

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA**  
**INSTITUTO DE INGENIERÍA**  
**MAESTRÍA Y DOCTORADO EN CIENCIAS E INGENIERÍA**



***ESTUDIO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN  
CAVIDADES DE ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS***

**TESIS PARA OBTENER EL GRADO DE:  
DOCTOR EN CIENCIAS**

***PRESENTA***

***JESÚS BENITO PÉREZ VALENZUELA***

***DIRECTOR***

***DR. RAFAEL ERNESTO CABANILLAS LÓPEZ***

***CODIRECTOR***

***DR. CARLOS PÉREZ TELLO***

***Mexicali, B. C.***

***Septiembre de 2016***

## AGRADECIMIENTOS

A la vida por permitirme llegar a esta meta y superar lo necesario.

A mi querida Universidad de Sonora, que me recibió en su campus hace 36 años.

A la Universidad Autónoma de Baja California, por permitirme realizar los estudios de posgrado y titularme con el grado de doctor.

A mi director de tesis, Dr. Rafael E. Cabanillas López por su apoyo y dirección y de manera muy especial al Dr. Jesús Fernando Hinojosa Palafox, por su valiosa asesoría y el tiempo dedicado a la revisión, que siempre fue muy generoso.

A mi Codirector de tesis Dr. Carlos Pérez Tello, por su apoyo en la culminación de este trabajo, asimismo a los demás miembros del sínodo Dr. Héctor Enrique Campbell Ramírez y Dr. José Alejandro Suástegui Macías.

A José Alfredo por el enorme cariño y amistad que nos une y ofrecerme el más desinteresado apoyo, en todo momento y en todos los ámbitos.

A Virgilio por haber compartido su experiencia, en la edición final de la tesis.

A todos mis amigos y colegas más cercanos, por su afecto y solidaridad.

## **DEDICATORIA**

A mi esposa Mary y a mi hija Perla, los amores de mi vida.

A la memoria mi Padre Jesús y a mi madre Clarita, que siempre estarán en mi corazón.

A la memoria de mi Suegra, por el gran cariño que me ofreció durante su vida.

A mi hermano Francisco y también a Juan que se adelantó en el camino.

A toda mi familia, especialmente a la Tía Celia.

## Contenido

	Página.
Índice de tablas	iv
Índice de figuras	v
Nomenclatura	vii
Resumen	ix
Abstract	x
<b>Capítulo 1. Introducción.</b>	
1.1. Planteamiento del problema.	1
1.2. El consumo de energía.	2
1.3. Justificación.	5
1.4. Objetivos del trabajo.	7
1.5. Hipótesis.	7
1.6. Metodología.	8
<b>Capítulo 2. Revisión bibliográfica.</b>	
2.1. Transferencia de calor en cavidades.	9
2.2. Transferencia de calor en cavidades de elementos constructivos.	
2.2.1. Estudios teóricos.	13
2.2.2. Estudios teórico-experimentales.	18
2.3. Conclusión de la revisión bibliográfica	21

<b>Capítulo 3. Marco teórico.</b>	<b>Página</b>
3.1. Mecanismos de transporte de calor.	22
3.1.1. Transporte de calor por conducción	22
3.1.2. Transporte de calor por convección	23
3.1.3. Transporte de calor por radiación	24
3.2. Ecuaciones generales de la transferencia de calor por conducción.	26
3.3. Convección natural.	28
3.3.1. Números adimensionales	28
3.3.2. Modelos empíricos de convección natural	30
3.3.3. Modelo matemático de convección natural	35
3.4. Intercambio radiativo entre superficies.	37
<b>Capítulo 4. Metodología experimental</b>	
4.1. Desarrollo del prototipo	43
4.2. Procedimiento experimental y estimación de la incertidumbre	48
4.3. Resultados experimentales.	52
4.4. Análisis de la incertidumbre experimental.	53
<b>Capítulo 5. Validación de resultados teóricos</b>	
5.1. Introducción.	55
5.2. Modelación numérica de la transferencia de calor con diferencias finitas.	55
5.2.1. Planteamiento del modelo.	55
5.2.2. Solución numérica.	58
5.2.3. Análisis de resultados	60
5.3. Planteamiento del problema para CFD.	62
5.3.1. Modelo físico.	62
5.3.2. Modelos de turbulencia.	64
5.3.3. Transferencia de Calor por Radiación.	69
5.3.4. Modelación del problema con CFD.	72

	Página
5.3.5. Estudio de independencia de malla.	75
5.4. Comparación de resultados numéricos con experimentales	76
5.4.1. Convección natural.	76
5.4.2. Radiación y convección natural acopladas.	77
<b>Capítulo 6. Estudio de la transferencia de calor en cavidad constructiva</b>	
6.1. Introducción	80
6.2. Hipótesis de modelación y condiciones de fronteras	80
6.3. Estudio de independencia de malla.	84
6.4. Análisis cualitativo en la modelación.	86
6.5. Modelación numérica y cálculos calorimétricos	92
6.6. Estudio paramétrico	98
6.6.1. Efecto de la emisividad.	99
6.6.2. Efecto de la conductividad térmica.	100
6.6.3. Efecto del gradiente de temperatura.	101
6.6.4. Efecto de la temperatura promedio.	103
6.7. Función de ajuste $R_{térmica} \sim f(T_{prom}, \Delta T)$ .	103
<b>Capítulo 7. Conclusiones y recomendaciones</b>	108
<b>Referencias bibliográficas</b>	111
Anexo A: Historial de temperaturas de cavidad experimental, para un flujo de calor de 150 W.	117
Anexo B: Calculo de la incertidumbre experimental.	122
Anexo C: Base de datos de temperaturas para generar perfiles: $0 < X < 0.15$ , $Y = 1$ y $Z = 0.105$ m.	124

## Índice de tablas

Tabla 1.1 Consumo final por sector en GWh durante los últimos cuatro años.	2
Tabla 4.1 Resumen de resultados experimentales para pura convección natural.	53
Tabla 4.2 Resumen de resultados experimentales para cavidad con convección natural y radiación.	53
Tabla 5.1 Comparación de los resultados teóricos con experimentales.	60
Tabla 5.2 Condiciones de frontera para el modelo físico.	75
Tabla 5.3 Variación del número de Nusselt en pared isotérmica con el tamaño de la malla para la cavidad (convección natural).	76
Tabla 5.4 Variación del número de Nusselt en pared isotérmica con el tamaño de la malla para la cavidad (convección natural y radiación).	76
Tabla 5.5 Comparación de los Resultados numéricos y los experimentales: convección natural.	76
Tabla 5.6 Comparación de resultados numéricos y experimentales: convección natural y radiación.	78
Tabla 6.1 variación del Nusselt	81
Tabla 6.2 Resumen de resultados para un bloque de 12 (verano).	95
Tabla 6.3 Resumen de resultados para un bloque de 12 (invierno).	95
Tabla 6.4 resumen de resultados para un bloque de 15 (verano).	96
Tabla 6.5 resumen de resultados para un bloque de 15 (invierno).	96
Tabla 6.6. Promedio de los flujos de calor por unidad de área.	98
Tabla 6.7 Variación de la resistencia térmica obtenida con FLUENT en función del gradiente y la temperatura promedio del bloque.	104
Tabla 6.8 Comparativo de valores simulados de la resistencia térmica de un bloque de concreto hueco de 15 cm de espesor, con valores obtenidos aplicando la función de ajuste.	106
Tabla 6.9 Comparativo de valores reportados de la resistencia térmica de un bloque de concreto hueco de 12 cm de espesor, con valores obtenidos aplicando la función de ajuste.	107

## Índice de figuras

Figura 1.1 Consumo final por sector en México durante 2014.	3
Figura 1.2 Consumo de energía eléctrica mundial per cápita 2014.	4
Figura 1.3 Medidas nominales de un bloque $15 \times 20 \times 40$ de concreto en centímetros.	6
Figura 1.4 Cavidad alargada constructiva.	6
Figura 3.1 Flujo de calor unidireccional a través de una pared.	23
Figura 2.2 Convección natural entre dos placas a diferentes temperaturas.	32
Figura 3.3 Analogía eléctrica de la resistencia superficial por radiación.	38
Figura 3.4. Analogía eléctrica de la resistencia espacial a la radiación.	39
Figura 4.1 Prototipo Experimental.	44
Figura 4.2 Esquema del Gabinete de Prueba.	45
Figura 4.3 sistema de baño termostático.	46
Figura 4.4 Intercambiador de calor instalado.	46
Figura 4.5 Resistencia eléctrica y fuente de poder.	47
Figura 4.6 Sistema automático de adquisición de datos.	48
Figura 4.7 Cavidad instrumentada con termopares.	48
Figura 4.8 Disposición de los termopares en las superficies fría y caliente.	48
Figura 5.1. Transporte de calor a través de la cavidad del bloque.	56
Figura 5.2 Condiciones de frontera del bloque de concreto.	56
Figura 5.3 Esquema de convección natural en una cavidad cerrada.	58
Figura 5.4 Esquema de intercambio radiativo en una cavidad cerrada.	58
Figura 5.5 Nodo interno en la parte sólida.	59
Figura 5.6. Nodo en frontera adiabática.	59
Figura 5.7 Nodo en interface de cavidad	60
Figura 5.8 Variación de la resistencia térmica con el gradiente térmico.	61
Figura 5.9 Modelo físico de la cavidad vertical cerrada alargada	63
Figura 5.10 Volumen de Control en Coordenadas Cartesianas.	73

Figura 5.11 Comparación numérica y empírica del coeficiente de transferencia de calor total por convección natural.	77
Figura 5.12 Comparación numérica y empírica del coeficiente de transferencia de calor total por convección natural y radiación acoplados.	78
Figura 6.1 Dimensión vertical de la cavidad alargada formada por bloques	81
Figura 6.2 Dimensiones en centímetros del bloque de concreto hueco.	81
Figura 6.3 Fronteras e interfaces sólido-aire del modelo físico	82
Figura 6.4 Esquema representativo de la transferencia de calor combinada sólido-aire.	83
Figura 6.5 Volúmenes representativos de las diferentes partes del modelo físico.	84
Figura 6.6 Malla en el plano XZ de $80 \times 80$ .	86
Figura 6.7 Planos XY a para diferentes valores de Z.	87
Figura 6.8 Contornos de temperatura para diferentes planos verticales.	88
Figura 6.9 Contornos de temperatura para diferentes planos horizontales.	89
Figura 6.10 Perfiles de temperatura a través de la cavidad y el sólido para $Y = 1$ m.	90
Figura 6.11 Perfiles de temperatura a través de la cavidad y el sólido para $Y = 0$ m.	91
Figura 6.12 Perfiles de temperatura en la cavidad y en el sólido para $Y = 2$ m.	92
Figura 6.12 Porcentajes de flujo de calor en un bloque de $12$ cm	97
Figura 6.13 Porcentajes de flujo de calor en un bloque de $15$ cm	97
Figura 6.14 Resistencia térmica con distintos valores de emisividad en la cavidad, en un bloque de concreto hueco de $15$ cm.	99
Figura 6.15 Variación de la resistencia térmica con diferentes materiales en un bloque de concreto hueco de $15$ cm.	100
Figura 6.16 Variación de la resistencia térmica en un bloque de concreto hueco de $15$ cm.	101
Figura 6.17 Variación de la resistencia térmica en un bloque de concreto hueco de $12$ cm.	102
Figura 6.18 Superficie de respuesta con la función de ajuste en función del gradiente térmico y la temperatura promedio del muro en un bloque de $12$ cm.	105
Figura 6.19 Superficie de respuesta con la función de ajuste en función del gradiente térmico y la temperatura promedio del muro en un bloque de $15$ cm.	105

## Nomenclatura

$q_{cond}$	Rapidez de transferencia de calor en un sólido por unidad de área, en $W/m^2$ .
$q_{conv}$	Rapidez de transferencia de calor convectiva por unidad de área, en $W/m^2$ .
$q_{1\rightarrow 2}$	Rapidez de transferencia de calor radiativa en $W/m^2$ .
$\frac{\partial T}{\partial x}$	Gradiente de temperaturas en $K/m$ o $^{\circ}C/m$ .
$\lambda$	Conductividad térmica en $W/m K$ o $W/m ^{\circ}C$ .
$h_{conv}$	Coefficiente convectivo en $W/m^2 K$ .
$h_{rad}$	Coefficiente radiativo en $W/m^2 K$ .
$E_b$	Potencia emisiva de un cuerpo negro ( $W/m^2$ ).
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann ( $5.667 \times 10^{-8} W/m^2 K^4$ ).
$\varepsilon$	Emisividad de un cuerpo.
$Nu$	Número de Nusselt.
$Pr$	Número de Prandtl.
$Gr_x$	Número de Grashof.
$Ra_L$	Número de Rayleigh.
$Re$	Número de Reynolds.
$T_{\infty}$	Temperatura del aire o fluido ( $K$ ).
$\beta$	Coefficiente de expansión volumétrica ( $K^{-1}$ ).
$\gamma$	Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ ).
$g$	Constante de gravedad ( $9.81 m/s^2$ ).
$C_p$	Calor específico del fluido ( $J/Kg ^{\circ}C$ ).
$\mu$	Viscosidad dinámica ( $N s/m^2$ ).
$V$	Velocidad del fluido ( $m/s$ ).
$L_c$	Longitud característica de cavidad ( $m$ ).
$A_H$ y $A_w$	Relaciones de aspecto de la cavidad (alto y ancho).
$W$	Ancho de la cavidad ( $m$ ).
$H$	Altura de la cavidad ( $m$ ).

$V$	Tensión eléctrica (Volt).
$I$	Intensidad de corriente (Ampere).
$h_T$	Coefficiente de transferencia de calor total de la cavidad ( $W/m^2 K$ ).
$\bar{T}_{SC}$	Temperatura promedio de la superficie caliente de la cavidad (K).
$\bar{T}_{SF}$	Temperatura promedio de la superficie fría de la cavidad (K).
$u_{h_T}$	Incertidumbre combinada.
$u_i$	Coefficientes de sensibilidad.
$\theta_\sigma$	Factor de errores aleatorios (adimensional).
$R_{bloque}$	Resistencia térmica del bloque de concreto hueco ( $m^2 K/W$ ).
$\Delta T$	Diferencia de temperaturas ( $^{\circ}C$ o $K$ ).
$q_{total}$	Flujo de calor neto ( $W$ ).
$A_{bloque}$	Área del bloque perpendicular al flujo de calor neto ( $m^2$ ).
$R_{cavidad}$	Resistencia térmica de la cavidad ( $m^2 K/W$ ).
$q_{cavidad}$	Flujo de calor a través de la cavidad ( $W$ ).
$A_{cavidad}$	Área perpendicular al flujo de calor en la cavidad ( $m^2$ ).
$R_{térmica}$	Función de ajuste $R_{térmica} \sim f(T_{prom}, \Delta T)$

## Resumen

Las cavidades o cámaras de aire cerradas en las edificaciones son elementos que, frecuentemente, aparecen en la envolvente constructiva de cualquier edificación. Estos espacios formados por paredes sólidas son de distintos tamaños, heterogéneas y normalmente contienen aire en su interior. Esto plantea una complejidad especial cuando requieren ser caracterizadas desde el punto de vista de la transferencia de calor; de igual manera, las cavidades alargadas que se forman en los sistemas de muros constructivos, a base de block hueco de concreto en forma de ductos verticales, no son la excepción.

El presente trabajo muestra los resultados numéricos y experimentales de la transferencia de calor de una cavidad vertical cerrada cuya razón de aspecto es equivalente a la de un muro típico de bloque de concreto hueco. También, se presentan los resultados obtenidos al modelar el desempeño térmico en estado permanente del sistema de muro en tres dimensiones, donde la porción sólida del bloque transmite el calor por conducción mientras que la cavidad alargada lo hace por los mecanismos de convección y radiación acopladas.

Para las pruebas experimentales en estado permanente se construye un dispositivo basado en la norma ASTM C-177 y los resultados experimentales se comparan con los numéricos obtenidos con FLUENT 6.3. La mayor incertidumbre experimental del coeficiente de transferencia de calor fue de 7.4% para el caso de 16 W (convección natural pura) y la menor fue de 2.11 %, para el caso de 150 W (convección y radiación).

Los resultados de las simulaciones numéricas realizadas en el sistema de muro en tres dimensiones confirman que la resistencia térmica disminuye con el incremento del gradiente térmico; por igual, se observa que la cantidad de calor que pasa a través de la cavidad es mayor que por la porción sólida. Se obtienen correlaciones de la resistencia térmica del sistema constructivo para diferentes condiciones lo que permite su uso en el cálculo de cargas térmicas de una edificación.

## Abstract

Cavities or chambers of air enclosed in the buildings are elements that often appear in the envelope of any building. These spaces formed by solid walls are different sizes, heterogeneous and typically contain air inside. This raises a special complexity when they require to be characterized from the point of view of heat transfer as well as tall cavities, which are formed in the systems of building walls on hollow block of concrete in the form of vertical ducts: there is no exception.

The present work shows the numerical and experimental results of the heat transfer in an elongated cavity. The tall cavity has the aspect ratio of the building walls based on hollow block systems. Also, this presents theoretical results of thermal performance in a permanent state of the block wall. It was considered the solid portion of the block to transmit heat by conduction while the tall closed cavity does for coupled convection and radiation mechanisms.

For the experimental tests in permanent state, it is built a device based on the standard ASTM C-177 and, lastly, the experimental results are compared with the numerical obtained with FLUENT 6.3. The greater uncertainty of experimental heat transfer coefficient was 7.4% for the case of 16 W (pure natural convection) and the lowest was 2.11% in the case of 150 W (convection and radiation).

The results of the numerical simulations of the wall in the three dimensional system confirm that the thermal resistance decreases with the increase of the thermal gradient. It was observed that the amount of heat that passes through the cavity is greater than for the solid portion. Correlations of the thermal resistance with the constructive system for different conditions were allowing their use in the calculation of thermal loads of a building.

## Capítulo

## 1

## INTRODUCCIÓN

### 1.1. Planteamiento del problema

Los impactos al medio ambiente, por el calentamiento global de la tierra, generado por emisión de gases tipo invernadero, han provocado que las políticas internacionales, se orienten en desarrollar tecnologías y para mejorar el desempeño energético de las edificaciones, buscando eliminar las prácticas de altos consumos energéticos.

Uno de los gases invernadero más abundante, generado por la forma de vida del hombre, es el bióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), información reportada en el documento denominado, Edificación Sustentable en América del Norte, elaborado por la Comisión para la cooperación ambiental en el año 2008, indica que debido al consumo de energía en las edificaciones, se liberan alrededor de 2.2 Giga Toneladas de  $\text{CO}_2$  en América del Norte.

En el mismo sentido, las edificaciones en Canadá son responsables del:

- ✓ 33% del consumo total de energía.
- ✓ 50% del uso de recursos naturales.
- ✓ 12% del consumo de agua no industrial.
- ✓ 25% de los desechos destinados a rellenos sanitarios.
- ✓ 10% de las partículas suspendidas.
- ✓ 35% de los gases de efecto invernadero.

Asimismo, en Estados Unidos las edificaciones son responsables del:

- ✓ 40% del consumo total de energía.
- ✓ 12% del consumo total de agua.
- ✓ 68% del consumo total de electricidad.
- ✓ 38% de las emisiones de dióxido de carbono.
- ✓ 60% de los desechos no industriales generados.

Y finalmente, en México las edificaciones son responsables del:

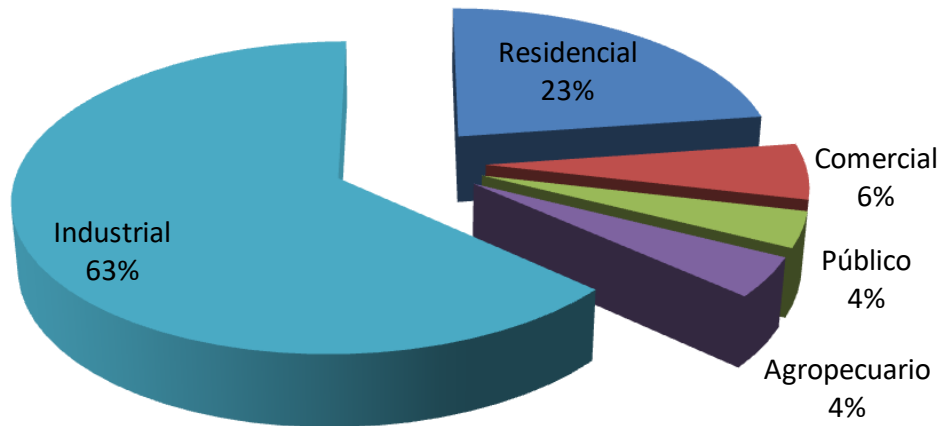
- ✓ 17% del consumo total de energía.
- ✓ 5% del consumo total de agua.
- ✓ 25% del consumo total de electricidad.
- ✓ 20% de las emisiones de dióxido de carbono.
- ✓ 20% de los desechos generados.

## 1.2. El consumo de energía

Las ventas de la energía eléctrica en México, se desagregan en cinco sectores, a) industrial, b) residencial, c) comercial, d) público y e) agropecuario, de estos el mayor consumidor es el industrial y el sector agropecuario el menor. Las tabla 1.1 muestra la evolución del consumo por sector durante los últimos cuatro años, asimismo la figura 1.1 muestra los porcentajes de cada sector, para los consumos del año 2014.

**Tabla 1.1 Consumo final por sector en GWh durante los últimos cuatro años.**

Sector	2011	2012	2013	2014
Residencial	52,505	52,771	53,094	54,617
Comercial	13,745	14,078	13,911	14,136
Público	8,089	8,388	9,285	8,998
Agropecuario	10,976	10,821	10,286	10,033
Industrial	140,917	146,119	147,390	152,326
Total	226,232	232,176	233,966	240,110



**Figura 1.1 Consumo final por sector en México durante 2014**

Aunque se advierte una tendencia al aumento del consumo de la energía eléctrica en todos los sectores a excepción del agropecuario, los porcentajes que se muestran, se pueden considerar representativos.

Haciendo una revisión de los consumos per cápita mundiales de energía eléctrica se advierten patrones que tienen relación directa con el clima y el grado de desarrollo. La figura 1.2 muestra que los países que se encuentran cerca el círculo ártico, como: Noruega, Finlandia y Canadá, usan mucha energía en calefacción de las edificaciones y consumen desde cuatro a seis veces más, que los países con climas templados o cálidos como: México, Colombia o Costa Rica.

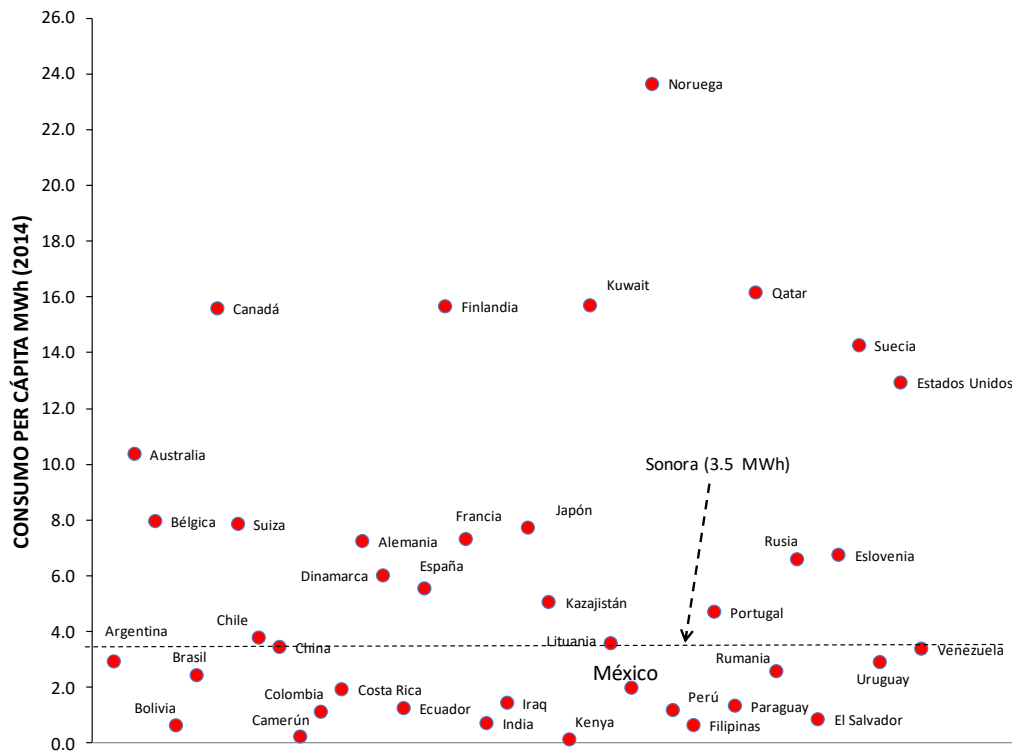


Figura 1.2 Consumo de energía eléctrica mundial per cápita 2014.

Lo mismo ocurre en México, el consumo promedio per cápita es de 2 MWh, pero en Sonora es de 3.5 MWh, la razón principal es la climatización de las edificaciones en la temporada de verano.

En México existe una diversidad de climas y de acuerdo con el Instituto Nacional de Estadística y Geografía, se tienen principalmente cuatro climas; Cálido Seco, Cálido Húmedo, Cálido Subhúmedo y Templado, es por ello, que los consumos en las edificaciones comerciales son diferenciados. García K. (2008), determinó que la carga promedio por acondicionamiento de aire representa más del 55% del consumo eléctrico en climas cálidos, y el 31% en climas templado.

### 1.3. Justificación

Durante la temporada de mayor sobrecalentamiento en las zonas Norte y Costera de México, se presenta un gran consumo de energía eléctrica para generar las condiciones de habitabilidad intramuros, causando los impactos negativos al medio ambiente, que ya se mencionaron.

En México, el 45% de los usuarios de electricidad son residenciales y el 72 % de ellos se encuentran en zonas de clima cálido, por ello una política efectiva para disminuir los consumos de electricidad por climatización artificial, es mejorando la envolvente constructiva de las edificaciones.

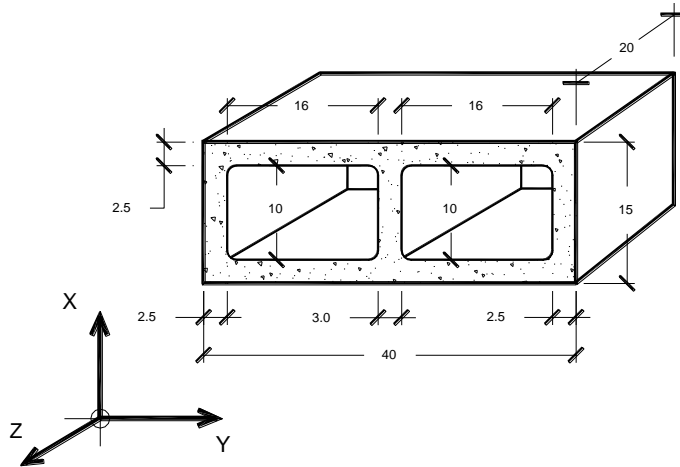
La publicación de la NOM-008-ENER-2001, NOM-020-ENER-2011, y la NMX-C-460-ONNCCE-2009, orientadas a limitar las ganancias de calor a través de la envolvente constructiva en edificaciones no residenciales, así como la NOM-018-ENER-2001 relacionada con las propiedades termofísicas de los materiales y obligatoria para certificar los aislantes térmicos, son esfuerzos oficiales para reducir los consumos de energía.

Desde las universidades se han realizado esfuerzos por revisar el desempeño térmico de las edificaciones, monitoreando viviendas completas, edificios o secciones de alguna edificación bajo diferentes condiciones (Pérez V. J. y Cabanillas L. R. et al, 2003, Marincic I. y Ochoa M. 2005), pero esto solo representa el resultado de varios sistemas constructivos, no de un sistema constructivo en lo específico.

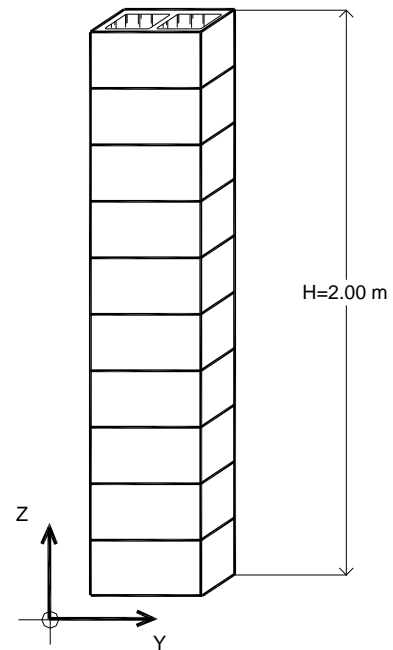
Todos los estudios sin excepción, concluyen que la construcción con base en muros de bloque de concreto, no favorecen las condiciones intramuros de confort térmico (Borbón A. A., et al, 2004) y de ahorro de energía, sobre todo en climas extremosos, inclusive el utilizar otros materiales como el concreto aligerado para construcción en serie, puede traer problemas tanto en verano como en invierno (Pérez V., Cabanillas L., 2005).

En las normas mencionadas, se expone la metodología para estimar el coeficiente global de transferencia de calor o la resistencia térmica total de cualquier sistema constructivo, pero no se establecen criterios para evaluar productos con **cavidades constructivas**, tal es el caso de muros fabricados con tabiques multiperforados, bloques de concreto hueco, muros a base de panel de tablaroca, entre otros; hay que consultar normas internacionales como los UNE-EN-ISO-6946 cuya metodología tiene mayor alcance que las contempladas en nuestra normatividad.

Considerando lo anterior, el presente trabajo consiste en evaluar el desempeño térmico de las cavidades alargadas que forman los sistemas de muros constructivos a base de block hueco de concreto en forma de ductos verticales. El bloque de concreto utilizado en México es fabricado en diversas medidas, los más comunes que se utilizan en la construcción de viviendas son de  $15 \times 20 \times 40$  y  $12 \times 20 \times 40$  centímetros, con dos cavidades huecas interiores de  $10 \times 16$  y  $7 \times 16$  centímetros respectivamente (fig. 1 y 2).



**Figura 1.3** Medidas nominales de un bloque  $15 \times 20 \times 40$  de concreto en centímetros.



**Figura 1.4** Cavidad alargada constructiva.

La construcción de muros con base en bloques huecos, involucra los mecanismos acoplados de transferencia de calor por conducción a través del concreto y por convección natural y radiación en la cámara de aire alargada.

Bajo las consideraciones anteriores se presenta el estudio fundamental en tres dimensiones de la transferencia de calor en estado permanente, para un bloque de concreto con cavidades interiores.

#### **1.4. Objetivos del trabajo**

##### **OBJETIVO GENERAL**

- ⊕ Estudiar la transferencia de calor de la cavidad constructiva de un bloque de concreto hueco en tres dimensiones.

##### **OBJETIVOS PARTICULARES**

- ⊕ Plantear un modelo que incluya los mecanismos de transferencia de calor por conducción, convección y radiación acoplados en tres dimensiones.
- ⊕ Validar los resultados numéricos con resultados experimentales.
- ⊕ Efectuar un estudio paramétrico para evaluar la resistencia térmica, de la cavidad bajo diferentes condiciones de operación.

#### **1.5. Hipótesis**

*“La cámara de aire que se forma en un muro constructivo a base de block hueco de concreto en forma de cavidad alargada, favorece la transferencia de calor, que a su vez depende de las características ópticas de las superficies y del incremento de la temperatura promedio de la cámara de aire”*

## **1.6. Metodología**

Para la comprobación de la hipótesis planteada, se revisará el estado del arte de las diferentes investigaciones teóricas-numéricas y/o empíricas, acerca del desempeño térmico de sistemas de muros con cavidades. Asimismo se construirá un prototipo experimental para evaluar el comportamiento de una cavidad dimensionalmente equivalente y bajo las mismas condiciones modelar con CFD. Se utilizarán los modelos más adecuados para el caso estudio en dos dimensiones y se validarán los resultados numéricos con los empíricos. Se modelará la cavidad constructiva con CFD en tres dimensiones para caracterizar su comportamiento, comparando los resultados con valores reportados. Finalmente se realizará un estudio paramétrico en tres dimensiones con el propósito de encontrar las variables más importantes que determinan el desempeño térmico de la cavidad constructiva.

## Revisión bibliográfica

En este capítulo se mostrarán los trabajos realizados por diferentes investigadores, relacionados con el desempeño térmico de cavidades alargadas, así como aquellos que específicamente estudian la transferencia de calor sistemas constructivos de muros completos o piezas individuales utilizadas en la fabricación de éstos.

Los estudios revisados son muy diversos, en el caso de las cavidades alargadas se tiene el propósito de ver el comportamiento de la cavidad cuando varían parámetros como emisividad y razón de aspecto, asimismo se considera importante el desempeño de la cavidad cuando la transferencia de calor es por convección natural o incluyendo los dos mecanismos: radiación y convección natural acoplados.

Estudios más específicos tienen relación con los materiales y los tipos de mampostería utilizada, la influencia de los productos que se ofrecen en el mercado es definitiva. También las metodologías utilizadas pueden ser numéricas, empíricas o una combinación de ambas. En el caso de las técnicas numéricas se enfocan principalmente en el uso de volumen finito o elemento finito, y para los casos experimentales, son las HOT BOX o dispositivos basados en la técnica de la placa caliente.

### 2.1 Transferencia de Calor en Cavidades.

Pérez-Segarra et al. (1995) obtuvieron resultados numéricos en cavidades bidimensionales utilizando variantes del modelo de turbulencia k- $\epsilon$ . Se analizaron los siguientes casos: 1) cavidad cuadrada con las paredes calentadas diferencialmente y dos relaciones de aspecto,  $A=1$  ( $2.07 \times 2.07 m$ ) y  $A=30$  ( $1.8628 \times 0.0621 m$ ); 2) cavidad cuadrada calentada

diferencialmente ( $2.07 \times 2.07 \text{ m}$ ), con una entrada de aire en la parte superior de la pared caliente y una salida en la parte inferior de la pared caliente y 3) una cavidad cuadrada de ( $2.07 \text{ m} \times 2.07 \text{ m}$ ) con las paredes verticales isotérmicas, una fuente de calor en el interior y paredes adiabáticas en la parte superior e inferior. Se concluyó que es necesario tener más datos experimentales para esclarecer las discrepancias entre los diferentes modelos de turbulencia; y para la cavidad con una relación de aspecto de 30, se encontró que los modelos  $k-\varepsilon$  de Ince y Launder (IL) y Launder y Sharma (LS) dan las mejores predicciones comparándose con los datos experimentales.

Shunichi y Wakitani (1998) llevaron a cabo un estudio numérico de la convección natural bidimensional turbulenta de aire en una cavidad alargada cerrada calentada diferencialmente. Los resultados se obtuvieron utilizando el método de diferencias finitas para un amplio intervalo del número de Rayleigh y de la relación de aspecto, cubriendo desde la transición a un patrón de flujo unicelular a multicelular en estado estable, el regreso a flujo unicelular y hasta el flujo multicelular transitorio. Para relaciones de aspecto de 10 a 24, se analizaron las estructuras multicelulares incrementando el número de Rayleigh en forma gradual hasta un valor de  $10^6$ .

Betts y Bokhari (2000) realizaron un estudio experimental para investigar la convección natural del aire en una cavidad rectangular alargada cerrada calentada diferencialmente ( $2.18 \text{ m}$  de altura,  $0.076 \text{ m}$  de amplitud y  $0.52 \text{ m}$  de profundidad). Los resultados se obtuvieron con diferencias de temperatura entre las paredes verticales de  $19.6 \text{ }^\circ\text{C}$  y  $39.9 \text{ }^\circ\text{C}$ , que equivalen a números de Rayleigh basados en la amplitud de  $0.86 \times 10^6$  y  $1.43 \times 10^6$  respectivamente. Para las condiciones seleccionadas, se observó que el flujo en el centro de la cavidad es totalmente turbulento y que las variaciones de las propiedades con respecto a la temperatura son muy pequeñas. Se midió la temperatura media, las variaciones de velocidad dentro de la cavidad, los flujos de calor y los esfuerzos cortantes turbulentos. Los campos de temperatura y flujo fueron casi bidimensionales, excepto cerca de las paredes frontal y posterior. Los resultados proporcionan un resultado de referencia para validar los modelos de turbulencia.

Velusamy y Sundararajan (2001) estudiaron numéricamente los efectos de interacción entre la radiación superficial y la convección natural turbulenta en recintos cuadrados y rectangulares donde se obtuvo que la radiación superficial aumenta la velocidad y los niveles de turbulencia en las capas frontera, lo que ocasiona una transferencia de calor convectiva más alta. La contribución de la radiación es significativa aún a temperaturas tan bajas como  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Zhu et. al. (2003) investigaron la convección natural laminar transitoria en una cavidad alargada cerrada, resolviendo las ecuaciones de Navier-Stokes y de energía. La relación de aspecto de la cavidad fue de 16 y el número de Prandtl de la cavidad fue 0.71. Se analizó la inestabilidad del flujo, es decir la formación de celdas en una cavidad horizontal usando un algoritmo fraccional. Para obtener los resultados numéricos de la transferencia de calor se discretizaron las ecuaciones con respecto al tiempo y se utilizó un esquema bidimensional. Con un número de Rayleigh de  $10^3-10^5$  se tuvo un número de Nusselt que correspondía a los datos experimentales, pero cuando el número de Rayleigh toma un valor de  $10^5-6\times 10^5$ , los números de Nusselt tuvieron una desviación del 18% con respecto a los datos experimentales.

Heinrich Manz (2003), comparó sus resultados numéricos con algunas correlaciones empíricas del número Nusselt con relaciones de aspecto de 20, 40 y 80 aplicando dinámica computacional de fluidos (CFD) dentro de cavidades rectangulares constructivas. Los resultados del número de Nusselt tuvieron una desviación máxima del 20% respecto a las correlaciones empíricas y una desviación menor al 10% para una relación de aspecto igual a 20.

Bahlaoui y Raji (2004) estudiaron numéricamente los efectos acoplados de la convección natural y la radiación en una cavidad rectangular, estudiando el efecto de la emisividad de las paredes, el número de Rayleigh y la inclinación. Se observó que para el caso de una cavidad vertical los efectos de la radiación conllevan a la aparición de celdas secundarias para  $\text{Ra}\leq 10^5$ . La radiación redujo los efectos de la convección pero favorece la transferencia de calor total en la cavidad.

Zhou et. al. (2004) realizaron un estudio numérico de la convección natural turbulenta transitoria en una cavidad alargada cerrada con dos números diferentes de Rayleigh:  $Ra=0.86 \times 10^6$  y  $Ra=1.43 \times 10^6$ . Los resultados se obtuvieron utilizando el software de CFD PowerFLOW, el cual utiliza el algoritmo de Lattice-Boltzmann. Los resultados fueron comparados con los datos experimentales de Betts y Bokhari.

