y bovedilla es mínimo comparado con el empleo de la losa de concreto (Sámamo, 1987).

En otro estudio (Muñiz, 1993) se midieron las temperaturas en un muro de la fachada poniente, construido con block hueco. Los huecos fueron unidos para formar un canal con aire, entre las dos placas del block. El muro tiene aberturas en la parte superior e inferior (Fig. 1.1). Los lugares medidos en el muro fueron en la cara exterior e interior de la placa exterior, así como en ambas caras de la placa interior (Fig. 1.2).

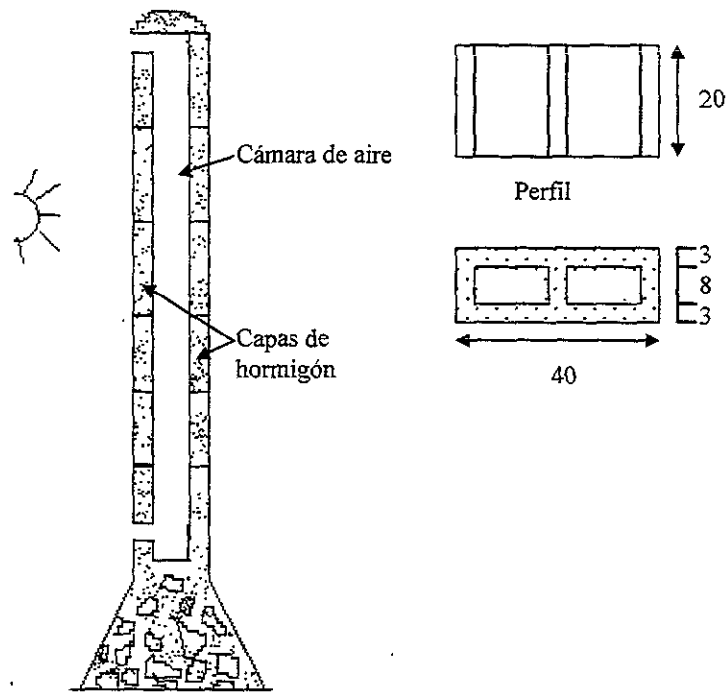


FIGURA 1.1 MURO DE LA FACHADA PONIENTE CONSTRUIDO CON BLOCK HUECO.

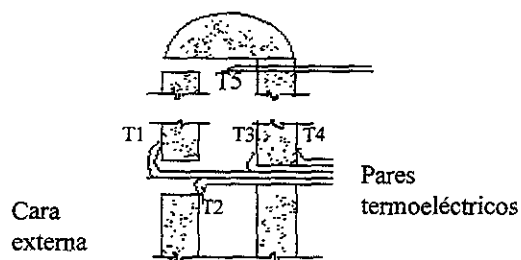
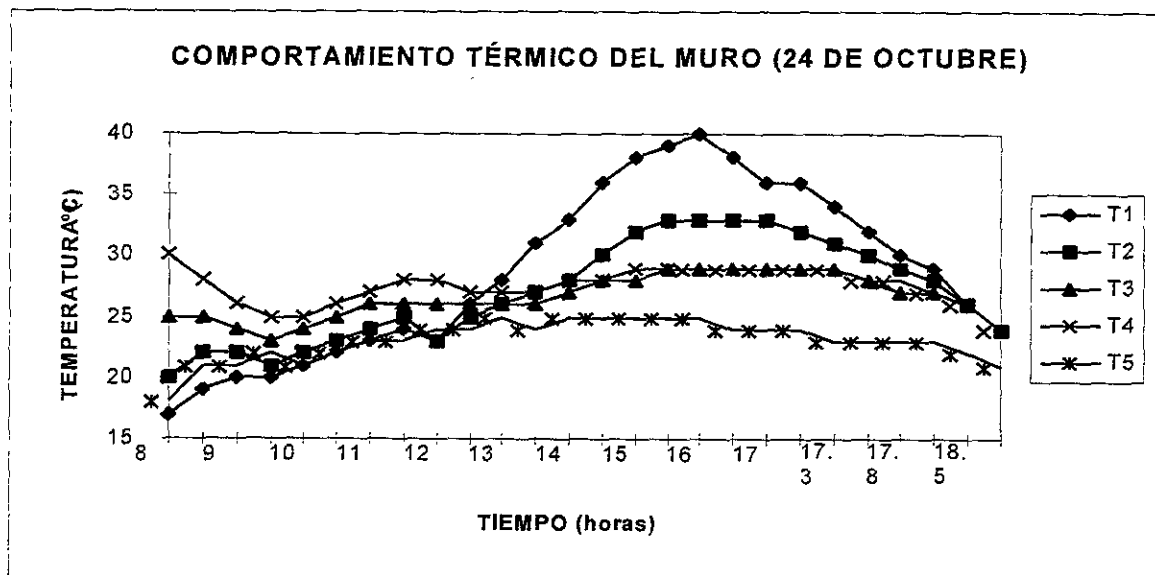


FIGURA 1.2 TEMPERATURAS DEL MURO CONSTRUIDO CON BLOCK HUECO.

En la figura 1.2 se observa que existe una diferencia de más de 12 °C entre las caras de las placas exterior (T1) e interior (T4), alrededor de las 14:00 horas: mientras que en la placa exterior la temperatura máxima es de 40 °C a dicha hora, en el interior de la cara de la placa interior la temperatura máxima es de 28 °C, cuatro horas después. Por otra parte, la oscilación de la temperatura del interior se mantiene cercana a las condiciones de comodidad térmica, durante el día. Con base en estos resultados, se le

denominó *Muro Escudo* contra la radiación solar, por no ser apreciable la transmisión de calor hacia el interior provocada por el efecto de la radiación solar.

Lo anterior en virtud de que el aire del interior del canal es calentado por la radiación solar recibida en la placa exterior del muro durante el día. Éste tiende a salir por flotación natural por la parte superior del canal, y la transmisión de calor por convección es mínima; esto se puede probar haciendo un balance de energía en el sistema para conocer como se da la transmisión de calor en el mismo.

El problema para el cálculo de estos dispositivos es que no existen coeficientes de convección reportados, ni de la función que éstos desempeñan en el transporte de calor, cuando las cavidades están formadas por muros cuya capacidad para almacenar calor es significativa.

A partir del marco de referencia anterior, se propuso desarrollar un estudio en detalle del *Muro Escudo*, por medio del cual se pudieran conocer el efecto de la inercia térmica en la convección natural para dicho sistema y las recomendaciones de diseño. Primero se hizo un análisis de los estudios relacionados con los fenómenos de transferencia de calor y mecánica de fluidos en el canal de aire formado por dos placas planas paralelas, así como en las placas de gran inercia térmica que forman el muro.

El estudio se inició con un planteamiento numérico del problema, en donde se idealiza el sistema, partiendo de que estuviera formado por dos placas planas paralelas, con circulación de aire entre ellas. Simultáneamente, se realizó un estudio experimental en el dispositivo que simula un muro escudo, diseñado y construido en el LES (Sámano *et al.*, 1990), el cual se instrumentó con sensores de temperatura en diversos puntos para obtener los datos correspondientes; asimismo se midió la humedad relativa y temperatura del aire que entra al canal y, la velocidad del viento en la entrada y salida del dispositivo experimental. Los datos se recabaron durante períodos de calentamiento de la placa tipo escalón, de media y una hora. Se seleccionó la parte de los datos del comportamiento cuasiperiódico para analizarlos en detalle, mismos que se presentan en el capítulo de resultados de este trabajo. Asimismo, se realizó la comparación entre los resultados del planteamiento numérico y del estudio experimental, y se compararon también los resultados con un modelo unidimensional y con datos publicados por otros autores.

Finalmente, se presentan las conclusiones del estudio, las cuales incluyen los resultados de variar las características de almacenamiento térmico de la placa calentada, la validación del método numérico para describir el fenómeno muy cercano al experimental y las recomendaciones de diseño para estos sistemas de descarga de calor o *muro escudo* contra la radiación solar.

## **ANTECEDENTES**

## **2. Antecedentes**

En la investigación bibliográfica efectuada se encontraron referencias sobre aplicaciones de energía solar en edificios, enfocadas a lograr el calentamiento de los mismos, dado que la mayoría de estas provienen de lugares situados en latitudes norte y, por ello, muy frías en invierno. En dichas latitudes se presenta el uso de los muros para soportar dispositivos solares que contienen algún fluido, que después de ser calentado por la radiación solar se distribuye de alguna manera en la habitación transfiriéndole el calor captado al interior de la misma.

En México, los antecedentes que se tienen sobre sistemas de aislamiento contra las condiciones ambientales son los practicados en la arquitectura vernácula, como los áticos ventilados, en los cuales se emplea un plafón (manta de cielo, madera, etc.), cuya disposición está separada del techo para formar el espacio ventilado, y los techos con terrado (en este caso, una capa de tierra sobre el techo del edificio para retardar el paso de calor por conducción al interior del mismo); ambos sistemas proporcionan un adecuado aislamiento contra las condiciones ambientales del clima. Sin embargo, no se tienen referencias de que se haya efectuado un análisis cuantitativo de estos sistemas.

Por otra parte, se encontraron referencias sobre estudios, teóricos y experimentales, de dispositivos que aíslan los edificios contra las condiciones ambientales. Estos trabajos se presentan a continuación, agrupados de acuerdo con el tema específico que trata cada uno de ellos.

### **2.1 Convección natural en régimen de capa límite laminar entre placas planas y canales**

#### **2.1.1 Muros y techos huecos ventilados**

En 1974, Permiakov, *et al.*, (1974) presentaron un modelo para el caso de edificios con grandes áreas de techo, como las naves industriales, expuestas a la intensa radiación solar de las regiones cálidas de Asia Central; se calcularon las fluctuaciones de temperatura debidas a la transferencia de calor en la estructura, la radiación solar a través

de ventanas y los efectos de la ventilación, para cuando se colocaba sobre los techos una película de agua fría. Los experimentos se realizaron en la región de Tashkent. En los resultados se observa la efectividad del sistema para controlar el sobrecalentamiento, comparado con la alternativa de techos ventilados.

Años más tarde, Shih, *et al*, (1987) presentaron un estudio experimental sobre muros ventilados y techos de "casa-fría"; éstos consisten en interponer cubiertas adicionales a muros y techos, entre la envolvente tradicional del edificio y el ambiente exterior; la cubierta está separada de la envolvente del edificio para permitir la circulación de aire ambiente. El objetivo de esta construcción es eliminar o reducir drásticamente los efectos de la carga térmica solar, en la envolvente del edificio. Por ello, los autores presentaron recomendaciones para el diseño de nuevos edificios y la readecuación de las estructuras existentes.

Por su parte, Aguirre, *et al*, (1990) presentaron un estudio teórico-experimental, del flujo de aire dentro de la cavidad formada por la bovedilla de los techos de los cubículos del Laboratorio de Energía Solar en Temixco, Morelos. Dicha cavidad se mantiene ventilada para descargar el calor que recibe la placa superior del techo debido a la radiación solar. Los autores presentaron los resultados del planteamiento analítico, tablas y gráficas de las mediciones efectuadas en el prototipo, asimismo los datos meteorológicos de temperatura ambiente, radiación solar y humedad relativa del lugar donde se desarrolló el estudio.

Tres años después, Muñiz, (1993) presentó un estudio experimental de la radiación solar y el efecto del amortiguamiento térmico de los sistemas constructivos, el cual se realizó en un muro de block orientado al poniente, construido con block hueco, unidos los huecos para formar un canal ventilado con aire ambiente, por las aberturas de la parte inferior y superior. Se reporta únicamente el comportamiento térmico del muro mediante datos de temperatura en las placas del block.

En ese mismo año, Morales, (1993), presentó el estudio teórico-experimental de los techos de los cubículos del Laboratorio de Energía Solar, construidos con vigueta y bovedilla. En este sistema, la placa superior del techo esta en contacto con la radiación solar periódica y el aire ambiente, y la placa inferior (que forma el plafón) está en contacto con el aire del interior del cubículo. Entre las placas se permite la circulación del aire para lograr la descarga del calor. Morales presentó el análisis del flujo de calor y un

estudio numérico para determinar la temperatura y velocidad del aire en el interior del canal, así como las gráficas y tablas de las temperaturas medidas en distintos puntos del sistema.

Por su parte, Palomino, (1995) presentó un estudio numérico de la convección natural para un techo escudo a la radiación solar inclinado, para dos tipos de condiciones de frontera: temperatura constante y flujo de calor constante. El modelo se resolvió para la región cercana a la placa superior del canal, donde las ecuaciones se determinaron por el método de diferencias finitas, para obtener los perfiles de velocidad y temperatura. Los resultados del modelo bidimensional al compararse con resultados experimentales de Al-Arabi (1969) en condiciones de temperatura constante, de Vliet (1979) en condiciones de flujo de calor constante, se observa una diferencia máxima de 12%, lo cual valida la solución y la posibilidad de usar las correlaciones de capa límite en techos y muros escudo.

En ese mismo año, Morillón, *et al.*, (1995) presentan un estudio experimental de la transferencia de calor en un muro escudo a la radiación solar, formado por dos placas planas, una de ellas almacena el calor de manera significativa, la cual es sometida a calentamiento en flujo cuasi periódico. En los resultados presentados se observó que las temperaturas en la interfaz de la placa calentada no se ven influenciadas por la armónica de la transferencia de calor a través de la placa, cuando esta tiene un valor de inercia térmica bajo.

### **2.1.2 Convección natural en canales y placas inclinadas**

En 1969, Yung y Oetting (1969) publicaron un estudio experimental de la convección libre en una placa plana inclinada. El experimento se realizó a 0, 30, 45, 60 y 90°. Para medir las temperaturas utilizaron termopares colocados a distintas posiciones longitudinales de la placa. Obtuvieron para  $Pr = 0.733$  los perfiles de temperatura y la correlación para el número de Nusselt basada en una aproximación teórica propuesta por otro autor, usando números de Grashof dentro del rango de  $10^5$  a  $10^9$ .

Un año después, Lloyd y Sparrow (1970) establecen las relaciones entre la naturaleza de la inestabilidad del flujo (número de Rayleigh) y el ángulo de inclinación de una placa inclinada calentada isotérmicamente. Utilizan técnicas de visualización de flujo electroquímico para obtener los patrones de flujo del movimiento del fluido. Se encuentra

que para ángulos menores a  $14^\circ$  (relativo a la posición vertical), se generan ondas, mientras que para ángulos mayores a  $17^\circ$ , la inestabilidad se caracteriza por la formación de vórtices longitudinales.

Por su parte Fujii e Imura (1972) presentaron un estudio experimental bidimensional de la convección natural, debida al calentamiento de agua, por una placa con inclinación arbitraria. El arreglo experimental, que consta de una placa calentadora de latón y paredes transparentes de acrílico formando una cavidad, está acondicionado de tal manera que las condiciones en la frontera no son ni isotérmicas ni de flujo de calor constante. Obtuvieron patrones de flujo por medio de la técnica de *Shadow graphs* para inclinaciones de 0, 45, 75, 80, 85 y 89 grados (respecto a la posición vertical), y números de Rayleigh entre  $10^5$  y  $10^{11}$ . Encontraron los perfiles de estratificación del fluido a media cámara y presentaron las gráficas de  $Nu$  vs  $Ra \cos\theta$  que correlacionan con la ecuación  $Nu = 0.56 (Ra \cos\theta)^{1/4}$  para la región laminar en capa límite con la cara caliente de la placa hacia abajo. Mostraron también otras correlaciones para placa inclinada con flujo por arriba y placa casi horizontal con flujo por ambos lados.

Posteriormente, Warneford y Fussey (1974) desarrollaron una investigación experimental de la convección natural debajo de una placa inclinada con flujo de calor constante e inmersa en un tanque de agua. Emplearon un método de visualización para observar los patrones de flujo basado en pequeñas partículas de aluminio, las cuales fueron introducidas en el agua e iluminadas por un haz de luz. Los parámetros locales de transferencia de calor fueron obtenidos cubriendo un rango del número de Grashof de  $10^6$  a  $10^{12}$  y un rango de ángulos de inclinación de 0 a  $85^\circ$  respecto a la vertical. Para obtener la correlación experimental del número de Nusselt local, propusieron una ecuación obtenida por el método integral, cuyos coeficientes son obtenidos experimentalmente.

Mientras, Black y Norris (1975) se valieron de la interferometría diferencial para la visualización del flujo y medición del coeficiente de transferencia de calor, en la convección libre desde una placa plana isotérmica inclinada. Analizaron la estructura del flujo dentro de la capa límite térmica turbulenta, donde se encuentran ondas térmicas que atraviesan la superficie de la placa y causan variaciones significativas en el coeficiente de transferencia de calor. Estas ondas se incrementan al pasar del régimen de transición a turbulento. El rango del número de Rayleigh se encuentra entre  $10^6$  y  $10^{10}$ , mientras que las inclinaciones son de 45, 60, 70 y  $80^\circ$ . Presentaron datos del número de Nusselt local integrado con respecto al tiempo para flujos laminar, de transición y turbulento, y

mostraron la correlación del número de Nusselt en el régimen turbulento, así como los números de Rayleigh críticos donde se presentan las fluctuaciones del flujo.

Años después, Shaukatullah y Gebhart (1978) presentan una investigación experimental de la convección natural sobre una superficie inclinada con flujo de calor constante. El arreglo consta de una placa introducida dentro de un tanque lleno de agua con termopares y pruebas de anemometría de película caliente para investigar la región en frontera sobre la superficie inclinada. Miden la temperatura y velocidad transversal y longitudinal, observando la formación de vórtices longitudinales que interfieren en los cálculos de los parámetros locales de transferencia de calor. Construyen una correlación de los datos experimentales para una inclinación de  $29^\circ$ , con un rango del número de Grashof entre  $10^8$  y  $10^{13}$  variando el flujo de calor que toma en cuenta los vórtices generados y la comparan con la solución en capa límite.

Azevedo y Sparrow (1985) presentaron un estudio experimental de la convección natural del agua en canal inclinado, abierto en sus extremos, con variaciones en la relación de aspecto, en las condiciones de calentamiento en las paredes, y en la diferencia de temperaturas pared-ambiente. El rango de pruebas fue para  $2 \times 10^2 \leq (S/H) Ra \leq 10^5$ , ángulo de inclinación  $0, 30$  y  $45^\circ$ , y distintas separaciones. Se utilizó una técnica de visualización (Thymol Blue) para obtener patrones de flujo, observándose flujos secundarios en forma de vórtices longitudinales. La correlación  $Nu = 0.645 [(S/H)Ra]^{0.25}$  engloba todos los resultados dentro de un 10% de error; esto implica valores para el número de Nu entre 2 y 40.

Por su parte, Yamada (1988) presentó un estudio numérico y experimental de la transferencia de calor, por el efecto de la convección natural y radiación solar, entre placas paralelas, calentadas asimétricamente empleando  $CO_2$  y  $N_2$  como fluido de trabajo. Para ello emplea modelos de ancho de banda y de gas gris con emisividades de pared arbitrarias, para tomar en cuenta el intercambio de radiación entre el fluido y las placas. El rango del número de Gr estuvo entre  $2.8 \times 10^4$  y  $9.88 \times 10^8$ . El perfil de temperaturas mostrado para diferentes absorptividades, incluyendo la no emisividad, no muestra que este factor sea importante. El número de Nu reportado para el  $Gr \approx 10^5$  está entre 3 y 8.

Wang (1988) presentaba, por ese mismo año, una solución analítica para la convección natural, en flujo completamente desarrollado, entre placas paralelas, cuando eran calentadas periódicamente, para números de Rayleigh pequeños ( $0 \leq Ra \leq 10$ ). Para

el análisis, presenta en un término la velocidad, temperatura, y flujo de calor, y en otro la oscilación de la temperatura media en el muro. Presenta los perfiles de velocidad y temperatura obtenidos para flujo de calor prescrito y concluye que, para bajas frecuencias, el efecto no permanente es grande. Para altas frecuencias disminuye hasta cero.

Nelson y Wood (1989) presentaron un estudio numérico de la transferencia combinada, de calor y masa, por convección natural en flujo completamente desarrollado entre placas paralelas inclinadas con condiciones de frontera simétricas y asimétricas. El movimiento del fluido es generado por el efecto de flotación, debido a la diferencia de temperaturas y concentraciones entre el canal y el fluido. Los resultados muestran las correlaciones de los números locales de Nusselt y Sherwood para ambas paredes.

Tres años después, Anand (1992) presentan un estudio del efecto del espaciamiento en la convección libre entre dos placas paralelas calentadas a temperatura y flujo de calor simétricos. Para ello resuelven las ecuaciones de capa límite y aplican el criterio de obtener el número de Nusselt promedio máximo, donde el espaciamiento óptimo es definido al graficar el espaciamiento adimensional con el número de Nusselt. Finalmente, en los resultados se muestran los espaciamientos óptimos para distintas condiciones de temperatura y flujo de calor constante, varían el número de Grashof desde 10 hasta  $10^5$ .

Posteriormente, en 1994 Ekambavanan (1994) presentaron una solución en diferencias finitas de la convección natural en flujo de capa límite en estado permanente, en placas inclinadas con variación de la temperatura superficial; y Merkin, J. H. presentó la convección natural en flujo de capa límite en una superficie vertical con calentamiento.

Recientemente, Morillón *et al.*, (1998) presentan los resultados experimentales de un doble techo, como escudo a la radiación solar, en una habitación para las condiciones climáticas de verano en Guadalajara, Jal. Los resultados permiten comparar el efecto del techo escudo en el amortiguamiento de la temperatura interna, así como el impacto de la ventilación natural en las condiciones de confort térmico, además del efecto de las ganancias térmicas que se obtienen a través de una ventana por su orientación, en la temperatura interna.

### 2.1.3 Convección natural en placas y canales verticales

Churchill y Ozoe (1973) construyeron una correlación general, del número de Nusselt local y espesor de la capa límite, para convección libre laminar desde una placa vertical, tanto para temperatura de pared constante como para flujo de calor uniforme, sobre la base de una solución numérica de las ecuaciones de capa límite, para números de Prandtl de 0, 0.001, 0.01, 0.1, 1.0, 10, 100, 1000 e  $\infty$ , y otras correlaciones propuestas por otros autores. Dicha correlación está dada por  $Un' = A Ra_x^{1/4} / [1 + (A/B)^{9/4} / Pr^{9/16}]^{4/9}$ .

En este aspecto, Bar-Cohen y Rohsenow (1984) presentan un desarrollo matemático de las ecuaciones que permiten determinar un espaciamiento óptimo entre dos placas paralelas verticales enfriadas con aire por convección natural, basado en la maximización de la transferencia de calor por unidad de área. Dicha modelación se basa en configuraciones encontradas en componentes electrónicos con condiciones de frontera, simétricas o asimétricas, de temperatura o flujo de calor. Para ello usan expresiones numéricas y experimentales de otros autores para ajustarlas a las nuevas.

Siebers, *et al.*, (1985) estudiaron experimentalmente la convección natural en una placa vertical, con temperatura y flujo de calor constantes, y con propiedades variables. La placa se alojó en un túnel de viento, que fue operado para régimen turbulento. Se manejó para el número de Grashof entre  $10^6$  y  $10^{12}$  y con temperaturas de la placa de 2.7 veces la del ambiente. En los resultados se muestra que la variación en las propiedades no tiene un efecto significativo sobre la convección de calor. También se observa que el número de Grashof en la transición disminuye al aumentar la temperatura, y que el perfil de la capa límite turbulenta puede ser representado por un perfil universal. Construyeron además una correlación para cada región, siendo para flujo laminar  $Nu_y = a Gr_y^{1/4} (T_w/T_\infty)^{-0.04}$  con  $a$  igual a 0.404 para flujo de calor constante y 0.356 para temperatura constante.

En el mismo año, Jaluria (1985) presentó un estudio numérico de la interacción de la convección natural del aire debido al calentamiento de una placa vertical con fuente de calor discretizadas a lo largo de su superficie. Parte del estudio estuvo orientado a observar el efecto de una frontera inferior horizontal, por donde entra el aire a la placa vertical. Se trabajó para números de Grashof entre 100 y  $10^5$ , y relaciones de aspecto de 2 y 4. El trabajo muestra que, para valores pequeños del número de Grashof, la frontera

inferior es importante en el resultado, y que aguas abajo del elemento calentador la solución es parecida a la de la placa uniforme para los números de Grashof grandes.

Poulikakos (1986) publicó un estudio teórico de la condensación de un vapor por un lado de una placa vertical conjugado al problema de convección natural en capa límite del otro lado. Cada fenómeno es tratado separadamente y las soluciones de ambas son aplicadas a la pared. Emplea la solución propuesta por otros autores para el lado de una fase, mientras que para el lado de la condensación toma la solución clásica que aparece en un libro de Roshenow. En la ecuación de cantidad de movimiento, desprecia los términos de inercia comparados con los viscosos, que es válido para  $Pr > 0$ . Con lo anterior establece una serie de ecuaciones que aplica en la pared y resuelve numéricamente. Para el lado de la convección natural, correlaciona los resultados para obtener  $Un = 0.621 Ra^{1/4}$ .

En el mismo año, Chen, *et al.*, (1986) presentan un estudio numérico de la convección libre laminar en capa límite a lo largo de placas planas horizontales, inclinadas y verticales con variación exponencial de la temperatura o flujo de calor en la pared en dirección de la coordenada axial. Las ecuaciones del movimiento del fluido se transforman en variables de similitud adimensionales para ser resueltas por diferencias finitas. Para ello solucionan el problema en dos orientaciones distintas: inclinada-horizontal ( $0^\circ \leq \gamma < 90^\circ$ ) e inclinada-vertical ( $0^\circ < \gamma \leq 90^\circ$ ). Presentan resultados en gráficas de esfuerzos cortantes locales en la pared, de los números de Nusselt y Grashof locales, de la velocidad y temperatura locales, así como del número de Nusselt promedio, todos para las inclinaciones de 0, 5, 15, 30, 45, 60 y 90°, para distintos valores del exponente, para dos fluidos con números de Prandtl de 0.7 y 7. Las correlaciones del número de Nusselt promedio para la orientación inclinada-vertical con variación exponencial de la temperatura es:  $Un = (4/3) K_1 (Ra_L \text{sen} \gamma)^{1/4}$ , siendo  $K_1$  una constante, función de  $Pr$ , y válida para  $5 \times 10^3 \leq Ra_L \text{sen} \gamma \leq 5 \times 10^9$ .

