



SECRETARÍA DE  
EDUCACIÓN PÚBLICA



# Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez

Departamento de Ingeniería Mecánica

**ITTG**

## **RESIDENCIA PROFESIONAL**

### **Análisis Térmico de una Ventana de Vidrio Doble con Película de Control Solar**

Presentada por:

Yessenia Olazo Gómez

Asesor interno:

---

M.I. Rodolfo Isabel Coello Albores

Revisor 1:

Revisor 2:

---

Ing. Victor Manuel Vázquez Ramírez    Ing. Hernán Valencia Sánchez

Agosto-Diciembre 2012

Tuxtla Gutiérrez, Chiapas, México



# Índice general

<b>1. INTRODUCCIÓN</b>	<b>13</b>
1.1. Antecedentes . . . . .	14
1.2. Conclusión de la revisión bibliografica . . . . .	16
1.3. Objetivo . . . . .	16
1.4. Alcance . . . . .	16
<b>2. MODELO FÍSICO Y MATEMÁTICO</b>	<b>19</b>
2.1. Modelo físico y matemático de la ventana de vidrio doble con película de control solar . . . . .	19
2.2. Consideraciones . . . . .	21
2.3. Modelo físico de la ventana de vidrio doble con película de control solar . . . . .	21
2.4. Modelo matemático . . . . .	23
2.4.1. Modelo matemático para la convección natural en la cavidad. . . . .	23
2.4.2. Condiciones de frontera para la convección en la cavidad (Modelo convectivo) . . . . .	23
2.4.3. Modelo matemático conductivo en los vidrios . . . . .	25
2.4.4. Condiciones de frontera en el vidrio 2 . . . . .	25
2.4.5. Condiciones de frontera para el vidrio 1 . . . . .	27
2.4.6. Modelo de intercambio radiativo superficial de la cavidad . . . . .	29
2.5. Parámetros de comportamiento térmico . . . . .	31
<b>3. METODOLOGÍA DE SOLUCIÓN</b>	<b>33</b>
3.1. Método de solución de las ecuaciones de conservación . . . . .	33
3.2. Método de volúmenes finitos (MVF). . . . .	34
3.2.1. Generación de malla o espacio computacional . . . . .	34
3.2.2. Ecuación generalizada de convección-difusión . . . . .	35
3.2.3. Discretización de la ecuación generalizada de convección-difusión. . . . .	36
3.2.4. Técnica de falso transitorio . . . . .	39
3.2.5. Esquemas de aproximación numéricos . . . . .	40
3.3. Secuencia de operación del algoritmo SIMPLEC . . . . .	41
3.4. Condiciones de frontera . . . . .	43
3.4.1. Condiciones de Dirichlet (Condición de primera clase) . . . . .	43

3.4.2. Condiciones de Neuman (Condición de segunda clase) . . . . .	43
3.4.3. Condiciones de Robin (Condición de tercera clase) . . . . .	44
3.5. Método de solución de ecuaciones algebraicas . . . . .	45
3.6. Criterio de convergencia . . . . .	46
3.7. Método de solución del intercambio radiativo en la cavidad . . . . .	46
<b>4. RESULTADOS</b>	<b>49</b>
4.1. Parámetros de estudio . . . . .	49
4.2. Comportamiento térmico . . . . .	49
4.2.1. Comparación de los flujos convectivos, radiativos y transmitidos para el clima cálido . . . . .	50
4.2.2. Comparación de los flujos convectivos, radiativos y transmitidos para el clima frío . . . . .	54
4.3. Eficiencia térmica . . . . .	58
<b>5. CONCLUSIONES</b>	<b>61</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>63</b>

# Índice de figuras

2.1. Modelo físico de la ventana de vidrio doble con película de control solar: (a) para clima cálido, (b) para clima frío. . . . .	20
2.2. Corte trasnversal de la ventana. . . . .	20
2.3. Modelo físico de la ventana de vidrio doble de la configuración en climas cálidos	22
2.4. Modelo físico de la cavidad para: (a) para clima cálido; (b) para clima frío . . .	24
2.5. Modelo físico del vidrio 2 en la ventana para:(a) clima cálido (b)clima frío . . . .	26
2.6. Modelo físico del vidrio 1 en la ventana para: (a) clima cálido; (b) clima frío . .	27
2.7. Cavidad con intercambio radiativo. . . . .	29
2.8. Método de cuerdas cruzadas para una cavidad. . . . .	31
3.1. Malla estructurada no uniforme. . . . .	35
3.2. Volumen de control sobre una malla bidimensional. . . . .	36
3.3. Malla temporal del volúmen de control. . . . .	40
3.4. Diagrama del flujo del algoritmo SIMPLEC. . . . .	42
4.1. Flujo de calor convectivo para clima cálido. . . . .	51
4.2. Flujo de calor radiativo para clima cálido. . . . .	52
4.3. Flujo de calor convectivo para clima frío. . . . .	55
4.4. Flujo de calor radiativo para clima frío. . . . .	56
4.5. Eficiencia térmica para $C_1$ , clima cálido. . . . .	58
4.6. Eficiencia térmica para $C_2$ , clima cálido. . . . .	59
4.7. Eficiencia térmica para $C_1$ , clima frío. . . . .	60
4.8. Eficiencia térmica para $C_2$ , clima frío. . . . .	60



# Indice de tablas

- 2.1. Propiedades termofísicas y ópticas. . . . . 29
- 3.1. Términos equivalentes para la ecuación generalizada. . . . . 36
- 4.1. Flujo de calor total transmitido a la habitación para clima cálido,  $G=250 \text{ W/m}^2$ . 53
- 4.2. Flujo de calor total transmitido a la habitación para clima cálido,  $G=700 \text{ W/m}^2$ . 54
- 4.3. Flujo de calor total transmitido a la habitación para clima frío,  $G=250 \text{ W/m}^2$ . . 57
- 4.4. Flujo de calor total transmitido a la habitación para clima frío  $G=700 \text{ W/m}^2$ . . 57

## Nomenclatura

$a_P a_E, a_W, a_N, a_S$	Coefficiente de la ecuación discretizada
$C_p$	Calor específico a presión constante (J/Kg K)
$D_e, D_w, D_n, D_s$	Flujos difusivos (Kg/m s)
$F_e, F_w, F_n, F_s$	Flujos convectivos (Kg (m <sup>2</sup> s))
$G$	Irradiación Total
$G_\alpha$	Radiación absorbida
$G_\rho$	Radiación reflejada
$G_\tau$	Radiación transmitida
$g$	Aceleración de la gravedad (9.81 m/s <sup>2</sup> )
$H$	Altura
$h_{int}$	Coefficiente de transferencia de calor convectivo al interior (W/m <sup>2</sup> K)
$h_{ext}$	Coefficiente de transferencia de calor convectivo al exterior (W/m <sup>2</sup> K)
$J_e, J_w, J_n, J_s$	Flujos totales (convectivos+difusivos)
$k$	Parámetro de transferencia de calor
$P$	Presión (Pa)
$P_e$	Número de Peclet
$P_r$	Número de Prandtl ( $\nu/\alpha$ )
$S_C$	Término fuente independiente de la variable
$s_g$	Coefficiente de extinción del vidrio
$S_P$	Término fuente dependiente de la variable
$T$	Temperatura °C
$T_{aire_c}$	Temperatura en la cavidad °C
$T_{int}$	Temperatura al interior °C
$T_{ext}$	Temperatura al exterior °C
$T_{f1}$	Temperatura de la película en el vidrio 1 °C
$T_{f2}$	Temperatura de la película en el vidrio 2 °C
$T_g$	Temperatura del vidrio °C
$T_{g1}$	Temperatura del vidrio 1 °C



$T_{g2}$	Temperatura del vidrio 2 °C
$q$	Flujo de calor
$q_{conv}$	Flujo de calor convectivo
$q_{rad}$	Flujo de calor radiativo
$q_{conv-int}$	Flujo de calor convectivo hacia el interior
$q_{conv-int1}$	Flujo de calor convectivo hacia el interior de la cavidad por el vidrio 1
$q_{conv-int2}$	Flujo de calor convectivo hacia el interior de la cavidad por el vidrio 2
$q_1^{conv}$	Flujo de calor convectivo del vidrio 1 (W/m <sup>2</sup> )
$q_2^{conv}$	Flujo de calor convectivo del vidrio 2 (W/m <sup>2</sup> )
$q_{conv-ext}$	Flujo de calor convectivo hacia el exterior
$q_{rad-int}$	Flujo de calor radiativo hacia el interior
$q_{rad-ext}$	Flujo de calor radiativo hacia el exterior
$q_1^{rad}$	Flujo de calor radiativo del vidrio 1 (W/m <sup>2</sup> )
$q_2^{rad}$	Flujo de calor radiativo del vidrio 2 (W/m <sup>2</sup> )
$q_o$	Radiosidad
$q_i$	Irradiación
$X$	Espesor
$X_1$	Espesor del vidrio1 en dirección x (cm)
$X_2$	Espesor del vidrio 2 en dirección x (cm)
$W$	Espesor de la cavidad en dirección x (cm)
$\alpha_f$	Absortividad de la película de control solar
$\varepsilon$	Emisividad
$\Gamma$	Coefficiente térmico difusivo
$\Delta T$	Diferencia de temperatura entre el vidrio 1 y el vidrio 2
$\Delta x$	Espesor de un volument de control en la direccion x (m)
$\Delta y$	Espesor de un volument de control en la direccion y (m)

$\Theta$	Función de atenuación de energía del vidrio
$\lambda_g$	Conductividad térmica del vidrio
$\rho$	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )
$\tau_g$	Transmisividad del vidrio
$\tau_{g1}$	Transmisividad del vidrio 1
$\tau_{g2}$	Transmisividad del vidrio 2
$\tau_{xx}$	Esfuerzos normales en la dirección x (Pa)
$\tau_{yy}$	Esfuerzos normales en la dirección y (Pa)
$\tau_{xy}, \tau_{yx}$	Esfuerzos normales en el plano xy(Pa)
$\varphi$	Variable general (u, v, P, T)

# RESUMEN

Se presenta el estudio de transferencia de calor conjugada (convección, radiación y conducción), de una ventana doble con película de control solar tanto para clima cálido como para clima frío; el modelo físico de la ventana está compuesta por dos paredes horizontales adiabáticas, dos paredes verticales semitransparentes y una película de control solar que se encuentra adherido al vidrio.

Se considera una cavidad llena de aire radiativamente no participante, las ecuaciones que rigen el comportamiento del sistema se utilizó por el método de radiación neta y el método de volumen finito.

Para el análisis térmico de la ventana de vidrio doble con película de control solar, para clima cálido se consideró la temperatura al exterior  $T_{ext}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$  y al interior  $T_{int}=15 - 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; para la configuración de clima frío se considera una temperatura exterior  $T_{ext}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$  y la temperatura interior  $T_{int}=20 - 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ , con una irradiación  $G=250\text{ W/m}^2$  y  $G=700\text{ W/m}^2$  para ambas configuraciones, además se hará variar la distancia entre vidrio  $b=1-10\text{ cm}$ , el espesor del vidrio es de  $6\text{ mm}$ , con una película de control solar SnS-Cu<sub>x</sub>S; considerando un coeficiente de transferencia de calor convectivo al interior y exterior con valores de  $h_{int}=6.2\text{ W/m}^2\text{K}$  y  $h_{ext}=6.8\text{ W/m}^2\text{K}$ .

También se observa el comportamiento térmico del sistema para tres configuraciones: una ventana de vidrio doble con película de control solar (configuración 1: C1), ventana de vidrio doble sin película de control solar (Configuración 2: C2) y una ventana de vidrio simple (configuración 3: C3).

A partir de los resultados obtenidos, se observó que al utilizar la ventana de vidrio doble con película de control solar (C1), para clima cálido, se evita la ganancia de calor hacia un medio interior, debido a que la película de control solar absorbe gran parte de la energía que incide sobre el vidrio, además el aire contenido en la cavidad también disminuye el calor convectivo, mientras que para la ventana de vidrio doble sin película de control solar (C2) para clima frío se tiene ganancia de calor, debido a que tiene mayor energía transmitida a un medio interior.



# Capítulo 1

## INTRODUCCIÓN

Para contrarrestar los efectos causados por el uso de recursos no renovables, como los combustibles fósiles, se está buscando alternativas que tengan un impacto menor sobre el medio ambiente. Lo ideal será poder utilizar los recursos naturales que son inagotables (recursos renovables), que se encuentran disponibles de diferentes maneras, por ejemplo se puede sacar provecho del aire, agua o el sol; para ello es necesario construir diferentes sistemas y de esta manera generar energía.

Generalmente el costo de producción de este tipo de energía parece alto, pero a largo plazo el costo es retribuido y amortiguado, además de contribuir con un menor consumo de combustibles orgánicos. Las actividades humanas como la tala de árboles, quema de basura, la sobrepoblación e industrialización, y el uso dependiente del petróleo han provocado grandes fenómenos en el ecosistema, causando un desequilibrio en el clima de la tierra; como consecuencia de ello se presentan desastres naturales, tales como terremotos, tornados, sequías, inundaciones y el deterioro de la capa de ozono. Ésta última tiene como función mantener a la tierra a una temperatura agradable; es decir, la función de la capa de ozono es evitar que entren los rayos ultravioletas directamente a la tierra, sin embargo los gases provenientes de la contaminación han provocado el deterioro de ésta, lo que ha traído como consecuencia el calentamiento del planeta.

La creciente población atrae la modernización e industrialización de la región, esto sucede en todo el mundo, con un cambio de las viviendas tradicionales a edificios de gran dimensión ó rascacielos, debido al pequeño espacio territorial. Este tipo de construcciones actualmente ha tomado auge, sin embargo las personas encargadas de la construcción sólo se preocupan por el ahorro de material y estética del edificio, por lo que en ocasiones se construyen con estructuras metálicas y ventanas vidriadas. En muchos países resulta evidente la influencia de este tipo de construcciones, en las cuales solo se preocupan por un buen diseño arquitectónico y constructivo; en la mayoría de los casos realizan estudios sobre la resistencia de los materiales para seleccionar estos, sin tomar en cuenta las condiciones climáticas del lugar. Gran parte de la energía radiante sobre una edificación ingresa a ésta a través de sus elementos vidriados, de ahí la importancia de su estudio. Tal energía transferida a través de las ventanas es proporcional a la superficie que ocupan estas en las edificaciones; para evitar el inconveniente de una ganancia

ó pérdida de energía excesiva en una edificación se debe tomar en cuenta la superficie (número y tamaño), orientación (ubicación), tipo (luz natural), vista y ventilación de la ventana a utilizar.

Las ventanas son elementos formados por la estructura y el vidriado que permiten regular el cierre, tienen la finalidad principal de proporcionar luz natural, ventilación a la habitación y visibilidad al exterior; por lo que la elección del material de la ventana es importante. Mediante el estudio de ventanas se puede evitar fluctuaciones considerables de temperatura al interior de la edificación que eleven la ganancia o pérdida de energía, y consecuentemente gasto de energía en calefacción ó aire acondicionado. Por lo antes mencionado, se han propuesto diferentes arreglos de ventanas que contribuyan con el ahorro de energía, en las cuales se utilizan distintos tipos de vidriados; tales como vidrios monocromáticos, vidrios con películas de control solar, vidrios laminados, vidrios dobles, vidrios de baja emisividad, vidrios reflectivos, etc., en este trabajo se estudiará el comportamiento térmico de una ventana de vidrio doble con película de control solar.

### 1.1. Antecedentes

Los estudios sobre evaluaciones térmicas en vidrios con y sin películas de control solar, se han desarrollado para conocer la cantidad de calor que se transfiere hacia un medio y a su vez disminuir la cantidad de calor ganado o cedido por un sistema, es por ello que se considera la información anteriormente mencionada, con base en esto será de ayuda en el desarrollo del proyecto de investigación. En 1991 Nair y Nair realizaron la combinación de la película de  $SnS - CuxS$  para aplicación automotriz. El recubrimiento fue obtenido por deposiciones químicas de  $SnS$  y  $CuxS$ ; la estabilidad y bajos gastos de producción, además de una buena adhesión de las películas de  $SnS$  sobre sustratos de vidrio y  $CuxS$  sobre hojas de polímero son características atractivas para la producción de laminados u otros tipos de acristalamiento de control solar para ventanas de automóviles. También, la película de  $CuxS$  presentó estabilidad mecánica y química, con una amplia gama de colores. Aunado a las características mencionadas, esta combinación presenta una reflectancia visible de menos del 10 % ; por lo anterior los autores concluyeron que esta combinación es apta para la industria automotriz. Observaron que los espectros de transmitancia óptica de las películas se encuentran en la región de  $0,35 - 2,5\mu m$ , indicando una iluminación amarillo verdoso en el interior bajo la luz solar; teniendo en cuenta que la sensibilidad del ojo humano alcanzan cerca de  $0.56 \mu m$ , la iluminación de color amarillo verdoso causa una sensación visual agradable. La reflectancia presentó valores  $<10\%$  eliminando así el brillo de los cristales. Con base en lo anterior dedujeron que el rendimiento de  $SnS - CuxS$  como revestimiento de control solar sería compatible con el recubrimiento metálico comercial de control solar. Concluyeron que debido a los efectos de imagen en el interior, no pueden ser usados para el parabrisas de un automóvil, pero si para el uso del vidrio trasero y para el recubrimiento de las ventanas.