Xamán, et. al. (2005) resolvieron numéricamente la convección natural laminar y turbulenta en una cavidad rectangular cerrada alargada bidimensional con diferentes relaciones de aspecto (20, 40 y 80), utilizando el método de volumen finito. El rango del número de Rayleigh estudiado fue de  $10^2$  a  $10^8$ . Se compararon cuatro diferentes modelos de turbulencia tipo  $\kappa$ - $\epsilon$  con resultados experimentales, encontrándose que el modelo de Ince y Launder proporciona un mejor acercamiento. Se obtuvieron correlaciones del número de Nusselt convectivo para valores del número de Rayleigh de  $10^2$ - $10^6$  para flujo laminar y de  $10^4$ - $10^8$  para flujo turbulento.

Wright et al (2006) estudiaron la convección natural de aire en una cavidad alargada vertical usando patrones de humo e interferometría cubriendo números de Ra entre  $4850 < Ra < 54800$  donde se concluyó que el flujo en el núcleo se vuelve caótico y adquiere características de flujo en tres dimensiones en un intervalo de  $10^4 < Ra < 5 \times 10^4$ , el flujo se mueve más rápido y las perturbaciones son más aleatorias y más pronunciados conforme el Ra aumenta. La mayor caída de temperatura existe cerca de las paredes mientras que el núcleo se mantiene bien mezclado y con una temperatura relativamente uniforme.

Xamán, et. al. (2008) analizaron y cuantificaron numéricamente el efecto de la radiación térmica superficial en cavidades alargadas con convección natural turbulenta. Se consideraron los siguientes parámetros: el número de Rayleigh de  $10^9$  a  $10^{12}$ , la relación de aspecto de 20, 40 y 80 y la emisividad de 0 y 1. El número de Nusselt radiativo promedio para una emisividad fijada es independiente del número de Rayleigh, pero para un Rayleigh fijo el número disminuye con el incremento de la relación de aspecto. El resultado indica que la radiación térmica superficial no modifica significativamente el patrón de flujo en la cavidad.

Yang y Zhu (2008) estudiaron numéricamente la convección natural turbulenta en una cavidad alargada calentada diferencialmente, donde la convección natural en una cavidad alargada presenta un comportamiento dinámico complejo que afecta el transporte de momento y calor entre las paredes fría y caliente. Usando diferencias finitas de alto orden se obtuvieron resultados de estructuras verticales en la cavidad alargada cuando la relación altura-profundidad-anchura es de 16:8:1 para altos números de Rayleigh y las características de las correlaciones entre las componentes de velocidad a lo largo de las líneas centrales verticales y horizontales.

Kuznetsov (2010) investigó numéricamente la convección natural turbulenta y el intercambio radiativo en una cavidad rectangular con paredes conductivas de espesor finito y una fuente de calor en el fondo. Dicha simulación se llevó a cabo utilizando las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas de Reynolds (RANS) adimensionales, formuladas en términos de líneas de corriente y vorticidad. La formulación comprende las ecuaciones de turbulencia  $k-\varepsilon$  estándar con funciones de pared, además de la aproximación de Boussinesq, para el flujo y la transferencia radiativa. Se le prestó especial atención a los efectos del número de Grashof  $10^8 \leq Gr < 10^{10}$ , el factor transiente  $0 < \tau < 1000$  y la relación de conductividad térmica  $k_{2,1} = 5.7 \times 10^{-4}$  y  $6.8 \times 10^{-5}$ . Se obtuvieron resultados detallados en forma de líneas de corriente, perfiles de temperatura y correlaciones del número de Nusselt en términos del número de Grashof.

## **2.2 Transferencia de calor en Cavidades de Elementos Constructivos**

### **2.2.1 Estudios teóricos.**

Coz Díaz, et al (2005), estudia por el método de elementos finitos, el comportamiento térmico de una pared que se fabrica con tipos de bloques huecos fabricados a base de concreto ligero, para ello el valor de la conductividad térmica de los materiales se determinó de forma experimental. Las dimensiones nominales del bloque es de 0.30 m. de ancho, 0.50 m. de largo y 0.20 m. de alto, con un arreglo de tres cinco filas de huecos a lo largo del bloque. La conductividad térmica de los materiales con que se fabrican los bloques son 0.182 y 0.25 W/m K, y para el mortero de unión son de 0.3, 1.0 y 1.4 W/m K. La modelación se realiza en estado

permanente para los casos diferentes basados en las propiedades de los bloques y del mortero, y para las condiciones de frontera se fija un flujo de calor de  $10 \text{ W/m}^2$  en la parte caliente, un coeficiente de película externo de  $25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ , así como una temperatura ambiente de  $273 \text{ K}$ . Se reportan diferencias de hasta un 2% en los valores de resistencias térmicas y de coeficiente global de transferencia de calor experimentales y modelados.

Coz Díaz, et al (2006), estudia cinco tipos de bloques huecos fabricados a base de concreto ligero, tres bloques son de  $0.50 \text{ m}$  de largo y  $0.20 \text{ m}$  de alto, donde el ancho tiene dimensiones de  $0.20$ ,  $0.25$  y  $0.30 \text{ m}$ . Asimismo dos bloques son de  $0.30 \text{ m}$  de largo y  $0.20 \text{ m}$  de alto, donde el ancho es de  $0.30$  y  $0.25 \text{ m}$ . La optimización de las paredes se lleva a cabo aplicando la metodología de elementos finitos de las cinco geometrías consideradas. La modelación numérica se realiza de forma tridimensional, considerando una frontera exterior convectiva con flujo de calor constante hacia afuera  $10 \text{ W/m}^2$ , al interior de las cavidades se asume que los coeficientes convectivos radiativos son conocidos, se fija coeficiente de película externo de  $25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ , así como una temperatura ambiente de  $273 \text{ K}$ . Se revisaron nueve casos por pared para un total de 45.

Los resultados indican que la variable más importante es la densidad aparente del concreto, atribuible a la porosidad de la mezcla seca, misma que es directamente proporcional a la conductividad térmica del material, asimismo un aumento en la conductividad térmica de la junta con mortero afecta considerablemente el desempeño térmico de las paredes.

B. Lacarrie're, et al (2003) realizan un estudio de la influencia la unión con mortero entre los tabiques de arcilla multiperforados. Para ello utiliza el software FLUENT para la solución de las ecuaciones gobernantes del problema, donde concluye que las perforaciones en los tabiques favorecen la resistencia térmica, pero el mortero de unión entre los tabiques genera zonas de menor resistencia térmica en el muro.

S. Lorente, et al (1998), realizaron un estudio teórico en ladrillos de terracota huecos donde se encuentra que la resistencia térmica disminuye con respecto al aumento en la diferencia de

temperatura, asimismo el efecto de la transferencia de calor en las cavidades es más crítico cuando son más gruesas.

Anderson (1981) realizó el estudio comparativo de la resistencia térmica en diferentes tipos de bloques huecos de concreto, aplicando el método de elemento finito y el método áreas proporcionales. En ese método, la resistencia térmica de un bloque se toma como la media aritmética de la resistencia térmica calculada suponiendo que el flujo de calor es paralelo y en el otro se calcula suponiendo isotermas paralelas, con la condición de frontera que las caras de bloques son isotérmicas. Para el estudio se consideró un bloque de dimensiones  $30 \times 30$  cm y tres casos atendiendo a la dirección dominante del flujo de calor: a) las cavidades están alineadas sin superponerse, b) las cavidades se traslapan en la dirección paralela a las paredes del bloque, y c) las cavidades se traslapan en dirección normal a las paredes del bloque. La conductividad térmica del concreto es de  $0.71 \text{ W/m K}$ . Se encuentran concordancias de los resultados encontrados por los métodos mencionados, encontrándose valores de resistencia térmica del orden de  $0.256 \text{ m}^2\text{K/W}$ .

M. A. Antar (2009) y H. Baig and M. A. Antar, (2008), realizan un estudio numérico de la transferencia de calor conjugada a través de un bloque hueco para investigar los parámetros que inciden en una mejora de la resistencia térmica de los bloques. Los resultados mostraron que aumentar el número de cavidades a dos, y luego tres conservando el ancho total del bloque, resultaron en una disminución de la velocidad máxima del aire dentro de las cavidades en  $30.34 \%$  y  $40.56 \%$ , respectivamente, lo que indica una disminución significativa en el coeficiente de transferencia de calor por convección y en consecuencia se reduce la transferencia de calor al cambiar el diseño de las cavidades disminuyendo los puentes térmicos. Además, si se diseñan cavidades de alta relación de aspecto y más angostas, se reduce el número de Rayleigh y por lo tanto hay una reducción del coeficiente de transferencia de calor por convección.

Majed M. Al-Hazmy (2006) reporta el estudio de la transferencia de calor por convección natural y conducción acoplados, en un bloque de  $19$  cm de altura y con tres cavidades huecas idénticas de  $5 \times 5$  cm, un grosor de pared de  $1$  cm, cuya densidad es de  $1,800 \text{ kg/m}^3$  y una

conductividad térmica de 1.0 W/m K. De acuerdo con la simulación realizada con FLUENT, encuentran que los huecos llenos de aire del bloque, contribuyen a la transferencia de calor, encontrándose que esta se reduce en un máximo de 36% si se rellenan con poliestireno común. El objetivo era eliminar la convección dentro de las cavidades insertando barras de poliestireno y con ello se redujo la transferencia de calor en un 26%.

Majed M. Al-Hazmy (2010) investigó el uso de particiones inclinadas dentro de ladrillos huecos para reducir la penetración de calor y llegó a la conclusión de que el flujo de calor a través de la cavidad disminuye a medida que el número de particiones aumenta, lo que se atribuye principalmente a la reducción del papel de transferencia de calor de convección. Una simulación de verano de un día mostró que las particiones inclinadas pueden reducir el flujo de calor hasta en un 42%

Antar y Thomas (2001, 2004 y 2006) demostraron la importancia de convección y radiación resistencias a través de un modelo simplificado de un solo bloque de cavidad. Investigaron el efecto de radiación térmica y la emisividad de una superficie sobre la transferencia de calor a través de bloques de construcción huecos de diferente distribución interna. Encontraron que la resistencia térmica de un bloque hueco puede aumentar hasta en un 43% al aumentar el número de cavidades llenas de aire para una anchura total dada.

Jiapeng Sun y Liang Fang (2009), estudian 71 combinaciones diferentes de bloques de concreto huecos utilizando la técnica de volumen finito a través del software FLUENT. El objeto de investigación es un bloque cuyas dimensiones son 240 mm de largo, 115 mm de ancho y 90 mm de alto, cuya densidad es de 2,200 kg/m<sup>3</sup> y una conductividad térmica de 1.40 W/m K. En la simulación se consideraron los coeficientes convectivos interior y exterior de acuerdo con el código Chino y se reporta la conductividad térmica equivalente de cada combinación. Se concluye que aumentando las particiones del bloque paralelas a la dirección predominante de la transferencia de calor, se disminuye el efecto de la convección, en este caso el efecto de la conducción a través del concreto es dominante, pero además reportan que es posible disminuir aún más la conductividad térmica equivalente escalonando las cavidades.

L.P. Li, Z.G. Wu, Y.L. He, G. Lauriat b, W.Q. Tao (2008) también se enfocan en optimizar la mejor configuración de tabique multiperforado de arcilla a través de código propio. En este caso se trata de un tabique de 290 mm de largo, 140 mm de ancho y 90 mm de alto, donde la arcilla tiene una densidad de 1,293 kg/m<sup>3</sup> y una conductividad térmica de 0.755 W/m K. Al igual que Jia Peng, reportan la conductividad térmica equivalente de 72 combinaciones de tabique multiperforado. Concluyen que el número de cavidades como su arreglo geométrico en el tabique tiene una influencia decisiva en el valor de la conductividad térmica equivalente, encontrando que el tabique que con un solo agujero es quien tiene la conductividad térmica equivalente más alta.

T. Ait-Taleb, A. Abdelbaki, Z. Zrikem (2008), estudian el comportamiento térmico de un tipo de bloque de concreto con tres huecos calentada uniformemente calentados desde abajo hacia arriba, utilizado en la construcción de techos. Se aplica una técnica numérica basada en diferencias finitas y desarrolladas en un código propio; se consideran los tres mecanismos de calor en dos dimensiones y el algoritmo SIMPLE para la solución de las ecuaciones gobernantes.

En uno de los trabajos se estudian bloques fabricados de concreto ligero cuya conductividad térmica es de 0.5 W/m K y una emisividad de 0.90. Los resultados reportados muestran que el desempeño térmico de las cavidades es similar, por lo que se puede realizar el estudio de un bloque en vez del sistema constructivo completo.

En otro estudio donde se estudian dos tipos de bloques ( $h=12.4$  y  $8.4$  cm) fabricados con materiales sólidos cuyas conductividades térmicas con de 0.7 y 1.4 W/m K, se reporta que a mayor gradiente de temperatura la aportación por convección (16%) y radiación (32%) es tan importante como el calor que se transporta por conducción (52%); asimismo la conductancia térmica en cada caso es igual de 7.346 y 5.05 W/m<sup>2</sup> K para  $h=12.4$  cm y de 8.850 y 6.255 W/m<sup>2</sup> K para  $h=8.4$  cm. En este caso se aprecia que a menor conductividad térmica del material y mayor valor "h" disminuye la conductancia térmica en consecuencia aumenta la resistencia térmica.

Sala J. M. et al (2008), realizan una caracterización en estado estable y transitorio de una pared de ladrillo hueco de 40 mm, recubierta con yeso en el interior y una capa de aislamiento térmico de 30 mm. La arcilla del ladrillo hueco tiene una conductividad térmica de  $0.490 \text{ W/m K}$  y una densidad de  $1,200 \text{ kg/m}^3$ . A través del programa FLUENT se realiza la modelación del sistema constructivo y se obtiene una resistencia térmica igual a  $0.85 \text{ m}^2 \text{ K/W}$  y del ladrillo hueco se reporta una conductividad térmica equivalente de  $0.210 \text{ W/m K}$  y en consecuencia una resistencia térmica de  $0.190 \text{ m}^2 \text{ K/W}$ .

### 2.2.2 Estudios teórico-experimentales

Ossama y Kris (1994) evalúan experimentalmente tres paredes individuales fabricadas con bloque de concreto hueco de  $0.150 \text{ m}$  para comparar la contribución de las cavidades y la influencia del mortero, en los valores de la resistencia térmica del muro. La muestra de control correspondió al muro de bloque de concreto hueco de  $0.150 \text{ m}$  de espesor unido con mortero convencional cuya densidad es de  $1,635 \text{ kg/cm}^3$  y la conductividad térmica equivalente entre  $0.45$  y  $0.53 \text{ W/m K}$ . En la segunda opción se sustituyó el mortero por un adhesivo y en la tercera se eliminan las cavidades y el mortero. La experimentación se realizó con base la prueba ASTM C 518-76 para medición en estado estable con medición de flujo de calor. Se reportan valores de resistencia térmica de  $0.331 \text{ m}^2 \text{ K/W}$  sin considerar la influencia del mortero y de  $0.361 \text{ m}^2 \text{ K/W}$  cuando los bloques se juntan con mortero, asimismo se tiene un valor de resistencia térmica  $0.273 \text{ m}^2 \text{ K/W}$  para el muro de concreto sólido; se concluye que la resistencia térmica del muro de bloque de concreto hueco es 8% y 25% mejor que cuando se utiliza mortero para unión entre los bloques y el muro es de concreto sólido respectivamente.

Aviram D. P., et al, (2001) realizaron estudios experimentales en Hot Box, sobre una cavidad con tres diferentes razones de aspecto  $1:15$ ,  $1:20$  y  $1:30$  correspondiente a 78, 60 y 40 mm de grosor de la cavidad. La cámara de aire se desarrolló entre dos paredes de  $1.20 \times 1.20$  metros, en representación de construcciones típicas. Las paredes se fabricaron con bloque de concreto

hueco de  $220 \times 440 \times 220 \text{ mm}$  ( $\lambda_{\text{bloque}}=0.11 \text{ W/m K}$ ) y tabique sólido de arcilla ( $\lambda_{\text{tabique}}=0.95 \text{ W/m K}$ ), unidas con mortero ( $\lambda_{\text{mortero}}=0.75 \text{ W/m K}$ ).

Los resultados experimentales demostraron que aumentando la relación de aspecto, reduciendo el grosor de la cavidad, la velocidad del flujo vertical disminuye y en consecuencia es menor la transferencia de calor por convección. Se determina que la resistencia térmica aumenta un 66% para las relaciones de aspecto probadas.

Wakili K. Ghazi, Tanner Ch. (2003) Utilizando una HOT BOX, caracterizan un muro fabricado con tabiques de arcilla multiperforados de  $0.40 \times 1.56 \times 1.49 \text{ m}$  (ancho  $\times$  alto  $\times$  grueso) de forma experimental a su vez realizan cálculos numéricos para comparar sus resultados.

Los cálculos se realizan en dos dimensiones utilizando el programa BISCO y la Norma UNE EN ISO 6946. Los valores de conductividad térmica de la arcilla se obtienen de forma experimental para alimentar al software BISCO ( $0.31 \pm 0.02 \text{ W/m K}$ ) y por otra parte se utiliza el valor tabulado en la UNE EN ISO 6946 ( $0.35 \pm 0.02 \text{ W/m K}$ ) que tiene una densidad de  $1,250 \text{ kg/m}^3$ .

En una primera etapa de comparación los valores de la conductividad térmica equivalente calculada fueron menores a las experimentales lo que hizo modificar las condiciones de frontera, encontrándose que la penetración del mortero en las cavidades del tabique es del orden de  $9 \text{ mm}$ . Los valores de conductividad térmica equivalente reportados son:  $\lambda_{\text{experimental}}=0.128 \pm 0.004 \text{ W/m K}$ ,  $\lambda_{\text{BISCO}}=0.134 \pm 0.003 \text{ W/m K}$  y  $\lambda_{\text{UNE-EN-ISO-6946}}=0.138 \pm 0.003 \text{ W/m K}$ ; bajo estas consideraciones los nuevos cálculos resultaron más consistentes encontrándose diferencias de 4.7% y de 7.8% para los cálculos con el programa BISCO y con la UNE EN ISO 6946 respectivamente.

Zukowskia M. y Haeseb G. (2010), estudian experimental y numéricamente el desempeño térmico de una unidad de mampostería a base de tabique de arcilla multiperforado relleno con perlita. Consideran que la conductividad térmica de la mezcla de arcilla porosa es  $0.410 \text{ W/mK}$  para una densidad de  $1,400 \text{ kg/m}^3$  y con el fin de aumentar la resistencia térmica se rellenan las

cavidades con perlita mineral que posee una densidad de  $120 \text{ kg/m}^3$  y una conductividad térmica de  $0.046 \text{ W/m}$ . Los resultados obtenidos muestran que se puede caracterizar el tabique relleno con perlita con una conductividad térmica equivalente de  $0.09 \text{ W/mK}$  y una densidad de  $653 \text{ kg/m}^3$  y para este caso el valor  $U=0.29 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

Borbón y colaboradores (2010) realizan un estudio experimental de la resistencia térmica de un muro de bloque de concreto hueco de  $12 \times 20 \times 40 \text{ cm}$ ,  $2.00 \text{ m}$  de alto, por  $1.60 \text{ m}$  de ancho, reproduciendo las condiciones ambientales para la ciudad Hermosillo, Sonora, en épocas de sobrecalentamiento.

Para mediciones en estado permanente se reporta una resistencia térmica promedio de  $0.174 \text{ m}^2\text{K/W}$ , y se encuentra que la resistencia térmica varía de acuerdo con el gradiente de temperatura.

Hülya Kus, Ertan Özkan, Özgür Göcer y Ecem Edis (2013), utilizaron una HOT BOX, para evaluar el desempeño térmico de dos tipos de muro típicos de Turquía, fabricados con un tipo de bloque de concreto ligero con agregados a base de pumita también denominada piedra pómez, que tiene una densidad de  $722$  a  $911 \text{ kg/m}^3$  y una conductividad térmica es de  $0.293 \text{ W/m K}$ .

Las dimensiones de los muros evaluados son de  $1.20 \times 2.40 \text{ m}$  (*longitud*  $\times$  *altura*) y los bloques tipo son de  $0.185 \times 0.390 \times 0.190 \text{ m}$  denominado  $W_1$  y otro de  $0.185 \times 0.330 \times 0.240 \text{ m}$  (*anchura*  $\times$  *altura*  $\times$  *grosor*) denominado  $W_2$ , los bloques contienen ocho huecos alineados y traslapados en un arreglo 3-2-3, con lengüetas a los lados para la unión vertical y utilizando mortero para la unión horizontal.

Las corridas experimentales se realizan bajo siete y seis condiciones distintas de humedad relativa y gradiente de temperatura, para los bloques  $W_1$  y  $W_2$  respectivamente. Se reporta una conductividad térmica equivalente promedio de  $0.199 \text{ W/mK}$  y  $0.198 \text{ W/mK}$  los resultados obtenidos muestran que los huecos favorecen un mejor desempeño térmico, considerando que la conductividad equivalente de los muros probados, es menor que si se hubieran fabricado con

bloques totalmente sólidos del mismo material que tiene una conductividad térmica de  $0.293 \text{ W/m K}$ , mayor a la obtenida en la caracterización térmica del muro.

### **2.3. Conclusión de la Revisión Bibliográfica.**

Si bien la literatura especializada en el tema es amplia, pocos son los autores que se enfocan a un estudio numérico y experimental en su conjunto. Betts y Bokhari (2000) realizaron un estudio experimental que en muchos casos se utiliza como estudio de referencia. Sin embargo no consideró el efecto de la radiación, ya que en forma deliberada buscó limitar el análisis a la pura convección natural, en nuestro caso se buscará validar la modelación con mediciones experimentales.

También existen muchos estudios sobre tabiques multiperforados o relacionados con bloques de concreto hueco, a excepción de Borbón et al (2010) y Ossama et al (1994), que si corresponden al caso estudio del presente trabajo, aunque se aplica una metodología diferente porque el objetivo de esta tesis doctoral, es revisar el desempeño térmico de la cavidad constructiva y del bloque de concreto hueco en su conjunto



## Marco teórico

### 3.1. Mecanismos de transferencia de calor

De los principios de termodinámica, se tiene que el calor es energía en tránsito debido a diferencias de temperaturas entre dos cuerpos. Se conoce como *Transferencia de calor* a la disciplina de ingeniería que estudia los mecanismos encargados de la transferencia de energía de un cuerpo a otro, siempre que existe un *gradiente de temperatura*. La transferencia de calor que se presenta entre dos cuerpos por contacto directo, se conoce como *conducción*. En contraste, la *convección* se refiere a la transferencia de calor entre una superficie y un fluido cuando existe entre ellos una diferencia de temperaturas. El tercer modo de transferencia de calor es por *radiación térmica*. Todas las superficies con una temperatura finita emiten energía en forma de ondas electromagnéticas.

#### 3.1.1. Transporte de calor por conducción

El fenómeno de transferencia de calor por conducción es un proceso de propagación de energía en un medio sólido, líquido o gaseoso, mediante comunicación molecular directa o entre cuerpos a distintas temperaturas. En los sólidos, la única forma de transferencia de calor es la conducción. En 1822, el matemático francés Joseph Fourier dio una expresión matemática precisa que hoy se conoce como *Ley de Fourier* de la conducción del calor. Esta ley afirma que la velocidad de conducción de calor a través de un cuerpo por unidad de sección transversal es proporcional al gradiente de temperatura que existe en el cuerpo, el factor de proporcionalidad se denomina *conductividad térmica* ( $\lambda$ ) del material.

$$q_{cond} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \quad (3.1)$$

Donde:

$q_{cond}$  Es la rapidez de transferencia de calor en dirección transversal al sólido por unidad de área, en  $W/m^2$

$\frac{\partial T}{\partial x}$  Es el gradiente de temperaturas en  $K/m$  o  $^{\circ}C/m$

$\lambda$  Es la conductividad térmica del material en  $W/m K$  o  $W/m ^{\circ}C$

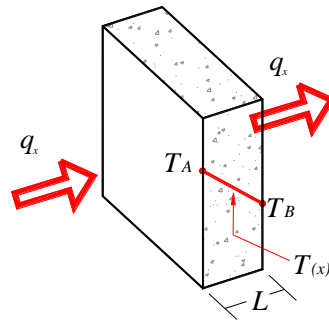


Figura 3.1. Flujo de calor unidireccional a través de una pared

### 3.1.2. Transporte de calor por convección.

El fenómeno de transferencia de calor por convección es un proceso de transporte de energía que se lleva a cabo como consecuencia del movimiento de un fluido (líquido o gas). Considérese una placa cuya superficie se mantiene a una temperatura  $T_{sup}$  (figura. 2.2) que disipa calor hacia un fluido cuya temperatura es  $T_{\infty}$ . La experiencia indica que el sistema disipa más calor cuando se le deja pasar aire proveniente de un ventilador que cuando se encuentra expuesto al movimiento natural del aire; deduciéndose que la velocidad del fluido tiene un efecto importante sobre la transferencia de calor a lo largo de la superficie.

De manera análoga, la experiencia indica que el flujo de calor es diferente si la placa se enfría con agua o aceite en vez de aire. De ahí que las propiedades del fluido tengan un efecto importante sobre la transferencia de calor.

Puesto que la velocidad relativa del fluido con respecto a la placa es generalmente igual a cero en la interfaz sólido-fluido, el calor se transfiere por conducción solamente en este plano. Sin embargo, el calor disipado por la placa puede obtenerse mediante la ecuación 2.2, conocida como “Ley de enfriamiento de Newton”. El flujo de calor disipado por el sistema se determina en función de la diferencia total de temperaturas entre la superficie y el fluido.

$$q_{conv} = -h_{conv}(T_{\infty} - T_{sup}) \quad (3.2)$$

Donde:

- $q_{conv}$  Es la rapidez de transferencia de calor en dirección transversal al sólido por unidad de área, en  $W/m^2$
- $h_{conv}$  Es el coeficiente convectivo en  $W/m^2K$
- $T_{\infty}$  y  $T_{sup}$  Temperatura del fluido y de la superficie respectivamente en  $K$

El coeficiente convectivo depende del comportamiento de la capa límite; geometría de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido, las propiedades termodinámicas y de movimiento del fluido entre las más importantes.

### 3.1.3. Transporte de energía por radiación.

La radiación térmica es energía emitida por materia que se encuentra a una temperatura finita y aunque nos enfocaremos a la radiación de superficies sólidas, la emisión también puede ocurrir en líquidos o gases. Independientemente del estado de agregación de la materia, la emisión puede atribuirse a cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas.

La radiación que es emitida por una superficie, se origina de la energía térmica de la materia; a la rapidez que es liberada la energía, por unidad de área ( $W/m^2$ ) se le llama **potencia emisiva** de la superficie. Un emisor ideal denominado cuerpo negro, emite radiación térmica de acuerdo con la Ley de Stefan-Boltzmann.

$$E_b = \sigma T_s^4 \quad (3.3)$$

Donde:

- $E_b$  Potencia emisiva del cuerpo negro ( $W/m^2$ )
- $T_s$  Es la temperatura absoluta de la superficie ( $K$ )
- $\sigma$  Es la constante de Stefan-Boltzmann ( $5.667 \times 10^{-8} W/m^2 K^4$ )

De la esta Ley se deduce que la superficie de todo cuerpo negro emite radiación, si es que se encuentra a una temperatura diferente del cero absoluto, independientemente de las condiciones ambientales. Dado que un cuerpo real emite una menor cantidad de radiación que un cuerpo negro, se define la emisividad ( $\varepsilon$ ) de un cuerpo gris como el cociente de la emisión de radiación de un cuerpo gris, con respecto a la un cuerpo negro:

$$\varepsilon = \frac{E_g}{E_b} \quad (3.5)$$

Donde  $\varepsilon$  es una propiedad de la superficie menor que la unidad. La emisividad depende del color y el acabado superficial del material, la potencia emisiva de un cuerpo gris es:

$$E_g = \sigma \varepsilon T_s^4 \quad (3.6)$$

Sustituyendo la potencia emisiva del cuerpo gris por  $Q/A$  y despejando  $Q$ :

$$Q = \sigma \varepsilon A T_s^4 \quad (3.7)$$

### 3.2. Ecuaciones generales de la transferencia de calor por conducción.

De acuerdo con la primera ley de la termodinámica donde el balance energético en un cuerpo puede expresarse como:

$$\boxed{\text{ENERGÍA TOTAL QUE ENTRA AL SISTEMA}} + \boxed{\text{ENERGÍA TOTAL QUE SALE DEL SISTEMA}} = \boxed{\text{CAMBIO DE LA ENERGÍA TOTAL DEL SISTEMA}}$$

En el análisis de la transferencia de calor se tiene:

$$\underbrace{Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}}}_{\text{Transferencia neta de calor}} + \underbrace{E_{\text{generada}}}_{\text{Generación de calor}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\text{Cambio en la energía térmica del sistema}}$$

Considérese la conducción del calor a través de una pared plana grande, la conducción en estas condiciones puede considerarse unidimensional ya que la conducción del calor será dominante en una dirección y despreciable en las demás. El balance de energía en un elemento infinitesimal  $\Delta x$  en un intervalo de tiempo  $\Delta t$ , puede expresarse como:

$$\boxed{\text{Velocidad de conducción de calor en } x} - \boxed{\text{Velocidad de conducción de calor en } x+\Delta x} + \boxed{\text{Velocidad de generación de calor en el interior del elemento}} = \boxed{\text{Velocidad de cambio del contenido de la energía del elemento}}$$

O sea:

$$Q_x - Q_{x+\Delta x} + E_{\text{elemento}} = \frac{\Delta E_{\text{elemento}}}{\Delta t}$$

Pero el cambio en el contenido de energía interna del elemento y la velocidad de generación de calor dentro del elemento se pueden expresar como:

$$\Delta E_{elemento} = (E_{t+\Delta t} - E_t) = mC_p(T_{t+\Delta t} - T_t) = \rho C_p A \Delta x \left( \frac{T_{t+\Delta t} - T_t}{\Delta t} \right)$$

Desarrollando bajo los límites adecuados y aplicando la ley de Fourier, se obtiene la expresión general de transferencia de calor.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{g}{\lambda} = \left( \frac{\rho C_p}{\lambda} \right) \frac{\delta T}{\delta t} \quad (3.5)$$

Al recíproco del término entre paréntesis se conoce con el nombre de difusividad térmica:

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

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{g}{\lambda} = \left( \frac{1}{\alpha} \right) \frac{\delta T}{\delta t}$$

Bajo los supuestos anteriores la ecuación general de calor en tres dimensiones toma la forma:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{g}{\lambda} = \left( \frac{1}{\alpha} \right) \frac{\delta T}{\delta t}$$

La ecuación anterior se conoce como ecuación de Fourier Biot y en condiciones específicas, se reduce a estas formas.

1) Estado estable (ecuación de Poisson).

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{g}{\lambda} = 0 \quad (3.6)$$

2) Régimen transitorio sin generación de calor (ecuación de difusión).

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \left( \frac{1}{\alpha} \right) \frac{\delta T}{\delta t} \quad (3.7)$$

3) Estado estable, sin generación de calor (ecuación de Laplace).

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (3.8)$$

### 3.3. Convección natural

Para definir el ámbito de estudio de la convección, ésta se clasifica en convección natural o forzada, la primera sucede cuando el fluido se mueve por gradientes de temperatura venciendo la inercia del fluido, la segunda cuando se utiliza algún medio mecánico para mover la masa de fluido, sin embargo la transferencia de calor de un fluido o gas en ausencia de movimiento es por conducción.

La transferencia de calor por convección implica la comprensión del movimiento del fluido o gas así como de la conducción del calor. Cuando una superficie vertical tiene una temperatura mayor que la del aire, la superficie eleva la temperatura de las capas adyacentes de aire, y el aire calentado sube. Esto resulta a razón de que la densidad de un gas es inversamente proporcional a su temperatura, por lo tanto el aire caliente sube, y el volumen desalojado es ocupado por aire frío de mayor densidad. El movimiento continuo de reemplazo de aire frío por aire calentado se llama corriente de convección natural y la transferencia de calor resultado de este movimiento se denomina Transferencia de Calor por Convección Natural.

En un campo gravitacional existe una fuerza neta de empuje hacia arriba que ejerce un fluido sobre un cuerpo sumergido completa o parcialmente, denominada fuerza de empuje. Este efecto de “flotación” también es el responsable del movimiento natural de los fluidos, y es proporcional a la diferencia de densidades de los gases calientes.

#### 3.3.1 Números adimensionales

Con el propósito de reducir el número de variables totales en los estudios experimentales, es común quitar las dimensiones a las ecuaciones que rigen y combinar las variables que se agrupan en números adimensionales, a continuación se mencionan los más importantes que tienen relación con la convección natural.

Número de Nusselt. Se define como el coeficiente adimensional de transferencia de calor por convección; representa una medida del mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección con respecto a la conducción a través de la misma capa. Entre mayor sea el número de Nusselt, más eficaz es la convección. En forma matemática:

$$Nu = \frac{hL_c}{\lambda} \quad (3.9)$$

Número de Prandtl. Describe el espesor relativo de las capas límite de velocidad y térmica definido por velocidad de difusión de la cantidad de movimiento entre la velocidad de difusión del calor.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (3.10)$$

Número de Grashof. Expresa la relación entre las fuerzas de empuje, debidas a la flotación y las fuerzas viscosas del fluido opuestas al movimiento del mismo.

$$Gr_x = \frac{\text{Fuerzas de empuje}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \quad (3.11)$$

Número de Rayleigh. Define el umbral entre el régimen laminar y turbulento en el caso de la convección pura, y se determina con el producto del número de Grashof y el Prandtl:

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\alpha\nu} \quad (3.12)$$

Número de Reynolds. El número de Reynolds ( $Re$ ) de un flujo es un parámetro adimensional que proporciona una medida de la importancia relativa de las fuerzas inerciales, asociadas con los efectos convectivos y las fuerzas viscosas.

La transición de flujo laminar a turbulento depende de la configuración geométrica de la superficie, de su aspereza, de la velocidad de la corriente libre, de la temperatura de la superficie

y del tipo de fluido. El régimen de flujo depende principalmente de la razón de las fuerzas de inercia con respecto a las fuerzas viscosas en el fluido.

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{VL_c}{\nu} = \frac{\rho VL_c}{\mu} \quad (3.13)$$

$T_s$	Temperatura de la placa (K)
$T_\infty$	Temperatura del aire (K)
$\beta$	Coefficiente de expansión volumétrica, recíproco del promedio de temperaturas superficiales ( $K^{-1}$ )
$\gamma$	Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )
$g$	Constante de gravedad ( $9.81 m/s^2$ )
$C_p$	Calor específico del fluido ( $J/Kg \text{ } ^\circ C$ )
$\mu$	Viscosidad dinámica ( $N s/m^2$ )
$V$	Velocidad del fluido ( $m/s$ )
$L_c$	Longitud característica (m)

### 3.3.2 Modelos empíricos de convección natural.

En la transferencia de calor por convección natural sobre una superficie interviene la configuración geométrica, inclinación, gradiente de temperaturas y propiedades termofísicas del fluido principalmente. Aun cuando se comprenda bien el mecanismo de la convección natural las complejidades del movimiento del fluido hacen que sea muy difícil la obtención de relaciones analíticas sencillas mediante la resolución de ecuaciones que rijan el movimiento y el transporte de la energía. A excepción de algunos casos simples que tienen soluciones analíticas exactas.

Con base en estudios empíricos la convección natural se da para cualquier valor de  $Ra_L > 0$ , y la transferencia de calor por conducción pura se efectúa para,  $Ra_L < 10^3$ . Al aumentar  $Ra_L$  el flujo se desarrolla y se forman celdas de convección.

- ✓ Cuando  $Ra_L = 10^4$  el flujo pasa a ser tipo capa límite, con capas que fluyen hacia arriba sobre la pared caliente y hacia abajo sobre la pared fría, mientras que en la región central el flujo permanece prácticamente estacionario.
- ✓ Cuando  $Ra_L = 10^5$  se desarrollan hileras verticales de vórtices horizontales en el centro del flujo
- ✓ Cuando  $Ra_L = 10^6$  el flujo en el centro se vuelve turbulento

Valores típicos de  $Nu$  para el aire con  $H/L > 3$ , son los siguientes:

- ✓  $Nu = 1$ , para:  $Gr < 2.000$
- ✓  $Nu_L = 0,18 Gr^{0.25} (H/L)^{0.11}$ , para:  $2.103 < Gr < 2.104$
- ✓  $Nu_L = 0,065 Gr^{0.33} (H/L)^{0.11}$ , para:  $2.104 < Gr < 107$

En la práctica existen problemas que implican el estudio de la transferencia de calor donde se presentan cámaras de aire, esto implica entender el problema para un caso que no es estacionario, ya que el aire se mueve por convección natural y esto tiene un efecto en la transferencia de calor de las superficies involucradas, tal es el caso de una ventana con vidrio doble o de un muro de bloques de concreto huecos.

Cuando se conoce el número de Nusselt la velocidad de transferencia de calor a través de un recinto cerrado se puede determinar así.

$$q = hA_s(T_1 - T_2) = \lambda N_u A_s \frac{T_1 - T_2}{L_c}$$

Si consideramos que la conductividad térmica efectiva está dada por el término

$$\lambda_{ef} = \lambda N_u$$

La transferencia puede expresarse de forma análoga a la ley de Fourier

$$q = \lambda_{ef} A_s \frac{T_1 - T_2}{L_c} \quad (3.14)$$

Ha sido motivo de estudios exhaustivos la transferencia de calor en espacios encerrados con cámaras de aire, siendo tema de investigaciones experimentales y numéricas, es por ello que existen numerosas correlaciones para el número de Nusselt que tienen la siguiente forma.

$$N_u = C Ra_L^n \quad (3.15)$$

Donde  $C$  y  $n$  son constantes suficientemente exactas, sin embargo su intervalo de aplicación de números de Prandtl y Raleigh es reducidos.

