

La investigación reportada en esta tesis es parte de los programas de investigación del CICESE (Centro de Investigación Científica y de Educación Superior de Ensenada, B.C.).

La investigación fue financiada por el CONACYT (Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología).

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México). El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos Autor.

CICESE © 2022, Todos los Derechos Reservados, CICESE

Centro de Investigación Científica y de Educación Superior de Ensenada, Baja California



Doctorado en Ciencias en Electrónica y Telecomunicaciones con orientación en Instrumentación y Control

Estudio de la transferencia de calor conjugada en una ventana de triple vidrio con un material de cambio de fase

Tesis

para cubrir parcialmente los requisitos necesarios para obtener el grado de
Doctor en Ciencias

Presenta:

Alan Alexander Rodriguez Ake

Ensenada, Baja California, México

2022

Tesis defendida por

Alan Alexander Rodriguez Ake

y aprobada por el siguiente Comité

Dra. Ivett Zavala Guillén
Directora de tesis

Dr. Daniel Saucedo Carvajal

Dr. Francisco Javier Carranza Chávez

Dr. Irving Osiris Hernández López

Dr. Iván Alejandro Hernández Pérez



Dra. María del Carmen Maya Sánchez
Coordinadora del Posgrado en Electrónica y Telecomunicaciones

Dr. Pedro Negrete Regagnon
Director de Estudios de Posgrado

Resumen de la tesis que presenta Alan Alexander Rodriguez Ake como requisito parcial para la obtención del grado de Doctor en Ciencias en Electrónica y Telecomunicaciones con orientación en Instrumentación y Control.

Estudio de la transferencia de calor conjugada en una ventana de triple vidrio con un material de cambio de fase

Resumen aprobado por:

Dra. Ivett Zavala Guillén
Directora de tesis

En esta investigación se presenta el análisis numérico de la transferencia de calor conjugada (conducción, convección e intercambio radiativo superficial) en una ventana de triple vidrio con un material de cambio de fase (PCM) en un clima cálido y un clima templado, los cuales corresponden a la ciudad de Mérida, Yucatán y la Ciudad de México, respectivamente. Se evaluaron dos configuraciones de ventana con PCM: TV1-PCM, compuesto por tres vidrios claros de 4 mm de espesor cada uno, un PCM de 5 mm de espesor ubicado sobre la superficie interna del vidrio exterior y dos cavidades con aire de 10 mm de espaciamiento cada una; y TV2-PCM, que es similar a TV1-PCM, pero con el PCM ubicado sobre la superficie del vidrio intermedio. El desempeño térmico de las ventanas con PCM fue comparado con el de dos configuraciones de referencia, ventana de triple vidrio (TV) y un vidrio convencional (VC), usando las condiciones del día más cálido y el día más frío de las distintas estaciones del año. Adicionalmente, se evaluó la configuración TV2-PCM con un espesor de PCM de 10 mm para el clima cálido, a la cual se le denominó TV3-PCM. Se usó el método de volumen finito para resolver las ecuaciones de conservación de masa, momentum y energía. Asimismo, se usó el método de radiosidad-irradiancia para resolver el intercambio radiativo superficial. Además, se utilizó el método de calor específico efectivo para modelar la conducción de calor del PCM. La evaluación térmica se llevó a cabo en términos del flujo de calor al interior por unidad de área, la temperatura de la superficie interior, el tiempo de retraso y el factor de decremento; también, se determinó el consumo eléctrico y las emisiones de CO₂ provocadas por la energía ganada a través del sistema. Los resultados mostraron que, la configuración TV3-PCM disminuye los flujos de calor y la temperatura de la superficie al interior de manera considerable con respecto a las demás configuraciones de ventana bajo condiciones de clima cálido. Asimismo, ésta configuración redujo el consumo eléctrico y las emisiones de CO₂ hasta un 38 y 7.1 % con respecto a la configuración VC y TV. Por su parte, en un clima templado la configuración TV1-PCM redujo los flujos de calor total al interior aproximadamente entre un 50 y 60 % y un 25 y 30 % con respecto a los del VC y TV, respectivamente; no obstante, el tipo de PCM y el espesor estudiado no mejoró considerablemente el comportamiento térmico dinámico de las ventanas propuestas. También, se concluyó que las ventanas de múltiples vidrios con/sin PCM disminuyen la radiación solar directa hacia el interior hasta en un 60 % con respecto a la VC; además, éstas mejoran el comportamiento de la temperatura en la superficie interior. Finalmente, se recomienda el uso de ventanas de triple vidrio para viviendas ubicadas en los climas estudiados.

Palabras clave: ahorro de energía, clima cálido, clima templado

Abstract of the thesis presented by Alan Alexander Rodriguez Ake as a partial requirement to obtain the Doctor of Science degree in Electronics and Telecommunications with orientation in Instrumentation and Control.

Conjugate heat transfer study in a triple glass window with a phase change material

Abstract approved by:

Dra. Ivett Zavala Guillén
Thesis Director

This research presents the numerical analysis of the conjugate heat transfer (conduction, convection, and surface radiative exchange) in a triple glass window with a phase change material (PCM) under warm weather and temperate weather conditions, which correspond to the city of Merida, Yucatan, and Mexico City, respectively. Two window configurations with PCM were evaluated: TV1-PCM, which is formed by three clear glasses of 4 mm in thickness each, a PCM of 5 mm in thickness located on the inner surface of the outer glass, and two air-cavities of 10 mm in width each one; and TV2-PCM, which is similar to TV1-PCM, but with the PCM located on the middle glass surface. The thermal performance of the windows with PCM was compared against two reference configurations, a triple glass window (TV) and a conventional single glass window (VC), under weather conditions corresponding to the warmest day and the coldest day of the different seasons. Besides, the TV2-PCM with a PCM of 10 mm in thickness was also evaluated for the warm weather, which was named TV3-PCM. The mass, momentum, and energy conservation equations were solved using the finite volume method, while the surface radiative exchange was solved using the radiosity-irradiance method. Moreover, the effective specific heat method was used to model the heat conduction of the PCM. The thermal evaluation was carried out in terms of the heat flux to the inside, the inner surface temperature, the time lag, and the decrement factor; also, it determined the electrical consumption and CO₂ emissions caused by the energy gain through the system. The results showed that the TV3-PCM configuration decreased the heat fluxes and the temperature from the surface to the interior considerably with respect to the other window configurations under warm weather conditions. Also, this configuration reduced the electrical consumption and CO₂ emissions by up to 38 % and 7.1 %, respectively, compared to the VC and TV configurations. On the other hand, in a temperate climate, the TV1-PCM configuration reduced the total heat fluxes to the inside by approximately 50-60 % and 25-30 % with respect to the VC and TV, respectively; however, the type of PCM and the thickness studied did not improve the dynamic thermal behavior of the proposed windows. Also, it was concluded that multiple pane windows with/without PCM decreased the direct solar radiation towards the interior by up to 60 % with respect to VC; furthermore, these improved the behavior of the inner surface temperature. Finally, the use of triple glass windows is recommended for buildings located in the weather conditions studied.

Keywords: energy saving, warm weather, mild weather

Dedicatoria

A mi madre por haberme formado con los mejores principios, por darme su apoyo incondicional y motivarme a seguir hasta lograr mis metas. Eres y serás siempre mi ejemplo a seguir. Te amo mamá.

A mi hermano Ángel y su esposa Rosa por apoyarme y darme la oportunidad de ser tío de mis dos hermosas sobrinas Camila y Guadalupe, así como del más travieso de la casa, Roberto.

Agradecimientos

Agradezco a Dios por haberme permitido vivir hasta este día, por darme la fuerza y el coraje para hacer este sueño realidad.

De manera muy especial a mi asesora: Dra. Ivett Zavala Guillén por su valiosa ayuda e incondicional apoyo para llevar a cabo el proyecto. Gracias por brindarme su amistad, apoyarme y confiar en mí. Por ayudarme a ser mejor cada día, tanto a nivel profesional como personal.

Al Dr. Jesús Perfecto Xamán Villaseñor por ser unas de las primeras personas que creyó y confió en mí. Por sus valiosas aportaciones al proyecto. Por el tiempo y dedicación incondicional invertidos para mi formación académica y profesional.

Al comité revisor de este proyecto por sus comentarios, críticas y sugerencias: Dr. Francisco Carranza, Dr. Daniel Saucedo, Dr. Irving Hernández y al Dr. Iván Hernández.

A mi novia Maribel Cahuich por el apoyo y cariño que me ha brindado.

A mis amigos y compañeros: Kleiverg Encino, Mario Castillo, Miguel Sidón, Monserrat Mejía, Patricia López y Rolando Castillo, por todos los grandes momentos compartidos y por el apoyo que me brindaron para culminar este proyecto. Son grandes seres humanos, cada uno con grandes virtudes. Mi familia de Ensenada.

A mis amigos y compañeros del Laboratorio de Energías Renovables que de una u otra manera me apoyaron en el desarrollo de este trabajo: Alex, Anela, Bety, Brianda, Daniela, Kalo y Victor. De igual forma, a Daniel Pérez y Yesenia Olazo que, a pesar del poco tiempo de convivencia, me han brindado su apoyo y amistad.

Al Centro de Investigación Científica y de Educación Superior de Ensenada, Baja California por darme la oportunidad de continuar con mi formación académica.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) por brindarme el apoyo económico para realizar mis estudios de doctorado.

Al Servicio Meteorológico Nacional (SMN) por brindarme los datos meteorológicos necesarios para culminar este proyecto de Tesis.

Tabla de contenido

	Página
Resumen en español	ii
Resumen en inglés	iii
Dedicatoria	iv
Agradecimientos	v
Lista de figuras	ix
Lista de tablas	xi
 Capítulo 1. Introducción	
1.1. Antecedentes	5
1.1.1. Ventanas con doble vidrio	5
1.1.2. Ventanas de triple vidrio	24
1.2. Justificación	32
1.3. Hipótesis	32
1.4. Objetivo general	33
1.4.1. Objetivos específicos	33
 Capítulo 2. Modelo físico y matemático	
2.1. Modelo físico	34
2.2. Modelo matemático	38
2.2.1. Modelo conductivo-radiativo para los paneles de vidrio	39
2.2.2. Modelo convectivo para el aire en la cavidades	41
2.2.3. Modelo Radiativo	42
2.2.4. Modelo conductivo-radiativo para el PCM	43
2.3. Tiempo de retraso y factor de decremento de la temperatura	44
 Capítulo 3. Metodología de solución numérica	
3.1. Método de Volumen Finito	46
3.1.1. Generación de la malla o dominio computacional	46
3.1.2. Discretización de la Ecuación General de Convección - Difusión	48
3.1.2.1. Esquemas numéricos	52
3.1.3. Algoritmo de acople SIMPLE	54
3.1.3.1. Mallas desplazadas	54
3.1.4. Algoritmo SIMPLEC	58
3.1.5. Algoritmo PISO	59
3.1.6. Método de calor efectivo	62
3.1.7. Tratamiento de las condiciones de frontera	63
3.1.8. Método de solución para las ecuaciones algebraicas	66
3.1.8.1. Criterio de convergencia	67
3.2. Metodología de solución para el intercambio radiativo superficial	68
3.3. Diagrama de flujo general para la ventana de triple vidrio con PCM.	70

Capítulo 4. Validación y verificación del código numérico

4.1.	Convección natural en una cavidad cuadrada calentada diferencialmente bajo un régimen de flujo laminar.	72
4.2.	Conducción y radiación a través de una pared semitransparente.	77
4.3.	Transferencia de calor por conducción y convección natural en una cavidad cuadrada con una pared opaca.	80
4.4.	Convección natural e intercambio radiativo superficial en el interior de una cavidad cuadrada con superficies opacas.	85
4.5.	Convección natural en una cavidad calentada diferencialmente en estado transitorio	88
4.6.	Transferencia de calor en una cavidad calentada diferencialmente con una pared de material de cambio de fase.	94
4.7.	Transferencia de calor a través de una pared de PCM	98
4.8.	Atenuación de la radiación solar a través de una capa de PCM	99
4.9.	Independencia de malla computacional	102

Capítulo 5. Resultados

5.1.	Estudio paramétrico de una ventana de triple vidrio	106
5.2.	Efecto del ancho de la cavidad de aire sobre el desempeño térmico de la ventana TV	106
5.3.	Análisis térmico de las ventanas de múltiples vidrios en Mérida, Yucatán	109
5.3.1.	Comportamiento térmico	109
5.3.2.	Evaluación térmica estacional	117
5.3.3.	Consumo eléctrico y emisiones de dióxido de carbono	120
5.4.	Análisis térmico de las ventanas de múltiples vidrios en la Ciudad de México	122
5.4.1.	Comportamiento térmico	122
5.4.2.	Evaluación térmica estacional	127
5.4.3.	Consumo eléctrico y emisiones de dióxido de carbono	130

Capítulo 6. Conclusiones y recomendaciones para trabajo futuro

6.1.	Conclusiones	133
6.2.	Recomendaciones para trabajo futuro	135

Literatura citada	136
------------------------------------	-----

Anexos	141
-------------------------	-----

Lista de figuras

Figura	Página
1. Consumo final de energía por sector SENER (2017)	2
2. clasificación de los sistemas de ventana	4
3. Modelo físico de la configuración TV1-PCM	35
4. Modelo físico de la configuración: (a) VC, (b) TV y (c) TV2-PCM	35
5. Almacenamiento de calor como calor latente para el cambio de fase sólido-líquido	37
6. Mecanismos de transferencia de calor involucrados en la configuración TV1-PCM.	38
7. Modelo físico del sistema: (a) malla discreta y (b) volumen de control	47
8. Representación de la malla: (a) Principal, (b) desplazada en dirección x y (c) desplazada en dirección y	55
9. Cavity arbitraria de N superficies	68
10. Factor de vista entre las superficies oeste y sur de una cavity	70
11. Diagrama de flujo general para la transferencia de calor conjugada en la ventana de triple vidrio con PCM	71
12. Modelo físico de la cavity cuadrada Adaptado de De Vahl Davis (1983).	73
13. Comportamiento de las componentes de velocidad (u,v), líneas de corriente (ψ) e isotermas (T)	75
14. Modelo físico de la pared semitransparente adaptado de Xamán 2004	78
15. Comportamiento de la temperatura a través de la pared semitransparente	79
16. Modelo físico de la cavity cuadrada con una pared opaca adapta de Misra y Sarkar (1997)	81
17. Isolíneas de corriente para los distintos Ra con $H_p^*=0.2$ y $k^*=1.0$ en: a) Misra y Sarkar(1997) y b)Presente estudio	82
18. Isotermas para los distintos Ra con $H_p^*=0.2$ y $k^*=1.0$ en: a) Misra y Sarkar(1997) y b)presente estudio	83
19. Isotermas para los distintos valores de k^* con un Ra de 10^6 y $H_p^*= 0.2$ en a)Misra y Sarkar (1997) y b) presente estudio	84
20. Modelo físico de la cavity cuadrada con superficies grises difusas Adaptado de Akiyama y Chong (1997)	86
21. Comportamiento de las isotermas con un Ra de 10^6 y distintos valores de emisividad en a) Akiyama y Chong (1997) y b) Presente estudio	87
22. Modelo físico de la cavity cuadrada Adaptado de De Vahl Davis (1983).	89
23. Comparación de T^* y v^* en la altura media de la cavity a lo largo de la dirección x	92
24. Comparación del Nu_{prom} en la pared caliente a lo largo del tiempo para: (a) $Ra= 10^3$, (b) $Ra= 10^4$ y (c) $Ra= 10^5$	93