Más tarde, Estrada-Gasca et al. (1993) realizaron el estudio para obtener un modelo matemático que permite la predicción del comportamiento térmico de una ventana con protector

sobre la película de control solar, los autores usaron específicamente las propiedades ópticas de la película de control solar de  $SnS - CuxS$ . Observaron que el recubrimiento protector de las películas de control solar afecta el rendimiento de los vidrios, presentando un incremento de  $Q_{int}$  de 10.6% en el Caso A (vidrio de 1mm de espesor con película de control solar  $SnS - CuxS$ ) y 11.6% para el Caso C (vidrio de 6 mm de espesor con película de control solar  $SnS - CuxS$  con recubrimiento protector), y un incremento correspondiente de  $Q_{ext}$  de 10.5% y 11% para una temperatura en el exterior de la ventana de 30 °C. Los autores concluyeron que las configuraciones con control solar de  $SnS - CuxS$ , debido a sus propiedades de no toxicidad y las características que presenta para controlar la radiación incidente, son deseables para aplicaciones de ahorro de energía, ya que presentaron un comportamiento similar en el flujo de calor a través de ellas.

En estudios recientes Alvarez y Estrada (1995) analizaron el rendimiento térmico de una ventana de vidrio con película de control solar de  $SnS - CuxS$ , para lo cual formularon un modelo matemático transitorio que consideró la conducción de calor a través del vidrio. El estudio fue realizado para un intervalo de temperatura exterior de 0 a 50 °C, considerando una redistribución al interior y el exterior de la componente absorbida de radiación solar; evaluaron el coeficiente de sombreado en el tiempo, considerando temperaturas ambiente de 20 a 30 °C, la constante del tiempo está dada para una radiación incidente normal al vidrio y con un valor constante de 750 W/m<sup>2</sup> (AM2); las propiedades termofísicas del vidrio y el aire del ambiente se consideran constantes, con un coeficiente de transferencia de calor convectivo en el exterior de 6.8 W/m<sup>2</sup>K y al interior 6.2 W/m<sup>2</sup>K a una velocidad del aire exterior constante de 3 m/s. Observaron que los flujos de calor neto hacia el interior y exterior del modelo estudiado son importantes para conocer el tiempo de respuesta del sistema; concluyeron que la constante del tiempo fue de alrededor de 45 minutos.

En la investigación de Noh Pat et al. (2011) realizaron el estudio de una ventana de vidrio doble con y sin película de control solar para aplicaciones en climas cálidos, con el fin de determinar la que ayude a disminuir el flujo de calor hacia el interior de la habitación. En el estudio los autores consideraron la conducción a través de las hojas de vidrio, así como la convección natural en el aire que se encuentra entre los vidrios. Consideraron una temperatura en el exterior de 32 °C y temperatura en el interior de 24 °C para una radiación solar incidente  $500 \leq G \leq 800$  W/m<sup>2</sup>; los autores variaron la distancia entre los vidrios  $1 \leq b \leq 10$  cm, con el fin de obtener la distancia óptima. Para el análisis consideraron que cuanto menor sea el flujo de calor hacia el interior mejor será la eficiencia del sistema. A partir de los resultados obtenidos, observaron que al utilizar la ventana con película de control solar de  $SnS - CuxS$ , para un valor de radiación de  $G=800$  W/m<sup>2</sup> y  $b \geq 6$ , la ganancia de calor por convección y radiación hacia el interior presentó valores menores a 30 W/m<sup>2</sup>, mientras que para el análisis con la ventana de vidrio doble sin película control solar la ganancia de calor incrementa a 90 W/m<sup>2</sup> para las mismas condiciones. Del análisis observaron que la cantidad de energía transferida directamente hacia el interior es significativa, y el uso de la película de control solar reduce la cantidad de energía que se transfiere de manera directa a través del sistema. La ventana sin película de control solar presentó valores de SHGC (Coeficiente de Ganancia de Calor Solar) dentro de

un intervalo de  $71,5 < \text{SHGC} < 75$ , la ventana con película de control solar esta dentro de un intervalo de  $10,5 < \text{SHGC} < 27$ , observaron que el valor de SHGC se mantiene alrededor del 17 % cuando se tiene una película de control solar y a 72 % cuando no se tiene película de control solar. Concluyeron que cuando se tiene un sistema con película de control solar la cantidad de energía a través del sistema se reduce en 55 %. Finalmente determinaron que la distancia óptima de separación entre ambos vidrios es de  $b \leq 6$  cm.

### 1.2. Conclusión de la revisión bibliografica

Los estudios de la transferencia de calor en ventanas y películas de control solar son extensos, como el descrito por Nair y Nair (1991) donde estudiaron la combinación de los sustratos de  $\text{SnS}$  y  $\text{Cu}_x\text{S}$  y concluyeron que es apta como recubrimiento solar con una baja transmitancia; Estrada-Gasca (1993) analizaron el comportamiento térmico de una ventana con película de control solar y otra con un recubrimiento sobre la película de control solar, donde observaron que el recubrimiento de la película de control solar afecta el rendimiento de los vidrios considerando en el análisis una incidencia de radiación solar; asimismo en estudios posteriores referencias de conducción de calor a través de vidrios con película de control solar con condiciones de frontera convectivas y radiativas, tanto en estado transitorio como en estado permanente el posterior estudio de Alvarez y Estrada analizaron el rendimiento térmico de una ventana con película de control solar, en el análisis consideraron la conducción de calor a través del vidrio; sin embargo en la investigación de Noh pat et. al (2011) realizaron el análisis de una ventana doble con película de control solar para clima cálido, en el estudio los autores consideraron conducción a través del vidrio y convección natural en el aire que se encuentra entre los vidrios; sin embargo por la física del sistema tambien se presenta transferencia de calor por radiación, y es por ella que en el siguiente trabajo se analizará la transferencia de calor conjugada en el sistema de una ventana de vidrio doble con película de control solar para condiciones de clima cálido y frío, la fracción de radiación transmitida  $q_T$  de la que incidio sobre el vidrio, pasa directo a través de la cavidad.

### 1.3. Objetivo

Estudiar y analizar la transferencia de calor conjugada bidimensional en una ventana de vidrio doble con película de control solar.

### 1.4. Alcance

- a) Realizar un estudio numérico de la transferencia de calor conjugada en una cavidad representativa de una ventana de vidrio doble que considere una película de control solar.
- b) Determinar la distancia de separación óptima entre los vidrios que componen el sistema de vidrio doble, así como también, el flujo de calor total promedio al interior de la habitación y la eficiencia térmica.



- c) El estudio se realiza para aplicación en climas fríos y cálidos, ambos en estado permanente y en dos dimensiones.



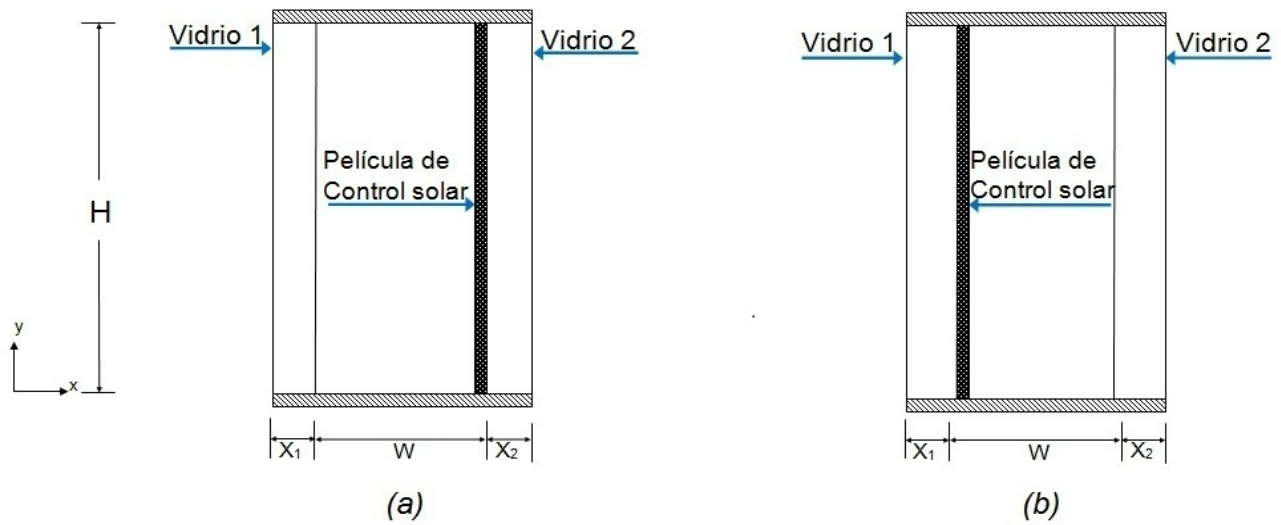
# Capítulo 2

## MODELO FÍSICO Y MATEMÁTICO

Un modelo físico es la representación gráfica del sistema que se estudia y busca describir el comportamiento del sistema, además de visualizar los fenómenos físicos que se ligan a la problemática con base a las causas y efectos. Un modelo matemático es aquel donde las variables físicas son representadas por variables matemáticas, que relacionan las variables del sistema resolviéndolas con un método de solución.

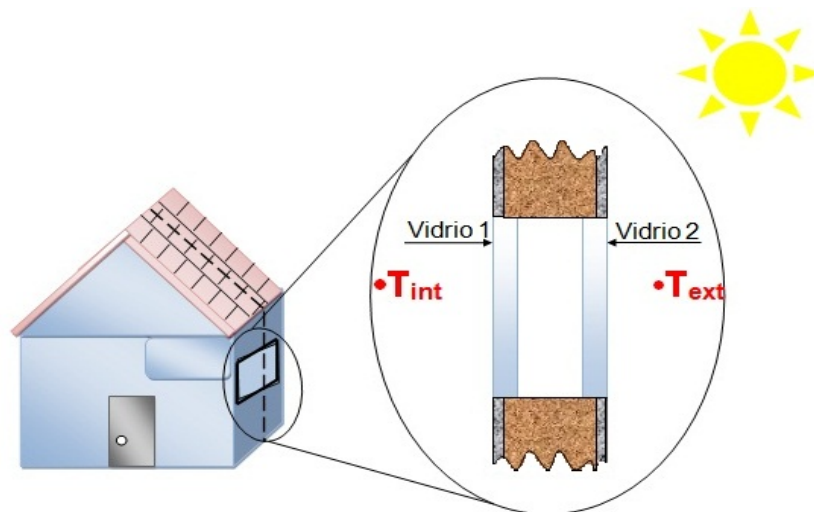
### 2.1. Modelo físico y matemático de la ventana de vidrio doble con película de control solar

El propósito del presente trabajo es analizar el comportamiento térmico de una ventana de vidrio doble con película de control solar, además de determinar la ganancia ó pérdida de energía. Para este estudio se analizarán dos configuraciones de una ventana de vidrio doble con película de control solar, una para clima cálido y otra para clima frío. La ventana para clima cálido esta compuesta por dos paredes verticales semitransparentes, de 6 mm de espesor cada una ( $X_1$ ,  $X_2$ ) y dos paredes horizontales adiabáticas, formando una cavidad de espesor  $W$  y altura  $H$ , la cavidad contiene aire y para esta configuración la película de control solar esta adherida a la superficie interior del vidrio 2, como se observa en la Figura 2.1 (a). La configuración para clima frío tiene una estructura similar, sólo cambia la ubicación de la película de control solar la cual en este caso esta adherida a la superficie interior del vidrio 1, como se muestra en la Figura 2.1 (b).



**Figura 2.1.** Modelo físico de la ventana de vidrio doble con película de control solar: (a) para clima cálido, (b) para clima frío.

Se llamará  $T_{int}$  a la temperatura a la cual se considera que se encuentra el medio ambiente al interior de la habitación y se llamará  $T_{ext}$  a la temperatura del medio ambiente exterior. En la Figura 2.2 se muestra un corte transversal de una ventana de vidrio doble para visualizar mejor lo antes mencionado.



**Figura 2.2.** Corte trasnversal de la ventana.

## 2.2. Consideraciones

El estudio se realiza tomando en cuenta algunas consideraciones:

- El flujo es laminar debido a las dimensiones de una ventana y no de una fachada. Se estudia la convección natural.
- Debido a que el fluido que se encuentra entre las dos placas de vidrio es aire el flujo es newtoniano, incompresible y no participante debido a su bajo contenido de humedad.
- Las paredes superior e inferior se consideran adiabáticas.
- La aproximación de Boussinesq es válida, esto es, las propiedades termofísicas del fluido son constantes excepto la densidad, la cual varía con la temperatura en el término de flotación en las ecuaciones de conservación de momentum.
- Las paredes opacas y semitransparentes son consideradas emisores grises, difusos y reflectoras de radiación debido a que en una cavidad usualmente hay reflexiones múltiples y la direccionalidad de cada reflexión pierde su importancia en la contribución de los flujos de calor sobre sus fronteras. El flujo de radiación incidente en la pared semitransparente se considera normal a la superficie.
- Las propiedades termofísicas del aire y del vidrio se toman constantes y las propiedades ópticas se consideran independientes tanto de la longitud de onda como de la temperatura.
- El estudio se realiza en estado permanente.

## 2.3. Modelo físico de la ventana de vidrio doble con película de control solar

Cuando se observan actualmente grandes edificaciones o rascacielos, además de la altura que tienen es que cuentan con paredes totalmente vidriadas, es decir, están conformados por una cantidad considerable de ventanas como se mencionó anteriormente, en estas edificaciones la mayor ganancia de calor se tiene a través de las ventanas. Debido a ello, se ha propuesto el uso de ventanas de vidrio doble para disminuir el flujo de energía hacia el interior de edificaciones por lo que, en este trabajo se estudiará una ventana doble con película de control solar para condiciones de clima cálido y frío. En la Figura. 2.3 se observa la configuración para clima cálido, en esta la película está adherida en la parte interior del vidrio 2; se coloca en esa posición para evitar el deterioro de la película de control solar debido al medio ambiente exterior. Las paredes horizontales se consideran adiabáticas, asimismo entre estas paredes y las paredes verticales se considera intercambio radiativo superficial. Sobre el vidrio 2 incide radiación solar  $G$ , la cual se considera en dirección normal y con un valor constante, parte de la energía irradiada sobre el vidrio 2 es reflejada ( $q_p$ ), otra parte es absorbida ( $q_\alpha$ ) por el vidrio y otra fracción de energía

que incidió sobre el vidrio es transmitida ( $q_\tau$ ) a través de él. Esta energía transmitida pasa directo a la superficie del vidrio 1, por lo que, la función de la película de control solar que se encuentra adherida a la superficie del vidrio 2 es transmitir la menor cantidad posible de la radiación solar incidente, con el fin de disminuir la ganancia de energía solar. A través del vidrio 2 ocurre un flujo conductivo, el cual es transmitido hacia el aire contenido en la cavidad por medio del mecanismo de convección, a causa de la diferencia de temperatura entre el vidrio y el aire adyacente a éste.

Para el vidrio 1 la radiación transmitida ( $q_\tau$ ) por el vidrio 2 incide sobre la superficie de éste; parte de esa radiación incidente será reflejada ( $q_{\rho\tau}$ ) al interior de la cavidad por el vidrio 1, una parte es absorbida ( $q_{\alpha\tau}$ ) y el resto es transmitida ( $q_{\tau\tau}$ ) a través de él hacia un medio ambiente interior a una temperatura  $T_{int}$ . Al igual que en el vidrio 2, en el vidrio 1 se presenta un flujo de calor conductivo a través de él, debido a la diferencia de temperaturas entre las fronteras de éste, la energía es transferida hacia el aire adyacente por medio del mecanismo convectivo. En ambos vidrios se tiene pérdidas debidas al mecanismo de convección, tal flujo convectivo se debe a la diferencia de temperaturas entre los vidrios 1 y 2 y el medio interior, respectivamente ( $q_{rad-int}$ ,  $q_{rad-ext}$ ).