Dos años después, Hung y Shiau (1988) presentaron un estudio experimental de la convección natural entre dos placas paralelas verticales, conteniendo una de ellas una protuberancia rectangular, bajo condiciones asimétricas de flujo de calor, una placa calentada y la otra aislada. Se empleó trazador de humo para visualizar patrones de flujo. Se observaron dos celdas de recirculación cercanas a la protuberancia. El rango de pruebas fue en  $10^4 \leq Ra \leq 10^{10}$ , con calentamiento desde 41.32 hasta 265.66  $W/m^2$  y diversos tamaños relativos de la protuberancia. Los rangos del coeficiente de convección

varían entre 3 y 10 m<sup>2</sup> °C/W siendo mayores en la región de entrada. Muestran la correlación  $Nu = 0.617 Ra^{0.316}$  y mencionan que es aplicable aguas abajo donde se generan turbulencias causadas por las protuberancias, mientras que aguas arriba los resultados son los mismos que para una placa plana.

Ramanathan y Kumar (1991) presentan resultados numéricos del flujo convectivo natural entre dos placas paralelas verticales dentro de una cavidad grande. Las condiciones de la cavidad son de temperatura constante, mientras que en la placa son de flujo de calor constante. El estudio fue realizado para distintos números de Prandtl y relaciones de aspecto del canal. Los resultados concuerdan bien con los de otros trabajos para relaciones de aspecto grandes, pero no ocurre lo mismo para relaciones de aspecto pequeñas debido a que se toma en cuenta la difusión debida a la energía térmica. Los resultados muestran correlaciones para predecir la temperatura máxima y el número de Nusselt promedio sobre la placa como funciones del número de Rayleigh y la relación de aspecto. Se muestra también una correlación de la temperatura máxima del canal sobre la placa, que incluye el efecto del número de Prandtl para relaciones de aspecto grandes.

Por su parte, Naylor, *et al.*, (1991), presentaron un estudio numérico de la convección libre, laminar bidimensional, entre placas verticales isotérmicamente simétricas que incluyen los efectos del flujo de entrada. Las formas elípticas de las ecuaciones de movimiento son resueltas usando condiciones de flujo de entrada novedosas. Los resultados son presentados para  $Pr = 0.7$ ,  $50 \leq Gr \leq 5 \times 10^2$  y relaciones de aspecto de  $L/b$  de 10, 17 y 24. Se observan fenómenos de separación del flujo en la entrada. Comparaciones con la aproximación en capa límite muestran que la solución elíptica es necesaria para dar precisión en los parámetros locales cerca de la entrada del canal. El número de Nusselt promedio en la placa es 1.802 mediante la solución elíptica y 1.9 mediante la solución parabólica.

También en 1991, Martín, *et al.*, (1991) presentaron el problema de la convección natural bidimensional a través de un canal vertical formado por placas paralelas isotérmicas, para números de Rayleigh pequeños ( $0 < Ra \leq 0.5$ ), donde el flujo es completamente desarrollado y el número de Nusselt es directamente proporcional al número de Rayleigh. En el análisis no se consideró el efecto conductivo. Los resultados muestran las correlaciones generales para el número de Nusselt y los casos límite en que  $Ra \rightarrow 0$  y  $Ra \rightarrow \infty$ .

Huang, *et al.*, (1995) realizaron un trabajo sobre el flujo por convección y la transferencia de calor en un canal vertical que es calentado; presentan los números Reynold y los Nusselt medidos en las placas paralelas del canal; Abu-Mulaweh *et al* dieron a conocer la medición y estimación de un flujo laminar por convección natural a su paso por una placa vertical, que es calentada uniformemente y a temperatura constante. Exponen la velocidad del flujo en la capa límite y la distribución de la temperatura; Kawai *et al* presentaron los resultados de la convección natural y la transferencia de calor entre placas paralelas y verticales, cuando varían el espacio entre las placas para lograr el régimen de capa límite laminar. Por último, Sarma *et al* presentaron la convección natural laminar en un canal vertical con calentamiento periódico de un muro; los autores se enfocan al movimiento del volumen de aire. La solución se basa en series de Fourier, gobernado el fenómeno por la ecuación de momento; el flujo y la transferencia de calor son determinados para diferentes valores del número Grashof.

En 1996, Treviño, *et al.*, (1996) publican un estudio analítico y numérico de la transferencia de calor a través de un muro vertical separado por dos fluidos a diferentes temperaturas, considerando el espesor y la resistencia térmica de los muros. Ellos obtuvieron los valores de Nusselt para el flujo de calor y redujeron el problema a una placa uniforme de calor. Han-Taw Chen y Shih-Ming Chang (1996) realizaron una simulación numérica para conjugar el problema para convección natural en ambas caras de un muro vertical. La transferencia de calor en capa límite es resuelta por diferencia finitas para, posteriormente, comprobar experimentalmente los resultados.

En ese mismo año, Kobus, *et al.*, (1996) presentaron un modelo teórica y los coeficientes de transferencia de calor para una placa vertical: considerando el efecto combinado de convección natural y forzada, describen el desarrollo de la capa límite para números Prandtl que varían de 0.72 a 10.

## **2.2 Trabajos directamente relacionados con el problema**

De acuerdo con la relación anterior, se observa que de todos los trabajos, únicamente los siguientes están relacionados directamente con el tema tratado en esta Tesis:

Permiakov, *et al.*, (1974), que exclusivamente trataron el problema de la transferencia de calor, sin tener un planteamiento encaminado a la solución de la convección natural para los techos ventilados.

Shih y Fairey (1987), pero no incluye un planteamiento analítico encaminado a la solución de la convección natural en la cavidad que forma la cubierta propuesta con la envolvente del edificio.

Aguirre, *et al.*, (1990) presentan las ecuaciones para determinar la temperatura y velocidad del aire en el interior del ducto, pero no consideran la variación del almacenamiento térmico de las placas.

Morales (1993), que está encaminado a obtener los coeficientes de convección natural en la cavidad, sin llegar a plantear su solución.

Muñiz (1993), que presenta solamente las temperaturas en las placas, sin método numérico.

Morillón, *et al.*, (1995), que se enfoca a conocer con detalle el flujo de calor en muros masivos que almacenan el calor de manera significativa y cuya operación puede dar ventajas al funcionamiento térmico eficiente del edificio, pero no obstante que daría lugar a una convección natural provocada por la transferencia de calor de la cara exterior del muro, no se consideran ambos fenómenos.

Palomino (1995), que sólo plantea la solución en estado permanente, aunque su método describe de forma muy cercana el comportamiento transitorio.

Treviño, *et al.*, (1996), que no considera la inercia térmica del muro, aunque las condiciones planteadas se solucionan de manera cercana al comportamiento térmico real de un muro exterior.

### **2.3 Conclusiones de la revisión bibliográfica**

El contexto general donde se sitúa el tema del trabajo, ha ido tomando mayor importancia en los últimos años y siempre es estimulante saber que se lleven a cabo este

tipo de estudios que sin duda contribuirán a mejorar las capacidades de análisis y de diseño térmico de las edificaciones:

I) El fenómeno que se presenta en el *Muro Escudo*, no ha sido resuelto, en forma completa, esto es considerando la convección natural en la misma cavidad o canal, que se calienta y enfría de manera alternada en el tiempo, cuando la placa del muro calentador almacena el calor de manera significativa.

II) No existen datos validados del coeficiente de convección natural que se presenta en la cavidad que se estudia, tampoco de los campos de velocidad de aire en la misma. Existen, sin embargo, en el régimen de capa límite, datos analíticos de la convección natural en canales planos inclinados, propuestos como representativos de la pared inclinada en una cavidad, pero es necesario corroborar experimentalmente.

III) Es necesario resolver el problema completo, de conducción de calor en estado transitorio en el sólido con significativa masa térmica, acoplado con la convección natural dentro de la cavidad. Los datos mencionados en II) pueden servir para validar una solución numérica.

IV) No existen recomendaciones para el diseño de muros de descarga de calor ni herramientas que permitan calcular los beneficios que se obtendrá de éstos.

## **OBJETIVOS E HIPÓTESIS DE TRABAJO**

## **3. Objetivos e hipótesis de trabajo**

### **3.1 Objetivos**

#### **Objetivo general**

Analizar y conocer el comportamiento de la convección natural acoplada a placas planas almacenadoras de calor. Dicho fenómeno se presenta en los techos y muros con cavidad ventilada, bajo condiciones de frontera cambiantes con el tiempo, como ocurre con las condiciones reales en los edificios, poniendo atención en el almacenamiento térmico que sucede en dichos materiales y su impacto en los flujos de calor.

#### **Objetivos particulares**

I) Comprender la convección natural acoplada a muros masivos que almacenan calor, cuando se presentan variaciones periódicas del flujo de calor en su frontera.

II) Conocer la respuesta del sólido a la conducción de calor, cuando el sistema es interdependiente e interactúa, por una cara, con un flujo de calor con variaciones periódicas y, por la otra cara, con el aire ambiente, siendo, las demás, fronteras adiabáticas e impermeables.

III) Conocer si un modelo unidimensional puede representar el efecto del flujo de calor que se obtiene a través del muro masivo, hacia aire que se mueve como resultado de la convección natural, a lo largo del período (un día para edificios) en el que fluctúan las condiciones exteriores.

IV) Realizar en laboratorio experimentos de la convección natural que resulta por el efecto del calentamiento periódico de una placa plana con almacenamiento de calor.

V) Presentar recomendaciones de aplicación de los anteriores conocimientos al caso de los sistemas pasivos que escudan un edificio contra la radiación solar, con el fin de obtener confort al menor costo energético.

## **3.2 Hipótesis de trabajo**

### **En el modelo analítico**

- I) El flujo de calor en el sistema se aplica en estado transitorio.
- II) El flujo de calor por conducción en el sólido es bidimensional.
- III) El fluido se considera Newtoniano con la aproximación de Boussinesq.
- IV) Junto a la cara exterior se desarrolla un flujo por convección natural en régimen de capa límite.

### **Para el caso de un modelo simplificado, se considera:**

- I) El flujo de calor en el sólido es perpendicular al muro.
- II) El fluido se desplaza en régimen de capa límite completamente desarrollado.

### **En el dispositivo experimental**

- I) El flujo de calor en el sistema es en estado periódico.
- II) La temperatura del aire exterior es menor a la del dispositivo experimental.
- III) Junto al muro calentador se desarrolla un flujo por convección natural en régimen de capa límite.

# **ESTUDIO ANALÍTICO-NUMÉRICO DEL PROBLEMA**

## 4. Estudio analítico-numérico del problema

En el presente trabajo se desarrolla un planteamiento analítico del problema donde se muestran las ecuaciones que rigen el flujo y los parámetros adimensionales representativos del fenómeno. Debido a la complejidad de la solución de las ecuaciones elípticas resultantes, se propone una simplificación del modelo, por medio de la cual las ecuaciones son reducidas a las de capa límite. Para obtener resultados numéricos se tomó como base el software desarrollado por Palomino (1995). Modificado para las condiciones de acoplamiento de la convección natural y su impacto por las características de almacenamiento térmico de la placa calentada. Posteriormente, se formula un modelo unidimensional donde se desarrollan e integran las ecuaciones para obtener analíticamente (solución cerrada) las temperaturas a lo largo del canal, tanto en la superficie interior de la placa como en la capa límite, donde se desarrolla el flujo de aire por convección natural; todo ello simula el flujo transitorio.

### 4.1. Formulación numérica del problema

El problema en estudio se analizará a partir de un canal vertical lleno de aire formado por dos placas planas paralelas, las cuales componen el *muro escudo*; el sistema, por un lado, recibe un flujo de calor periódico con el tiempo que proporcionaría el efecto del soleamiento y la variación de la temperatura exterior y, por el otro, está confinado por una placa de acrílico que forma la otra placa del muro (Fig. 4.1).

En el canal vertical fluye aire, debido a la fuerza de flotación originada por el calentamiento de una de las placas. Este aire toma por convección natural el calor de la placa calentada, lo cual ocasiona que la temperatura de la otra placa sea menor a la de la calentada, de manera que en la zona más alejada de la entrada se llegue al flujo completamente desarrollado, donde las variaciones de velocidad y temperatura ocurren en dirección perpendicular al flujo. Un nivel de solución simplificada consiste en obtener un modelo unidimensional en flujo completamente desarrollado.

Para fines de estudio, la cavidad rectangular formada entre las placas se puede definir como bidimensional, donde la dirección de la aceleración de la gravedad es en sentido contrario al eje  $x$  (Fig. 4.1).

La diferencia entre las temperaturas de las paredes y el fluido en la entrada del canal, establecen el movimiento en la región cercana a la placa calentada, lo cual permite que el comportamiento del fluido pueda modelarse usando la teoría de la capa límite.

Las dimensiones de la cavidad son  $L$  en el sentido perpendicular a las placas y  $H$  en el sentido longitudinal. Se escogió el sistema coordenado  $x$ - $y$ , mostrado en la figura 4.1.

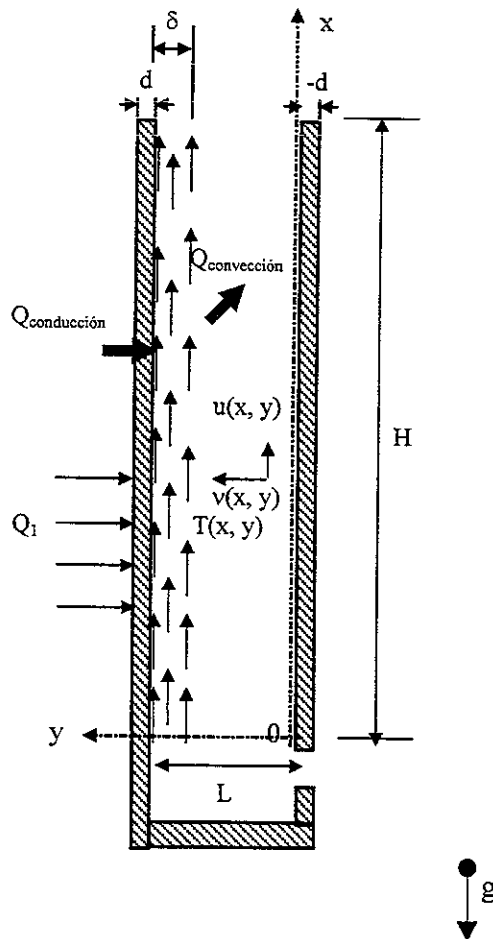


FIGURA 4.1 ESQUEMA DEL CANAL FORMADO POR UN MURO ESCUDO.

Para tener un punto de partida, en una primera etapa de la investigación el flujo de aire en la cavidad, que se obtiene como producto de la flotación, se considera en régimen laminar y en estado transitorio.

## ECUACIONES QUE RIGEN EL FLUJO

El dominio en estudio es el espacio bidimensional x-y delimitado por  $0 \leq y \leq L + d$  y por  $0 \leq x \leq H$ , con dos regiones de propiedades termofísicas diferentes. Una de ellas es el fluido ( $0 \leq y \leq L$ ), el cual se considera como newtoniano con la aproximación de Boussinesq; la otra es la región del sólido, en la cual se consideran las propiedades termofísicas constantes. En este espacio conjugado se plantea que  $u(x, y, t)$ ,  $v(x, y, t)$ ,  $p(x, y, t)$  y  $T(x, y, t)$ , representen los campos de velocidades, presión y temperatura respectivamente, en todo el dominio.

### Región del fluido

Las ecuaciones de conservación en esta región, que establecen el movimiento del fluido con propiedades constantes, para un flujo laminar bidimensional en estado transitorio y sin disipación por viscosidad, son las siguientes:

Continuidad:

$$\nabla u = 0$$

Momentum:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + (u \nabla) u = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 u + g$$

Energía:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \nabla T = \alpha \nabla^2 T$$

donde:

$$\alpha = \frac{k}{\rho C_p}$$

y  $\rho$ ,  $\mu$ ,  $\beta$ ,  $k$ , y  $c_p$  son la densidad, viscosidad, coeficiente de expansión térmica, conductividad térmica y calor específico en el fluido, respectivamente;  $g$  es la aceleración de la gravedad, y  $T_0$  la temperatura de referencia,  $\nabla^2$  es el Laplaciano en las dos dimensiones.

El modelo completo mostrado por las ecuaciones anteriores, rige el comportamiento del fluido dentro del espacio comprendido en el canal. Estas ecuaciones constituyen un problema elíptico cuya solución requiere las condiciones en todas las fronteras. Sin embargo, tal como se ha venido mencionando, el problema puede modelarse con las ecuaciones de capa límite, laminar, y bidimensional en una placa plana vertical, que incluyen el término de flotación con la aproximación de Boussinesq y que, para un fluido viscoso, son:

Continuidad:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (4.1)$$

Momentum:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) + \beta g (T - T_\infty) \sin \gamma \quad (4.2)$$

Energía:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left( \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (4.3)$$

### Condiciones de frontera del fluido

Las condiciones de frontera referidas a la figura 4.1, son las siguientes:

$$\text{En } y = L \quad y \quad 0 \leq x \leq H, \quad t > 0$$

$$u = 0, \quad v = 0, \quad -k_s \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=L} = -k_f \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_f$$

$$\text{En } y = 0 \quad y \quad 0 \leq x \leq H, \quad t > 0$$

$$u = 0, \quad T = T_\infty$$

$$\text{En } x = 0 \quad y \quad 0 \leq y \leq L, \quad t > 0$$

$$u = 0, \quad T = T_\infty$$

$$\text{En } t = 0, \quad \forall x, y$$

$$u = 0, \quad v = 0, \quad T = T_\infty$$

### Región del sólido ( $L \leq y \leq L + d$ )

La segunda región del dominio, donde  $u = v = 0$ , es la del sólido. El balance de la primera ley de la termodinámica establece:

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{k_s}{\rho_s c_s} \nabla^2 T_s$$

el subíndice  $s$  hace referencia al sólido.

### Condiciones de frontera del sólido

$$\text{En } L \leq y \leq L + d, \quad x = 0 \quad y \quad x = H$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (\text{Condición de aislamiento})$$

En  $y = L$  y  $0 \leq x \leq H$

$$-k_s \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=L} = -k_f \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_f$$

En  $y = L + d$  y  $0 \leq x \leq H$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = -\frac{q}{k_s}$$

$$-k_s \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=L+d} = \begin{cases} Q_1 \dots \text{para } \frac{\Gamma}{2} \leq t \leq \Gamma \\ 0 \dots \text{para } 0 \leq t \leq \frac{\Gamma}{2} \end{cases}$$

### Variables adimensionales

En el presente estudio se proponen las siguientes variables adimensionales, que se consideran como las representativas del fenómeno:

$$U = \frac{u}{v/H} \quad V = \frac{v}{v/H} \quad X = \frac{x}{H} \quad Y = \frac{y}{H}$$

$$\tau = \frac{v}{H^2} t \quad \theta = \frac{k}{qH} (T - T_\infty)$$

Sustituyendo en las ecuaciones el valor de las variables respectivas, se obtienen las ecuaciones adimensionales que se presentan a continuación:

### Región del fluido

Continuidad,

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (4.4)$$

Momentum:

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = \nu \left( \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) + Gr \theta \sin \gamma \quad (4.5)$$

Energía:

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{Pr} \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (4.6)$$

### Región del sólido

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = Fo \nabla^2 \theta \quad (4.7)$$

donde:

$$Gr = \frac{\beta g q H^4}{k \nu^2}$$

Dicho número de Grashof, para el problema considerado en la parte experimental es del orden de  $10^{13}$ , al aumentar el orden de Grashof provocaría que el término de flotación en la ecuación 4.5 de momentum sea mucho mayor que el orden de magnitud de los demás términos, lo cual genera inestabilidad en la solución numérica (Sámamo, 1989).

Por ello, para eliminar ésta inestabilidad se proponen las siguientes variables adimensionales (Bird *et al.*, 1960):

$$U = \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Gr}} \right)^{1/2} \frac{\delta}{\nu} u \quad V = \text{Pr}^{3/4} \text{Gr}^{-1/4} \frac{\delta}{\nu} v \quad X = \frac{x}{\delta} \quad Y = \text{Ra}^{1/4} \frac{y}{\delta}$$

$$\tau = \left( \frac{\text{Gr}}{\text{Pr}} \right)^{1/2} \frac{\nu}{\delta^2} t \quad \theta = \frac{k}{q\delta} (T - T_\infty)$$

Para obtener los parámetros adimensionales representativos en el problema, se propuso  $\delta$  como la distancia característica (Necati, 1980), para las variables de normalización.

$$\text{Nux} = 2 \frac{x}{\delta}$$

$$\text{en donde:} \quad \delta(x) = \frac{2XH}{\text{Nux}} \quad \text{y} \quad \text{Nux} = \frac{X}{T_F - T_m}$$

Al sustituir estas variables en las ecuaciones 4.1 a 4.3, se obtiene siguiente adimensionalización:

Continuidad,

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (4.8)$$

Momentum:

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = \text{Pr} \left( \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) + \text{Pr} \theta \sin \gamma \quad (4.9)$$

Energía:

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (4.10)$$

### Región del sólido

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \Omega F_0 \nabla^2 \theta \quad (4.11)$$

y las condiciones de frontera para el fluido son ahora:

$$U = 0, \quad V = 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial Y} = -(Gr Pr)^{-1/4} \frac{q}{k} \quad \text{en } Y = L, \quad \tau > 0$$

$$U = 0, \quad \theta = 0 \quad \text{en } Y = L, \quad \tau > 0$$

$$U = 0, \quad \theta = 0 \quad \text{en } X = 0, \quad \tau > 0$$

$$U = 0, \quad V = 0, \quad \theta = 0, \quad \text{en } \tau = 0, \quad \forall X, Y$$

La solución de las ecuaciones 4.8 a 4.11, constituyen un sistema de ecuaciones acopladas, a través de los términos de flotación y convectivo, que se resolverán usando el método numérico de diferencias finitas.

### Parámetros adimensionales en las condiciones de frontera

Al adimensionalizar las condiciones de frontera, éstas no sufren cambios importantes ni aportan nuevos valores de parámetros adimensionales, con esta excepción:

En  $0 \leq x \leq H$  y  $y = L$  se presenta una condición común al sólido.

$$\frac{k}{k_s} \frac{\partial \theta}{\partial Y} \Big|_f = \frac{\partial \theta}{\partial Y} \Big|_s$$

Relación geométrica de la pared =  $d/H$

$$\text{Parámetros de conductividades} = \frac{k}{k_s}$$

## GRUPOS ADIMENSIONALES

Los grupos adimensionales que resultan en las ecuaciones anteriores son:

Parámetro adimensional de tiempos representativos: es la relación del tiempo  $(\rho d^2 / \mu \Gamma)$  derivado de la velocidad representativa, al tiempo adimensional de la oscilación de la temperatura es  $(\Gamma)$ .

$$\Omega = \frac{\rho d^2}{\mu \Gamma}$$

Número de Grashof.

$$Gr = \frac{\beta g q \delta^4}{k \nu^2}$$

Número de Prandtl.

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k}$$

Número de Fourier.

$$Fo = \frac{k_s \Gamma}{\rho c_s d^2}$$

Número de Rayleigh.

$$Ra = Gr Pr$$

## MAGNITUD DE LOS PARÁMETROS ADIMENSIONALES PARA EL CASO EXPERIMENTAL

Las propiedades del sólido empleado en la construcción del dispositivo fluctúan alrededor de los siguientes valores (ASHRAE, 1992) para el presente cálculo:

$$c_s = 0.910 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_s = 2700 \text{ kg/m}^3$$

$$k_s = 200 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

y las propiedades físicas del aire a temperatura ambiente ( $20 \text{ } ^\circ\text{C}$ ) y presión atmosférica son:

$$\rho = 1.2949 \text{ kg/m}^3$$

$$\beta = 0.003501 \text{ 1/}^\circ\text{C}$$

$$k = 0.02545 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$\mu = 1.9142 * 10^{-5} \text{ Kg / ms}$$

$$\nu = 1.478 * 10^{-5} \text{ m}^2 / \text{s}$$

$$c_p = 1.0065 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$$

Entonces, el número de Rayleigh calculado para flujo de calor constante ( $Q_1 = 169 \text{ W}$ ) que es el que calienta la placa que forma el muro, toma el valor:

$$Ra = 2.03 * 10^5$$

En la revisión bibliográfica se encontró que el régimen de capa límite existe para valores del número de Rayleigh global de hasta  $10^7$  en condiciones de temperatura constante de pared (caso vertical) y de hasta  $10^{12}$  en condiciones de flujo de calor constante en la pared (caso vertical). El efecto de la resistencia térmica y el almacenamiento de calor en la pared toman la mayor parte de la fluctuación de la temperatura, lo cual puede observarse en los resultados (capítulo 6).

El argumento de mantener la solución dentro del régimen laminar se debe a que no existen soluciones reportadas para una cavidad con condiciones de frontera transitorias y periódicas, como el problema que se plantea al utilizar la longitud de la placa (H). Es deseable, entonces, atacar inicialmente el caso laminar.

**Los valores de los otros parámetros adimensionales son:**

$$\Omega_1 = 3.031 * 10^{-2}$$

$$\Omega_2 = 6.062 * 10^{-2}$$

$$Pr = 0.757$$

$$Fo1 = 1816.85$$

$$Fo2 = 908.43$$

$$Gr = 2.68 * 10^5$$

$$d/b = 0.023$$

$$\delta/L = 0.726$$

$$H/L = 81.67$$

$$\delta/H = 0.009$$

$$L/H = 0.012$$

$$L/d = 2.44$$

$$H/d = 192.91$$

## 4.2 Solución de las ecuaciones de la capa límite

Las propiedades físicas del aire a temperatura ambiente y presión atmosférica son las utilizadas en las condiciones experimentales (Capítulo siguiente), con número de Prandtl de 0.75. En caso del muro escudo (Dispositivo experimental), el flujo de calor sobre la placa es de 169 W, la diferencia de temperaturas entre la cara interior de la placa calentada y el fluido que entra al canal es del orden de 2.5°C, y la longitud H de la placa es de 2.45 m.