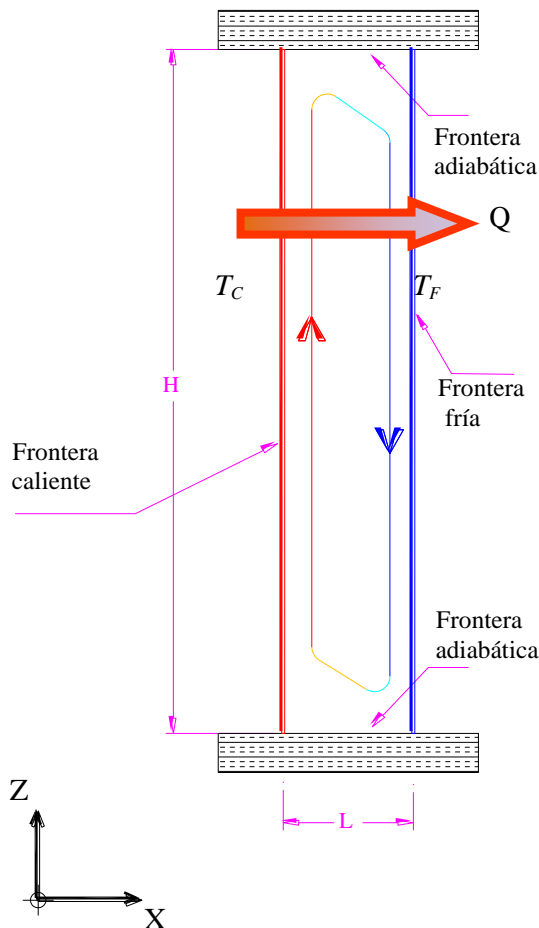


Figura 2.2. Convección natural entre dos placas a diferentes temperaturas

Algunas expresiones empíricas para la obtención del Nusselt son las de Berkovsky y Polevikov (1977).

$$Nu = 0.18 \left( \frac{Pr}{0.2 + Pr} Ra_L \right)^{0.29}$$

Para  $1 < \frac{H}{L} < 2$  cualquier número de Prandtl que:

$$\frac{Ra_L Pr}{0.2 + Pr} > 10^3$$

$$Nu = 0.22 \left( \frac{Pr}{0.2 + Pr} Ra_L \right)^{0.28} \left( \frac{H}{L} \right)^{-0.3}$$

Para  $2 < \frac{H}{L} < 10$  cualquier número de Prandtl que:

$$Ra_L = 10^{10}$$

Para recintos verticales con proporciones dimensionales más grandes se pueden utilizar las correlaciones de Mc Gregor y Emery (1969).

$$Nu = 0.42 Ra_L^{0.25} Pr^{0.012} \left( \frac{H}{L} \right)^{-0.3}$$

Para  $10 < \frac{H}{L} < 40$   $1 < \frac{H}{L} < 2 \times 10^4$   $10^4 < Ra_L < 10^7$

$$Nu = 0.46 Ra_L^{1/3}$$

Para  $10 < \frac{H}{L} < 40$   $1 < \frac{H}{L} < 20$   $10^6 < Ra_L < 10^9$

Correlación de ElSherbiny (1982).

$$Nu_1 = 0.0605 Ra_L^{1/3}$$

$$Nu_2 = \left[ 1 + \left\{ \frac{0.104 Ra_L^{0.293}}{1 + (6310/Ra_L)^{1.36}} \right\}^3 \right]^{1/3}$$

$$Nu_3 = 0.242 \left\{ \frac{Ra_L^{1/3}}{(H/L)} \right\}^{0.272}$$

$$Nu = \max(Nu_1, Nu_2, Nu_3) \quad \text{para toda razón de aspecto} \quad 5 \leq \frac{H}{L} \leq 110$$

Siempre y cuando:

$$\frac{H}{L} = 20; \quad Ra_L < 2 \times 10^6$$

$$\frac{H}{L} = 40; \quad Ra_L < 2 \times 10^5$$

$$\frac{H}{L} = 80; \quad Ra_L < 3 \times 10^4$$

Correlación de Yin (1978).

$$Nu = 0.23 Ra_L^{0.269} \left(\frac{H}{L}\right)^{-0.131}$$

$$4.9 \leq \frac{H}{L} \leq 78.7 \quad 10^3 \leq Ra_L \leq 5 \times 10^6$$

Correlación de Wrigth (1996).

$$Nu = 0.0673838 Ra_L^{0.3} \quad 5 \times 10^4 \leq Ra_L \leq 10^6$$

$$Nu = 0.028154 Ra_L^{0.4134} \quad 10^4 \leq Ra_L \leq 5 \times 10^4$$

$$Nu = 1 + 1.75967 \times 10^{-10} Ra_L^{2.2984755} \quad Ra_L \leq 10^4$$

$$\frac{H}{L} \geq 40$$

EN 673.

$$Nu = \max(0.035 Ra_L^{0.38}, 1)$$

En cualquiera de los casos se debe cumplir que el número de  $Ra_L \leq 2 \times 10^6$ . Las propiedades del aire son función de su temperatura y éstas se evalúan con la temperatura promedio entre las placas.

$$T_{prom} = \frac{T_C + T_F}{2}$$

### 3.3.3 Modelo matemático de convección natural

Para estudiar con mayor detalle la transferencia de calor a través de fluidos, requiere plantear un modelo matemático que involucra las ecuaciones de conservación de masa, momentum y energía, las ecuaciones de momentum fueron desarrolladas por Navier-Stokes, aunque al conjunto de todas las ecuaciones también se les conoce como el mismo nombre.

**Ecuación de la conservación de masa.** Esta se basa en el principio de conservación de la masa y la ecuación representa el flujo neto de la masa, que pasa a través de las fronteras de un volumen de control, también se conoce como ecuación de continuidad.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3.16)$$

**Ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento.** Las formas diferenciales de las ecuaciones de movimiento en la capa límite de la velocidad se obtienen mediante la aplicación de la segunda ley de Newton del movimiento, donde el impulso y la cantidad de movimiento del fluido para un volumen de control son constante.

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.17)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3.18)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.19)$$

**Ecuación de la conservación de la energía.** La conservación de energía es la primera ley de la Termodinámica, y afirma que la cantidad de cambio de energía en cualquier sistema es igual a la cantidad de calor adicionado más la cantidad de trabajo realizado por el sistema. Entonces el flujo neto de salida más el incremento en el tiempo de la energía interna y cinética en el interior

de un volumen de control, es igual al trabajo realizado, al balance de calor por gradiente térmico a través de las fronteras del volumen de control, así como la energía interna generada o absorbida.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{\rho C_p}{\lambda} \left[ \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right] \quad (3.20)$$

De acuerdo con nuestro modelo físico a resolver, las componentes escalares para el estado permanente en tres dimensiones sin generación interna de energía son.

#### Conservación de la cantidad de movimiento

Componente en x:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = - \frac{\partial P}{\rho \partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3.21)$$

Componente en y:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = - \frac{\partial P}{\rho \partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g\beta(T - T_\infty) \quad (3.22)$$

Componente en z:

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.23)$$

Conservación de la masa (continuidad)

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.24)$$

Conservación de la energía

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (3.25)$$

La solución general de acuerdo con el modelo físico a resolver en dos dimensiones resume las aplicaciones de las ecuaciones Navier-Stokes y de energía del fluido en movimiento basadas en la formulación Euleriana. En ambas ecuaciones se supone un volumen de control fijo en el espacio cuyo medio es continuo y a través de él pasa un fluido que es posible aplicarle los

principios de conservación de la cantidad de movimiento, masa y energía. Para la solución de las ecuaciones se asume un a) fluido incompresible y b) la aproximación de Boussinesq.

### 3.4 Intercambio radiativo entre superficies.

Para desarrollar este modelo es importante considerar ciertas hipótesis que permitan realizar un análisis sencillo con respecto a la radiación en la cavidad, suponiendo que el intercambio radiativo es de superficie a superficie sin participación del medio, además que las superficies son opacas, grises y difusas, asimismo cada superficie es isotérmica por lo tanto la radiación saliente y entrante son uniformes.

La radiación que sale de una superficie consta de una parte emitida y otra reflejada, la energía total que sale de una superficie por unidad de tiempo y por unidad de área es la *radiosidad* y se denota por  $J$ . Para una superficie  $i$  gris y opaca la radiosidad se expresa como.

$$J_i = \left( \begin{array}{l} \text{Radiación emitida} \\ \text{por la superficie } i \end{array} \right) + \left( \begin{array}{l} \text{Radiación reflejada} \\ \text{por la superficie } i \end{array} \right)$$

$$J_i = \varepsilon_i E_{bi} + \rho_i G_i$$

$$J_i = \varepsilon_i E_{bi} + (1 - \varepsilon_i) G_i \quad (3.26)$$

En donde  $E_{bi} = \sigma T^4$  es el poder de emisión de cuerpo negro de la superficie  $i$  y  $G_i$  es la energía de radiación que incide sobre la superficie  $i$  por unidad de tiempo por unidad de área.

Nótese que cuando  $\varepsilon_i=1$  la radiación reflejada por la superficie es cero, entonces la radiosidad de un cuerpo negro es igual a su poder de emisión.

$$J_i = \varepsilon_i E_{bi}$$

Una superficie experimenta una ganancia neta o una pérdida neta de energía, dependiendo cual de las dos cantidades es mayor, a esto se le llama transferencia neta de calor por radiación hacia una superficie o desde una superficie (figura 3.3), que se expresa como

$$q_i = \left( \text{Radiación que sale de toda la superficie } i \right) - \left( \text{Radiación que incide sobre toda la superficie } i \right)$$

$$q_i = A_i(J_i - G_i) \tag{3.27}$$

Despejando  $G_i$  de la ecuación 3.15 y sustituyéndola en 3.16

$$q_i = A_i \left( J_i - \frac{J_i - \epsilon_i E_{bi}}{1 - \epsilon_i} \right) = \frac{A_i \epsilon_i}{1 - \epsilon_i} (E_{bi} - J_i)$$

Análogamente a la ley de Ohm.

$$q_i = \frac{(E_{bi} - J_i)}{R_i}$$

En donde:

$$R_i = \frac{1 - \epsilon_i}{A_i \epsilon_i}$$

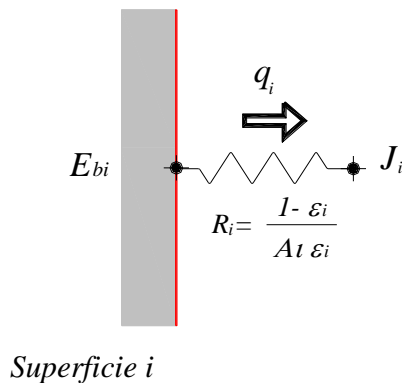


Figura 3.3. Analogía eléctrica de la resistencia superficial por radiación

La transferencia neta de calor entre dos superficies difusas, grises y opacas, que se mantienen a temperaturas uniformes puede obtenerse aplicando un modelo de resistencia como el que se muestra en la figura 3.4., cuya ecuación gobernante se puede expresar como

$$q_{i \rightarrow j} = \left( \begin{array}{l} \text{Radiación que sale} \\ \text{de toda la superficie "i" y que} \\ \text{choca contra la superficie "j"} \end{array} \right) - \left( \begin{array}{l} \text{Radiación que sale} \\ \text{de toda la superficie "j" y que} \\ \text{choca contra la superficie "i"} \end{array} \right)$$

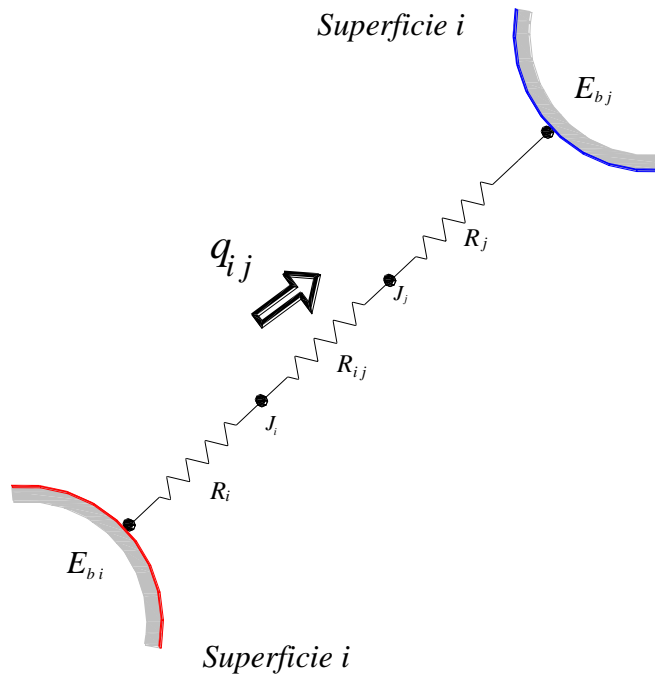


Figura 3.4. Analogía eléctrica de la resistencia espacial a la radiación

$$q_{i \rightarrow j} = A_i J_i F_{i \rightarrow j} - A_j J_j F_{j \rightarrow i}$$

Asumiendo la relación de reciprocidad:  $A_i F_{i \rightarrow j} = A_j F_{j \rightarrow i}$

$$q_{i \rightarrow j} = A_i F_{i \rightarrow j} (J_i - J_j)$$

En analogía con la ley de Ohm

$$q_{i \rightarrow j} = \frac{(J_i - J_j)}{R_{i \rightarrow j}}$$

Donde

$$R_{i \rightarrow j} = \frac{1}{A_i F_{i \rightarrow j}}$$

Se conoce como la **resistencia del espacio** a la radiación.

En un recinto con  $N$  superficies el principio de conservación de la energía requiere de la transferencia neta de calor desde la superficie  $i$  sea igual a la suma de las transferencias netas de calor desde la superficie  $i$  a cada una de las  $N$  superficies de recinto; es decir,

$$q_i = \sum_{j=1}^N q_{i \rightarrow j} = \sum_{j=1}^N \frac{(J_i - J_j)}{R_{i \rightarrow j}}$$

Un caso especial a considerar es la transferencia de calor por radiación en recintos cerrados de dos superficies, por tratarse del modelo que se aplicará al transporte de energía por radiación en la cavidad del bloque de concreto hueco.

Considerando un recinto cerrado que consta de dos superficies  $1$  y  $2$  difusas, grises y opacas a las temperaturas específicas  $T_1$  y  $T_2$  y tienen las emisividades  $\varepsilon_1$  y  $\varepsilon_2$  respectivamente.

$$q_{1 \rightarrow 2} = q_1 = -q_2$$

La red de radiación del recinto consta de dos resistencias superficiales y una del espacio como se ve en la figura 1.2 La transferencia neta de radiación se determina dividiendo la diferencia de emisión de cada superficie entre la resistencia total existente entre las dos superficies.

$$q_{1 \rightarrow 2} = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{R_1 + R_{1 \rightarrow 2} + R_2}$$

$$q_{1 \rightarrow 2} = \frac{A\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1 - \epsilon_1}{A_1\epsilon_1} + \frac{1}{A_1F_{1 \rightarrow 2}} + \frac{1 - \epsilon_2}{A_2\epsilon_2}}$$

Este resultado es aplicable a cualquier superficie gris, difusa y opaca que se encuentren en una cavidad cerrada. El factor de vista  $F_{1 \rightarrow 2}$  dependerá de la configuración geométrica de la cavidad y deberá determinarse primero. Para el caso de intercambio radiativo entre dos placas paralelas infinitamente grandes que interesa aplicar,  $F_{1 \rightarrow 2} = 1$  y  $A_1 = A_2 = A$  la expresión anterior se transforma en:

$$q_{1 \rightarrow 2} = \frac{A\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \quad (3.28)$$

Como se aprecia el término contiene potencias cuartas y por estrategia de solución se linealiza la ecuación desarrollando los binomios conjugados.

$$T_1^4 - T_2^4 = (T_1^2 + T_2^2)(T_1^2 - T_2^2)$$

$$T_1^4 - T_2^4 = (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)(T_1 - T_2)$$

Sustituyendo en la ecuación

$$q_{1 \rightarrow 2} = \frac{A\sigma(T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} (T_1 - T_2)$$

Considerando una emisividad efectiva.

$$\epsilon_{efectiva} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1}$$

Y a su vez

$$h_{rad} = \sigma(T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2) \epsilon_{efectiva}$$

Entonces

$$q_{1 \rightarrow 2} = h_{rad} A (T_1 - T_2) \quad (3.29)$$

Nótese que la expresión 1.12 tiene las formas canónicas de transferencia de calor por convección y conducción, sin embargo el término  $h_{rad}$  depende de la variación de las temperaturas superficiales en potencias cúbicas, lo que implica plantear la solución del balance radiativo de las superficies, de forma implícita.

## Capítulo



## Metodología Experimental

### 4.1. Desarrollo del prototipo.

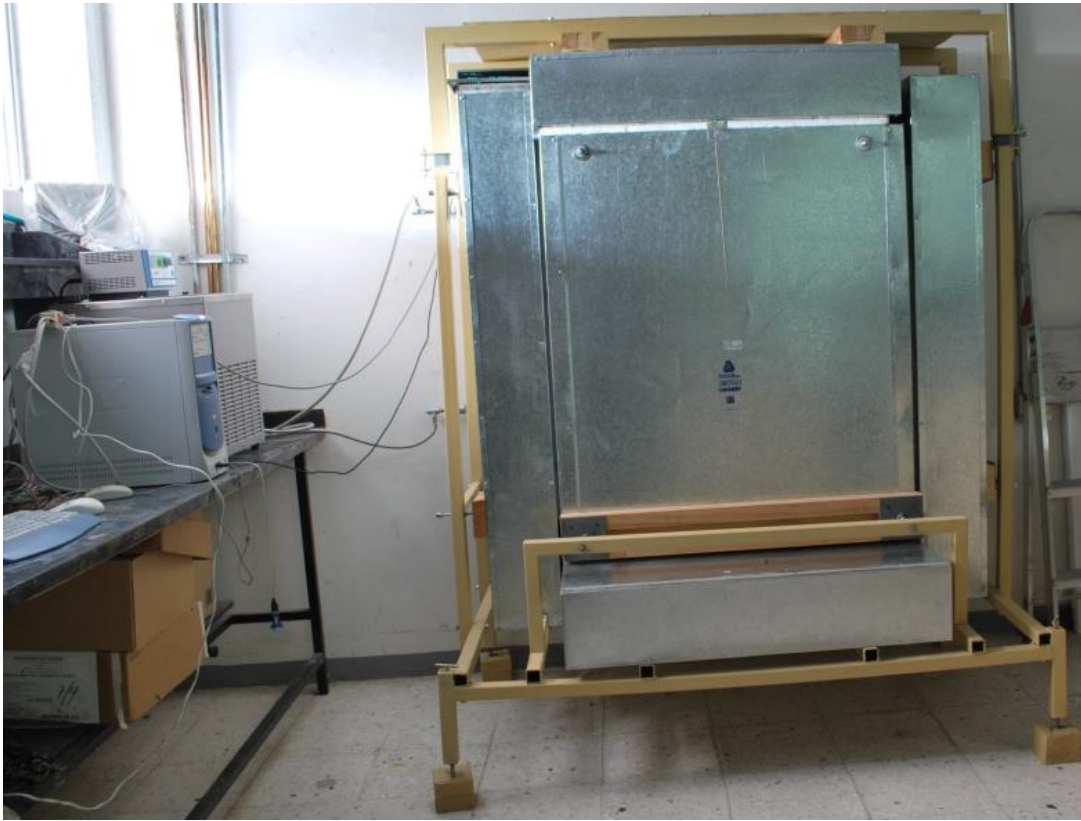
El desarrollo de dispositivos para medición de las propiedades termofísicas en México, sucede a partir del establecimiento de acciones y de las necesidades encaminadas a limitar las ganancias de calor en las edificaciones (NOM-008-ENER-2001 y NOM-020-ENER-2011) y del esfuerzo de los investigadores por caracterizar los materiales.

En este ámbito se han tenido experiencias propias, Vladimir, et al, 1996, desarrolla un equipo experimental de fuente radial de calor para evaluar la conductividad térmica en especímenes cilíndricos, bajo el mismo propósito Ruiz H. et al, 1996 también construyó un equipo basado en la norma ASTM-C-177, usando un aparato de plancha caliente protegida, con dos lados de medición, en ambos casos para estimar la conductividad térmica aparente, las muestras se evalúan en estado permanente.

En el ámbito nacional, algunos investigadores mejoran las propuestas acoplando el medidor de conductividad térmica a un banco de pruebas (Flores M. F. et al, 1999), otros buscando adaptar el diseño a materiales de construcción con dimensiones considerables (Álvarez R. R. et al, 2004).

En la determinación experimental de la conductividad térmica Lira C. et al 1996 construyeron un aparato de placa caliente con guarda (APCG) con dos lados de medición. El diseño y construcción del aparato fue realizado en 1997 por Rubén Salazar, Leonel Lira y Alfonso García. Este instrumento fue la base para el desarrollo de un aparato primario, que actualmente se encuentra en el CENAM como patrón y con él se tiene la capacidad de medir la conductividad térmica de aislantes térmicos y de materiales construcción con una incertidumbre del 5%. El aparato se construyó de acuerdo a la norma ASTM-C-177.

El dispositivo desarrollado para las pruebas experimentales está basado en la norma ASTM C-177 con un solo lado de medición, donde se usó una caja protegida con aislamiento térmico, garantizando las condiciones que debe cumplir un dispositivo para las mediciones calorimétricas en estado permanente (figura 4.1).



**Figura 4.1 Prototipo Experimental.**

**Gabinete de prueba.** Se fabrica con una estructura metálica externa a base de PTR estructural que soporta los volúmenes contruidos a base de madera triplay y núcleos de poliestireno expandido; los volúmenes se diseñan para albergar la cavidad experimental, construida a partir de un marco de madera y poliestireno expandido que contiene la resistencia eléctrica (fuente calefactora). La cámara de aire que se forma tiene la relación de aspecto de la cavidad de estudio, así como las condiciones adiabáticas deseadas (figura 4.2).

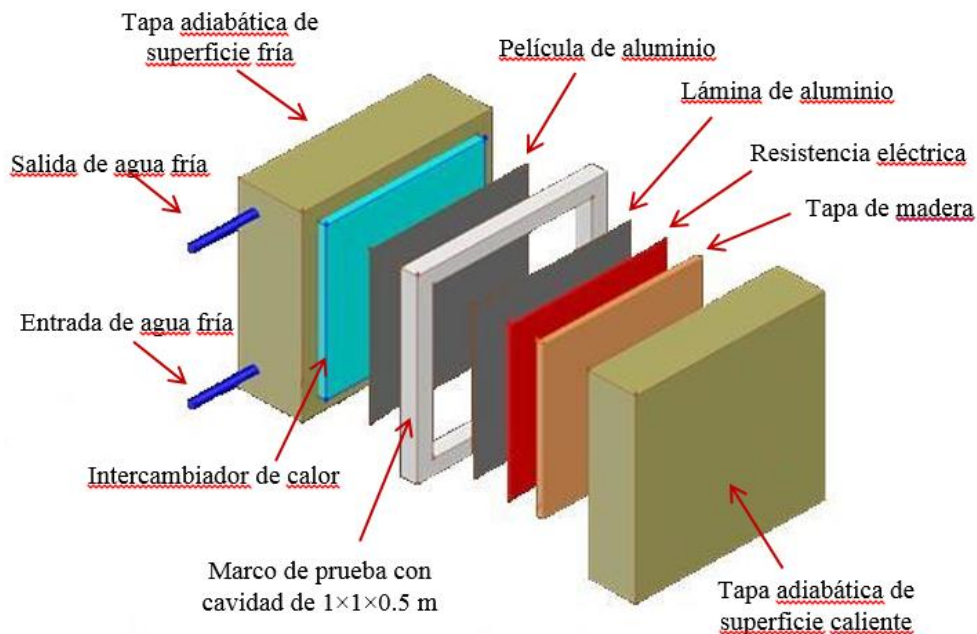


Figura 4.2 Esquema del Gabinete de Prueba.

**Volúmenes aislados térmicamente.** El diseño del gabinete garantiza un mayor aislamiento térmico en la dirección del flujo de calor y evita al máximo las pérdidas de calor laterales, las placas de triplay son de 1.27 cm de espesor, y los volúmenes de poliestireno expandido tienen espesores entre 25 y 35 cm, con resistencias térmicas entre 7 y 10 m<sup>2</sup> K/W.

- ⊕ **Volumen inferior:** esta se encuentra en la parte inferior del dispositivo y está anclada a la estructura metálica, evita infiltraciones de aire así como ganancias o pérdidas de calor por debajo del gabinete.
- ⊕ **Volumen de la superficie fría:** esta se encuentra del lado del intercambiador de calor y está anclada al muro de concreto donde previamente se fijó el intercambiador; evita infiltraciones de aire y ganancias de calor por el lado frío.
- ⊕ **Volumen de la superficie caliente:** El marco de la cavidad con la resistencia eléctrica se encuentra embebida en este volumen; evita infiltraciones de aire y pérdidas de calor por el lado caliente.
- ⊕ **Volúmenes laterales:** son dos y se encuentran a la izquierda y derecha de la cavidad, estas evitan infiltraciones de aire así como ganancias o pérdidas de calor laterales.

- ⊕ **Volumen superior:** se encuentra en la parte superior del prototipo, evita infiltraciones de aire así como ganancias o pérdidas de calor por la parte superior del gabinete.

**Sistema de Enfriamiento.** Se utiliza un intercambiador de calor que está inmerso en la cubierta de la superficie fría, el cual está conectado a un baño termostático (figura 4.3) que utiliza agua como fluido de trabajo. El intercambiador de calor se denomina TEMP-PLATE (figura 4.4) y es fabricado con lámina de acero inoxidable, cuyas medidas son de 91.44×101.6 cm.

El comportamiento hidráulico del TEMP-PLATE garantiza bajas caídas de presión además de una distribución uniforme del flujo de calor. Los puntos soldados y canales inflados del intercambiador, inducen la turbulencia del fluido para alcanzar altos coeficientes de transferencia de calor.



Figura 4.3 sistema de baño termostático



Figura 4.4 Intercambiador de calor instalado

El baño termostático cuenta con las siguientes características:

- ⊕ Capacidad: 13 litros.
- ⊕ Rango de temperatura: -30 a 200°C.
- ⊕ Precisión de lectura:  $\pm 0.25^\circ\text{C}$ .
- ⊕ Presión de la bomba: 4.9 psi, 11 a 24 L/min.
- ⊕ Potencia de enfriamiento: a 20°C, 660 W; a -20°C, 240 W.

**Sistema de Suministro de Calor.** Está compuesto por una resistencia eléctrica flexible de uso industrial, cubierta de silicón de 91.44 x 100.96 cm. La potencia máxima que puede suministrar es de 500 W operando con 110 V. La resistencia eléctrica se conecta a una fuente de corriente directa que permite regular la variación en el voltaje y suministrar la potencia térmica requerida de forma constante.

La resistencia se coloca en contacto directo con una lámina de aluminio en la superficie caliente y se ajusta con una placa madera de la misma dimensión por la parte de atrás. La fuente de poder utilizada es de la marca Agilent modelo E3632A, que funciona con un rango de 0 a 15 volts y 7 amperes, o de 0 a 30 volts y 4 amperes.



**Figura 4.5 Resistencia eléctrica y fuente de poder.**

**Sistema de Adquisición de Datos.** Está compuesto por un adquisidor de datos de la marca Agilent modelo 34970a (figura 4.6) con capacidad para instalar 3 tarjetas multiplexoras de 20 termopares cada una. El sistema de adquisición de datos se conectó a una computadora Lanix con procesador Pentium 4, 2.40 GHz con un 1Gb de RAM y sistema operativo Windows XP para procesar los datos.

Para el monitoreo de las temperaturas se utilizaron termopares tipo k con un diámetro de 0.06 mm de la marca omega colocados en la cavidad de estudio (figura 4.7).

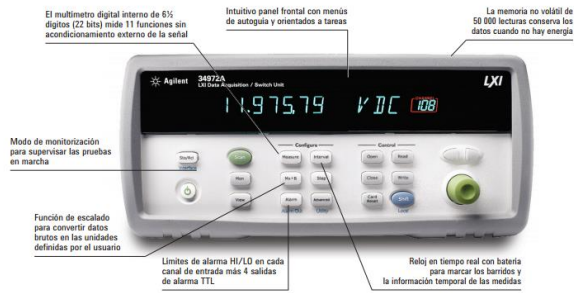


Figura 4.6 Sistema automático de adquisición de datos

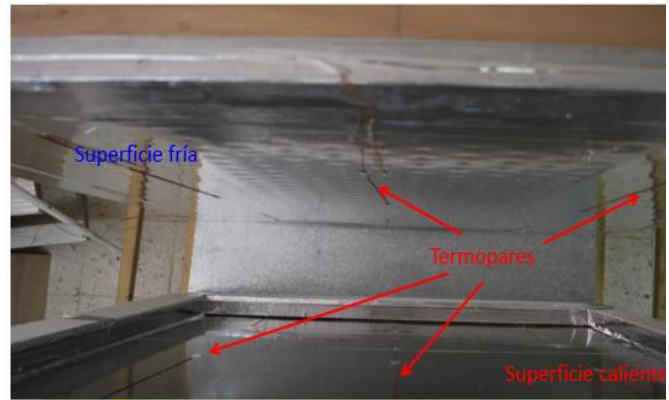


Figura 4.7 Cavity instrumentada con termopares

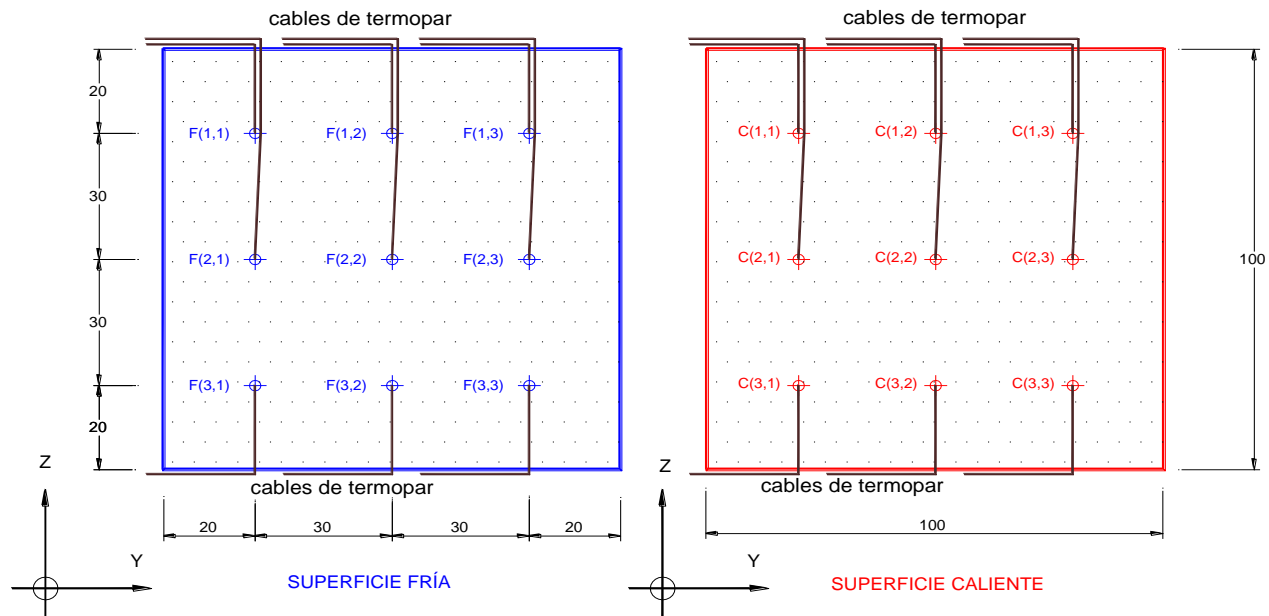


Figura 4.8 Disposición de los termopares en las superficies fría y caliente.

## 4.2 Procedimiento experimental y estimación de la incertidumbre.

Para evaluar el desempeño térmico de la cavity se coloca una superficie de aluminio pulido en el interior, ya que ésta tiene una emisividad muy baja ( $\epsilon \approx 0.03$ ), lo que reduce considerablemente la radiación dentro de la misma y la transferencia de calor dentro de la cavity, se considera un acercamiento a la convección natural.

Después se deposita una pintura negro color mate ( $\varepsilon \approx 0.95$ ) también como un acercamiento al caso extremo de transferencia de calor por radiación acoplada a la convección natural.

Se llevan a cabo tres corridas experimentales con flujo de calor constante en la frontera caliente, donde los flujos de calor se generan con la fuente de poder seleccionando 10, 20 y 30 volts para 1.6, 3.3 y 5 ampere, proporcionando la energía para el calentamiento de la resistencia eléctrica de 16, 66 y 150 W respectivamente. Asimismo la frontera fría isotérmica se mantuvo alrededor de los 15°C (intercambiador de calor), controlada por el baño termostático.

El sistema de adquisición de datos se dedicó al monitoreo de las temperaturas:

- ⊕ Temperaturas de superficie fría en nueve puntos sobre la pared del intercambiador de calor en la superficie fría ( $T_{SF}$ ).
- ⊕ Temperatura de la superficie caliente en nueve puntos de la superficie en contacto con la resistencia eléctrica ( $T_{SC}$ ).
- ⊕ Temperatura del aire en tres puntos a la mitad de la cavidad ( $T_{aire\ cavidad}$ ).
- ⊕ Temperaturas en el seno de las tapas adiabáticas en dos puntos para el seguimiento a las pérdidas de calor ( $T_{per}$ ).
- ⊕ Temperatura ambiente con un termopar al aire en el espacio de trabajo ( $T_{amb}$ ).

El experimento se lleva a cabo hasta conseguir el estado permanente, el cual se verifica calculando los valores promedio y desviación estándar en cada canal de temperatura, durante la última hora de experimentación.

Si las desviaciones estándar máximas son menores al 0.1% se considera que se ha llegado al estado permanente, para este caso las desviaciones estándar máximas no fueron mayores a  $\pm 0.06^\circ\text{C}$ .

Los tipos de errores que pueden causar incertidumbre según Jack P. Holman son:

1. Los desaciertos en la construcción de los aparatos o instrumentos.
2. Los errores fijos, los cuales causan lecturas erróneas repetidas, de aproximadamente, la misma cantidad sin razón conocidas.
3. Los errores aleatorios, los cuales pueden deberse a fluctuaciones personales o electrónicas en los aparatos o instrumentos.

**Propagación de incertidumbres.** Lo expresado anteriormente sirve para el cálculo de la incertidumbre de una magnitud medida directamente. La incertidumbre se propaga a toda magnitud que se derive a partir de una magnitud medida directamente.

El análisis de la incertidumbre experimental se realizó con respecto al coeficiente de transferencia de calor total, en estado permanente entre dos superficies paralelas.

$$q = h_T A^* [\bar{T}_{SC} - \bar{T}_{SF}] \quad (4.1)$$

Donde:

$q$	Flujo de calor (W/m <sup>2</sup> ).
$h_T$	Coefficiente de transferencia de calor total (W/m <sup>2</sup> K).
$A^*$	Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> ).
$\bar{T}_{SC}$	Temperatura promedio de la superficie caliente (K).
$\bar{T}_{SF}$	Temperatura promedio de la superficie fría (K).

Se tiene entonces que  $h_T$  esta dado por:

$$h_T = \frac{q}{A^* [\bar{T}_{SC} - \bar{T}_{SF}]}$$

Si se toman en cuenta los errores aleatorios durante la experimentación.

$$h_T = \frac{q}{A^* [\bar{T}_{SC} - \bar{T}_{SF}]} + \theta_\sigma \quad (4.2)$$

Donde  $\theta_\sigma$  corresponde al factor que incluye los errores aleatorios que se presentan en condiciones normalizadas. Aplicando la norma NMX-140-CH-IMNC-2002, la incertidumbre combinada se estima a partir de la siguiente expresión:

$$u_{h_T}^2 = \left[ \frac{\partial h}{\partial q} u_q \right]^2 + \left[ \frac{\partial h}{\partial A} u_A \right]^2 + \left[ \frac{\partial h}{\partial \bar{T}_{SC}} u_{\bar{T}_{SC}} \right]^2 + \left[ \frac{\partial h}{\partial \bar{T}_{SF}} u_{\bar{T}_{SF}} \right]^2 + \left[ \frac{\partial h}{\partial \theta_\sigma} u_{\theta_\sigma} \right]^2 \quad (4.3)$$

Donde:

$u_{h_T}$	Incertidumbre del coeficiente de transferencia de calor total.
$u_q$	Incertidumbre del flujo de calor
$u_A$	Incertidumbre del área transversal de la cavidad
$u_{\bar{T}_h}$	Incertidumbre de la temperatura de la superficie caliente.
$u_{\bar{T}_c}$	Incertidumbre de la temperatura de la superficie fría
$u_{\theta_\sigma}$	Incertidumbre asociada a los errores aleatorios en las mediciones (reproducibilidad y repetibilidad).

A continuación se muestra el análisis y desarrollo de los coeficientes de sensibilidad de la incertidumbre combinada derivando la ecuación 4.29 con respecto al flujo de calor.

$$\frac{\partial h_T}{\partial q} = \frac{1}{A^* [\bar{T}_h - \bar{T}_c]}$$

Como el flujo de calor es función del voltaje y el amperaje [ $q = v \cdot a$ ], la incertidumbre del flujo de calor se obtiene

$$u_q^2 = \left[ \frac{\partial q}{\partial a} u_a \right]^2 + \left[ \frac{\partial q}{\partial v} u_v \right]^2$$

Y los coeficientes de sensibilidad son:

$$\frac{\partial q}{\partial a} = v \quad y \quad \frac{\partial q}{\partial v} = a$$

Y para la variación del coeficiente de transferencia de calor con las temperaturas de las superficies caliente y fría se obtienen las siguientes derivadas parciales:

$$\frac{\partial h_T}{\partial T_h} = -\frac{q}{A^* [T_h - T_c]^2} \quad \frac{\partial h_T}{\partial T_c} = \frac{q}{A^* [T_h - T_c]^2}$$

Como el área es función del ancho y altura de la cavidad [ $A^* = W \cdot H$ ].

$$u_A^2 = \left[ \frac{\partial A^*}{\partial W} u_W \right]^2 + \left[ \frac{\partial A^*}{\partial H} u_H \right]^2$$

Los coeficientes de sensibilidad correspondientes quedan de la siguiente manera:

$$\frac{\partial A^*}{\partial W} = H \quad y \quad \frac{\partial A^*}{\partial H} = W$$

### 4.3 Resultados experimentales

Los resultados experimentales cuando las superficies internas de la cavidad fueron cubiertas con una película de aluminio pulido (convección natural), se muestran en la tabla 4.1, allí se aprecia que la pérdida de calor por la superficie caliente llegó a valores cercanos al 5% y el valor del coeficiente de transferencia de calor (convectivo) osciló entre 2.06 y 3.40  $W/m^2 \cdot K$ .

En el mismo sentido, los resultados experimentales considerando los mecanismos de convección-radiación acoplados dentro de la cavidad se muestran en la tabla 4.2, se advierte que el coeficiente de transferencia de calor (convectivo y radiativo) tiene valores entre 5.30 y 7.47  $W/m^2 \cdot K$ , representando incrementos porcentuales entre 119 % (7.47  $W/m^2 \cdot K$ ) y 158 % (5.12  $W/m^2 \cdot K$ ), con respecto al coeficiente obtenido cuando la transferencia de calor es por convección natural pura.