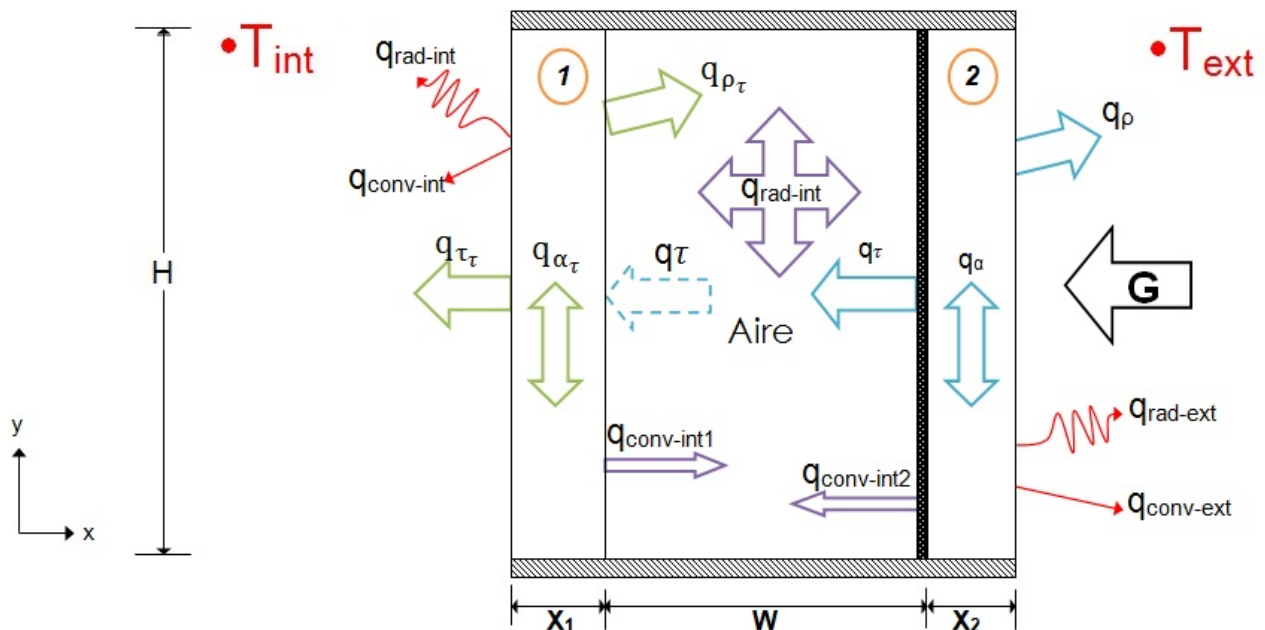


Figura 2.3. Modelo físico de la ventana de vidrio doble de la configuración en climas cálidos

## 2.4. Modelo matemático

Se presentan las ecuaciones de momentum, masa y energía, las cuales describen las leyes que rigen el comportamiento del sistema, es por lo que, apartir de ello se analizará éste; en particular se pretende estudiar y analizar la transferencia de calor conjugada bidimensional en una ventana de vidrio doble con película de control solar.

### 2.4.1. Modelo matemático para la convección natural en la cavidad.

A continuación se muestran las expresiones que gobiernan el sistema:

$$Masa = \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (2.1)$$

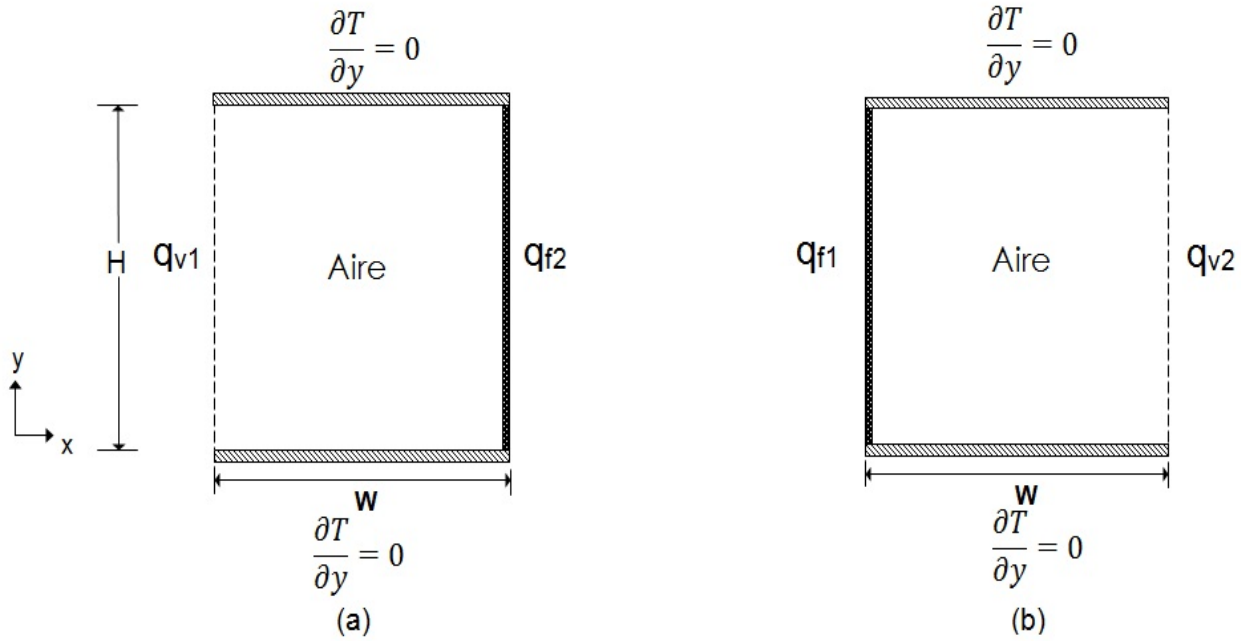
$$Momentum(x) = \frac{\partial(\rho u \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \cdot u)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}(\tau_{xx}) + \frac{\partial}{\partial y}(\tau_{xy}) \quad (2.2)$$

$$Momentum(y) = \frac{\partial(\rho u \cdot v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \cdot v)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}(\tau_{yx}) + \frac{\partial}{\partial y}(\tau_{yy}) + \rho g \beta (T - T_0) \quad (2.3)$$

$$Energía = \frac{\partial(\rho C_p u \cdot T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho C_p v \cdot T)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (2.4)$$

### 2.4.2. Condiciones de frontera para la convección en la cavidad (Modelo convectivo)

Para las condiciones de frontera de la cavidad se tomara en cuenta las consideraciones anteriormente mencionadas, tanto para la configuración de la ventana de vidrio doble con película de control solar para clima cálido como para frío, la cavidad cuenta con dos paredes horizontales, consideradas adiabaticas y en las fronteras verticales hay flujos de energía interactuando. Las condiciones de frontera de las componentes de velocidad son de no deslizamiento en todas las paredes de la cavidad, es decir el valor de la velocidad en las fronteras es nulo.



**Figura 2.4.** Modelo físico de la cavidad para: (a) para clima cálido; (b) para clima frío

En la Figura 2.4 se observan los flujo de energía que llegan a la cavidad, los cuales se obtienen de un balance de energía; las condiciones de frontera quedan expresadas de la siguiente manera:

- Condiciones de frontera hidrodinámicas:

$$u = v = 0 \quad \text{para } x = 0 \quad 0 \leq y \leq H \quad (2.5)$$

$$u = v = 0 \quad \text{para } x = W \quad 0 \leq y \leq H \quad (2.6)$$

$$u = v = 0 \quad \text{para } y = 0 \quad 0 \leq x \leq W \quad (2.7)$$

$$u = v = 0 \quad \text{para } y = H \quad 0 \leq x \leq W \quad (2.8)$$

- Condiciones de frontera térmica:

▷ Condiciones de frontera para la parte espacial en  $y$ :

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad \text{para } y = 0 \quad 0 \leq x \leq W \quad (2.9)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad \text{para } y = H \quad 0 \leq x \leq W \quad (2.10)$$



▷ Condición de frontera para clima cálido para la parte espacial en  $x$ :

$$q_1^{conv} + q_1^{rad} + \lambda_g \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad \text{para } x = 0 \quad 0 \leq y \leq H \quad (2.11)$$

$$q_2^{conv} + q_2^{rad} + \lambda_g \frac{\partial T}{\partial x} = \alpha_f \tau_g G \quad \text{para } x = W \quad 0 \leq y \leq H \quad (2.12)$$

▷ Condiciones de frontera para clima frío para la parte espacial en  $x$ :

$$q_2^{conv} + q_2^{rad} + \lambda_g \frac{\partial T}{\partial x} = \alpha_f \tau_g G \quad \text{para } x = 0 \quad 0 \leq y \leq H \quad (2.13)$$

$$q_2^{conv} + q_2^{rad} + \lambda_g \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad \text{para } x = W \quad 0 \leq y \leq H \quad (2.14)$$

### 2.4.3. Modelo matemático conductivo en los vidrios

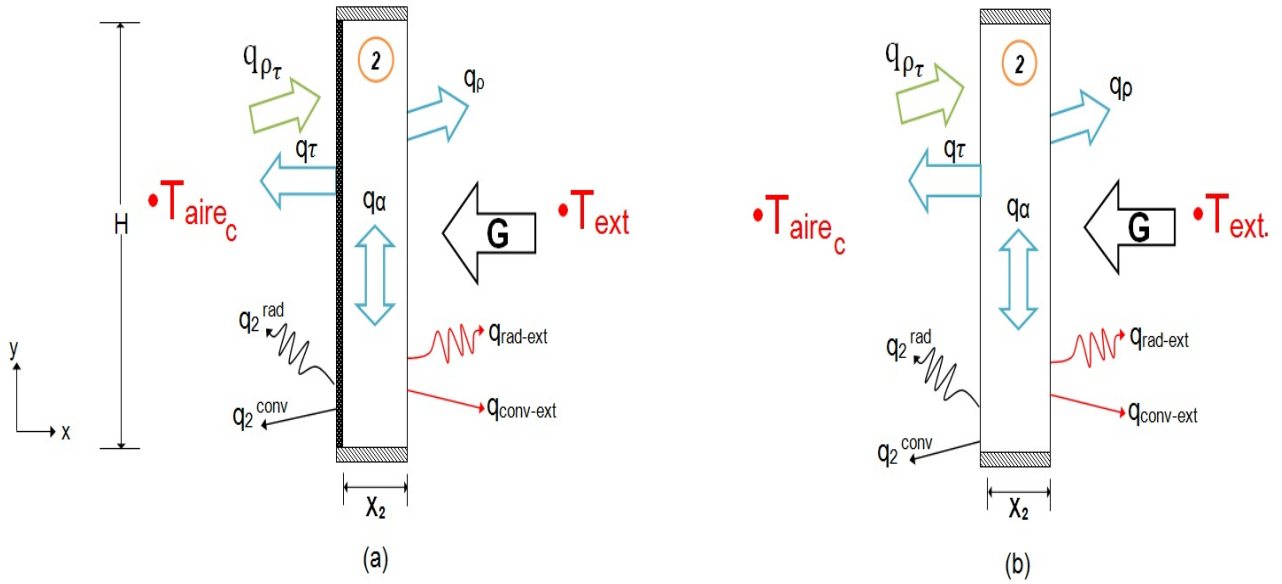
Se muestra la siguiente ecuación que gobierna la transferencia de calor por conducción dentro del sistema:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\lambda_g}{C_{pg}} \frac{\partial T_g}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\lambda_g}{C_{pg}} \right) + \frac{1}{C_{pg}} \frac{\partial \Theta(x)}{\partial x} = 0 \quad (2.15)$$

Donde la función de atenuación es  $\Theta(x) = G^{[-s_g(D-x)]}$ ;  $s_g$  es el coeficiente de extinción del vidrio y  $D$  es el espesor del vidrio.

### 2.4.4. Condiciones de frontera en el vidrio 2

En la Figura 2.5 (a) se observa el vidrio 2 para la ventana de vidrio doble con película de control solar, para clima cálido y frío, respectivamente.



**Figura 2.5.** Modelo físico del vidrio 2 en la ventana para:(a) clima cálido (b)clima frío

En la Figura 2.5 (a) se observa que para clima cálido la película de control solar se encuentra en la frontera izquierda del vidrio 2, el espesor de la película de control solar es de  $6\mu\text{m}$ ; por lo que, la conducción a través de esta se considera despreciable y por lo tanto la temperatura del vidrio ( $T_{g2}$ ) y la película ( $T_{f2}$ ) se consideran iguales. Para la configuración para clima frío no tiene película de control solar en el vidrio 2, como se observa en la Figura 2.5 (b). Para obtener las condiciones de frontera en ambas paredes verticales del modelo, se realiza un balance de energía en cada una de ellas. A continuación se expresan tales condiciones de frontera:

- Condiciones de frontera térmica:

▷ Condiciones de frontera para la parte espacial en  $y$ :

$$\frac{\partial T_{g2}}{\partial y} = 0 \quad \text{para } y = 0 \quad 0 \leq x \leq x_2 \quad (2.16)$$

$$\frac{\partial T_{g2}}{\partial y} = 0 \quad \text{para } y = H \quad 0 \leq x \leq x_2 \quad (2.17)$$

▷ Condición de frontera para clima cálido para la parte espacial en  $x$ :

$$T_{g2} = T_{f2} \quad \text{para } x = 0 \quad 0 \leq y \leq H \quad (2.18)$$

$$-\lambda_g \frac{\partial T_{g2}}{\partial x} = h_{ext}(T_{g2} - T_{ext}) + \rho \varepsilon_g (T_{g2}^4 - T_{ext}^4) \quad \text{para } x = x_2 \quad 0 \leq y \leq H \quad (2.19)$$

Para la ecuación (2.18) se realiza un balance de energía en la película de control solar.

$$q_{g_2}^{cond} + q_\alpha = q_2^{conv} + q_2^{rad} \implies -\lambda_g \frac{\partial T_{g_2}}{\partial x} + \alpha_{f_2} \tau_{g_2} G = q_2^{conv} + q_2^{rad} \quad (2.20)$$

Donde:  $q_\alpha$  es la cantidad de energía absorbida por la película de control solar.

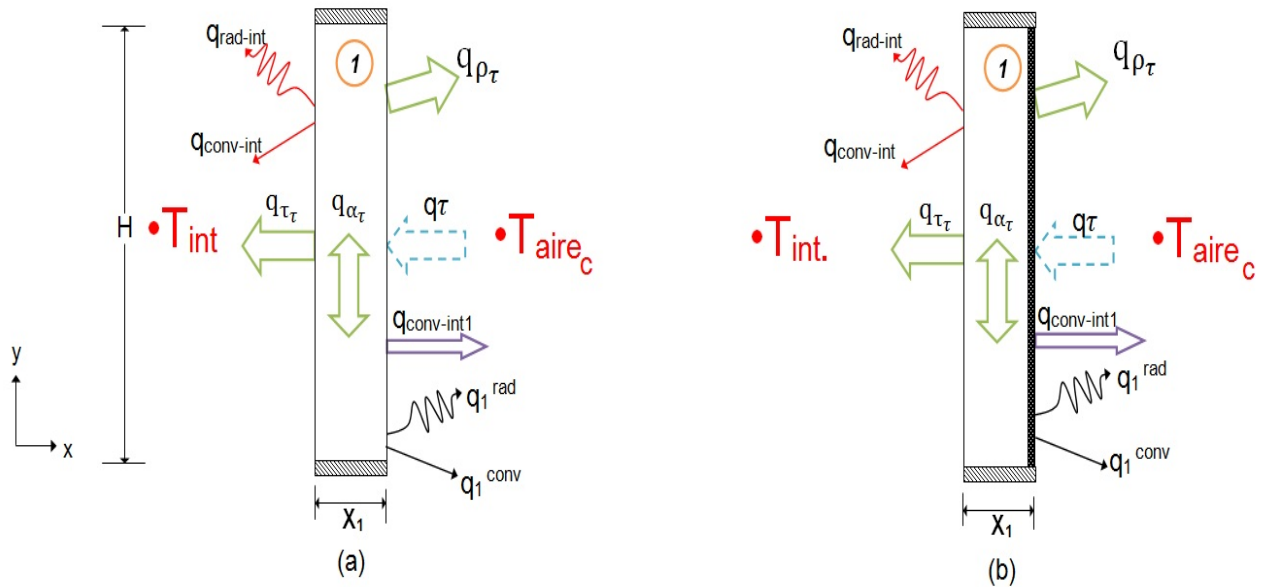
▷ Condición de frontera para clima frío para la parte espacial en  $x$ :

$$-\lambda_g \frac{\partial T_{g_2}}{\partial x} = q_2^{conv} + q_2^{rad} \quad \text{para } x = 0 \quad 0 \leq y \leq H \quad (2.21)$$

$$-\lambda_g \frac{\partial T_{g_2}}{\partial x} = h_{ext}(T_{g_2} - T_{ext}) + \rho \varepsilon_g (T_{g_2}^4 - T_{ext}^4) \quad \text{para } x = x_2 \quad 0 \leq y \leq H \quad (2.22)$$

### 2.4.5. Condiciones de frontera para el vidrio 1

Para la configuración de clima cálido, que se observa en la Figura 2.6 (a), se realiza un balance de energía en cada una de las fronteras verticales.