Por otro lado, en la revisión bibliográfica se ha encontrado reportado por Vliet (1969) que para placas con flujo de calor constante el número de Rayleigh local para el rango medio de transición, marca la mitad entre el comienzo y final del régimen, de modo que al sustituir las propiedades del aire, el rango medio de transición se tiene un número de Rayleigh de  $2.842 * 10^{13}$ , lo cual significa que los números de Rayleigh característicos del caso experimental sobrepasan el régimen laminar.

De ésta manera, para cubrir los rangos del número de Rayleigh en régimen laminar, con la longitud utilizada en el caso experimental, así como para la adimensionalización de las variables con  $\delta = 2.25$  cms de acuerdo con Necati Özisik (1979), permite se logren valores entre los establecidos por Vliet (1969).

Para ello, como puede apreciarse en la figura 4.2, la placa se encuentra vertical y es calentada a flujo de calor constante. Este calentamiento origina una fuerza motriz en el fluido debido a las fuerzas de flotación. El movimiento se considera en régimen laminar y se formula en estado transitorio para observar la formación de las capas límite hidrodinámica y térmica. El fluido tiene a la entrada una temperatura igual a la ambiente, y existe la condición de no deslizamiento en las fronteras en contacto con la pared de la placa.

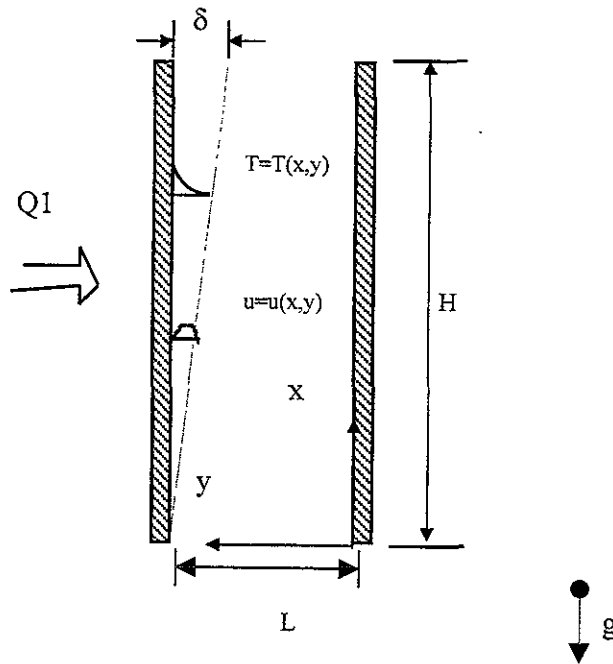


FIGURA 4.2 ESPESOR DE LA CAPA LÍMITE.

La capa límite comienza en  $y = L$  y  $x = 0$ , donde  $\delta = 0$ . O sea, es el lugar donde el flujo encuentra la frontera y los efectos viscosos empiezan a sentirse. Corriente abajo la capa límite se desarrolla y el espesor  $\delta$  crece con  $x$ .

### Método de solución

El sistema de ecuaciones diferenciales parciales, elípticas en el espacio  $x$ - $y$ , y parabólicas en el tiempo, descritas en el inciso anterior, se planteó resolver con una discretización en diferencia finita.

Debido a que la geometría es simple, el espacio adimensional seleccionado se divide en  $m \times n$  porciones finitas rectangulares y regulares de tamaño adimensional  $\Delta X \times \Delta Y$ , formándose una red con  $m$  divisiones en el  $x$  y  $n$  en el eje  $y$ .

En el sólido, en el sentido del eje  $x$  se dividió en 26 porciones y 6 en el sentido  $y$ . Esto, para permitir la aproximación descrita en el cálculo de la temperatura en la placa

calentada. En el sentido del eje y, se tomó la misma división que en el sólido. La discretización resultó con 26 porciones en el eje x, y 26 en el eje y.

La nomenclatura usada para el volumen de control de la celda  $\Delta x-\Delta y$  es la aceptada internacionalmente y presentada por PatanKar (1981) y Gadgil (1983) entre otros.

De ésta manera, al discretizar las ecuaciones 4.8 y 4.11 en la formulación explícita de diferencias finitas, que permite una solución directa de las variables y genera una ecuación algebraica con una sola incógnita, se obtienen:

Sólido:

$$\theta_{i,j}^{k+1} = \theta_{i,j}^k + \Delta\tau\Omega Fo \left[ \left( \frac{\theta_{i+1,j}^k - 2\theta_{i,j}^k + \theta_{i-1,j}^k}{\Delta X^2} \right) + \left( \frac{\theta_{i,j+1}^k - 2\theta_{i,j}^k + \theta_{i,j-1}^k}{\Delta Y^2} \right) Ra^{1/2} \right]$$

Energía:

$$\frac{\theta_{i,j}^{k+1} - \theta_{i,j}^k}{\Delta\tau} + U_{i,j}^k \frac{\theta_{i,j}^k - \theta_{i-1,j}^k}{\Delta X} + V_{i,j}^k \frac{\theta_{i,j+1}^k - \theta_{i,j}^k}{\Delta Y} = \frac{\theta_{i,j+1}^k - 2\theta_{i,j}^k + \theta_{i,j-1}^k}{\Delta Y^2}$$

Momentum:

$$\frac{U_{i,j}^{k+1} - U_{i,j}^k}{\Delta\tau} + U_{i,j}^k \frac{U_{i,j}^k - U_{i-1,j}^k}{\Delta X} + V_{i,j}^k \frac{U_{i,j+1}^k - U_{i,j}^k}{\Delta Y} = Pr \left( \frac{U_{i,j+1}^k - 2U_{i,j}^k + U_{i,j-1}^k}{\Delta Y^2} \right) + Pr \theta_{i,j}^{k+1} \text{ sen } \gamma$$

Continuidad:

$$\frac{U_{i,j}^{k+1} - U_{i-1,j}^{k+1}}{\Delta X} + \frac{U_{i,j+1}^{k+1} - U_{i,j}^{k+1}}{\Delta Y} = 0$$

Despejando  $\theta^{k+1}_{ij}$ ,  $U^{k+1}_{ij}$  y  $V^{k+1}_{ij}$ , que representan las variables para el siguiente paso de tiempo  $k+1$ , y reorganizando términos se obtienen cada una de las ecuaciones algebraicas, con una sola incógnita, que se resolverá iterativamente siguiendo la secuencia mostrada anteriormente, obteniéndose  $\theta_{ij}$ ,  $U_{ij}$  y  $V_{ij}$ , para el nuevo paso de tiempo  $k+1$ .

La ecuación de continuidad es universalmente estable, sin embargo, la condición de estabilidad y convergencia para la ecuación de momentum y de energía es respectivamente (Smith, 1978):

$$\frac{\Delta\tau}{\Delta Y^2} \leq 1$$

$$\frac{\Delta\tau}{\Delta Y^2} \leq \frac{Pr}{2}$$

De manera que para el aire, con  $Pr = 0.75$ , la segunda condición es suficiente para la estabilidad y convergencia del sistema de ecuaciones.

Para el sólido:

$$\Delta\tau > 0$$

$$\Delta \leq \frac{1}{2\Omega Fo} \left( \frac{1}{\Delta X^2} + \frac{Ra^{1/2}}{\Delta Y^2} \right)^{-1}$$

La temperatura adimensional local media del fluido, la velocidad local media se calcula integrando mediante la regla de Simpson.

En la figura 4.3 se muestra como, iterativamente, se calculan los campos de velocidad y temperatura para cada nuevo paso de tiempo adimensional, partiendo de un valor inicial en  $\tau = 0$ . El cálculo continúa hasta un número determinado de iteraciones o hasta llegar al estado permanente bajo una tolerancia determinada. Para ello, se calcula el error máximo absoluto en cada iteración, entre la variable del nuevo paso de tiempo y del paso de tiempo anterior, y se compara con la tolerancia indicada hasta alcanzarla. Se

elaboró una subrutina para calcular la temperatura, cada componente de velocidad, y el error en cada iteración. Debido a que la diferencia entre las temperaturas adimensionales del caso en estudio es del orden de  $10^{-2}$ , se eligió una tolerancia de 0.0001.

Al converger y terminar las iteraciones, se construyen subrutinas para obtener los resultados de velocidad y temperatura en la capa límite en estado permanente, en un archivo. Posterior a ello y para simular el flujo de calor en estado transitorio, se introduce la siguiente expresión, para cada paso de tiempo:

$$q = \left(\frac{q}{2}\right) * \left[1 + \text{sen}\left(\left(\frac{2\pi t}{\Gamma}\right) - \pi\right)\right]$$

El error entre cada tamaño de malla se obtiene en  $X=1$ , de modo que el máximo error entre los tamaños es menor al 5%. De ésta manera, para predecir perfiles razonables de temperatura y velocidad, se estableció un incremento de tiempo de 0.0002.

Al comparar los resultados obtenidos mediante el software desarrollado con las mediciones experimentales realizadas por Vliet (1969) se obtuvo un error de 11%.

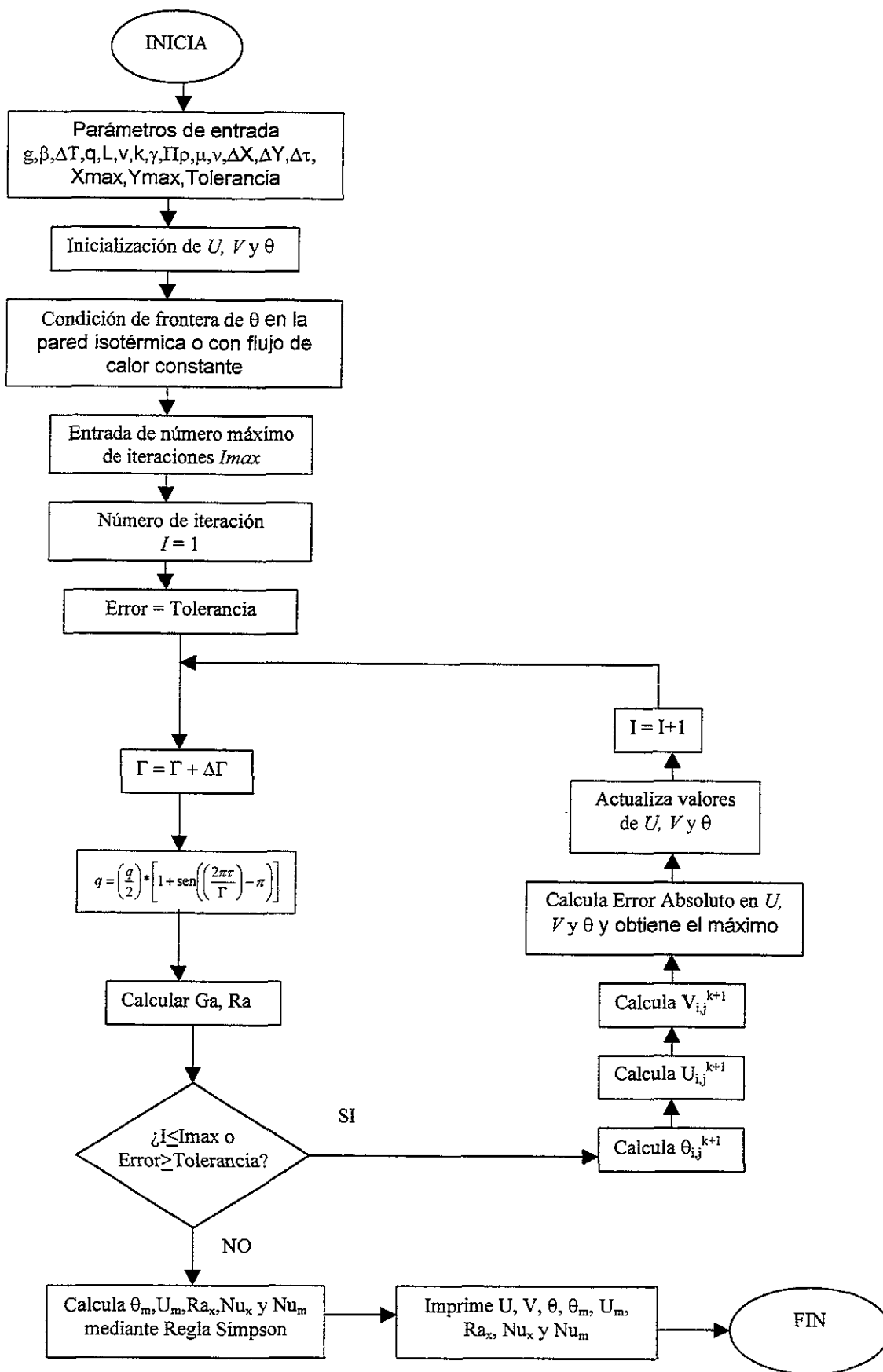


FIGURA 4.3 DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROGRAMA.

### 4.3. Formulación simplificado del problema

La formulación simplificada se refiere al de capa límite unidimensional donde la velocidad se considera constante y la temperatura varía en dirección del flujo.

Con el objeto de poder establecer un planteamiento simplificado del problema, se propone considerar al sistema como un cuerpo integrado por dos placas planas paralelas verticales, con circulación de aire entre ellas (Fig. 4.5).

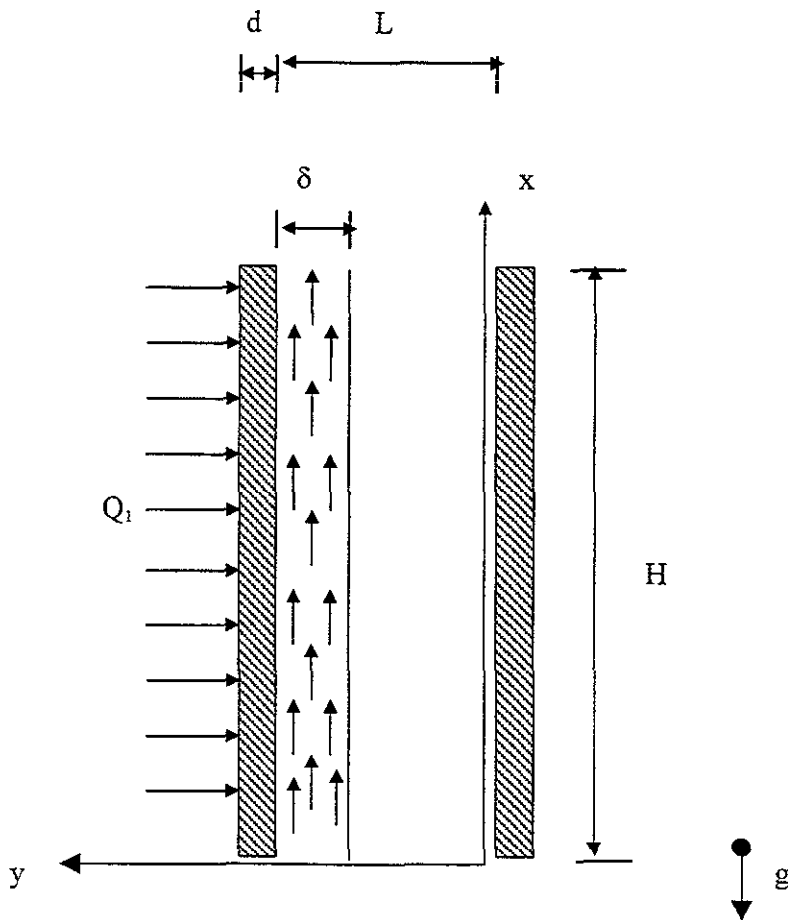


FIGURA 4.5 MODELO SIMPLIFICADO DEL MURO ESCUDO.

Las ecuaciones resultantes de continuidad, momentum y energía, en éste modelo, son las siguientes:

Continuidad:

$$\frac{dv}{dy} = 0$$

Momentum:

$$0 = \beta g (T - T_m) \sin \gamma + \nu \frac{d^2 u}{dy^2}$$

Energía:

$$0 = \frac{d^2 T}{dy^2}$$

Siendo  $T_m$  la temperatura media del fluido entre ambas placas, con las siguientes condiciones de frontera:

$$u = 0, \quad T = T_\infty, \quad \text{en } y = 0$$

$$u = 0, \quad T = T_{pci}, \quad \text{en } y = L$$

Definiendo las variables adimensionales siguientes:

$$U = \frac{H}{\nu} u \quad Y = \frac{y}{H}$$

$$\theta = \frac{T - T_{pci}}{T_o - T_{pci}}$$

Las ecuaciones anteriores y las condiciones a la frontera resultan:

$$\frac{dU}{dY} = 0$$

Momentum:

$$0 = Gr_H \theta \operatorname{sen} \gamma + \frac{d^2 U}{dY^2}$$

Energía:

$$0 = \frac{d^2 \theta}{dY^2}$$

$$U = 0, \quad \theta = 1, \quad \text{en } y = 1$$

$$U = 0, \quad \theta = 0, \quad \text{en } y = 0$$

Siendo

$$Gr_H = \frac{\beta g (T_o - T_{pci}) L^3}{\nu^2}$$

Estas ecuaciones unidimensionales se resuelven analíticamente para obtener:

$$U = \left[ \frac{1}{6} Y^3 - \frac{1}{4} Y^2 + \frac{1}{12} Y \right] Gr_L \operatorname{sen} \gamma$$

$$\theta = 1 - Y$$

### **Modelo unidimensional en capa límite en una placa plana**

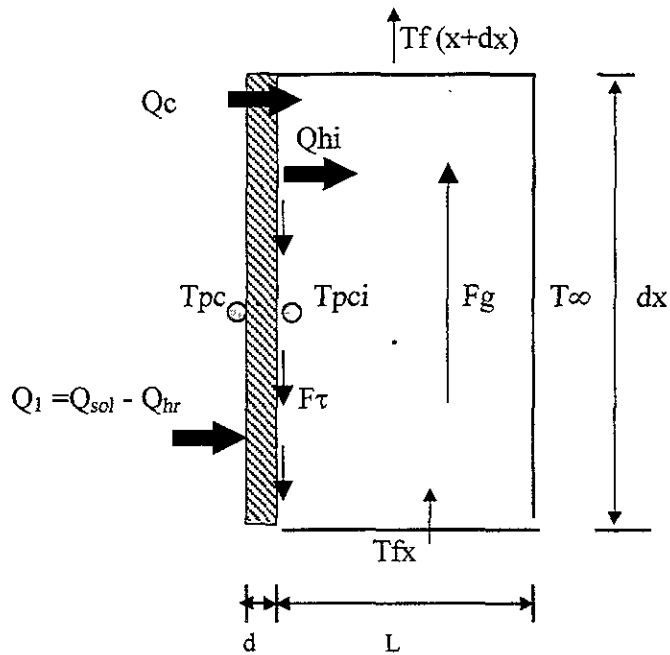
El modelo unidimensional resulta al considerar que el flujo se desarrolla solo en la región cercana a la placa calentada, de acuerdo a mediciones de temperaturas realizadas por Muñiz (1993) en un muro de descarga de calor. Esto origina que la fuerza motriz se realice en la región cercana a la pared calentada.

Por otro lado, Al-Arbi y Sakr (1988) reportan que el régimen laminar de capa límite para una placa vertical se lleva a cabo para números de Rayleigh menores a  $10^7$ . Para  $10^0$  de inclinación (caso vertical) el número de Rayleigh es del orden de  $10^9$ , que es el régimen de transición, sin embargo, en esta etapa se omite la discusión dado que el modelo no distingue entre laminar y turbulento.

Por lo tanto, es válido suponer que el flujo se desarrolla en la región de capa límite, para lo cual se plantea éste modelo unidimensional.

Con base en las consideraciones anteriores y la figura 4.6, se realiza un balance de fuerzas mediante la segunda ley de Newton para obtener la velocidad del fluido que se supone constante y un balance de energía para obtener la variación de la temperatura del fluido en la dirección del flujo.

Podemos tomar como volumen de control de interés, para la convección natural, la región del fluido cuyo comportamiento se supone en régimen de capa límite:



donde:

$Q_1$  Flujo de calor neto por el efecto del soleamiento y la convección en la cara exterior proporcionado al muro

$Q_c$  Flujo de calor neto que se transmite al interior de la placa por conducción

$Q_{hi}$  Flujo de calor neto que la cara interior transmite al aire en contacto

$T_{pc}$  Temperatura del muro calentado

$T_{pci}$  Temperatura del muro en la cara interior

$T_{fx}$  Temperatura del fluido en la posición  $x$

$T_{\infty}$  Temperatura ambiente

FIGURA 4.6 SECCIÓN DIFERENCIAL DEL VOLUMEN DE CONTROL.

La velocidad del fluido depende de la fuerza de flotación que, a su vez, depende del campo de temperaturas y de la fuerza cortante, por lo que al plantear el balance de fuerzas en el volumen de control mostrado en la figura 4.6, despreciando la inercia de la capa límite en el aire, se obtiene:

$$\sum_i Fx_i = Fg - F\tau \quad (4.12)$$

donde:  $F\tau$  es la fuerza de constante y  $Fg$  es la fuerza de flotación en la dirección longitudinal de la placa.

La fuerza de flotación se calcula mediante:

$$F_g = \rho_{\infty} \beta \delta b g \sin \gamma - \int_0^H (T_f - T_{\infty}) dx$$

donde  $\rho_{\infty}$  es la densidad del fluido ambiente y  $\gamma$  es el ángulo de inclinación de la placa.

y la fuerza cortante,  $F_{\tau}$  debida a la viscosidad, entre la placa y el aire es:

$$F_{\tau} = b l f \frac{\rho_{\infty} u_f^2}{2}$$

Siendo  $f$  el factor de fricción que puede calcularse de acuerdo a Roshenow y Hartnett (1973) para una placa plana mediante:

$$f = \frac{16}{\phi \text{ Re}} \quad (4.13)$$

donde  $\phi$  es un factor de corrección que, para el tamaño de la placa, toma un valor de 0.67; y el número de Reynolds (Re) se expresa por:

$$\text{Re} = \frac{u_f D_e}{\nu}$$

siendo  $D_e (= 2\delta)$  el diámetro equivalente. Así, al sustituir en la ecuación del balance de fuerzas y despejar la velocidad se tiene:

$$u_f = \frac{\delta^2 \beta g \sin \gamma}{5.97 H \nu} \int_0^H (T_f - T_{\infty}) dx$$

Donde puede notarse la dependencia de la velocidad con la temperatura del fluido. Esta temperatura se calculara para flujo de calor constante.

### Solución para flujo de calor constante

Si se supone que el flujo de calor sobre la placa calentada es constante y se conoce, al realizar un balance de energía para el mismo volumen de control del fluido, se tiene:

$$q = \rho \delta u_f C_p \frac{dT_f}{dx}$$

y

$$q = hi(T_{pci} - T_{\infty})$$

Donde:  $hi$  es el coeficiente convectivo en el interior del canal.

Al resolver la primera ecuación para obtener la temperatura del fluido y sustituir en la segunda para obtener la temperatura de la pared, y ambos valores de temperatura en la ecuación de velocidad se obtiene, respectivamente:

$$T_f = \frac{Q_1}{a} x + T_{\infty} \quad (4.14)$$

$$T_{wi} = q \left( \frac{1}{hi} + \frac{x}{a} \right) + T_{\infty}$$

$$u_f = \left( \frac{\beta g \delta H q \text{ sen } \gamma}{11.94 \nu \rho C_p} \right)^{1/2}$$

Donde:

$$a = \rho \delta u_f c_p$$

y  $T_{wi}$  es la temperatura de la placa.

Al usar los valores reportados para el caso experimental (inciso 4.1) con un flujo de calor de  $169 \text{ W/m}^2$ , se obtiene una velocidad adimensional correspondiente a un rango de 0.5 a 0.7 m/s.

El comportamiento unidimensional del problema en capa límite permite conocer el orden de magnitud de las velocidades del fluido en una placa plana, así como el comportamiento de la temperatura del fluido a lo largo de la longitud de la placa. Cuando el flujo de calor es constante, la temperatura del fluido crece linealmente al igual que la temperatura de la placa. Este comportamiento se debe obtener en el problema bidimensional si se integra la temperatura del fluido sobre la dirección perpendicular al flujo.

El orden de magnitud de las velocidades debe obtenerse si se integra sobre ambas direcciones del movimiento. El comportamiento bidimensional del problema en capa límite es aún más sencillo debido a que es un problema parabólico donde solo es necesario conocer las condiciones de entrada y obtener el comportamiento en la salida.

## **ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL PROBLEMA**

## 5. Estudio experimental del problema

El estudio experimental se realizó en el dispositivo diseñado en el Laboratorio de Energía Solar del IIM-UNAM (Sámano, 1990), para estudiar el techo escudo. De acuerdo con el objetivo planteado en el presente trabajo, fue necesario realizar algunas adaptaciones al mismo, las cuales se describen a continuación.

El dispositivo se montó en el Laboratorio de Doble Altura (LDA) del edificio 12 del Instituto de Ingeniería-UNAM.

### 5.1 Descripción del dispositivo

El dispositivo usado para el estudio experimental permite simular el fenómeno que se presenta en los sistemas prefabricados de block hueco y la vigueta y bovedilla, fenómeno a estudiar como objetivo general del presente trabajo. Estos sistemas pueden ser usados para la descarga de calor o *muro escudo* a la radiación solar.

El modelo o dispositivo experimental (Fig. 5.1) consta de dos placas paralelas separadas por donde circula aire. Las dimensiones del dispositivo son, 0.56 x 2.45 m. El diseño permite variar la separación entre las placas de 2 cm a 12 cm, esto es el ancho del canal de aire. Para los objetivos del presente estudio la separación (L) fue de 3.1 cm. Para la simulación de las condiciones ambientales externas, radiación solar y convección, se utilizó una resistencia eléctrica que proporciona un flujo de calor constante ( $Q_1 = 169 \text{ W}$ ). La resistencia está montada en una placa de asbesto, para evitar la conducción eléctrica a la placa de aluminio, placa sometida al calentamiento, se aisló la resistencia con una mica natural; por el reverso de la placa de asbesto se colocó lana mineral, con un espesor de 10 cm., para obligar a la validez del flujo unidireccional. Sobre la mica natural se encuentra la placa, que representaría la parte exterior del *muro escudo*, la cual es de aluminio (1/2" de espesor); la otra placa es de acrílico, con el propósito de no tener intercambio de calor significativo.