Figura	Página
25. Modelo físico de la cavidad cuadrada con un PCM Adaptado de Labihi et al. (2017).	95
26. Comportamiento evolutivo durante el proceso de solidificación de (a) Temperatura promedio del aire y PCM y (b) Fracción líquida promedio	97
27. Modelo físico del cilindro con una aleación fundida de metales.	98
28. Modelo físico del cilindro con una aleación fundida de metales.	99
29. Modelo físico del material de cambio de fase	100
30. Flujos de calor al interior con G de a) 0, b) 200, c) 400, d) 600 y e) 800 W/m ²	108
31. Comportamiento de q_{in} y $T_{s,int}$ en las configuraciones de múltiples vidrios con/sin PCM y la configuración de referencia durante el día más cálido en Mérida, Yucatán	111
32. Comportamiento de q_{in} y $T_{s,int}$ en las configuraciones de múltiples vidrios con/sin PCM y la configuración de referencia durante el día más frío en Mérida, Yucatán	113
33. Distribución de la energía en el sistema TV3-PCM en horarios de: (a)9:00, (b) 12:00 y (c)16:00 h	116
34. Comportamiento de q_{in} y $T_{s,int}$ en las configuraciones de múltiples vidrios con/sin PCM y la configuración de referencia durante el día más cálido en Ciudad de México	123
35. Comportamiento de los $q_{e,PCM}$ y $q_{o,PCM}$ en las configuraciones: (a)TV1-PCM y (b)TV2-PCM	125
36. Comportamiento de q_{in} y $T_{s,int}$ en las configuraciones de múltiples vidrios con/sin PCM y la configuración de referencia durante el día más frío en Ciudad de México	126
37. Condiciones climáticas para el día más cálido y más frío: (a)radiación solar, (b) temperatura ambiente y (c) velocidad del viento	143

Lista de tablas

Tabla	Página
1. Comparación de los resultados obtenidos en el presente estudio con los reportados por Vahl Davis (1983)	77
2. Flujos de calor que inciden en el sistema con una $G=750 \text{ W/m}^2$	80
3. Comparación del Nu_{prom} para los diferentes Ra con $H_P^*=0.2$ y distintos valores de conductividad térmica	85
4. Comparación del Nu_{Prom} obtenido en este trabajo y el reportado por Akiyama y Chong (1997) y Balaji (1994)	88
5. Comparación del Nu_{prom} obtenidos en el estado permanente con los datos reportados por Leal et al. (2000) y De Vahl Davis (1983)	94
6. Propiedades termofísicas del PCM1	100
7. Desviación estándar para q_{int} y $T_{s,int}$ del sistema de ventana TV en los distintos pasos de tiempo	103
8. Desviación estándar para q_{int} , q_{PCM} y $T_{s,int}$ del sistema de ventana TV1-PCM en los distintos pasos de tiempo	104
9. Desviación estándar para q_{int} , q_{PCM} y $T_{s,int}$ del sistema de ventana TV1-PCM para las distintas mallas numéricas	105
10. Propiedades ópticas y termofísicas del PCM	109
11. Flujo de calor total por unidad de área al interior de los sistemas VC, TV, TV1-PCM, TV2-PCM y TV3-PCM en las distintas estaciones del año para el día más cálido en Mérida, Yucatán	118
12. Flujo de calor total por unidad de área al interior de los sistemas VC, TV, TV1-PCM, TV2-PCM y TV3-PCM en las distintas estaciones del año para el día más frío en Mérida, Yucatán	118
13. Tiempo de retraso de la temperatura en las ventanas de múltiples vidrios con/sin PCM para las distintas estaciones del año en Mérida, Yucatán	119
14. Factor de decremento de temperatura en las ventanas de múltiples vidrios con/sin PCM para las distintas estaciones del año en Mérida, Yucatán.	120
15. Costo de consumo eléctrico de los sistemas VC, TV, TV1-PCM, TV2-PCM y TV3-PCM en las distintas estaciones del año en Mérida, Yucatán	121
16. Emisiones de CO_2 en los sistemas VC, TV, TV1-PCM, TV2-PCM y TV3-PCM en las distintas estaciones del año en Mérida, Yucatán	122
17. Flujo de calor total por unidad de área al interior de los sistemas VC, TV, TV1-PCM y TV2-PCM para el día más cálido de las distintas estaciones del año en Ciudad de México	128
18. Flujo de calor total por unidad de área al interior de los sistemas VC, TV, TV1-PCM y TV2-PCM para el día más frío de las distintas estaciones del año en México	128

Tabla		Página
19.	Tiempo de retraso de la temperatura en las ventanas de múltiples vidrios con/sin PCM para las distintas estaciones del año en Ciudad de México	129
20.	Factor de decremento de la temperatura en las ventanas de múltiples vidrios con/sin PCM para las distintas estaciones del año en Ciudad de México	130
21.	Costo de consumo eléctrico de los sistemas VC, TV, TV1-PCM y TV2-PCM en las distintas estaciones del año en Ciudad de México	131
22.	Emisiones de CO ₂ en los sistemas VC, TV, TV1-PCM y TV2-PCM en las distintas estaciones del año en Ciudad de México	131
23.	Comparación de PCM's orgánicos, inorgánicos y eutécticos	141
24.	Propiedades ópticas y termofísicas de los materiales de cambio de fase	142

Capítulo 1. Introducción

La energía eléctrica es un insumo primario para la realización de las actividades productivas, de transformación y de servicios en un país, las cuales son esenciales para que la humanidad se desarrolle y prospere. El suministro eficiente de energía eléctrica a un costo accesible promueve la competitividad y la capacidad de las empresas e industrias para colocar más y mejores productos y servicios en el mercado, teniendo un impacto directo en el crecimiento económico. En las últimas décadas la demanda de energía eléctrica ha ido en aumento a nivel mundial debido al crecimiento de la población y a la necesidad de satisfacer su estilo de vida. La Agencia Internacional de Energía (IEA, por sus siglas en inglés) reportó que en los años de 1973 y 2019 la generación de energía eléctrica fue de 6,136 y 26,936 TWh, respectivamente, habiendo un incremento de aproximadamente 4.5 veces (IEA, 2021).

La generación de la energía eléctrica proviene del uso de tecnologías convencionales (petróleo, carbón, gas natural, entre otros) y de tecnologías limpias (eólica, hidráulica, solar, entre otras), las cuales tienen una participación del 74 y 26 %, respectivamente (IEA, 2021). Las tecnologías convencionales han sido una de las principales causas de contaminación del medio ambiente, debido a las grandes cantidades de dióxido de carbono que producen para la generación de electricidad; de tal manera, las emisiones globales de CO₂ del sector energético alcanzaron un máximo en el 2018. Por otra parte, la IEA señala que en el año 2019 el consumo final de energía eléctrica para el sector comercial y público, industrial y residencial fue de un 21.2, 41.9 y 26.6 %, respectivamente. Además, en los años de 1973 y 2019 hubo un incremento en el consumo final de energía eléctrica en el sector comercial y público y residencial del 6 y 3.5 %, respectivamente.

En México, tan sólo en el año 2015 se generaron aproximadamente 309,553 GWh de energía eléctrica, del cual el 79.7 % provino de tecnologías convencionales y el resto a través de tecnologías limpias (SENER, 2017); asimismo, la generación eléctrica proveniente de las tecnologías convencionales incrementó un 4.4 % en relación con el año 2014. El Sistema de Información Energética (SIE) señala que en México la energía eléctrica es la segunda fuente de energía de mayor consumo con una participación en el consumo energético nacional del 18 %, del cual el 30 % corresponde a los sectores residencial, comercial y público, tal como se muestra en la Figura 1. Por otra parte, la Comisión Nacional de Uso Eficiente de Energía (CONUEE) reportó que entre los años 2012 y 2016 el número de consumidores en el sector residencial aumentó un 12 % y, además, mostró que en zonas con clima cálido se consumió aproxima-

mente 2.2 veces más energía que en un clima templado (De Buen Rodríguez, 2017).

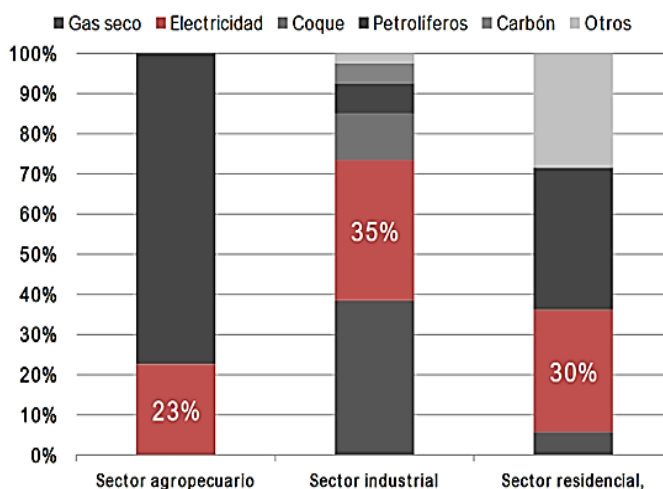


Figura 1. Consumo final de energía por sector SENER (2017)

También, se ha detectado que el aumento en el consumo de energía residencial en México se debe principalmente a un bajo uso de aislamiento térmico en las edificaciones. El 95 % de las viviendas no tienen un aislamiento térmico adecuado y el 85 % de estas viviendas están ubicadas en climas cálidos con valores altos de humedad, radiación solar incidente y temperatura (Rosas-Flores y Rosas-Flores, 2020). En consecuencia, estas edificaciones requieren acondicionar el ambiente interior mediante el uso de equipos de aire acondicionado y estos representan el 19 % del consumo de energía en el sector residencial (Rosas-Flores y Rosas-Flores, 2020). Por lo tanto, en este sector, el consumo de energía para confort térmico es muy relevante y perfila un crecimiento significativo ya que aproximadamente un 63 % de los usuarios en clima cálido requirieron del uso de aire acondicionado, lo que provocó un incremento de la demanda de energía de aproximadamente el 50 % (De Buen Rodríguez, 2017). De acuerdo con la Sociedad Estadounidense de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE, por sus siglas en inglés), el confort térmico es aquella condición mental que expresa satisfacción con el ambiente térmico.

De acuerdo con Rosas-Flores y Rosas-Flores (2020), el consumo de energía de sistemas de aire acondicionado en viviendas mexicanas construidas con materiales convencionales (block, ladrillo, ventanas, etc.) fue aproximadamente de 85.9 TWh en el año 2000. Además, en la zona costera del Pacífico Mexicano y la Península de Yucatán se presentó el mayor consumo de energía en aire acondicionado con alrededor de 79.90 TWh. Por lo anterior, los elementos de envolvente de las viviendas ubicadas en

regiones con clima cálido juegan un papel importante en las cargas térmicas de la edificación. Por ello, es importante seleccionar de manera adecuada los materiales para la construcción de las envolventes, ya que estos materiales cuentan con distintas cualidades que permiten o evitan, según sea el caso, los flujos de calor provenientes del ambiente exterior. También, permiten conocer la cantidad de flujo de calor que se debe agregar o retirar para mantener el confort térmico requerido.

En particular, las ventanas son una parte insustituible de las edificaciones ya que no solo brindan una vista hacia el exterior sino también introducen aire fresco e iluminación natural. Desde el punto de vista térmico, las ventanas son consideradas un componente frágil en comparación con el resto de los componentes de la edificación (piso, paredes, techo) debido a que permiten de manera significativa las ganancias o pérdidas de energía entre los espacios interior y exterior de la edificación. Por ejemplo, en una casa de dos pisos donde el 30 % de las paredes están cubiertas con ventanas, se pierde hasta el 60 % de la energía a través de las ventanas (Gustavsen et al., 2007). Por tal motivo, en zonas con clima frío es importante que la ventana funcione como un aislamiento térmico para reducir las pérdidas de energía hacia el exterior. Por el contrario, en zonas con clima cálido es necesario reducir la radiación solar directa y la transferencia de calor por convección a través de las ventanas hacia el interior.

En los últimos años se han desarrollado diversos arreglos de vidrios y configuraciones de ventana de acuerdo a las condiciones del clima con la finalidad de reducir las ganancias o pérdidas de energía; de manera que, actualmente se tiene una amplia gama de tecnologías alternas en ventanas (Figura 2), tales como: ventanas de control solar (Skaff y Gosselin, 2014; Gonzáles-Julián et al., 2018; Aguilar et al., 2017; Lago et al., 2019; Noh-Pat et al., 2011), ventanas con elemento de sombreado (Wang et al., 2017; Silva et al., 2015a), ventanas de múltiples vidrios (Liu et al., 2016b; Arici et al., 2015) y ventanas con medios absorbentes (Wang y Zhao, 2015; Chen et al., 2018; Liu et al., 2019; Dellicompagni et al., 2020). Estas últimas están compuestas por dos o más hojas de vidrio con un espaciado entre ellas que forman cavidades alargadas, en las cuales algunos autores han introducido aire o gases absorbentes e incluso generado vacío, también han implementado el uso de aerogel o material de cambio de fase (PCM) para evitar la ganancia o pérdida de calor.

El beneficio de usar el PCM en edificaciones se debe a que mejora las capacidades de almacenamiento de energía en las estructuras con un cambio mínimo en el diseño de la mismas (Sharma, 2013). Es decir, esta mejora se debe a que el PCM tiene la capacidad de retener o almacenar grandes cantidades de calor

durante el proceso de cambio de fase, provocando un retardo en el ingreso de la energía a la edificación y liberando ésta con el cambio de condiciones ambientales durante el día. Asimismo, el PCM permite la transmisión de luz visible hacia el ambiente interior para iluminación natural, debido a las propiedades ópticas con las que cuenta. De esta forma, las ventanas con la integración de PCM tienen una mayor masa térmica, lo cual proporciona un mejor control de la transferencia de calor, y mayor confort para los ocupantes en consecuencia.

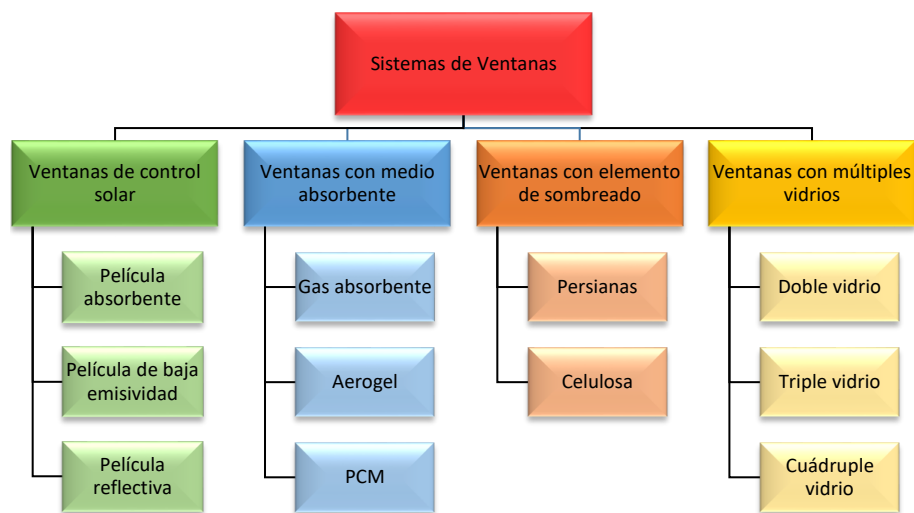


Figura 2. clasificación de los sistemas de ventana

Durante las últimas décadas, el uso del PCM en las componentes de ventanas se ha investigado por distintos autores como una tecnología potencial para reducir las cargas de refrigeración o calefacción en las edificaciones. De acuerdo a estos autores, los sistemas de ventana de doble vidrio con PCM sometidos a condiciones de verano en un clima cálido han demostrado una reducción en las ganancias de calor durante las horas de trabajo; sin embargo, durante las horas nocturnas, estos sistemas presentan flujos de calor y temperaturas mayores en comparación con una ventana convencional, lo cual provoca un confort térmico no adecuado. Esto se debe a que durante la noche el PCM comienza a disipar el calor almacenado durante el día hacia el resto de las componentes, provocando un aumento en la temperatura de la superficie interior y de acuerdo a algunos autores, esto se conoce como el “fenómeno de sobrecalentamiento”.

Por lo anterior, diversos autores han propuesto el uso de ventanas de triple vidrio con la finalidad de

sobrellevar el sobrecalentamiento presentado en las ventanas de doble vidrio con PCM. La configuración de triple vidrio consiste en tres paneles de vidrios y entre ellos se forman dos cavidades con aire. Comparado con la ventana de doble vidrio con PCM esta configuración tiene una cavidad con aire adicional, la cual permite incrementar su resistencia térmica. De acuerdo a la literatura, la configuración de triple vidrio ha mostrado que puede evitar el fenómeno de sobrecalentamiento y, además, logra reducir los flujos de calor total al interior hasta un 50 y 22 % en comparación con una ventana de doble vidrio con y sin PCM, respectivamente. Sin embargo, a pesar de que esta configuración presenta un rendimiento térmico satisfactorio, algunos autores han optado por implementar el uso de aerogel, gases absorbentes y/o PCM en las cavidades de ésta con la finalidad de mejorar aún más el desempeño térmico de tales ventanas.