**Figura 2.6.** Modelo físico del vidrio 1 en la ventana para: (a) clima cálido; (b) clima frío

En la configuración de la ventana doble con película de control solar para clima frío. La película de control solar que en este caso se encuentra adherida en la frontera derecha del vidrio1, donde la temperatura de la película de control solar  $T_{f_1}$  es la misma que la temperatura de la frontera vertical derecha del vidrio  $T_{g_1}$ , lo cual se debe al espesor de la película de control solar, es decir debido al espesor de la película la conducción de calor a través de ella se considera despreciable.

■ Condiciones de frontera térmica:

▷ Condiciones de frontera para la parte espacial en  $y$ :

$$\frac{\partial T_{g_1}}{\partial y} = 0 \quad \text{para } y = 0 \quad 0 \leq x \leq x_1 \quad (2.23)$$

$$\frac{\partial T_{g_1}}{\partial y} = 0 \quad \text{para } y = H \quad 0 \leq x \leq x_1 \quad (2.24)$$

▷ Condición de frontera para clima cálido para la parte espacial en  $x$ :

$$-\lambda_g \frac{\partial T_{g_1}}{\partial x} = h_{int}(T_{g_1} - T_{int}) + \rho \varepsilon_g (T_{g_1}^4 - T_{int}^4) \quad \text{para } x = 0 \quad 0 \leq y \leq H \quad (2.25)$$

$$-\lambda_g \frac{\partial T_{g_1}}{\partial x} = q_1^{conv} + q_1^{rad} \quad \text{para } x = x_1 \quad 0 \leq y \leq H \quad (2.26)$$

■ Condiciones de frontera térmica:

▷ Condiciones de frontera para clima frío para la parte espacial en  $x$ :

$$-\lambda_g \frac{\partial T_{g_1}}{\partial x} = h_{int}(T_{g_1} - T_{int}) + \rho \varepsilon_g (T_{g_1}^4 - T_{int}^4) \quad \text{para } x = 0 \quad 0 \leq y \leq H \quad (2.27)$$

$$T_{g_1} = T_{f_1} \quad \text{para } x = x_1 \quad 0 \leq y \leq H \quad (2.28)$$

Para la ecuación (2.28) se hace un balance de energía en la película de control solar y queda de la siguiente manera:

$$q_{g_1}^{cond} + q_\alpha = q_1^{conv} + q_1^{rad} \implies -\lambda_g \frac{\partial T_{g_1}}{\partial x} + \alpha_{f_1} \tau_{g_1} G = q_1^{conv} + q_1^{rad} \quad (2.29)$$

Donde la  $q_\alpha$ , es la cantidad de energía absorbida por la película de control solar adherida a la suuperficie del vidrio 1.

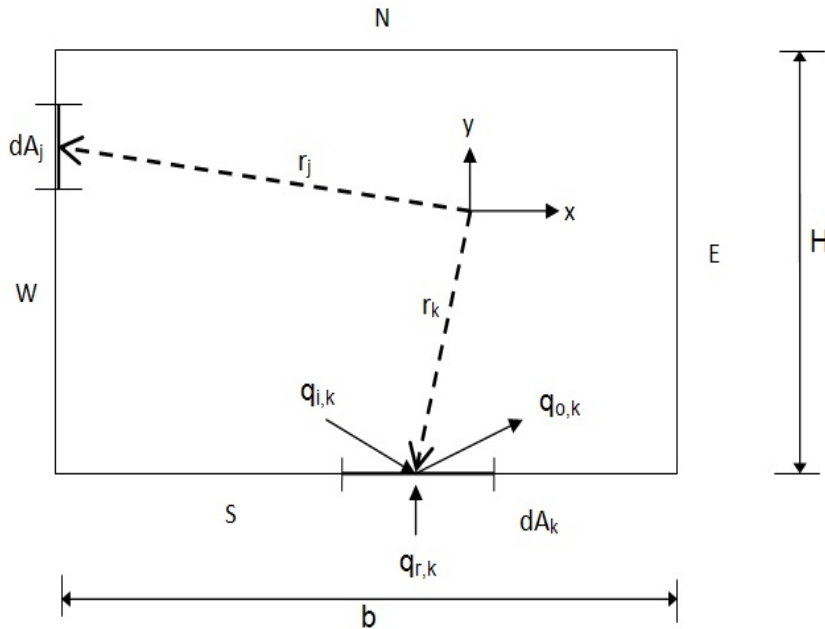
En la tabla(2.1) se muestran las propiedades termofísicas y ópticas de cada uno de los elementos del sistema.

**Tabla 2.1.** Propiedades termofísicas y ópticas.

	Aire de la cavidad	Películas de control solar $SnS - Cu_xS$	Vidrio
Emisividad ( $\varepsilon$ )	—	—	0.85
Absortividad ( $\alpha$ )	—	0.55	0.14
Reflectividad ( $\rho$ )	—	0.26	0.08
Transmitividad ( $\tau$ )	—	0.19	0.78
Densidad ( $Dens$ , Kg/m <sup>3</sup> )	1.2047	—	2500
Conductividad térmica ( $\lambda$ , W/mK)	0.02563	—	1.4
Calor específico ( $C_p$ , J/KgK)	1004	—	750

### 2.4.6. Modelo de intercambio radiativo superficial de la cavidad

Para el intercambio radiativo se utiliza el código existente en CENIDET (Centro Nacional de Desarrollo Tecnológico), el método utilizado es el método de radiación neta, el cual calcula el intercambio radiativo entre las paredes internas de la cavidad. Para la aplicación del método se hacen algunas consideraciones, como la consideración que las paredes son opacas y las paredes verticales son consideradas emisoras grises, difusas, reflectoras y absorbedoras de la radiación térmica; para explicar ello se tomara en el análisis áreas diferenciales, en la Figura 2.7 se tiene una cavidad con altura  $H$  y ancho  $b$ .

**Figura 2.7.** Cavidad con intercambio radiativo.

Se realiza un balance de energía en la pared sur ( $s$ ), en donde el flujo de calor por radiación resultante de un área diferencial es la diferencia entre el flujo de energía radiante total que emana de una unidad de área superficial, llamada radiosidad, y el flujo de energía radiante que incide sobre una unidad de área superficial, llamada irradiación; lo cual es mostrado en la siguiente ecuación:

$$q_{r_s}(x_s) = q_{o_s} - q_{i_s}(x_s) \quad (2.30)$$

La radiosidad en una superficie opaca difusa es la suma de la energía emitida y la energía reflejada por la misma área diferencial que se esta analizando, esto explica toda la energía radiante que sale de una superficie.

$$q_{o_s}(x_s) = \varepsilon_s \nabla T_s^4(x_s) + \rho_s q_{i_s}(x_s) \quad (2.31)$$

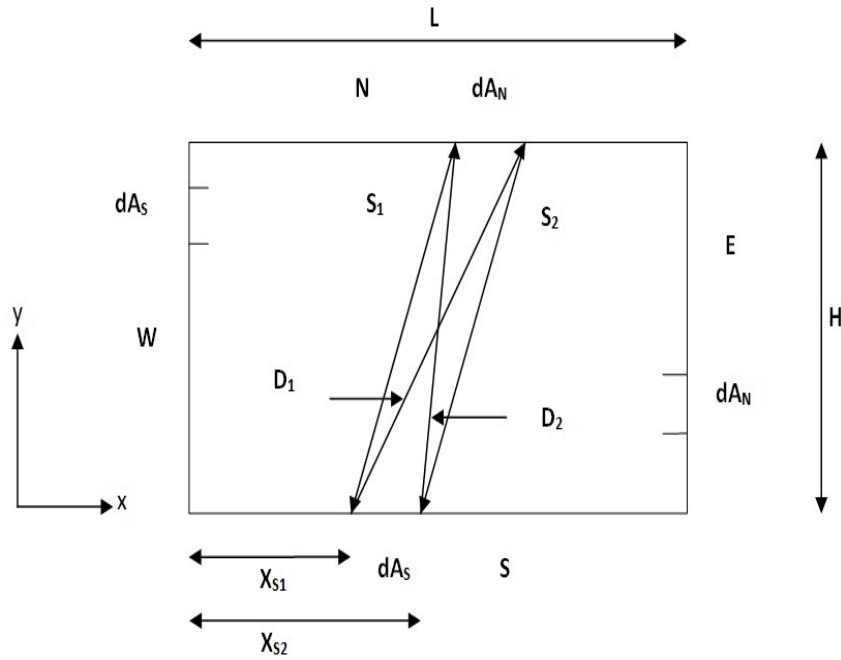
$q_{o_s}(x_s)$  es el flujo de calor radiativo que sale de otra superficie a la superficie que se esta estudiando en dirección de  $x$ , mientras que para  $\varepsilon_s$  y  $\rho_s$  es la cantidad emitida y reflejada por la misma superficie. La irradiación es la sumatoria de energía que salen de otras superficies y llegan a la superficie a analizar, esto se expresa en la siguiente ecuación.

$$q_{i_s}(x_s) = \sum_{i=s}^m \int_{A_j} q_{o_j}(x_j) dF_{d_{A_s}-d_{A_j}} \quad (2.32)$$

$q_{i_s}$  es el flujo de calor radiativo que entra en la superficie a analizar en dirección  $x_s$ , mientras que  $F_{d_{A_s}-d_{A_j}}$  es el factor de vista; para el estudio de los factores de vista existen métodos como:

- Método de integración directa.
  - ◇ Superficial.
  - ◇ Contorno.
- Método estadístico.
- Métodos espaciales.
  - ◇ Algebra de factores.
  - ◇ Cuerdas cruzadas.
  - ◇ Esfera unitaria.
  - ◇ Esfera interna.

Para este trabajo se eligio es el método de cuerdas cruzadas, el método de cuerdas cruzadas; se utiliza para determinar los factores de vista dentro de la cavidad; es decir el intercambio de energía radiante entre las superficies, este método se puede aplicar para superficies planas, convexas, concavas o cualquier forma irregular en dos dimensiones. En este método se calculan las distancias diagonales y laterales para obtener el factor de vista, lo cual se puede observar en



**Figura 2.8.** Método de cuerdas cruzadas para una cavidad.

la Figura 2.8. Para determinar que cantidad de la energía radiante que emana una superficie A, incide sobre una superficie B.

A partir de la Figura 2.8 el factor de vista del área diferencial  $dA_s$  a el área diferencial  $dA_n$ , se expresa de la siguiente manera:

$$F_{d_{A_S}-d_{A_N}} = \frac{(D_1 + D_2) - (S_1 + S_2)}{2 * d_{A_S}}$$

Por lo que, la expresión general para calcular los factores de vista dentro de la cavidad quedando como sigue:

$$F_{1-2} = \frac{\text{diagonales} - \text{lados}}{2 * \text{Área de origen}} \quad (2.33)$$

En las paredes que no se ven a si mismas:

$$F_{d_{A_S}-d_{A_S}} = F_{d_{A_W}-d_{A_W}} = F_{d_{A_N}-d_{A_N}} = F_{d_{A_E}-d_{A_E}} = 0$$

## 2.5. Parámetros de comportamiento térmico

Para el análisis del comportamiento de la transferencia de calor a través del sistema de ventana de vidrio doble con película de control solar, se determina la eficiencia térmica de este. La eficiencia térmica es la razón entre la energía incidente sobre el sistema y la cantidad de energía

que logra pasar a través de él. Este parámetro indica la capacidad del sistema para disminuir ó incrementar la transferencia de calor a través de él, segun sea el objetivo requerido.

La eficiencia térmica ( $\eta$ ) para clima cálido se define como:

$$\eta = \left[ 1 - \left( \frac{q_{int} + \tau G}{G} \right) * 100 \right]$$

Mientras que para el clima frío es:

$$\eta = \left[ \left( \frac{q_{int} + \tau G}{G} \right) * 100 \right]$$

Donde  $q_{int} = h_{int}(T_{g1} - T_{int}) + \varepsilon_g \sigma (T_{g1}^4 - T_{int}^4)$  y  $T_{g1}$  es la temperatura promedio del vidrio 1 hacia el interior.



# Capítulo 3

## METODOLOGÍA DE SOLUCIÓN

En este capítulo se presenta la metodología de solución utilizada en el desarrollo del proyecto. Primero se establece el método de volumen finito para la discretización del modelo matemático. También se describe el algoritmo de acople de las ecuaciones de conservación de masa y momentum y por último se presenta el Método de Radiación Neta empleado para resolver el intercambio radiativo superficial entre las paredes de la cavidad.

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

Las ecuaciones gobernantes del flujo de fluidos y transferencia de calor, no tienen una solución analítica, debido a la no linealidad de los términos inerciales de las ecuaciones de cantidad de movimiento. Además, estas ecuaciones contienen gradientes de presión que no se conocen, puesto que no se cuenta con una ecuación que describa a esta variable.

En consecuencia, es necesario elegir y utilizar un método numérico para dar solución a las ecuaciones gobernantes, los métodos más utilizados para resolver las ecuaciones de conservación son: Método de Diferencias Finitas (MDF), Método de Volumen Finito (MVF) y el Método de Elemento Finito (MEF). La diferencia entre ellos radica en la manera en que las variables son aproximadas, y con el proceso de discretización. El procedimiento numérico está basado en forma general en los siguientes pasos:

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

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

## 3.2. Método de volúmenes finitos (MVF).

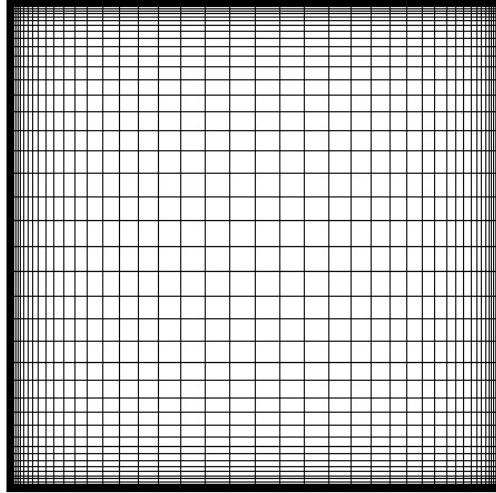
Este método permite discretizar y resolver numéricamente las ecuaciones de conservación de Navier-Stokes. Para esto es necesario definir una malla numérica, donde el dominio de estudio es subdividido en un número finito de volúmenes de control (VC) contiguos, y las ecuaciones de conservación son integradas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

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

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

### 3.2.1. Generación de malla o espacio computacional

El tipo de malla debe de estar bien adaptada a la geometría del caso a estudiar, ya que esto permite introducir las condiciones de contorno adecuadas para que los resultados sean físicamente aceptables. Si la malla es la adecuada para definir la geometría del fluido, el dominio es dividido en pequeños espacios denominados volúmenes de control (VC), dentro de cada de VC se determina un nodo computacional en el cual se determina el valor de la variable. El tipo de malla que mejor representa el problema es la mostrada en la Figura 3.1, esta malla se conoce como malla estructurada no-uniforme, es no-uniforme porque en las regiones próximas a las paredes se tiene una distribución más densa de volúmenes de control; esto es necesario porque los gradientes de temperatura, velocidad, etc. en estas regiones son mayores que en el centro de la cavidad (fenómeno de capa limite).



**Figura 3.1.** Malla estructurada no uniforme.

También, es importante cuidar la densidad de la malla, pues de acuerdo a ella se puede aumentar exponencialmente el tiempo de computo en el proceso de solución.

### 3.2.2. Ecuación generalizada de convección-difusión

La expresión que representa a las ecuaciones diferenciales que gobiernan los procesos bajo estudio y los principios de conservación (masa, energía y cantidad de movimiento, etc.) es la ecuación generalizada de convección-difusión. La ecuación (3.1) representa las ecuaciones de conservación y está dada por Patankar (1980) como:

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

El primer término de la ecuación representa la acumulación de la variable  $\phi$  en el volumen de control (término transitorio), el segundo término representa el flujo neto de  $\phi$  en el volumen diferencial a causa del transporte de  $\phi$  por los movimientos convectivos (término convectivo), el tercer término representa el flujo neto de  $\phi$  en el volumen de control debido a las corrientes difusivas (término difusivo) y el último es la generación al interior del volumen de control de la variable  $\phi$  (término fuente). En este último se engloban los términos que no pueden ser agrupados en los demás términos.