**Tabla 4.1 Resumen de resultados experimentales para pura convección natural.**

Potencia eléctrica suministrada (W)	Flujo neto de calor (W)	Pérdidas de calor (%)	Número de Rayleigh	Coefficiente de transferencia de calor ( $W/m^2 \cdot K$ )	Número de Nusselt
16.6	16.01	4.70	$7.75 \times 10^{10}$	2.06	79.82
66.8	63.54	4.88	$2.64 \times 10^{11}$	2.91	109.88
150	143.67	4.22	$4.73 \times 10^{11}$	3.40	124.11

**Tabla 4.2 Resumen de resultados experimentales para cavidad con convección natural y radiación.**

Potencia eléctrica suministrada (W)	Flujo neto de calor (W)	Pérdidas de calor (%)	Número de Rayleigh	Coefficiente de transferencia de calor ( $W/m^2 \cdot K$ )	Número de Nusselt
16.6	16.01	4.70	$8.28 \times 10^{10}$	5.3	249.71
66.8	63.54	4.88	$3.11 \times 10^{11}$	6.72	288.44
150	143.67	4.22	$6.37 \times 10^{11}$	7.47	314.81

#### 4.4. Análisis de la incertidumbre experimental.

En esta sección se muestran los resultados de incertidumbre experimental aplicando la norma NMX-140-CH-IMNC-2002 para la estimación de la incertidumbre combinada y expandida. Se aplicó la ecuación 4.3, para el coeficiente convectivo de transferencia de calor y el coeficiente total de transferencia de calor. Los resultados se resumen en las tablas 4.3 y 4.4 y se observa que los coeficientes de transferencia de calor por convección, tiene una incertidumbre máxima porcentual de  $\pm 7.4\%$  cuando se tiene un flujo de calor de 16.6 W y la mínima corresponde al caso de 150 W donde se obtuvo una diferencia porcentual de  $\pm 4.6\%$ . Asimismo se observa que los coeficientes de transferencia de calor por convección y radiación acoplados, se tiene una incertidumbre máxima porcentual de  $\pm 2.88\%$  y la mínima corresponde al caso de 150 W donde se obtuvo una diferencia porcentual de  $\pm 2.11\%$ .

**Tabla 4.3 Incertidumbre experimental de los coeficientes**

**de transferencia de calor por convección natural.**

Flujo de calor (W)	Coeficiente de transferencia de calor ( $W/m^2 \cdot K$ )	Incertidumbre		Rango de valores	
		( $W/m^2 \cdot K$ )	(%)	Mínimo	Máximo
16.6	2.06	$\pm 0.153$	$\pm 7.40$	1.907	2.213
66.8	2.91	$\pm 0.154$	$\pm 5.30$	2.756	3.064
150.0	3.40	$\pm 0.158$	$\pm 4.60$	3.242	3.558

**Tabla 4.4 Incertidumbre experimental de los coeficientes  
de transferencia de calor por radiación y convección natural acoplados**

Flujo de calor (W)	Coeficiente de transferencia de calor ( $W/m^2 \cdot K$ )	Incertidumbre		Rango de valores	
		( $W/m^2 \cdot K$ )	(%)	Mínimo	Máximo
16.6	5.30	$\pm 0.153$	$\pm 2.88$	5.147	5.453
66.8	6.72	$\pm 0.154$	$\pm 2.29$	6.566	6.874
150.0	7.47	$\pm 0.158$	$\pm 2.11$	7.312	7.628

## 5. Validación de resultados teóricos

### 5.1. Introducción

El presente capítulo tiene el propósito de mostrar una metodología propia simplificada en dos dimensiones, utilizando la técnica de *DIFERENCIAS FINITAS*, con el objetivo de evaluar el desempeño térmico de transferencia de calor conjugada (conducción y convección-radiación acopladas) y validar los resultados con datos reportados, adicionalmente se evalúan diferentes alternativas de colocación de aislamiento térmico. En esta etapa de estudio, también se lleva a cabo una modelación detallada con FLUENT para el problema de la transferencia de calor de una cavidad alargada en tres dimensiones y su validación con los resultados experimentales del capítulo anterior; asimismo, se realiza una modelación a detalle considerando un modelo físico en tres dimensiones que involucra una cavidad alargada, contenida en un ducto vertical formado por las paredes de un bloque hueco, motivo del presente trabajo.

### 5.2. Modelación numérica de la transferencia de calor con diferencias finitas

#### 5.2.1. Planteamiento del modelo.

Las condiciones para la solución numérica del problema son a) La transferencia de calor a través del bloque de concreto hueco, se resuelve en estado permanente, b) El calor solo se transporta de la superficie caliente a la fría; de forma bidimensional a través de la porción sólida del bloque (conducción) y unidimensional en las cavidades (convección y radiación), c) Las superficies fría y caliente en contacto con los ambientes interior y exterior se mantienen a temperatura constante respectivamente, por lo tanto las demás fronteras son adiabáticas (fig 5.2) y d) La conductividad térmica del concreto es uniforme y constante (medio isotrópico).

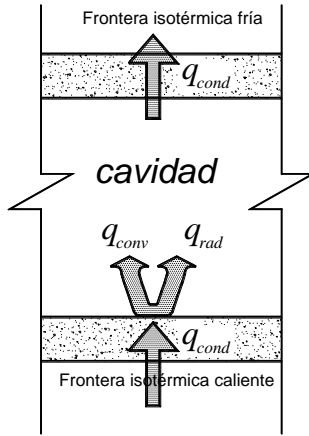


Figura 5.1. Transporte de calor a través de la cavidad del bloque.

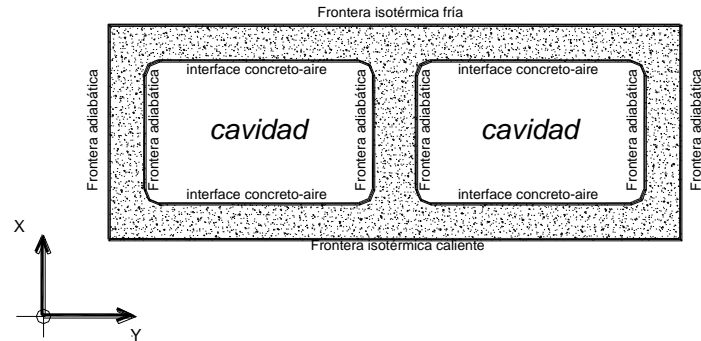


Figura 5.2 Condiciones de frontera del bloque de concreto.

De acuerdo con las condiciones establecidas las hipótesis que se plantean para la solución del problema son:

- 1) El flujo de calor de la frontera caliente a la frontera fría es constante. Esta condición se conoce como estado permanente y para la porción sólida del bloque de concreto hueco se resuelve en dos dimensiones de acuerdo con la ecuación de Laplace.

$$\frac{\partial^2 T(x, y)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T(x, y)}{\partial y^2} = 0 \quad (5.1)$$

Donde el flujo de calor está determinado por la Ley de Fourier:

$$q_x = \lambda_x \frac{\partial T(x, y)}{\partial x} \quad y \quad q_y = \lambda_y \frac{\partial T(x, y)}{\partial y} = 0 \quad (5.2)$$

Donde:

$q_x$  y  $q_y$  Flujo de calor ( $W/m^2$ ).

$\lambda_x$  y  $\lambda_y$  Conductividad térmica del material ( $W/m K$ ).

$T(x, y)$  Temperatura del bloque hueco en cualquier posición ( $^{\circ}C$  o  $K$ ).

2) Las fronteras frías y calientes se consideran isotérmicas. En este sentido se tiene una frontera de primera clase (Dirichlet).

$$\frac{\partial T(x, y)}{\partial y} = 0 \quad (5.3)$$

3) Las fronteras laterales se consideran adiabáticas. Se tiene entonces una frontera de segunda clase (Neumann) es decir deberá satisfacerse en el análisis bidimensional de transporte de energía.

$$q_x = \lambda_x \frac{\partial T(x, y)}{\partial x} \quad y \quad q_y = 0 \quad (5.4)$$

4) Las propiedades del bloque de concreto sólido de frontera a frontera se consideran homogéneas e isotrópicas en cualquier dirección, como un medio continuo. Por lo tanto la conductividad térmica del concreto es la misma en cualquier dirección dentro del sólido.

$$\lambda_x = \lambda_y = \text{Conductividad térmica del concreto}$$

La cámara de aire es un espacio cerrado de forma rectangular vertical donde el aire es un gas ideal y se aplica la ley de enfriamiento de Newton para el transporte de energía por convección natural (figura 4.3).

$$q_{conv} = -h_{conv} A(T_{SCC} - T_{SFC}) \quad (5.5)$$

El coeficiente convectivo ( $h_{conv}$ ) se obtiene con la expresión:

$$h_{conv} = \frac{\lambda_{aire} Nu}{L_c}$$

Para el cálculo del número de Nusselt se utilizó la correlación de ElSherbiny.

$$Nu_1 = 0.0605 Ra_L^{1/3} \quad Nu_2 = \left[ 1 + \left\{ \frac{0.104 Ra_L^{0.293}}{1 + \left( \frac{6310}{Ra_L} \right)^{1.36}} \right\}^3 \right]^{1/3} \quad Nu_3 = 0.242 \left( \frac{Ra_L}{A} \right)^{0.272}$$

$$Nu = \max(Nu_1, Nu_2, Nu_3)$$

aplicable para  $Ra_L \leq 2 \times 10^6$ .

En esta correlación las propiedades termofísicas del aire se calculan considerando la temperatura promedio de la cavidad.

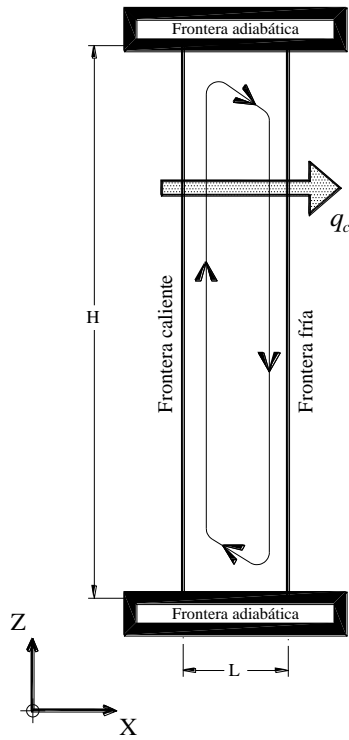


Figura 5.3 Esquema de convección natural en una cavidad cerrada

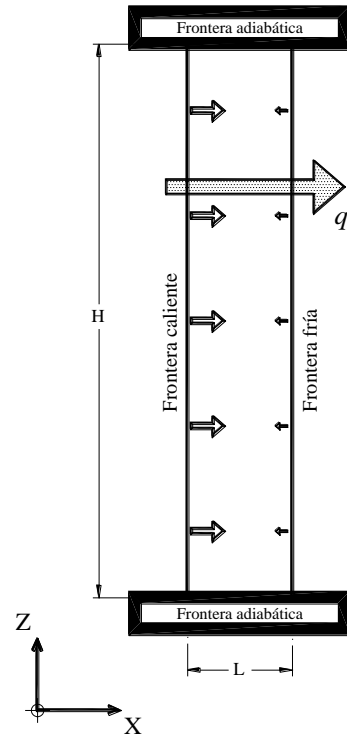


Figura 5.4 Esquema de intercambio radiativo en una cavidad cerrada

El transporte de energía por intercambio radiativo en las cavidades, se calcula con la ecuación linealizada.

$$q_{rad} = -h_{rad} A(T_{SCC} - T_{SFC}) \quad (5.6)$$

y

$$h_{rad} = \varepsilon_e \sigma (T_{SCC} + T_{SFC})(T_{SCC}^2 + T_{SFC}^2)$$

Donde  $T_{SCC}$  y  $T_{SFC}$  son las temperaturas fría y caliente de las paredes interiores de la cavidad en Kelvin,  $h_{rad}$  es el coeficiente radiativo,  $A$  es el área perpendicular al flujo de calor,  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzmann y  $\varepsilon_e$  es la emisividad efectiva entre las superficies.

### 5.2.2. Solución numérica

La solución numérica de las ecuaciones diferenciales planteadas, para resolver el problema de transferencia de calor, se discretizan como ecuaciones algebraicas lineales aplicando el método de

diferencias finitas; también se desarrollan ecuaciones especiales según las condiciones de frontera y de interface.

Los cálculos se llevaron a cabo en una hoja electrónica considerando un espaciamiento de malla uniforme y constante de 0.001 m, resolviendo iterativamente el balance de energía en cada nodo. Los valores de temperatura de la superficie exterior del muro se encuentran en el intervalo 30 a 70 °C, de acuerdo con las condiciones ambientales para un día típico de verano en la Ciudad de Hermosillo, Sonora. Asimismo en la superficie fría del muro se consideran condiciones de temperatura constante a 25 °C, equivalentes a las de un espacio climatizado artificialmente.

Para las propiedades térmicas y ópticas del concreto, se usan los valores reportados por Cengel (2003) ( $\lambda_{\text{concreto}}=1.10 \text{ W/m K}$  y  $\varepsilon_{\text{concreto}} = 0.93$ ).

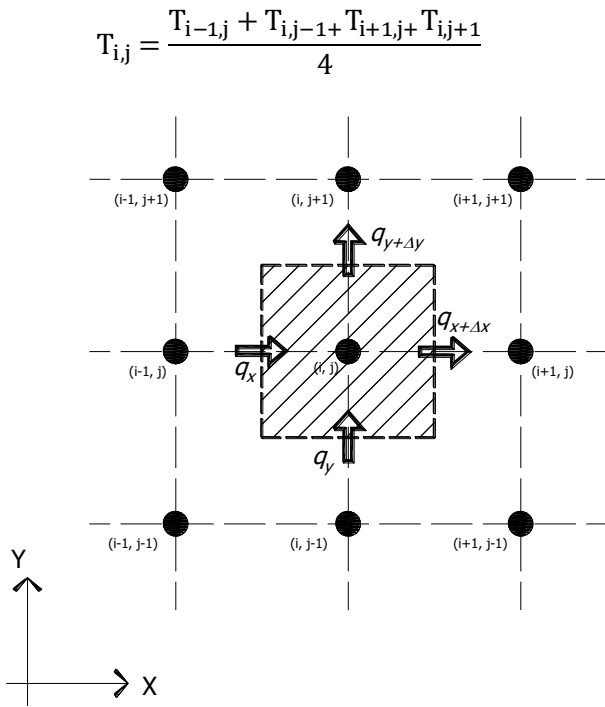


Figura 5.5 Nodo interno en la parte sólida.

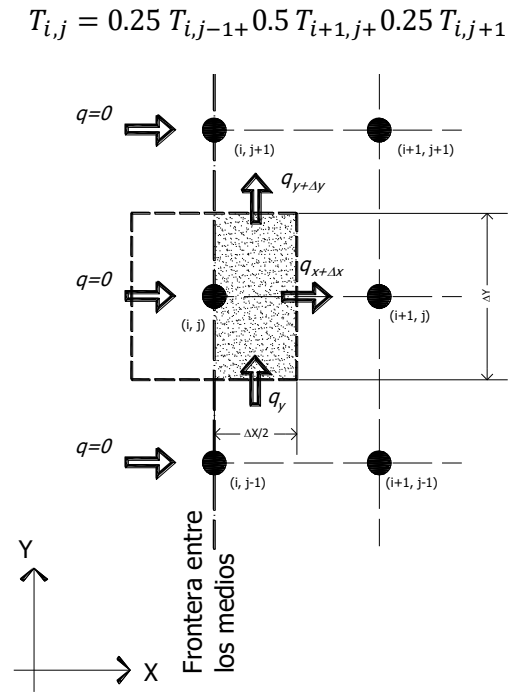


Figura 5.6 Nodo en frontera adiabática.

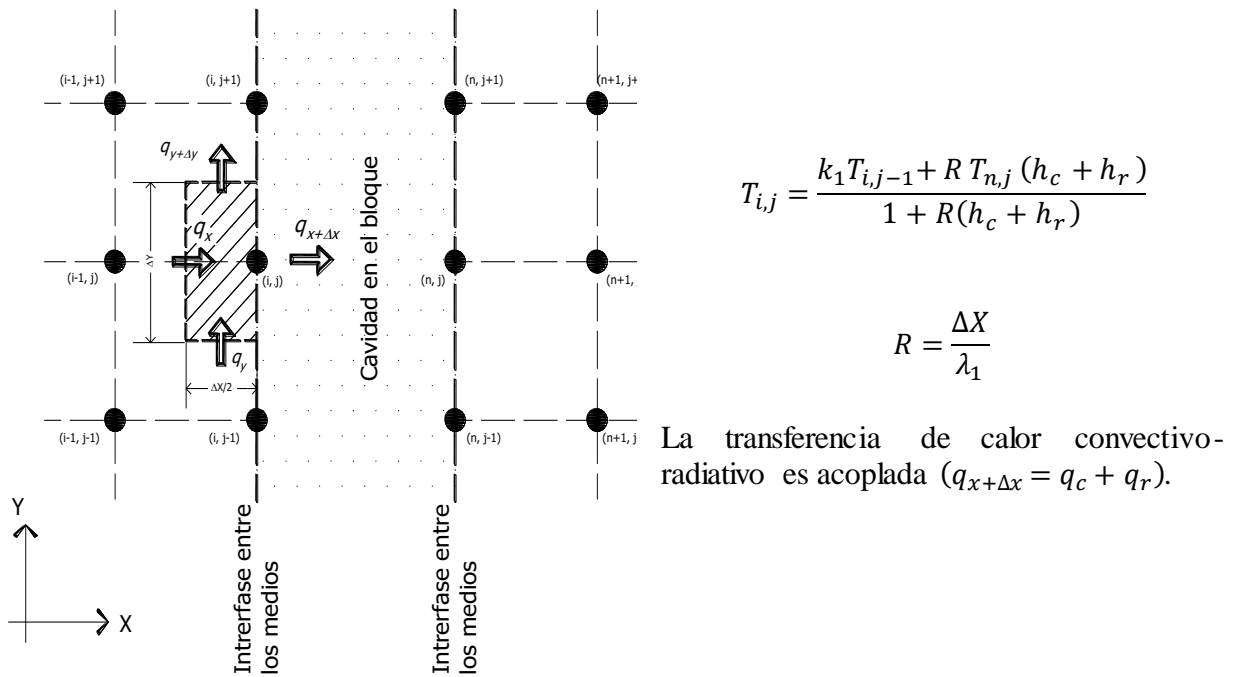


Figura 5.7 Nodo en interface de cavidad

### 5.2.3 Análisis de resultados

Para validar los resultados numéricos, se realizó una comparación con los datos experimentales reportados en la literatura por Ossama (1994) y Borbón A. (2010), para lo cual se consideraron las condiciones experimentales empleadas en cada caso. La Tabla 5.1 resume las condiciones y los resultados de la comparación sin considerar el efecto de la unión con mortero entre bloques.

Tabla 5.1 Comparación de los resultados teóricos con experimentales.

Características del muro	$T_{SC}$	$T_{SF}$	$\Delta T$	Resistencia térmica del muro (m <sup>2</sup> ·K/W)			Error relativo (%)
	(K)	(K)	(K)	Ossama	Borbón	Trabajo Actual	$E_r = \left  \frac{R_{teo} - R_{exp}}{R_{exp}} \right $
bloque de 15 cm	54.9	29.0	25.9	0.331	-----	0.347	4.83
bloque de 12 cm	42.34	28.76	13.58	-----	0.174	0.163	6.32

Debido a que las diferencias porcentuales se encuentran entre 4.83% (bloque de 15 cm) y 6.32% (bloque de 12 cm), los resultados numéricos se consideran validados. A partir de validar el modelo se realizó un estudio paramétrico, con bloques de concreto hueco de 12 y 15 cm, para diferencias de temperaturas de 5 a 45 K. En la figura 4.7 se presenta la variación de la resistencia térmica en el rango de diferencias de temperatura considerado, para las dos configuraciones de bloque hueco estudiadas.

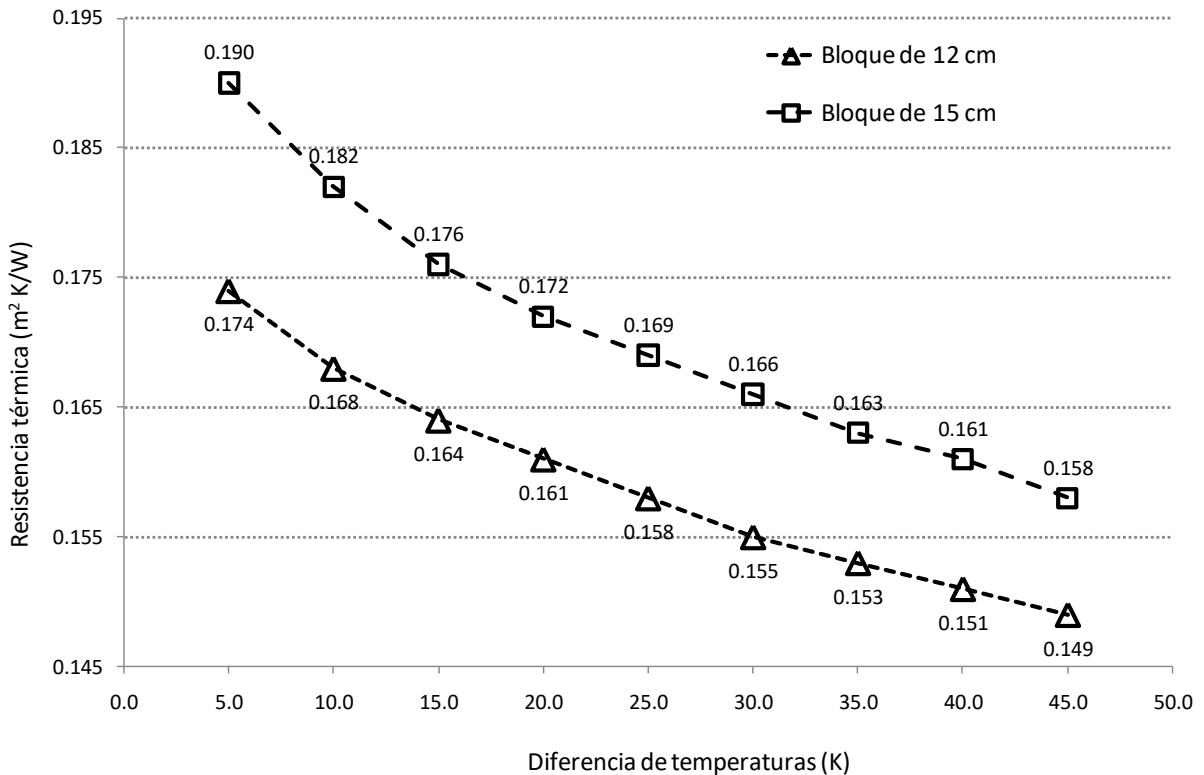


Figura 5.8 Variación de la resistencia térmica con el gradiente térmico.

Observando la gráfica, se aprecia que los valores de la resistencia térmica para el muro con bloques de 15 cm se encuentran entre  $0.190 \text{ m}^2 \text{ K/W}$  ( $\Delta T=5 \text{ K}$ ) y  $0.158 \text{ m}^2 \text{ K/W}$  ( $\Delta T=45 \text{ K}$ ), con un valor promedio de  $0.174 \text{ m}^2 \text{ K/W}$  ( $\Delta T=25 \text{ K}$ ); mientras para el bloque de 12 cm los valores se encuentran entre  $0.174 \text{ m}^2 \text{ K/W}$  ( $\Delta T=5 \text{ K}$ ) a  $0.149 \text{ m}^2 \text{ K/W}$  ( $\Delta T=45 \text{ K}$ ), con un valor promedio de la resistencia térmica de  $0.161 \text{ m}^2 \text{ K/W}$ . Es notorio que los valores de la resistencia térmica del bloque de 12 cm son ligeramente menores (entre 8.4 % y 5.7 % respectivamente) con respecto al bloque de 15 cm.

También se advierte la disminución de la resistencia térmica del muro de bloque de concreto con el aumento del gradiente térmico, se debe a la variación la temperatura en la cavidad, ya que el intercambio convectivo como radiativo, son función de la temperatura del fluido y de las superficies interiores de la cavidad alargada que forman los bloques. Esta disminución resulta inconveniente, ya que el valor más bajo de la resistencia térmica se presenta en las condiciones más adversas para el confort térmico en el interior de las edificaciones.

Con los resultados se obtuvieron las siguientes correlaciones utilizando la técnica de regresión por mínimos cuadrados, para la variación de la resistencia térmica del muro de bloque de concreto con la diferencia de temperatura:

$$R_{12\text{ cm}} = 0.1858 - 0.0055\Delta T^{1/2} \quad (r^2 = 0.998) \quad (5.7)$$

$$R_{15\text{ cm}} = 0.2041 - 0.0069\Delta T^{1/2} \quad (r^2 = 0.993) \quad (5.8)$$

### 5.3 Planteamiento del problema para CFD

#### 5.3.1 Modelo físico.

Para validar la simulación numérica con FLUENT experimentalmente, se estudia la transferencia de calor por convección natural y radiación en una cavidad vertical cerrada y alargada. Se construye un prototipo experimental que consta de cuatro paredes verticales, una tapa superior y otra inferior; la pared izquierda recibe un flujo de calor ( $q$ ) constante y uniforme, mientras que la pared derecha se mantiene a una temperatura constante ( $T_{SF}$ ). Las demás paredes y tapas del modelo físico, se suponen adiabáticas y todas están separadas por un espacio con aire confinado, la figura 4.8 es la representación del modelo físico.

Las dimensiones de la cavidad experimental son de 1 m de alto ( $H$ ), 1 m de longitud ( $L$ ) y 0.05 m de grosor ( $W$ ), y de acuerdo con las dimensiones las relaciones de aspecto de la cavidad es igual a 20 en cualquier dirección.

$$A_H = \frac{1}{0.05} = 20 \quad y \quad A_W = \frac{1}{0.05} = 20$$

Esta relación de aspecto es equivalente a la que se presenta en un muro de 2.00 m de altura, fabricado con bloque de concreto hueco de 0.15 m de ancho, cuya cavidad interior tiene una medida de 0.10 m.

Las dimensiones de la cavidad experimental y la forma en que se genera el gradiente térmico en las paredes de mayor área ( $H$  y  $L$ ), cuyas dimensiones exceden en una razón de 20 al ancho ( $W$ ) de la cavidad, permiten suponer que para este arreglo calorimétrico, la transferencia de calor se presenta en las direcciones  $X$  e  $Y$  solamente.

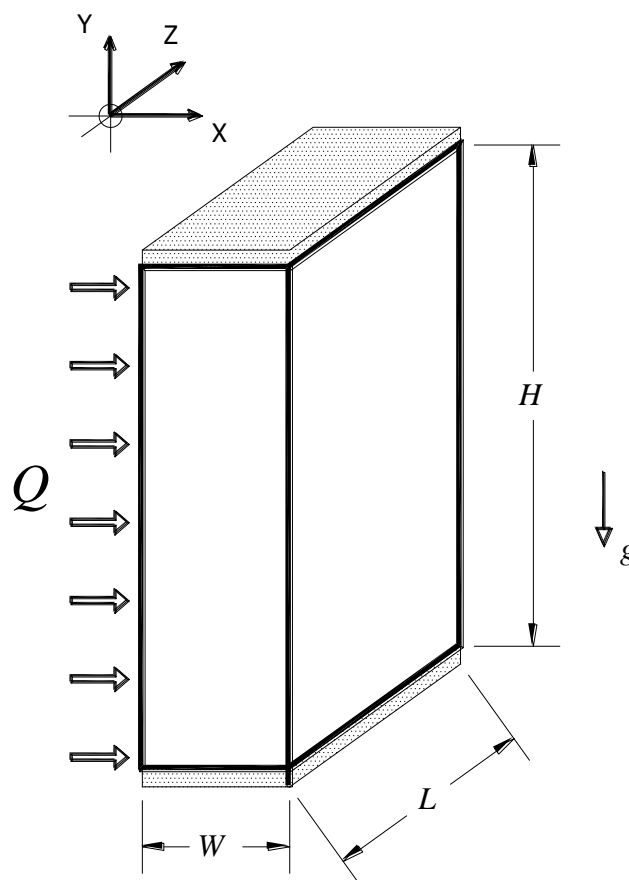


Figura 5.9 Modelo físico de la cavidad vertical cerrada alargada

### 5.3.2 Modelos de turbulencia.

Para estudiar el desempeño térmico de la cavidad se requiere utilizar el modelo matemático planteado en la sección 3.3.2, que involucra las ecuaciones de conservación de masa, momentum y energía, también se considera un flujo turbulento dadas las dimensiones del modelo físico, así como las condiciones de frontera y térmicas de la cavidad.

Por otra parte se tiene que las ecuaciones desarrolladas son para un punto infinitesimal y acoplarlas en la solución de un volumen finito, implica considerar que las ecuaciones representarían el comportamiento promedio de lo que ocurre dentro del mismo, para ello se han desarrollado diferentes modelos matemáticos y conceptos físicos aproximados relacionados con la turbulencia de los fluidos que complementan las ecuaciones de Navier-Stokes.

A diferencia del flujo laminar, en donde las capas de un fluido se mueven paralelamente sin mezclarse, en el flujo turbulento el movimiento de los grupos de partículas (remolinos) es caótico y al azar. En un flujo turbulento las variables de flujo y fluido varían con el tiempo. El vector de velocidad instantánea, por ejemplo, será diferente del vector de velocidad promedio tanto en magnitud como en dirección. De acuerdo con esto, la velocidad instantánea de cada punto se halla en estado no estacionario; sin embargo, analizando el movimiento de las partículas en su conjunto (globalmente), en un intervalo de tiempo adecuado al desplazamiento caótico de las partículas conduce a un movimiento resultante en la dirección del flujo, que es estable en el tiempo, dando lugar a la velocidad media puntual en estado estacionario.

El número de Reynolds ( $Re$ ) de un flujo es un parámetro adimensional que proporciona una medida de la importancia relativa de las fuerzas inerciales, asociadas con los efectos convectivos y las fuerzas viscosas.

En los experimentos sobre los sistemas de fluidos se observa que valores por debajo del llamado número de Reynolds crítico ( $Re_{crit}$ ) el flujo es suave y las capas adyacentes del fluido se deslizan una sobre otra de una manera ordenada. Este régimen es llamado flujo **laminar**.

A valores por arriba del  $Re_{crít}$  una serie complicada de eventos tienen lugar, los cuales eventualmente inducen a un cambio radical del carácter del flujo. En el estado final, el comportamiento del flujo es aleatorio y caótico. El movimiento llega a ser inherentemente tridimensional e inestable, incluso con condiciones de fronteras constantes. La velocidad y otras propiedades del flujo varían de una manera aleatoria y compleja. Este régimen es llamado flujo **turbulento**.

La mayoría de los flujos de interés práctico en ingeniería son turbulentos. De esta manera, para analizar el movimiento del fluido para aplicaciones generales se debe tratar como turbulento. Así, la turbulencia ha sido llamada el mayor problema no resuelto de la física clásica. “*No es un problema de ley física, es un problema de descripción*” (Durbin et al., 2001). El objetivo de las investigaciones en este campo ha sido desarrollar modelos matemáticos y conceptos físicos para soportar las leyes del movimiento.

Existen varias categorías o familias de modelos para flujo turbulentos y la mayoría se divide en subcategorías. A continuación se describen brevemente las principales familias de modelos de turbulencia.

- 1) Las ecuaciones del modelo se obtienen promediando las ecuaciones de movimiento en el tiempo sobre una coordenada, en la cual el flujo medio no varía. Esta aproximación se llama cerradura de un punto y produce un conjunto de ecuaciones diferenciales parciales llamadas ecuaciones de *Navier-Stokes promediadas de Reynolds* (RANS, *Reynolds-Averaged Navier-Stokes*).
- 2) La segunda categoría es la simulación de remolinos grandes (LES, *Large-Eddy Simulation*), la cual resuelve los movimientos de las escalas más grandes del flujo mientras se aproximan o se modelan sólo los movimientos de escalas pequeñas. Puede considerarse como un tipo de arreglo entre los métodos de cerradura de un punto y la simulación numérica directa.
- 3) Finalmente, la tercera categoría es la simulación numérica directa (DNS, *Direct Numerical Simulation*), en la cual las ecuaciones de Navier-Stokes se resuelven para todas las escalas de movimientos en un flujo turbulento.

Las categorías que no se mencionan son más precisas pero el tiempo de cálculo se incrementa considerablemente, por esta razón en esta investigación se utilizará la aproximación RANS. Las ecuaciones del modelo se obtienen promediando las ecuaciones de movimiento en el tiempo sobre una coordenada, en la cual el flujo medio no varía. Esta aproximación se llama cerradura de un punto y produce un conjunto de ecuaciones diferenciales parciales llamadas ecuaciones de *Navier-Stokes promediadas de Reynolds* (RANS, *Reynolds-Averaged Navier-Stokes*).

Las ecuaciones promediadas en el tiempo (RANS) en notación tensorial, para flujo incompresible, considerando sólo las fuerzas de flotación, despreciando la disipación viscosa y en estado permanente son:

Continuidad:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i) = 0 \quad (5.9)$$

Movimiento:

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] + \rho g_i \quad (5.10)$$

Energía:

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = \frac{1}{C_p} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \rho C_p \overline{T' u'_j} \right] \quad (5.11)$$

Para cada  $i=x, y, z; j=x, y, z$

Tal como se aprecia, las ecuaciones anteriores, no han tenido gran modificación, exceptuando que las variables principales son las componentes medias. El término adicional para la ecuación de cantidad de movimiento (4.19) es un tensor simétrico que introduce 6 nuevas incógnitas y es conocido como el tensor de esfuerzos de Reynolds ( $\overline{\rho u'_i u'_j}$ ).

A partir del tensor de Reynolds, se define la energía cinética turbulenta como un medio multiplicado por la traza del tensor de esfuerzos turbulentos o tensor de Reynolds, tal como se indica a continuación. La energía cinética turbulenta, es muy utilizada para simular las ecuaciones de turbulencia debido a su relación con el fenómeno de turbulencia.

$$k_t = \frac{1}{2}(\overline{u'u'} + \overline{v'v'} + \overline{w'w'}) = \frac{1}{2}u'_i u'_i \quad (5.12)$$

Paralelamente al tensor de Reynolds, aparece en la ecuación de energía (3.6) un campo fluctuante de velocidades y temperaturas, el cual introduce 3 nuevas incógnitas ( $\rho \overline{T'u'_j}$ ) conocido como el vector de flujo de calor turbulento.

En total se tienen 14 incógnitas por solo 5 ecuaciones y es inevitable la obtención de nuevas ecuaciones para solucionar este problema, conocido en la literatura como el “problema de cerradura”. La cerradura requiere del uso de algunas aproximaciones, las cuales usualmente toman la forma del tensor de esfuerzos de Reynolds y del vector de flujo de calor turbulento en términos de cantidades medias.

En la mayoría de los modelos de la familia del RANS se utiliza la energía cinética turbulenta ( $k$ ) y la disipación de energía cinética turbulenta ( $\varepsilon$ ) como base para la simulación de las incógnitas discutidas anteriormente. La diferencia entre cada modelo RANS radica en la manera como se toman las aproximaciones para las correlaciones desconocidas, a continuación se describe el modelo  $k$ - $\varepsilon$  (Launder y Spalding, 1974), utilizado para la solución del caso estudio

**Modelo  $k$ - $\varepsilon$  (Launder y Spalding, 1974).** El modelo de turbulencia  $k$ - $\varepsilon$  estándar pertenece a la familia RANS en la categoría de EVM. Existen muchos modelos  $k$ - $\varepsilon$  presentados en la literatura, la mayoría de ellos se encuentran en la forma de capa límite. De los diversos modelos  $k$ - $\varepsilon$  desarrollados, ocupa un lugar importante el modelo de Jones y Launder (1972), conocido como  $k$ - $\varepsilon$  estándar cuyos coeficientes fueron ajustados poco después por Launder y Sharma (1974); éste se encuentra dentro de la categoría de los modelos de bajo número de Reynolds.

El modelo k-ε es el más conocido y se utiliza en prácticamente todos los programas comerciales para estudio de fluidos, es un modelo semi-empírico basado en las ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta (k) y para la disipación de la energía cinética turbulenta (ε). En la derivación del modelo, se asume que el flujo es totalmente turbulento y que los efectos de la viscosidad molecular son despreciables. Por lo tanto, el modelo k-ε es solamente válido para flujos totalmente turbulentos. A continuación se presentan las expresiones matemáticas del modelo k-ε estándar (Launder y Spalding, 1974):

Energía cinética turbulenta (k):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k$$

Disipación de la energía cinética turbulenta (ε):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon$$

En las expresiones anteriores,  $G_k$  representa la generación de la energía cinética turbulenta debido al gradiente de velocidad,  $G_b$  es la generación de la energía cinética turbulenta debido a las fuerzas de flotación y  $\mu_t$  es la viscosidad turbulenta. Los términos  $C_{1\epsilon}$  y  $C_{2\epsilon}$  son coeficientes; mientras que  $\sigma_k$  y  $\sigma_\epsilon$  son los números de Prandtl turbulentos para las ecuaciones de  $k$  y  $\epsilon$ , respectivamente. En forma matemática se tiene:

$$G_k = - \rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$$

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{\rho r_t} \frac{\partial T}{\partial x_i}$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{k}$$

Los coeficientes del modelo son:

$C_{\mu} = 0.09$	$C_{1\epsilon} = 1.44$	$C_{2\epsilon} = 1.92$	$\sigma_{\epsilon} = 1.3$	$C_{3\epsilon} = \tanh\left \frac{\bar{v}}{\bar{u}}\right $	$\sigma_k = 1.0$
------------------	------------------------	------------------------	---------------------------	---	------------------

### 5.3.3 Transferencia de Calor por Radiación.

Todos los materiales emiten y absorben continuamente ondas electromagnéticas, o fotones, mediante la reducción o elevación de sus niveles de energía moleculares. El término transferencia de calor por radiación se usa para describir la ciencia de la transferencia de calor por ondas electromagnéticas, la intensidad y longitudes de onda de la emisión dependen de la temperatura del material que emite la radiación.

Cuando una onda electromagnética que viaja a través de un medio (o en el vacío) golpea la superficie de otro medio (sólido o superficie líquida, partícula o burbuja), la onda podrá ser reflejada (ya sea total o parcialmente) y cualquier parte no reflejada penetrará en el medio.

En este estudio se realizaron las siguientes suposiciones para la solución de la transferencia de calor por radiación:

- El medio no participa en la transferencia de calor, limitándose este al intercambio radiativo entre paredes (el medio no absorbe ni dispersa la radiación).
- Las paredes se comportan como emisores difusos.