1.1. Antecedentes

En esta sección se presenta la revisión bibliográfica realizada para conocer las investigaciones relacionadas con el tema de estudio. A continuación, se muestran los resúmenes de estudios relacionados con ventanas de doble y triple vidrio con distintas configuraciones y sometidas a diversos climas con el fin de observar su desempeño térmico.

1.1.1. Ventanas con doble vidrio

Aydin (2000) investigó numéricamente la transferencia de calor en una ventana de doble vidrio sometida a condiciones climáticas de cuatro ciudades de Turquía: Ankara, Antalya, Kars y Trabzon. El sistema estaba conformado por dos hojas de vidrio con altura de 80 cm y entre estos vidrios se formó una cavidad de aire con espaciamiento entre 3 y 40 mm. En análisis del sistema, Aydin consideró que los vidrios eran isotermos y se mantenían a diferentes temperatura uno de otro, de tal manera que las diferencias de temperatura entre los vidrios fueron de: 19, 25, 34 y 49 °C, en Ankara, Antalya, Kars y Trabzon, respectivamente. El autor implementó el Método de Diferencias Finitas para modelar la transferencia de calor y poder determinar el espaciamiento óptimo de la cavidad de aire. Los resultados mostraron que el intervalo de espaciamiento óptimo es 18–21 mm para Antalya, 15–18 mm para Trabzon y Ankara, y 12–15 mm para Kars. Aydin concluyó que las pérdidas de energía a través de las ventanas de doble vidrio se pueden reducir considerablemente con un espaciamiento adecuado entre los vidrios.

Ismail y Henriquez (2002) realizaron un estudio numérico-experimental para evaluar el desempeño térmico de una ventana de doble vidrio con la implementación de un PCM. En el estudio numérico ellos consideraron un modelo unidimensional y un sistema de referencia de ventana con doble vidrio con aire en el espacio de separación entre éstos. En el análisis experimental realizaron una caracterización de las propiedades ópticas de las hojas de vidrio con diferentes espesores: 3, 4, 5, 6 y 8 mm, y con diferentes espaciamientos entre ellas: 3, 4, 5, 6, 7, 8, 15 y 20 mm. Adicionalmente, realizaron el estudio para PCM's de color azul y verde, usando una mezcla de glicol. Sus resultados mostraron que para una ventana de vidrio con espesor de 8 mm y un espaciamiento de aire de 3 mm la energía transmitida se reduce un 25 %, también encontraron que el aumento del espaciamiento entre vidrios no produce reducciones notables en la energía transmitida. Sin embargo, cuando al mismo sistema se le implementa un PCM, la reducción de esta energía muestra mejoras en el orden de 50 % y ésta aumenta cuando se usan materiales coloreados. Los autores concluyeron que la implementación de los PCMs en ventanas es una opción viable y térmicamente efectiva.

Pérez-Grande et al. (2005) analizaron la influencia de las propiedades del vidrio sobre la transferencia de calor conjugada de la ventana de doble vidrio y sobre la carga térmica del edificio. El sistema propuesto por los autores consistió en dos hojas de vidrio con espesor de 8 mm cada una, formando un canal vertical de 0.9 m de ancho entre ellas. El canal fue abierto en los extremos inferior y superior en donde el aire fluye libremente. En el análisis los autores consideraron 10 configuraciones con propiedades ópticas (absortividad, reflectividad y transitividad) diferentes en ambos vidrios. Los autores utilizaron el software comercial FLUENT con un modelo de turbulencia $k-\xi$ estándar. En los resultados ellos observaron que una selección adecuada de los vidrios que forman el canal puede reducir la carga térmica en el edificio en casi un orden de magnitud.

Weinlader et al. (2005) realizaron un estudio numérico-experimental para evaluar el desempeño térmico de una ventana de doble vidrio con un PCM bajo condiciones de verano en Wurzburg, Alemania. La ventana estaba compuesta por dos vidrios con espesor de 7 mm cada uno y un espacio con aire entre ellos de 10 mm. Asimismo, los autores ubicaron un contenedor de plástico con PCM en la parte interior de la edificación, de tal manera que formó un espacio con aire de 10 mm entre éste y la ventana de doble vidrio. Ellos utilizaron tres diferentes PCM's: una parafina RT25 y dos hidratos de sal, S27 y L30. Para validar los resultados numéricos, Weinlader et al. llevaron a cabo pruebas experimentales considerando espesores de PCM en un intervalo de 10 a 16 mm. Sus resultados mostraron que una configuración de

PCM puede reducir las pérdidas de calor en una fachada orientada al sur en aproximadamente un 30 % y las ganancias solares en aproximadamente un 50 % en comparación con una ventana de doble vidrio con un PCM entre los vidrios. Los autores concluyeron que en verano cambiaron las ganancias de calor a la noche, lo que puede ser muy ventajoso en los edificios de oficinas. Asimismo, concluyeron que con el uso de la configuración de ventana con PCM las cargas de enfriamiento se podrían reducir y, de esta manera, mejorar el confort térmico, en especial con el uso de PCMs con temperaturas de fusión de 30 °C o menos

Aydin (2006) estudió la transferencia de calor conjugada en una ventana de doble vidrio y, además, determinó el ancho óptimo de la cavidad con aire que se forma entre los vidrios. El sistema fue sometido a condiciones climáticas de cuatro ciudades de Turquía: Ankara, Antalya, Kars y Trabzon. En el estudio, Aydin utilizó el Método de Diferencias Finitas. El sistema consistió en dos hojas de vidrio con altura de 80 cm y con espesor de 4 mm cada una, considerando un espaciamiento de la cavidad entre 3 y 40 mm. En el análisis del sistema, Aydin consideró dos condiciones de frontera distintas: en el caso 1, las superficies exteriores de ambos vidrios fueron isotermas y la diferencia de temperatura entre los vidrios fue de 19, 25, 34 y 49 °C, en Ankara, Antalya, Kars y Trabzon, respectivamente; en el caso 2, las superficies exteriores fueron sometidas a un flujo de calor convectivo correspondiente a valores de coeficientes de transferencia de calor de 15, 20, 25 y 30 W/m² K, para cada una de las ciudades en estudio. Aydin obtuvo un espaciamiento óptimo entre vidrios de 18–21 mm para Antalya, de 15–18 mm para Trabzon y Ankara, y de 12–15 mm para Kars. El autor concluyó que el aumento del coeficiente convectivo en la superficie exterior del vidrio exterior no tiene un efecto considerable sobre la transferencia de calor en el sistema.

Arici y Karabay (2010) determinaron el espesor óptimo de la capa de aire de una ventana de doble acristalamiento bajo condiciones climáticas de cuatro ciudades en Turquía: Iskenderun, Kocaeli, Ankara y Ardahan. El sistema propuesto estaba formado por dos hojas de vidrio con espesor de 4 mm cada una y entre ellas se formaba una cavidad de aire con espesor entre 1 y 25 mm. Además, ellos consideraron la conducción y la convección en estado permanente así como el intercambio radiativo superficial. En el estudio utilizaron el método de Grado-Día y tres temperaturas bases los cuales fueron 18, 20 y 22 °C, respectivamente. En el análisis, los autores consideraron cinco tipos de combustible: gas natural, carbón, aceite, GLP y electricidad. Asimismo, evaluaron los costos de inversión, calentamiento y totales del sistema de ventana. Los resultados obtenidos determinaron que el espesor óptimo de la capa de aire varía entre aproximadamente 12 y 15 mm, dependiendo de la zona climática, el tipo de combustible y la temperatura base. También, los autores observaron que con una ventana de doble vidrio y

con un espesor de la capa de aire de 15 mm se logra ahorrar hasta un 58 % del costo de calefacción en comparación de una ventana de un solo vidrio. Los autores concluyeron que para ciudades en zonas de clima frío el efecto del tipo de combustible sobre el espesor óptimo de la capa de aire no es significativo.

Noh-Pat et al. (2011) analizaron la transferencia de calor conjugada en una ventana de doble vidrio con y sin una película de control solar. El sistema estaba formado por dos hojas de vidrio con espesor de 6 mm cada una y entre éstas se formó un canal vertical con aire de altura de 1 m; además, la separación entre vidrios varió de 1 a 10 cm. La película de control solar ($\text{SnS-Cu}_x\text{S}$) fue ubicada en la parte interna del vidrio exterior. En el análisis del sistema los autores consideraron la conducción en los vidrios y la convección natural en el canal con aire; mientras que la radiación solar fue considerada entre 500 y 800 W/m^2 . La temperatura ambiente al exterior e interior fueron de 32 y 24 °C, respectivamente. Los autores utilizaron el Método de Volumen Finito (MVF) para modelar la convección natural y conducción en el sistema. Los resultados mostraron que con el uso de la película de control solar los flujos de calor al interior se logran reducir hasta un 55 % comparado con un sistema de doble vidrio convencional. Los autores concluyeron que el uso de una película de control solar en un sistema de doble vidrio es una alternativa recomendable para reducir la energía al interior de la habitación.

Alawadhi (2012) realizó un estudio numérico para evaluar el desempeño térmico de una ventana con una persiana veneciana que contiene un PCM. La geometría del sistema consistió en un vidrio con un espesor de 0.005 m, una cavidad con aire con un espaciamiento de 0.15 m, la cual se formó entre el vidrio y la persiana; y, la persiana contiene un PCM con espesor entre 0.01 y 0.03 m. Asimismo, Alawadhi utilizó tres tipos diferentes de PCM: el N-Octadecano, el N-Eicosano y el Sunchet P16. En el estudio el autor utilizó el método de elemento finito (MEF). Sus resultados mostraron que la ganancia de calor a través del vidrio se logró reducir un 23.29 % cuando implementó el PCM Sunchet P116 con un espesor de 0.03 m en la persiana veneciana. El autor concluyó que la magnitud de la temperatura de fusión del PCM y su cantidad en la persiana veneciana tuvo un efecto significativo sobre el rendimiento térmico de la persiana veneciana con PCM.

Yazicioglu (2012) analizó el desempeño energético y térmico en una ventana de doble acristalamiento con una persiana veneciana bajo condiciones climáticas de Estambul, Turquía. El sistema propuesto por el autor consistió en una persiana veneciana + cavidad de aire + vidrio + cavidad de aire + vidrio; además, Yazicioglu utilizó dos persianas venecianas distintas: madera y aluminio. Tal sistema fue incor-

porado a dos casas tradicionales de Estambul. Los resultados mostraron que con el uso de persianas de madera se pierden 219, 456 kWh en comparación con la persiana de aluminio. Los autores concluyeron que el valor U obtenido del sistema de ventana con persiana de aluminio es dos veces menor que el sistema con persiana de madera.

Yin et al. (2012) investigaron numéricamente el desempeño térmico y óptico en un sistema de ventana de doble vidrio con y sin la adición de una película de control solar, bajo condiciones de verano e invierno de Shanghái, China. Para llevar a cabo el análisis, primero los autores evaluaron tres configuraciones distintas de ventana: la configuración 1 consistió en un vidrio de baja emisividad + cavidad de aire + vidrio claro, en la configuración 2 se adhirió una película de control solar en la superficie exterior del vidrio de baja emisividad y en la configuración 3, la película de control solar fue adherida en la superficie interna del vidrio claro. Posteriormente, Yin et al. sustituyeron el vidrio de baja emisividad en cada una de las configuraciones por un vidrio claro (configuraciones 4, 5 y 6). En el estudio utilizaron el software comercial eQUEST. De los resultados obtenidos, los autores determinaron que respecto a la configuración 1 las configuraciones 2 y 3 logran reducir las cargas de enfriamiento causadas por la radiación solar hasta un 56 y 44 %. Los autores concluyeron que la configuración 2 es la más efectiva para reducir el coeficiente de sombreado (CS) y el Coeficiente de Ganancia de Calor Solar (CGCS) .

Karabay y Arici (2012) llevaron a cabo una evaluación termo-económica para determinar el número óptimo de paneles en los sistemas de ventanas bajo condiciones climáticas de ocho ciudades en Turquía. Los autores analizaron distintas configuraciones de ventanas, las cuales consistieron en: una, dos, tres y cuatro hojas de vidrio, respectivamente; en las configuraciones con más de un vidrio se formó una cavidad con aire con un espaciamiento de 12 mm entre los vidrios. En el estudio, los autores utilizaron el Método de Grado-Día. Asimismo, evaluaron el efecto del tipo de combustible sobre el número de paneles; los combustibles considerados son: gas natural, carbón, gasolina y GLP (Gas licuado de petróleo). Los resultados mostraron que el número óptimo de paneles en Turquía varía entre 2 y 4 según la zona climática y el tipo de combustible. Los autores concluyeron que se debe considerar el uso de ventanas de múltiples paneles, particularmente en las zonas de clima frío de Turquía, donde el ahorro de energía en calefacción de por vida puede alcanzar hasta $1200 \$ m^{-2}$.

Gowreesunker et al. (2013) realizaron un estudio numérico-experimental para evaluar el desempeño térmico de una ventana de doble vidrio con PCM. En el estudio, realizaron la caracterización de las

propiedades térmicas y radiativas de un PCM durante su proceso de cambio de fase (sólido-líquido); y consideraron un espectro de transmitancia entre 200 y 1600 ηm . El PCM estudiado por los autores fue la parafina orgánica RT27. Ellos consideraron dos configuraciones distintas en el sistema de ventana, la configuración 1 consistió de un doble acristalado estándar de $20 \times 20 \text{ cm}$, con un espesor de 4 mm cada uno, y un espaciamiento con aire entre vidrios de 16 mm, mientras que en la configuración 2 se sustituyó el aire por un PCM. Los resultados mostraron que bajo condiciones estables se obtienen valores de transmitancia visible del 90 y 40 % para las fases líquida y sólida, respectivamente, debido a que los efectos de dispersión son mayores en la fase sólida y la absorción en la fase líquida. Los autores concluyeron que el valor de transmitancia cuando ocurre el cambio de fase en la ventana con PCM es similar a la de una ventana estándar. Sin embargo, la absorción es dominante en la ventana con PCM, y en la ventana estándar domina la reflexión.

Dubovsky et al. (2014) realizaron un estudio numérico para evaluar el desempeño térmico de una estructura con ventanas en un edificio tipo torre bajo condiciones climáticas de invierno en un clima subtropical. En el estudio utilizaron el software comercial Fluent 6.3. La estructura considerada por los autores tenía dimensiones de 8 m de largo $\times$ 8 m de ancho $\times$ 2.5 m de altura; asimismo, en la estructura se encontraban incorporadas 8 ventanas con dimensiones de 1.5 m $\times$ 1.5 m. Las ventanas estaban compuestas por hojas de vidrio de 5 mm de espesor. Además, debajo del piso se colocó una bandeja de aluminio llena con cera de parafina (PCM) con 20 mm de espesor; la bandeja fue cubierta con una placa de aluminio, de esta manera, se formó un espacio con aire de 2.7 mm entre la placa y la parafina. Dubovsky et al. utilizaron una parafina con una temperatura de fusión de 27 °C, a la cual le suministraron una potencia de 20 kW durante 3 horas. Para llevar a cabo el análisis, los autores consideraron la estructura con y sin ventanas, y además integraron aletas en la bandeja con la parafina. Los resultados mostraron que, para mantener un confort térmico adecuado en la estructura con ventanas, se requiere de un 20 % más de potencia eléctrica comparada con la estructura sin ventanas. Los autores concluyeron que las aletas dentro del PCM mejoran su velocidad de fusión y solidificación.

Goia et al. (2014) estudiaron de forma experimental el desempeño térmico de una ventana de doble vidrio con la integración de un PCM entre los vidrios. Para ello, llevaron a cabo una comparación del desempeño del sistema propuesto con una ventana de vidrio doble convencional, la cual contiene aire en el espacio entre vidrios y fue tomada como sistema de referencia; ambas ventanas fueron instaladas en la cara sur de una cámara de pruebas sometida a condiciones climáticas de verano, otoño e invierno

para días soleados y lluviosos. Las ventanas estaban compuestas por un vidrio con espesor de 8 mm, una cavidad con un espaciamiento de 15 mm y un segundo vidrio con espesor de 6 mm. En el sistema propuesto se usó una parafina de cera con una temperatura de fusión de 35°C y entalpía de fusión de 171 J/s (en un intervalo de temperaturas de 26 a 41°C). Los resultados mostraron que la ventana con PCM redujo la entrada diaria total de energía en un intervalo de 20 a 55 % comparada con el sistema de referencia; también, observaron que a mayor incidencia solar es mayor el beneficio obtenido del sistema propuesto. Ellos concluyeron que el sistema con PCM proporcionó un desempeño significativamente mejor durante el verano. Sin embargo, su comportamiento durante el invierno es más complejo, ya que su capacidad de controlar las ganancias de energía solar, así como almacenarla y redistribuirla con el tiempo se ve afectada por el aprovechamiento incompleto del calor latente de fusión del material, debido a la baja temperatura del aire exterior.