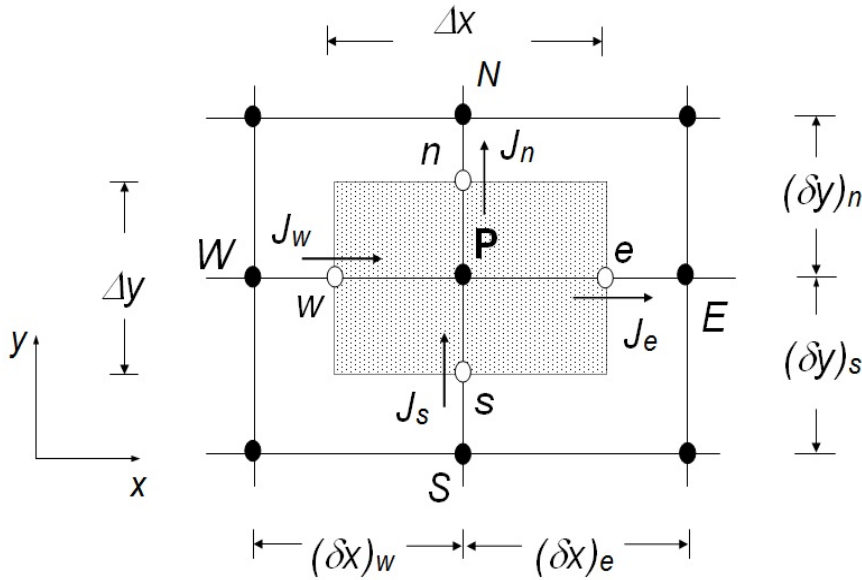
En la Tabla 3.1 se puede apreciar las equivalencias de las ecuaciones de conservación de masa, momentum, energía en términos de  $\phi$ ,  $\Gamma$  y  $S$  respecto a la ecuación generalizada.

**Tabla 3.1.** Términos equivalentes para la ecuación generalizada.

Ecuación de consevación	$\phi$	$\Gamma$	$S$
Masa	1	0	0
Momentum en x	u	$\mu$	$-\frac{\partial P}{\partial x}$
Momentum en y	v	$\mu$	$\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g \beta (T - T_0)$
Energía	T	$\lambda/C_p$	0

### 3.2.3. Discretización de la ecuación generalizada de convección-difusión.

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


**Figura 3.2.** Volumen de control sobre una malla bidimensional.

Integrando la ecuación (3.1) sobre los límites geométricos del volumen de control, se obtiene:

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

Es importante mencionar que los términos  $(\overline{\partial \rho \phi})$ ,  $(\rho u \phi)_e$ , etc., son términos promedios repre-

sentativos de todo el volumen de control. Sin embargo, la ecuación (3.2) todavía no ha sido integrada en el tiempo, para tomar en cuenta la variación de las  $\phi$ 's en el tiempo de  $t$  ( $n$ ) a  $t+\Delta t$  ( $n+1$ ), se hace uso de la siguiente expresión:

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

Donde: si  $f = 0.0$  el esquema es explícito, si  $f = 0.5$  el esquema es Crank Nicolson y si  $f = 1.0$  el esquema es implícito.

El esquema usado en la presente trabajo es el implícito ( $f=1.0$ ). Finalmente, siguiendo la consideración de  $f=1.0$ , el resultado de la integración temporal de la ecuación (3.2) en el volumen de control es:

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

Para la simplificación de la ecuación anterior, se definen los siguientes términos: flujos convectivos ( $F = \rho u \Delta y$ ), términos difusivos ( $D = \frac{\Gamma}{\delta x} \Delta y$ ), número de Peclet ( $P_e = F/D$ ) y flujos totales ( $J = [(\rho U \phi) - (\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x})] \Delta y$ ) a través de las caras del volumen de control.

Sustituyendo los términos en la ecuación (3.4) y tomando  $n = 0$ , se obtiene la siguiente expresión:

$$\frac{(\rho\phi)_P - (\rho\phi)_P^0}{\Delta t} \Delta x \Delta y + (J_e - J_w) + (J_n - J_s) = S \Delta x \Delta y \quad (3.5)$$

El término fuente  $S$  puede depender de la variable  $\phi$ , entonces para tomar en cuenta esta situación, el término se separa en dos partes. Una parte que dependa de la variable y la otra que no dependa de la variable directamente. Entonces el término fuente se puede escribir como:  $S = S_c + S_p \phi_P$ . El término  $S_c$  no depende de la variable directamente. Bajo esta modificación, la ecuación (3.5) se expresa como:

$$\frac{(\rho\phi)_P - (\rho\phi)_P^0}{\Delta t} \Delta x \Delta y + (J_e - J_w) + (J_n - J_s) = (S_c + S_p \phi_P) \Delta x \Delta y \quad (3.6)$$

Para el caso particular de la ecuación de conservación de continuidad, la ecuación (3.6) se reduce como:

$$\frac{(\rho_P - \rho_P^0)}{\Delta t} \Delta x \Delta y + (F_e - F_w) + (F_n - F_s) = 0 \quad (3.7)$$

Para asegurar, que cada ecuación discreta cumple con el principio de conservación, se introduce la ecuación de continuidad. De esta manera, se asegura que la solución final obtenida mediante el proceso iterativo cumplirá con el principio de conservación de la masa. Multiplicando la ecuación (3.7) por  $\phi_p$  y restando la ecuación resultante a la ecuación (3.7), se llega a la ecuación que finalmente se usara como discreta:

$$\begin{aligned} (\phi_P - \phi_P^0) \frac{\rho_P^0}{\Delta t} \Delta x \Delta y + [(J_e - F_e \phi_P) - (J_w - F_w \phi_P)] + [(J_n - F_n \phi_P) - (J_s F_s \phi_P)] = \\ (S_c + S_p \phi_P) \Delta x \Delta y \end{aligned} \quad (3.8)$$

En el desarrollo anterior se presentó como convertir las ecuaciones diferenciales a ecuaciones discretas. Ahora se mostrará como pasar la ecuación discreta a una notación de coeficientes agrupados (expresar la variable de un nodo P en función de la variable de los nodos vecinos E, W, N, S. Y en función de otros parámetros que engloben el término fuente).

Para ello se usara la formulación de esquema generalizado para evaluar los siguientes términos (Patankar, 1980):

$$\begin{aligned} (J_e - F_e \phi_P) &= a_E (\phi_P - \phi_E) \\ (J_w - F_w \phi_P) &= a_W (\phi_W - \phi_P) \\ (J_n - F_n \phi_P) &= a_N (\phi_P - \phi_N) \\ (J_s - F_s \phi_P) &= a_S (\phi_S - \phi_P) \end{aligned} \quad (3.9)$$

Finalmente, la ecuación de convección-difusión (ecuación generalizada) en notación de coeficientes agrupados, como resultado de sustituir la ecuación (3.9) en la ecuación (3.8) se puede escribir:

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (3.10)$$

ó también como:

$$a_P \phi_P = \sum_{vecinos} a_{vecinos} \phi_{vecinos} + b \quad (3.11)$$

Donde:

$$\begin{aligned}
a_E &= D_e A(|Pe_e|) + \max[-F_e, 0] \\
a_W &= D_w A(|Pe_w|) + \max[F_w, 0] \\
a_N &= D_n A(|Pe_n|) + \max[-F_n, 0] \\
a_S &= D_s A(|Pe_s|) + \max[F_s, 0] \\
a_P &= a_E + a_W + a_N + a_S + \rho_P^0 \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} - S_P \Delta x \Delta y \\
b &= \rho_P^0 \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} \phi_P^0 - S_c \Delta x \Delta y
\end{aligned}$$

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

Esto a su vez, permitirá calcular los flujos totales a través de las mismas, así como los coeficientes que aparecen en la ecuación discretizada (3.10).

Para ello, el método de volumen finito utiliza esquemas de aproximación, que pueden ser de bajo o alto orden. Patankar, 1980, muestra algunos esquemas de bajo orden como: upwind, centrado, híbrido, exponencial y ley de potencia. En particular el autor recomienda este último, por bajo costo computacional y por sus buenos resultados.

### 3.2.4. Técnica de falso transitorio

Para este trabajo se utiliza un falso transitorio debido a que este método permite alcanzar la solución permanente de una manera más rápida, puesto que el término transitorio se usa como parámetro iterativo de bajo relajación para una convergencia rápida, pero a la vez se incrementa el número de cálculos y con ello el tiempo de cómputo esto se puede observar en la siguiente Figura 3.2 que los volúmenes de control a cada paso del tiempo.

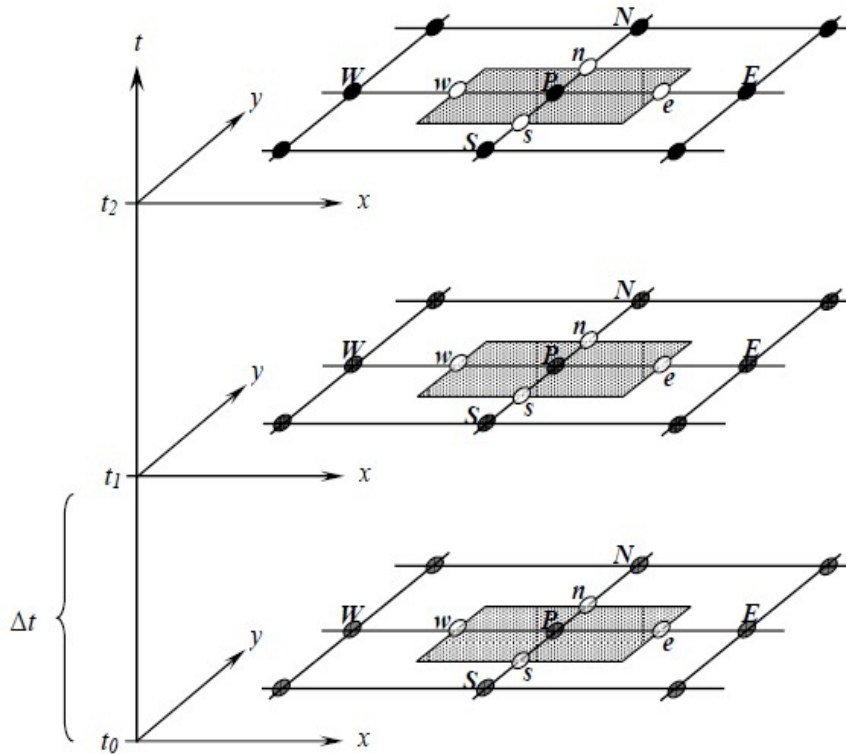


Figura 3.3. Malla temporal del volumen de control.

### 3.2.5. Esquemas de aproximación numéricos

En todas las ecuaciones es necesario conocer los valores de las variables en las caras de los volúmenes de control. Para permitir calcular los flujos y como consecuencia los coeficientes necesarios para la solución de la variable en el punto P.

El cálculo de las relaciones necesaria para las variables en las caras de los volumen de control es una de las principales dificultades cuando se usa el método de volumen finito, por lo que la convergencia del algoritmo, así como la exactitud de los resultados, dependen de la forma de calcular la variable en la interface del volumen de control.

La diferencia entre los esquemas de aproximación radica en seleccionar el tipo de aproximación de los términos convectivos, dependiendo del tipo de aproximación se pueden llegar a tener problemas de convergencia; para la aproximación del gradiente difusivo, se recomienda usar una diferencia centrada. Está demostrado analíticamente que la mejor aproximación para los términos difusivos es una diferencia centrada (Versteeg et al., 1995).



Los esquemas de bajo orden toman uno o dos puntos nodales para la aproximación del valor en la interface del volumen de control.

Algunos esquemas de bajo orden son:

- CORRIENTE ARRIBA (upwind scheme).
- ESQUEMA CENTRADO (central difference scheme).
- HÍBRIDO (hibrid scheme).
- EXPONENCIAL (exponential scheme).
- LEY DE POTENCIA (power law scheme).

### 3.3. Secuencia de operación del algoritmo SIMPLEC

El algoritmo utilizado en este trabajo es el algoritmo SIMPLEC, el cual pertenece a la familia del algoritmo SIMPLE, estos algoritmos usan una forma secuencial para la solución del sistema global de las ecuaciones de Navier-Stokes. El algoritmo SIMPLE es una técnica para el acople de las ecuaciones de conservación de masa y momento.

La estructura del algoritmo SIMPLEC está compuesta de dos partes básicamente: la suposición de una distribución de presiones que facilita la obtención de un campo de velocidades y la corrección de estas distribuciones, cumpliendo continuidad de manera iterativa hasta llegar a una solución correcta.

A continuación se presenta el orden de ejecución del algoritmo:

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

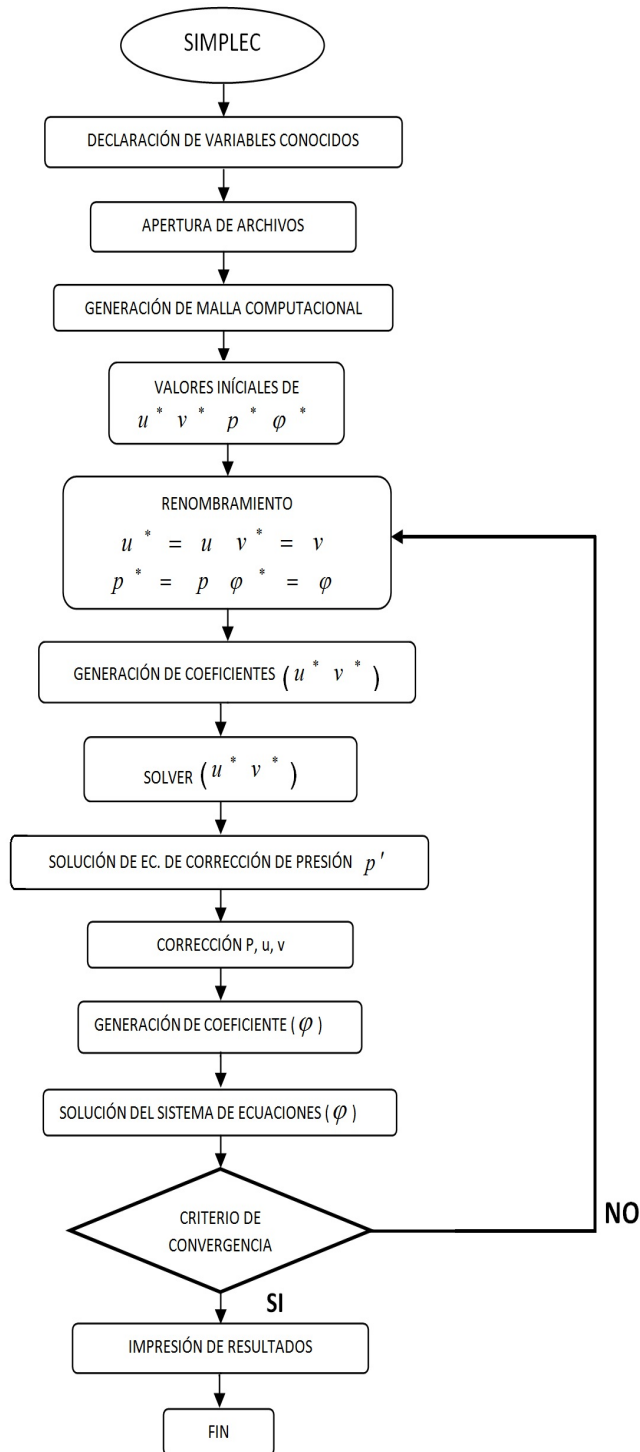


Figura 3.4. Diagrama del flujo del algoritmo SIMPLEC.

## 3.4. Condiciones de frontera

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

### 3.4.1. Condiciones de Dirichlet (Condición de primera clase)

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

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (3.12)$$

Con:

$$a_P = 1$$

$$a_E = a_W = a_N = a_S = 0$$

$$b = \phi_{frontera}$$

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

$$\phi_P = \phi_{frontera} \quad (3.13)$$

### 3.4.2. Condiciones de Neuman (Condición de segunda clase)

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

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = A$$

Esto indica que  $\frac{\phi_P - \phi_W}{\delta_n} = A$

Como un ejemplo simple, sea el caso de la frontera “Este” de un dominio, el valor de la variable no es conocido, pero sí la variación de ésta en la zona. Esta variación está relacionada con el nodo más cercano en la dirección de variación.