La transferencia de energía radiativa en un medio no isotrópico que absorbe, emite, y dispersa radiación, se describe matemáticamente por la siguiente expresión conocida como ecuación de transferencia radiativa (ETR):

$$\frac{dI}{ds} = \hat{s} \cdot \nabla I(\mathbf{r}, \hat{s}) = k(\mathbf{r})I_b(\mathbf{r}) - \beta(\mathbf{r})I(\mathbf{r}, \hat{s}) + \frac{\sigma_s(\mathbf{r})}{4\pi} \int_{4\pi} I(\mathbf{r}, \hat{s}') \Phi(\mathbf{r}, \hat{s}', \hat{s}) d\Omega' \quad (5.13)$$

Donde:

$I$	Intensidad de radiación.
$s$	Longitud de trayectoria geométrica.
$\hat{s}$	Vector unitario en una dirección dada
$\mathbf{r}$	Vector posición (m)
$I_b$	Intensidad de cuerpo negro
$k$	Absortividad
$\beta$	Coefficiente de extinción
$\sigma_s$	Coefficiente de dispersión
$\Omega$	Ángulo sólido

**Método de Coordenada Discreta (MCD).** El método consiste en evaluar la integral de la ETR en términos de una cuadratura Gaussiana sobre todo el ángulo sólido. En lo que se refiere a transferencia de calor el MCD es muy usado para una amplia variedad de problemas donde se tiene acoplamiento de conducción-convección-radiación. En este método, la ecuación (3.13) se resuelve para una serie de  $n$  direcciones diferentes,  $\hat{s}_i, i = 1, 2, \dots, n$ , y las integrales en la ecuación, se aproximan utilizando una cuadratura numérica, esto es:

$$\int_{4\pi} f(\hat{s}) d\Omega \cong \sum_{i=1}^n w_i f(\hat{s}_i) \quad (5.14)$$

donde  $w_i$  son factores de ponderación asociados con la dirección  $\hat{s}_i$ . En consecuencia la ecuación (4.22) es aproximada por una serie de  $n$  ecuaciones.

$$\hat{s}_i \cdot \nabla I(\mathbf{r}, \hat{s}_i) \cong k(\mathbf{r})I_b(\mathbf{r}) - \beta(\mathbf{r})I(\mathbf{r}, \hat{s}_i) + \frac{\sigma_s(\mathbf{r})}{4\pi} \sum_{j=1}^n w_j I(\mathbf{r}, \hat{s}_j) \Phi(\mathbf{r}, \hat{s}_i, \hat{s}_j) \quad (5.15)$$

con  $i: 1, 2, \dots, n$ .

Las condiciones de frontera se describen matemáticamente de la siguiente manera:

$$I(r_p, \hat{s}_i) = \epsilon(r_p)I_b(r_p) + \frac{\rho(r_p)}{\pi} \sum_{n: \hat{s}_j < 0} w_j I(r_p, \hat{s}_j) |\hat{n} \cdot \hat{s}_j| \quad (5.16)$$

Cada rayo viajando en una dirección  $\hat{s}_i$ , toca a alguna superficie de la cavidad en dos puntos, donde el rayo emana desde la pared ( $\hat{n} \cdot \hat{s}_j > 0$ ) y donde incide en la pared, para ser absorbida o reflejada ( $\hat{n} \cdot \hat{s}_j < 0$ ).

La ecuación (3.16) con sus respectivas condiciones de frontera constituyen una serie de  $n$  ecuaciones diferenciales parciales lineales, simultaneas y de primer orden, para obtener el campo de la variable  $I_i(\mathbf{r}) = I(r, \hat{s}_i)$ . El sistema de  $n$  ecuaciones diferenciales se puede resolver utilizando la técnica de volumen finito.

Dicha técnica es capaz de resolver el acoplamiento de la radiación y otros mecanismos de transferencia de calor, ya sea conductivo o convectivo. Se divide el dominio en un número de volúmenes de control y se integran las ecuaciones sobre dicho volumen de control, asumiendo que la intensidad es constante dentro del volumen de control. Repitiendo el procedimiento de integración sobre todos los volúmenes de control, terminamos con un sistema de ecuaciones algebraicas, cuya solución nos da la intensidad en cada punto, para un coordenada particular  $\hat{s}_i$ .

El lado izquierdo de la ETR puede ser entendida como la variación de la intensidad en dirección  $\hat{s}_i$  a lo largo de la trayectoria de propagación. En geometrías rectangulares, descritas por coordenadas cartesianas, derivándolo a lo largo de la trayectoria tenemos:

$$\frac{dI^i}{d\ell} = \mu_i v_i \frac{\partial I^i}{\partial x} + \mu_i^* \frac{\partial I^i}{\partial y} + \mu_i v_i^* \frac{\partial I^i}{\partial z} \quad (5.17)$$

Donde  $\mu_i = \cos \theta_i$ ,  $v_i = \cos \phi_i$ ,  $\mu_i^* = \sin \theta_i$ , y  $v_i^* = \sin \phi_i$ . Esta es la forma más simple de variación espacial de la intensidad de un campo radiactivo. Aparecen solo derivadas con respecto a las coordenadas espaciales  $x, y$  y  $z$ , debido a que los ángulos entre la trayectoria de radiación y los ejes

coordinados son constantes en coordenadas cartesianas, los volúmenes de control son cajas rectangulares como los de la Figura 3.2 Por lo que, integrando la ecuación anterior sobre dicha caja, el lado derecho de la ecuación 3.18 resulta:

$$V \left( \mu_i v_i \frac{I_e^i - I_w^i}{\Delta x} + \mu_i^* \frac{I_n^i - I_s^i}{\Delta y} + \mu_i v_i^* \frac{I_t^i - I_b^i}{\Delta z} \right) \quad (5.18)$$

Se utiliza la interpolación lineal para relacionar la intensidad en los nodos (punto p) y las caras (puntos e, w, n, s, t y b) del volumen de control:

$$I_p^i = f I_e^i + (1 - f) I_w^i \quad (5.19)$$

Y lo mismo se hace para los otros pares de caras del volumen de control. El factor  $f$  selecciona el esquema numérico; el valor más común es  $f = 1$  para un esquema *upwind*.

### 5.3.4 Modelación del problema con CFD

La Dinámica de Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics) es una herramienta de que permite simular con técnicas numéricas cualquier sistema o equipo en donde intervengan flujos de fluidos combinado con fenómenos de transferencia de calor y materia. La modelación numérica del problema se basa en la solución de las ecuaciones fundamentales de conservación de materia, energía y cantidad de movimiento en un dominio determinado (geometría) convertido en una malla de volúmenes o elementos finitos. Como resultado, se obtienen los valores de todas las variables características del sistema (presión, velocidad, temperatura, composición, etc.) en cada punto de la malla de cálculo.

El sistema de ecuaciones para la transferencia de calor en el problema propuesto en este trabajo doctoral no tiene una solución exacta, es por ello que se utiliza el software FLUENT 6.3 para dar solución al problema, mismo que aplica la técnica de volumen finito (figura 4.10) que fue

desarrollado originalmente como una formulación especial de diferencias finitas, especialmente para resolver problemas relacionados con la dinámica de fluidos.

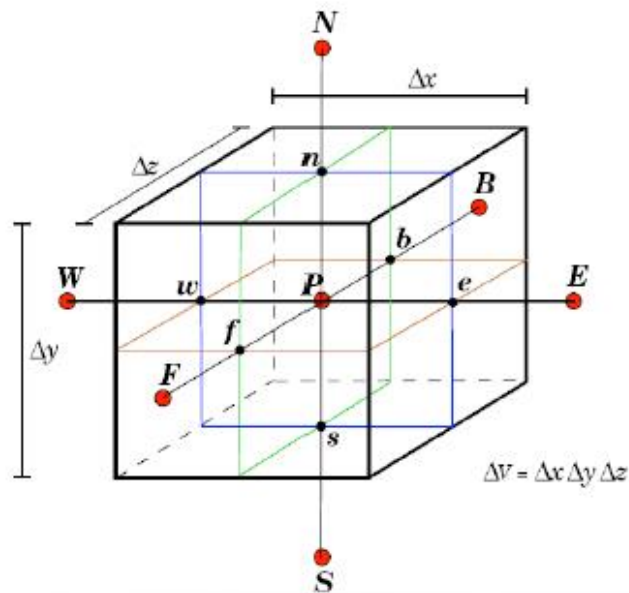


Figura 5.10 Volumen de Control en Coordenadas Cartesianas.

Las etapas de un cálculo con CFD utilizando FLUENT son las siguientes:

- ⊕ Preproceso: definición del problema.
- ⊕ Dibujo de la geometría concreta del sistema a modelar.
- ⊕ Discretización del dominio de cálculo (generación de la malla de cálculo adaptada al volumen del equipo o sistema).
- ⊕ Definición de los aspectos físicos del problema: componentes presentes en el sistema y propiedades fisicoquímicas, selección de modelos para los procesos que tienen lugar en el sistema (turbulencia, radiación, transferencia de materia y cantidad de movimiento, interacción entre fases, etc), reacciones químicas (termodinámica, cinética).
- ⊕ Definición de las condiciones iniciales y de contorno.
- ⊕ Definición de los parámetros del cálculo numérico (criterio de convergencia, pasos de tiempo, etc.).
- ⊕ Solución numérica del problema. Esta etapa y la anterior pueden interaccionar para, por ejemplo, refinar la malla de cálculo en función de los resultados intermedios obtenidos, y alcanzar así unos resultados finales más precisos.

- ⊕ Postproceso: análisis de los resultados y generación de representaciones (imágenes, videos, etc.) de los mismos.

En general, la exactitud y precisión de los resultados obtenidos con esta metodología están en función de los recursos computacionales con los que se cuentan. Por ese motivo, en la mayor parte de los casos se utilizan aproximaciones y modelos que permiten resolver los problemas con recursos razonables.

Debido a la naturaleza no lineal del sistema de ecuaciones y a la falta de una ecuación para la presión, se utiliza un algoritmo iterativo para acoplar las ecuaciones de momento y masa; aunque existen algunos algoritmos que dependiendo del caso se pueden elegir en FLUENT, en este caso se opta por utilizar el algoritmo SIMPLE. El acrónimo SIMPLE significa método semi-implícito para ecuaciones acopladas con la presión, con el cual se realizan las iteraciones necesarias para obtener el resultado. El algoritmo SIMPLE se puede resumir de la siguiente manera:

1. Se establece un valor inicial de las variables: componentes de la velocidad, presión, temperatura, energía cinética turbulenta y la disipación de la energía cinética turbulenta.
2. Se obtiene una solución aproximada del campo de velocidad, resolviendo las ecuaciones de momento a partir del campo de presión supuesto.
3. Se calcula la corrección de presión.
4. Se realiza la corrección de las velocidades y la presión.
5. Se resuelve la ecuación de energía, la energía cinética turbulenta y la disipación de la energía cinética turbulenta.
6. Se verifica la convergencia, en caso de no satisfacerse el criterio de convergencia entonces se actualizan los valores para repetir los pasos 2-5 nuevamente.
7. Alcanzada la convergencia se determina el valor del número de Nusselt total a partir del campo de temperatura.

Bajo la metodología expuesta se modela el problema en tres dimensiones como se ha indica en el planteamiento del modelo físico de la figura 5.9, cuyas condiciones de frontera son:

**Tabla 5.2 Condiciones de frontera para el modelo físico**

Frontera	Coordenadas			Variables
Superficie caliente con flujo de calor constante	$X = 0$	$0 \leq Y \leq H$	$0 \leq Z \leq W$	$\frac{\partial T(x,y)}{\partial x} = \frac{q}{\lambda}$
Superficie isotérmica fría	$X = L$	$0 \leq Y \leq H$	$0 \leq Z \leq W$	$T(x,y) = T_{SF}$
Superficie adiabática superior	$0 \leq X \leq L$	$Y = H$	$0 \leq Z \leq W$	$\frac{\partial T(x,y)}{\partial y} = 0$
Superficie adiabática inferior	$0 \leq X \leq L$	$Y = 0$	$0 \leq Z \leq W$	$\frac{\partial T(x,y)}{\partial y} = 0$

### 5.3.5. Estudio de independencia de malla

**Transferencia de calor por convección natural.** Con el propósito de determinar el tamaño de malla adecuado para la cavidad estudiada (Figura 4.21). Una superficie vertical recibe un flujo de calor de 150 W, mientras que la pared opuesta se mantiene a una temperatura constante de 288 K y las paredes restantes fueron adiabáticas. Los resultados de la convección natural se obtuvieron considerando válida la aproximación de Boussinesq. En la Tabla 4.3a se presentan los valores del número de Nusselt en la pared isotérmica. Se encontró que la variación porcentual fue menor al 1% a partir de una malla de  $50 \times 50 \times$  para ambos casos, por lo que se consideró el tamaño de malla adecuado en el presente trabajo.

**Transferencia de Calor por Convección Natural y Radiación.** También se llevó a cabo un estudio de independencia de malla añadiendo la transferencia de calor por radiación, considerando las mismas condiciones de frontera descritas en la sección anterior. Como se aprecia en la Tabla 4.3b el porcentaje de variación del número de Nusselt en la pared isotérmica fue menor al 1% a partir de la malla de  $50 \times 50 \times 50$ .

Variación del número de Nusselt en pared isotérmica con el tamaño de la malla para la cavidad

Tabla 5.3 Convección natural.

Malla	Nusselt	% diferencia
30×50×50	21.496	-----
40×50×50	21.502	0.027
50×50×50	21.505	0.013
60×50×50	21.508	0.013

Tabla 5.4 Convección natural y radiación.

Malla	Nusselt	% diferencia
30×50×50	18.55	-----
40×50×50	18.56	0.05
50×50×50	18.60	0.21
60×50×50	18.65	0.26

Los resultados de la simulación se comparan con los obtenidos experimentalmente en un prototipo experimental con desarrollo propio.

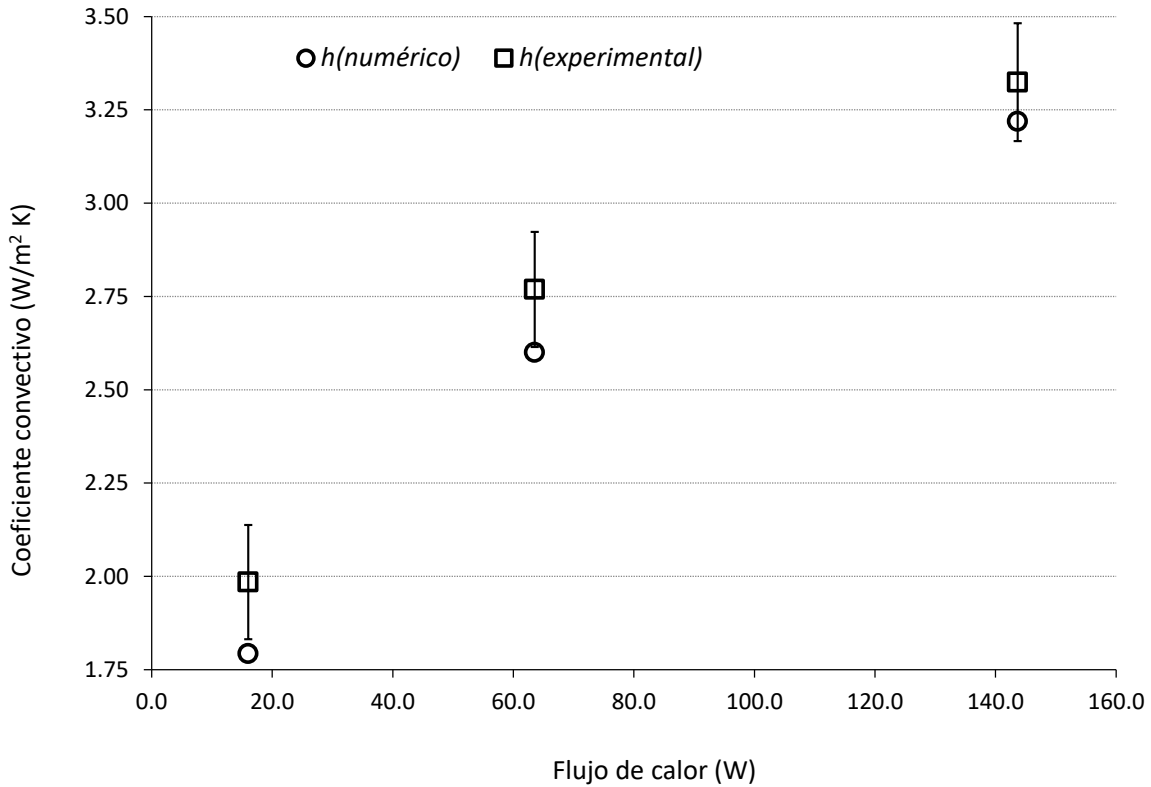
#### 5.4. Comparación de resultados numéricos con experimentales

##### 5.4.1. Convección natural

En la Tabla 4.8 se presenta la comparación entre los resultados numéricos y los experimentales para: temperatura de la superficie caliente, coeficiente convectivo y número de Nusselt. En el caso de las temperaturas promedio de la superficie caliente se observa una buena cercanía ya que se tiene una diferencia porcentual menor a la unidad en los tres casos siendo el de mayor magnitud el caso de 150 W con un 0.76%.

Tabla 5.5 Comparación de los resultados numéricos y los experimentales: convección natural.

Flujo de calor (W)	Temperatura promedio superficie caliente (K)		Coeficiente de transferencia de calor ( $W/m^2 \cdot K$ )		Número de Nusselt	
	Numérico	Experimental	Numérico	Experimental	Numérico	Experimental
16.6	297.14	296.62	1.81	2.06	74.65	79.82
66.8	313.69	311.59	2.59	2.91	106.88	109.88
150.0	334.66	332.12	3.17	3.40	130.84	124.11



**Figura 5.11 Comparación numérica y empírica del coeficiente de transferencia de calor total por convección natural**

Para el coeficiente de transferencia de calor la mayor diferencia fue para 16 W con un 8.08% siendo el de menor diferencia el caso de 150 W con un 3.3%, la figura 4.20 muestra lo comentado.

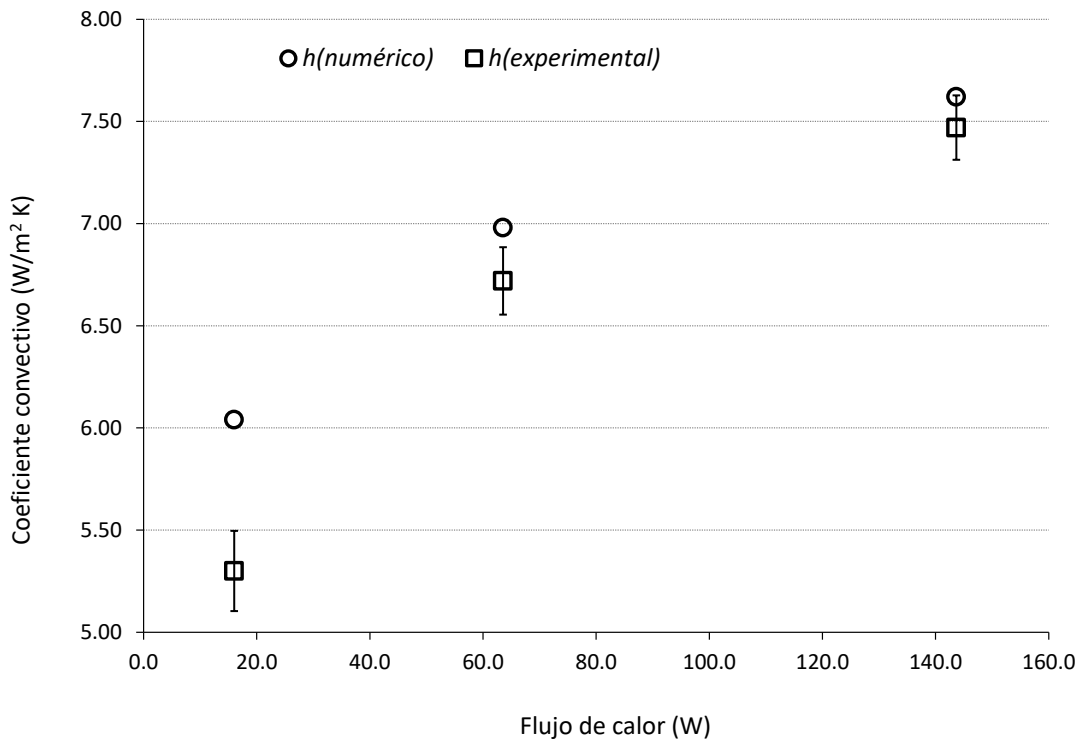
#### 5.4.2 Radiación y convección natural acopladas

En la Tabla 4.10 se resumen los resultados de la comparación con los resultados numéricos con los experimentales de temperaturas de la superficie caliente y coeficiente de transferencia de calor. En el caso de las temperaturas promedio de la superficie caliente se observa una cercanía entre estos, teniéndose como caso de mayor diferencia a 150W con 1.02 K. Para el coeficiente total de transferencia de calor la mayor diferencia porcentual la presenta el caso de 16 W con un 14% y la mínima el caso de 150 W con un 2%.

**Tabla 5.6 Comparación de resultados numéricos y experimentales: convección natural y radiación.**

Flujo de calor (W)	Temperatura promedio superficie caliente (K)		Coeficiente de transferencia de calor ( $W/m^2 \cdot K$ )		Número de Nusselt	
	Numérico	Experimental	Numérico	Experimental	Numérico	Experimental
16.6	290.77	291.65	6.04	5.3	249.71	207.98
66.8	297.64	298.59	6.98	6.72	288.44	260.47
150	307.49	308.51	7.62	7.47	314.81	285.05

En la Figura 4.21 se presentan los resultados experimentales del coeficiente convectivo de transferencia de calor con su respectiva incertidumbre experimental, donde podemos apreciar que en el caso de 150 W el valor experimental se ajusta con el numérico.



**Figura 5.12 Comparación numérica y empírica del coeficiente de transferencia de calor total por convección natural y radiación acoplados.**

Es notorio el acercamiento que tiene los resultados numéricos con los experimentales en la medida que los flujos de calor son mayores. Lo anterior se debe a que el comportamiento del fluido en la

cavidad se encuentra en régimen transitorio para los flujos de calor de 16 y 66.8 W, pero en los 150 W se encuentra en régimen turbulento, tal y como se ha modelado en FLUENT.

## *Estudio de la transferencia de calor en cavidad constructiva*

### **6.1. Introducción**

Los sistemas de muros construidos a base de bloques de concreto hueco, forman físicamente ductos verticales interconectados entre sí, como ya se ha explicado. Es en este capítulo donde se estudia con mayor detalle de este fenómeno. El estudio se enfoca a modelar el desempeño térmico en estado permanente del sistema de muro en tres dimensiones, donde la porción sólida del bloque transmite el calor por conducción en tanto que la cavidad alargada lo hace por los mecanismos de convección y radiación acopladas.

Las condiciones de frontera del sistema constructivo en contacto con el medio ambiente se consideran equivalentes a los meses de sobrecalentamiento y bajo calentamiento, en un clima cálido seco como el de la ciudad de Hermosillo, Sonora, asimismo en el interior de la edificación se consideran condiciones climatización artificial.

### **6.2. Hipótesis de modelación y condiciones de fronteras**

Las superficies exteriores de una edificación sujetas a condiciones que varían en función del tiempo en un clima cálido seco en el verano, hace que se presentan temperaturas máximas de hasta 50 °C, en tanto que en el invierno la temperatura puede llegar a los 0 °C o menos. Bajo esas condiciones reales de operación, se fijan fronteras isotérmicas con variaciones de temperatura del ambiente exterior de 30 °C a 50 °C para verano y de 0 °C a 20 °C para el invierno. Las condiciones intramuros son las de confort térmico a 25 °C, de tal modo que la combinación de condiciones reproduce una situación real para un año típico en la Ciudad de Hermosillo, Sonora.

El modelo físico en tres dimensiones representativo del sistema constructivo es una cavidad alargada de dos metros de altura y con las medidas de la mitad de un bloque de concreto hueco 12 y 15 cm como se muestra en las figuras 6.1 y 6.2

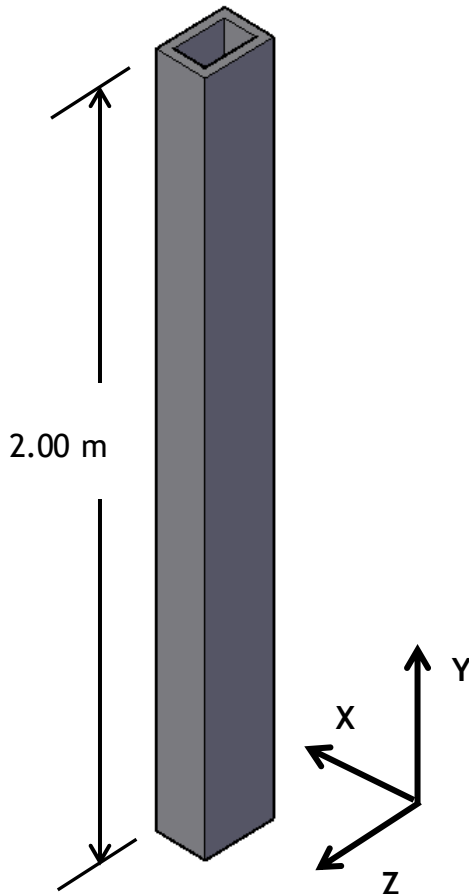


Figura 6.1 Dimensión vertical de la cavidad alargada formada por bloques.

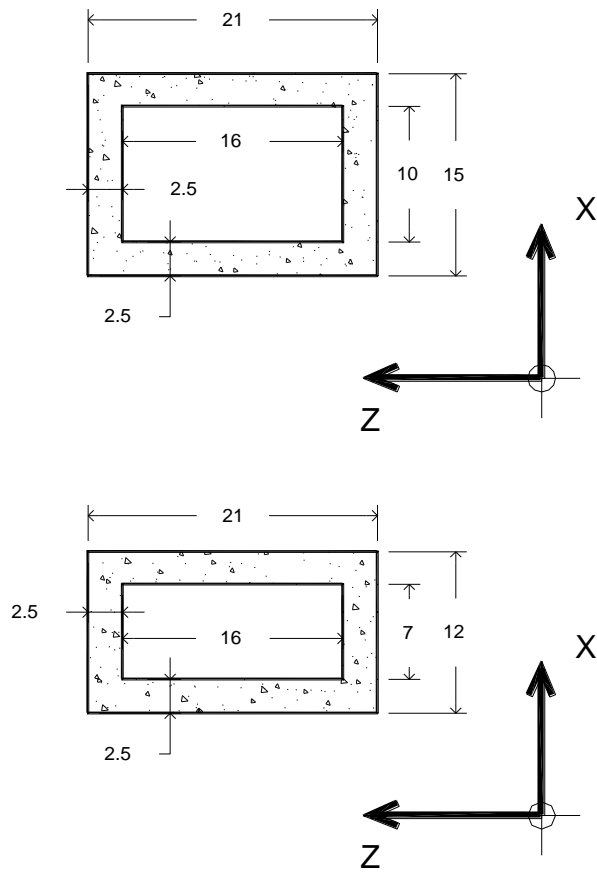


Figura 6.2 Dimensiones en centímetros, del bloque de concreto hueco.

En las diferentes interfaces sólido-aire, la transferencia de calor se lleva a cabo por convección de la superficie sólida al fluido o viceversa, y por radiación de superficie a superficie; la temperatura en la interface sólido-aire dependerá del balance térmico de la energía que entregue (o reciba) la superficie sólida al fluido y a las demás superficies de la cavidad.

Para el modelo físico mostrado se fijan fronteras isotérmicas en el exterior y el interior bajo las condiciones ya descritas, cuatro internas adiabáticas en los bordes de la tapa superior e inferior así como dos laterales, y finalmente cuatro interiores en la cavidad (interfaces) sujetas al balance convectivo-radiativo de la cavidad. Al respecto se describen las fronteras y su tratamiento de acuerdo con las simplificaciones establecidas para su modelación (figura 6.2).

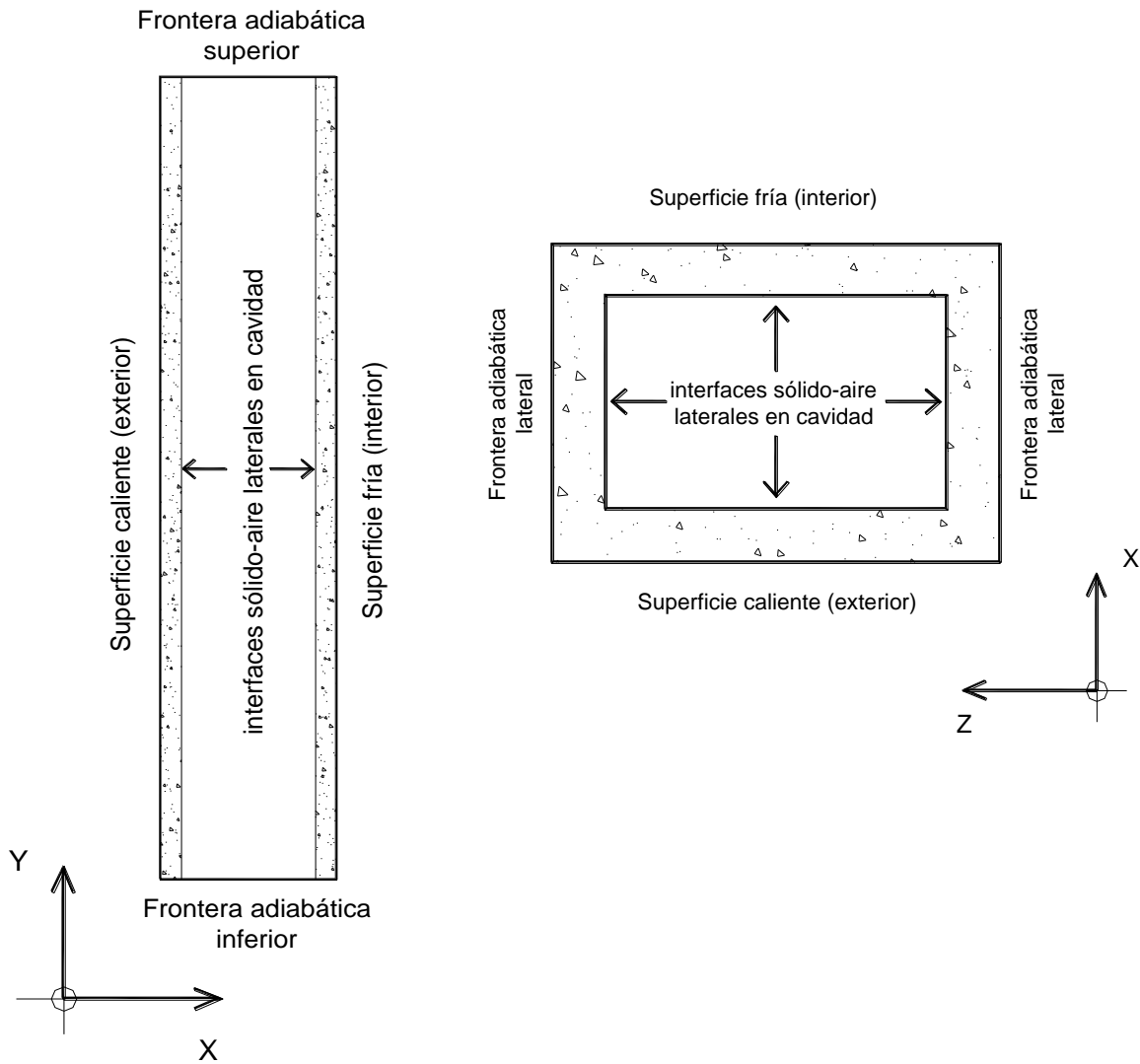


Figura 6.3 Fronteras e interfaces sólido-aire del modelo físico.

**Fronteras isotérmicas.** Son el motor de transporte de calor a través del bloque generando los gradientes térmicos. fronteras de primera clase (Dirichlet) paralelas entre sí dispuestas en los planos YZ.

$$\frac{\partial T(y, z)}{\partial y} = \frac{\partial T(y, z)}{\partial z} = 0$$

**Fronteras adiabáticas laterales.** Son fronteras de segunda clase (Neumann) y deberá satisfacerse en el análisis tridimensional de transporte de energía que intercambio de calor a través de ellas es cero.

$$Q_x = -\lambda_x \frac{\partial T(x, y, z)}{\partial x}; \quad Q_y = -\lambda_y \frac{\partial T(x, y, z)}{\partial y}; \quad Q_z = 0$$

**Fronteras adiabáticas superior e inferior.** También son fronteras de segunda clase.

$$Q_x = -\lambda_x \frac{\partial T(x, y, z)}{\partial x}; \quad Q_z = -\lambda_z \frac{\partial T(x, y, z)}{\partial z}; \quad Q_y = 0$$

**Fronteras interface sólido-aire en la cavidad.** Las cuatro fronteras laterales en el interior de la cavidad presentan una condición de radiación y convección conjugada, participando en el balance térmico sólido-aire (figura 6.3).

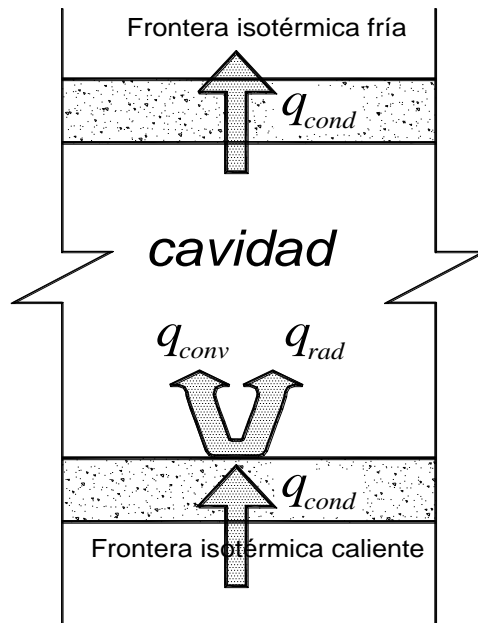


Figura 6.4 Esquema representativo de la transferencia de calor combinada sólido-aire

#### 6.4. Estudio de independencia de malla.

La geometría de la cavidad alargada en tres dimensiones se genera con nueve volúmenes independientes acoplados entre sí, en las interfaces comunes sólido-sólido y sólido-aire, considerando las direcciones del modelo físico representado en la figura 6.1. La transferencia de calor se presenta principalmente en la dirección "X", al respecto se identifica que la pared caliente está compuesta por los volúmenes concreto 1,2 y 3, y para la parte fría por los volúmenes 7,8 y 9, asimismo los volúmenes 4,5 y 6 están dispuestos en la parte media al centro del cuerpo siendo el volumen 5 el correspondiente a la cavidad de aire y los volúmenes 4 y 6 a los puentes térmicos del bloque hueco.

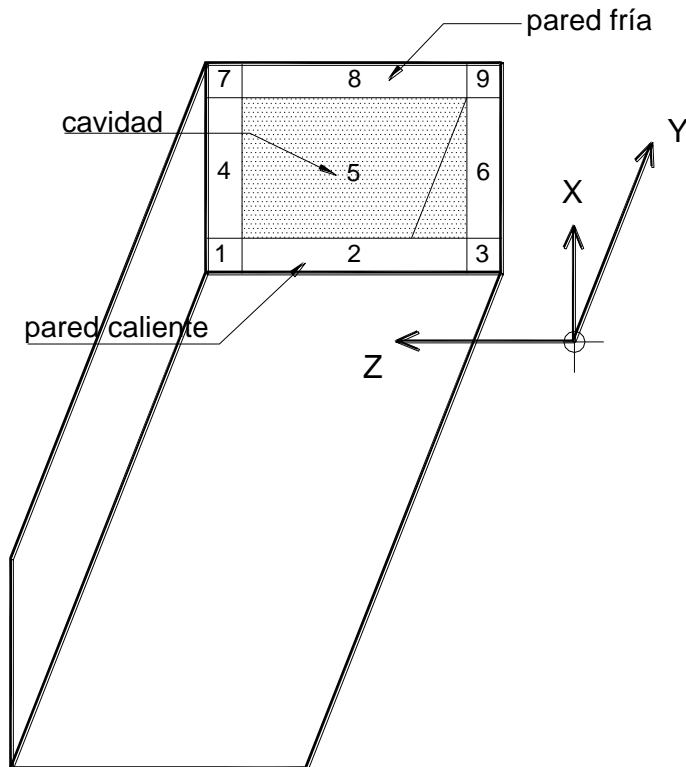


Figura 6.5 Volúmenes representativos de las diferentes partes del modelo físico

Por el tipo de geometría del bloque representativo, el mallado de los volúmenes descritos se concibe como prismas rectangulares con diferentes dimensiones. Los volúmenes finitos que se generan en la pared caliente y fría son prismas de dimensiones constantes de  $0.25 \times 2.00 \times 0.25$

cm de altura en las direcciones X, Y y Z respectivamente, sin embargo el mallado de los volúmenes 4, 5 y 6 en la parte media, son de 2.00×0.25 cm en las direcciones Y y Z pero con dimensiones variables en la dirección X.

El propósito de la variabilidad del mallado en la dirección X, es aumentar precisión de los cálculos numéricos dentro de la capa límite de la cavidad con una malla más fina; esta variabilidad define la independencia del mallado que por aproximaciones sucesivas, se va afinando hasta obtener una diferencia menor a 1 % en el valor del Nusselt entre el mallado más fino y el anterior.

Se exporta el archivo de GAMBIT para el postproceso en FLUENT fijando los modelos de solución ya descritos, las condiciones de frontera y materiales involucrados en la modelación.

Utilizando FLUENT se llevan a cabo diferentes simulaciones para casos con densidad de malla distintas, donde el gradiente térmico entre la superficie fría y caliente es de 25 °C.

Se revisó la variación del número de Nusselt promedio en la superficie caliente hasta generar la malla óptima que garantizara una variación no mayor al 1%, encontrándose que una malla de 80×60×100 y 80×40×100 satisface esta condición para un bloque representativo de 15 y 12 cm respectivamente; la figura 6.5 nos muestra la malla final utilizada de 80×80 en el plano XZ para un bloque de 15 cm y la tabla 6.3 la variación del Nusselt, en función de la densidad de malla.