Li et al. (2014) realizaron un estudio numérico y experimental para evaluar el desempeño térmico de una ventana con un PCM bajo condiciones climáticas de invierno y verano de Nanjing China. En el análisis numérico consideraron un modelo unidimensional y transitorio, donde omiten los efectos de la convección. Asimismo, realizaron la comparación entre dos configuraciones distintas de ventana: la primera configuración (HW) consistió en dos hojas de vidrio con espesor de 0.005 m, y entre éstas un espacio con aire de 0.014 m; en la segunda configuración (PCMW) se sustituyó el aire por un PCM. El PCM que utilizaron fue una sal de Glauber, la cual es inorgánica. En el estudio experimental utilizaron dos cámaras iguales aisladas térmicamente. Las cámaras estaban construidas de panel aislante de poliuretano, y dentro de cada una se encontraba una cámara de prueba. Ambas cámaras se mantuvieron a la misma temperatura a través de un sistema de aire acondicionado y calefacción. Los resultados mostraron que en días de verano la PCMW logra reducir la temperatura al interior hasta 10.2°C , mientras que el flujo de calor se reduce un 39.5 % comparado con HW. Los autores concluyeron que en los días soleados de verano el uso del sistema PCMW muestra potencial en cuanto al ahorro energético y mejora del confort térmico al interior de los edificios. Sin embargo, para los días lluviosos de verano, así como los días soleado y lluvioso de invierno el desempeño del PCMW no fue satisfactorio.

Skaff y Gosselin (2014) analizaron numéricamente el desempeño térmico de una ventana de vidrio ventilada bajo condiciones de verano. La geometría del sistema propuesto consistió en dos hojas de vidrio con espesor de 6 mm cada una y entre ellas se formó un canal abierto que induce un flujo de aire; además, los autores consideraron dos modos de operación: el aire es inducido desde el exterior (1) y el aire es

inducido desde el interior (2); este sistema fue comparado con una ventana de doble vidrio convencional. Los vidrios interiores de cada sistema fueron transparentes, mientras que para los vidrios exteriores se consideraron tres tipos: transparentes, de baja emisividad y con filtros electro-cromáticos. Las temperaturas al exterior e interior fueron consideradas en 24 y 32 °C, respectivamente. Los autores utilizaron el software computacional ANSYS FLUENT 13.1 para evaluar las ganancias de calor, los valores U y SHGC. En los resultados Skaff y Goselline determinaron que utilizando un filtro electro-cromáticos la ganancia de calor se logra reducir hasta un 49 % comparado con un sistema con vidrios transparentes. Los autores concluyeron que realizar un estudio con ventilación forzada mejoraría la transferencia de calor en comparación con la convección natural.

Xamán et al. (2014a) analizaron la transferencia de calor conjugada en una ventana de doble vidrio con una película de control solar sometida a condiciones de clima cálido y frío en México. Los autores consideraron la conducción, la convección bajo régimen laminar y el intercambio radiativo superficial. En el estudio implementaron el MVF y el Método de Radiación Neta. El sistema estaba formado por dos hojas de vidrio con espesor de 6 mm cada una y entre estas se formó una cavidad con un espacio entre 1 y 10 cm. Xamán et al. consideraron tres casos distintos del sistema: el caso C1 correspondía a una ventana de doble vidrio con una película de control solar, donde para un clima cálido ésta película fue ubicada en la parte interna del vidrio exterior y para un clima frío se ubicó en la parte externa del vidrio interior; el caso C2 consistía en una ventana de doble vidrio sin película de control solar y el caso C3 una ventana convencional con un vidrio. La película de control que los autores utilizaron fue SnS-Cu_xS con espesor de 6 μm. La temperatura al interior para un clima cálido fue en el intervalo de 15 a 30 °C, mientras que para un clima frío fue de 20 a 30 °C. Asimismo, la radiación solar incidente fue considerada entre 250 y 700 W/m². Los resultados mostraron que para un clima cálido el caso C1 logra reducir las ganancias de calor hasta un 52 % comparado con el caso C2. De igual manera, para un clima frío el caso C1 logra reducir las ganancias de calor hasta un 10 % comparado con el caso C2. Los autores concluyeron que para climas cálidos y fríos el caso C1 es la opción más recomendable para el uso de ventanas reversibles.

Xamán et al. (2014b) evaluaron el desempeño térmico de una habitación con una pared de vidrio laminado con una película de control solar. La habitación estaba formada por dos paredes horizontales adiabáticas, una pared vertical opaca de block de concreto con espesor de 0.12 m y una pared de vidrio laminado. En el análisis del sistema, los autores consideraron la conducción, la convección natural en

régimen turbulento y la radiación superficial. Además, evaluaron la eficiencia térmica y el Coeficiente de Ganancia de Calor Colar (CGCS) de tres casos distintos de la pared de vidrio: el caso C1 consistió en un vidrio + película de control solar ($\text{CuS-Cu}_2\text{-S}_x\text{ Se}$) + butiral de polivinilo (PVB) + $\text{CuS-Cu}_2\text{-x Se}$ + vidrio, el caso C2 estaba formado por un vidrio + película de control solar (CuS) + PVB + CuS + vidrio y, por el último, el caso C3 un vidrio + PVB + PET + CuS + PVB + vidrio; los cuales fueron comparados con un vidrio convencional de referencia. Los autores consideraron la temperatura exterior de 15 y 35 °C. Asimismo, consideraron la radiación solar entre 100 y 700 W/m², con incrementos de 200 W/m². Los autores observaron que el caso C2 con una temperatura exterior de 35 °C logra reducir la energía hacia el interior de la habitación hasta un 33.43 % en comparación con el caso de referencia. Los autores concluyeron que el CGCS obtenido para el vidrio laminado con una película de control solar se encuentra dentro del intervalo de $0.360 \leq \text{CGCS} \leq 0.499$ y $0.504 \leq \text{CGCS} \leq 0.595$ para las condiciones de verano informadas en ISO 15099 y ASHRAE, respectivamente.

Aguilar et al. (2015) realizaron una investigación numérica de la transferencia de calor conjugada en un sistema de ventana de doble vidrio acoplada a una habitación, en la cual se evaluaron tres tipos de vidriado disponibles en el mercado mexicano. El sistema fue sometido a condiciones de clima cálido y frío de México. Las propiedades ópticas de los vidrios fueron determinadas experimentalmente con un espectrofotómetro Shimadzu 3100 PC. El sistema estaba formado por dos hojas de vidrio con una altura de 80 cm y con un espesor de 6 mm cada una, y entre ellas se formó una cavidad llena con aire. Los autores consideraron tres casos distintos para el día cálido: el caso C1 con ambas hojas de vidrio transparentes; el caso C2 formado por un vidrio absorbente (exterior) y un vidrio transparente (interior); y el caso C3 con un vidrio con película de control solar (exterior) y un vidrio transparente (interior); Asimismo, para clima frío Aguilar et al. consideraron los mismos casos, pero la posición de los vidrios se invirtió. En el análisis del sistema se consideraron cuatro valores de radiación solar de 250 a 700 W/m², en intervalos de 150 W/m²; además, el espaciamiento entre los vidrios fueron de 0.5, 1, 2, 4 y 8 cm. La temperatura exterior para clima cálido fue considerada de 15 a 35 °C, mientras que para clima frío fue de 20 a 35 °C, con intervalos de 5 °C. Los resultados mostraron que para un clima cálido el caso C3 presentó un mejor comportamiento térmico, logrando reducir las ganancias de calor en un 200 y 120 % comparado con el caso C1 y C2, respectivamente; mientras que para un clima frío el caso C1 presentó el mejor comportamiento, con ganancias de calor hasta 12 y 30 % mayores que los casos C2 y C3. Los autores concluyeron que una ventana reversible con la configuración del caso C3 es recomendada para lugares con clima cálido o frío de México.

Goia et al. (2015) realizaron un estudio experimental en el cual se muestra la influencia de la adición de los materiales de cambio de fase (PCM) sobre las propiedades ópticas de un sistema de ventana de doble vidrio, con el fin de obtener información útil para su uso en simulaciones numéricas. Analizaron un total de 6 muestras, combinando diferentes ceras parafinas (PCM's: RT21, RT35) de diferentes espesores encapsulados entre dos hojas de vidrio extra claros con espesor de 4 mm. Ellos llevaron a cabo el experimento en dos etapas, la primera fue caracterizar las muestras con un espectrofotómetro, y la segunda fue medirlos usando una instalación experimental cuya configuración permite mediciones más precisas de la transmitancia, reflectancia y absortancia. Los resultados mostraron que para las 3 parafinas la transmitancia de una ventana con PCM en estado sólido disminuyó un 50 % comparado con un sistema de ventana sin el PCM; por otra parte, encontraron que aún en estado sólido la ventana con PCM permite una adecuada iluminación natural y ésta es más uniforme debido a la alta difusividad y dispersión que presenta el material en esta fase. Mientras que en la fase líquida el material muestra características similares a los de una ventana de vidrio doble sin el PCM, debido a su alta transparencia en esta fase. Los autores concluyeron que la ventana de vidrio doble con PCM muestra propiedades selectivas en cada estado de agregación.

Li et al. (2015a) investigaron numérica y experimentalmente el rendimiento térmico de diferentes tipos de películas de control solar adheridas a sistemas de ventanas sometidas a condiciones climáticas de Hong Kong. Para llevar a cabo el análisis, los autores consideraron cinco casos distintos del sistema de ventana: el caso 1 consistió en un vidrio transparente con espesor de 12 mm + película de control solar (PR50); el caso 2 fue un vidrio transparente con espesor de 12 mm + película de control solar (NV25); el caso 3 fue un vidrio de color gris con espesor de 12 mm + PR50; el caso 4 fue un vidrio laminado con espesor de 12 mm + película de control solar (RE35NEZRXL) y, por último, el caso 5 que consistió en un vidrio transparente con espesor de 6 mm + un espaciamiento con aire de 12 mm + un vidrio transparente (6 mm) + PR50. En el caso 3 la película de control solar fue adherida en la superficie exterior del vidrio, mientras que para los demás casos ésta fue ubicada en la superficie interior del vidrio. En la parte experimental, Li et al. construyeron una cámara de ambiente controlado con dos celdas de prueba en su interior; en cada una de las celdas había una ventana con dimensiones de 2 m de ancho $\times$ 1m largo y ésta fue orientada hacia el suroeste. En el análisis teórico los autores utilizaron el software comercial Energy Plus, con el cual evaluaron cada uno de los casos de ventanas en tres entornos típicos en Hong Kong: oficina, centro comercial y habitaciones de hotel. Los resultados obtenidos por los autores mostraron que con el caso 2 el consumo de energía del sistema de condicionamiento de aire en oficinas logra reducirse hasta un 13.1 %; mientras que para un centro comercial utilizando el caso 1

y 2 el consumo de energía se logra reducir hasta un 5 y 6 %, respectivamente.

Li et al. (2015b) propusieron un nuevo método espectroscópico basado en el modelado de espectros de transmitancia para determinar las propiedades ópticas de un sistema de ventana de doble acristalamiento con PCM en su estado líquido. El sistema estaba compuesto por dos hojas de vidrio y entre ellas se formaba una cavidad llena con PCM. Los autores evaluaron tres muestras con diferentes espesores de las hojas de vidrio y la parafina; en la muestra 1 cada vidrio tenía un espesor de 1.32 mm y la parafina un espesor de 1 mm, en la muestra 2 los espesores fueron de 1.286 y 3 mm, y en la muestra 3 los espesores fueron 1.21 y 10 mm, respectivamente. En el estudio utilizaron una parafina con una temperatura de fusión de 21 °C. Las mediciones espectrofotométricas en incidencia normal se realizaron utilizando un espectrómetro FTIR U-19 con un intervalo de longitud de onda de 240 a 900 nm. Además, Li et al. utilizaron y validaron dos métodos para determinar las propiedades ópticas, el método tradicional de transmisión de doble espesor (MTTDE) y un nuevo método de transmisión de doble espesor (NMTDE) propuesto por ellos. Los resultados mostraron que el sistema de doble vidrio con PCM logra reducir la transmitancia comparado con un sistema de ventana sin PCM. Asimismo, la muestra 3 es la que mejor comportamiento obtuvo.

Silva et al. (2015a) realizaron un estudio experimental para evaluar el desempeño térmico de una ventana de doble vidrio con una persiana que contiene un PCM bajo condiciones climatológicas de verano del mediterráneo. El sistema estaba formado por dos vidrios con espesor de 5 mm, y un espaciamiento de aire de 12 mm entre ellos, así como una persiana con PCM dentro del espacio de aire. Las dimensiones de la ventana fueron de 1.8 m $\times$ 2.28 m. El PCM que utilizaron fue una parafina orgánica RT28HC. Para el análisis experimental los autores construyeron una celda con dimensiones de 7 m $\times$ 2.35 m $\times$ 2.58 m, con paredes de acero galvanizado de 2 mm de espesor; la celda se dividió en dos compartimentos internos con las mismas dimensiones. En el primer compartimento analizaron la ventana con PCM, mientras que en el segundo evaluaron la ventana de referencia (sin PCM). Sus resultados mostraron que la persiana con PCM puede reducir la temperatura al interior entre un 18 y 22 % respecto a la ventana sin persiana. Los autores concluyeron que las pruebas experimentales revelan el potencial de PCM en la regulación térmica de espacios interiores de edificios.

Silva et al. (2015b) realizaron un estudio experimental para evaluar el desempeño térmico de una ventana de doble vidrio con una persiana, a la cual se le implementó un PCM, bajo condiciones clima-

tológicas de invierno del mediterráneo. El sistema consistió en dos vidrios con espesor de 6 mm cada uno y un espaciamiento de aire de 12 mm entre éstos, así como una persiana con un PCM. Las dimensiones de la ventana fueron de 2.8 m $\times$ 3.4 m, y el PCM que utilizaron fue una parafina orgánica RT28HC. Para el análisis experimental Silva et al. Construyeron una celda con dimensiones de 7 m $\times$ 2.35 m $\times$ 2.58 m, la celda se dividió en dos compartimentos internos con las mismas dimensiones. En el primer compartimento analizaron la ventana con PCM, mientras que en el segundo evaluaron la ventana de referencia (sin PCM). Los autores encontraron que la temperatura máxima del aire al interior del compartimento con la persiana PCM fue de 37.2 °C, lo cual fue 16.6 °C menos que las temperaturas interiores del compartimento de referencia. Además, los autores concluyeron que a lo largo del tiempo las temperaturas internas se logran reducir un 90 % cuando la temperatura del aire aumenta; asimismo cuando la temperatura del aire desciende se logran reducir un 35 %.

Wang y Zhao (2015) realizaron un estudio numérico para evaluar el desempeño térmico de una ventana de vidrio con una cortina con un PCM bajo condiciones climatológicas de la ciudad de Shanghai, China. El sistema consistió en un vidrio con espesor de 5 mm, un PCM adherido a una cortina con espesor de 2 mm, y entre estos se formó un espacio de aire de 3, 5 y 8 cm; la altura de la ventana fue de 1.5 m. En el estudio los autores utilizaron dos PCMs distintos: el N-Eicosano, y el RT28 con temperaturas de fusión de 37 y 28 °C, respectivamente. Además, ellos consideraron dos temperaturas de fusión virtuales para el RT28, las cuales fueron 29 y 30 °C; asimismo, consideraron espesores de los PCMs de 5, 10 y 15 mm. Los resultados mostraron que el flujo de calor al interior se pueden reducir hasta un 30 % respecto a una ventana sin PCM cuando se utiliza el RT28 con una temperatura de fusión de 29 °C, un espesor de 15 mm y un espaciamiento con aire de 5 cm. Los autores concluyeron que las propiedades físicas del PCM juega un papel importante para mejorar el desempeño térmico del sistema.