La ecuación anterior toma la forma:

$$a_P \phi_P = a_W \phi_W + A \cdot \delta x \quad (3.14)$$

Donde:

$$a_N = a_S = a_E = 0$$

$$a_P = a_W = 1$$

$$b = A \cdot \delta x$$

Un caso particular de este tipo de conducción es cuando el valor de la derivada es nulo, en cuyo caso el termino b sería igual a cero. Cuando la variación de la variable tiene un valor establecido se dice que es una condición de tercera clase y cuando es nulo se dice que es una condición de segunda clase.

### 3.4.3. Condiciones de Robín (Condición de tercera clase)

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

$$a \cdot \frac{\partial \phi_{frontera}}{\partial n} + b \cdot \phi_{frontera} = A \quad (3.15)$$

Donde a y b son constantes diferentes de cero, la interpretación de la ecuación anterior resulta ser el caso de una frontera convectiva. Así los valores de las constantes serán  $a = \lambda$  la conductividad térmica,  $b = h$  que es el coeficiente convectivo de transferencia de calor y  $A = h\varphi_{medio}$ . De manera tal que:

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

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

$$\lambda = \frac{\varphi_P - \varphi_W}{\delta x_W} = h(\varphi_{medio} - \varphi_P) \quad (3.16)$$

Al reescribir esta expresión se tiene:

$$\left(\frac{\delta x_W}{\lambda} + h\right) \varphi_P = \left(\frac{\delta x_W}{\lambda}\right) \varphi_W + h\varphi_{medio} \quad (3.17)$$

Esta ecuación toma la forma de coeficientes agrupados:

$$\begin{aligned} a_P &= \frac{\delta x_W}{\lambda} + h \\ a_E &= a_N = a_S = 0 \\ a_W &= \frac{\delta x_W}{\lambda} \\ b &= h \cdot \varphi_{medio} \end{aligned}$$

### 3.5. Método de solución de ecuaciones algebraicas

La complejidad y el tamaño del sistema de ecuaciones algebraicas dependerán de las dimensiones del problema, el número de nodos de la malla. Hay dos técnicas de solución para las ecuaciones algebraicas: métodos directos que involucran realizar un cierto número de operaciones y los métodos indirectos o iterativos que resuelven el sistema mediante procedimientos iterativos que involucran la repetida aplicación de algoritmos sencillos hasta que se cumpla cierto criterio de convergencia.

Una vez discretizadas, las ecuaciones diferenciales parciales se produce un sistema de ecuaciones algebraicas cuya matriz de coeficientes agrupados es generalmente de forma tridiagonal, pentadiagonal, heptagonal para casos unidimensional, bidimensional y tridimensional respectivamente.

En este trabajo se utilizaron los métodos modificados del TDMA (Algoritmo de Thomas) y el MSIP (Modified Stronly Implicit Procedure), el cual es una modificación del SIP (Stronly Implicit Procedure) que se basa en un procedimiento iterativo que implica la solución directa y simultánea del conjunto de ecuaciones, modificando la matriz de ecuaciones original a través de una descomposición en [L] [U].

### 3.6. Criterio de convergencia

Al emplear los métodos iterativos para la solución de un sistema de ecuaciones, la solución tiende a converger y se aproxima a una solución real. La solución numérica después de ciertos números de iteraciones no cambia, ya no permite obtener una mejora en los resultados hacia la solución real, debido a los errores involucrados en las aproximaciones, es por esto que es necesario establecer un criterio de convergencia del proceso iterativo a partir del cual se considera la solución convergente.

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

$$R_{masico} = \frac{\max \left[ \frac{(\rho^0_p - \rho_p)}{\Delta t} \Delta x \Delta y + [(\rho u^*)_w - (\rho u^*)_e] \Delta y + [(\rho v^*)_s - (\rho v^*)_n] \Delta x \right]}{\sum_{V.C} \rho p \Delta x \Delta y / \Delta t} \leq \varepsilon_{masico} \quad (3.18)$$

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

$$R_\phi = \sqrt{\sum_{V.C} \left[ a_p \phi_p - \left( \sum_{vecinos} a_{vecinos} \phi_{vecinos} + b \right) \right]^2} \leq \varepsilon_\phi \quad (3.19)$$

Para el intercambio radiativo tenemos:

$$\left| \frac{\phi^{new} - \phi^{old}}{\phi^{new}} \right| \leq \varepsilon_\phi \quad (3.20)$$

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

### 3.7. Método de solución del intercambio radiativo en la cavidad

En el apartado 2.4.6 de la sección anterior se planteó el método de radiación neta, para el cual se hace un balance de energía en cada volumen de control, considerando los factores de forma (Método de cuerdas cruzadas). En forma resumida, el método consiste en realizar un balance de energía considerando la energía de salida (radiosidad) y de llegada (irradiación) a la pared bajo estudio. Entonces, para determinar los flujos de calor radiativo resultantes en las

paredes de la cavidad, es necesario resolver las ecuaciones de radiosidad.

Las ecuaciones fueron resueltas por el método de aproximaciones sucesivas, es un proceso iterativo que estima la distribución de radiosidad de las ecuaciones para obtener una nueva distribución, esta se sustituye de nueva cuenta en las ecuaciones integrales y se vuelve a calcular hasta que la diferencia entre las nuevas y las anteriores sean menores a un criterio de convergencia determinado.





# Capítulo 4

## RESULTADOS

En este capítulo se muestran los resultados del comportamiento térmico del sistema, se comparan tres sistemas: ventana de vidrio doble con película de control solar (C1), ventana de vidrio doble sin película de control solar (C2) y una ventana de vidrio simple (C3) tanto para clima cálido como para clima frío.

### 4.1. Parámetros de estudio

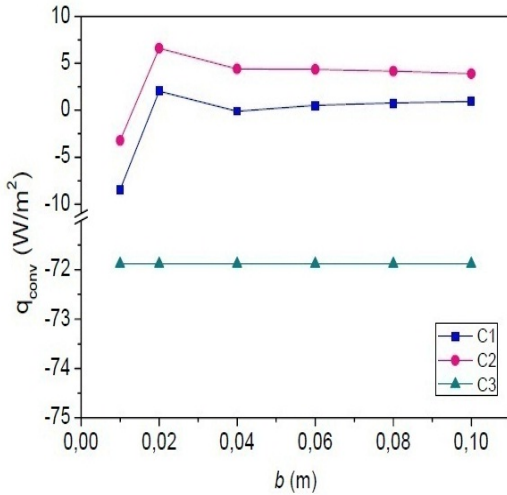
Dentro del sistema intervienen un número considerable de parámetros por lo que algunos se fijaran y otros serán variados, para reducir el número de casos bajo estudios los parámetros variables se eligieron para observar el comportamiento térmico del sistema bajo diferentes condiciones. La ventana que se estudia tiene una altura (H) de 80 cm y un ancho de cavidad (b) que varía de 1 a 10 cm, el espesor de cada vidrio es de 6 mm; la configuración para clima cálido tiene una temperatura exterior  $T_{ext}$  35 °C y para un medio interior se toma una temperatura interior de  $T_{int}$  de 15 °C y 30 °C, para clima frío se toma una temperatura en el exterior  $T_{ext}$  15 °C y la temperatura a un medio interior  $T_{int}$  20 °C y 35 °C; se considera un coeficiente de transferencia de calor convectivo al exterior  $h_{ext}$  de 6.8 W/m<sup>2</sup>K. Para una velocidad del aire en el exterior de 3 m/s (ASHRAE, 1977), al interior se considera un coeficiente convectivo  $h_{int}$  de 6.2 W/m<sup>2</sup> K, para una velocidad del aire de 2.5 m/s; se considera que incide una radiación solar G de 250 W/m<sup>2</sup> y 700W/m<sup>2</sup>. Las propiedades termofísicas y ópticas del sistema se consideran constantes.

### 4.2. Comportamiento térmico

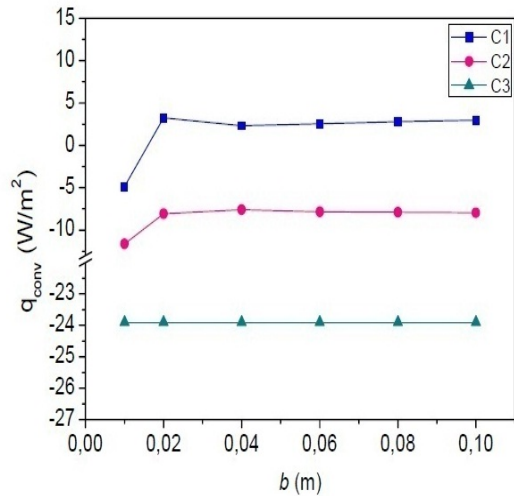
En esta sección se muestran los flujos convectivos y radiativos promedios, así como el flujo de calor transmitido directamente hacia un medio interior que se considera como una habitación, para observar adecuadamente el comportamiento térmico se comparara tres configuraciones: una es la ventana de vidrio doble con película de control solar (C1), ventana de vidrio doble sin película de control solar (C2) y una ventana de vidrio simple (C3), para determinar la configuración adecuada para clima cálido o frío.

### 4.2.1. Comparación de los flujos convectivos, radiativos y transmitidos para el clima cálido

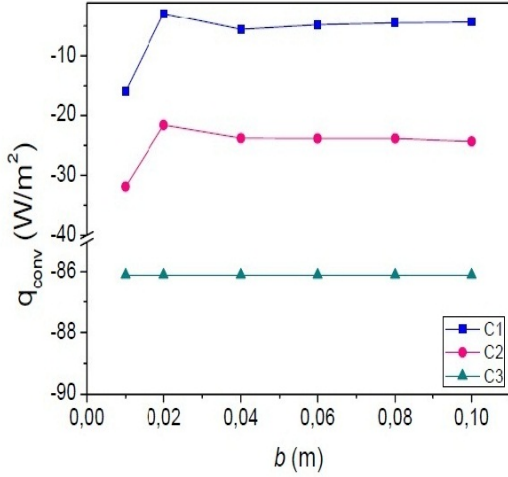
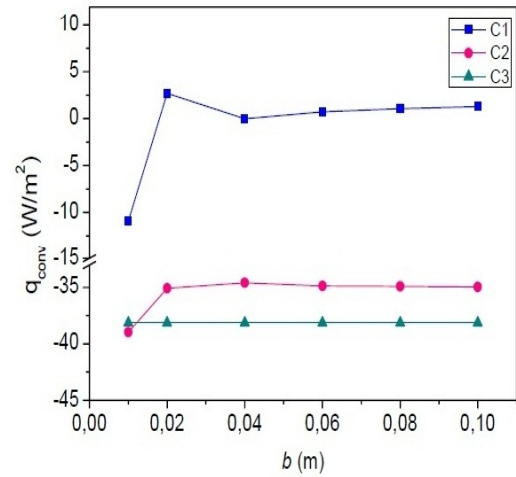
El comportamiento del flujo de calor convectivo  $q_{conv}$ , hacia un medio ambiente interior para clima cálido se observa en la Figura 4.1 (a), donde se muestra el comportamiento del flujo de calor convectivo para una  $T_{int}$  15°C y con una irradiación  $G=250$  W/m<sup>2</sup>, para C1 y C2 el flujo es negativo de  $b=1$  cm a  $b=2$  cm y a medida que se incrementa el espacio de la cavidad los valores de flujo convectivo  $q_{conv}$  se hacen positivos. El flujo de energía negativo se interpreta como un flujo de energía que esta entrando hacia el medio ambiente interior (hacia la izquierda) y cuando es positivo se considera que el flujo de energía se dirige hacia el medio ambiente exterior (hacia la derecha). Y para la configuración C3 se observan valores negativos, es decir, que siempre entra un flujo de calor convectivo al medio ambiente interior; asimismo la separación entre vidrios es importante, ya que al haber más espacio entre vidrios el fluido (aire) tiene más movimiento. En la Figura 4.1 (b) para la misma irradiación  $G=250$  W/m<sup>2</sup>, pero con una  $T_{int}$  30°C el comportamiento de las configuraciones C2 y C3 presentan solamente valores negativos, es decir, aumentarán el flujo de energía hacia un medio interior. Mientras que para C1 el flujo de energía se mantiene positivo a partir de  $b=2$  cm, lo cual representan que los flujos de energía se dirigen hacia el medio ambiente exterior.



(a)  $G=250$  W/m<sup>2</sup>,  $T_{int}=15^\circ$



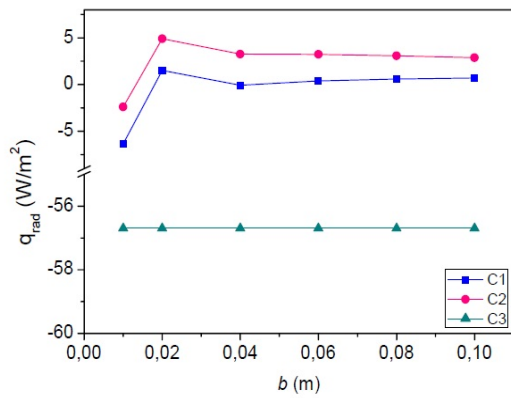
(b)  $G=250$  W/m<sup>2</sup>,  $T_{int}=30^\circ$

(c)  $G=700 \text{ W/m}^2$ ,  $T_{int}=15^\circ\text{C}$ (d)  $G=700 \text{ W/m}^2$ ,  $T_{int}=30^\circ\text{C}$ **Figura 4.1.** Flujo de calor convectivo para clima cálido.

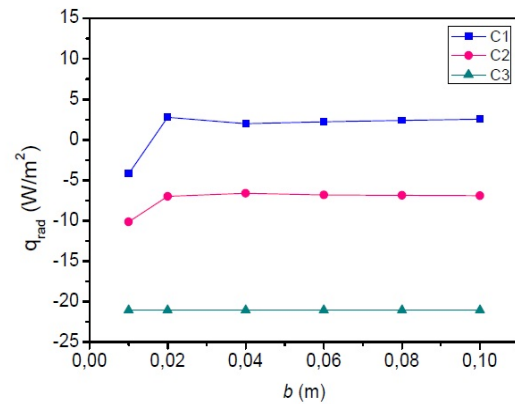
En la Figura 4.1 (c) se aprecia que para una  $T_{int}=15^\circ\text{C}$  e irradiación solar  $G=700 \text{ W/m}^2$  los flujos de calor convectivos son negativos. Para la misma irradiación  $G=700 \text{ W/m}^2$ , pero con una  $T_{int}=30^\circ\text{C}$ , se muestra el comportamiento de los flujos en la Figura 4.1 (d), las configuraciones C2 y C3 aumentaron el flujo de energía hacia un medio interior (flujos negativos), mientras que para C1 el flujo de energía se mantiene positivo a partir de  $b=2 \text{ cm}$ .

También se observa que a partir de  $b=4 \text{ cm}$  el flujo de energía no varía significativamente, y de las configuraciones presentadas, la que muestra un menor flujo de calor convectivo hacia un medio interior es la configuración C1.

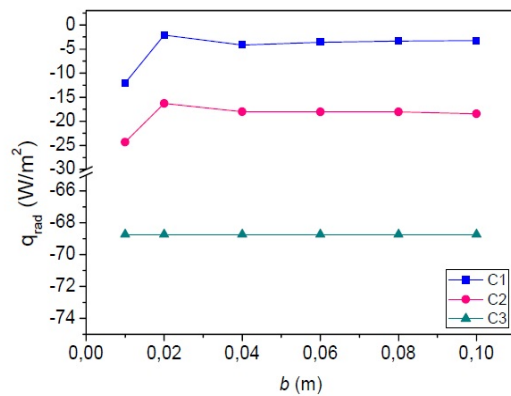
En las siguientes Figuras se presentan los flujos radiativos donde se varían  $T_{int}$  y  $G$  para  $T_{int}=15^\circ\text{C}$  y  $G=250 \text{ W/m}^2$ , se observa en la Figura 4.2 (a), que la configuración C1 y C2 se comportan de manera similar presentando un pico en  $b=2 \text{ cm}$ , y posteriormente se comporta casi constantes. Para la configuración C3 el flujo de calor radiativo es negativo, por lo que se considera que la energía entra a un medio interior. En cuanto se cambia la  $T_{int}$  a  $30^\circ\text{C}$  (Figura 4.2 (b)), se observa que la configuración C1 tiene un comportamiento similar al descrito en la Figura 4.2 (a). Sin embargo, bajo estas condiciones el caso C2 muestra flujo negativo al igual que el caso C3, es decir, estas configuraciones aumentan el flujo de energía hacia un medio interior.