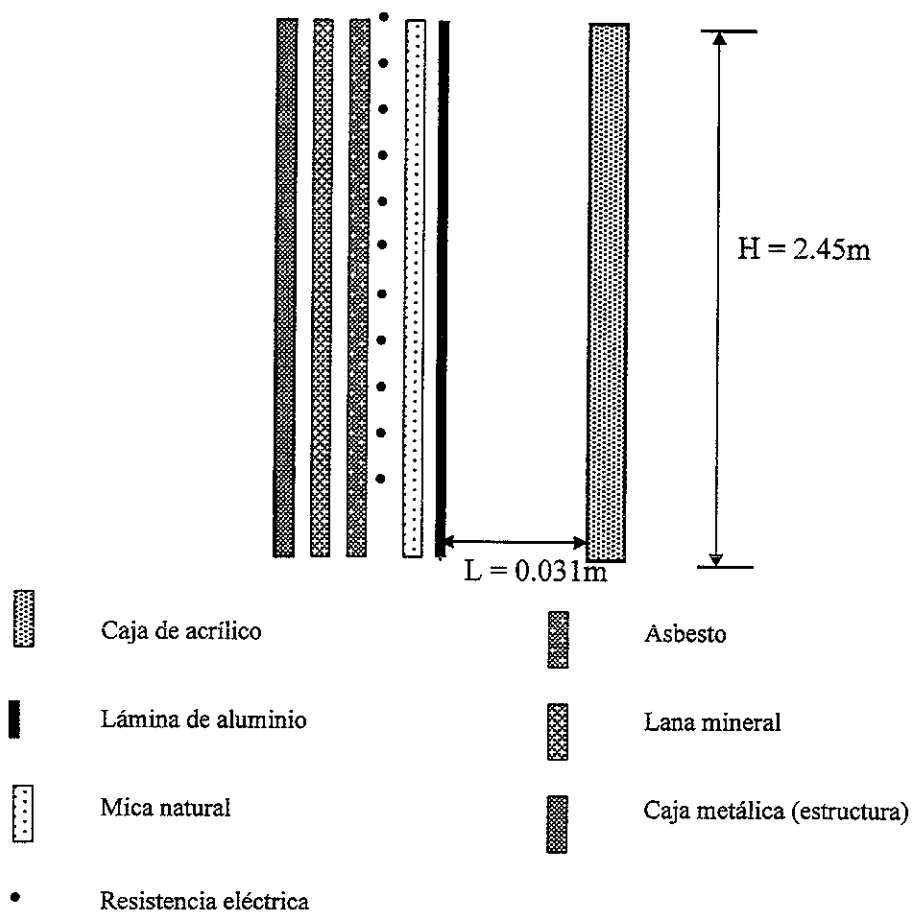


FIGURA 5.1 PARTES DEL DISPOSITIVO EXPERIMENTAL.

El dispositivo permite, mediante una abertura inferior en la placa de acrílico, la entrada de aire y la descarga por la parte superior entre las placas (Fig. 5.2), lo cual evitó el uso de equipos sofisticados de grandes dimensiones y altos consumos de energía, para permitir la circulación. Además, cuenta con condiciones controladas preestablecidas en cuanto a calentamiento y tiempo del mismo.

La selección del aluminio para la placa se hizo a partir de sus características de conductividad y respuesta térmica. La placa de acrílico tiene por objeto permitir una

visualización del comportamiento del aire en el canal, cuando se desee usar la técnica de humo y así facilitar el análisis cualitativo del fenómeno.

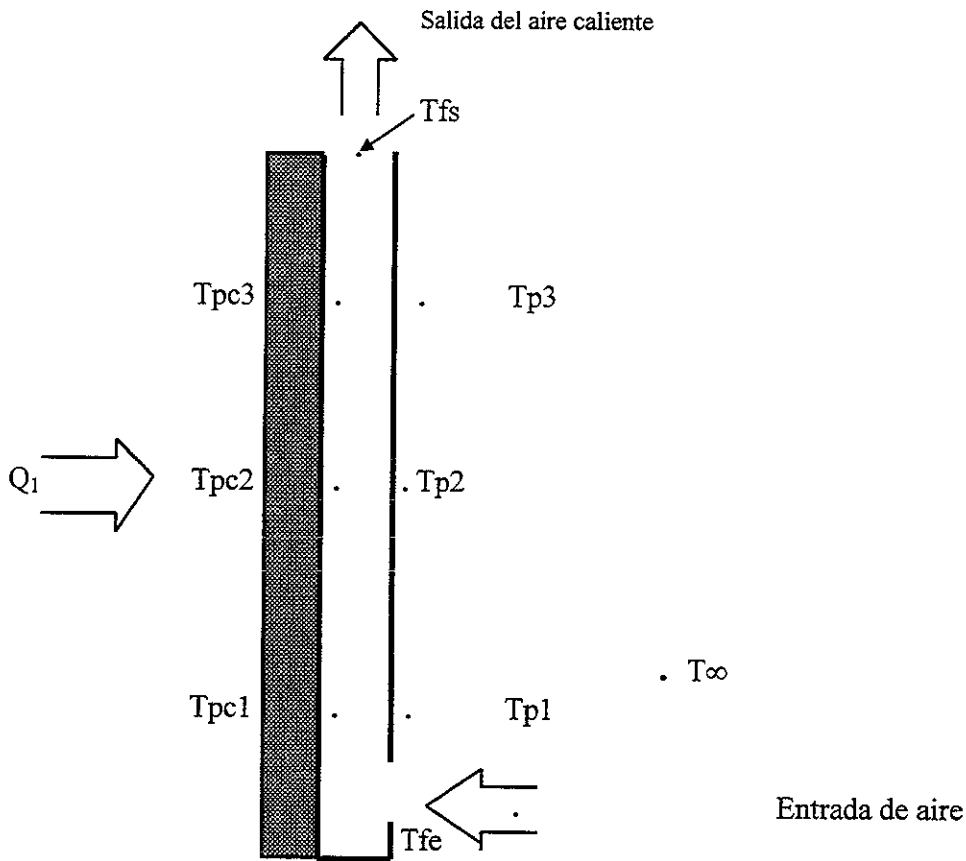


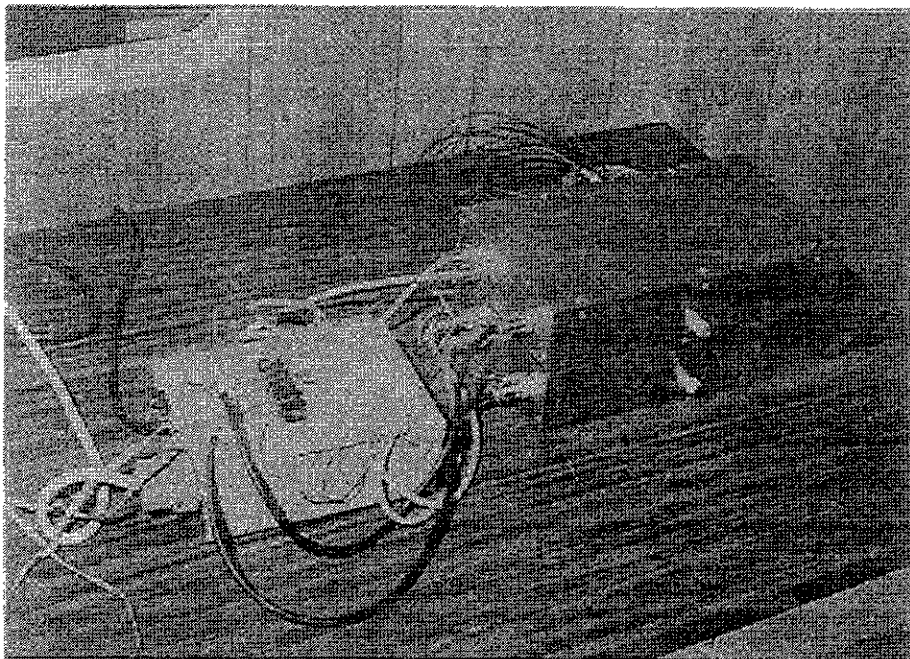
FIGURA 5.2 CORTE ESQUEMÁTICO DEL MURO ESCUDO CON LOS PUNTOS DONDE SE REGISTRAN LAS TEMPERATURAS.

## 5.2 Equipo de medición

Para medir las temperaturas, primero se realizó un proceso manual. Para ello se conectaron 9 termopares de cobre-constantan a un transductor digital de canales múltiples marca Doric. Para medir la temperatura y humedad relativa del aire interior del laboratorio (LDA) se utilizó un termohigrómetro.

Dado que estas primeras mediciones se obtuvieron, como se ha explicado, en forma manual, el horario de trabajo se vio sumamente condicionado, pues, se tuvo que emplear un día completo, para vigilar el dispositivo y equipo de medición, a fin de tener la variación completa de temperaturas a lo largo de un día, lo cual se realizó durante un fin de semana.

En una segunda etapa, se utilizó un sistema de adquisición de datos de alta resolución (Fig. 5.3). El sistema consiste en 16 termopares de fierro-constantan calibre 30 con forro de fibra de vidrio. Todos están conectados a un circuito electrónico que permite tomar 10 lecturas durante un segundo, obtener un promedio de ellas y almacenar el dato para despliegue inmediato en tiempo real, o bien para ser tabulados en pantalla, y guardados en un archivo para su procesamiento posterior en una computadora personal (Fig. 5.4).



**FIGURA 5.3 TRANSDUCTOR DE SISTEMA AUTOMÁTICO DE ADQUISICIÓN DE DATOS CON LOS 16 CANALES PARA LOS TERMOPARES.**

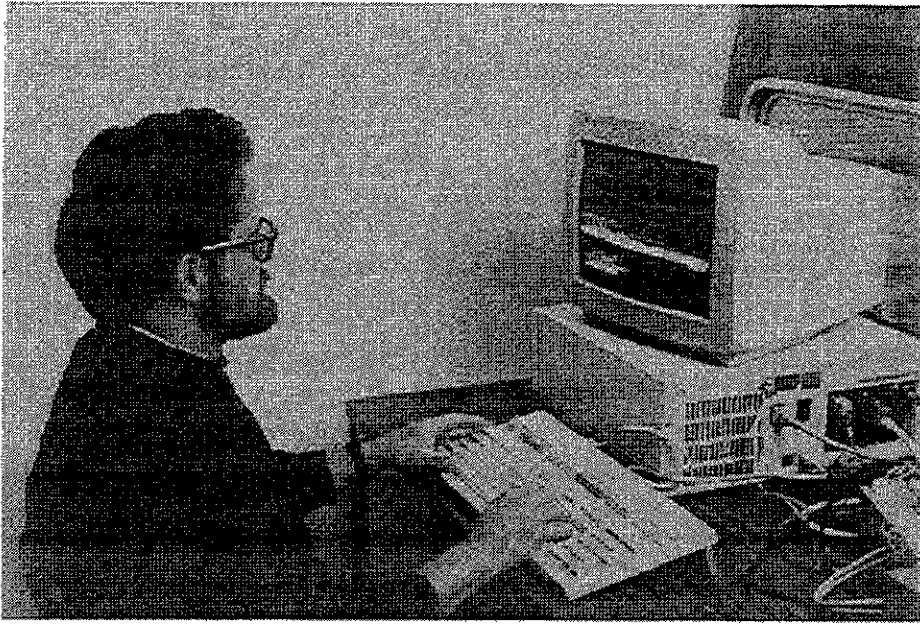


FIGURA 5.4 MANEJO DEL SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS.

El sistema automático de adquisición de datos fue diseñado en el Instituto de Ingeniería, y utilizado en el proyecto de ventiladores ecológicos propuesto por el Ing. Heberto Castillo.

La medición de la velocidad de entrada y salida del aire al canal fue realizada con un anemómetro de hilo caliente (marca Kurz), calibrado previamente mediante una tobera especial para tal función.

Después de realizar la calibración del equipo se pudo identificar la precisión en los equipos empleados, arrojando un error en las mediciones de  $0.3\text{ }^{\circ}\text{C}$  para la temperatura y de  $0.2\text{ m/s}$  para la velocidad del viento. Así como una incertidumbre en las variables medidas de  $\pm 3\text{ volts}$ ,  $0.3\text{ ohms}$ ,  $0.9\text{ watts}$  y  $3\text{ minutos}$ .

Para controlar el amperaje y, en consecuencia, el flujo de calor, se empleó un transformador (Variac), así como un voltímetro para conocer las variaciones en el voltaje de alimentación a la resistencia eléctrica.

### 5.3 Instalación experimental

Con objeto de lograr las condiciones de un canal de aire que formara un ángulo de  $0^\circ$  a  $90^\circ$  el dispositivo con el equipo de medición se ajustó de la siguiente manera: el dispositivo se colgó como se muestra en la figura 5.9, lo que permitía rotar desde la vertical ( $0^\circ$ ) hasta la posición horizontal; éste se dejó a un metro de distancia del suelo, lo que facilitó la manipulación de los sensores de temperatura.

En el presente proyecto, sólo se experimentó con el dispositivo en la posición vertical ( $0^\circ$ ). La variación del ángulo será motivo de proyectos futuros.

La distribución de los termopares utilizados en las placas fue a 0.40, 0.80 y 1.60 metros. Se colocaron también termopares en las posiciones 1.20 y 2.0 y 2.45, pero éstas no aportaban mayor información. Con esto se obtenían datos suficientes para conocer las temperaturas a lo largo del canal. Los termopares se fijaron tanto en la parte interior de la placa calentadora (placa de aluminio), como en la cara interior de la placa de acrílico (Fig. 5.2); También en la entrada y salida del canal, con lo cual se cubrió todo el sistema del *muro escudo* o descarga de calor. Los cables de los termopares se conectaron al sistema de adquisición de datos.

También se colocó un termohidrografo cerca de la entrada de aire al canal, con objeto de conocer la temperatura y humedad relativa del aire que entraba entre las placas.

Para conocer la velocidad con la que el aire ingresaba y salía del sistema se utilizó un anemómetro de hilo caliente, el cual era colocado cada hora en las aberturas de entrada y salida del canal durante los períodos experimentales.

Para mantener un flujo de calor constante, la resistencia eléctrica, acoplada a la placa de aluminio, fue alimentada controlando el voltaje por un transformador de relación variable (variac), así como monitoreando el voltaje de alimentación (Fig. 5.5). Además, el variac permitía cortar la alimentación eléctrica en el instante.

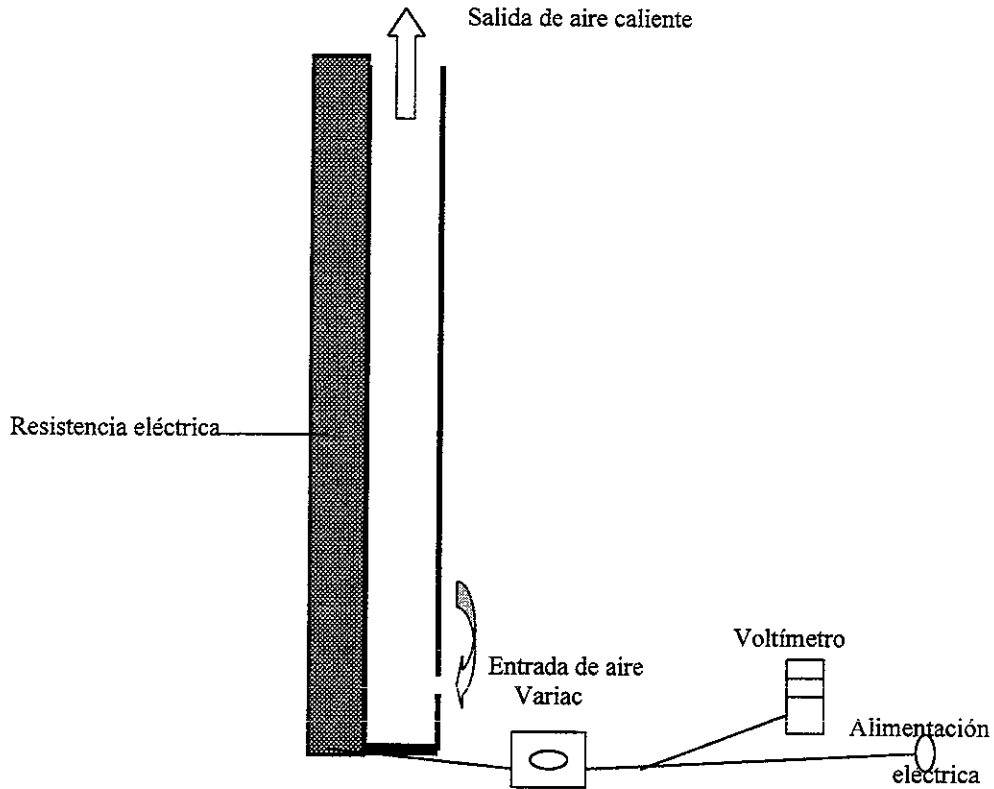


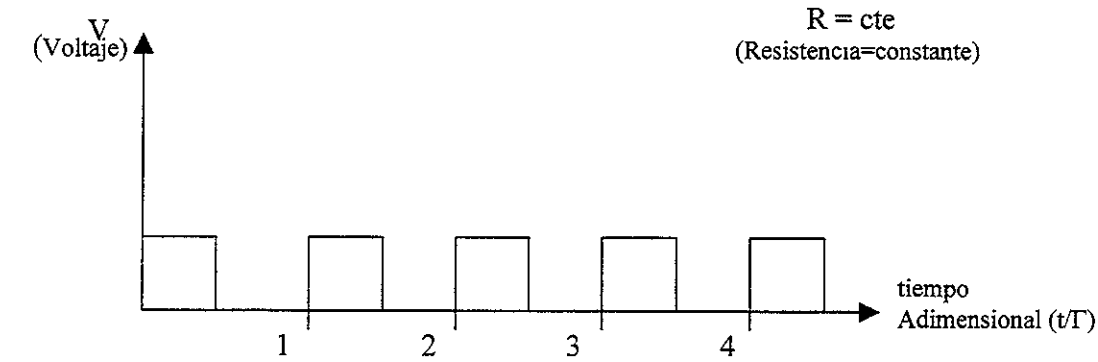
FIGURA 5.5 INSTALACIÓN DE EQUIPO DE ALIMENTACIÓN ELÉCTRICA.

## 5.4 Procedimiento experimental

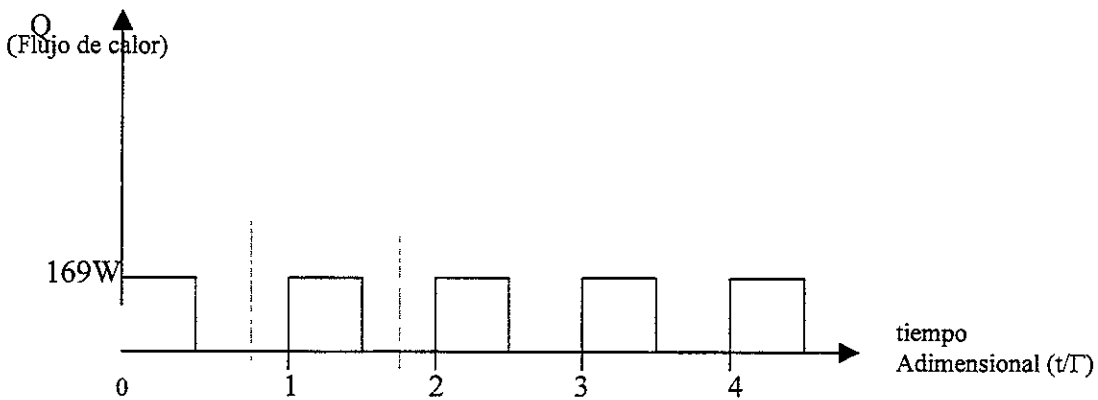
Para iniciar los trabajos de medición se estabilizan las temperaturas del dispositivo antes de variar de manera escalonada el calentamiento de la placa, esto es, se lleva el sistema a un estado permanente, el cual se logra después de un período de calentamiento continuo y constante ( $Q_1 = 169\text{W}$ ) por ocho horas.

La segunda etapa es propiamente el experimento, y consiste en realizar varias corridas, determinadas por tiempos de encendido y apagado de la resistencia eléctrica tipo escalón, para períodos de 30 y 60 minutos (Fig. 5.6).

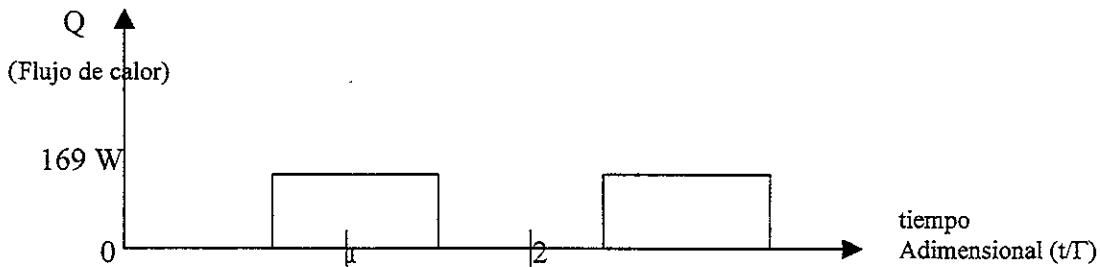
Los valores del número de Fourier  $\left(\frac{k_s \Gamma}{\rho_s c_s d^2}\right)$  correspondientes a cada una de los períodos de tiempo utilizados son, 1816.85 para uno hora y 908.43 para media hora.



a) Voltaje aplicado



b) Calentamiento en escalón de la placa de aluminio por períodos de 30 minutos ( $Fo = 908$ )



c) Calentamiento en escalón de la placa de aluminio por períodos de 60 minutos ( $Fo = 1816$ )

FIGURA 5.6 CALENTAMIENTO EN ESCALÓN DE LA PLACA DE ALUMINIO.

Se inicia la medición activando el sistema automático de adquisición de datos, para el registro y almacenamiento de los datos de las temperaturas medidas por los termopares (Fig. 5.2).

Se almacenan los datos de temperatura en un archivo que registra cada 10 minutos durante 8 ó 12 horas, de tal manera que el primer muestreo corresponde al tiempo  $t = 0$  y el último a  $t = 8$  para 8 horas y 12 para 12 horas. Además del monitoreo de las temperaturas, se realiza una medición de la velocidad de entrada y salida del aire al canal a cada hora.

También, durante el período de pruebas, se mide la temperatura y humedad relativa del interior del laboratorio (LDA), mediante un termohigrógrafo, con el objeto de tener registradas las condiciones del aire ambiente que ingresa al dispositivo durante las corridas experimentales. De esta manera se conoce el ciclo higrotérmico que se presenta en el laboratorio (LDA, Fig. 5.7). Los valores de este registro de temperaturas se utiliza en la normalización de la temperatura.

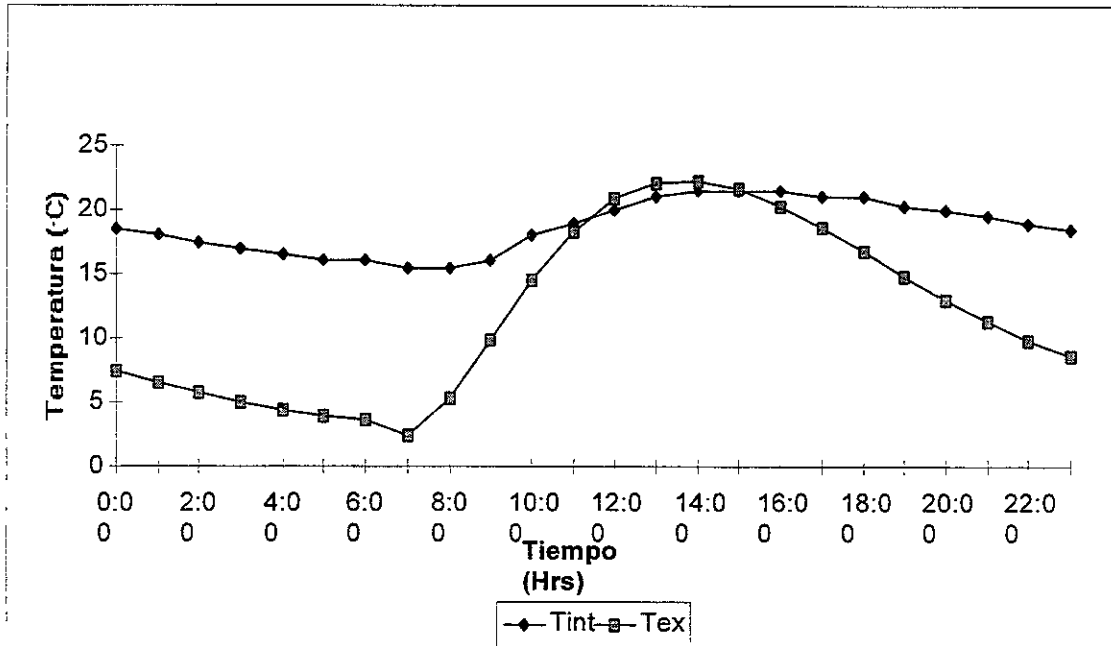


FIGURA 5.7 TEMPERATURA Y HUMEDAD RELATIVA DEL AIRE QUE ENTRA AL CANAL (Laboratorio Doble Altura, II-UNAM).

Las corridas experimentales realizadas fueron las siguientes:

- 16 mediciones en forma manual
  - 4 para calibrar el sistema
  - 12 para llevar el sistema al estado permanente
- 15 para calentamiento periódico (Tipo escalón)
  - 10 para calentamiento periódico de una hora
  - 5 para calentamiento periódico de media hora
- 18 mediciones con el sistema automático de adquisición de datos
  - 6 para calibración del sistema
  - 12 para calentamiento periódico de una hora (Tipo escalón)

Las cuales se presentan y discuten en el capítulo de resultados, así como las más representativas en el Anexo A.

## **5.5 Calibración del dispositivo y del equipo experimental**

Los datos de temperatura obtenidos en las primeras corridas experimentales tuvieron el propósito de calibrar el sistema (dispositivo–equipo de medición).