Tabla 6.1 variación del Nusselt

DENSIDAD DE MALLA	NUSSELT	
	PROMEDIO	ERROR RELATIVO
30	703.4	
40	714.8	1.60%
50	725.8	1.51%
60	723.8	0.28%

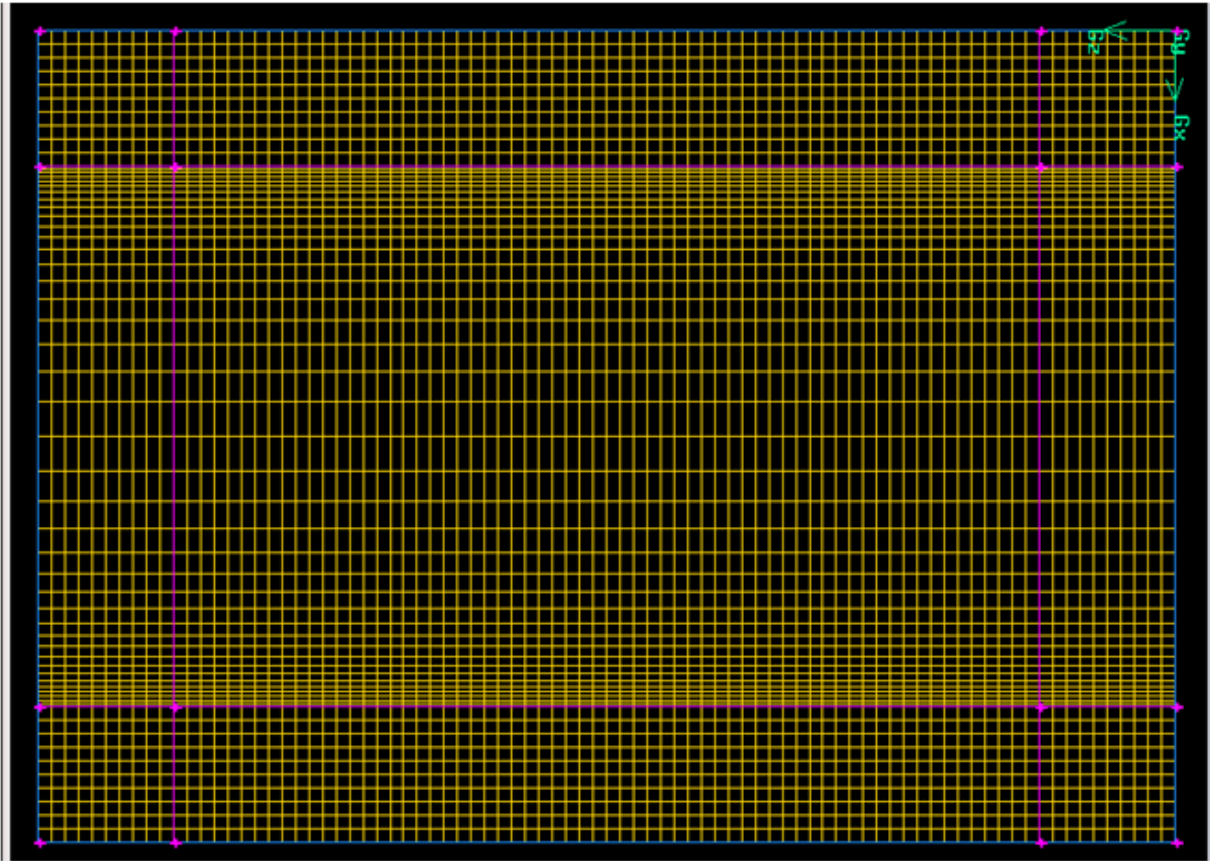
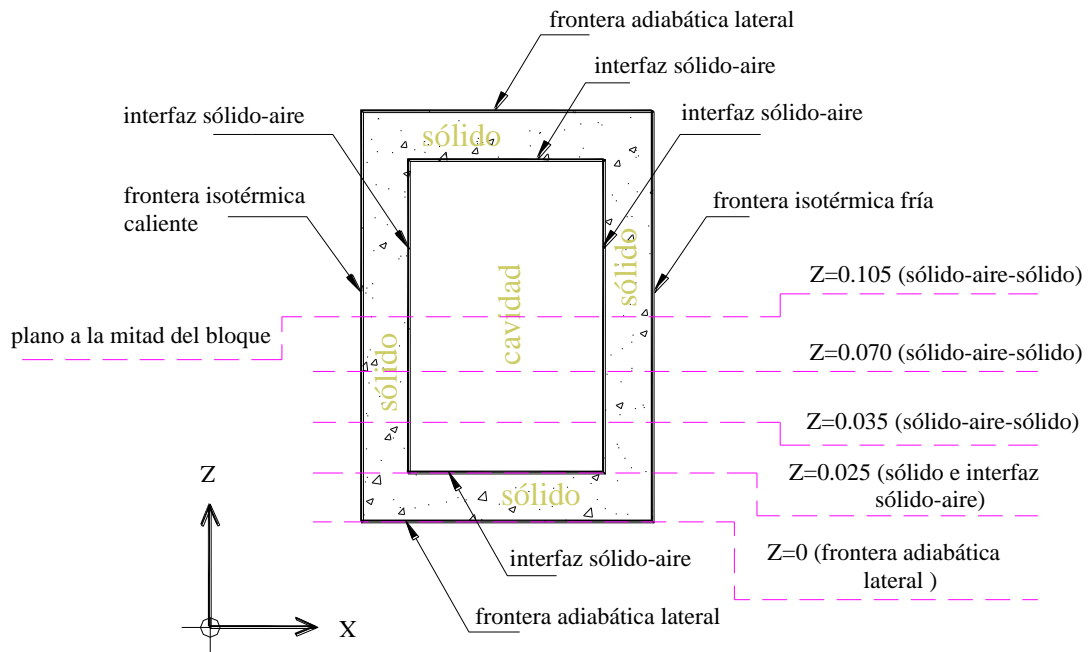


Figura 6.6 Malla en el plano XZ de 80x80

### 6.3 Análisis cualitativo en la modelación.

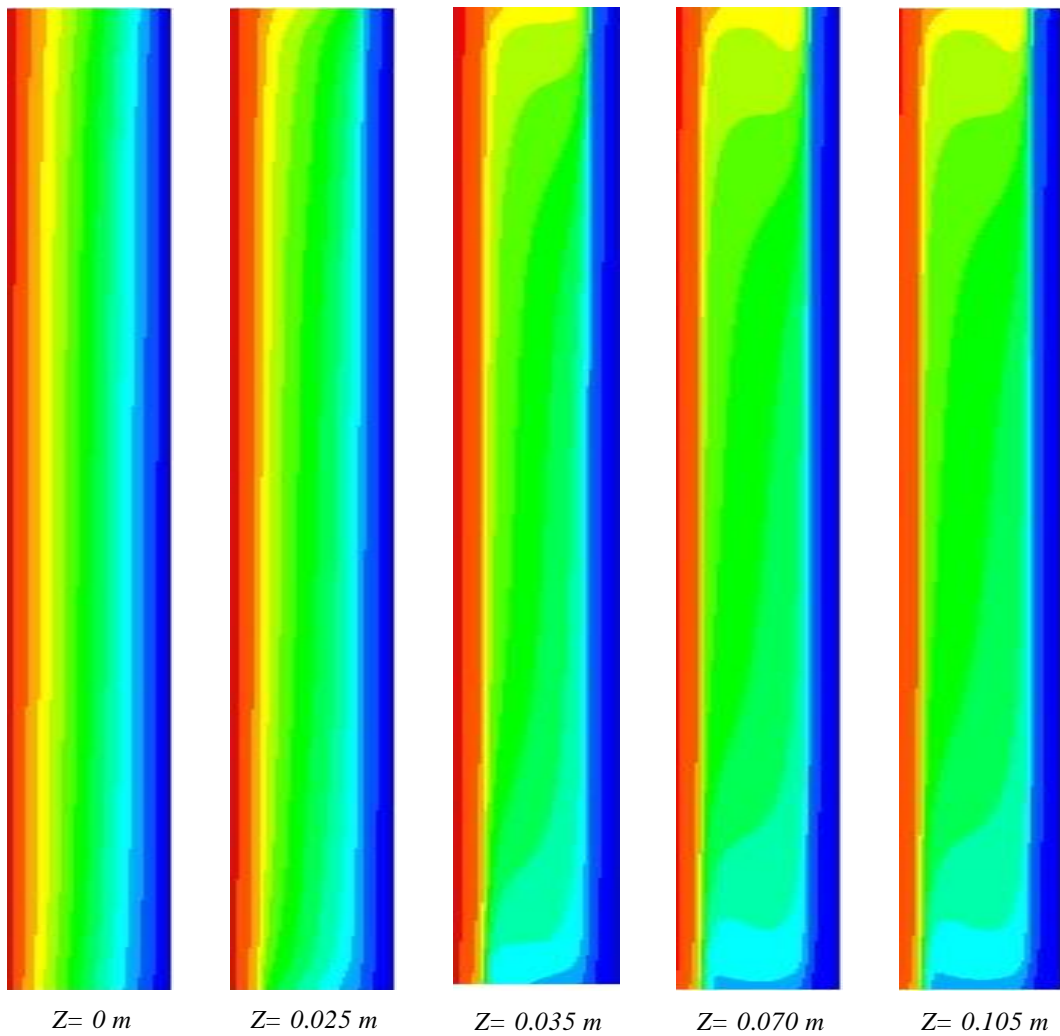
Durante el transporte de energía a través del bloque en estado permanente, se esperaría que el flujo de calor en la porción sólida fuera unidireccional y al menos en dos dimensiones en la cavidad; para interpretar el fenómeno calorimétrico analizaremos cualitativamente los contornos de temperatura en diferentes planos, considerando que el dominio para el modelo físico que  $0 \leq Z \leq 0.210$ ,  $0 \leq Y \leq 2.000$ ,  $0 \leq X \leq 0.150$  y también  $0 \leq X \leq 0.120$  para bloque de 15 y 12 cm respectivamente. En este caso revisaremos los patrones de temperatura en un bloque de 15 cm para un gradiente de temperatura de 25 K, considerando acoplados los mecanismos de transferencia de calor convectivo y radiativo en la cavidad.

El color rojo carmín representa la zona de mayor temperatura como es el caso de la superficie caliente isotérmica; el color azul marino representa la zona de menor temperatura, en este caso es la superficie fría isotérmica. En un primer análisis se revisan los contornos de temperatura en planos verticales XY, a diferentes profundidades en la dirección Z, como si indican en la figura 6.6



**Figura 6.7 Planos XY a para diferentes valores de Z**

En la vecindad de las superficies frías y calientes se aprecia que las isolíneas de temperatura son cuasiparalelas, sobre todo en la parte media del plano; sin embargo las isolíneas se curvan cuando se alejan del centro sobre todo en los extremos superior e inferior. En lo general, también se observa que la zona más caliente y más fría se encuentra en la parte superior e inferior respectivamente (figura 6.7).



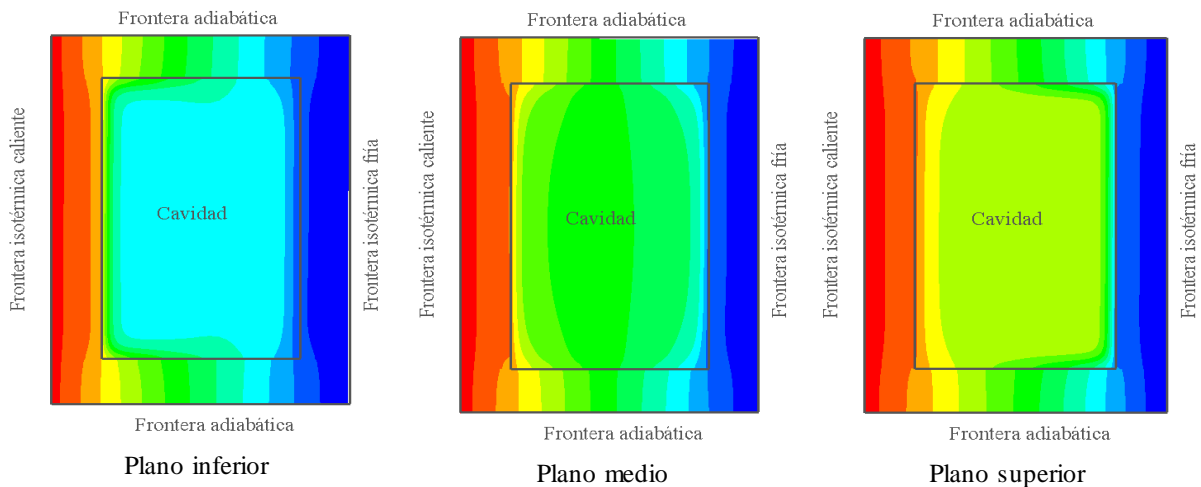
**Figura 6.8 Contornos de temperatura para diferentes planos verticales.**

En los planos  $Z = 0$  y  $0.025 \text{ m}$ . (figura 5.7) el sólido mantiene una influencia mayor en el desempeño térmico del bloque; sin embargo en los planos  $Z = 0.035$ ,  $0.070$  y  $0.105 \text{ m}$  los contornos de temperatura muestra una mayor influencia de la cámara de aire sobre todo en los extremos superior e inferior.

En general, al presentarse isolíneas de temperatura curvilíneas, nos indica que existen gradientes de temperatura en el plano  $XY$  y por tanto la transferencia de calor es al menos en dos direcciones. Se puede asegurar que este comportamiento es consecuencia de la forma como se

transporta el calor a través de la cavidad, porque si el material fuera sólido y homogéneo las isolneas de temperatura fueran paralelas.

También las isolneas de temperatura en planos horizontales nos muestran patrones interesantes que nos permiten hacer un análisis de lo que ocurre en el bloque; para ello se elige un plano inferior ( $Y=0$ ), medio ( $Y=1$ ) y superior ( $Y=2$ ), como lo muestra la figura 6.8.



**Figura 6.9 Contornos de temperatura para diferentes planos horizontales.**

El comportamiento de los patrones de temperatura en planos horizontales son consistentes con los mostrados en los planos verticales, las isolneas son cuasiparalelas en la vecindad de las superficies isotérmicas frías y calientes y diferentes en otras posiciones.

Dentro de la cavidad el aire es más frío en la parte inferior y más caliente en la parte superior, también se aprecia que en las porciones sólidas laterales del bloque se presentan gradientes térmicos en la dirección  $XZ$ , por tanto existe un intercambio térmico en la interfaz sólido-aire. En la parte media se aprecia un patrón simétrico pero con comportamiento diferente en la cavidad y el sólido, la razón estriba en que el transporte de calor se da por diferentes mecanismos.

Analizando los gradientes de temperatura que se presentan en los planos horizontales inferior, medio y superior, justo a la mitad del bloque (sólido-aire-sólido) y en los puentes térmicos

(sólido exclusivamente). Por el tipo de comportamiento que se presenta resulta más conveniente iniciar con el análisis en la parte media.

Las gráficas mostradas en la figura 6.10 son típicas del gradiente térmico en estado permanente para un sólido y una cavidad; en las porciones sólidas se observa una patrón lineal y en la cavidad la curva reproduce lo que ocurre en las capas límite y al centro de la cavidad.

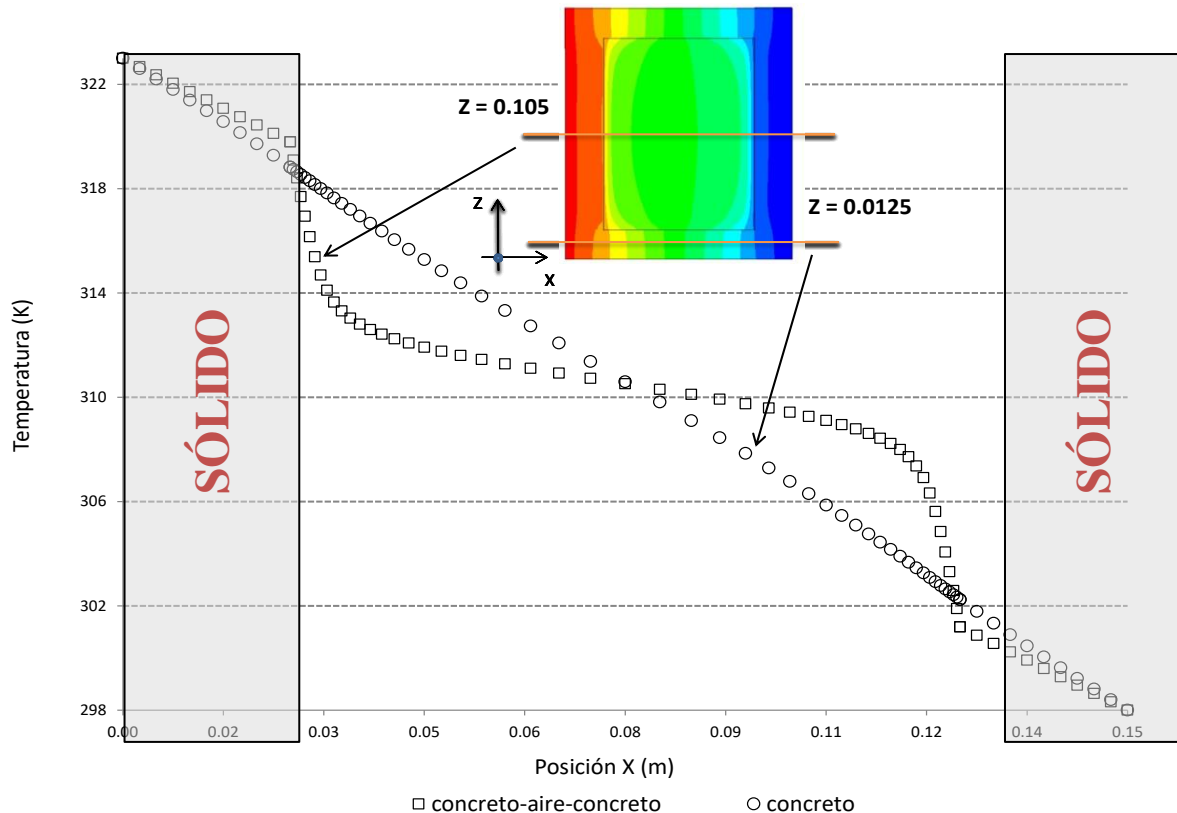


Figura 6.10 Perfiles de temperatura a través de la cavidad y el sólido para  $Y=1$  m.

En la figura 6.11, que corresponde a la tapa inferior de la cavidad, el gradiente térmico de la porción sólida ( $Z=0.0125$  m) presenta un patrón lineal en tanto no interaccione con la cavidad; como la cavidad es más fría y que el puente térmico del block, éste último cede parte del calor ganado al fluido a través de la pared caliente a la cavidad, por tanto la curva del sólido presenta una ligera concavidad positiva.

Por otra parte, el gradiente de temperaturas de la porción sólido-aire-sólido presenta un comportamiento lineal en la parte sólida, pero en la cavidad la capa límite se presenta con una

pendiente muy pronunciada cercano a la interfaz sólido-aire de la pared caliente y sucede todo lo contrario con la temperatura del aire en las capas cercanas a la pared fría.

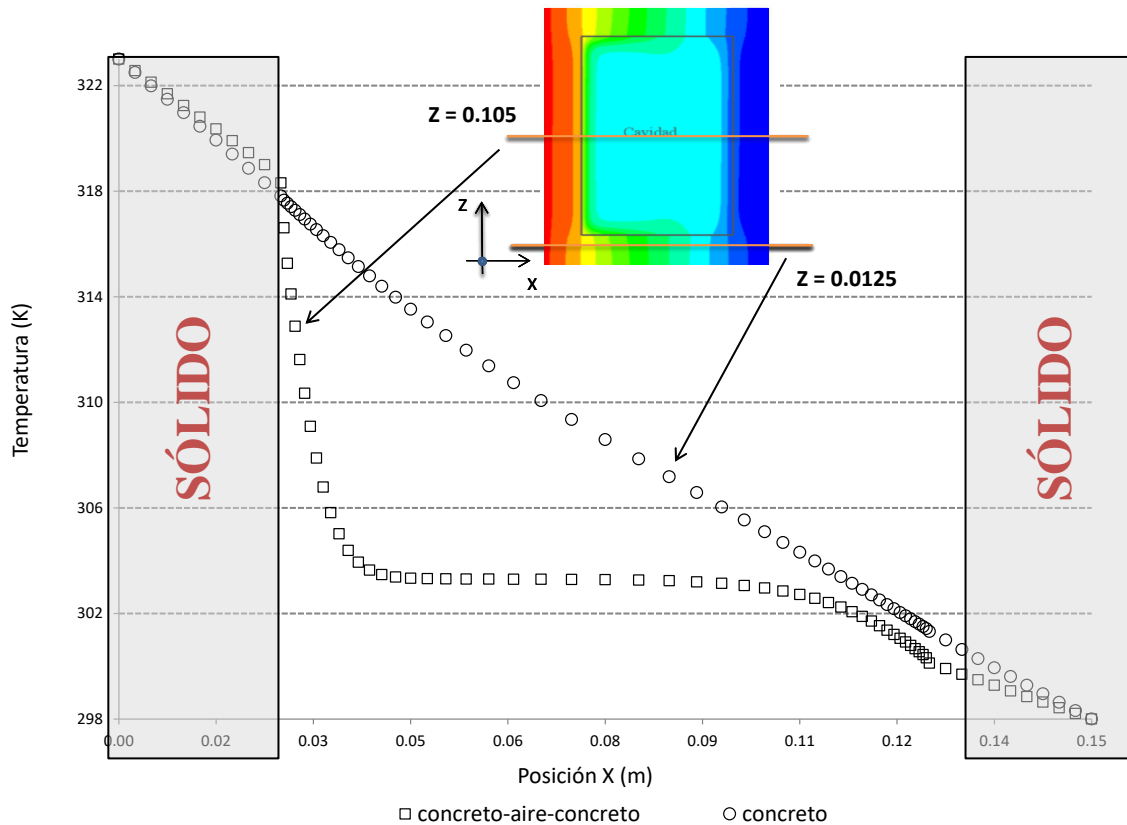


Figura 6.11 Perfiles de temperatura a través de la cavidad y el sólido para  $Y=0$  m.

En la figura 6.12 que corresponde a la tapa superior de la cavidad, el gradiente térmico de la porción sólida ( $Z=0.105$  m) presenta un patrón lineal en tanto no interaccione con la cavidad; como la cavidad es más caliente en este sitio incluso que el puente térmico del block, la primera cede parte del calor ganado al fluido a través de la pared caliente al sólido, por tanto la curva del sólido presenta una ligera concavidad positiva.

También el gradiente de temperaturas de la porción sólido-aire-sólido presenta un comportamiento lineal en la parte sólida pero en la cavidad, la capa límite se presenta con una pendiente muy pronunciada en las capas de aire cercanas a la interfaz sólido-aire de la pared fría y sucede todo lo contrario con la temperatura del aire en las capas cercanas a la pared caliente,

lo que indica que la resistencia de la capa límite en la pared caliente, es muy parecida a la del sólido.

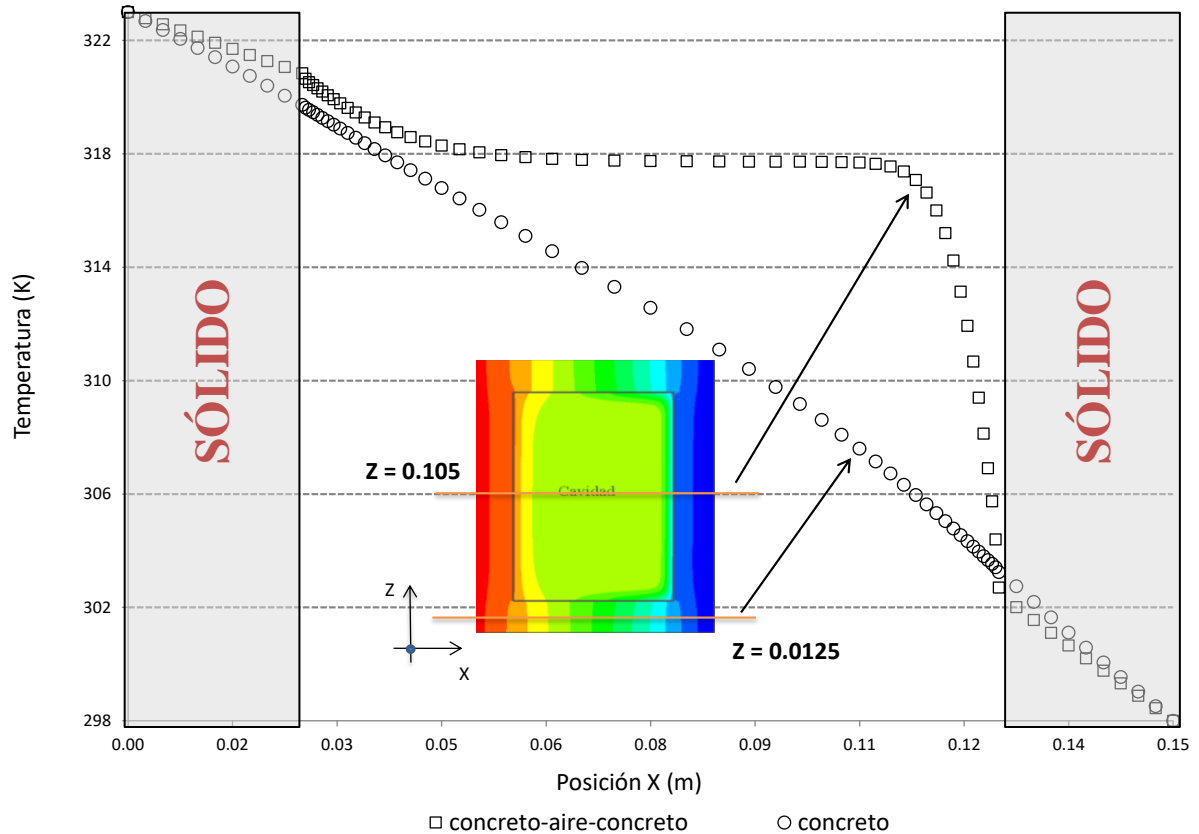


Figura 6.12 Perfiles de temperatura en la cavidad y en el sólido para Y= 2 m.

### 6.5. Modelación numérica y cálculos calorimétricos

En párrafos anteriores se establecen los rangos de temperatura bajo los cuales estaría sujeto el desempeño térmico un muro de bloque de concreto hueco, para explicar los cálculos calorimétricos que interesan, se realizarán simulaciones con gradientes de temperatura a cada 5 °C manteniendo fija la temperatura del interior en 25 °C dentro del rango de 25°C a 50 °C.

Los cálculos calorimétricos reportados a partir de las simulaciones son: a) flujos de calor convectivo y/o radiativo a través del bloque y la cavidad, b) resistencia térmica del bloque y cavidad y c) coeficiente convectivo y convectivo-radiativo de la cavidad.

La resistencia térmica del bloque de concreto hueco es:

$$R_{bloque} = \left( \frac{\Delta T}{q_{total}} \right) A_{bloque} \quad (6.1)$$

Donde:

- $R_{bloque}$  Es la resistencia térmica del bloque de concreto hueco ( $m^2 K/W$ ).
- $\Delta T$  Es la diferencia de temperaturas entre la superficie caliente ( $T_{SC}$ ) y la superficie fría ( $T_{SF}$ ) del muro ( $^{\circ}C$  o  $K$ ).
- $q_{total}$  Es el flujo de calor neto ( $W$ ).
- $A_{bloque}$  Es el área total perpendicular al flujo de calor ( $m^2$ ).

La diferencia de temperatura utilizada dependerá de las condiciones del caso (5, 10, 15, 20, o 25  $^{\circ}C$ ), y el flujo de calor se obtiene con FLUENT; asimismo el área perpendicular al flujo de calor se calcula con las dimensiones del bloque simulado, que mide 0.21 m de ancho por 2.00 m de altura, así que el área total es de 0.42  $m^2$ . En el caso del área de la cavidad las dimensiones son de 0.16 m de ancho por 2.00 m de altura, por tanto el área de interés es de 0.32  $m^2$ .

Del mismo modo, se obtiene la resistencia térmica de la cavidad.

$$R_{cavidad} = \left( \frac{\Delta T}{q_{cavidad}} \right) A_{cavidad} \quad (6.2)$$

Donde:

- $R_{cavidad}$  Es la resistencia térmica de la cavidad ( $m^2 K/W$ ).
- $\Delta T$  Es la diferencia de las temperaturas promedio entre la superficie caliente ( $\bar{T}_{SCC}$ ) y la superficie fría ( $\bar{T}_{SFC}$ ) de la cavidad ( $^{\circ}C$  o  $K$ ).
- $q_{cavidad}$  Es el flujo de calor que pasa a través de la cavidad ( $W$ ).

$A_{cavidad}$  Es el área perpendicular al flujo de calor en la cavidad ( $m^2$ ).

La temperatura promedio de cada superficie en la cavidad, se obtiene con la media aritmética de las temperaturas de los volúmenes finitos en la interfaz sólido-aire, en tanto que los flujos de calor son reportados por FLUENT. Los coeficientes convectivos y radiativos se calculan considerando la transferencia de calor entre la pared caliente y fría.

$$h_c = \frac{q_{convección}}{\Delta T \times A_{cavidad}} \quad (6.3)$$

Y

$$h_r = \frac{q_{radiación}}{\Delta T \times A_{cavidad}} \quad (6.4)$$

Donde:

- $h_c$  Es el coeficiente convectivo de la cavidad ( $m^2 K/W$ ).
- $h_r$  Es el coeficiente radiativo de la cavidad ( $m^2 K/W$ ).
- $\Delta T$  Es la diferencia de las temperaturas promedio entre la superficie caliente ( $T_{SCC}$ ) y la superficie fría ( $T_{SFC}$ ) de la cavidad ( $^{\circ}C$  o  $K$ ).
- $q_{convección}$  Es el flujo de calor por convección que pasa a través de la cavidad ( $W$ ).
- $q_{radiación}$  Es el flujo de calor por radiación que pasa a través de la cavidad ( $W$ ).
- $A_{cavidad}$  Es el área perpendicular al flujo de calor en la cavidad ( $m^2$ ).

El recíproco de la resistencia térmica de la cavidad es equivalente al coeficiente convectivo para el caso de la convección natural y la suma del coeficiente convectivo y radiativo cuando la convección natural y la radiación se acoplan.

Se realizan cinco corridas numéricas para revisar el desempeño térmico de dos tipos de muro de bloques de concreto hueco, de 12 y 15 cm., que se resumen en las tablas 6.2, 6.3, 6.4 y 6.5.

**Tabla 6.2 Resumen de resultados para un bloque de 12 (verano)**

BLOQUE	$\Delta T$ (superficies exteriores) $K$	25	20	15	10	5
	Flujo de calor total $(W)$	62.929	49.388	36.250	23.553	11.389
	Flujo de calor por conducción $(W)$	23.620	18.879	14.150	9.426	4.714
	Resistencia térmica $(m^2 K/W)$	0.167	0.170	0.174	0.178	0.184
	Resistencia térmica promedio $(m^2 K/W)$	0.175				
CAVIDAD	$\Delta T$ (superficies cavidad) $K$	18.680	15.090	11.430	7.716	3.918
	Flujo de calor $(W)$	39.309	30.509	22.100	14.128	6.675
	Flujo de calor por convección $(W)$	11.338	8.466	5.802	3.401	1.362
	Coefficiente convectivo $(W/m^2 K)$	1.897	1.753	1.586	1.377	1.086
	Flujo de calor por radiación $(W)$	27.972	22.043	16.299	10.727	5.313
	Coefficiente radiativo $(W/m^2 K)$	4.679	4.565	4.456	4.344	4.238
	Resistencia térmica $(m^2 K/W)$	0.152	0.158	0.166	0.175	0.188
	Resistencia térmica promedio $(m^2 K/W)$	0.168				

**Tabla 6.3 Resumen de resultados para un bloque de 12 (invierno)**

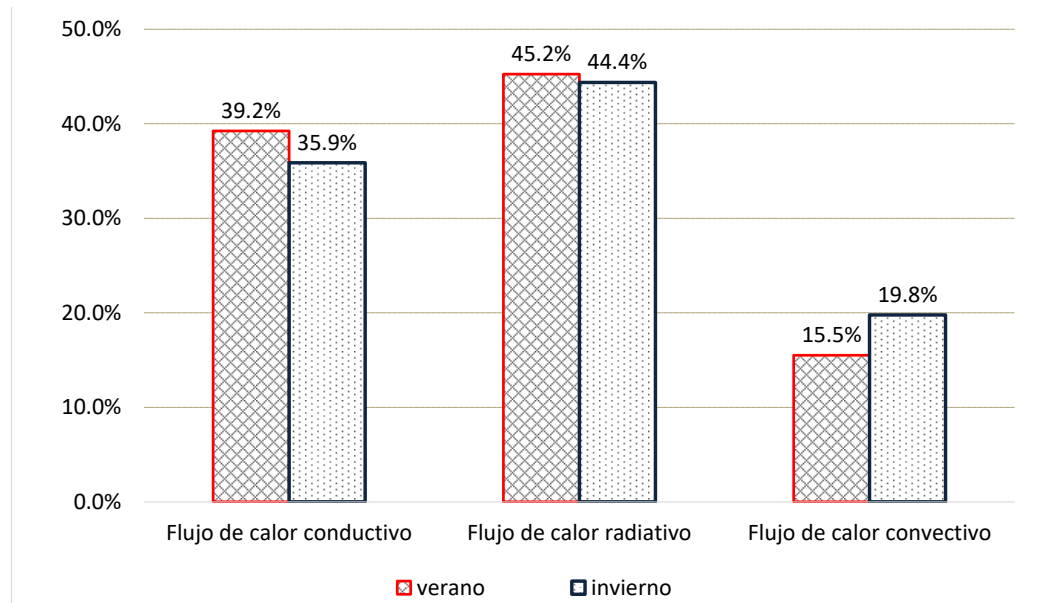
BLOQUE	$\Delta T$ (superficies exteriores) $K$	25	20	15	10	5
	Flujo de calor total $(W)$	58.922	46.243	34.444	22.724	11.158
	Flujo de calor por conducción $(W)$	16.021	12.946	14.093	9.383	4.679
	Resistencia térmica $(m^2 K/W)$	0.178	0.182	0.183	0.185	0.188
	Resistencia térmica promedio $(m^2 K/W)$	0.175				
CAVIDAD	$\Delta T$ (superficies cavidad) $K$	18.760	15.155	11.401	7.635	3.846
	Flujo de calor $(W)$	42.901	33.297	20.352	13.341	6.479
	Flujo de calor por convección $(W)$	16.148	12.214	5.987	3.474	1.380
	Coefficiente convectivo $(W/m^2 K)$	2.690	2.519	1.641	1.422	1.121
	Flujo de calor por radiación $(W)$	26.753	21.083	14.365	9.868	5.099
	Coefficiente radiativo $(W/m^2 K)$	4.456	4.347	5.987	3.474	1.380
	Resistencia térmica $(m^2 K/W)$	0.140	0.146	0.179	0.183	0.190
	Resistencia térmica promedio $(m^2 K/W)$	0.168				

Tabla 6.4 resumen de resultados para un bloque de 15 (verano)

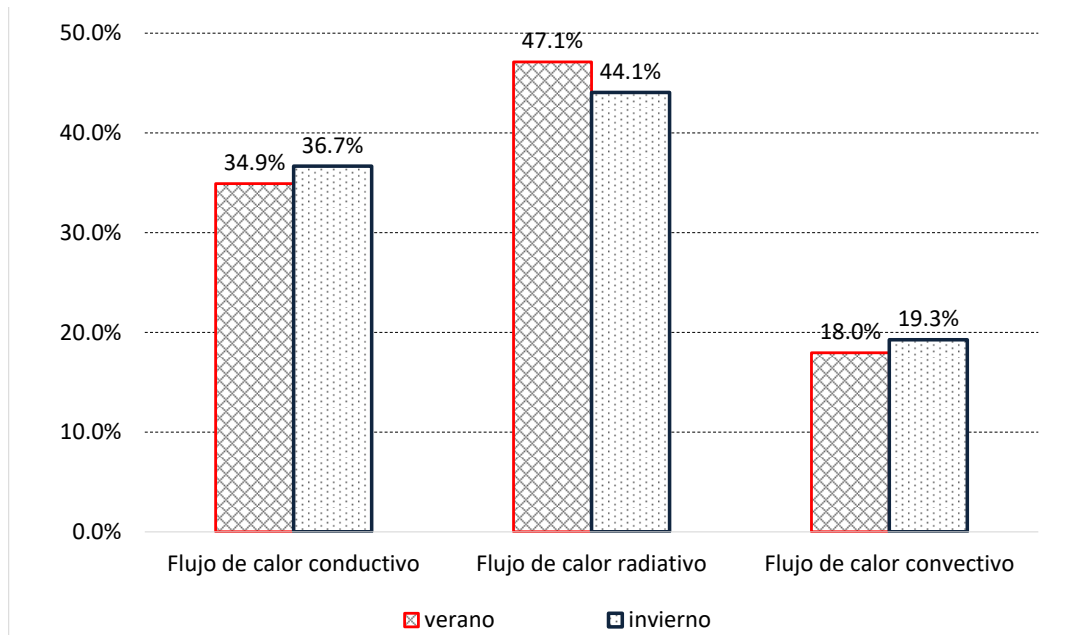
BLOQUE	$\Delta T$ (superficies exteriores) $K$	25	20	15	10	5
	Flujo de calor total $(W)$	56.650	44.315	32.389	20.929	10.040
	Flujo de calor por conducción $(W)$	18.865	15.055	11.244	7.463	3.711
	Resistencia térmica $(m^2 K/W)$	0.185	0.190	0.195	0.201	0.209
	Resistencia térmica promedio $(m^2 K/W)$	0.196				
CAVIDAD	$\Delta T$ (superficies cavidad) $K$	18.680	15.090	11.430	7.716	3.918
	Flujo de calor $(W)$	37.785	29.260	21.145	13.466	6.329
	Flujo de calor por convección $(W)$	11.639	8.655	5.905	3.433	1.513
	Coefficiente convectivo $(W/m^2 K)$	1.947	1.792	1.614	1.390	1.207
	Flujo de calor por radiación $(W)$	26.146	20.605	15.240	10.033	4.816
	Coefficiente radiativo $(W/m^2 K)$	4.374	4.267	4.167	4.063	3.841
	Resistencia térmica $(m^2 K/W)$	0.158	0.165	0.173	0.183	0.198
	Resistencia térmica promedio $(m^2 K/W)$	0.176				

Tabla 6.5 resumen de resultados para un bloque de 15 (invierno)

BLOQUE	$\Delta T$ (superficies exteriores) $K$	25	20	15	10	5
	Flujo de calor total $(W)$	52.129	41.372	30.700	20.154	9.823
	Flujo de calor por conducción $(W)$	18.832	15.016	11.216	7.435	3.682
	Resistencia térmica $(m^2 K/W)$	0.201	0.203	0.205	0.208	0.214
	Resistencia térmica promedio $(m^2 K/W)$	0.206				
CAVIDAD	$\Delta T$ (superficies cavidad) $K$	19.325	15.504	11.672	7.824	3.990
	Flujo de calor $(W)$	33.297	26.356	19.484	12.720	6.141
	Flujo de calor por convección $(W)$	12.214	9.001	6.079	3.503	1.374
	Coefficiente convectivo $(W/m^2 K)$	1.975	1.814	1.627	1.399	1.076
	Flujo de calor por radiación $(W)$	21.083	17.356	13.405	9.217	4.768
	Coefficiente radiativo $(W/m^2 K)$	3.409	3.498	3.589	3.681	3.734
	Resistencia térmica $(m^2 K/W)$	0.186	0.188	0.192	0.197	0.208
	Resistencia térmica promedio $(m^2 K/W)$	0.194				



**Figura 6.12** Porcentajes de flujo de calor en un bloque de 12 cm



**Figura 6.13** Porcentajes de flujo de calor en un bloque de 15 cm

Es notorio que la variación de la resistencia térmica respecto del gradiente térmico se confirma con estas simulaciones, pero también se denota que para un mismo gradiente térmico las resistencias térmicas son ligeramente mayores en invierno que para el verano.