Zhong et al. (2015) realizaron un estudio numérico y experimental para evaluar el desempeño térmico dinámico de una ventana de doble vidrio con la integración de un PCM, bajo condiciones climáticas de un día lluvioso y soleado de verano de la ciudad Nanjing, China. En el análisis numérico los autores consideraron un modelo unidimensional transitorio, donde omiten los efectos de la convección. Los autores realizaron la comparación entre dos configuraciones distintas de ventana: la configuración 1 consistió en dos hojas de vidrio, y un espaciamiento de aire entre ellas (HW), mientras que en la configuración 2 sustituyeron el aire con un PCM (PCMW). El PCM que utilizaron fue una parafina orgánica MG29, para el cual consideraron diferentes propiedades termofísicas (calor latente y temperatura de fusión). En

el estudio experimental se utilizaron dos cámaras iguales aisladas térmicamente. Las cámaras estaban construidas por un panel aislante de poliuretano y dentro de cada una se encontraba una cámara de prueba. Ambas cámaras se mantuvieron a la misma temperatura a través de un sistema de aire acondicionado y calefacción. Los resultados mostraron que el uso de la ventana con PCM en el día soleado logra reducir el flujo de calor al interior hasta un 18.3% en comparación con la ventana sin PCM; mientras que el flujo de calor a través de la ventana con PCM aumenta un 4.9% durante el día lluvioso. Los autores concluyeron que el desempeño térmico del sistema de ventana se puede mejorar aumentando la capacidad de calor latente del PCM.

Alawadhi (2016) realizó un estudio experimental para evaluar el desempeño térmico de una ventana de vidrio con una persiana y, asimismo, analizó su efecto sobre la luminosidad al interior de la edificación. El sistema consistió en una ventna de hoja de doble vidrio con espesor total de 2 cm, una persiana con espesor de 0.75 cm, y entre estos se formó un espaciamiento con aire de 20 cm. La ventana fue integrada en una habitación con dimensiones de 6 m $\times$ 8 m y, además, ésta fue orientada hacia al oeste. En el análisis, los autores compararon una ventana con la persiana cerrada y una ventana con la persiana abierta. La apertura de la persiana se varió en 10, 20 y 30 cm. Los resultados mostraron que, cuando se utiliza una apertura en la persiana de 30 cm el flujo de calor al interior de la habitación aumenta un 73.4% comparado con la persiana cerrada. Los autores concluyeron que con una apertura mayor de la persiana se logra un nivel de iluminación adecuado, pero el flujo de calor al interior aumenta.

Li et al. (2016a) estudiaron el comportamiento térmico de un modelo de ventana de doble vidrio con PCM bajo condiciones climáticas de Danqing, China. El sistema estaba formado por dos hojas de vidrio con espesor de 6 mm cada una, y entre éstas se formó una cavidad, en la cual se integró un PCM con espesor de 12 mm. El PCM que utilizaron fue una parafina orgánica MG29. Asimismo, Li et al. variaron cada una de las propiedades termofísicas del PCM: densidad, calor específico, calor latente, conductividad térmica y temperatura de fusión. Los resultados mostraron que a medida que se aumenta el valor de cada una de las propiedades termofísicas del PCM, aumenta la temperatura de retraso y, asimismo, el valor del factor de decremento de temperatura se reduce, lo cual ayuda a mejorar el desempeño térmico del sistema. Sin embargo, el desempeño térmico no se logra mejorar cuando la conductividad térmica del MG29 está por encima de 2.1 W/m K, y el calor específico es menor de 4460 J/kg K. Los autores concluyeron que el control de la temperatura de fusión del PCM es un método eficaz para mejorar el rendimiento térmico de las unidades de doble acristalamiento que contienen PCM.

Más tarde, Li et al. (2016b) estudiaron el mismo sistema de ventana y analizaron el efecto del coeficiente de extinción y el índice de refracción del PCM en su fase líquida y sólida, respectivamente. Los autores estudiaron valores del coeficiente de extinción de 5, 30, 100 y 200 m^{-1} , mientras que para el índice de refracción consideraron valores de 1.3, 1.6, 2.0, 2.5 y 3.0. Sus resultados mostraron que con el aumento del índice de refracción del PCM en su fase líquida y sólida, se logran disminuir la radiación solar transmitida y el flujo de calor en la superficie interior de la ventana con PCM. De igual manera, conforme aumenta el valor del coeficiente de extinción del PCM en su fase líquida, incrementa la temperatura en la superficie interior de la ventana con PCM; sin embargo, disminuyen los flujos de calor en la superficie interior. Los autores concluyeron que las propiedades ópticas del PCM, juegan un papel importante en el desempeño térmico del sistema.

Xamán et al. (2016) evaluaron el desempeño térmico pseudo-transitorio de una ventana de doble vidrio con una película de control solar bajo condiciones de clima cálido de México. El sistema propuesto por los autores consistió en dos hojas de vidrio, entre los cuales se formó una cavidad con aire; además en la parte interior del vidrio exterior fue adherida la película de control solar. Este sistema fue comparado con uno de referencia, el cual consistió en una ventana de doble vidrio sin película de control solar. En el análisis del sistema Xamán et al. consideraron la conducción y la convección, las cuales fueron resueltas mediante la técnica de volumen finito, mientras que para el intercambio radiativo fue implementado el Método de Radiación Neta. Asimismo, la evaluación del sistema se realizó durante las horas de radiación solar (8:00 a 18:00 horas), cada 5 segundos. Los resultados mostraron que la configuración con película de control solar logra reducir un 58.88 % las ganancias de calor en comparación con la configuración sin película de control. Los autores concluyeron que el sistema propuesto refleja mayor cantidad de energía al exterior que el de referencia.

Aguilar et al. (2017) evaluaron el desempeño térmico pseudo transitorio de una ventana de doble vidrio acoplada a una habitación bajo condiciones climáticas de Ciudad Juárez, México. Para el análisis los autores consideraron la conducción, la convección natural y la radiación térmica superficial, ellos consideraron un régimen de flujo laminar y turbulento para la ventana y la habitación, respectivamente. La geometría del sistema estaba compuesta por una habitación con paredes horizontales aisladas, la pared izquierda a una temperatura constante de 24°C y la pared derecha aislada en la cual fue ubicada la ventana de doble vidrio. El sistema de ventana consistió en dos hojas de vidrio con espesor de 6 mm

y una altura de 80 cm cada una, así como un espacio con aire de 12 mm entre ellas. Asimismo, Aguilar et al. utilizaron cuatro configuraciones distintas para el sistema de ventana: con ambos vidrios claros (Caso 1); un vidrio claro + un vidrio absorbente (Caso 2); un vidrio claro + un vidrio de baja emisividad (Caso 3); y por último, un vidrio claro + un vidrio reflectivo (Caso 4); en cada configuración el vidrio claro correspondía al vidrio interior. Los resultados mostraron que el Caso 4 logró reducir el flujo de calor al interior hasta un 73 % en comparación con el Caso 1. Además, los casos 2 y 3 tuvieron un comportamiento similar, logrando reducir los flujos de calor al interior hasta un 33.5 % en comparación con el caso 1. Los autores concluyeron que las ventanas de doble vidrio con vidrio reflectivo son altamente recomendables para climas cálidos de México.

Alam y Islam (2017) investigaron numéricamente distintos sistemas de ventana, así como el efecto del sombreado externo sobre el consumo de energía de los edificios en Bangladesh. El estudio fue llevado a cabo en condiciones de verano e invierno de la ciudad de Jessore. Para realizar el análisis, los autores utilizaron un edificio residencial con dimensión de 5.91 m de largo $\times$ 3.5 m de altura $\times$ 4.5 m de ancho, y en una de sus paredes adaptaron un sistema de ventana con dimensiones de 0.91 m $\times$ 1.1 m. Además, los autores consideraron cuatro configuraciones de ventana distintas: la configuración 1 consistió en un vidrio transparente, la configuración 2 estaba formada por dos vidrios opacos de baja emisividad y entre ellos se formaba una cavidad llena con argón, la configuración 3 estaba formada por dos vidrios claros de baja emisividad con una cavidad de aire, por último, la configuración 4 consistió en dos vidrios claros con una cavidad de aire. Asimismo, para evaluar el efecto del sombreado se consideraron tres casos distintos: (i) ventanas sin voladizos y aletas laterales, (ii) ventanas con voladizos y sin aletas laterales y (iii) ventanas con voladizos y aletas laterales. Los autores utilizaron el software computacional Energy Plus. Los autores determinaron que el índice promedio para una ventana de vidrio claro aumenta entre un 19 y 44 % cuando esta es orientada al sur y se le adhieren voladizos y aletas. Sin embargo, se observó que los sistemas de ventana de doble vidrio de baja emisividad son los más eficientes energéticamente.

Xamán et al. (2017) evaluaron de manera numérica la transferencia de calor conjugada de una ventana de doble vidrio con una película de control solar, la cual fue acoplada a una habitación bajo condiciones climáticas de invierno y verano de Hermosillo, Sonora. El sistema estaba compuesto por una habitación cuadrada de 3 m de ancho $\times$ 3 m de altura, donde las paredes inferior y superior se encontraban aisladas, la pared izquierda estaba a una temperatura constante (24 °C) y la pared derecha aislada y ésta contenía la ventana de doble vidrio. La ventana estaba formada por dos hojas de vidrio

con una altura de 0.8 m y con un espesor de 6 mm cada una, entre los vidrios se formó una cavidad con aire de 0.06 m de espaciamiento. Los autores evaluaron tres configuraciones distintas de la ventana: configuración C1 la habitación con la ventana de doble vidrio sin la película de control solar (referencia); configuración C2 corresponde a la habitación con la ventana de doble vidrio con una película de control solar ubicada en la parte interna del vidrio exterior, propuesta para clima cálido; y la configuración C3 fue el caso donde la película de control solar se encontraba en la parte externa del vidrio interior y fue propuesta para clima frío. La película de control solar que se usó fue SnS-Cu-xS de $6\mu\text{m}$. Los autores realizaron el modelado del sistema implementando el MVF y el Método de Radiación Neta. Los resultados mostraron que la aplicación de la película de control solar para el clima cálido (C2) logra reducir el flujo de calor al interior un 62 % en comparación con el caso de referencia (C1). Asimismo, se observó que las configuraciones C2 y C3 reducen la temperatura al interior de la habitación en 4 y 1 °C, en comparación con la configuración de referencia. Xamán et al. concluyeron que para un clima frío la configuración C3 tiene un comportamiento similar al de referencia (C1).

Chen et al. (2018) desarrollaron un modelo dinámico para evaluar el desempeño óptico y térmico en una ventana de doble acristalamiento con aerogel y éste fue validado a través de un experimento realizado en Changsha, China. El sistema propuesto consistió en dos hojas de vidrio con espesor de 6 mm y una cavidad llena de aerogel con espesor de 12 mm; además, los autores consideraron tres más: C1 estaba formado por dos vidrios claros y entre ellos se formó una cavidad de aire, C2 consistió en tres vidrios claros con dos cavidades de aire y la C3 estaba formado por dos vidrios de baja emisividad con una cavidad llena de argón. Para llevar a cabo el análisis, Chen et al. consideraron cinco zonas climáticas de China: frío extremo, frío, verano-caliente e invierno-frío, verano-caliente e invierno-cálido y templado, los cuales corresponden a las ciudades de Harbin, Beijing, Changsha, Guangzhou y Kunming, respectivamente. Asimismo, cada uno de los sistemas fueron evaluados en las cuatro orientaciones. Los autores concluyeron que el sistema de acristalamiento con aerogel fue el que obtuvo mejor desempeño térmico para condiciones de calentamiento. Asimismo, los autores observaron que el sistema propuesto obtuvo el mejor desempeño bajo condiciones de enfriamiento en las orientaciones sur y norte de Changsha.

González-Julián et al. (2018) realizaron un estudio numérico para evaluar el desempeño térmico anual de un sistema de ventana de doble vidrio utilizando diferentes tipos de vidrios disponibles comercialmente en México, bajo condiciones de clima cálido en Chetumal, Quintana Roo, México. Los autores consideraron un modelo matemático bidimensional en estado permanente y en régimen de flujo

laminar, el cual fue resuelto mediante el MVF; mientras que para el intercambio radiativo superficial ellos utilizaron el Método de Radiación Neta. Asimismo, seleccionaron el día más cálido y más frío de cada mes para llevar a cabo el modelado. El sistema estaba formado por dos hojas de vidrio con espesor de 6 mm y una altura de 80 cm cada una y entre ellas se formó una cavidad con aire de espaciamiento de 2 cm. En el análisis del sistema de ventana se definieron cuatro casos de estudio: el caso C1 corresponde a un solo vidrio transparente (caso de referencia), el caso C2 con ambas hojas de vidrio transparente, el caso C3 formado por un vidrio transparente y un vidrio reflectivo (exterior) y el caso C4 con un vidrio transparente y un vidrio de baja emisividad (exterior). Sus resultados mostraron que los casos C2, C3 y C4 lograron reducir en un 12, 72.6 y 28.6 % el consumo energético en comparación con el caso de referencia. Los autores concluyeron que el caso C3 mostró el mejor desempeño térmico en condiciones de clima cálido; además, basado en el análisis de costo beneficio concluyeron que se logra recuperar la inversión de esta configuración en 3.5 años.

Liu et al. (2018) realizaron un estudio experimental para evaluar el desempeño térmico y las propiedades ópticas de una ventana de vidrio doble llena con un PCM. El sistema consistió de una estructura de aluminio de 500 mm de altura x 450 mm de ancho y dos hojas de vidrio con un espesor total de 4 mm, entre los vidrios se formó un espaciamiento de aire o PCM, el cual fue de 6, 9 y 16 mm. En el estudio los autores utilizaron tres PCM's diferentes: PCM1, PCM2 y PCM3 con temperaturas de fusión de 18, 26 y 32 °C, respectivamente. Además, consideraron tres valores distintos de radiación solar: 270, 600 y 950 W/m². Los resultados mostraron que el desempeño térmico de la ventana mejora de manera significativa cuando se utiliza el PCM; asimismo, el desempeño óptico de la ventana con PCM se reduce a un 50 % cuando este se encuentra en su fase líquida. Los autores concluyeron que el aumento del espesor del PCM puede disminuir significativamente las pérdidas del flujo de calor al interior, sin embargo, el espesor no debe superar los 16 mm para no afectar el desempeño óptico.

Li et al. (2018a) investigaron el rendimiento térmico y el consumo energético en una ventana de doble vidrio que contiene un material de cambio de fase con nanopartículas, bajo condiciones de verano, otoño e invierno en Danqing, China. El sistema propuesto por los autores estaba formado por dos hojas de vidrio con espesor de 4 mm cada una y entre los vidrios se formó una cavidad con espesor de 8 mm, la cual se llenó de un PCM con nano partículas. En el análisis numérico consideraron cuatro combinaciones del PCM con nano partículas, donde la fracción de volumen y el diámetro de las nano-partículas son variadas: el Caso A (1 %, 10 nm), B (1 %, 100 nm), C (10 %, 10 nm) y D (10 %, 100 nm). Asimismo, Li

et al. consideraron la temperatura al interior de 26, 22 y 18 °C para la temporada de verano, otoño e invierno, respectivamente. Además, el coeficiente de transferencia de calor por convección de las superficies interna y externa del vidrio fueron de 7.43 y 7.75 W/m² K, respectivamente. Los autores determinaron que, con el aumento del tamaño de nano-partículas, la temperatura de la superficie interna aumenta; mientras que aumentando la fracción de volumen, la temperatura al interior disminuye. Además, observaron que mediante una selección apropiada de fracción de volumen y tamaño de las nano-partículas, el consumo de energía se logra reducir hasta un 1.5, 2 y 4 % para condiciones de verano, otoño e invierno, respectivamente. Los autores concluyeron que el consumo mínimo de energía se obtiene con una fracción de volumen del 1 % y un diámetro de 100 nm de nano-partículas.