En la figura 5.2 se muestran los puntos donde se colocaron los termopares, para el registro de las temperaturas.

Para la calibración del dispositivo se realizaron 10 corridas, tanto para el sistema manual, como para el automático. A manera de ejemplo, en la figura 5.8 se presenta una corrida. El procedimiento se hizo a una temperatura fría, en una primera etapa; posteriormente se compararon las temperaturas de los termopares con un termómetro patrón de columna de mercurio.

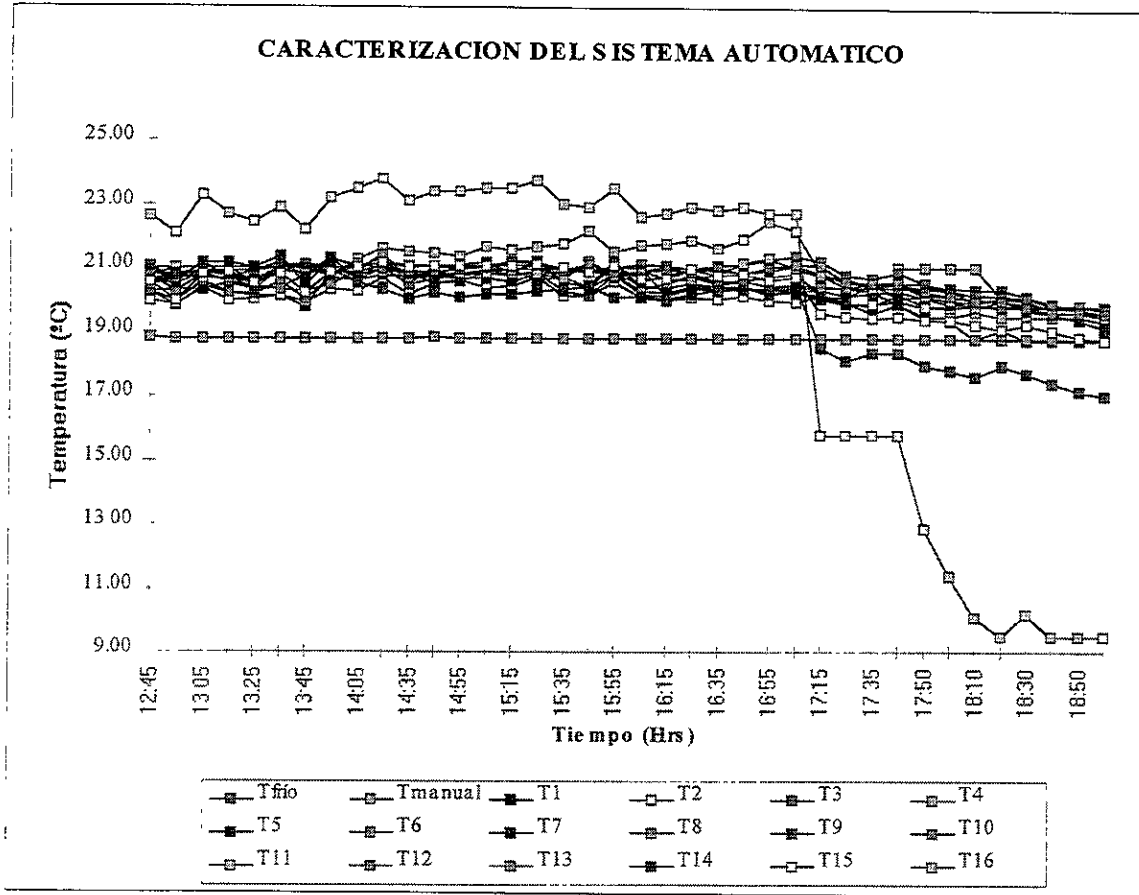


FIGURA 5.8 CORRIDA CORRESPONDIENTE PARA CALIBRACIÓN DEL EQUIPO AUTOMATICO DE MEDICIÓN.

En el equipo manual fue necesario cambiar el termopar correspondiente al punto Tpc3 (Fig. 5.2), por la dispersión en los resultados obtenidos, así como eliminar los canales correspondientes a 3 termopares del sistema automático.

Por las características del laboratorio (LDA), se detectaron movimientos descendentes de aire frío por los muros; por la colocación del dispositivo experimental fue necesario evitar la entrada de dichos flujos de aire frío al canal por la parte superior. Por tal motivos se remató en la parte superior del canal con una tapa no fija, con la cual se protegió del movimiento descendente del aire del laboratorio (Fig. 5.9).

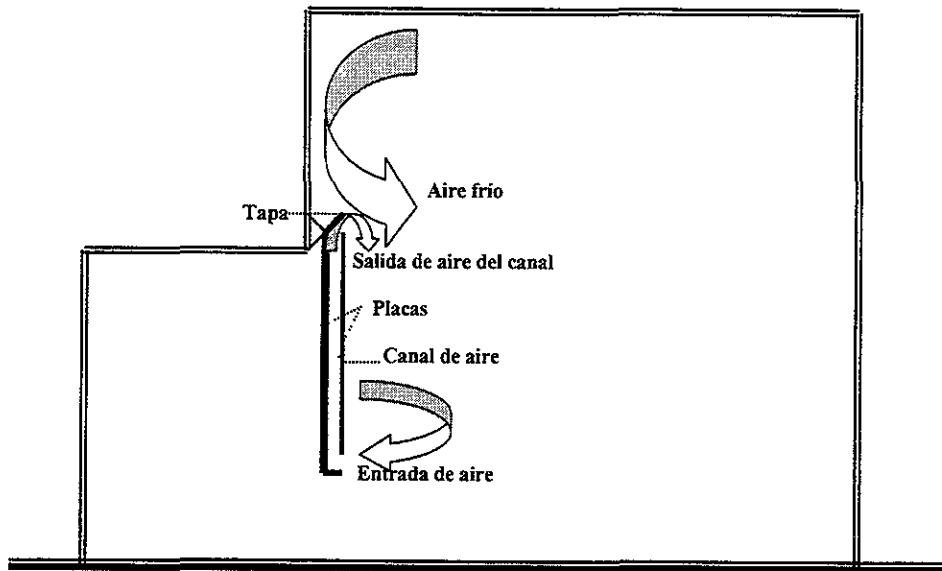


FIGURA 5.9 MOVIMIENTOS DE AIRE EN EL LABORATORIO (LDA) Y SU INFLUENCIA EN EL SISTEMA.

## **RESULTADOS**

## 6. Resultados

En este capítulo se presentan, comparan y discuten los resultados de la solución a las ecuaciones que se desarrollaron en el planteamiento analítico-numérico del fenómeno en estudio con los datos experimentales. Inicialmente se presentan los resultados experimentales, después los campos de velocidad y temperatura, obtenidos del método numérico. Posteriormente se comparan los resultados de velocidad y temperatura media del modelo unidimensional con los resultados de velocidad media y temperatura media del modelo numérico, así como con los resultados experimentales. Conocida la comparación de los resultados del modelo numérico con los datos experimentales, se realizó en el modelo numérico, una variación del número de Fourier, valor que se modifica por la capacidad de almacenamiento térmico de la placa calentadora, tomando para ello, valores en el rango equivalente a los casos reales en los edificios, para establecer, con base en lo anterior, la validez de la hipótesis planteada en este trabajo y el efecto del almacenamiento térmico de la placa calentada en la convección natural, finalmente se presenta una discusión de los resultados.

### 6.1 Resultados experimentales

En el capítulo anterior se describió el procedimiento experimental efectuado en el dispositivo de descarga de calor o *muro escudo* a la radiación solar.

En este capítulo, se presentan y discuten los resultados del estudio experimental, incluyendo las variables de temperatura en las placas que forman el canal, y del aire a la entrada y salida del dispositivo experimental. Los resultados observados se agrupan en función del calentamiento tipo escalón, de 1 y ½ hora.

En la figura 6.1, en su eje horizontal, se aprecia el tiempo, representado por el número de períodos de calentamiento ( $t/\Gamma$ , donde  $\Gamma = 1$  hora) en los que se desarrolla el estudio en forma completa. En el eje vertical, se presenta la temperatura adimensional,

normalizada en la expresión  $((T-T_m)/T_m)$ , donde  $T$  es la temperatura medida en el dispositivo experimental, y la temperatura  $T_m$  corresponde a la temperatura del aire en el laboratorio donde se llevó a cabo el experimento, con el objeto de disminuir en los datos, el efecto de la variación de esta temperatura a lo largo del día. Lo anterior, debido a que no se contó con condiciones de temperatura controlada.

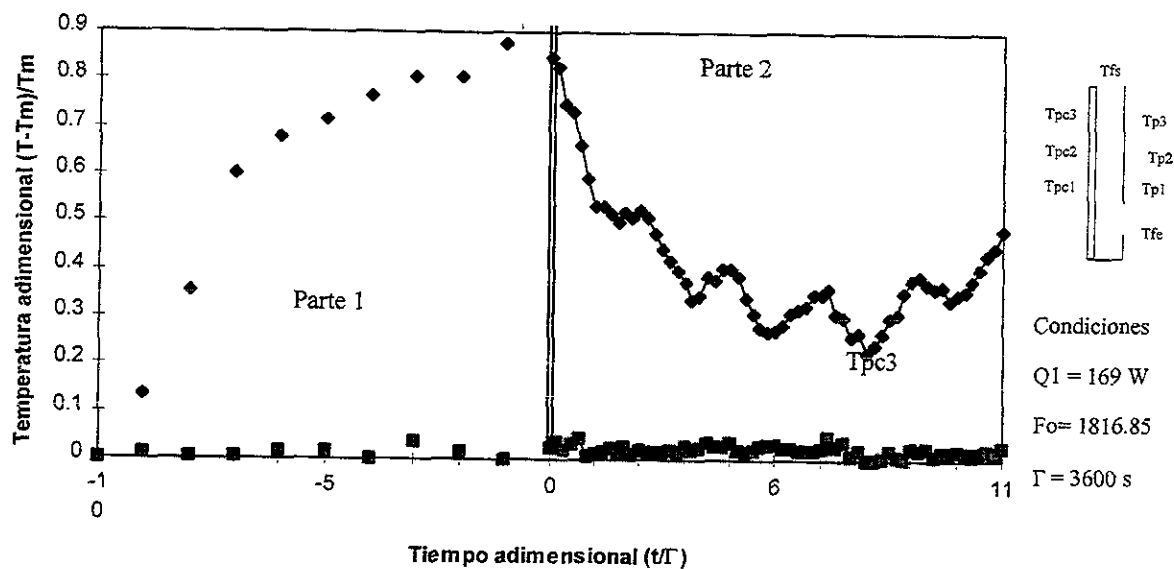


FIGURA 6.1 CORRIDA EXPERIMENTAL TIPO (CONDICIONES INICIALES-ESTADO PERMANENTE-ESTADO TRANSITORIO).

El tiempo adimensional de -10 a 0, corresponden a llevar el sistema de *muro escudo*, de las condiciones ambientales, al estado permanente, parte 1 de la figura 6.1. Pero, como el objetivo del presente estudio es en estado transitorio, donde se calienta de manera periódica una de las placas, no se analizan los resultados de esta primera parte. Posterior a dicho lapso de tiempo, se aplica un calentamiento tipo escalón (1 hora) correspondiente a la parte 2, en donde se observa un estado oscilatorio de las temperaturas.

En la misma gráfica de la figura 6.1, se presenta la temperatura del aire de entrada ( $T_{fe}$ ), la cual se mantiene cercana al eje horizontal, mostrando variaciones

oscilatorias a lo largo del experimento, que no coinciden con las de la placa calentadora. Lo anterior se explica por el uso del laboratorio, que ocasionaba la apertura de la puerta exterior de manera esporádica y con ello, la entrada de aire exterior, a diferente temperatura.

La diferencia entre los valores de la temperatura del aire a la entrada y salida del dispositivo experimental ( $T_{pc3}$  y  $T_{fe}$ ), se identifica como una descarga de calor (Figura 6.2), acarreado por el flujo natural de convección que se establece, lo cual se esperaba de un sistema que se emplea para este propósito en los edificios.

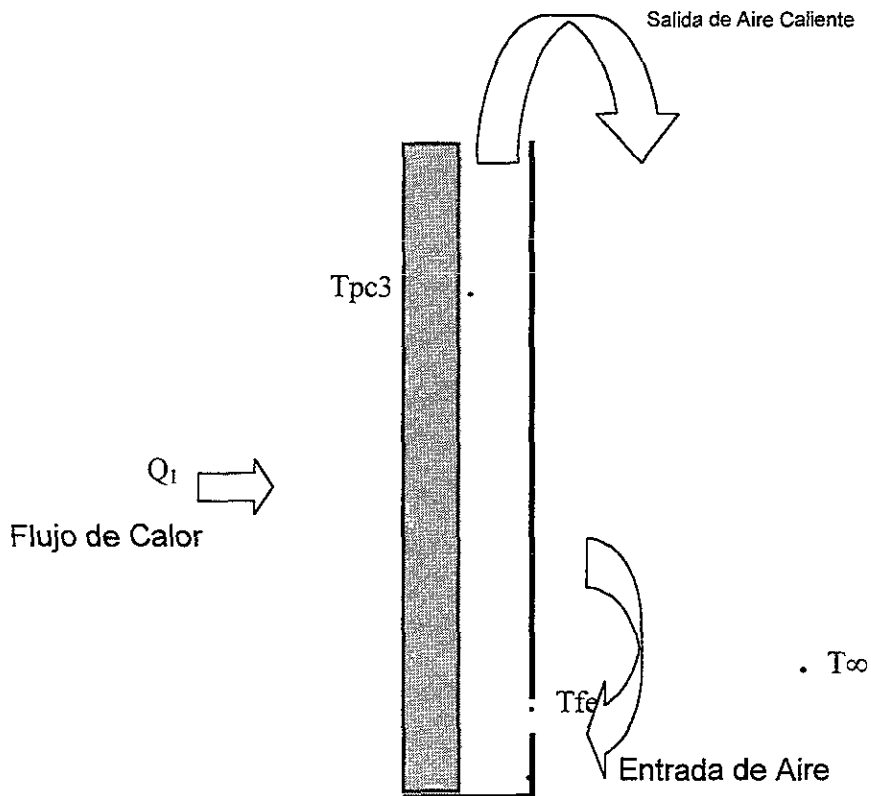


FIGURA 6.2 REPRESENTACIÓN DEL FUJO GENERAL DEL AIRE EN EL SISTEMA DE DESCARGA DE CALOR.

A manera de ejemplo, en la figura 6.3 se muestran los resultados obtenidos en el experimento 8 (de un total de 15), para calentamiento tipo escalón de una hora. En los valores de temperatura medidos en el interior de la placa calentada, temperaturas  $T_{pc1}$ ,  $T_{pc2}$  y  $T_{pc3}$  y en la placa no calentada, temperaturas  $T_{p1}$ ,  $T_{p2}$  y  $T_{p3}$ , se observó que

estas últimas temperaturas son menores en un 25 % que las primeras. Por la diferencia entre las temperaturas de ambas placas se aprecia que la capa límite térmica es menor que el ancho del canal.

Se observa también, que las curvas de las temperaturas de la interfaz, placa calentada y fluido (Tpc1, Tpc2 y Tpc3), siguen el comportamiento del calentamiento, su máximo coincide con el fin del calentamiento y el mínimo con el inicio de un ciclo de calentamiento.

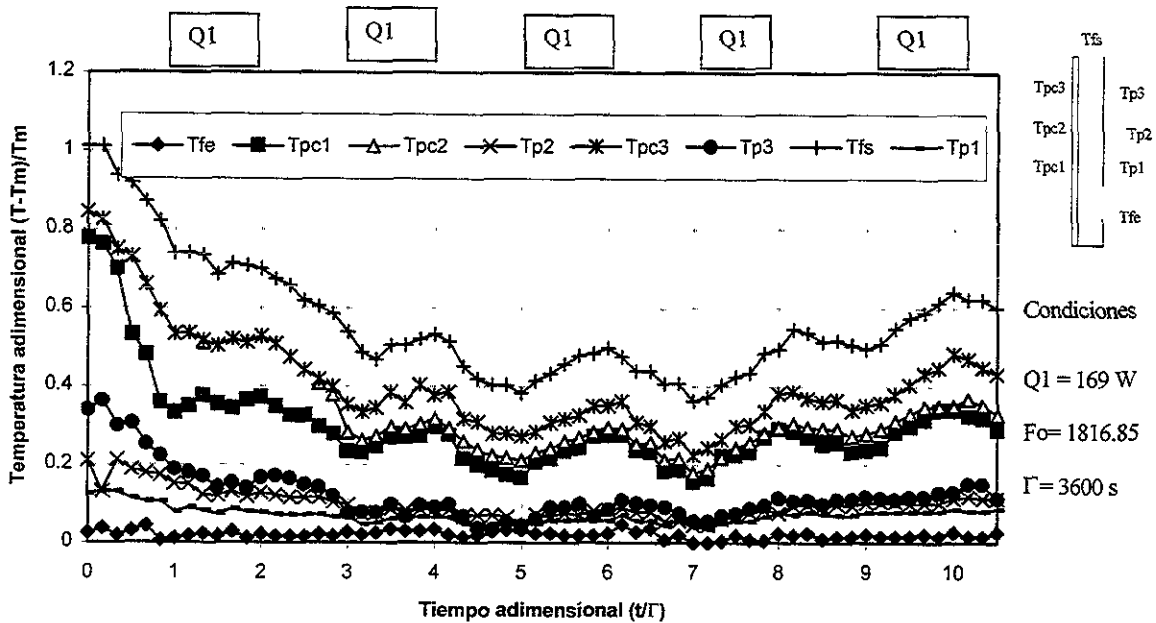


FIGURA 6.3 EVOLUCIÓN DE LAS TEMPERATURAS EN EL DISPOSITIVO EXPERIMENTAL PARA CALENTAMIENTO PERIÓDICO DE UNA HORA DE ENCENDIDO Y APAGADO.

Por otro lado es importante resaltar que durante todo el experimento la temperatura  $T_{pc3}$  siempre fue mayor, que la del punto 2, y esta su vez que la del punto 1. Lo que indica el desarrollo de un flujo natural por flotación, que se desarrolla pegado a la placa calentadora.

En los valores de las temperaturas,  $T_{p1}$ ,  $T_{p2}$  y  $T_{p3}$ , correspondientes a la placa no calentada, se aprecia un incremento de éstos, desde las condiciones de temperatura del aire ambiente que entra al canal hasta su salida del dispositivo, lo que indica otro

flujo ascendente pegado a esta placa. Lo anterior no fue evaluado, pero se considera que puede ser provocado por las características de emitancia de la placa calentadora que ocasionaría la formación de otra capa límite en esta última placa, o bien por flujos exteriores (turbulencias) a la capa límite que se desarrolla en la placa calentada, las cuales no es posible precisar por carecer en este experimento de mediciones de velocidad o patrón de flujo (visualización del fenómeno), a lo largo del canal.

Por otra parte las temperaturas máximas y mínimas se presentan sin desfaseamiento con respecto al tiempo, en que se inicia y termina el calentamiento, esto es, no se presenta el efecto de retraso térmico, que pudiera esperarse por las características de la placa calentada ( $Fo = 1816$ ).

También en la figura 6.3 se aprecia que, después de llevar el sistema a condiciones de estado permanente ( $t/\Gamma = 0$ ) e iniciar el calentamiento escalonado, ocurre una caída general en las temperaturas del dispositivo experimental, representada mediante un exponencial,  $y = ae^{bx}$ , (Fig. 6.4), entre el tiempo adimensional de 0 a 3. En la figura 6.5 se presentan los ciclos periódicos, los cuales se describen bien con una función senoidal ( $y = a + b \cos(cx+d)$ ), correspondiente a los tiempos adimensionales de 3 a 10.

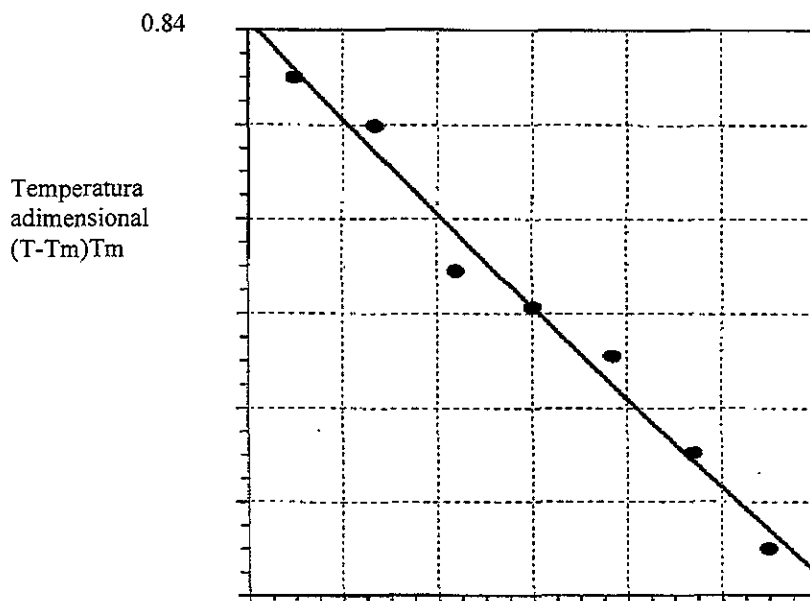


FIGURA 6.4 COMPORTAMIENTO DEL FENOMENO EN LOS TIEMPOS ADIMENSIONALES DE 0 A 3.

En los valores de las temperaturas, después del tiempo adimensional 7, se presenta un incremento a cada paso de tiempo, lo anterior coincide con la temperatura máxima externa al laboratorio, lo cual representa aumento en las condiciones de temperatura interior (Fig. 5.7 del capítulo anterior).

En la figura 6.6 se observa el comportamiento de la corrida experimental correspondiente al período de calentamiento de media hora, en donde se aprecia que las curvas de las temperaturas siguen el mismo patrón de comportamiento que las correspondientes a la del período de 1 hora (Fig. 6.3), por lo anterior en la comparación de resultados se utilizarán los correspondiente a calentamiento tipo escalón de una hora.

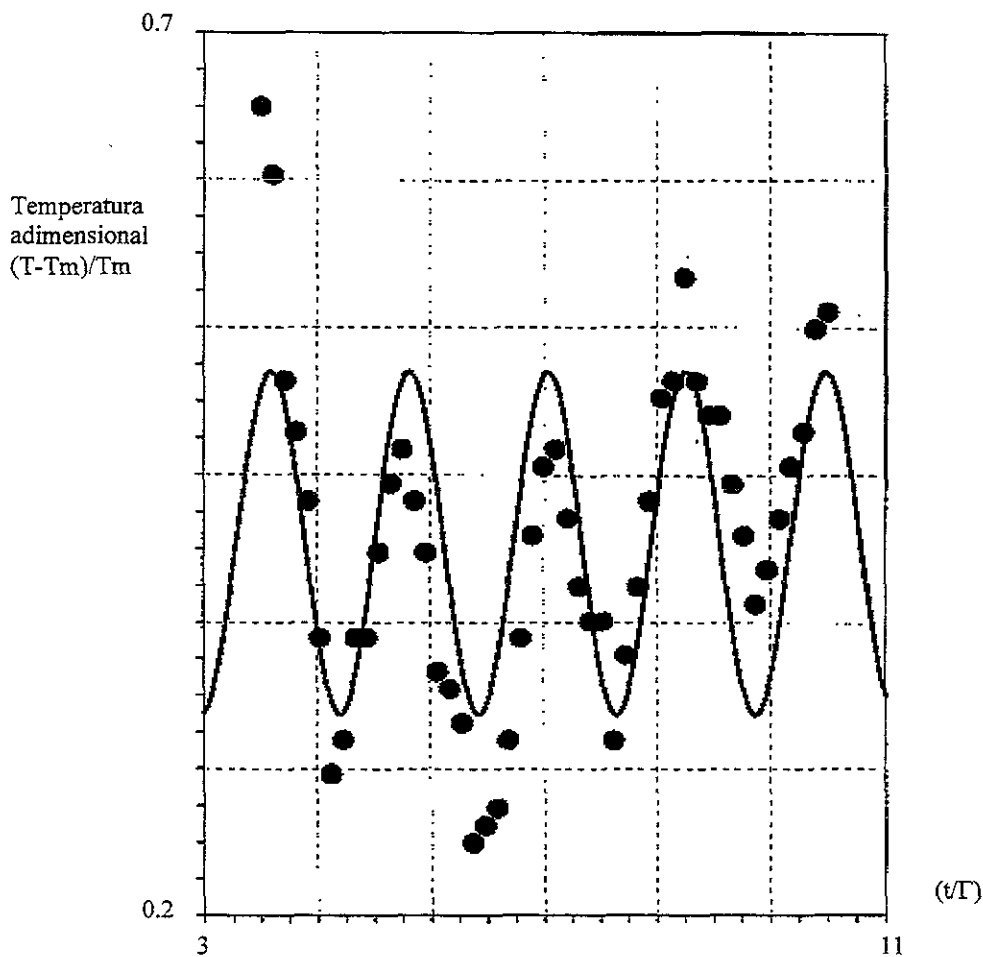


FIGURA 6.5 COMPORTAMIENTO DEL FENOMENO EN LOS TIEMPOS ADIMENSIONALES DE 3 A 11 (Fig. 6.3).