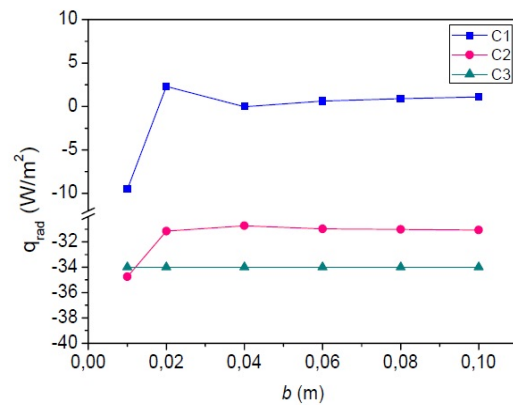
(a) G=250 W/m<sup>2</sup>, T<sub>int</sub>=15°C



(b) G=250 W/m<sup>2</sup>, T<sub>int</sub>=30°C



(c) G=700 W/m<sup>2</sup>, T<sub>int</sub>=15°C



(d) G=700 W/m<sup>2</sup>, T<sub>int</sub>=30°C

**Figura 4.2.** Flujo de calor radiativo para clima cálido.

En la Figura 4.2 (c) con  $T_{int}=15^{\circ}\text{C}$  y con una irradiación solar  $G=700\text{ W/m}^2$  los flujos radiativos se tienen hacia un medio interior para todas las configuraciones, lo cual se observa en la escala negativa de la figura. Para la misma irradiación, pero con una  $T_{int}=30^{\circ}\text{C}$ , en la Figura 4.2 (d) se observa que los flujos de calor radiativos para C2 y C3 son negativos, para C1 a partir de  $b=2\text{cm}$  se observan solo valores positivos, lo cual indica que el flujo de calor se tiene hacia afuera de la habitación.

Los flujos de energía transmitida directamente a un medio interior evaluado para una irradiación  $G=250\text{ W/m}^2$  con  $T_{int}=15^{\circ}\text{C}$  y  $T_{int}=30^{\circ}\text{C}$  para la configuración C1 presenta valores entre  $-35\text{ W/m}^2$  y  $-40\text{ W/m}^2$  y la que presenta menor flujo de energía hacia un medio interior. La que mayor energía transmitida se tiene en la configuración C3 con un valor máximo de  $-180$

$W/m^2$ . Para una irradiación  $G=700 W/m^2$  se observó un aumento en los valores de los flujos transmitidos directamente a un medio interior; es decir, el flujo de energía transmitida directamente es proporcional a la irradiación solar. La configuración C1 presenta el menor flujo de energía transmitida debido a que la película de control solar utilizada absorbe gran parte de energía incidente. Mientras que para C3 tiene mayor flujo transmitido con valor de  $-550 W/m^2$ ; el flujo de energía transmitido directamente  $q_{\tau}$  solo depende de la transmisividad y no de la temperatura.

A continuación se presenta el flujo de calor total transmitido hacia el medio ambiente interior, el cual es la suma del flujo convectivo, radiativo y el flujo transmitido directamente a través del vidrio. En la Tabla 4.1 se muestran los resultados obtenidos para una irradiación  $G=250 W/m^2$ , se observa que los valores menores de flujo de calor se tienen para la configuración C1, mientras que la configuración C3 presenta flujos mayores. Además se observa que a medida que incrementa el espacio de la cavidad los valores del flujo de calor disminuyen; asimismo que disminuyen de acuerdo al aumento de la temperatura al interior de la habitación, esto se debe a que la diferencia de temperatura entre las fronteras disminuyó.

**Tabla 4.1.** Flujo de calor total transmitido a la habitación para clima cálido,  $G=250 W/m^2$ .

		$q_{total}$					
		$T_{int}=15^{\circ}C$			$T_{int}=30^{\circ}C$		
HX		C1	C2	C3	C1	C2	C3
0.01		-53.61	-171.03	-323.61	-47.85	-187.19	-240.01
0.02		-35.29	-153.89	-323.61	-32.81	-180.45	-240.01
0.04		-38.98	-157.74	-323.61	-34.52	-179.61	-240.01
0.06		-37.93	-157.80	-323.61	-34.04	-180.07	-240.01
0.08		-37.46	-158.18	-323.61	-33.62	-180.16	-240.01
0.1		-37.16	-158.65	-323.61	-33.32	-180.26	-240.01

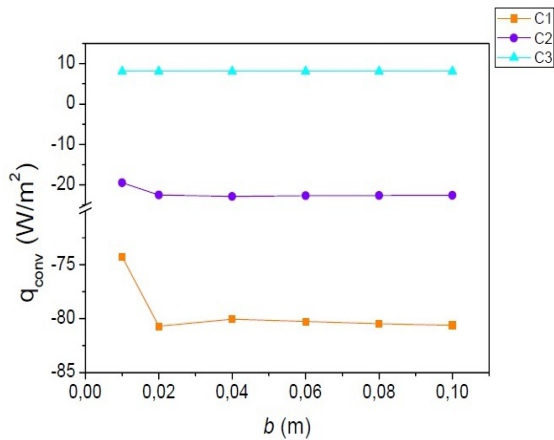
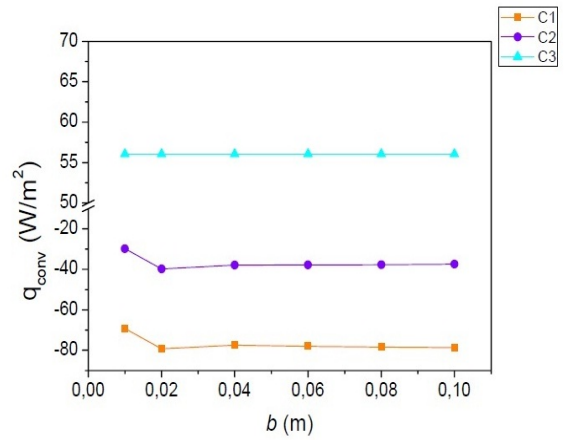
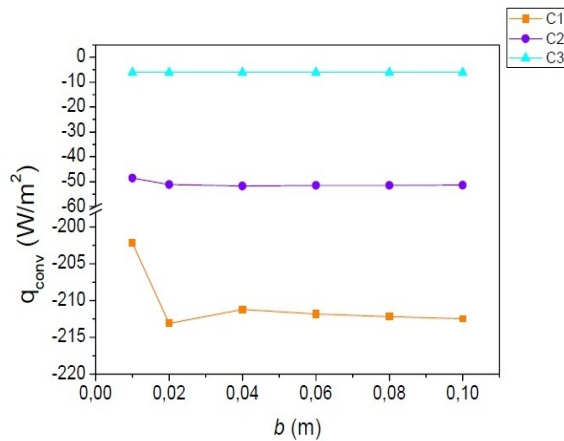
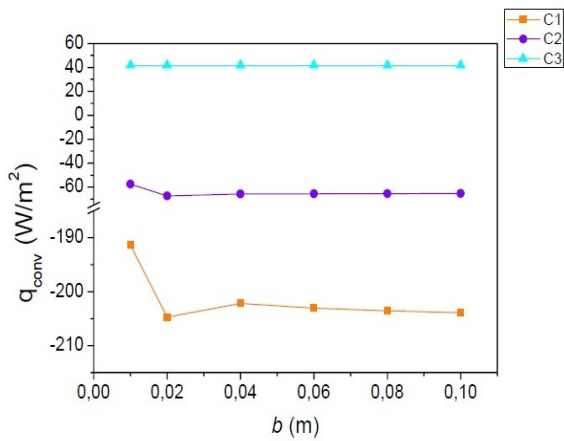
Al igual que en la tabla anterior, en la Tabla 4.2 se presenta el flujo de calor total transmitido y se observa que al aumentar la irradiación solar aumenta el flujo de calor total. También en este caso la configuración C1 es la que cuenta con el menor flujo de calor hacia el interior y C3 presenta flujos de calor más elevados. Lo cual indica que el comportamiento de las configuraciones es similar en cualquier caso de irradiación solar.

**Tabla 4.2.** Flujo de calor total transmitido a la habitación para clima cálido,  $G=700 \text{ W/m}^2$ .

HX	$Q_{total}$					
	$T_{int}=15 \text{ }^\circ\text{C}$			$T_{int}=30 \text{ }^\circ\text{C W/m}^2$		
	C1	C2	C3	C1	C2	C3
0.01	-136.65	-519.31	-700.95	-129.13	-536.82	-618.23
0.02	-113.59	-500.98	-700.95	-103.69	-529.31	-618.23
0.04	-118.41	-504.92	-700.95	-108.71	-528.40	-618.23
0.06	-117.01	-505.03	-700.95	-107.34	-528.91	-618.23
0.08	-116.46	-505.03	-700.95	-106.71	-529.02	-618.23
0.1	-116..22	-505.92	-700.95	-106.30	-529.13	-618.23

#### 4.2.2. Comparación de los flujos convectivos, radiativos y transmitidos para el clima frío

A continuación se observan los flujos convectivos para una irradiación solar  $G=250 \text{ W/m}^2$  y  $G=700 \text{ W/m}^2$ . Para una temperatura interior  $T_{int} 20 \text{ }^\circ\text{C}$  y  $T_{int}=35 \text{ }^\circ\text{C}$ , los cuales se muestran para tres configuraciones: ventana de vidrio doble con película de control solar (C1), ventana de vidrio doble sin película de control solar (C2) y una ventana de vidrio simple (C3). En la Figura 4.3 (a) y (b) se muestra el comportamiento del flujo de calor convectivo, para la configuración C3 tiene un menor flujo de energía hacia un medio interior, para C2 aumenta el flujo de energía en  $b=1 \text{ cm}$  a  $b=2 \text{ cm}$  a medida que se incrementa la cavidad los valores del flujo convectivo  $q_{conv}$  se hacen constantes, para la configuración C1 se observa que tiene mayor flujo de energía al interior. Para la Figura 4.3 (c) y (d) los flujos de calor convectivo con irradiación solar  $G=700 \text{ W/m}^2$  para temperaturas interiores  $T_{int}=20 \text{ }^\circ\text{C}$  y  $T_{int}=35 \text{ }^\circ\text{C}$  las configuraciones tienen un comportamiento similar al caso anterior.

(a)  $G=250 \text{ W/m}^2, T_{int}=20^\circ\text{C}$ (b)  $G=250 \text{ W/m}^2, T_{int}=35^\circ\text{C}$ (c)  $G=700 \text{ W/m}^2, T_{int}=20^\circ\text{C}$ (d)  $G=700 \text{ W/m}^2, T_{int}=35^\circ\text{C}$ **Figura 4.3.** Flujo de calor convectivo para clima frío.

En las siguientes figuras se presentan los flujos radiativos, para  $T_{int}=20^\circ\text{C}$  y  $G=250 \text{ W/m}^2$  se observa en la (Figura 4.4 (a)) que para la configuración C3 el flujo de calor es positivo, es decir, este se dirige hacia un medio exterior, mientras que para C2 y C1 se observa una ganancia de energía hacia un medio interior. La configuración C1 es la que tiene mayor ganancia de energía en comparación con C2 y C3. Para la Figura 4.4 (b) se tiene una  $T_{int}=35^\circ\text{C}$  y el comportamiento es similar al presentado para una  $T_{int}=20^\circ\text{C}$ , se observa que al aumentar la temperatura la configuración C1 tiene una mayor ganancia de energía en comparación con las demás; mientras que para C3 tiene valores positivos, por lo que se considera que la energía es desechada hacia un medio exterior. De la Figuras 4.4 (c) y (d) con  $G=700 \text{ W/m}^2$  para  $T_{int}=20^\circ\text{C}$  y  $T_{int}=35^\circ\text{C}$  los valores del flujo radiativo aumentan, la configuración C1 aporta mayor flujo de energía al interior de la habitación, mientras que la configuración C3 desecha energía hacia un medio

interior cuando la cavidad incrementa.

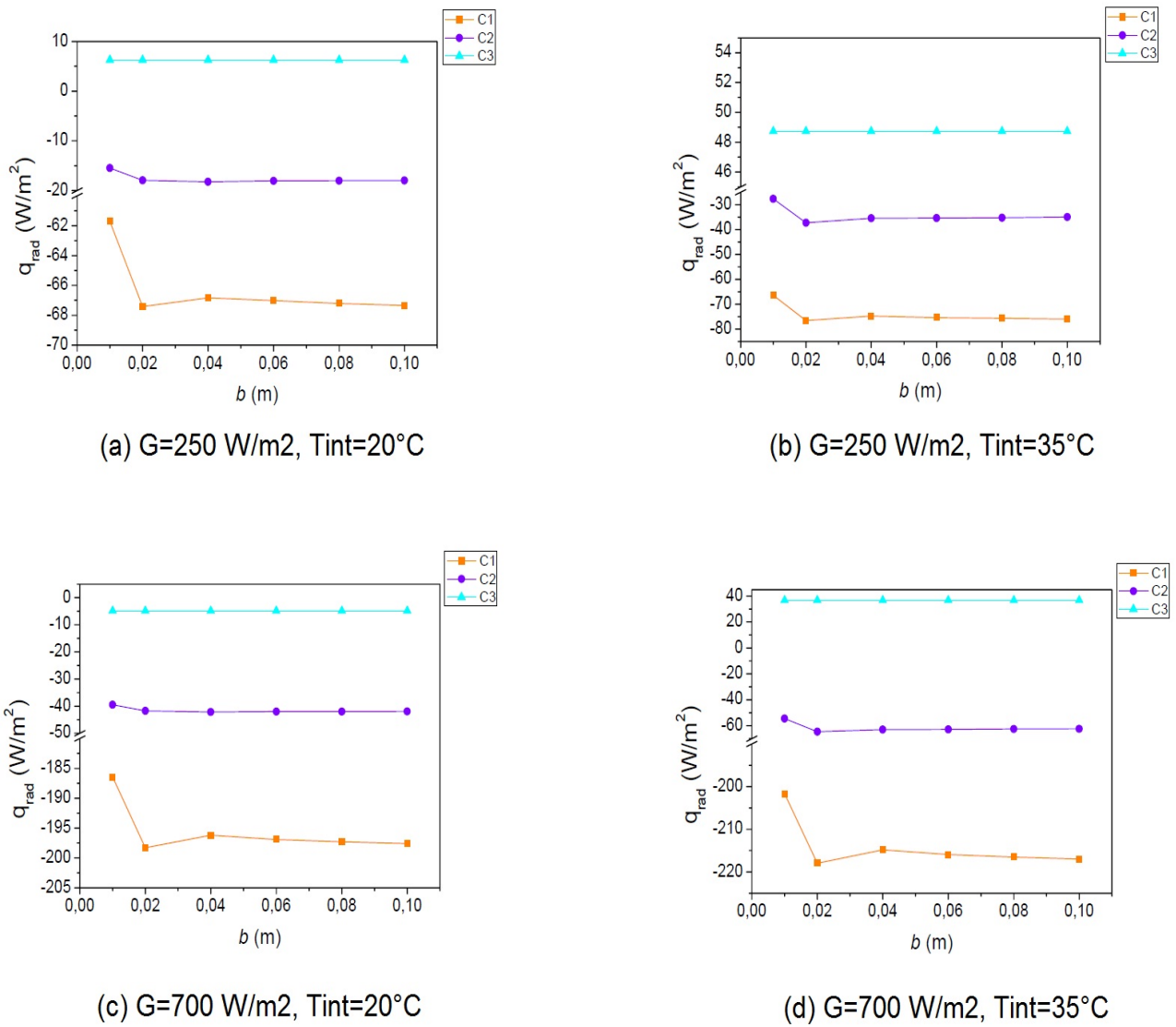


Figura 4.4. Flujo de calor radiativo para clima frío.

Los flujos de energía transmitida directamente hacia un medio interior evaluado para una irradiación  $G=250$  W/m<sup>2</sup> con  $T_{int}=20^{\circ}\text{C}$  y  $T_{int}=35^{\circ}\text{C}$ ; la configuración C1 es la que tiene menor flujo de energía hacia un medio interior con valores de  $q_{rad}$  -35 W/m<sup>2</sup> y -40 W/m<sup>2</sup>, y la mayor energía transmitida se tiene en la configuración C3 con valor  $q_{rad}=-180$  W/m<sup>2</sup>. Para una irradiación de  $G=700$  W/m<sup>2</sup> con  $T_{int}=15^{\circ}\text{C}$  y  $T_{int}=30^{\circ}\text{C}$ , se observó un aumento en los valores de los flujos transmitidos a un medio interior, con valores de  $q_{rad}=-105$  W/m<sup>2</sup> y -110 W/m<sup>2</sup> para la configuración C1, debido a que la película de control solar utilizada absorbe gran parte de energía incidente, ésta presenta menores valores. La configuración C3 tiene mayor flujo transmitido con valor de  $q_{rad}=-550$  W/m<sup>2</sup>; el flujo de energía transmitido directamente  $q_{\tau}$  sólo



depende de la transmisividad del material y no de la temperatura.