Asimismo, los flujos de calor de acuerdo con los mecanismos involucrados también tienen ligeras variaciones dependiendo de la estación del año y del tipo de bloque analizado, como lo muestran las figuras 6.12 y 6.13; lo que se advierte primero es que bajo cualquier situación, el mecanismo dominante de transferencia de calor es el de radiación, después el de convección y finalmente el de conducción. La cantidad de calor total que se transporta a través de la cavidad (radiación+convección) es del orden del 80%, sin embargo, la porción sólida de los bloques transporta más calor por unidad de área que las cavidades en una proporción de 2 a 1 para el bloque de 12 cm y 1.75 a 1 para el bloque de 15 cm, tal como se muestra en la tabla 6.6.

**Tabla 6.6. Promedio de los flujos de calor por unidad de área.**

Mecanismos de transferencia de calor	Flujos de calor ( $W/m^2$ )	
	bloque 12	bloque 15
Conducción	122.2	112.5
Radiación+convección	60.9	64.4

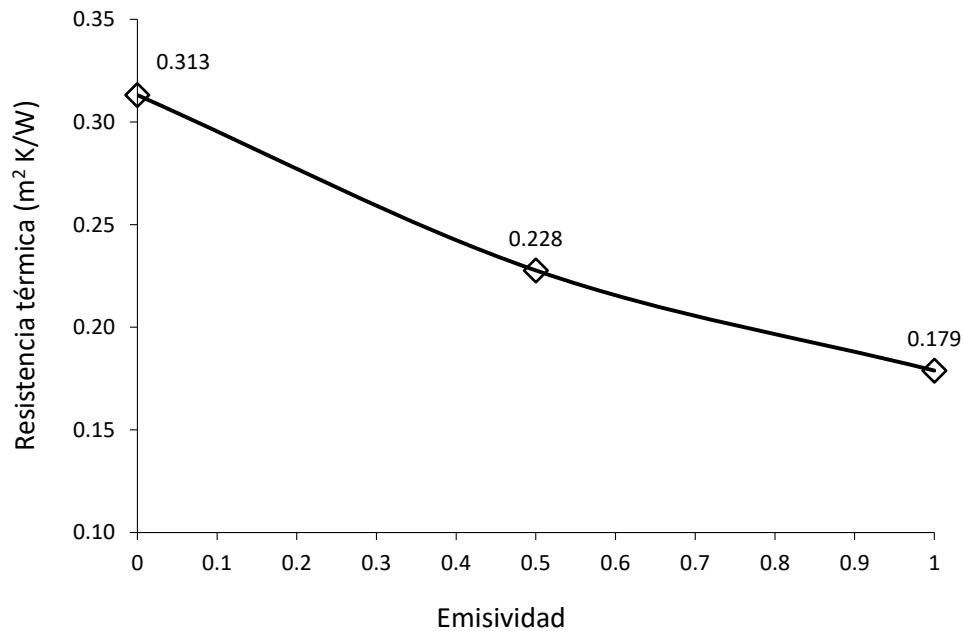
De lo anterior, se concluye que aunque existe una gran aportación de calor a través de las cavidades, la porción sólida es un puente térmico con respecto a la cavidad y para este caso si el bloque fuera totalmente sólido, la cantidad de calor que transportaría el muro sería mayor.

#### 6.4 Estudio paramétrico

Diversos estudios nos indican que la resistencia térmica de un bloque de concreto hueco depende de la variación del gradiente de temperatura (Pérez V. et al 2011, Borbón A. et al 2010), sin embargo la variación de las propiedades termofísicas del aire de la cavidad, dependen de la temperatura promedio del bloque y con ello su desempeño térmico. En el mismo sentido la conductividad térmica del material del bloque y las propiedades ópticas de superficie como la emisividad, son parámetros que también influyen en su resistencia térmica. En lo particular, se revisará el desempeño térmico del bloque hueco y específicamente en los valores de resistencia térmica, con la variación de estos parámetros.

### 6.5.1 Efecto de la emisividad.

La emisividad de los materiales es la propiedad óptica de superficie más importante cuando se evalúa el intercambio radiativo en recintos cerrados. En una cavidad alargada las superficies interiores intercambian energía por radiación de onda larga y por convección natural; se considera convección natural cuando la emisividad de las superficies es muy cercana a cero ( $e \approx 0$ ), pero en los materiales de construcción se presentan superficies negras o grises cuya emisividad es mayor que cero y menor o igual a 1 ( $0 < e \leq 1$ ), en consecuencia la transferencia de calor a través de la cavidad es la combinación de los dos mecanismos mencionados (convección natural y radiación). Se evalúa la resistencia térmica variando la emisividad de las superficies interiores de la cavidad, realizando tres simulaciones con valores de emisividad de 0, 0.5 y 1 y para un diferencial de temperaturas  $\Delta T = 25 K$ . La figura 6.1 muestra los resultados obtenidos.



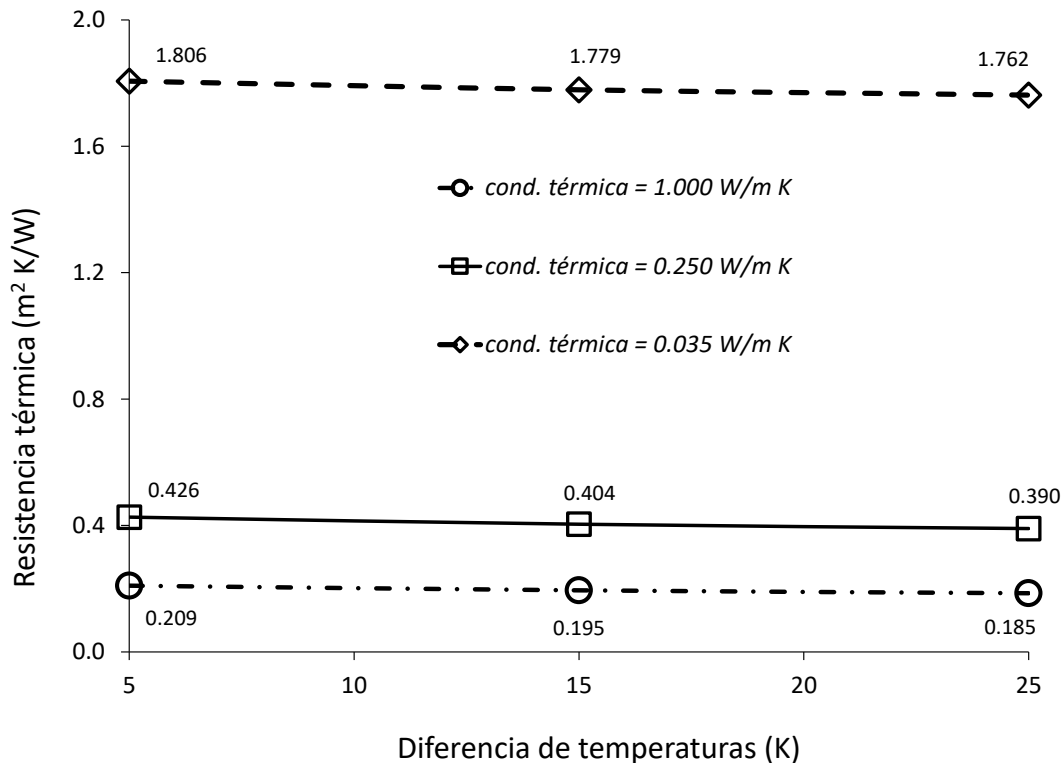
**Figura 6.14 Resistencia térmica con distintos valores de emisividad en la cavidad, en un bloque de concreto hueco de 15 cm.**

Analizando los resultados se observa que la resistencia térmica más alta se presenta cuando la emisividad es igual a cero ( $R_{bloque} = 0.313 m^2 K/W$ ), y la más baja para una emisividad igual

a uno ( $R_{bloque} = 0.179 \text{ m}^2 \text{ K/W}$ ), es notorio que mejorando las propiedades ópticas de las superficies interiores del bloque mejora el desempeño térmico en un 43%. Asimismo cuando las superficies de la cavidad se consideran cuerpos negros ( $e=1$ ), el 68% del calor pasa a través de los huecos del bloque, a través del mecanismo acoplado convectivo-radiativo y el 48% del calor se transporta por el mecanismo de radiación y solo el 20% por convección natural.

### 6.5.2 Efecto de la conductividad térmica.

En esta parte de la modelación paramétrica, se tiene el propósito de evaluar el efecto de la variación de la conductividad térmica en la resistencia térmica del bloque hueco, considerando que los referentes obtenidos en este trabajo corresponden a un bloque vibropresado de concreto hueco comercial, pero que existen posibilidades reales de mejorar el material. También se revisa el desempeño térmico del bloque cuando se fabrica a base poliestireno expandido como es el caso del producto comercial denominado foamblock.



**Figura 6.15** Variación de la resistencia térmica con diferentes materiales en un bloque de concreto hueco de 15 cm.

Se ha demostrado, que no se presentan diferencias importantes en la resistencia térmica del bloque con la variación del gradiente térmico, sin embargo utilizar diferentes materiales si tiene un impacto significativo. Cuando se utiliza un material como la Zeolita, cuya conductividad térmica es de  $0.250 \text{ W/m K}$ , la resistencia térmica del bloque incrementa al doble ( $0.390 \text{ m}^2 \text{ K/W}$ ) y cuando se utiliza un material como el poliestireno expandido, cuya conductividad térmica de  $0.035 \text{ W/m K}$ , la resistencia térmica del bloque aumenta diez veces más ( $1.762 \text{ m}^2 \text{ K/W}$ ). También con los mismos materiales, si el bloque fuera un tabique sólido las resistencias térmicas serían:  $R_{\text{tab-zeolita}} = 0.600 \text{ m}^2 \text{ K/W}$  y  $R_{\text{tab-poliestireno}} = 4.285 \text{ m}^2 \text{ K/W}$ , esto significa que se tendría un mejor desempeño térmico si los huecos estuvieran rellenos del mismo material.

### 6.5.3 Efecto del gradiente de temperatura

Se modelan cinco gradientes de temperaturas diferentes para los bloques de 15 y 12 cm y en la figura 6.3 y 6.4, se muestra la variación de la resistencia térmica para cada uno de los bloques de concreto hueco, es de notarse el decremento experimentado por la resistencia térmica cuando el gradiente de temperatura aumenta.

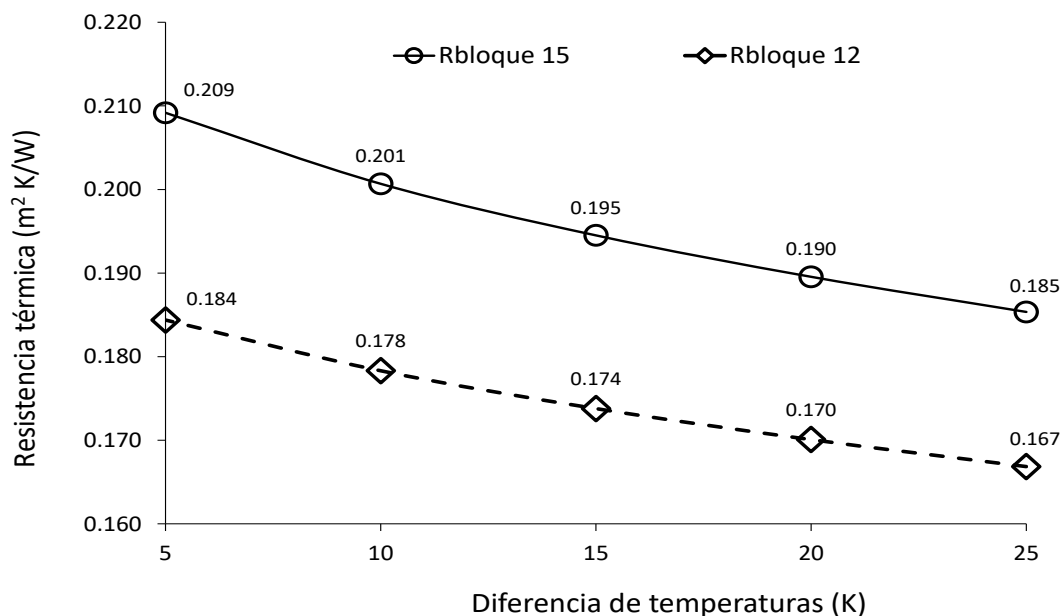
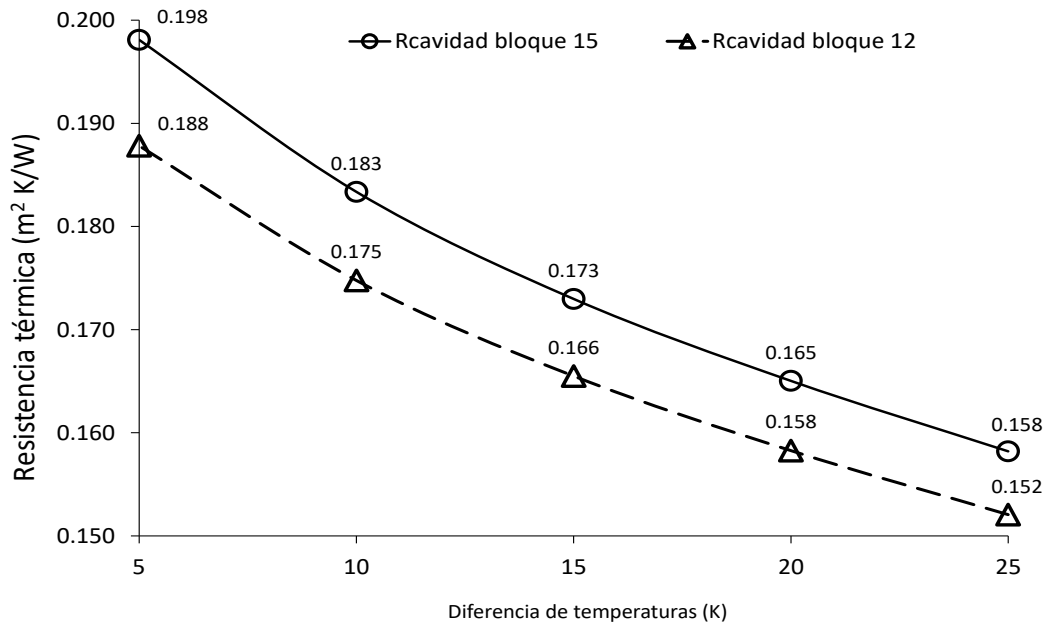


Figura 6.16 Variación de la resistencia térmica en un bloque de concreto hueco de 15 cm.



**Figura 6.17 Variación de la resistencia térmica en un bloque de concreto hueco de 12 cm**

Es notable que existe una disminución de la resistencia térmica del bloque con el aumento del gradiente de temperatura en un 13% y 10% en los bloques de 15 y 12 cm respectivamente; sin embargo, la disminución de la resistencia térmica en la cavidad del bloque es más grande, siendo de 25% y 24% en los bloques de 15 y 12 cm respectivamente, lo que nos indica que la transferencia de calor en la cavidad se ve más impactada en una proporción de 2:1, con respecto a la variación de la resistencia térmica total del bloque.

En el mismo sentido el efecto de la cavidad en el valor de la resistencia térmica del bloque en su conjunto es definitiva en el desempeño térmico y en este caso favorable, ya que si el bloque fuera sólido los valores de la resistencia térmica serían valores constantes.

$$R_{sólido (15)} = 0.15 \text{ m}^2 \text{ K/W} \quad y \quad R_{sólido (12)} = 0.12 \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

#### 6.5.4 Efecto de la temperatura promedio.

Como anteriormente se discutió, las propiedades termofísicas del aire se modifican con la temperatura por lo que resulta importante modelar considerando el efecto de la temperatura promedio del sistema de muro.

También se observa que el desempeño térmico del bloque hueco de concreto en épocas de bajas temperaturas ambientales (invierno), la resistencia térmica es más alta para un mismo gradiente de temperatura en épocas de altas temperaturas ambientales (verano).

Por ejemplo la resistencia térmica del bloque de concreto hueco para un gradiente de temperatura de 25°C, con temperaturas promedio de 12.5°C y 37.5°C son,  $R_{invierno} = 0.201 \text{ m}^2 \text{ K/W}$  y  $R_{verano} = 0.185 \text{ m}^2 \text{ K/W}$ .

Bajo la consideración que la resistencia térmica de un muro de bloque de concreto hueco, varía principalmente con el gradiente de temperatura y la temperatura promedio del muro, se procede a encontrar una función de ajuste que permita obtener la resistencia térmica del bloque de concreto hueco en función de los valores del gradiente térmico y la temperatura promedio del muro.

#### 6.6. Función de ajuste $R_{térmica} \sim f(T_{prom}, \Delta T)$

Para encontrar una función de ajuste representativa del comportamiento de la resistencia térmica del sistema de muro para bloques de concreto hueco de 15 y 12 cm de espesor, se modelaron condiciones ambientales para el invierno y el verano, lo que implicó simular gradientes de temperatura equivalentes para las dos estaciones del año extremas con diferentes temperaturas promedio, la tabla 6.1 muestra las trece condiciones simuladas.

**Tabla 6.7 Variación de la resistencia térmica obtenida con FLUENT en función del gradiente y la temperatura promedio del bloque**

Simulaciones realizadas	Diferencia de temperatura (K)	Temperatura promedio (K)	Resistencia térmica (m <sup>2</sup> K/W)	
			bloque 12 cm	bloque 15 cm
1	25	37.5	0.166	0.185
2	25	25	0.174	0.193
3	25	12.5	0.181	0.201
4	20	35	0.170	0.190
5	20	15	0.182	0.203
6	15	32.5	0.174	0.195
7	15	25	0.178	0.200
8	15	17.5	0.183	0.205
9	10	30	0.179	0.201
10	10	20	0.185	0.208
11	5	27.5	0.185	0.209
12	5	25	0.186	0.211
13	5	22.5	0.188	0.214

La función de ajuste para ambos casos obtenida con el software por Table Curve 2D es la que se muestra.

$$R_{t\acute{e}rmica} = a + b(\ln(\Delta T))^2 + c \cdot T_{prom} \quad (6.4)$$

Donde:

$\Delta T$  Es el gradiente de temperaturas entre la superficie caliente del muro ( $T_{SC}$ ) y la superficie fría ( $T_{SF}$ ).

$T_{prom}$  Representa la temperatura promedio del bloque.

Las constantes de la función de ajuste para cada bloque son:

	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>
Bloque de 15 cm	0.23405209	-0.0023201126	-0.00067803626
Bloque de 12 cm	0.20479617	-0.0016059582	-0.00058177818

El comportamiento de la función de ajuste y los puntos obtenidos en la modelación, se representan en las gráficas 6.7 y 6.8.

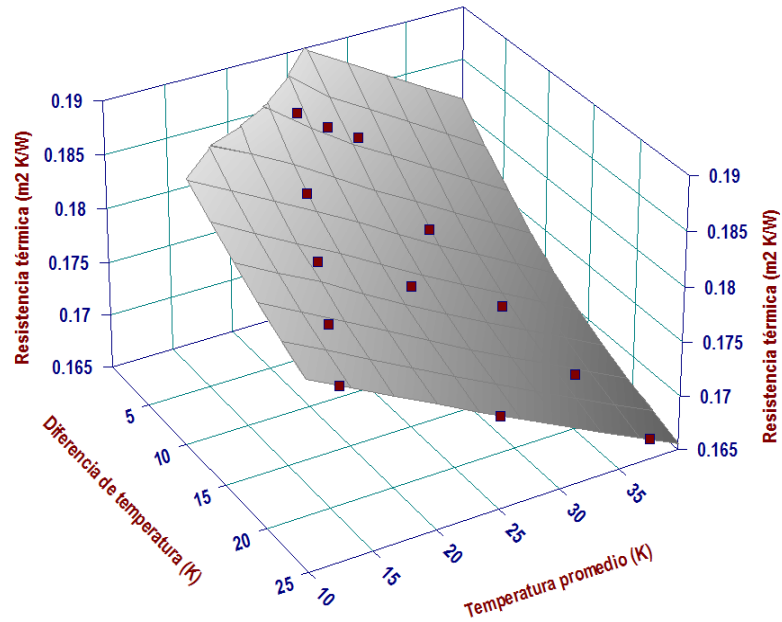


Figura 6.18. Superficie de respuesta con la función de ajuste en función del gradiente térmico y la temperatura promedio del muro en un bloque de 12 cm

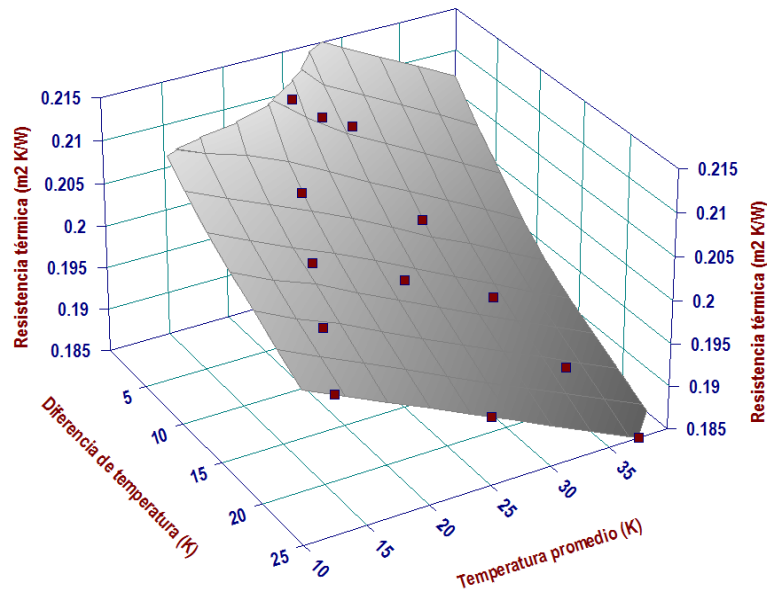


Figura 6.19. Superficie de respuesta con la función de ajuste en función del gradiente térmico y la temperatura promedio del muro en un bloque de 15 cm

En la tabla 6.2 se comparan los resultados obtenidos de la modelación con las curvas de ajuste, se calculan los errores relativos individuales, el promedio de los errores y la desviación estándar.

**Tabla 6.8 Comparativo de valores simulados de la resistencia térmica de un bloque de concreto hueco de 15 cm de espesor, con valores obtenidos aplicando la función de ajuste.**

Simulaciones realizadas	RESISTENCIA TÉRMICA BLOQUE DE 12 cm (m <sup>2</sup> K/W)			RESISTENCIA TÉRMICA BLOQUE DE 15 cm (m <sup>2</sup> K/W)		
	FLUENT	función de ajuste	Error relativo	FLUENT	función de ajuste	Error relativo
1	0.1669	0.1663	-0.309%	0.1850	0.1846	-0.223%
2	0.1808	0.1809	0.064%	0.1930	0.1931	0.032%
3	0.1736	0.1736	-0.001%	0.2010	0.2015	0.267%
4	0.1701	0.1700	-0.037%	0.1900	0.1895	-0.264%
5	0.1816	0.1817	0.004%	0.2030	0.2031	0.030%
6	0.1738	0.1741	0.182%	0.1950	0.1950	0.001%
7	0.1829	0.1828	-0.037%	0.2000	0.2001	0.043%
8	0.1782	0.1785	0.167%	0.2050	0.2052	0.084%
9	0.1783	0.1788	0.284%	0.2010	0.2014	0.204%
10	0.1848	0.1846	-0.098%	0.2080	0.2082	0.092%
11	0.1844	0.1846	0.135%	0.2090	0.2094	0.190%
12	0.1882	0.1875	-0.355%	0.2110	0.2111	0.043%
13	0.1861	0.1861	0.002%	0.2140	0.2128	-0.567%

El error promedio es de 0.005% y la desviación estándar de  $\pm 0.226\%$  en la comparación de los resultados con el bloque de 15 cm, y para el bloque de 12 cm, el error promedio es de 0.00013% y la desviación estándar de  $\pm 0.182\%$ .

Finalmente se comparan los resultados que se obtendrían aplicando la función de ajuste con los valores reportados por Borbón A. et al 2010, en un muro a escala real fabricado a base de bloques de concreto hueco de 12 cm de espesor,

El cálculo de la resistencia térmica aplicando la función de ajuste, se realiza reproduciendo las condiciones experimentales, en cuanto a los valores de gradiente térmico y temperatura de los valores reportados en el trabajo experimental de Borbón A. et al 2010.

**Tabla 6.9 Comparativo de valores reportados de la resistencia térmica de un bloque de concreto hueco de 12 cm de espesor, con valores obtenidos aplicando la función de ajuste.**

Diferencia de temperatura (K)	Temperatura promedio (K)	Resistencia térmica reportada (m <sup>2</sup> K/W)	Resistencia térmica función de ajuste (m <sup>2</sup> K/W)	Error relativo
13.58	35.550	0.1740	0.1732	-0.468%
16.88	33.160	0.1800	0.1727	-4.068%
20.05	40.695	0.1780	0.1667	-6.357%
23.31	28.415	0.1720	0.1723	0.198%
26.93	45.875	0.1650	0.1607	-2.612%
30.16	48.380	0.1760	0.1580	-10.220%
39.83	41.645	0.1670	0.1588	-4.931%

El error promedio es de -4.065% y la desviación estándar de  $\pm 3.585\%$ .

Éstos resultados validan las funciones de ajuste obtenidas a partir del estudio paramétrico de la resistencia térmica de un muro de bloque de concreto hueco cuyos espesores son de 12 y 15 cm respectivamente.



## CONCLUSIONES

El presente trabajo se dividió en dos partes importantes: a) el estudio numérico y experimental de la transferencia de calor en una cavidad vertical cerrada alargada con una relación de aspecto de 20 y b) el estudio numérico paramétrico para la caracterización del sistema constructivo a base de bloque de concreto hueco, previamente validado con resultados experimentales reportados.

En ambas etapas, se utilizó el software de dinámica de fluidos computacional Fluent 6.3 con el modelo de turbulencia  $k-\epsilon$  estándar y el modelo radiativo de coordenadas discretas, para la modelación numérica del problema, validando los resultados numéricos con resultados experimentales propios y los referidos en el trabajo de Betts y Bokhari (2000), los cuales corresponden a una cavidad alargada cerrada calentada diferencialmente. En la parte radiativa se realizó una comparación con los resultados reportados por Sánchez y Smith (1992) y Xaman et al (2008), obteniendo una buena concordancia.

Se construyó un prototipo de cavidad para obtener datos experimentales, basado en la norma ASTM –C177 donde se obtuvieron resultados para diferentes flujos calor en una de las paredes verticales (16.6 W, 66.8 W y 150 W) así como para diferentes valores de emisividad (colocando aluminio pulido y pintura negro mate en las paredes). En todos los casos la pared vertical opuesta a la que recibe flujo de calor se mantuvo a una temperatura uniforme y constante de 288 K, mientras que las demás paredes se mantuvieron aisladas térmicamente. Además, se estimó la incertidumbre combinada con base a la norma NMX-140-CH-IMNC-2002.

A partir de los resultados obtenidos en el estudio numérico experimental, se puede concluir lo siguiente:

- ⊕ Al analizar el patrón de flujo en la cavidad se aprecia que el movimiento del fluido dentro de la cavidad es tridimensional.
- ⊕ El coeficiente de transferencia de calor total (convección natural y radiación) se incrementa entre 119 y 158% con respecto al coeficiente obtenido cuando solo se presenta convección natural.
- ⊕ En la comparación entre los resultados numéricos y experimentales, la máxima diferencia de la temperatura promedio de la superficie caliente para el caso de convección y radiación fue de 1.02 K para el flujo de calor de 150 W.
- ⊕ La mayor diferencia porcentual entre los resultados numéricos y experimentales para el coeficiente total de transferencia de calor fue de 14% para un flujo de calor de 16 W y la mínima de 2% para 150 W.
- ⊕ Para el número de Nusselt la mayor diferencia entre los datos numéricos y los experimentales, fue para el caso de 16 W con un 20% y la mínima para 150 W con un 10.4%.
- ⊕ En la incertidumbre calculada sobre el coeficiente de transferencia de calor la máxima variación fue para el caso de 16 W con pura convección natural con un valor de 7.4% y la mínima incertidumbre fue para el caso de 150 W de convección y radiación conjugada, con un valor de 2.11 %.

De acuerdo con los resultados de la modelación en 3D y el estudio paramétrico de la cavidad constructiva se concluye lo siguiente:

- ⊕ Revisando los patrones de las isolíneas de temperaturas que se presentan en la cavidad alargada, se advierte que en la parte central predomina la transferencia de calor en una dirección, aunque los patrones que se presentan en las esquinas del bloque de la interface sólido-aire, indican gradiente térmico entre el sólido y la cavidad. Sin embargo en la parte inferior y superior de la cavidad, visualmente se aprecia que el 80% de las paredes

laterales intercambian calor con la cavidad, debido al gradiente térmico entre la porción sólida y el aire; aunque también se advierte que en la parte central predomina la transferencia de calor en una dirección.

- ⊕ De acuerdo con las simulaciones realizadas para diferentes gradientes térmicos, se confirma lo determinado por, Lorente et al (1998), Borbón A. et al (2010) y Pérez et al (2011), donde la resistencia térmica de un bloque hueco disminuye con el aumento del gradiente térmico. Esto se debe que la transferencia de calor conjugada (convección-radiación), puede aumentar hasta un 3.8% de un gradiente de 5 °C a 25 °C, y como el área de la cavidad es mayor que el área sólida del bloque en una proporción de 4:1, la transferencia de calor a través de la cavidad influye más que a través de la parte sólida.
- ⊕ En el mismo sentido, se concluye que la porción sólida es la que transporta más calor por unidad de área en una proporción de 2:1 para el bloque de 12 cm y de 1.75:1 para el bloque de 15 cm. Además que la influencia de los puentes térmicos influye más en el bloque de 12 cm que en el bloque de 15 por el grosor del bloque mismo, por lo que si el bloque fuera totalmente sólido la cantidad de calor que transportaría sería mayor.
- ⊕ También se ha determinado que la influencia de la temperatura promedio de la cavidad, influye notablemente en la resistencia térmica del bloque, siendo durante las épocas de mayor temperatura ambientales las que más lo afectan, contrario a los requerimientos de ahorro de energía.
- ⊕ A través del estudio paramétrico se encontró que el mejor desempeño térmico del bloque se obtiene, cuando se modifica la conductividad térmica del material usado en su fabricación. En este sentido, y considerando que ya existen materiales probados derivados de la zeolita, o arenas pumíticas, y se han logrado mezclas que satisfacen los requisitos de resistencia mecánica, con valores de conductividad térmica relativamente bajos, del orden de  $0.250 \text{ W/m K}$ , se obtienen resistencias térmicas de  $0.390 \text{ m}^2 \text{ K/W}$ , es decir se duplica la resistencia térmica del bloque de concreto hueco, pero

además si en vez de bloque se fabricaran tabiques sólidos de las mismas dimensiones, las resistencias térmicas serían de  $0.480 \text{ m}^2 \text{ K/W}$  y de  $0.600 \text{ m}^2 \text{ K/W}$  para el bloque de 12 y 15 cm respectivamente, triplicando o cuadruplicando la resistencia térmica al bloque de concreto hueco.

## Referencias bibliográficas

1. Anderson, B. R. (1981). On the Calculation of the U-value of Walls Containing Slotted Bricks or Blocks, *Building and Environment*: 16 (1), 41-50.
2. ASTM-C-177. (1997). Standard Test Method for Steady-State Thermal Transmission Properties by means of the Guarded-Hot-Plate.
3. Aviram D. P., A.N. Fried, J.J. Roberts. (2001). Thermal properties of a variable cavity wall, *Building and Environment* 36, 1057–1072.
4. Bahlaoui A., Raji A. (2004). Combined effect of radiation and natural convection in a rectangular enclosure discretely heated from one side, *International Journal of numerical methods for heat & fluid flow*, 16, 431-450.
5. Betts P.L, Bokhari I.H. (2000). Experiments on turbulent natural convection in an enclosed tall cavity, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 21: 675-683.
6. Borbón, Ana C, Cabanillas, Rafael E, Pérez, Jesús B., (2010). Determinación Experimental y Contraste Numérico de la Resistencia Térmica de un Muro de Bloques de Concreto Hueco. *Información tecnológica*, 21(6), 163-176.
7. Cengel Yunus A. (2004). *Transferencia de Calor*, segunda edición. Mc. Graw Hill/Interamericana editores, S.A. de C.V.
8. Cengel Yunus A., Cimbala John M. (2006). *Mecánica de fluidos. Fundamentos y aplicaciones*. Mc. Graw Hill/Interamericana editores, S.A. de C.V.
9. Colomer G, Costa M, Cónsul R, Oliva A. (2004). Three-dimensional numerical simulation of convection and radiation in a differentially heated cavity using the discrete ordinates method, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47:257-269.16
10. Comisión para la Cooperación Ambiental. (2008). *Edificación Sustentable en América del Norte*. ISBN 2-923358-48-1. Montreal (Quebec), Canadá.

11. Elsherbiny, S.M., G.D. Raithby, K.G.T. Hollands. (1982). Heat Transfer by Natural Convection across Vertical and Inclined Air Layers, *Journal of Heat Transfer: Transactions of the ASME* 104. 96-102.
12. García K. I. (2011). Línea base del uso final de la energía eléctrica en edificios comerciales y de servicios de la república mexicana: indicadores energéticos. Tesis de maestría, Universidad Nacional Autónoma de México.
13. NMX-CH-140-IMNC-2002, Guía para la expresión de incertidumbre en las mediciones, Diario Oficial de la Federación. Secretaría de Economía, 17 de febrero de 2003.
14. H. Baig and M. A. Antar. (2008). Conduction / Natural convection analysis of heat transfer across multi-layer building blocks, 5th European Thermal-Sciences Conference, The Netherlands.
15. Holman J. P. (1994). *Experimental methods for engineers*, sixth edition. McGraw-Hill, New York.
16. Hülya Kus, Ertan Özkan, Özgür Göcer y Ecem Edis. (2013). Hot box measurements of pumice aggregate concrete hollow block, walls, *Construction and Building Materials* 38, 837–845.
17. Incropera F, DeWitt D. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor*, Prentice Hall, 4:912.
18. J.J. del Coz Díaz, P.J. García Nieto, A. Martín Rodríguez a, A. Lozano Martínez-Luengas, C. Betegón Biempica. (2005). Non-linear thermal analysis of light concrete hollow brick walls by the finite element method and experimental validation, *Applied Thermal Engineering* 26, 777–786.
19. J.J. del Coz Díaz, P.J. García Nieto, C. Betegón Biempica, M.B. Prendes Gero. (2007). Analysis and optimization of the heat-insulating light concrete hollow brick walls design by the finite element method, *Applied Thermal Engineering* 27, , 1445–1456.
20. Jiapeng Sun. (2009). Numerical simulation of concrete hollow bricks by the finite volume method, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52, 5598–5607.
21. Kuznetsov G.V, Sheremet M.A. (2010). Numerical simulation of turbulent natural convection in a rectangular enclosure having finite thickness walls, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 163-177.

22. Lacarrie're B., B. Lartigue, F. Monchoux. (2003). Numerical study of heat transfer in a wall of vertically perforated bricks: influence of assembly method, *Energy and Buildings* 35, 229–237.
23. Larson D. W., Viskanta R. (1976). Transient combined laminar free convection and radiation in a rectangular enclosure, *Journal of Fluid Mechanics*, 78, 1:65-85.
24. Lira Leonel C., García Duarte S., Méndez Lángo E., González Durán E. (2010). Diseño del sistema de medición de conductividad térmica de materiales para construcción. *Symposium de Metrología*. CENAM.
25. Lorente S., M. Petit, R. Javelas. (1998). The effects of temperature conditions on the thermal resistance of walls made with different shapes vertical hollow bricks, *Energy and Buildings* 28, 237-240.
26. Majed M. Al-Hazmy. (2006). Analysis of coupled natural convection-conduction effects on the heat transport through hollow building blocks, *Energy and Buildings*, 38, 515-521.
27. Manz H. (2003). Numerical simulation of heat transfer by natural convection in cavities of facade elements, *Energy and Buildings*, 35, 305–311.
28. Mohamed A. Antar. Antar, L.C. Thomas. (2001). Heat transfer through a composite wall with enclosed spaces: A practical two-dimensional analysis approach, *ASHRAE Trans* 106, 318–324.
29. Mohamed A. Antar, L.C. Thomas. (2004). Heat transfer through a composite wall with an evacuated rectangular gray body radiating space: a numerical solution, *ASHRAE Trans* 110 (2), 36–45.
30. Mohamed A. Antar. (2006). Multi-dimensional effects in estimating the heat loss across building envelopes, in: *Proceedings of the Second International Conference on Thermal Engineering Theory and Applications*, Al-Ain, UAE 3–6 January.
31. Mohamed A. Antar, Hasan Baig. (2009). Conjugate conduction-natural convection heat transfer in a hollow building block, *Applied Thermal Engineering* 29, 3716–3720.
32. Omri M, Galanis N. (2007). Numerical analysis of turbulent buoyant flows in enclosures: Influence of grid and boundary conditions, *International Journal of Thermal Sciences*, 47, 727-738.