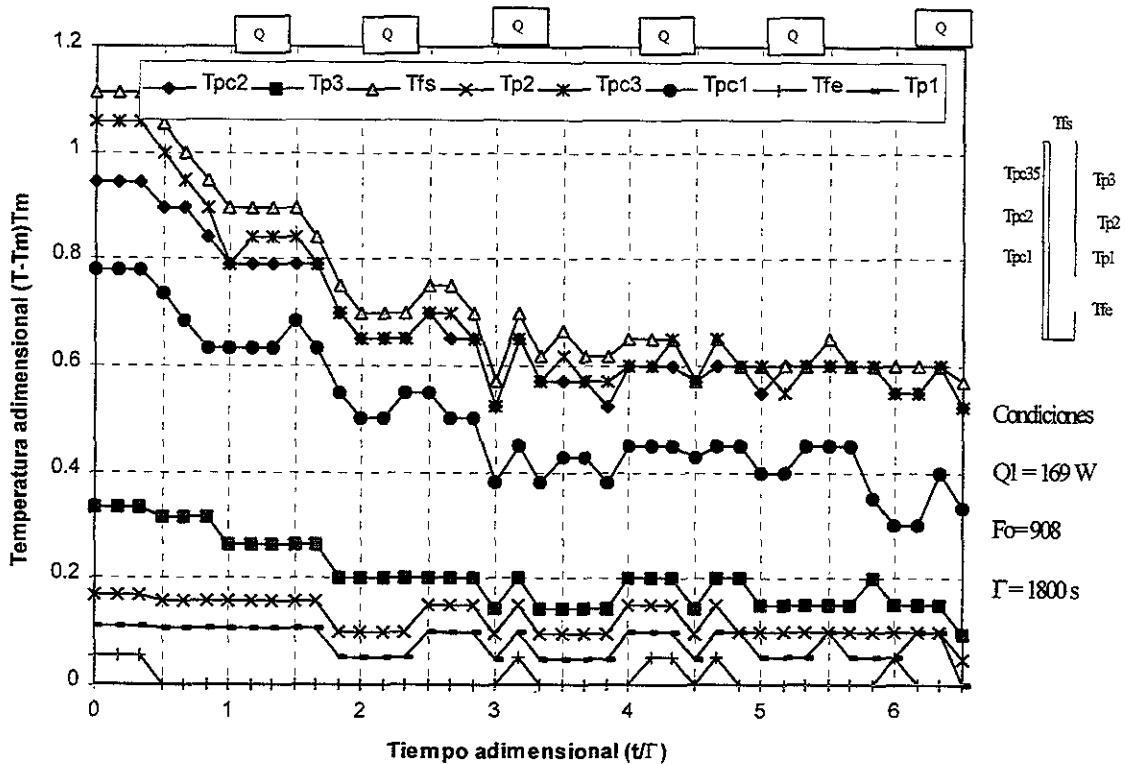


FIGURA 6.6 CORRIDA EXPERIMENTAL TIPO (ESTADO PERMANENTE-ESTADO TRANSITORIO).

En los resultados registrados para las 15 corridas experimentales, se observó lo reiterativo del fenómeno, en cuanto al comportamiento de las temperaturas para cada punto de las placas (Figuras 6.2 y 6.6, además del anexo A), presentándose el efecto de periodicidad o cuasiperíodos en los tiempos adimensionales de 0 a 11, del calentamiento tipo escalón.

## 6.2 Resultados numéricos

Con base en los resultados experimentales, se planteó la estrategia de simulación con el modelo numérico elaborado para computadora, descrito en el capítulo 4, los resultados numéricos se obtienen de calcular mediante 20 corridas del programa de computo referido, las ecuaciones en diferencias finitas. Dos corridas se realizaron con

los valores del experimento, para una y media hora respectivamente, para comparar resultados y validar el modelo numérico. Diez y ocho corridas se dedicaron a ampliar los resultados para diferentes condiciones del número de Fourier correspondiente a las características de los muros de descarga de calor que se construyen con materiales de disponibles en el mercado mexicano.

Durante las primeras corridas de validación, se obtuvo la solución para estado permanente, y a partir de los valores resultantes, se modelaba el calentamiento escalón ya descrito. Por tal razón, se presentan primero los resultados para estado permanente.

A manera de ejemplo de los resultados obtenidos, se presentan, en las figuras 6.7, 6.8 y 6.9, los perfiles de velocidad y temperatura del fluido a lo largo del canal, para las siguientes condiciones, número de Fourier igual a 1816.85 (corresponde a calentamiento tipo escalón de una hora) y flujo de calor constante de 169 W y en estado permanente.

En la figura 6.7 se puede notar como el perfil de velocidades crece a lo largo del canal, en lo cual se puede apreciar el desarrollo de la capa límite.

La evolución de la capa límite térmica, en la placa vertical se aprecia en la figura 6.7.

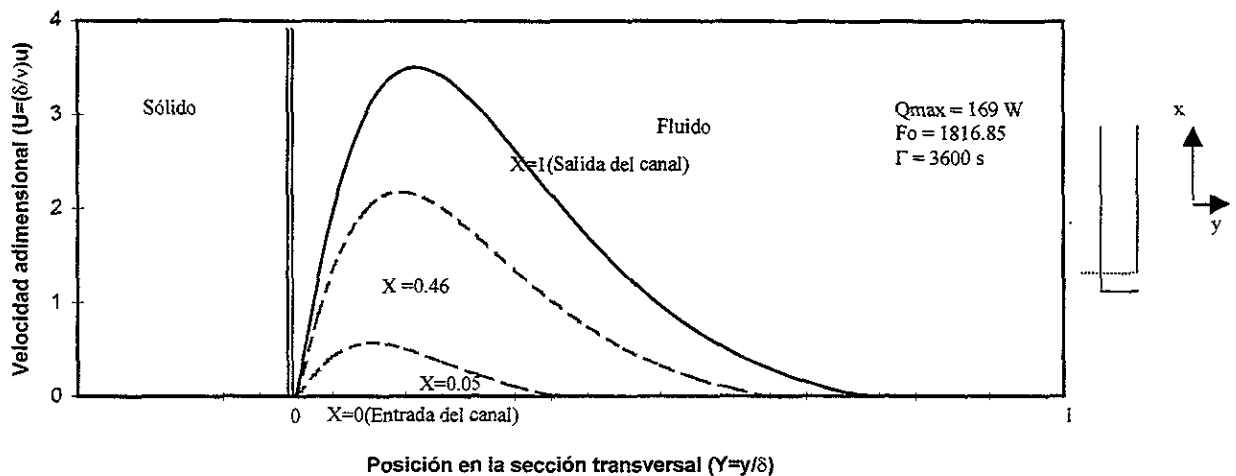


FIGURA 6.7 PERFIL DE VELOCIDAD EN DIVERSOS PUNTOS A LO LARGO DEL CANAL, EN ESTADO PERMANENTE.

Asimismo, en la figura 6.8 se observa el gradiente de temperatura, a partir de la placa calentada, al fluido del canal, el cual se incrementa a lo largo del mismo.

La figura 6.9 muestra las variaciones de la temperatura a lo largo del canal.

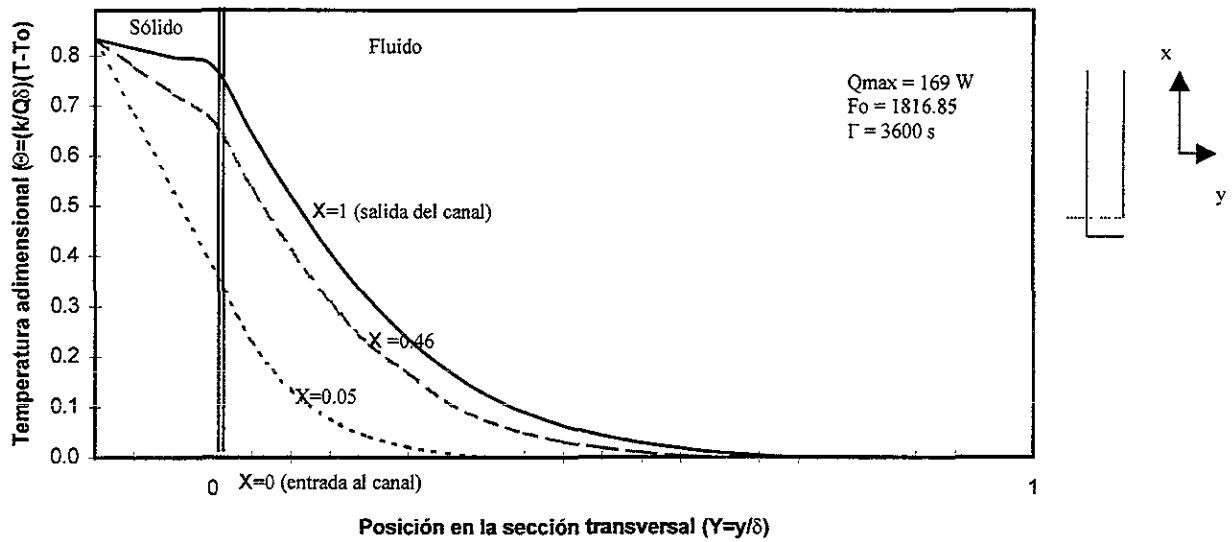


FIGURA 6.8 PERFIL DE TEMPERATURAS DE LA CAPA LIMITE A LO LARGO DEL CANAL, EN ESTADO PERMANENTE.

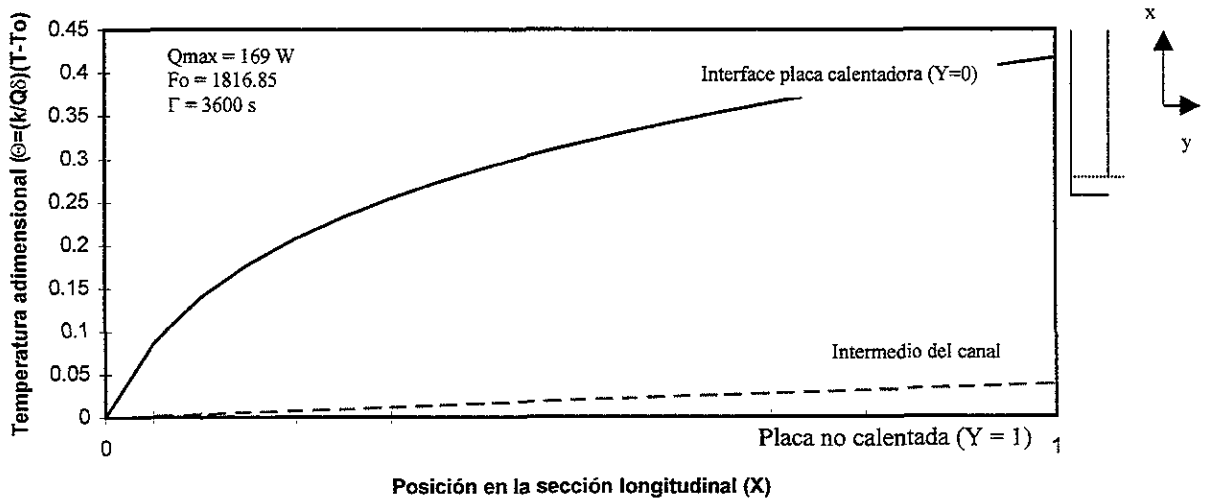


FIGURA 6.9 VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA A LO LARGO DEL CANAL, EN ESTADO PERMANENTE.

## Estado transitorio

Con el objeto de identificar los tiempos adimensionales en los que se desarrolla el estudio, se presenta la figura 6.10, parte del estado permanente, tiempo 0. Posterior al estado permanente se presenta una caída en la temperatura, identificado en las figuras 6.3 y 6.6 de los resultados experimentales. Dicha caída es representada con una ecuación exponencial y la parte de la variación periódica, mediante una senoidal. Los tiempo adimensionales de 0 a 3 son los utilizados para presentar los resultados del comportamiento de la velocidad y temperatura en la capa límite, en flujo transitorio.

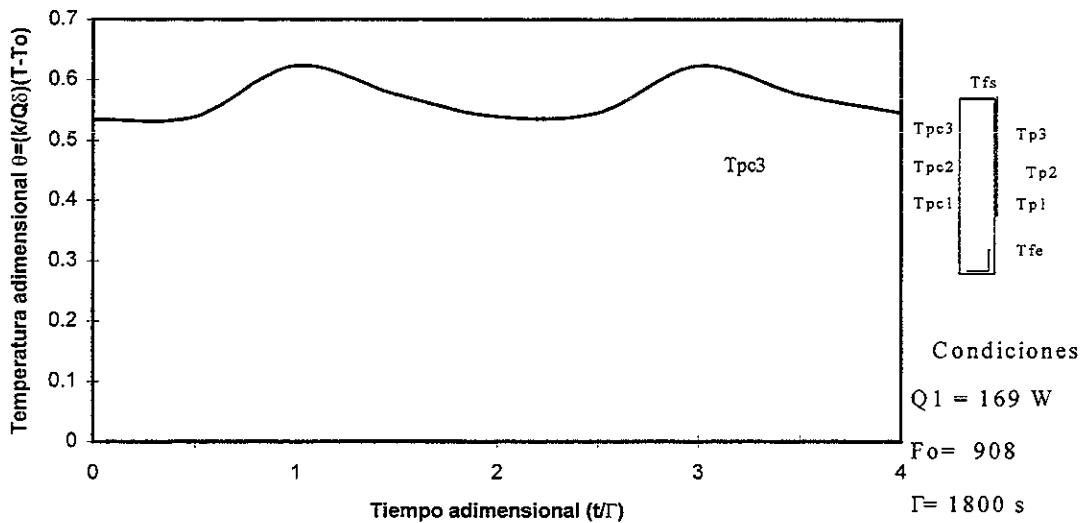


FIGURA 6.10 VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA EN LA PLACA CALENTADA ( $T_{pc3}$ ), EN ESTADO TRANSITORIO.

En las figuras 6.11, 6.12 y 6.13 se presentan los perfiles de velocidad y temperatura, así como las temperaturas de la interfaz, placa calentadora y fluido, en estado transitorio.

En la figura 6.11 se aprecia que la velocidad se ve afectada en una ligera disminución de su valor al variar el calentamiento, esto es, para diferentes tiempos adimensionales, pero sigue el mismo patrón de comportamiento la curva en la salida del canal.

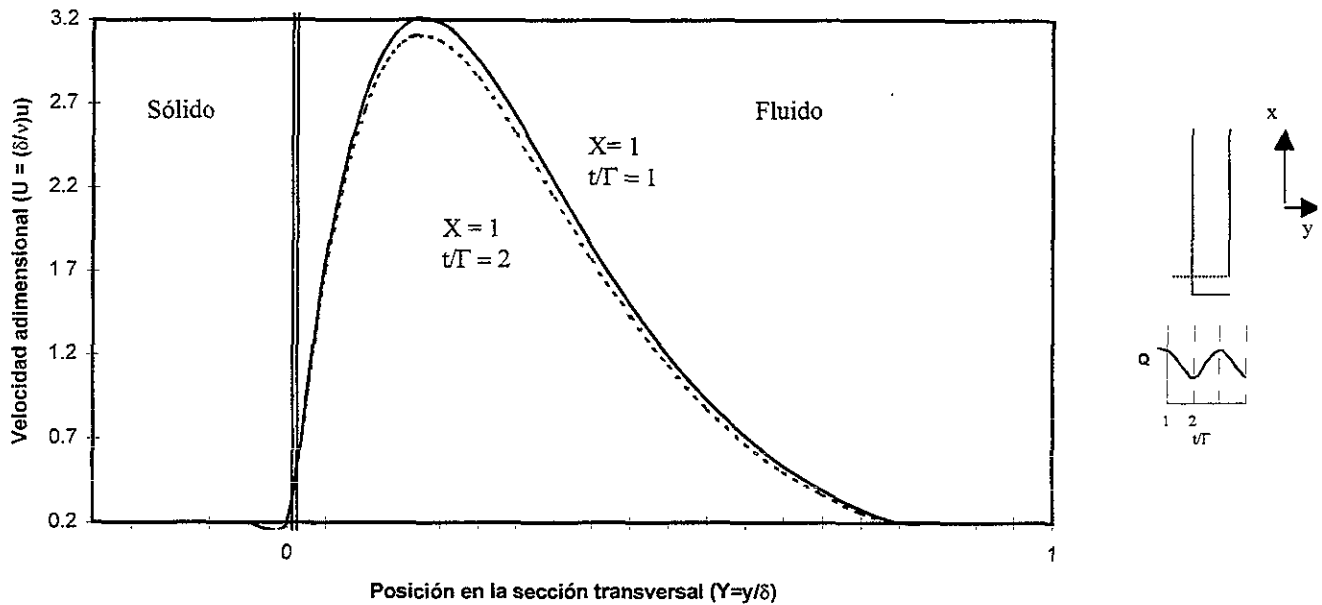


FIGURA 6.11 PERFIL DE VELOCIDADES PARA DIVERSOS TIEMPOS A LA SALIDA DEL CANAL ( $X=2.45$ ).

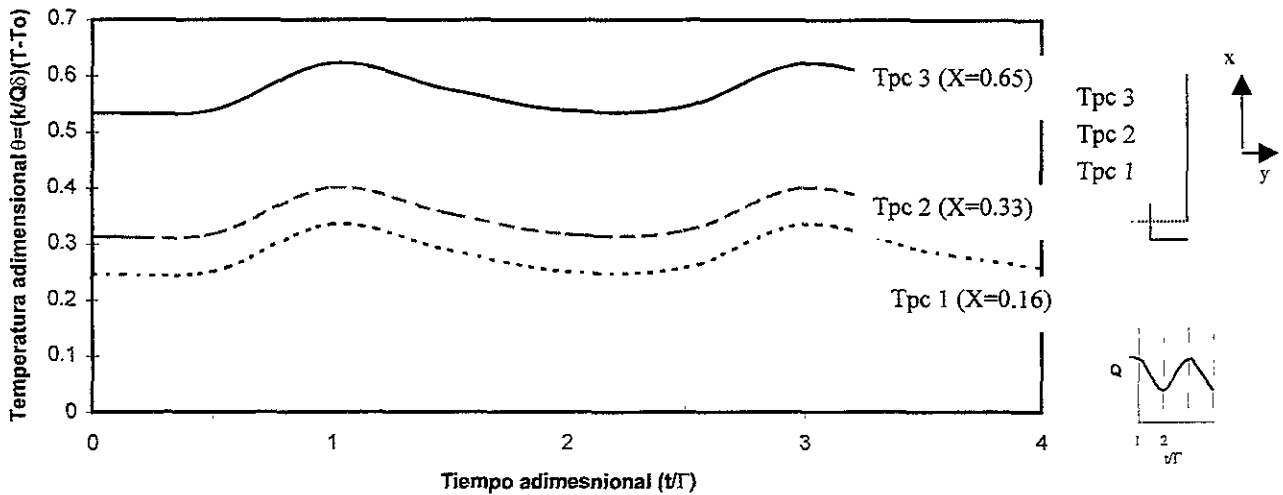


FIGURA 6.12 VARIACIÓN DE LAS TEMPERATURAS EN DIVERSOS PUNTOS DEL CANAL CON EL TIEMPO.

En la figura 6.12, se observa que las temperaturas siguen el comportamiento periódico del calentamiento. Además de que la forma de la curva es similar.

En la figura 6.13 se observa la variación de la temperatura a lo largo del canal, para dos tiempos adimensionales ( $t/\Gamma = 1$  y  $2$ ). En las curvas se aprecia el efecto de la variación del calentamiento, presentándose un aumento de la temperatura cuando el flujo de calor es máximo en un porcentaje de 17 %.

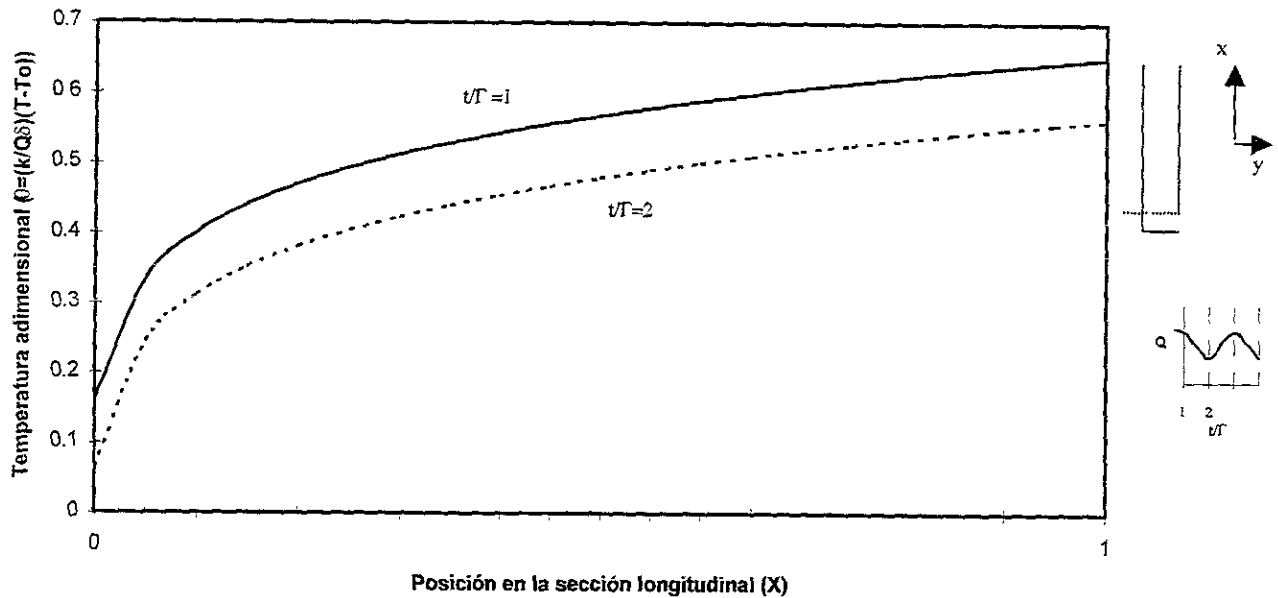


FIGURA 6.13 PERFIL DE TEMPERATURAS A LO LARGO DEL CANAL EN LA INTERFAZ DE LA PLACA CALENTADA-FLUIDO ( $y=0$ ), CON VARIACIÓN PERIÓDICA EN EL TIEMPO.

### 6.3 Resultados del modelo unidimensional

La distribución de temperaturas calculada a lo largo del canal, con el modelo unidimensional (ecuaciones 4.14 y 4.15), se presenta en la figura 6.17.

La velocidad calculada tiene un valor adimensionalizado por la ecuación  $U=(\delta/\nu)u$ , de 0.28.

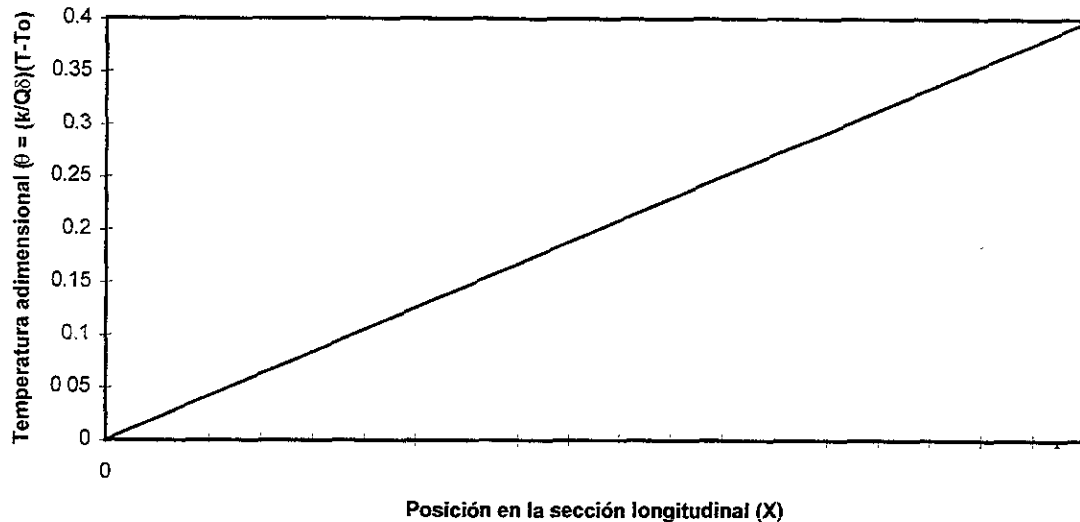


FIGURA 6.17 PERFIL DE TEMPERATURAS DE LA INTERFAZ FLUIDO-PLACA CALENTADA A LO LARGO DEL CANAL (MODELO UNIDIMENSIONAL).

## 6.4 Comparación de resultados

Con objeto de conocer la validez, tanto del modelo numérico, como del modelo unidimensional, respecto a los datos obtenidos experimentalmente, se presentan en las figuras 6.18 y 6.19 los resultados comparativos del estudio numérico de la convección natural en estado permanente entre placas del presente estudio.

Para realizar la comparación de resultados se adimensionalizaron las temperaturas experimentales igual que para el caso numérico ( $\theta=(k/Q\delta)(T-T_0)$ ).

En la figura 6.18 se muestran las temperaturas del fluido en la interfaz de la placa calentada correspondiente a los resultados experimentales (estado permanente), solución numérica bidimensional de la capa límite en estado permanente, así como con los resultados del

modelo unidimensional. Las diferencias entre los resultados son igual a un error  $\pm 11\%$ , para el caso de la solución bidimensional de la capa límite en estado permanente contra los datos experimentales. Para el caso del modelo unidimensional contra los resultados experimentales se identifica un error entre  $-30\%$  y  $1\%$  en la entrada y salida del canal, en donde dicho modelo describe fielmente el fenómeno.

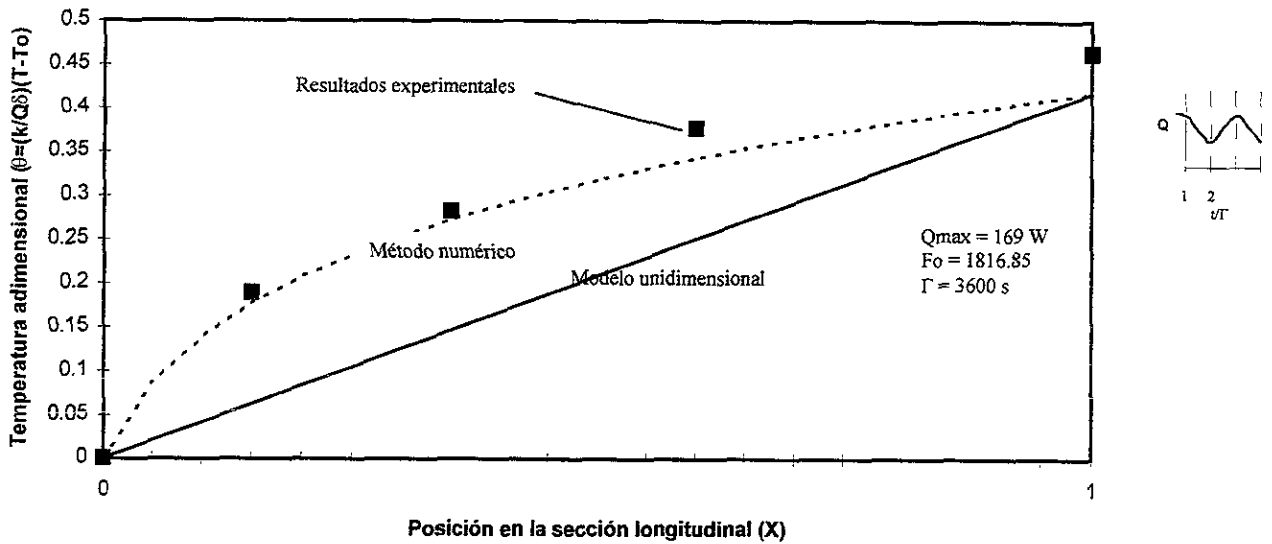


FIGURA 6.18 COMPARACIÓN DE LAS TEMPERATURAS ENTRE LOS RESULTADOS NUMÉRICOS Y LOS EXPERIMENTALES EN ESTADO PERMANENTE.