Li et al. (2018b) estudiaron el desempeño térmico y óptico en una ventana de doble vidrio con la integración de un PCM y nanopartículas bajo condiciones climáticas en Danqing, China. El sistema de ventana estaba conformado por dos hojas de vidrio con 6 mm de espesor y entre éstas se formaba una cavidad llenada con nano partículas y PCM con 12 mm de espesor. En el estudio utilizaron tres tipos de nano partículas: Cu, CuO y Al₂O₃, donde, cada una fue analizada con una fracción de volumen entre 0.1 y 10 %, y un tamaño entre 5 y 25 η m. El sistema propuesto fue comparado con una ventana de doble vidrio con una parafina PCM. La temperatura al interior fue considera de 26 °C. El coeficiente de extinción y el índice de refracción del vidrio fueron de 19 m⁻¹ y 1.5, respectivamente. Mientras que para el PCM el índice de refracción fue de 1.4 y el coeficiente de extinción fue de 60 y 20 m⁻¹ en su estado sólido y líquido, respectivamente. Ellos observaron que al agregar nano-partículas al PCM, la temperatura máxima de la superficie interior de la ventana disminuye, mientras que el tiempo de retardo aumenta comparado con un sistema de ventana con PCM. Los autores concluyeron que para mejorar el desempeño térmico y óptico del sistema se recomienda dispersar las nano partículas de CuO en el PCM con una fracción de volumen inferior al 1 % y con un tamaño inferior a 15 μ m.

Choia et al. (2019) llevaron a cabo una investigación experimental y numérica para evaluar el desempeño térmico en una ventana de doble fachada sometida a condiciones de verano en Yongin, Gyeonggi-do, Corea. El sistema propuesto por los autores consistió en una hoja de vidrio (exterior) con espesor de 6 mm y en la parte superior e inferior tenía una abertura de 20 mm, una cavidad con un espaciamiento de 20 mm, y dos hojas de vidrio con espesor de 6 mm cada una y entre ellas se formó una cavidad con un espacio de 12 mm llena con argón. En la parte experimental, el sistema fue comparado con un sistema de referencia; este sistema consistió en un vidrio claro (6 mm) + aire (12 mm) + un vidrio de baja

emisividad (6 mm) + argón (12 mm) + vidrio de baja emisividad (6 mm). Ambos sistemas fueron instalados en el cuarto piso de una edificación y orientados hacia el suroeste; las mediciones fueron realizadas durante 7 días. Para el análisis numérico Choi et al. evaluaron tres tipos de vidriado: en el caso 1, el vidrio exterior correspondía a un vidrio claro, en el caso 2 fue un vidrio coloreado con baja transmitancia y alta absorción y el caso 3, un vidrio de baja emisividad con baja transmitancia y alta reflectancia. Además, ellos consideraron la conducción, la convección natural en régimen turbulento y la radiación superficial. En el estudio utilizaron el software comercial Star-CCM+. Sus resultados experimentales mostraron que el sistema propuesto logra reducir hasta en un 9 % las cargas de enfriamiento durante una semana de verano comparado con el sistema de referencia. Mientras que en sus resultados numéricos observaron que el Caso 3 reduce la ganancia de calor solar hasta en un 34 % comparado con el Caso 1.

Frattolillo et al. (2019) investigaron numérica y experimentalmente el desempeño térmico de un sistema de ventana de doble vidrio bajo condiciones de verano e invierno de un clima mediterráneo. Ellos consideraron una ventana compuesta por dos hojas de vidrio y entre ellas una cavidad llena de argón con 12 mm de espesor. El vidrio exterior estaba formado por un vidrio templado de 4 mm, una capa intermedia ióno plástica de 0.9 mm y una lámina de vidrio recocido de 2.1 mm, mientras que el vidrio interior consistió de un vidrio templado con 6 mm de espesor. Para el estudio experimental, los autores construyeron dos cámaras de prueba, idénticas en tamaño y tipo de envolvente, con dimensiones de 4.15 m $\times$ 4.14 m $\times$ 3.19 m. En la pared del lado este de cada cámara se instaló una puerta acristalada con dimensiones de 670 $\times$ 1150 mm, mientras que la pared oeste se incluyeron seis ventanas, dos con dimensiones de 1420 $\times$ 940 ubicada al centro y cuatro con dimensiones de 600 $\times$ 950 ubicadas a los lados. Además, los autores consideraron vidrios con baja emisividad y electro cromático, los cuales se evaluaron en la primera y segunda cámara de prueba, respectivamente. Los resultados mostraron que uso de vidrios electro cromáticos en verano logra reducir las cargas de enfriamiento hasta en un 80 % comparado con un vidrio de baja emisividad. Asimismo, el uso de vidrios electro cromáticos en condiciones de invierno aumenta las cargas de calefacción hasta un 35 % comparado con los vidrios de baja emisividad.

Lago et al. (2019) investigaron de manera numérica el desempeño térmico de una ventana de doble vidrio ventilada con una película solar reflectiva, bajo condiciones climatológicas de Campinas, Brasil. El sistema estaba compuesto por dos hojas de vidrio, en donde el espesor de cada una fue entre 3 y 8 mm; asimismo, el espaciamiento entre los vidrios se varió de 0.002 a 0.05 m. La película solar reflectiva 3M Silver 20 fue ubicada en la parte interior del vidrio exterior. Este sistema fue comparado con uno de

referencia, el cual consiste en una ventana de doble vidrio ventilada sin película solar reflectiva. Para el análisis del sistema los autores consideraron la conducción en los vidrios, y la convección en la cavidad de aire, mientras que la radiación la consideraron como una condición de frontera. Además, la radiación solar incidente se varió entre 200 y 600 W/m². En el estudio utilizaron el MVF. Ellos mostraron que el sistema propuesto con un espesor de 8 mm en los vidrios logra reducir la energía transmitida al interior de la habitación hasta un 12 % de lo obtenido con el sistema de referencia. Además, la configuración de ventana de vidrio doble ventilada con una película solar reflectiva y un espaciamiento mayor que 0.025 m reduce en un 16 % los valores de CGCS. Los autores concluyeron que la película solar reflectiva en una ventana de vidrio doble ventilada puede reducir la energía solar penetrante en aproximadamente un 64.7 % en comparación con una ventana de vidrio doble tradicional.

Dellicompagni et al. (2020) desarrollaron un modelo para evaluar el desempeño térmico de una ventana de doble acristalamiento con un PCM bajo condiciones climáticas de Santiago de Chile. En el estudio, los autores utilizaron dos parafinas de PCM: RT18HC y RT25HC. Las propiedades ópticas y termofísicas de ambos PCMs fueron determinadas mediante técnicas de espectro radiómetro y barrido diferencial, respectivamente. Asimismo, Dellicompagni et al. implementaron una metodología nueva para determinar el calor latente mediante una función de Gauss dependiente de la temperatura y este fue resuelto con el software Simusol. Para llevar a cabo el análisis, los autores consideraron una habitación de 2.4 m × 2.6 m × 4.4 m y en la pared orientada al este incorporaron el sistema de ventana con PCM de 1.1 m × 1.1 m. Además, los autores realizaron simulaciones para cuatro casos distintos: sin PCM - sin HVAC, sin PCM - con HVAC, con PCM - sin-HVAC, y finalmente con PCM - con HVAC; para los casos sin PCM, el espacio entre vidrios fue llenado con aire. Los autores mostraron que con el sistema propuesto la temperatura interior se puede reducir hasta un 40 % en comparación con una ventana sin PCM. Asimismo, los resultados de la simulación también revelaron que el flujo de aire volumétrico para sistemas HVAC podría reducirse hasta un 87 % en invierno cuando se implementa PCM.

1.1.2. Ventanas de triple vidrio

Gasparella et al. (2011) evaluaron el efecto de distintos sistemas de acristalamiento sobre el consumo de energía de un edificio residencial bajo condiciones de invierno y verano del sur de Europa (Paris, Milán, Niza y Roma). Los autores consideraron cuatro casos de acristalamiento distintos: el Caso 1, consistió en dos vidrios con espesor de 4 mm cada uno y entre ellos se formó una cavidad de aire con espesor de 15

mm, y con transmitancia térmica (U) de $1.4 \text{ W/m}^2\text{K}$, en el Caso 2 el valor U fue de $1.1 \text{ W/m}^2\text{K}$, el Caso 3 estaba formado por tres vidrios y con dos cavidades de aire con espesores de 16 mm cada una y la U fue de $0.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ y, por último, el Caso 4, fue una configuración similar al caso 3 pero con un valor de $0.7 \text{ W/m}^2\text{K}$. El sistema propuesto estaba formado por dos hojas de vidrio con espesor de 4 mm cada una y entre ellas se formaba una cavidad de aire con espesor entre 1 y 25 mm. En el estudio utilizaron el software comercial TRNSYS. Los resultados mostraron que los casos 3 y 4 presentaron el mejor desempeño térmico para las condiciones de invierno y verano, respectivamente. Los autores concluyeron que, el uso de ventanas con baja transmitancia térmica es útil en invierno si se acompaña de alta transmitancia solar.

Arici et al. (2015) estudiaron la transferencia de calor, utilizando el software ANSYS FLUENT, para evaluar el desempeño térmico de una ventana de triple y cuádruple vidrio bajo condiciones climáticas de invierno en cuatro ciudades de Turquía. En el análisis los autores consideraron tres configuraciones distintas: la configuración 1 consistió en una ventana con 4 hojas de vidrio y entre los vidrios se formaron tres cavidades con aire; la configuración 2 correspondió a una ventana con tres hojas de vidrio y con dos cavidades con aire; y, por último, la configuración 3, fue tomada como ventana de referencia y ésta consistió en dos hojas de vidrio con una cavidad con aire. Arici et al. utilizaron hojas de vidrio con espesor de 4 mm; mientras que el espaciamiento entre vidrios fue de 6, 9, 12, 15, 18 y 21 mm. Los resultados mostraron que, la pérdida del flujo de calor respecto a una ventana de doble vidrio, se puede reducir un 50 y 67 % con una ventana de triple y cuádruple vidrio, respectivamente. Los autores concluyeron que el calor por radiación se transmite entre un 45 y 75 % dependiendo de la diferencia de temperatura entre la superficies de la ventana.

Arici y Kan (2015) investigaron numéricamente el flujo de fluido y la transferencia de calor conjugada en ventanas de doble, triple y cuádruple vidrio. En el análisis del sistema los autores consideraron la conducción, la convección natural y el intercambio radiativo superficial, los cuales fueron resueltos mediante el software comercial ANSYS FLUENT 12.1. Arici y Kan propusieron tres sistemas de ventana, los cuales consistían en dos (DV), tres (TV) y cuatro (CV) hojas de vidrio. Además, entre las hojas de vidrio se formaban cavidades llenas con aire o argón y con un espacio de 6, 9, 12, 15 y 18 mm. Asimismo, los autores consideraron el valor de emisividad de 0, 0.25, 0.50, 0.75 y 1, y cada hoja de vidrio con espesor de 4 mm. Las temperaturas al exterior e interior fueron consideradas de 20 y -15°C , mientras que los coeficientes de transferencia de calor convectivos fueron de 8.29 y $34 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ al interior y exterior, respectivamente. Los resultados mostraron que los valores de U se logran reducir entre

un 5 y 20 % utilizando argón en lugar de aire y con diferentes valores de emisividad. Además, observaron que una ventana de cuádruple vidrio comparada con una de doble logra reducir la temperatura en 10 y 12 °C utilizando aire y argón, respectivamente. Los autores concluyeron que aumentando el espacio de las cavidades decrecen los valores de U; sin embargo, con espacios mayores que 12 mm la variación de los valores de U son insignificantes.

Fanga et al. (2015) estudiaron de manera teórica y experimental el efecto de la emitancia y las superficies con recubrimientos de baja emisividad sobre el comportamiento térmico de una ventana de triple vidrio, bajo condiciones climáticas de China. Para el estudio numérico Fang et al. resolvieron su modelo con la metodología de volumen finito; consideraron conducción de calor a través de los vidrios y el intercambio radiativo en las cavidades. El sistema que estudiaron estaba formado por tres hojas de vidrio con espesor de 4 mm cada una, entre los tres vidrios se formaron dos cavidades al vacío con espaciado de 0.12 mm cada una. Las cavidades se mantuvieron mediante dos conjuntos de pilares con un diámetro de 0.3 mm y a una separación de 25 mm entre ellas. Para llevar a cabo el análisis los autores consideraron cuatro recubrimientos de baja emisividad sobre las superficies adyacentes a las cavidades al vacío y utilizaron dos valores de emitancia, los cuales fueron 0.03 y 0.18. Sus resultados mostraron que al disminuir la emitancia de 0.18 a 0.03 y con dimensiones del sistema de 0.4 m $\times$ 0.4 m, los valores del coeficiente global de transferencia de calor (U) disminuye de 0.41 a 0.22 W/m K. Los autores concluyeron que la ubicación de los recubrimientos de baja emisividad dentro de sistema de triple vidrio es importante para alcanzar un valor bajo de U.

Gloriant et al. (2015) propusieron modelos simplificados para evaluar el desempeño térmico de una ventana de triple vidrio bajo condiciones climáticas de invierno en Francia. Para llevar a cabo el análisis del sistema de ventana, los autores utilizaron dos modelos diferentes: ABS1 y ABS2. El modelo ABS1 consistió en precalcular los coeficientes de convección mediante CFD, mientras que en el modelo ABS2 consideraron una relación entre el número de Nusselt y los flujos de calor por convección de las superficies. Los resultados obtenidos de ambos modelos fueron comparados con un modelo de CFD, en donde utilizaron el software FLUENT. El sistema estaba formado de tres hojas de vidrio, en cual el vidrio 1 y 3, tienen espesor de 4 mm, y una apertura de 15 mm respecto al marco superior, mientras que el vidrio 2 tiene un espesor de 6 mm, y una apertura de 15 mm respecto al marco inferior; entre los vidrios se formaron dos cavidades con aire de 13 mm de ancho. Los resultados mostraron que la desviación entre los modelos para el flujo de calor a través de la ventana es relativamente baja. Asimismo, el modelo

ABS1 proporciona resultados con mayor exactitud respecto a la temperatura de aire a la salida y los indicadores globales. Los autores concluyeron que el modelo ABS2 no presentó resultados satisfactorios cuando el flujo de aire supera los $15 \text{ m}^3/\text{h}$.

Liu et al. (2016a) desarrollaron un modelo matemático para evaluar el desempeño térmico de una ventana de cuádruple vidrio con la adición de un PCM. También, realizaron el estudio experimental para validar su modelo matemático bajo condiciones climáticas de Danqing, China. El sistema que estudiaron estaba formado por cuatro hojas de vidrio arregladas de la siguiente manera: entre el vidrio 1 y 2 se encontraba un espaciamiento con aire, en el espacio entre el vidrio 2 y 3 colocaron un PCM y entre el vidrio 3 y 4, nuevamente, un espaciamiento con aire. En el análisis experimental utilizaron una habitación de prueba a pequeña escala con dimensiones de 2.66 m de altura, 1.46 m de ancho y 1.65 m de profundidad, la cual tenía la ventana compuesta por cuatro hojas de vidrio con espesor de 4.5 mm cada una, con espaciamiento de aire y/o PCM de 45 mm. El PCM que los autores utilizaron fue una parafina orgánica RT27. Los resultados mostraron que la transferencia de calor en la ventana de cuádruple vidrio con PCM puede ser resuelta a través del modelo matemático. Los autores concluyeron que la diferencia entre los resultados numéricos y experimentales se debe principalmente al efecto de la temperatura inicial en el experimento de la ventana con PCM.

Li et al. (2016c) realizaron un estudio experimental para evaluar el desempeño térmico de una ventana de triple vidrio con la integración de un PCM. La geometría del sistema propuesto (TW + PCM) tenía dimensiones de 0.5 m de largo $\times$ 0.5 m de ancho $\times$ 0.043 m de espesor. Cada hoja de vidrio tenía un espesor de 0.05 m, mientras que las cavidades que se formaban entre los vidrios tenían un espaciamiento de 0.014 m y, además, estas fueron llenadas con aire o PCM. En el análisis, los autores compararon el sistema propuesto con una ventana de triple vidrio sin PCM (TW) y una ventana de doble vidrio con PCM (DW + PCM), ambas configuraciones tenían los mismos espesores en las cavidades y los vidrios. Los autores utilizaron una parafina orgánica MG29. En la parte experimental, los autores utilizaron dos cámaras iguales aisladas térmicamente construidas de panel aislante de poliuretano y dentro de cada una se encontraba una cámara de prueba. Las tres configuraciones de ventanas fueron instaladas en la cara sur de la cámara de pruebas y sometidas a condiciones climáticas de verano en Nanjing, China para un día lluvioso y soleado. Los resultados mostraron que TW + PCM logra reducir los flujos de calor hasta un 16.6 y 28 % en comparación con la TW y la DW+PCM, respectivamente. Los autores concluyeron que TW + PCM reduce las fluctuaciones de temperatura de la superficie interior y el calor que ingresa

en la habitación, pero no logra reducir el flujo de calor máximo de la superficie.