A continuación se presenta el flujo de calor total transmitido hacia el medio ambiente interior que para este caso se considera que es el flujo de calor total que logra ingresar a la habitación. En las Tablas 4.3 se muestran los resultados obtenidos para una irradiación  $G=250 \text{ W/m}^2$ , se observan que los valores mayores de flujo de calor se tiene para la configuración C2, mientras que para la configuración C3 se tiene menor flujos de calor hacia el interior de la habitación. En general se observa de que aumenta el flujo de calor total cuando se incrementa la cavidad y la tempertatura interior.

**Tabla 4.3.** Flujo de calor total transmitido a la habitación para clima frío,  $G=250 \text{ W/m}^2$ .

HX	$Q_{total}$					
	$T_{int}=20^\circ\text{C}$			$T_{int}=35^\circ\text{C W/m}^2$		
	C1	C2	C3	C1	C2	C3
0.01	-174.81	-200.38	-180.67	-174.52	-222.90	-90.23
0.02	-186.94	-205.85	-180.67	-194.65	-242.46	-90.23
0.04	-185.70	-206.48	-180.67	-191.06	-238.81	-90.23
0.06	-186.10	-206.12	-180.67	-192.25	-238.63	-90.23
0.08	-186.49	-206.06	-180.67	-192.92	-238.27	-90.23
0.1	-186.78	-205.99	-180.67	-193.43	-237.81	-90.23

De los datos de la Tabla 4.4 se observa que al aumentar la irradiación solar aumenta el flujo de calor total, asimismo la configuración C2 cuenta con el mayor flujo de calor hacia el interior y C3 flujos de calor menores.

**Tabla 4.4.** Flujo de calor total transmitido a la habitación para clima frío  $G=700 \text{ W/m}^2$ .

HX	$Q_{total}$					
	$T_{int}=15^\circ\text{C}$			$T_{int}=30^\circ\text{C W/m}^2$		
	C1	C2	C3	C1	C2	C3
0.01	-136.65	-519.31	-700.95	-129.13	-536.82	-618.23
0.02	-113.59	-500.98	-700.95	-103.69	-529.31	-618.23
0.04	-118.41	-504.92	-700.95	-108.71	-528.40	-618.23
0.06	-117.01	-505.03	-700.95	-107.34	-528.91	-618.23
0.08	-116.46	-505.03	-700.95	-106.71	-529.02	-618.23
0.1	-116..22	-505.92	-700.95	-106.30	-529.13	-618.23

### 4.3. Eficiencia térmica

Con base en los resultados obtenidos en la sección anterior las configuraciones que se representan en este apartado son C1 y C2, se muestra la eficiencia térmica ( $\eta$ ) para cada configuración, para condiciones de clima cálido y frío. En la Figura 4.5 se observa la eficiencia térmica para C1 bajo condiciones de clima cálido aumenta conforme aumenta la temperatura y el espacio de la cavidad, para ambos casos de irradiación. La Figura 4.6 presenta el comportamiento de la eficiencia de C2 y se observa que para ambas irradiaciones el sistema muestra alta eficiencia a temperaturas bajas ( $T_{int}=15^\circ\text{C}$ ) aún cuando aumenta el espacio de la cavidad; para mayor temperatura al interior ( $T_{int}=30^\circ\text{C}$ ) la eficiencia disminuye. Para ambos casos la variación en la curva es mínima.

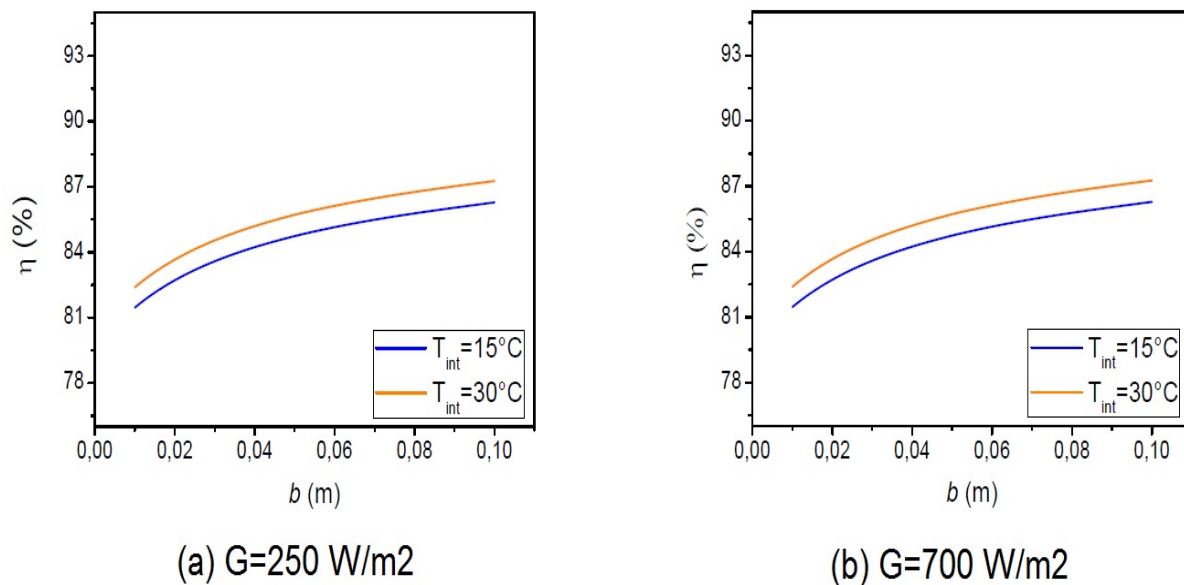
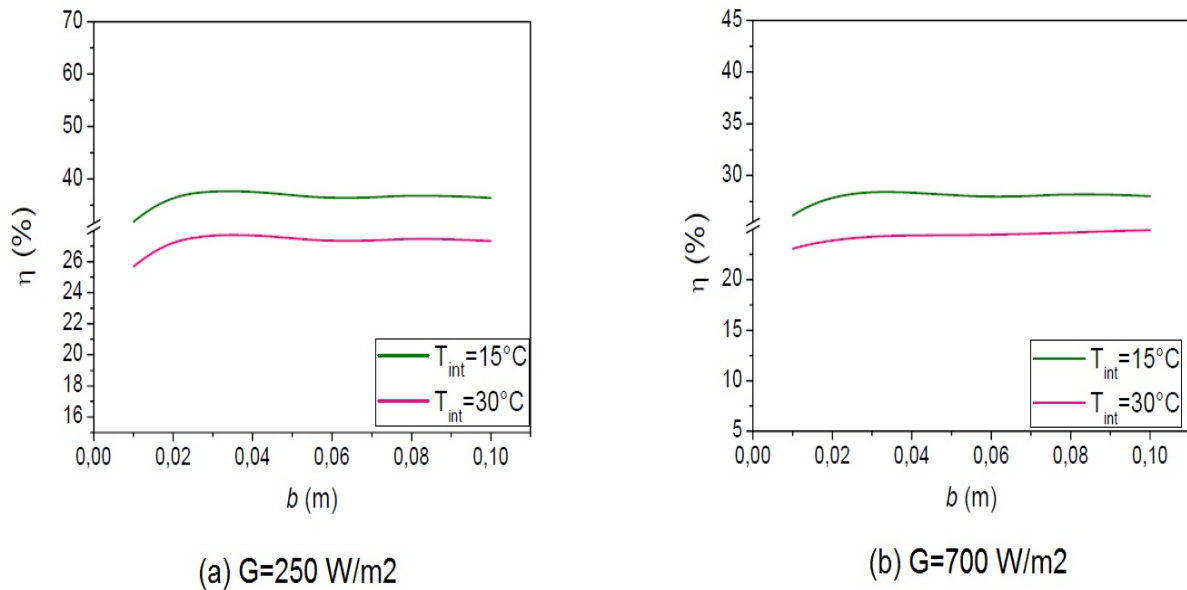
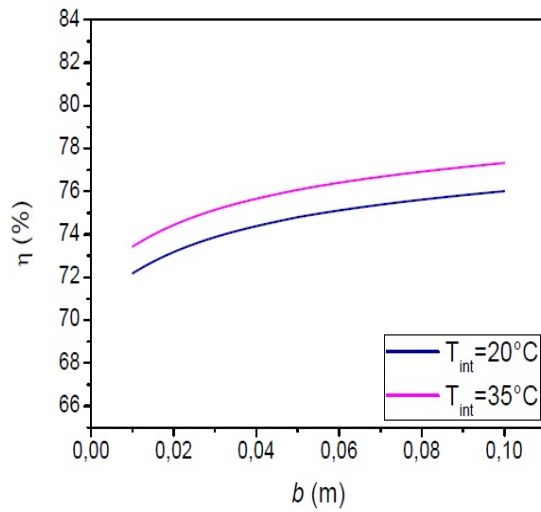


Figura 4.5. Eficiencia térmica para  $C_1$ , clima cálido.

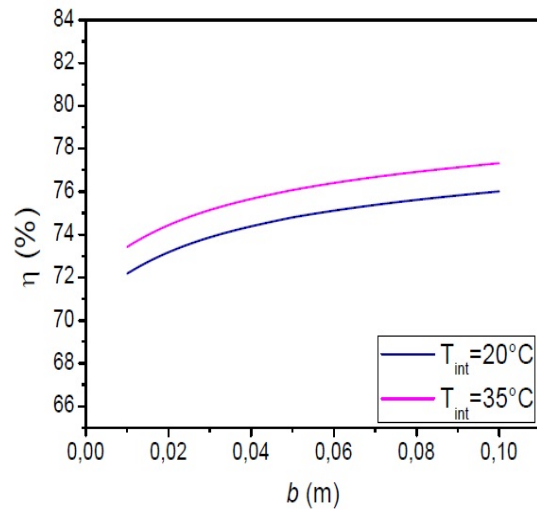


**Figura 4.6.** Eficiencia térmica para  $C_2$ , clima cálido.

La configuración para clima frío se presenta para una irradiación solar  $G = 250 \text{ W/m}^2$  y  $G = 700 \text{ W/m}^2$  a una temperatura interior  $T_{int} = 20^\circ\text{C}$  y  $T_{int} = 35^\circ\text{C}$ , la Figura 4.7 muestra el comportamiento de la eficiencia térmica en la configuración C1 para ambas irradiaciones, se observa que conforme aumenta el espacio en la cavidad incrementa la eficiencia. En la Figura 4.8 se presenta la eficiencia térmica para la configuración C2 y se observa que tiene el mismo comportamiento que el caso C1, sin embargo para una  $T_{int} = 35^\circ\text{C}$  y una irradiación solar  $G = 250 \text{ W/m}^2$  cuenta con valores hasta 20 % mayores.

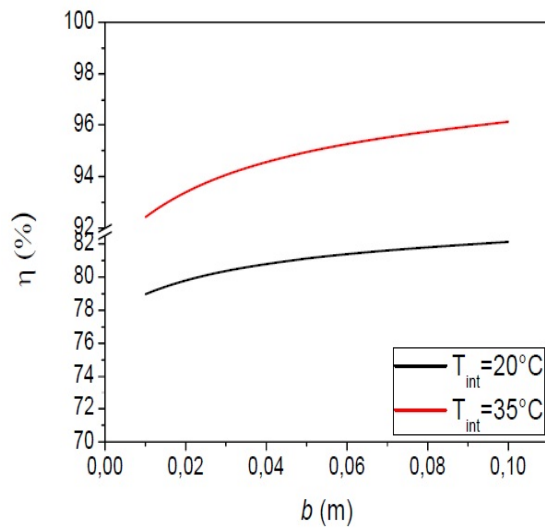


(a)  $G=250 \text{ W/m}^2$

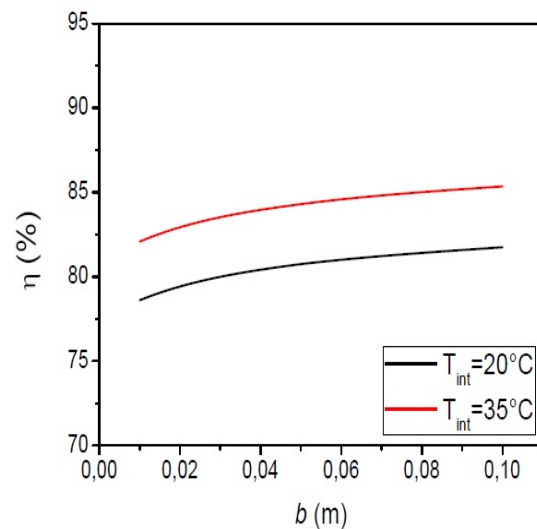


(b)  $G=700 \text{ W/m}^2$

Figura 4.7. Eficiencia térmica para  $C_1$ , clima frío.



(a)  $G=250 \text{ W/m}^2$



(b)  $G=700 \text{ W/m}^2$

Figura 4.8. Eficiencia térmica para  $C_2$ , clima frío.

# Capítulo 5

## CONCLUSIONES

En este capítulo se presentan las conclusiones obtenidos a partir de los resultados obtenidos, se hace un analisis que se observaron en el capítulo anterior. En este trabajo se presenta el estudio de transferencia de calor conjugada (convección, radiación y conducción), en una ventana de vidrio doble y una ventana de vidrio doble con película de control solar de SnS-Cu<sub>x</sub>S para configuración de clima cálido y frío, en el analisis térmico se agregaron los resultados obtenidos para una ventana de vidrio simple para tomar de estas una referencia.

Al observar el flujo de calor total transmitido hacia un medio interior para clima cálido, el comportamiento térmico de la configuración C1 es mejor para estas condiciones ya que presenta menor cantidad de energía transmitida, además se observó que el flujo de energía total transmitido disminuye en cuanto se incrementa la cavidad. Bajo condiciones de clima frío la configuración C2 presenta un mejor desempeño , es la que presenta mayor flujo de calor hacia el interior, en donde el incremento de los flujos de calor son proporcionales al aumento del espacio de la cavidad.

A partir del análisis de la eficiencia térmica ( $\eta$ ) se observó que para clima cálido la ventana de vidrio doble con película de control solar (C1) es la mas eficiente, lo cual se atribuye a la presencia de la película de control solar; es decir, la baja transmitancia de la película utilizada garantiza la reducción en la energía transmitida de forma directa, y por ende, la cantidad total de energía transmitida a través del sistema. Para clima frío, la configuración de ventana de vidrio doble sin película de control solar (C2) presenta mayor eficiencia, aún comparada con la configuración con película de control solar; lo anterior se debe a que para este tipo de clima se requiere la mayor ganancia de flujo de calor hacia el medio ambiente interior, y la presencia de la película no favorece el incremento de la energía total transmitida.



# Bibliografía

Álvarez G y Estrada C. A., “Transient Heat Conduction in a Glass with Chemically Deposited SnS-CuxS Solar Control Coating”, *Renewable Energy*, Vol. 6, Págs. 1023- 1027, 1995.

ASHRAE, “Handbook of Fundamentals”, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, New York, 1977.

ASHRAE, “Handbook of Fundamentals”, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, New York, 2005.

Estrada C. A, Alvarez-Garcia G. and Nair P. K., “Thermal performance of an architectural window with chemically deposited SnS-CuxS solar control coating”, *Renewable Energy*, Vol. 3, Págs. 683-690, 1993.

Jaime Servantes de Gortari, *Fundamentos de transferencia de calor*, Ediciones científicas 1999.

Nair M.T. S and Nair P. K., “SnS-CuxS thin-film combination: a desirable solar control coating for architectural and automobile glazings”, *Appl . Phys.*, Vol. 24, págs. 450-453, 1991.

Noh-Pat F., Xamán J., Álvarez G., Chávez Y., Arce J., *Thermal Analysis for a Double Glazing Unit With and Without a Solar Control Film (SnS-CuxS) for Using in Hot Climates*, Energy and Building, 2011.

Ozisik N., “Finite Difference Method in Heat Transfer”, CRC Press, Inc, 1994.

Patankar S., “A Numerical Method for Conduction in Composite Materials, Flow in Irregular Geometries and Conjugate Heat Transfer”, *Proc. 6th Int. Heat Transfer Conf.*, Toronto Can., Vol. 3., Págs. 297-302, 1978.

Patankar S.V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing, Washington, 1980.