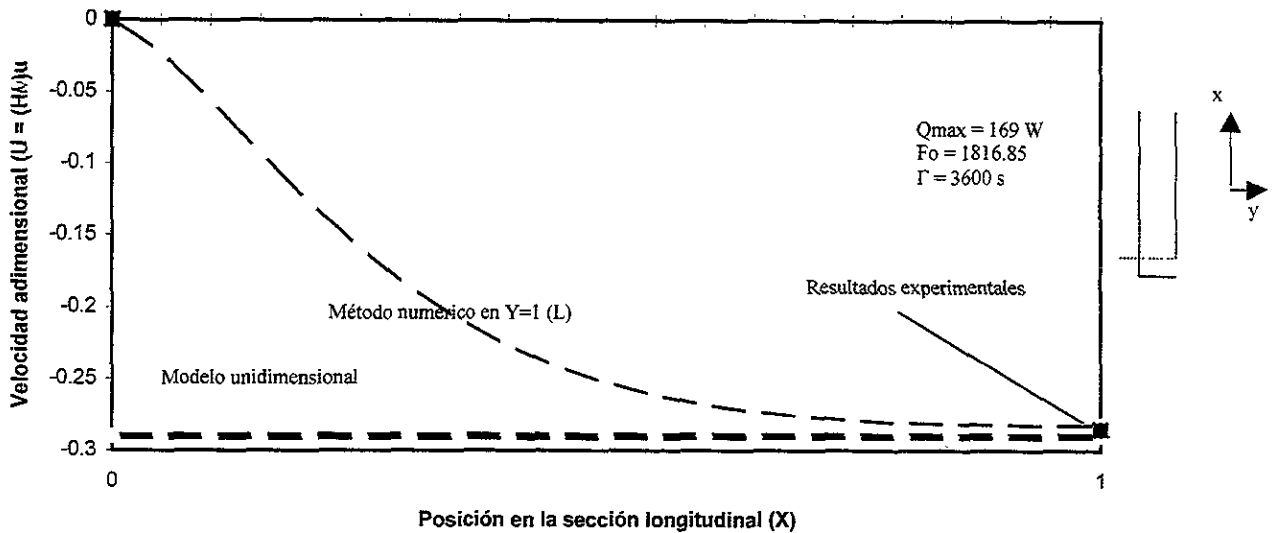


FIGURA 6.19 COMPARACIÓN DE LA VELOCIDAD ENTRE LOS RESULTADOS NUMÉRICOS Y LOS EXPERIMENTALES EN ESTADO PERMANENTE.

En la figura 6.19 se muestra la variación de la velocidad correspondiente a la solución numérica, donde se aprecia una fuerte desviación entre ambos modelos. A la salida, la velocidad del fluido tiene una diferencia de 3 %, entre el método numérico para la solución de la capa límite en estado permanente y el modelo unidimensional. Con relación a los datos experimentales, solo se tienen medidas las velocidades en la entrada y salida del canal, por lo que al comparar dichos datos con el método numérico para estado permanente se identifica que se representa el comportamiento global con un error menor al 1 %.

En las figuras 6.20 y 6.21 se muestra la comparación entre los resultados de las temperaturas experimentales y los obtenidos mediante el método numérico de solución de la capa límite en flujo transitorio. En la figura 6.20 los resultados corresponden a la variación de las temperaturas en diversos puntos de la interfaz, de la placa calentada, observándose que el comportamiento de la temperatura sigue el patrón de calentamiento con una diferencia entre los resultados igual a un error del  $\pm 11\%$ .

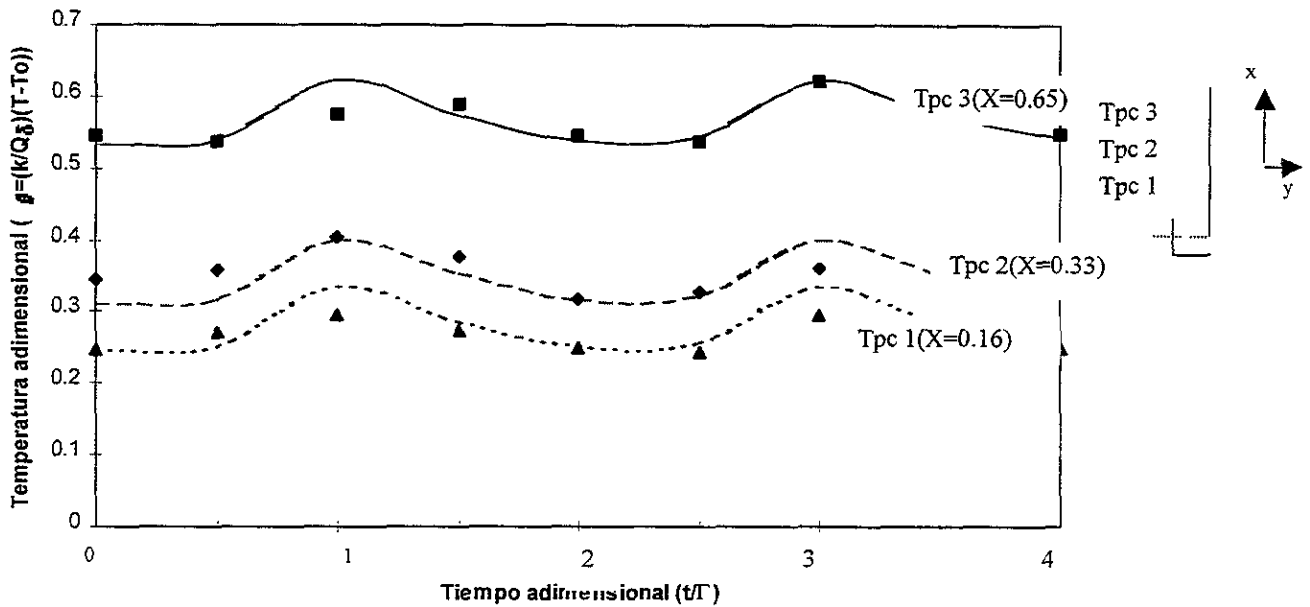


FIGURA 6.20 COMPARACIÓN ENTRE LOS RESULTADOS NUMÉRICOS Y LOS EXPERIMENTALES DE LAS TEMPERATURAS, EN FLUJO TRANSITORIO EN DIVERSOS PUNTOS DEL CANAL.

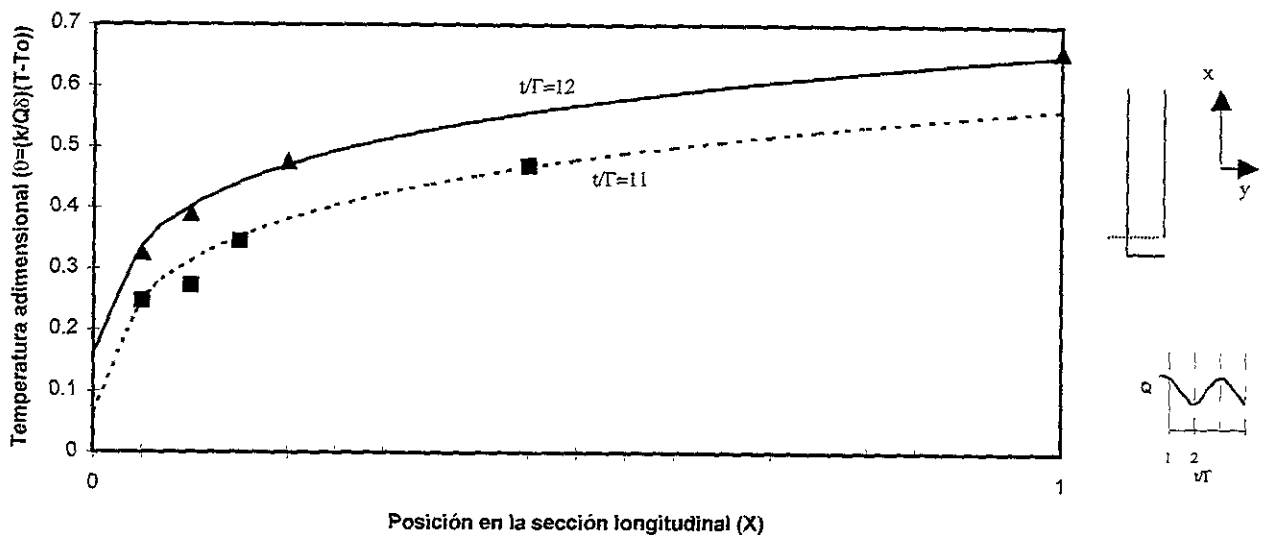


FIGURA 6.21 COMPARACIÓN ENTRE LOS RESULTADOS NUMÉRICOS Y LOS EXPERIMENTALES DE LAS TEMPERATURAS EN LA INTERFAZ PLACA CALENTADA-FLUIDO, EN FLUJO TRANSITORIO .

En la figura 6.21 se presenta el comportamiento de la temperatura en la interfaz de la placa calentada, tanto de los resultados numéricos, como los datos experimentales, observándose que en los puntos de  $x=0.4$  a  $x=1.6$  se presenta una diferencia del orden de 4 %, pero en la entrada y salida del canal no se tiene diferencia alguna.

## 6.5 Análisis del efecto de la variación del almacenamiento térmico de la placa calentada en la convección natural

Se presenta en este apartado, los resultados calculados en el modelo numérico, variando las características de almacenamiento térmico de la placa calentada, esto es el número de Fourier, en un rango de 5 a 44,000. Estos valores corresponden a los sistemas constructivos, masivos y ligeros, de materiales empleados en la construcción. Con el objeto de evaluar el efecto de dicha variación en el comportamiento de las temperaturas y velocidad del fluido en la interfaz de un muro calentado (*muro escudo*).

En las figuras 6.14, 6.15 y 6.16 se puede observar el comportamiento de la velocidad y de la temperatura del fluido para estado transitorio, cuando se modifica el almacenamiento térmico de la placa, apreciándose que varían de manera directa al valor del número de Fourier. Se presenta una mayor velocidad cuando tenemos un número de Fourier grande (44,000), esto equivale a tener una entrega rápida del almacenamiento térmico.

En la figura 6.15 se aprecia una mayor caída de temperatura cuando se tiene menor almacenamiento térmico de la placa calentada. Esto es, a menor capacidad de almacenamiento térmico ( $Fo$  grande) la variación de la temperatura y velocidad (Fig. 6.14 y 6.15) de la capa límite es mayor. Para elaborar las anteriores gráficas, las características del muro almacenador fueron variadas en su conductividad, densidad y calor específico, así como su espesor, con un período correspondiente a las condiciones reales de un edificio (tiempo/período).

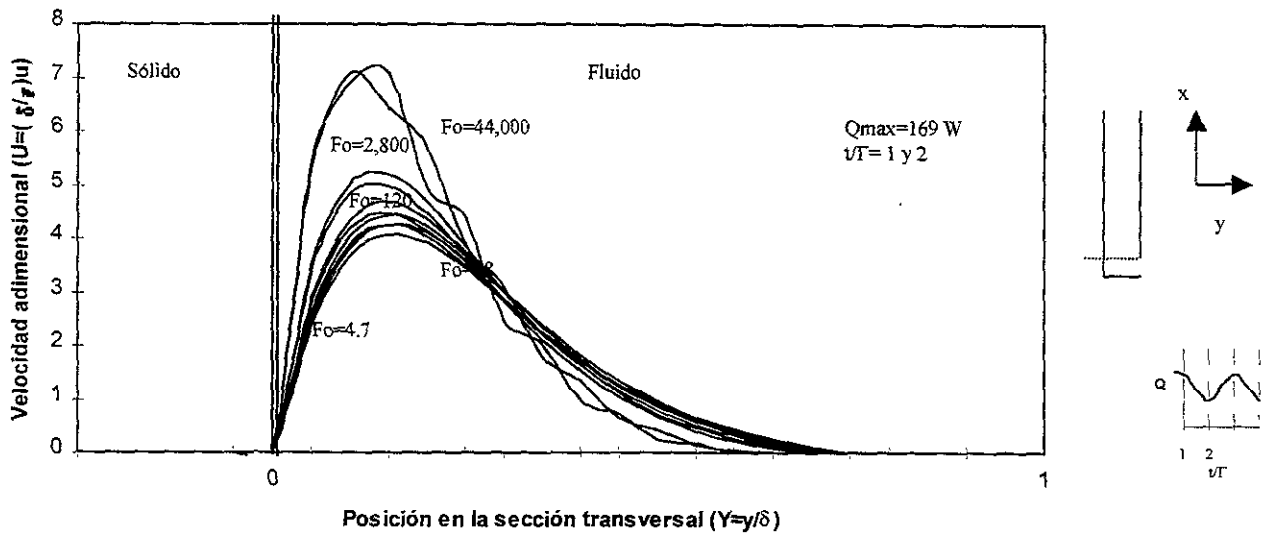


FIGURA 6.14 PERFIL DE VELOCIDADES EN LA SECCIÓN TRANSVERSAL A LA SALIDA DEL CANAL ( $X = 1$ ), PARA DISTINTOS NÚMEROS DE FOURIER (MODELO NUMÉRICO).

En la figura 6.15, se aprecia que en la parte del sólido se tiene una resistencia térmica considerable, con relación al fluido. Los números de Fourier 4.7, 18 y 120, correspondientes a un mismo material, pero diferentes espesores y se observa un agrupamiento de las curvas de temperatura. Algo similar ocurre con los Fourier de 2,800 y 44,000.

En cuanto a la figura 6.16, se observa que las mayores variaciones de las temperaturas en la interfaz de la placa calentadora ocurren cuando la capacidad de almacenamiento de la placa es menor ( $Fo$  mayor).

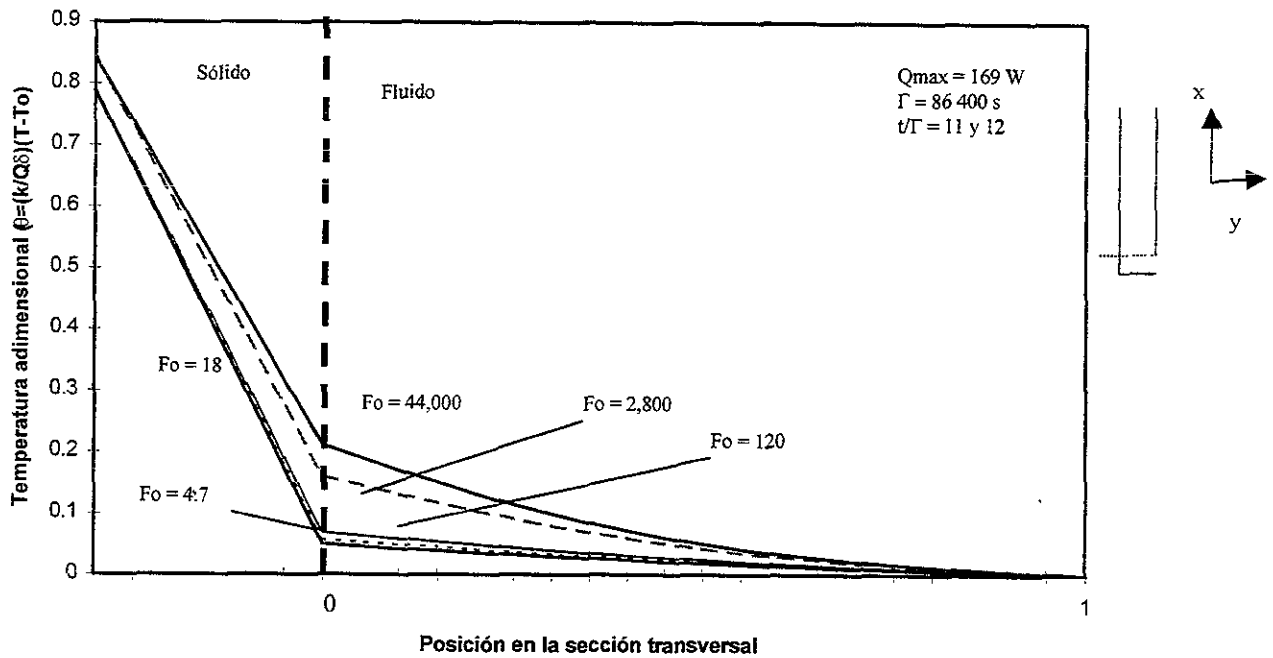


FIGURA 6.15 PERFIL DE TEMPERATURAS EN LA SECCIÓN TRANSVERSAL A LA SALIDA DEL CANAL ( $X = 1$ ), PARA DISTINTOS NÚMEROS DE FOURIER (MODELO NUMÉRICO).

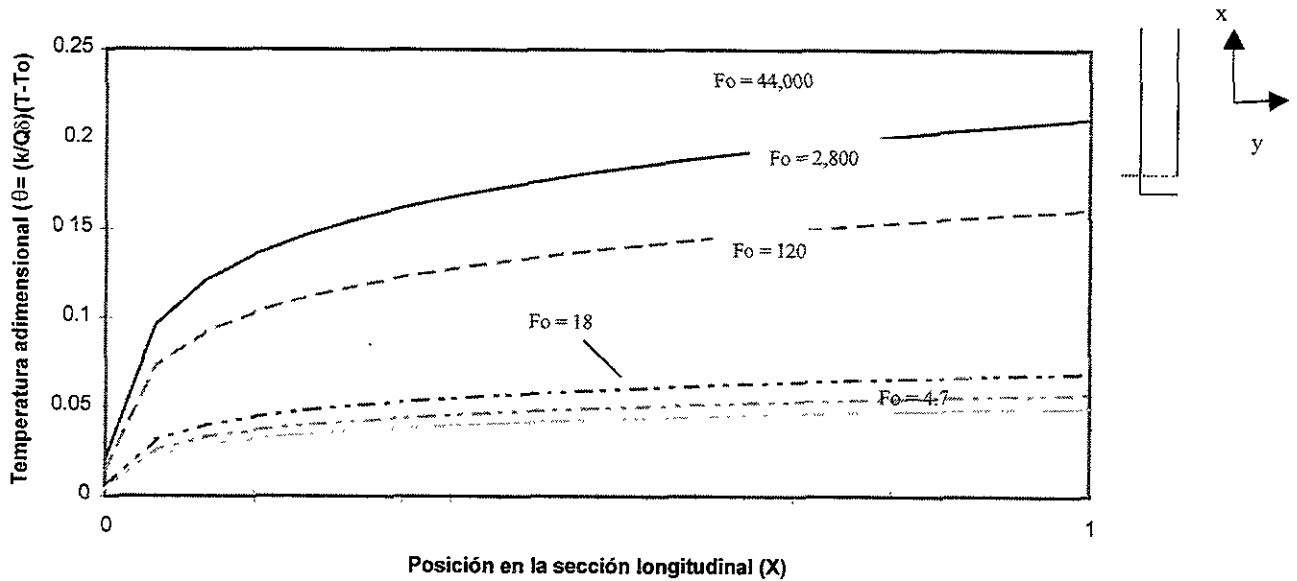


FIGURA 6.16 VARIACIÓN DE LAS TEMPERATURAS A LO LARGO DEL CANAL, PARA DISTINTOS NÚMEROS DE FOURIER (MODELO NUMÉRICO).

## 6.6 Discusión de resultados

Conocida la diferencia entre los resultados numéricos y los datos experimentales (Fig. 6.18, 6.20 y 21), para el estado permanente y transitorio, se considera que el método numérico describe bien la convección natural acoplada a muro almacenador de calor.

Por lo anterior se considera válido el análisis del efecto de la variación de la capacidad de almacenamiento de calor de la placa calentada (Fig. 6.14, 6.15 y 6.16). Para conocer el comportamiento de la convección natural acoplada a muros convencionales en los edificios (Capacidad de almacenamiento de calor). No se presenta la comparación de los resultados de dicho análisis, con otros autores, por no tener antecedentes de dicho efecto (Capítulo 2).

El método numérico y el modelo unidimensional planteados en el capítulo 4, con el objeto de describir el fenómeno experimental, en el primer caso se observa que; facilita el estudio del sistema de descarga de calor para las condiciones reales, esto es, en estado transitorio con buena

aproximación. En el caso del modelo, este permite lograr un conocimiento del comportamiento del sistema de descarga de calor en forma general, lo cual facilita emitir recomendaciones de diseño de estos sistemas de climatización pasiva (Capítulo de conclusiones).

Si se define como eficiencia, el que las temperaturas de la placa calentada no lleguen a registrarse en la placa no calentada (Fig. 6.3 y 6.6 de la parte experimental), se considera que el sistema escudo a la radiación solar es eficiente para la descarga de calor.

## **CONCLUSIONES**

## Conclusiones

Los objetivos planteados en el presente trabajo fueron satisfechos. De acuerdo con el objetivo general, con este trabajo se pudo analizar y conocer mejor el comportamiento de la convección natural acoplada a placas planas almacenadoras de calor, fenómeno que se presenta en los techos y muros con cavidad ventilada, bajo condiciones de frontera cambiantes con el tiempo, como ocurre con las condiciones reales en los edificios, poniendo atención en el almacenamiento de energía que se da en los materiales.

El modelo numérico bidimensional de la capa límite en estado permanente, describe el fenómeno de manera cercana al modelo experimental y permite conocer el fenómeno transitorio con diferencias promedio de  $\pm 11\%$ . En el caso del estado transitorio la desviación estándar promedio es de  $\pm 8\%$ .

El modelo unidimensional puede representar el efecto del flujo de calor que se tiene a través del muro, hacia el aire y su movimiento ascendente con menor precisión que el caso anterior; sin embargo, es una herramienta sencilla que permite una primera aproximación.

Determinada la validez del método numérico para un  $Fo = 1816.8$  correspondiente a una de las condiciones experimentales, se varía el  $Fo$ , con objeto de conocer la respuesta de la convección natural en el canal, ante la variación de la capacidad de almacenamiento de la placa calentada. Así, se concluye que al tener  $Fo$  grandes, los campos de velocidad se desarrollan sin registrar las variaciones periódicas de la placa, es decir, el amortiguamiento de la oscilación de la temperatura es menor y con esto crece la fuerza de flotación. Esto mismo es posible observarlo en la respuesta de la temperatura dentro del canal.

La velocidad en la capa límite aumenta con el número de Fourier, que representa una respuesta mayor a las variaciones de la temperatura, inversa al efecto de almacenamiento térmico en los transitorios. Con la disminución del número de Fourier es posible esperar que el flujo tienda a disminuir y que el amortiguamiento de la temperatura se dé prácticamente en la pared. No fue posible evaluar experimentalmente lo anterior

debido al uso de una sola la placa calentadora (espesor  $\frac{1}{2}$ " de aluminio), pero si para dos periodos, lo cual permitió variar el Fo (1816 y 908).

El sistema muro escudo es un conjunto de capacitores conectados en serie, los cuales amortiguan la oscilación de temperatura. La mayor amortiguación se da en la pared sólida y esto es debido a la capacidad de almacenamiento de su masa con respecto a la del fluido, como se puede observar en los adimensionales definidos (Capítulo 4).

Con los resultados y conclusiones de este trabajo se abre la posibilidad de solucionar un conjunto de problemas donde se tienen cavidades o canales ventilados, que no han sido estudiados con condiciones de frontera periódicas, como puede ser una cavidad rectangular con las dos paredes verticales variando la temperatura periódica, o una cavidad rectangular con una pared horizontal variando la temperatura periódicamente, o los casos intermedios, es decir, cavidades inclinadas con las condiciones de frontera mencionadas.

Lo anterior contribuye a disminuir la amplitud de la variación de la temperatura de la pared interior de un cuarto, así como la del aire interior. Todos ellos son efectos de importancia en la Ingeniería Térmica aplicada al diseño de edificios; en primer lugar porque significa ahorro de energía y, en segundo, confort al ser humano.

El clima que se presenta en la República Mexicana, con excepción de algunas zonas del norte del país y del Golfo de México, permite pensar en el diseño de edificios con climatización natural, donde el empleo del muro escudo contra la radiación solar, cuyas placas almacenan el calor, es una de las estrategias a emplear. Pero aún en las zonas con climas extremosos, donde hay que emplear aparatos de aire acondicionado, es importante optimizar la eficiencia de los edificios. La Comisión Federal de Electricidad ha estudiado el problema y ha notado lo costoso que resulta para el usuario y para el país acondicionar edificios con baja eficiencia. Esto es lo que ocurre en Mexicali, B.C., donde es común que el usuario construya un edificio atendiendo a modas arquitectónicas y descuide los aspectos térmicos, dando por resultado que el usuario pague grandes cantidades mensuales en energía eléctrica. Sin embargo, también la CFE tiene que disponer de instalaciones que sólo operan en la época cálida, permaneciendo ociosas el resto del año con los consecuentes costos.