Wang et al. (2017) diseñaron un nuevo sistema de ventana de triple vidrio con una persiana veneciana, el cual estudiaron numérica y experimentalmente para evaluar su desempeño energético y térmico bajo condiciones climáticas de invierno y verano en China. Ellos utilizaron un modelo de balance global bidimensional en estado transitorio para analizar la transferencia de calor de dicho sistema. El sistema de ventana consistió en tres hojas de vidrio, entre el vidrio 1 y 2 se formó una cavidad con aire, a la mitad de esta cavidad incorporaron una persiana veneciana, asimismo, entre el vidrio 2 y 3 se formó otra cavidad de aire. También, en la parte inferior y superior de las cavidades incorporaron interruptores para permitir el paso de flujo de aire. En el análisis experimental los autores construyeron una celda de prueba de 4000 mm de largo $\times$ 2400 mm de ancho $\times$ 3000 mm de altura. Al interior de la celda instalaron dos cámaras de prueba idénticas, en la cámara 1 se evaluó el sistema de ventana propuesto, mientras que en la cámara 2 se evaluaron dos sistemas distintos de ventana de vidrio doble: ventana con vidrios de baja emisividad, y ventana con la implementación de persianas. Los resultados mostraron que el consumo de energía anual con la ventana de triple vidrio propuesto por Wang et al. logra reducir hasta un 56.4 y 36.9 % en comparación con la ventana con vidrios de baja emisividad y la ventana con la implementación de persianas, respectivamente. Los autores concluyeron que la comparación entre los resultados del modelo numérico y los datos experimentales muestran una buena aproximación.

Heim et al. (2018) investigaron de manera experimental las propiedades ópticas de una ventana de triple vidrio con un PCM en su estado líquido y sólido, respectivamente. El análisis experimental consistió en tres elementos combinados: la celda de prueba, el sol artificial y el sistema de adquisición de datos. La celda de prueba tenía 150 mm de largo $\times$ 45 mm de ancho $\times$ 2100 mm de altura. El sistema propuesto estaba formado por tres hojas de vidrio con espesor de 4 mm cada una, y entre los vidrios se formaron dos cavidades con 16 mm de espaciamiento, las cuales contenían aire, argón o PCM. Los autores utilizaron el PCM RT 21HC. Asimismo, ellos evaluaron las propiedades ópticas del sistema utilizando una intensidad de radiación de 1000 W/m². Los resultados mostraron que cuando el PCM fue ubicado entre los vidrios 1 y 2, el valor de irradiación solar que se transmitió fue de 5 y 142 W/m², en su fase sólida y líquida, respectivamente. Mientras que cuando el PCM fue localizado en la cavidad formada entre el vidrio 2 y 3, el valor de irradiación solar fue de 0 y 118 W/m². Los autores concluyeron que cuando el PCM está en su fase líquida es transparente, en su fase de mezcla es translúcido y en su fase sólida es menos transparente con un color gris claro.

Sadooghi y Kherani (2018) plantearon un modelo matemático basado en el método de radiosidad-irradiación para evaluar el desempeño energético de ventanas de triple y cuádruple vidrio. Ellos consideraron dos configuraciones distintas de ventanas: la configuración 1 estaba compuesta por cuatro hojas de vidrio, en la cual los vidrios internos 2 y 3 fueron de baja emisividad; la configuración 2 estaba formada por tres hojas de vidrio, en donde se formaron dos cavidades por la separación que existe entre un vidrio y otro, donde, el vidrio interno 2 fue de baja emisividad. Para llevar a cabo el análisis del sistema, los autores consideraron espesores de la hoja de vidrio de 3, 6 y 9 mm, el espacio entre vidrios fue de 0.014, 0.023, 0.032, 0.041, 0.05 y 0.059 m, la emisividad fue 0.1, 0.3, 0.5 y 0.85 y, asimismo, las cavidades contenían un gas distinto para cada caso: aire, argón o Kriptón. En el estudio consideraron la conducción, la convección y radiación en el sistema a través de un balance de energía. Los resultados mostraron que el orden de importancia para reducir las pérdidas de calor es: número de paneles, la emisividad de la capa interna y la separación entre vidrios.

Li et al. (2018c) investigaron de manera experimental y numérica el desempeño térmico dinámico y el ahorro de energía de una ventana de triple vidrio con la inserción de un PCM, este estudio fue realizado bajo condiciones climáticas de verano e invierno en Nanjing, China. El sistema propuesto por Shuhong et al. estaba formado por tres vidrios con espesor de 5 mm cada uno, entre estos vidrios se formaron dos cavidades con espaciamiento de 14 mm: la cavidad adyacente al medio exterior estaba llena con un PCM, mientras que la cavidad adyacente al exterior contenía aire. Este sistema fue comparado con dos sistemas de referencia, el primer sistema de referencia (DW + PCM) estaba compuesto por dos vidrios que formaban una cavidad llena de PCM; el segundo sistema (TW) es similar a la propuesta por los autores, la única diferencia es que ambas cavidades contenían aire. En su estudio utilizaron la parafina MG29 y realizaron el modelado numérico a través del software FLUENT. Los resultados mostraron que el sistema TW + PCM en un día soleado de verano logra reducir el flujo de calor al interior hasta un 21.3 y 32.8 % en comparación con los sistemas de referencia DW + PCM y TW, respectivamente; mientras que en un día lluvioso de verano TW + PCM redujo el flujo de calor hasta un 24.8 y 5.6 % respecto a los sistemas de referencia. Los autores concluyeron que en condiciones típicas del verano el sistema TW+PCM puede evitar el riesgo de sobrecalentamiento, reducir la fluctuación de la temperatura interior y ahorrar el consumo de energía del aire acondicionado.

Foruzan Nia et al. (2019) investigaron numéricamente el efecto de la radiación sobre la transferencia

de calor conjugada en ventanas de múltiples paneles. Los autores consideraron un modelo bidimensional, en estado transitorio y en régimen laminar, el cual se resolvió mediante el Método de Diferencias Finitas (MDF); mientras que para resolver la radiación del gas utilizaron el Método de Ordenadas Discretas (MOD). Los autores analizaron dos sistemas de ventanas: el primer sistema consistió en dos hojas de vidrio con una cavidad llenada con gas (DW), y el segundo sistema estaba formado por tres hojas de vidrio que formaron dos cavidades llenadas con gas (TW). El gas fue considerado como un medio participante radiativamente. Asimismo, los autores consideraron una relación de aspecto $H/L = 70$ para cada panel, mientras que para el espesor de la cavidad fue dos veces el de la hoja de vidrio, $L/a = 2$; consideraron temperaturas al interior y exterior de 22 y 40 °C, respectivamente. Las superficies del vidrio fueron cubiertas con un material reflejante con una emisividad de 0.8 y, además, consideraron diferentes espesores ópticos en un intervalo entre 0 y 10 m^1 . Sus resultados mostraron que con el aumento de dos a tres hojas de vidrio obtuvieron un gradiente de temperatura más bajo entre las superficies, lo que en consecuencia reduce la fuerza de flotación en las capas de gas. Además, los autores observaron que cuando el gas participa en la radiación hay una disminución del 20 % en el flujo de calor promedio en comparación con el medio no radiante. Los autores concluyeron que conforme aumenta el espesor óptico se requiere mayor tiempo de cómputo para alcanzar el estado estable.

Zhang et al. (2019) propusieron un modelo bidimensional para analizar la transferencia de calor conjugada de una ventana de triple vidrio con aire de escape; la cual, verificaron mediante datos experimentales bajo condiciones climatológicas de Wuhan, China. El sistema estaba compuesto por tres vidrios claros con espesor de 6 mm cada uno, entre estos vidrios se formaron dos cavidades (exterior e interior) con un espaciamiento de 40 mm, las cuales fueron llenadas con aire. En la cavidad de aire exterior se encontraba una persiana veneciana controlable. Además, en la parte superior e inferior de las cavidades se incorporaron interruptores para permitir el paso del flujo de aire. Los autores consideraron balances de energía para el análisis del sistema de ventana. Zhang et al. compararon el sistema propuesto con un sistema de referencia que consistió en una ventana de triple vidrio convencional. Para el análisis experimental los autores construyeron una celda de prueba de 4000 mm de largo $\times$ 2400 mm de ancho $\times$ 3000 mm de altura. Al interior de la celda instalaron dos cámaras de prueba idénticas de 1550 mm de largo $\times$ 850 mm de ancho $\times$ 2000 mm de altura. Los resultados mostraron que, comparado con el sistema de referencia, el sistema propuesto por los autores logra reducir un 25.3 y 50.1 % las cargas anuales de enfriamiento y calefacción acumuladas. También, concluyeron que el sistema propuesto es aplicable a los edificios que tienen instalados un sistema de suministro de aire fresco.

Liu et al. (2019) llevaron a cabo un análisis paramétrico del desempeño térmico de una ventana de triple vidrio con un obturador externo, bajo condiciones de invierno y verano de ciudades del norte de Europa. El sistema de ventana estaba compuesto por tres hojas de vidrio y un obturador de aluminio ubicado en la parte interior de la habitación; entre los vidrios y el obturador se formaron tres cavidades, las cuales contenían aire y argón. Liu et al. utilizaron un modelo de simulación dinámica del Software WINDOWS 7.4; además, consideraron los siguientes parámetros para la simulación: el ángulo de inclinación de la ventana (posición vertical, horizontal y a 45°), el espesor de la cavidad entre el vidrio y el obturador de 10 a 50 mm, la tasa de penetración de aire entre la cavidad y el exterior de 0 a $0.01 \text{ m}^3/\text{s}$ y la ubicación del recubrimiento del obturador (parte exterior e interior). Asimismo, Liu et al. analizaron el nivel de luz diurna y la transmitancia térmica lineal del sistema propuesto, el cual se ve afectada por el aislamiento alrededor del marco de la ventana, el corte de revestimiento y el espesor de la capa de aislamiento del techo. Los resultados mostraron que el valor U total del sistema propuesto se puede reducir hasta $0.3 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$ a medida que la ventana gira desde la posición vertical a la posición horizontal. Además, concluyeron que encontraron que la temperatura de la superficie interior se puede disminuir de 34°C al intervalo de $25.9 - 28.2^\circ \text{C}$ en verano mediante la implementación de un obturador interno. Los autores concluyeron que una mayor tasa de penetración de aire entre la cavidad y el ambiente exterior disminuye la temperatura del aire en la cavidad y la temperatura de la superficie en el vidrio interno.

Wieprzkowicz y Heim (2020) realizaron un estudio numérico para evaluar el desempeño óptico y térmico en un sistema de ventana con PCM, bajo condiciones de verano en un clima cálido. El sistema estaba compuesto por tres hojas de vidrio con espesor de 4 mm cada una, y entre ellas se formaban dos cavidades con espaciamiento de 16 mm; la primera cavidad fue llenada con un PCM, mientras que la segunda con argón. Asimismo, ellos consideraron cinco PCMs distintos: RT18HC, RT22HC, RT25HC, RT28HC y RT31. Para llevar a cabo el análisis, los autores consideraron las propiedades ópticas del PCM dependientes de la temperatura, lo cual hicieron mediante un algoritmo de control refinado en WINDOWS y, posteriormente, implementaron el software comercial ESP-r. Además, los autores consideraron dos habitaciones idénticas con dimensiones de $2.6 \text{ m} \times 2.4 \text{ m} \times 4.4 \text{ m}$ y una ventana de 1 m^2 ; en la primera habitación la ventana fue orientada al *este*, mientras que en la segunda al *oeste*. Sus resultados mostraron que la implementación del PCM contribuye a la reducción de las cargas de enfriamiento y, además, logra disminuir hasta 8°C comparado con una ventana de triple vidrio convencional. Por otra parte, los autores observaron que la ventana con PCM en estado líquido puede garantizar buena visibilidad, mientras que un efecto contrario sucede cuando el PCM se encuentra en su estado sólido. Los autores concluyeron que los PCMs RT25HC y RT18HC obtuvieron el mejor desempeño energético para la orientación *este* y

oeste, respectivamente.

1.2. Justificación

Con base en la revisión bibliográfica se observó que la adición de paneles de vidrio en el sistema de ventana ayuda a reducir las cargas térmicas, lo cual disminuye el consumo de energía y mejora el confort térmico al interior de la edificación. También, cabe mencionar que la mayoría de estos estudios se han llevado a cabo bajo condiciones climáticas en China y Turquía. Además, se encontró que las ventanas de triple vidrio logran disminuir las cargas térmicas hasta un 50 % en comparación con una ventana de doble vidrio. Por otra parte, algunos autores han concluido que en este tipo de sistemas es esencial considerar el intercambio radiativo superficial en las cavidades con aire, ya que este mecanismo de transferencia de calor es responsable de casi el 53 % de las ganancias de calor en el sistema. Asimismo, aún no se ha establecido un ancho óptimo para las cavidades con aire de la ventana de triple vidrio en condiciones de verano.

En la mayoría de estudios numéricos sobre ventanas de triple vidrio no se ha considerado el término de atenuación en los vidrios o el PCM provocando que no se tome en cuenta la cantidad de energía que tales medios absorben de la radiación solar incidente.; a su vez, la consideración de condiciones de frontera con temperatura o flujo de calor uniforme y el modelado en una dimensión omite la variación vertical de la temperatura en el vidrio. Además, se ha observado que el desempeño térmico de este sistema mejora de manera significativa con la integración del PCM en alguna de sus cavidades. Por lo tanto, tomando en cuenta las deficiencias observadas en literatura revisada, en el presente estudio se analizará la transferencia de calor conjugada (conducción, convección e intercambio radiativo superficial) en una ventana de triple vidrio con un PCM considerando las pérdidas por convección y radiación en la superficies exterior e interior del sistema; y se considerará la atenuación de la radiación solar a través de los vidrios y el PCM. Esta ventana se propone como una opción para disminuir los flujos de calor total al interior en un clima cálido de la República Mexicana promoviendo a su vez el ahorro de energía.

1.3. Hipótesis

Hipótesis 1: Una ventana de triple vidrio con PCM puede solucionar el problema de sobrecalentamiento en las ventanas de doble vidrio con PCM.

Hipótesis 2: La absorción o atenuación de la radiación solar a través del PCM tiene un efecto significativo

sobre el comportamiento térmico de éste.

Hipótesis 3: Una ventana de triple vidrio con PCM es capaz de disminuir considerablemente los flujos de calor hacia el interior bajo condiciones de clima cálido y templado de México.

1.4. Objetivo general

Estudiar la transferencia de calor conjugada en una ventana de triple vidrio con un material de cambio de fase para determinar el flujo de calor a través de ésta, y comparar los resultados respecto a una ventana de vidrio convencional bajo condiciones de un clima cálido y un clima templado de la República Mexicana.

1.4.1. Objetivos específicos

- Modelar la transferencia de calor conjugada en una ventana de triple vidrio convencional.
- Modelar el comportamiento térmico del PCM.
- Seleccionar el PCM adecuado para la aplicación.
- Modelar la transferencia de calor conjugada de dos configuraciones de ventana de triple vidrio con un PCM bajo condiciones de un clima cálido de la República Mexicana.
- Determinar la configuración óptima del PCM en la ventana.
- Comparar los resultados de las ventanas de triple vidrio con un PCM respecto a una ventana de un solo vidrio y una ventana de triple vidrio.
- Determinar el flujo de energía a través de las componentes durante los días modelados.