33. Ossama A. Abdou, Kris S. Murali. (1994). The effect of air cells and mortar joints on the thermal resistance of concrete masonry walls, *Energy and Buildings* 2, 111-119.
34. Pérez-Segarra, Oliva A, Costa M, Escanes F. (1995). Numerical experiments in turbulent natural and mixed convection in internal flows, *International Journal of Numerical Methods of Heat and Fluid Flow*, 5, 13-33.
35. Pérez Jesús B., Cabanillas Rafael E., Hinojosa Jesús F., Borbón Ana C. (2011). Estudio Numérico de la Resistencia Térmica en Muros de Bloques de Concreto Hueco con Aislamiento Térmico. *Información tecnológica*, 22(3), 27-38.
36. Piña A., Hinojosa Jesús F., Pérez Jesús B. (2013). Numerical and experimental study of heat transfer in a tall vertical closed cavity. *Heat Mass Transfer*. Volume 49, Number 7:933–945.
37. Ridouane E. H, Hasnaoui M, Amahmid A, Raji A. (2004). Interaction between natural convection and radiation in a square cavity heated from below, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 45, 289-311.
38. Sala J. M., Urresti A., Martín K., Flores I., Apaolaza A. (2008). Static and dynamic thermal characterisation of a hollow brick wall: Tests and numerical analysis, *Energy and Buildings* 40, 1513–1520.
39. Secretaría de Economía NOM-008-ENER-2001. Eficiencia energética en edificaciones, no residenciales. *Diario Oficial de la Federación*, 25 de abril de 2001.
40. Secretaría de Economía NOM-020-ENER-2011. Eficiencia energética en edificaciones. Envoltante de edificios para uso habitacional. *Diario Oficial de la Federación*, agosto de 2011.
41. Secretaría de Economía. NMX-CH-140-IMNC-2002, Guía para la expresión de incertidumbre en las mediciones, *Diario Oficial de la Federación*, febrero de 2003.
42. Secretaría de Energía. NOM-018-ENER-1997, Aislantes Térmicos para Edificaciones. Características, límites y métodos de prueba. *Diario Oficial de la Federación*, diciembre de 2011.
43. Secretaría de Energía. *Prospectiva del Sector Eléctrico 2013-2027*. México 2013.
44. Shunichi, Wakitani, (1998). Flow patterns of natural convection in an air-filled vertical cavity, *Physics of fluids*, 10, 2-8.

45. T. Ait-Taleb, A. Abdelbaki, Z. Zrikem. (2008). Coupled heat transfers through building roofs formed by hollow concrete blocks, *International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology* N° 6.
46. T. Ait-taleb. (2008). Numerical simulation of coupled heat transfers by conduction, natural convection and radiation in hollow structures heated from below or above, *International Journal of Thermal Sciences* 47, 378–387.
47. Velusamy T., (2001). Interaction effects between surface radiation and turbulent natural convection in square and rectangular enclosures, *Journal of Heat Transfer*, 123, 1062-70.
48. Wakili K. Ghazi, Tanner Ch. (2003). U-value of a dried wall made of perforated porous clay bricks Hot box measurement versus numerical analysis, *Energy and Buildings* 35, 675–680.
49. Wright J.L, Jin H, Holland K.G.T, Naylor D. (2006). Flow visualization of natural convection in a tall, air filled vertical cavity, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 889-904.
50. Yang H, Zhu Z. (2008). Numerical study of three-dimensional turbulent natural convection in a differentially heated air-filled tall cavity, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 35, 606-612.
51. Xamán J, Álvarez G, Lira L, Estrada C. (2005). Numerical study of heat transfer by laminar and turbulent natural convection in tall cavities of facade elements, *Energy and Buildings*, 37, 787–794.
52. Xamán J, Hinojosa J, Flores J, Cabanillas R. (2008). Effect of the surface thermal radiation on turbulent natural convection in tall cavities of façade elements, *Heat and Mass Transfer*, 45, 177-185.
53. Zhou Y, Zhang R, Staroselsky I, Chen H. (2004). Numerical simulation of laminar and turbulent buoyancy-driven flows using a lattice Boltzmann based algorithm, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 4869–4879.
54. Zhu Z.J, Yang H. (2003). Numerical investigation of transient laminar natural convection of air in a tall cavity. *Heat and Mass Transfer*, 39, 579-587.
55. Zukowskia M. y Haeseb G. (2010). Experimental and numerical investigation of a hollow brick filled with perlite insulation, *Energy and Buildings* 42, 1402–1408.

56. <http://sie.energia.gob.mx/>, Secretaría de Energía. Estadísticas de ventas energía eléctrica por sector. México 2015.

## ANEXO A: Historial de temperaturas de cavidad experimental, para un flujo de calor de 150 W.

### Temperaturas de la superficie fría

F(1,2)	F(1,3)	F(2,1)	F(2,2)	F(2,3)	F(3,1)	F(3,2)	F(3,3)
16.33	16.17	15.83	16.04	15.99	15.53	15.64	15.89
16.28	16.17	15.85	16.00	15.99	15.54	15.55	15.73
16.23	16.13	15.74	15.96	15.98	15.51	15.58	15.74
16.23	16.09	15.77	15.96	15.97	15.49	15.62	15.83
16.29	16.21	15.81	16.12	16.01	15.53	15.63	15.78
16.31	16.20	15.84	16.07	16.01	15.54	15.59	15.73
16.35	16.17	15.80	16.03	15.99	15.50	15.62	15.88
16.29	16.20	15.81	16.03	15.99	15.51	15.56	15.68
16.31	16.16	15.84	15.96	15.96	15.46	15.61	15.84
16.24	16.15	15.86	16.00	15.95	15.49	15.60	15.72
16.22	16.12	15.76	16.05	15.92	15.46	15.56	15.65
16.21	16.11	15.73	16.13	15.93	15.49	15.57	15.76
16.35	16.23	15.88	16.12	16.04	15.53	15.65	15.82
16.34	16.19	15.90	16.01	16.00	15.49	15.64	15.83
16.30	16.18	15.82	16.04	15.95	15.52	15.62	15.73
16.32	16.17	15.80	16.05	15.97	15.52	15.56	15.67
16.30	16.15	15.81	15.96	16.03	15.53	15.55	15.64
16.24	16.13	15.76	15.94	15.92	15.54	15.59	15.75
16.24	16.13	15.73	15.98	15.96	15.52	15.59	15.74
16.32	16.18	15.83	16.07	15.96	15.52	15.59	15.73
16.33	16.19	15.83	16.12	16.00	15.54	15.64	15.90
16.34	16.20	15.82	16.01	15.98	15.51	15.63	15.85
16.32	16.22	15.82	16.00	15.99	15.52	15.57	15.72
16.28	16.15	15.84	16.08	16.03	15.50	15.61	15.83
16.22	16.13	15.75	15.96	15.95	15.49	15.63	15.86
16.24	16.12	15.78	16.03	16.01	15.53	15.57	15.80
16.33	16.20	15.83	16.07	15.98	15.53	15.64	15.89
16.32	16.19	15.82	15.98	16.06	15.51	15.60	15.79
16.31	16.20	15.85	16.08	16.01	15.52	15.65	15.84
16.33	16.16	15.81	15.97	16.06	15.52	15.59	15.81
16.24	16.17	15.79	15.97	15.98	15.47	15.60	15.78
16.22	16.11	15.84	15.93	15.96	15.51	15.62	15.81
16.30	16.19	15.83	16.11	15.97	15.51	15.63	15.79
16.31	16.18	15.88	15.99	15.99	15.53	15.62	15.77
16.30	16.20	15.87	16.02	16.01	15.54	15.58	15.62
16.36	16.19	15.77	16.01	16.01	15.47	15.60	15.76
16.29	16.18	15.79	16.11	15.97	15.51	15.62	15.82
16.30	16.14	15.75	16.05	15.92	15.50	15.58	15.70

16.28	16.11	15.77	16.02	15.94	15.51	15.65	15.75
16.26	16.15	15.76	16.04	15.98	15.47	15.61	15.81
16.34	16.23	15.83	16.03	16.06	15.54	15.59	15.77
16.30	16.17	15.83	16.07	15.97	15.54	15.60	15.64
16.33	16.22	15.83	16.03	15.98	15.50	15.60	15.67
16.29	16.16	15.77	16.02	16.00	15.47	15.62	15.84
16.26	16.16	15.80	16.00	15.95	15.50	15.59	15.70
16.27	16.10	15.79	16.11	15.95	15.50	15.58	15.78
16.17	16.09	15.76	15.94	15.97	15.50	15.56	15.80
16.34	16.22	15.85	16.05	15.98	15.52	15.60	15.68
16.31	16.20	15.84	16.10	16.00	15.49	15.60	15.69
16.29	16.18	15.82	16.13	15.96	15.51	15.54	15.68
16.30	16.18	15.80	15.97	15.97	15.52	15.60	15.82
16.28	16.15	15.81	16.12	15.97	15.49	15.59	15.64
16.24	16.12	15.79	15.97	15.93	15.50	15.55	15.67
16.25	16.14	15.76	16.02	16.01	15.51	15.61	15.71
16.34	16.20	15.82	16.00	16.04	15.53	15.64	15.83
16.32	16.19	15.84	16.05	16.00	15.52	15.61	15.87
16.32	16.18	15.81	15.99	15.97	15.54	15.57	15.73
16.31	16.14	15.81	16.06	16.00	15.51	15.56	15.64
16.29	16.15	15.83	15.94	15.96	15.52	15.58	15.75
16.24	16.12	15.76	15.99	15.96	15.52	15.56	15.65
16.25	16.15	15.74	16.03	15.99	15.52	15.57	15.67
16.33	16.21	15.88	16.05	16.01	15.54	15.66	15.83
16.30	16.19	15.86	16.11	15.97	15.51	15.59	15.69
16.33	16.23	15.83	16.09	16.09	15.51	15.63	15.88
16.30	16.19	15.87	16.09	15.99	15.48	15.61	15.72
16.29	16.17	15.79	16.02	15.98	15.48	15.54	15.68
16.28	16.14	15.77	16.00	15.94	15.48	15.55	15.68
16.21	16.14	15.79	15.94	15.95	15.47	15.59	15.82
16.20	16.14	15.80	15.96	15.94	15.52	15.54	15.71
16.27	16.16	15.82	16.00	15.98	15.52	15.67	15.83
16.34	16.16	15.86	16.05	16.00	15.53	15.60	15.69
16.37	16.20	15.88	16.04	15.96	15.52	15.60	15.68
16.30	16.20	15.87	16.02	15.98	15.50	15.60	15.79
16.32	16.16	15.78	16.08	16.01	15.49	15.55	15.66
16.28	16.21	15.79	16.06	15.94	15.48	15.57	15.75
16.24	16.08	15.76	16.00	16.02	15.51	15.58	15.67
16.26	16.13	15.75	15.99	15.97	15.51	15.58	15.81
16.31	16.20	15.81	16.08	15.99	15.54	15.62	15.82
16.31	16.21	15.83	16.04	16.02	15.52	15.61	15.78
16.30	16.22	15.80	16.04	15.97	15.51	15.65	15.85
16.32	16.16	15.80	16.09	15.94	15.51	15.57	15.71
16.28	16.17	15.79	15.99	15.96	15.45	15.59	15.78
16.31	16.19	15.80	16.08	15.93	15.46	15.61	15.87
16.26	16.13	15.75	15.91	16.01	15.51	15.57	15.80

16.23	16.11	15.72	16.01	15.92	15.47	15.53	15.67
16.31	16.18	15.82	16.12	15.97	15.49	15.62	15.84
16.33	16.18	15.82	16.07	15.99	15.53	15.58	15.69
16.31	16.20	15.88	16.06	16.00	15.50	15.60	15.83
16.31	16.22	15.82	16.00	15.97	15.52	15.56	15.77
16.34	16.20	15.79	16.03	16.01	15.52	15.63	15.79
16.30	16.20	15.87	16.01	15.96	15.49	15.55	15.64
16.24	16.13	15.83	15.98	15.97	15.54	15.61	15.78
16.23	16.11	15.73	15.93	15.92	15.51	15.57	15.64
16.21	16.11	15.75	15.99	16.00	15.48	15.62	15.82
16.28	16.20	15.86	16.02	16.01	15.58	15.60	15.81
16.32	16.23	15.84	16.05	16.02	15.49	15.59	15.72
16.31	16.21	15.81	16.00	15.97	15.54	15.60	15.81
16.32	16.19	15.83	16.17	15.97	15.50	15.60	15.77
16.29	16.15	15.80	16.11	15.90	15.48	15.58	15.69
16.33	16.18	15.77	16.03	15.95	15.50	15.58	15.74

ESTADÍSTICOS Temperatura superficie fría	
PROMEDIO	289.08
MAXIMO	16.44
MINIMO	15.45
OSCILACIÓN	0.99
DESV. ESTANDAR	0.27

### Temperaturas de la superficie caliente

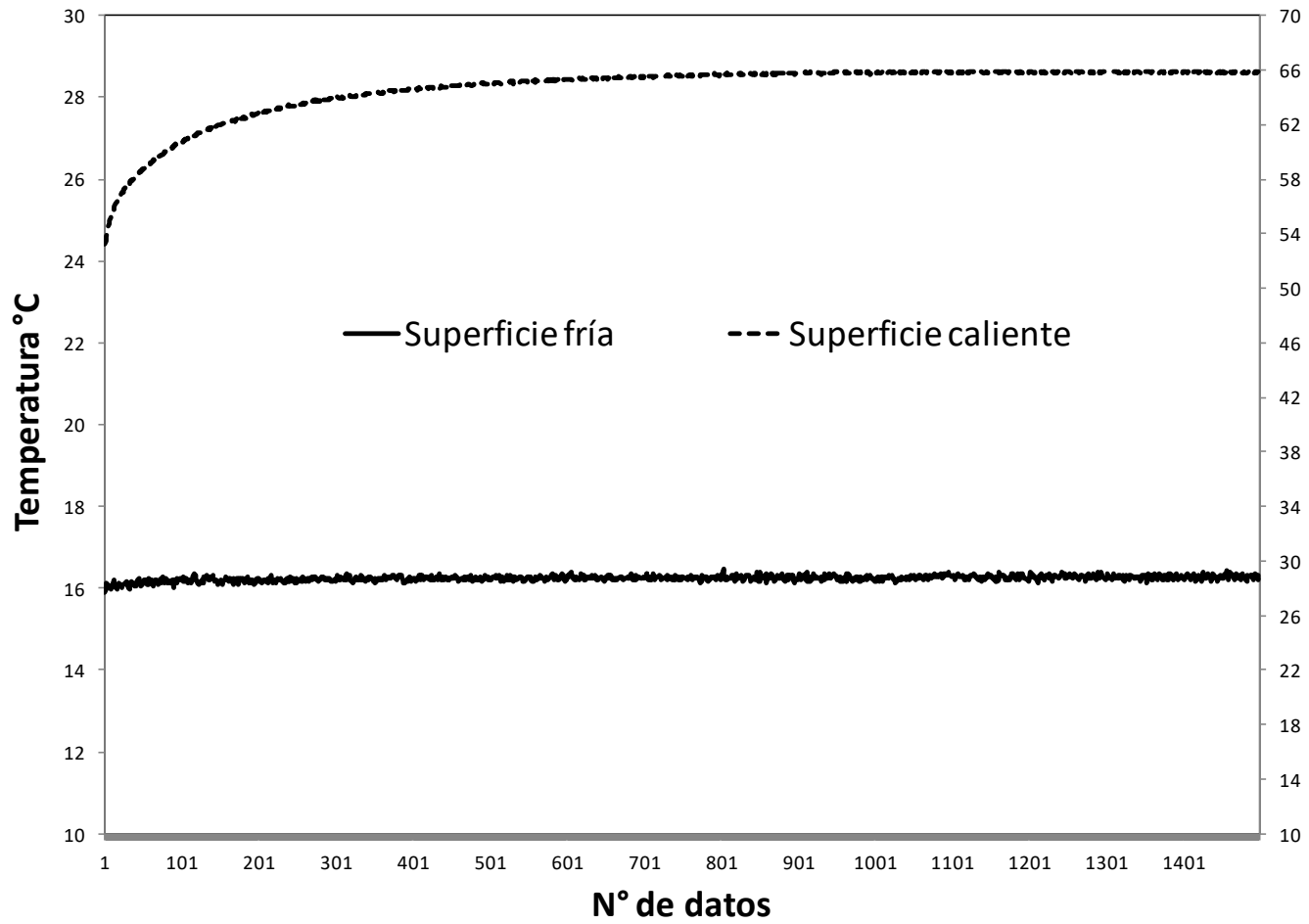
C(1,1)	C(1,2)	C(1,3)	C(2,1)	C(2,2)	C(2,3)	C(3,1)	C(3,2)	C(3,3)
64.24	65.81	64.31	55.28	57.78	57.71	46.63	49.72	50.75
64.30	65.90	64.22	55.32	57.76	57.59	46.67	49.73	50.75
64.35	65.85	64.32	55.30	57.81	57.62	46.68	49.76	50.77
64.31	65.85	64.34	55.26	57.75	57.59	46.68	49.70	50.84
64.39	65.85	64.28	55.38	57.76	57.61	46.73	49.71	50.79
64.30	65.93	64.26	55.34	57.86	57.55	46.69	49.78	50.77
64.31	65.81	64.29	55.32	57.76	57.64	46.71	49.70	50.84
64.30	65.89	64.24	55.26	57.78	57.54	46.65	49.72	50.73
64.25	65.85	64.27	55.22	57.78	57.56	46.61	49.75	50.78
64.34	65.83	64.26	55.35	57.76	57.66	46.68	49.75	50.77
64.32	65.92	64.21	55.38	57.82	57.60	46.71	49.80	50.78
64.33	65.89	64.27	55.28	57.72	57.64	46.74	49.72	50.86
64.31	65.88	64.25	55.32	57.78	57.53	46.66	49.74	50.82
64.29	65.83	64.31	55.32	57.76	57.66	46.65	49.66	50.83
64.28	65.89	64.18	55.36	57.76	57.52	46.71	49.69	50.73
64.32	65.89	64.20	55.24	57.80	57.62	46.66	49.73	50.75
64.28	65.90	64.19	55.23	57.69	57.51	46.66	49.76	50.75

64.24	65.90	64.25	55.29	57.83	57.68	46.64	49.77	50.82
64.24	65.88	64.29	55.18	57.77	57.59	46.65	49.72	50.83
64.25	65.89	64.28	55.29	57.72	57.54	46.71	49.77	50.78
64.32	65.85	64.29	55.26	57.75	57.64	46.62	49.71	50.86
64.29	65.82	64.29	55.22	57.75	57.60	46.68	49.69	50.80
64.32	65.87	64.23	55.26	57.73	57.67	46.64	49.71	50.73
64.32	65.82	64.26	55.33	57.73	57.68	46.66	49.66	50.75
64.26	65.87	64.25	55.26	57.69	57.54	46.63	49.69	50.80
64.38	65.85	64.21	55.40	57.69	57.54	46.72	49.68	50.79
64.31	65.87	64.29	55.36	57.82	57.70	46.71	49.68	50.81
64.37	65.84	64.22	55.35	57.71	57.61	46.69	49.65	50.76
64.29	65.81	64.25	55.36	57.74	57.63	46.70	49.64	50.78
64.38	65.76	64.26	55.29	57.71	57.58	46.65	49.63	50.79
64.29	65.84	64.23	55.28	57.79	57.60	46.66	49.71	50.80
64.34	65.81	64.21	55.30	57.69	57.57	46.69	49.70	50.79
64.41	65.85	64.24	55.34	57.74	57.57	46.75	49.72	50.78
64.36	65.91	64.23	55.33	57.75	57.61	46.75	49.70	50.81
64.33	65.91	64.20	55.31	57.82	57.53	46.67	49.77	50.76
64.26	65.82	64.25	55.28	57.81	57.66	46.66	49.73	50.78
64.24	65.81	64.25	55.33	57.75	57.64	46.64	49.62	50.79
64.33	65.87	64.23	55.34	57.72	57.57	46.69	49.73	50.72
64.34	65.83	64.22	55.33	57.72	57.63	46.71	49.74	50.80
64.37	65.84	64.25	55.34	57.73	57.56	46.71	49.70	50.86
64.43	65.87	64.22	55.40	57.74	57.54	46.70	49.74	50.76
64.33	65.93	64.23	55.34	57.75	57.57	46.68	49.78	50.75
64.27	65.87	64.28	55.29	57.78	57.58	46.66	49.80	50.78
64.24	65.82	64.29	55.21	57.74	57.58	46.63	49.71	50.78
64.27	65.83	64.24	55.22	57.74	57.48	46.65	49.72	50.77
64.24	65.83	64.30	55.28	57.79	57.60	46.62	49.75	50.80
64.30	65.81	64.25	55.36	57.71	57.61	46.73	49.71	50.77
64.29	65.93	64.21	55.33	57.79	57.59	46.65	49.79	50.74
64.28	65.93	64.27	55.29	57.77	57.61	46.65	49.77	50.81
64.28	65.85	64.21	55.33	57.75	57.56	46.59	49.72	50.81
64.24	65.84	64.21	55.28	57.68	57.56	46.62	49.70	50.81
64.32	65.87	64.21	55.30	57.67	57.57	46.69	49.71	50.77
64.32	65.89	64.21	55.39	57.70	57.50	46.71	49.78	50.80
64.33	65.84	64.24	55.35	57.74	57.50	46.72	49.75	50.81
64.27	65.82	64.26	55.37	57.77	57.62	46.70	49.71	50.80
64.35	65.79	64.27	55.31	57.69	57.64	46.70	49.71	50.81
64.36	65.81	64.24	55.27	57.72	57.49	46.73	49.60	50.76
64.32	65.86	64.15	55.30	57.66	57.57	46.72	49.68	50.74
64.33	65.77	64.23	55.35	57.71	57.43	46.72	49.69	50.80
64.32	65.90	64.20	55.32	57.76	57.55	46.72	49.77	50.74
64.30	65.85	64.13	55.35	57.74	57.58	46.75	49.74	50.83
64.29	65.84	64.26	55.36	57.75	57.63	46.66	49.71	50.84
64.30	65.89	64.23	55.36	57.77	57.60	46.64	49.76	50.71

64.27	65.79	64.26	55.21	57.78	57.54	46.66	49.70	50.80
64.27	65.82	64.24	55.24	57.70	57.51	46.64	49.68	50.76
64.31	65.83	64.20	55.29	57.78	57.44	46.68	49.73	50.72
64.28	65.85	64.22	55.13	57.69	57.47	46.59	49.73	50.74
64.28	65.79	64.26	55.27	57.72	57.62	46.68	49.72	50.87
64.28	65.86	64.23	55.33	57.75	57.59	46.69	49.71	50.79
64.30	65.85	64.24	55.24	57.81	57.65	46.63	49.73	50.84
64.34	65.87	64.22	55.38	57.77	57.59	46.64	49.73	50.73
64.25	65.89	64.25	55.26	57.80	57.52	46.59	49.74	50.76
64.33	65.81	64.28	55.29	57.68	57.51	46.67	49.69	50.81
64.26	65.83	64.21	55.21	57.70	57.39	46.60	49.71	50.72
64.29	65.81	64.26	55.32	57.68	57.55	46.68	49.66	50.80
64.29	65.88	64.26	55.23	57.72	57.54	46.66	49.73	50.76
64.36	65.85	64.26	55.32	57.71	57.56	46.66	49.67	50.80
64.32	65.84	64.23	55.25	57.71	57.65	46.66	49.72	50.79
64.30	65.84	64.25	55.34	57.70	57.68	46.65	49.72	50.76
64.32	65.80	64.28	55.30	57.74	57.59	46.64	49.65	50.76
64.34	65.85	64.14	55.27	57.74	57.59	46.67	49.70	50.70
64.27	65.86	64.22	55.17	57.67	57.58	46.64	49.71	50.79
64.30	65.77	64.20	55.28	57.70	57.49	46.57	49.64	50.78
64.37	65.83	64.19	55.31	57.73	57.64	46.72	49.68	50.73
64.36	65.83	64.19	55.34	57.81	57.61	46.71	49.75	50.78
64.33	65.84	64.26	55.38	57.77	57.69	46.69	49.71	50.82
64.27	65.88	64.26	55.26	57.77	57.59	46.72	49.75	50.77
64.27	65.82	64.31	55.28	57.80	57.68	46.58	49.74	50.82
64.36	65.81	64.21	55.41	57.68	57.59	46.70	49.71	50.75
64.28	65.82	64.25	55.28	57.73	57.60	46.62	49.69	50.81
64.31	65.82	64.21	55.32	57.71	57.57	46.66	49.72	50.76
64.31	65.79	64.22	55.37	57.71	57.53	46.67	49.72	50.80
64.30	65.84	64.19	55.29	57.73	57.59	46.67	49.76	50.80
64.23	65.77	64.28	55.15	57.79	57.65	46.65	49.69	50.85
64.37	65.81	64.26	55.40	57.67	57.57	46.72	49.68	50.83
64.28	65.88	64.24	55.31	57.80	57.65	46.67	49.72	50.79
64.27	65.87	64.22	55.30	57.75	57.61	46.64	49.71	50.74
64.27	65.83	64.24	55.19	57.75	57.62	46.65	49.73	50.70
64.33	65.86	64.22	55.33	57.76	57.58	46.66	49.69	50.73
64.29	65.86	64.21	55.22	57.68	57.56	46.67	49.73	50.79

ESTADÍSTICOS Temperatura cara caliente	
PROMEDIO	330.06
MAXIMO	65.93
MINIMO	46.57
OSCILACIÓN	19.37
DESV. ESTANDAR	6.55

### Historial representativo de temperaturas para llegar al estado permanente



**ANEXO B:** Calculo de la incertidumbre experimental

Número de datos	Usuario	$h_i$	Promedio de participante	Desviación normal por	$(h_m-h_{mm})^2$
1	1	3.343	3.340	0.015	0.00047592
2		3.352			
3		3.324			
4	2	3.311	3.311	0.017	0.00005089
5		3.328			
6		3.293			
7	3	3.320	3.303	0.014	0.00021556
8		3.294			
9		3.296			

Media de medias =	3.318	$\hat{Y}$
Desviación normal de las medias =	0.019	$S_{\hat{Y}}$
Precisión en condiciones de repetibilidad =	0.000	$S_r^2$
	0.015	$S_r$
Precisión entre participantes =	0.069	$S_d^2$
	0.023	$S_L^2$
Precisión en condiciones de reproducibilidad =	0.023	$S_R^2$
	0.152	$S_R$
Coeficiente de variación	0.46	$CV_r$
	4.59	$CVR$
	$U(r\&R)^2 =$	0.023
	$U(r\&R) =$	0.153

Variables independientes ( $X_i$ )	Valores promedio para 150 W	$\frac{\partial h}{\partial X_i} U_i$	$\frac{\partial h}{\partial X_i} U_i$	$\left(\frac{\partial h}{\partial X_i} U_i\right)^2$	coeficientes de sensibilidad
VOLTAJE ( $V$ )	59.59	0.055789236	0.0082	2.0727E-07	$\frac{\partial h}{\partial V} = \frac{I}{WH(T_{SC} - T_{SF})}$
AMPERAJE ( $I$ )	2.41	1.378758543	0.0016	4.75656E-06	$\frac{\partial h}{\partial I} = \frac{V}{WH(T_{SC} - T_{SF})}$
ANCHO DE LA CAVIDAD ( $W$ )	1.00	3.324311397	0.0015	2.48649E-05	$\frac{\partial h}{\partial W} = \frac{VI}{W^2 H(T_{SC} - T_{SF})}$
ALTURA DE LA CAVIDAD ( $H$ )	1.00	3.324311397	0.0015	2.48649E-05	$\frac{\partial h}{\partial H} = \frac{VI}{WH^2(T_{SC} - T_{SF})}$
TEMPERATURA SUPERFICIE CALIENTE ( $T_{SC}$ )	58.86	-0.076919885	0.358	0.000756829	$\frac{\partial h}{\partial T_{SC}} = -\frac{VI}{WH(T_{SC} - T_{SF})^2}$
TEMPERATURA SUPERFICIE CALIENTE ( $T_{SF}$ )	15.64	0.076919885	0.352	0.000733237	$\frac{\partial h}{\partial T_{SF}} = \frac{VI}{WH(T_{SC} - T_{SF})^2}$
ERRORES ALEATORIOS		1	0.153	0.0234	$\frac{\partial h}{\partial \theta_\sigma} = 1$
$u_{h_r}^2 = \left[\frac{\partial q}{\partial a} u_a\right]^2 + \left[\frac{\partial q}{\partial v} u_v\right]^2 + \left[\frac{\partial h}{\partial A} u_A\right]^2 + \left[\frac{\partial h}{\partial T_{SC}} u_{T_{SC}}\right]^2 + \left[\frac{\partial h}{\partial T_{SF}} u_{T_{SF}}\right]^2 + \left[\frac{\partial h}{\partial \theta_\sigma} u_{\theta_\sigma}\right]^2 \quad u_h =$				0.158	

Coeficiente convectivo	RANGO DE RESULTADOS		incertidumbre combinada	
$h =$	3.324	±	0.158	4.75%

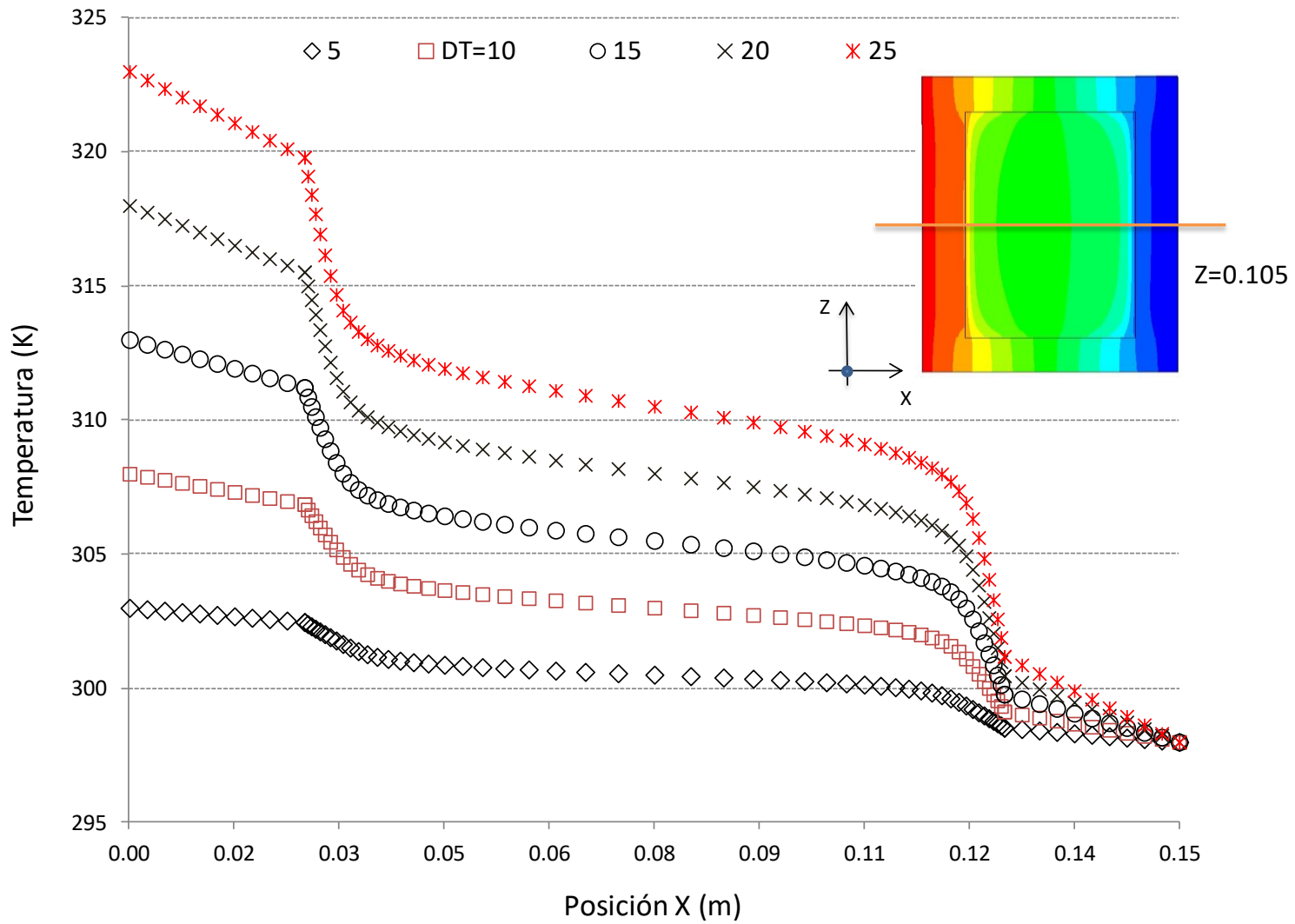
**Anexo C:** Base de datos de temperaturas para generar perfiles:  $0 < X < 0.15$ ,  $Y = 1$   
y  $Z = 0.105$  m.

NODO	COORDENADAS (m)			DIFERENCIA DE TEMPERATURAS (K)				
	Z	Y	X	5	10	15	20	25
1	0.105	1.000	0.000	303.0	308.0	313.0	318.0	323.0
2	0.105	1.000	0.002	302.9	307.9	312.8	317.8	322.7
3	0.105	1.000	0.005	302.9	307.8	312.6	317.5	322.4
4	0.105	1.000	0.007	302.8	307.7	312.5	317.3	322.0
5	0.105	1.000	0.010	302.8	307.5	312.3	317.0	321.7
6	0.105	1.000	0.013	302.7	307.4	312.1	316.8	321.4
7	0.105	1.000	0.015	302.7	307.3	311.9	316.5	321.1
8	0.105	1.000	0.018	302.6	307.2	311.8	316.3	320.8
9	0.105	1.000	0.020	302.6	307.1	311.6	316.0	320.4
10	0.105	1.000	0.023	302.5	307.0	311.4	315.8	320.1
11	0.105	1.000	0.025	302.5	306.9	311.2	315.5	319.8
12	0.105	1.000	0.025	302.5	306.9	311.2	315.5	319.8
13	0.105	1.000	0.025	302.4	306.7	310.9	315.0	319.1
14	0.105	1.000	0.026	302.3	306.5	310.5	314.5	318.4
15	0.105	1.000	0.027	302.2	306.2	310.1	313.9	317.7
16	0.105	1.000	0.027	302.1	306.0	309.7	313.4	316.9
17	0.105	1.000	0.028	302.0	305.7	309.3	312.8	316.2
18	0.105	1.000	0.029	301.9	305.5	308.9	312.2	315.4
19	0.105	1.000	0.030	301.8	305.2	308.4	311.6	314.7
20	0.105	1.000	0.030	301.7	304.9	308.0	311.1	314.1
21	0.105	1.000	0.032	301.5	304.6	307.7	310.7	313.7
22	0.105	1.000	0.033	301.4	304.4	307.4	310.4	313.3
23	0.105	1.000	0.034	301.3	304.3	307.2	310.1	313.0
24	0.105	1.000	0.035	301.2	304.1	307.0	309.9	312.8
25	0.105	1.000	0.037	301.1	304.0	306.9	309.8	312.6
26	0.105	1.000	0.039	301.0	303.9	306.8	309.6	312.4
27	0.105	1.000	0.041	301.0	303.8	306.6	309.5	312.2
28	0.105	1.000	0.043	300.9	303.7	306.5	309.3	312.1
29	0.105	1.000	0.045	300.9	303.7	306.4	309.2	311.9
30	0.105	1.000	0.048	300.8	303.6	306.3	309.1	311.8
31	0.105	1.000	0.050	300.8	303.5	306.2	308.9	311.6
32	0.105	1.000	0.054	300.7	303.4	306.1	308.8	311.4
33	0.105	1.000	0.057	300.7	303.4	306.0	308.6	311.3
34	0.105	1.000	0.061	300.7	303.3	305.9	308.5	311.1

SÓLIDO

CAVIDAD

35	0.105	1.000	0.065	300.6	303.2	305.8	308.4	310.9	SÓLIDO
36	0.105	1.000	0.070	300.6	303.1	305.6	308.2	310.7	
37	0.105	1.000	0.075	300.5	303.0	305.5	308.0	310.5	
38	0.105	1.000	0.080	300.5	302.9	305.4	307.8	310.3	
39	0.105	1.000	0.085	300.4	302.8	305.2	307.7	310.1	
40	0.105	1.000	0.089	300.4	302.7	305.1	307.5	309.9	
41	0.105	1.000	0.093	300.3	302.7	305.0	307.4	309.8	
42	0.105	1.000	0.096	300.3	302.6	304.9	307.2	309.6	
43	0.105	1.000	0.100	300.2	302.5	304.8	307.1	309.4	
44	0.105	1.000	0.102	300.2	302.4	304.7	307.0	309.3	
45	0.105	1.000	0.105	300.1	302.4	304.6	306.8	309.1	
46	0.105	1.000	0.107	300.1	302.3	304.5	306.7	308.9	
47	0.105	1.000	0.109	300.0	302.2	304.4	306.6	308.8	
48	0.105	1.000	0.111	300.0	302.1	304.3	306.4	308.6	
49	0.105	1.000	0.113	299.9	302.0	304.1	306.3	308.4	
50	0.105	1.000	0.115	299.8	301.9	304.0	306.1	308.2	
51	0.105	1.000	0.116	299.7	301.8	303.8	305.9	308.0	
52	0.105	1.000	0.117	299.6	301.6	303.6	305.7	307.7	
53	0.105	1.000	0.118	299.5	301.4	303.3	305.3	307.4	
54	0.105	1.000	0.120	299.4	301.1	303.0	304.9	306.9	
55	0.105	1.000	0.120	299.2	300.8	302.6	304.4	306.3	
56	0.105	1.000	0.121	299.1	300.5	302.1	303.9	305.6	
57	0.105	1.000	0.122	299.0	300.3	301.7	303.2	304.8	
58	0.105	1.000	0.123	298.9	300.0	301.3	302.6	304.1	
59	0.105	1.000	0.123	298.8	299.8	300.9	302.1	303.3	
60	0.105	1.000	0.124	298.7	299.5	300.5	301.5	302.6	
61	0.105	1.000	0.125	298.6	299.3	300.1	301.0	301.9	
62	0.105	1.000	0.125	298.5	299.1	299.8	300.5	301.2	
63	0.105	1.000	0.125	298.5	299.1	299.8	300.5	301.2	
64	0.105	1.000	0.127	298.5	299.0	299.6	300.2	300.9	
65	0.105	1.000	0.130	298.4	298.9	299.4	300.0	300.6	
66	0.105	1.000	0.132	298.4	298.8	299.2	299.7	300.2	
67	0.105	1.000	0.135	298.3	298.7	299.1	299.5	299.9	
68	0.105	1.000	0.138	298.3	298.6	298.9	299.2	299.6	
69	0.105	1.000	0.140	298.2	298.5	298.7	299.0	299.3	
70	0.105	1.000	0.142	298.2	298.3	298.5	298.7	299.0	
71	0.105	1.000	0.145	298.1	298.2	298.4	298.5	298.6	
72	0.105	1.000	0.147	298.1	298.1	298.2	298.2	298.3	
73	0.105	1.000	0.150	298.0	298.0	298.0	298.0	298.0	



Perfiles de temperatura para los diferentes gradientes de temperatura