### **Recomendaciones para el diseño:**

De acuerdo con los resultados obtenidos en el estudio analítico y experimental, al diseñar un muro o techo escudo contra la radiación solar se recomienda:

- Conformar, mediante doble placa separadas, un ducto de aire, paralelo al elemento constructivo longitudinalmente al muro, de tal manera que se disminuya la transmisión de calor por conducción a la superficie interior desde la placa exterior o calentada por la radiación solar
- El espesor promedio de la placa exterior, para que funcione en concordancia con los resultados del presente trabajo, debe de ser tal que permita conservar un número de *Fourier de 1800 en adelante, como los utilizados en el presente documento*
- Para lograr la descarga de calor en los muros escudo contra la radiación solar, se debe mantener ventilado el ducto, con un espacio de entrada de aire en la parte inferior del muro y otro de salida por la parte superior del mismo. Ello asegura la descarga por flotación natural del aire al calentarse, cuando no esté presente el viento dominante del lugar
- En cuanto a la ubicación de la abertura de salida de aire, se recomienda no tener conflicto con la de la zona de presión positiva máxima del viento
- Los resultados aquí presentados para el muro escudo (posición vertical) son extensivos a otras estructuras inclinadas del mismo tipo (calentadas por la cara superior), ya que el efecto de la fuerza de flotación proyectada en el sentido del canal de aire inclinado es el mismo que en el vertical. La componente de la fuerza de flotación perpendicular al canal causará un empuje hacia la pared calentadora

Lo anterior permite que la aportación del presente estudio sea de aplicación universal. Se podrán desarrollar muros escudos contra la radiación solar de una infinidad de maneras, quedando sujeto esto únicamente a la imaginación del diseñador y al respeto de los principios y condicionantes del problema planteado en los primeros capítulos.

## **REFERENCIAS**

## 8. Referencias

1. Aguirre, J., Sámano, D. A., Álvarez, G.S., Vázquez, B. y Morales, J. D., (1990), *Estudio de techos y paredes de edificios construidos para escudar la radiación solar*, Proyecto No. IN-01-45-89, patrocinado por DGAPA-UNAM, Temixco, Mor.
2. Al-Arabi M., y Sakr B., (1988), Natural convection heat transfer from inclined isothermal plates, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 31, No. 3, pp. 559-566.
3. Anand N. K., Kim S.H. y Fletcher L. S., (1992), *The Effect of Plate Spacing on Free Convection Between Heated Parallel Plates*, *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 114, pp. 515-518.
4. ASHRAE, (1992), *Handbook, Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning, New York.
5. Azevedo, L.F.A., and E. M. Sparrow, (1985), *Natural convection in open-ended inclined channels*, *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 107, pp. 893-901.
6. Bar-Cohen A., and Roshenow W. M., (1984), *Thermally optimum spacing of vertical natural convection cooled, parallel plates*, *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, Vol 106, pp. 116-123.
7. Batchelor, G. K., (1954), *Heat Transfer by Free Convection Across a Closed Cavity Between Vertical Boundaries at Different Temperatures*, *Quarterly of Applied Mathematics*, Vol. XII, No. 3, pp. 209-233.
8. Bird, R., Stewart, W, (1960) *Transport phenomena*, John Willey & Sons, inc.
9. Black W. Z. Y Norris J. K., (1975), *The thermal Structure of free convection turbulence from inclined isothermal surfaces and its influence on heat transfer*, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 43-50.
10. Chen, Chiow-Horng; Krokosky, E.M., (1976); "Steady and non-Steady Solar Heat Transmission Through Roofs". *Materiaux et Constructions, Materials and Structures*, V. 9, No. 49, p.p. 19-32.
11. Chen, Bing; Kasher, John; Maloney, John; Guenther, Raymond; Sloup, Charles; Hopkins, Brian; Kratochvil, Jay; Bourne, Richard C, (1986); *Evaluation and Testing of the Nebraska Modified Roof Pond for Severe Heating and Cooling Environments*. Pergamon Press, New York, pp. 476-480.

12. Chen T. S., Tien H. C., Armaly B. F., (1986), *Natural Convection on horizontal, inclined, and vertical plates with variable surface temperature or heat flux*, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 29, pp. 1465-1477.
13. Churchill S. W. y Ozoef H., (1973), *A correlation for laminar free convection from a vertical plate*, Trans. ASME, J. Heat Transfer, Vol. 95, pp. 540-541.
14. Ekambavanan, K., Ganesan, P., (1994), *Finite Difference Solution of Unsteady Natural Convection Boundary Layer Flow over an Inclined Plate with Variable Surface Temperature*, *Waerme-und Stoffuebertragung/Thermo- and Fluid Dynamics*, Vol. 30 No. 2, pp. 63-69.
15. Elsherbiny S. M., Raithby G. D., y Hollands K. G. T., (1982), *Heat transfer by natural convection across vertical and inclined air layers*, Trans. ASME, J. Heat Transfer, Vol. 104, pp. 96-102.
16. Fujii T. y Imura H., (1972), *Natural-convection heat transfer from a plate with arbitrary inclination*, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 15, pp. 755-767.
17. Gadgil, A., F. Bauman, E. Altmayer y R. C. Kammerud, (1983), *Verification of numerical simulation technique for natural convection*.
18. Hung, Y.H., Chun, Y.H., (1994), *Thermal Performance Analysis of Cold Plates for Multilayer Structures with Arbitrary Heating Loads*, *Heat Transfer in Electronic Systems American Society of Mechanical Engineers*, Heat Transfer Division, (Publication) HTD, Vol. 292, ASME, New York, NY, USA, pp. 137-144.
19. Huang, T.M., Gau, C., Aung, Win, (1995), *Mixed Convection Flow and Heat Transfer in a Heated Vertical Convergent Channel*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 38, No. 13, pp. 2445-2456.
20. Hung Y. H. y Shiau W. M., (1988), *Load steady-state natural convection heat transfer in vertical parallel plates with a two-dimensional rectangular rib*, Int. J. Heat mass transfer, Vol.31, No. 6, pp. 1279-1288.
21. Jaluria Y., (1985), *Interaction of natural convection Wakes arising from thermal sources on a vertical surface*, Trans. ASME, J. Heat Transfer, Vol. 107, pp. 883-892.
22. Kobus, C.J. y Wederind, G. L., (1996), *Modeling the local and average heat transfer coefficient for an isothermal vertical flat plate with assisting and opposing combined forced and natural convection*, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 39, No. 13, pp. 2723-2733.0
23. Lloyd J. R. y Sparrow E. M., (1970), *On the instability of natural convection flow on inclined plates*, J. Fluid Mechanics, Vol. 42, Part. 3, pp. 465-470.

24. Martin L., Rainthby G. D., y Yovanovich M. M., (1991), *On the low Raleigh number asymptote for natural convection through an isothermal, parallel-plate channel*, Trans. ASME, J. Heat Transfer, Vol. 113, pp. 899-905.
25. Merkin, J.H., (1994), *Natural Convection Boundary Layer Flow on a Vertical Surface with Newtonian Heating*, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 15, No. 5, pp. 392-398.
26. Merkin, J.H. y Pop, I., (1996), *Conjugate free convection on a vertical surface*, International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 39, No. 7, pp. 1527-1534.
27. Morales, D. (1993), "Estudio de Techos de Edificios Construidos para Operar en Forma Pasiva". *Tesis doctoral*, Facultad de Arquitectura, UNAM, México.
28. Morillón, D., Sámano, D.A., Muñiz, R., (1993), *La radiación solar y el efecto de la Inercia Térmica de los sistemas constructivos en la climatización de espacios*, Memorias de la XVII Reunión Nacional de Energía Solar, pp. 160-164, Colima, Col., México.
29. Morillón, D., Sámano, D.A., Fernández, J.L., (1995), *Muro Escudo a la Radiación Solar*, Memorias de la XIX Reunión Nacional de Energía Solar, La Paz, B.C.S., México.
30. Morillón, D., Sámano, D. A., Avila, F., y Fernández, J. L., (1997), *The comfort zone and the oscillation of the driving temperature*, Appiel Energy.
31. Morillón, D., Morillón, J. R., y De la Mora, A., (1998) *Comportamiento del techo escudo a la radiación solar en Guadalajara, Jal.*, Memorias de la XXII Semana Nacional de Energía Solar.
32. Muñiz, R., (1993), *Evaluación del funcionamiento térmico del muro escudo en un clima cálido*, Tesis profesional, Depto. de Irrigación, Universidad Autónoma de Chapingo.
33. Naito E. Y Nagano Y., (1989), *The effect of buoyancy on downward and upwards laminar-flow convection in entrance region between inclined parallel plates*, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 32, No. 5, pp. 811-823.
34. Naylor D., Floryan J. M., y Tarasuk J. D., (1991), *A numerical study of developing free convection between isothermal vertical plates*, Trans ASME, J. Heat Transfer, Vol 113, pp. 620-626.
35. Necati Özisik, M., 1980, *Transferencia de calor*, Ed. Mc Graw Hill, México, D. F.
36. Nelson D. J. Y Wood B. D., (1989), *Fully developed combined heat and mass transfer natural convection between parallel plates with asymmetric boundary conditions*, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 32, No. 9, pp. 1789-1792.

37. Palomino, D., (1995), *Convección Natural en un Canal de Aire Inclinado con Calentamiento Superior*, Tesis de maestría, DEPFI, UNAM, México.
38. Palomino, D., y Sámano, D. A., (1997), *Natural convection in inclined flat plates with isothermal and isoflux wall to shield from the thermal radiation*, Memorias del International Conference on Fluid Engineering, Vol. III, ICFE'97, pp. 1741-1746, Japón.
39. Patankar, S. V., (1981), *Numerical heat transfer and fluid flow*, Mc Graw-Hill, New York.
40. Permiakov, S.I.; Mazhevnikov, B.S.; Tabunshchikov, Y.A., (1974); "Effective Types of Roofs Designed for Hot Climate Conditions". *Int. Symp. On Roofs and Roofing (ISRR)*, Proc, Brighton, Sussex, Engl., Vol. 2, pp. 47, 4 p., Sponsored by Soc. of Chem. Ltd, London, Engl.
41. Poulikakos D., (1986), *Interaction between film condensation on one side of a vertical wall and natural convection on the other side*, Trans. ASME, J. Heat Transfer, Vol. 108, pp.560-566.
42. Ramanathan S. And Kumar R., (1991), *Correlations for natural convection between heated vertical plates*, Trans. ASME, J. Heat Transfer, Vol. 113, pp. 97-107.
43. Rohsenob and Choi, (1961), *Heat Mass and Momentum Transfer*. Prentice Hall.
44. Sámano, D. A., Vazquez, B. y Morales, D., (1986), *Notas del curso de actualización en energía solar*, Laboratorio de Energía Solar, Temixco, Mor.
45. Sámano, D.A., (1987), "El Empleo de Elementos Aglomerados con Cemento en la Climatización Natural de Edificios", *Revista IMCYC* Vol. 25, No. 199, pp. 41-54, México.
46. Sámano, D.A., (1989), *Conducción de Calor Bidimensional Conjugada en Estado Periódico en Muros Verticales*, Tesis Doctoral, para la obtención del grado en Ingeniería de la DEPFI, UNAM, México.
47. Sámano, D. A., Alvarez, G.S., Vázquez, B. y Morales, J. D., (1990), *Estudio experimental y numérico del flujo de aire en techos y paredes de edificios construidos para operar en forma pasiva*, Proyecto No. P220CCOR 892381, patrocinado por CONACYT, Témixco, Mor.
48. Shaukatullah H. Y Gebhart B., (1978), *An experimental investigation of natural convection flow on an inclined surface*, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 21, pp. 1481-1490.

49. Shih, Jason C.; Fairey, Philip W., (1987), "Experimental Analysis of Ventilated Walls and "Ice House" Roofs in Warm Climates" *Architectural Science Review*, p.p. 73-76, Baton Rouge, La.
50. Siebers D. L., Moffatt R. F., Schwind R. G., (1985), Experimental, variable properties natural convection from a large, vertical, flat surface, *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 107, pp. 124-132.
51. Treviño, C., Méndez, F. e Higuera, F. J., (1996), *Heat transfer across a vertical wall separating two fluids at different temperatures*, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, No. 11, pp. 2231-2241.
52. Vliet G. C., (1969), *Natural convection local heat transfer on constant-heat-flux inclined surfaces*, *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 91, pp. 511-516.
53. Wang, C.Y., (1988), "Free Convection Between Vertical Plates With Periodic Heat Input", *Trans of the ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 110, pp. 505-511.
54. Warneford I. P. And Fussey D. E., (1974), *Natural convection from a constant-heat-flux inclined flat plate*, Fifth International Heat Transfer Conference, Vol. III, pp. 30-33, Tokyo.
55. Yamada, Y., (1988), *Combined radiation and free convection heat transfer in a vertical channel with arbitrary wall emissivities*, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 31, No. 2, pp. 429-440.
56. Yung S. C. y Oetting R. B., (1969), *Free-convection heat transfer from an inclined heated flat plate in air*, *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 91, pp. 192-194.

## **ANEXO A**

### **Gráficas representativas del experimento**

Salida de Aire Caliente

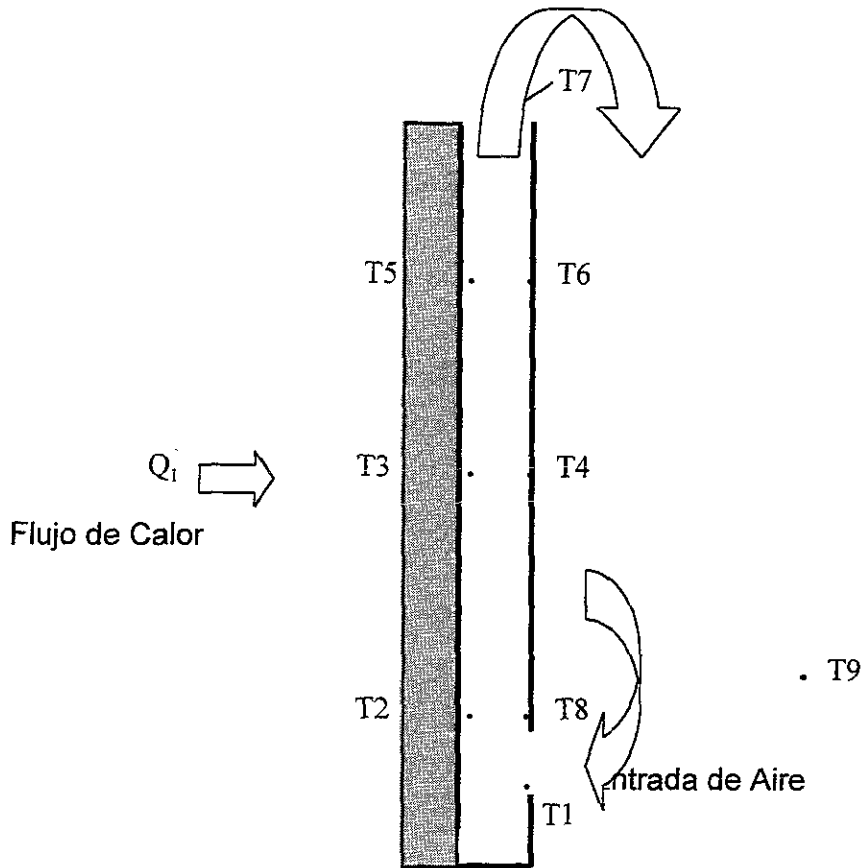


FIGURA A.1 CORTE ESQUEMÁTICO DEL MURO ESCUDO CON LOS PUNTOS DONDE SE REGISTRAN LAS TEMPERATURAS.

Q1= 169 W (flujo de calor constante)

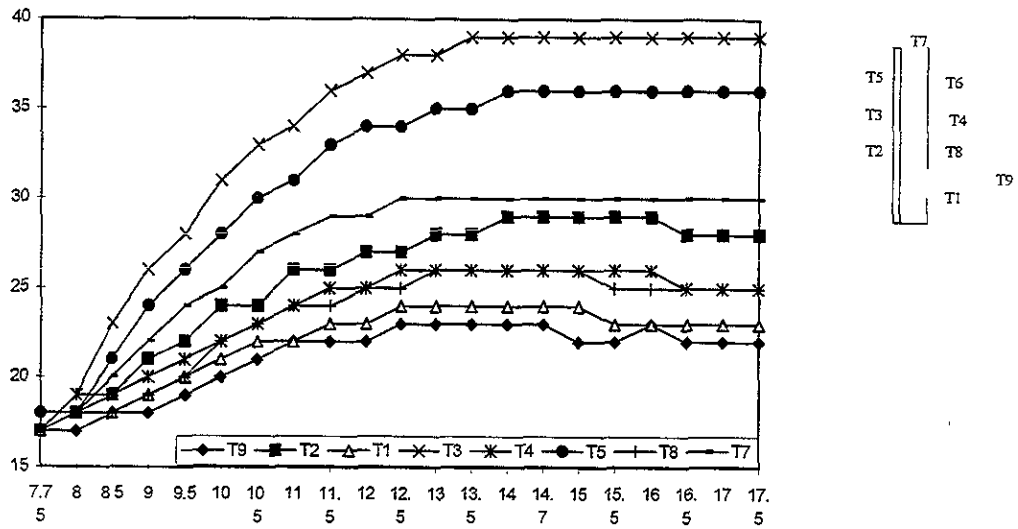
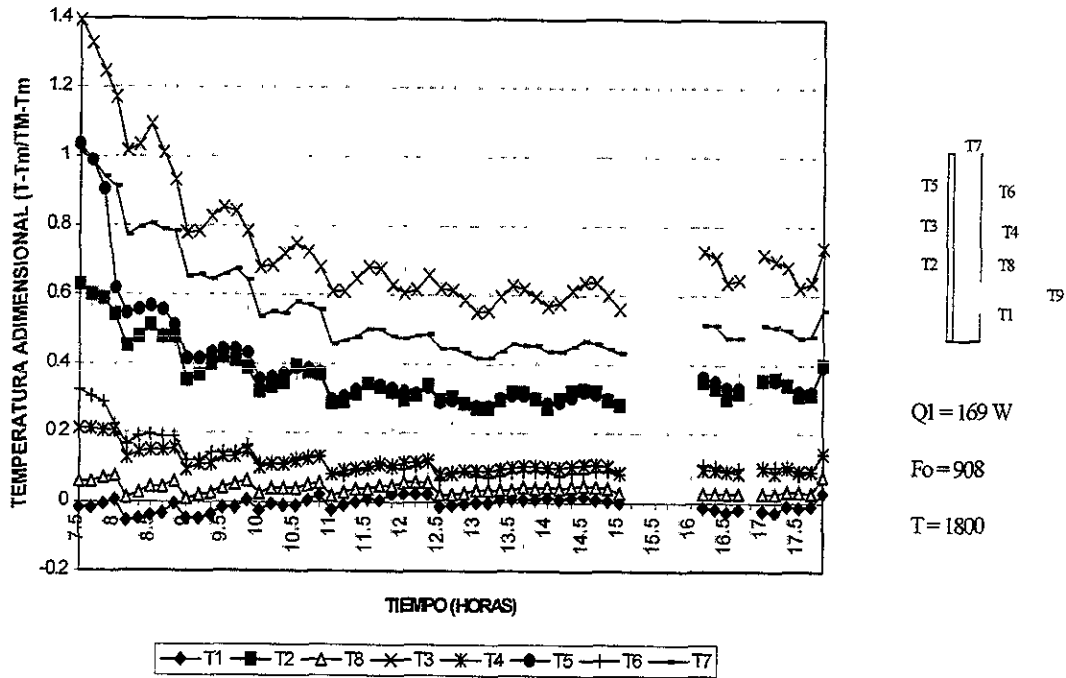


FIGURA A.2 CORRIDA TIPO PARA LLEVAR EL SISTEMA A UN ESTADO PERMANENTE.



**FIGURA A.3 CORRIDA DONDE LA TEMPERATURA DEL FLUIDO A LA SALIDA DEL CANAL ES MENOR (EFECTO DE LAS CONDICIONES DEL LABORATORIO)**

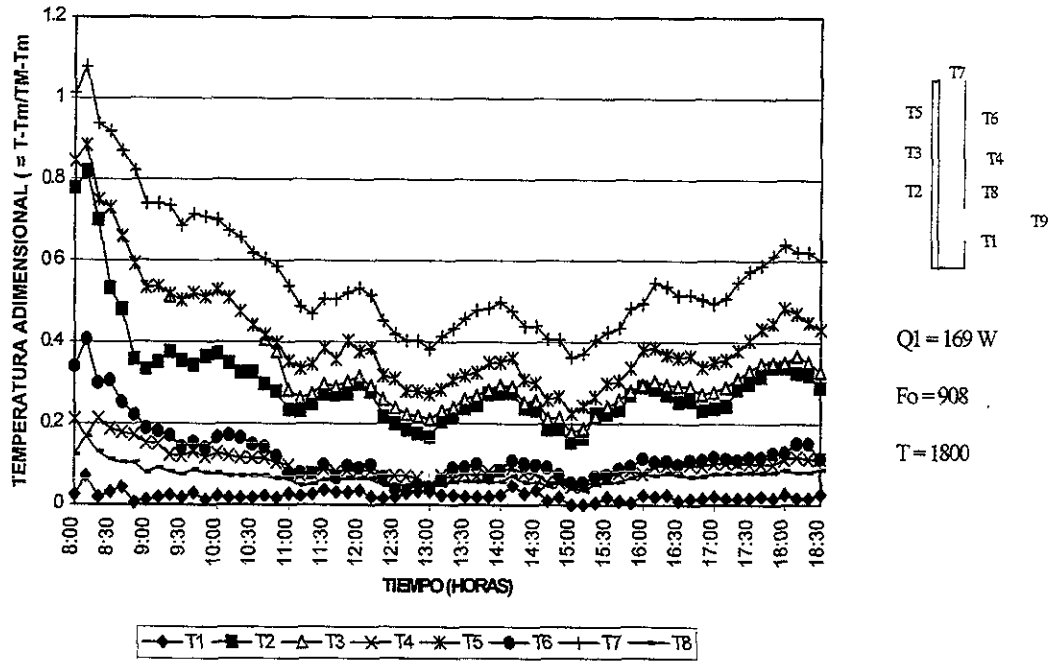


FIGURA A.4 CORRIDA PARA CALENTAMIENTO TIPO ESCALON DE UNA HORA.

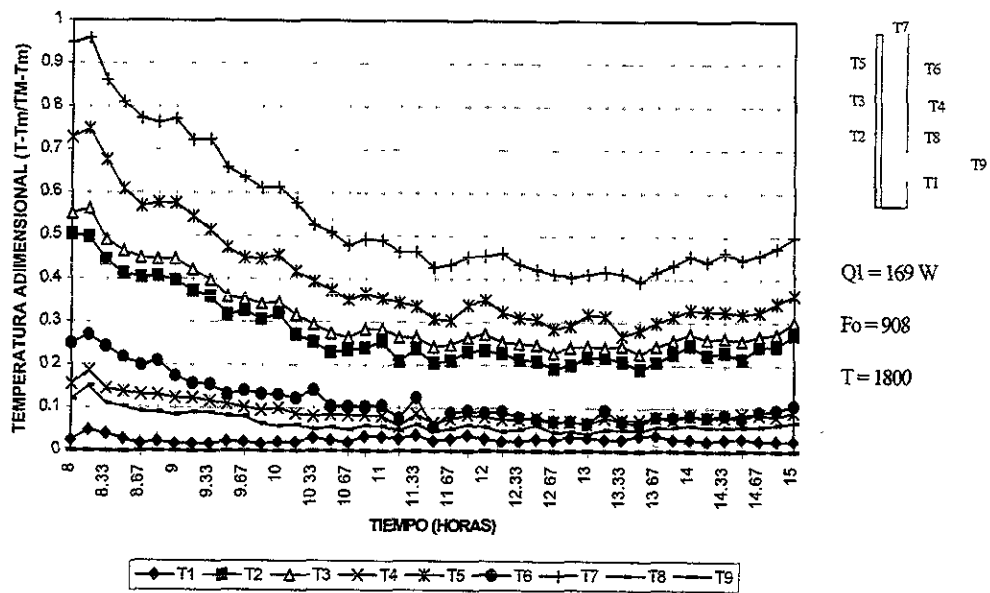


FIGURA A.5 CORRIDA PARA CALENTAMIENTO TIPO ESCALON DE MEDIA HORA.

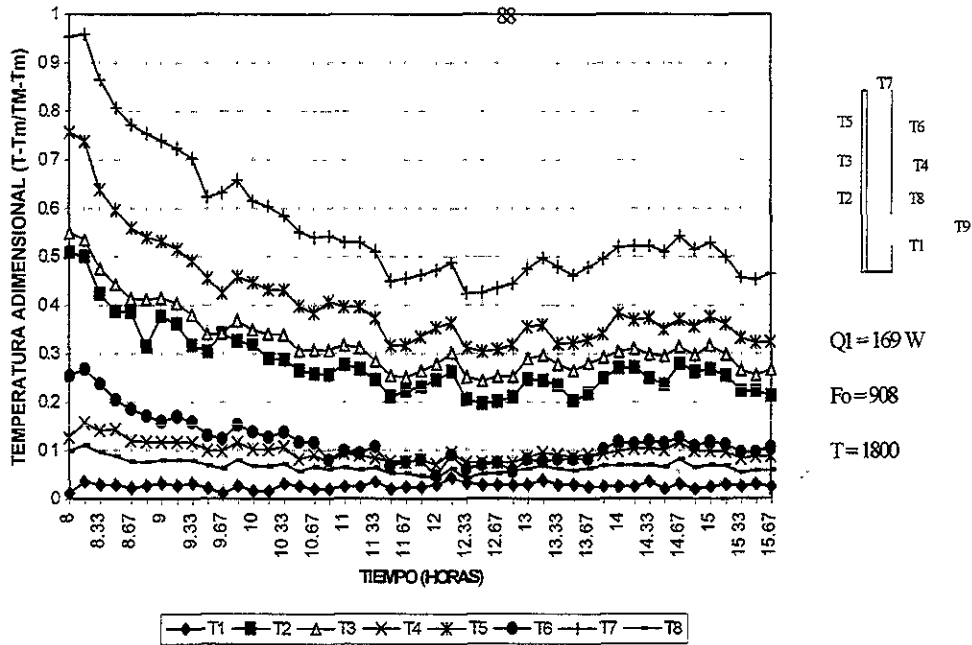


FIGURA A.6 CORRIDA PARA CALENTAMIENTO TIPO ESCALON DE MEDIA HORA.