Capítulo 2. Modelo físico y matemático

En este capítulo se presenta el modelo físico representativo de la ventana de triple vidrio con un PCM, las consideraciones realizadas y su modelo matemático. En primer lugar, se describe de manera detallada las dimensiones y los mecanismos de transferencia de calor involucrados en el sistema propuesto, así como de los sistemas de referencia. Posteriormente, se muestran los modelos matemáticos que gobiernan los distintos mecanismos de transferencia de calor y sus respectivas condiciones de frontera. Por último, se presentan algunos materiales de cambio de fase con sus respectivas propiedades ópticas y termofísicas

2.1. Modelo físico

La Figura 3 (a) muestra el modelo físico representativo de la ventana de triple vidrio con un PCM (TV1-PCM). La ventana está compuesto por tres hojas de vidrio claro con espesores H_{V1} , H_{V2} y H_{V3} , respectivamente. En la superficie *este* del vidrio 1 (exterior) se encuentra adherido un PCM con espesor H_{PCM} ; además, entre el PCM y el vidrio 2 y los vidrios 2 y 3 se forman dos cavidades con aire de anchos H_{C1} y H_{C2} cada una. La ventana tiene una altura H_y . El desempeño térmico de la ventana de triple vidrio TV1-PCM se compara con una ventana de triple vidrio con PCM en diferente ubicación y con dos configuraciones de referencia: una ventana de un vidrio convencional y una ventana de triple vidrio sin PCM. Esta comparación tiene la finalidad de observar la eficiencia de la TV1-PCM en la reducción de flujos de calor y temperatura. En la Figura 4 se muestran las configuraciones analizadas en este trabajo: (a) configuración VC es una ventana de vidrio convencional, (b) configuración TV corresponde a una ventana de triple vidrio convencional y, por último, (c) configuración TV2-PCM consiste en una ventana de triple vidrio con un PCM ubicado en la superficie *este* del vidrio 2.

En la ventana TV1-PCM, así como en las ventanas de referencia, se ven involucrados los distintos mecanismos de transferencia de calor (conducción, convección e intercambio radiativo superficial). Sin embargo, antes de explicar cómo estos mecanismos están involucrados en la ventana, se da una breve definición de cada uno de estos para un mejor entendimiento. Además, se define el PCM, su funcionamiento y cómo se clasifican estos materiales de acuerdo a la literatura.

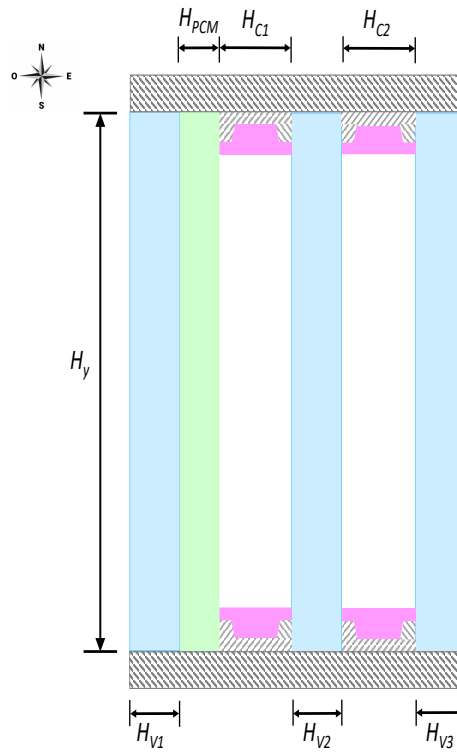


Figura 3. Modelo físico de la configuración TV1-PCM

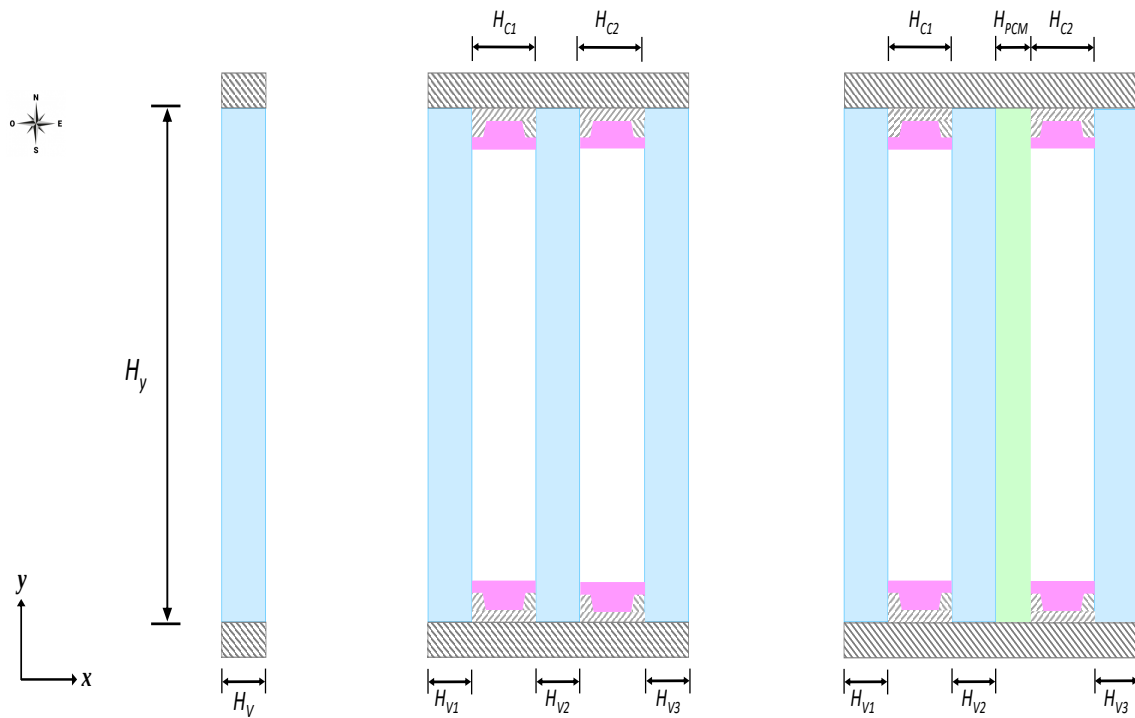


Figura 4. Modelo físico de la configuración: (a) VC, (b) TV y (c) TV2-PCM

- Conducción de calor: es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustan-

cia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas. En los gases y líquidos la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio; mientras que en los sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de moléculas en una retícula y al transporte de energía por parte de los electrones libres (Cengel y Ghajar, 2011).

- Convección de calor: es el modo de transferencia de calor que ocurre cuando un fluido fluye sobre un cuerpo sólido mientras que las temperaturas de ambos son diferentes, y este fenómeno comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de los fluidos. También, la convección de calor se presenta en dos formas: la primera es la convección forzada, cuando el fluido es forzado a fluir sobre la superficie sólida mediante medios externos, y la segunda es la convección natural, ocasionada por los efectos de flotación resultado de la diferencia de densidades causado por la variación de temperaturas en el fluido (Ozisik, 1985).

- Intercambio radiativo superficial: todos los cuerpos emiten energía debido a su temperatura y esta energía emitida es llamada radiación térmica. Cuando dos cuerpos a diferentes temperaturas interactúan entre sí, el calor es intercambiado entre ellos por radiación. Si el medio entre ellos es llenado con una sustancia como el aire seco que es transparente a la radiación, la radiación emitida desde un cuerpo viaja a través del medio sin atenuación y alcanza el otro cuerpo, y viceversa. De esta forma, el cuerpo caliente experimenta pérdidas de calor y el cuerpo frío una ganancia de calor, como resultado del intercambio de calor radiativo (Ozisik, 1985).

- PCM: son materiales que almacenan o liberan energía como calor latente mientras se produce el cambio de fase líquido-sólido o sólido-líquido. El cambio de fase sólido-líquido por fusión y solidificación puede almacenar cantidades grandes de calor, si un material adecuado es seleccionado. Durante el proceso de fusión o solidificación, el calor es almacenado o liberado hacia o desde el material, mientras éste se mantiene a una temperatura constante, también conocida como temperatura de cambio de fase. Sin embargo, si el cambio de fase es completado, el material comenzará nuevamente a almacenar energía como calor sensible (Figura 5).

Generalmente, los PCM se pueden clasificar de acuerdo a su composición química como orgánicos, inorgánicos y eutécticos, mostrando ventajas y desventajas uno con respecto a otro, las cuales

fueron investigadas por Zeng et al. (2017) y estas se muestran en la sección de Anexos A. Por otra parte, de acuerdo a la literatura los PCM más utilizados en las envolventes de edificaciones para almacenamiento térmico son las parafinas y sales hidratadas debido a su gran disponibilidad en el mercado internacional y su bajo costo; en la sección de Anexos B se muestran algunos PCM con sus respectivas propiedades termofísicas.

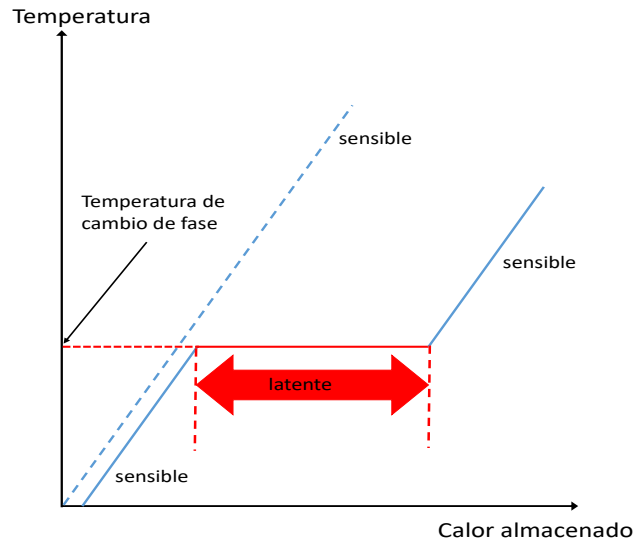


Figura 5. Almacenamiento de calor como calor latente para el cambio de fase sólido-líquido

En la Figura 6 (b) se presentan los mecanismos de transferencia de calor involucrados en la ventana TV1-PCM. El vidrio exterior está sometido a condiciones del medio ambiente, sobre el cual incide una radiación solar en dirección normal (G). Una parte de esta radiación es reflejada hacia el medio ambiente ($q_{\rho 1}$), otra es absorbida por el vidrio ($q_{\alpha 1}$) y la tercera parte se transmite hacia el PCM ($q_{\tau 1}$) y el resto de los vidrios ($q_{\tau PCM}$ y $q_{\tau 2}$) hasta lograr interactuar con el ambiente interior ($q_{\tau 3}$). Asimismo, la energía que se transmite del vidrio 1 e interactúa con el PCM y los demás vidrios, se divide en tres partes: una parte es atenuada por el PCM ($q_{\alpha PCM}$) y los vidrios 2 ($q_{\alpha 2}$) y 3 ($q_{\alpha 3}$), otra se refleja hacia el PCM ($q_{\rho 2}$) y el vidrio 2 ($q_{\rho 3}$) y, la última parte se transmite hacia el interior.

Dado que las cavidades contienen aire seco y debido a que existe una diferencia de temperaturas entre las superficies internas de las cavidades se presenta el fenómeno de intercambio radiativo superficial; asimismo, debido a la diferencia de temperatura entre el aire y las superficies se presenta una transferencia de calor por convección natural; mientras que en las hojas de vidrio se tiene transferencia de calor

por conducción. Adicionalmente, debido a la diferencia de temperatura que existe entre las superficies de los vidrios y el aire del ambiente exterior e interior, se generan flujos de calor por convección y, a su vez, estas superficies intercambian flujos radiativos con sus alrededores. Las fronteras horizontales se consideran adiabáticas.

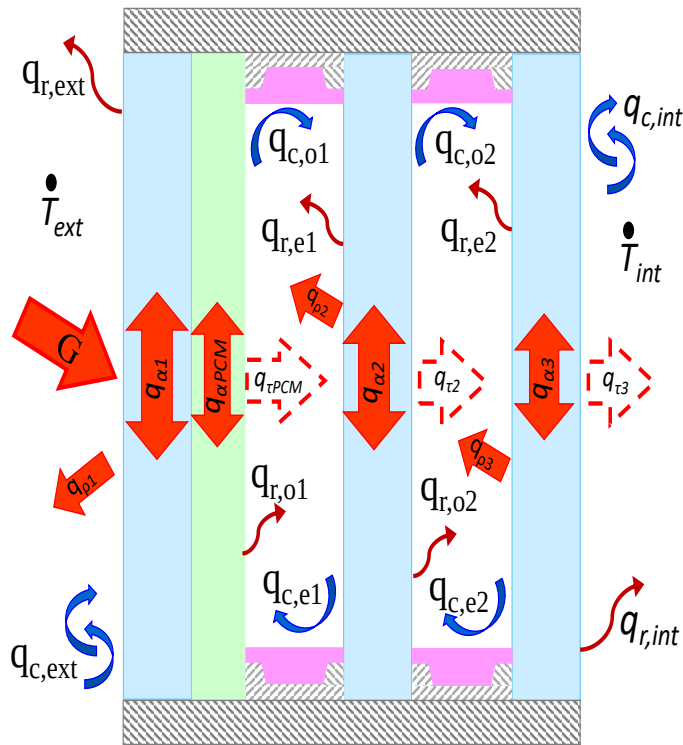


Figura 6. Mecanismos de transferencia de calor involucrados en la configuración TV1-PCM.

2.2. Modelo matemático

Como se mencionó anteriormente, la ventana TV1-PCM está compuesto por distintos componentes (vidrios, cavidades con aire, PCM) en los cuales se ven involucrados uno o más mecanismos de transferencia de calor, por lo tanto, en esta sección se presentan los modelos matemáticos que gobiernan estos mecanismos, así como sus respectivas condiciones de frontera.

2.2.1. Modelo conductivo-radiativo para los paneles de vidrio

El modelo matemático que gobierna la conducción de calor bidimensional y en estado transitorio para los paneles de vidrio es descrito por la siguiente ecuación:

$$\rho C_P \frac{\partial T_V}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T_V}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T_V}{\partial y} \right) - \frac{d\theta}{dx} \quad (1)$$

en donde λ es la conductividad térmica (W/m·K), ρ es la densidad (kg/m³), C_p es el calor específico (J/kg · K), T es la temperatura (K), $d\theta/dx = G \exp[-Sg(x)]$, Sg es el coeficiente de extinción determinado con la ley de Beer-Bourguier y G es la radiación solar incidente. Para el panel de vidrio 1, la condición de frontera vertical al exterior (en $x=0$) es

$$-\lambda \frac{\partial T_{V1}}{\partial x} = h_{ext} (T_{ext} - T_{V1}) + \sigma \varepsilon_{V1} (T_{V1}^4 - T_{ext}^4) \quad (2)$$

en donde el coeficiente de transferencia de calor convectivo h_{ext} depende de la velocidad del viento V_{viento} y se calcula mediante la siguiente relación: $h_{ext} = 2.8 + 3V_{viento}$ (Duffie y Beckmann, 1980); además, T_{ext} es la temperatura del aire ambiente exterior.

Asimismo, en todas las superficies verticales de los vidrios que interactúan con el aire de las cavidades fue realizado un balance de energía, en el que se consideró el flujo de calor conductivo en el vidrio, el flujo de calor convectivo en el aire (q_c) y el flujo de calor radiativo (q_r) resultado del intercambio radiativo entre las superficies de las cavidades, el cual se expresa como sigue:

$$-\lambda \frac{\partial T_V}{\partial x} = q_c + q_r \quad (3)$$

Por otra parte, cuando el vidrio está en contacto con el PCM fue realizado un balance de energía en el que se consideró el flujo de calor conductivo del vidrio y el flujo conductivo del PCM y este balance se denota de la siguiente manera:

$$\lambda \frac{\partial T_V}{\partial x} = \lambda \frac{\partial T_{PCM}}{\partial x} \quad (4)$$

Cabe mencionar que las condiciones de frontera cambian de acuerdo a la configuración de ventana. A continuación, se muestran las condiciones de frontera para los paneles de vidrio de la configuración TV1-PCM:

Panel de vidrio 1, para $0 \leq y \leq H_y$:

en $x=H_{V1}$

$$-\lambda \frac{\partial T_{V1}}{\partial x} = -\lambda \frac{\partial T_{PCM}}{\partial x} \quad (5)$$

Panel de vidrio 2, para $0 \leq y \leq H_y$:

en $x=H_{V1} + H_{PCM} + H_{C1}$

$$-\lambda \frac{\partial T_{V2}}{\partial x} = q_{c,e1} + q_{r,e1} \quad (6)$$

en $x=H_{V1} + H_{PCM} + H_{C1} + H_{V2}$

$$-\lambda \frac{\partial T_{V2}}{\partial x} = q_{c,o2} + q_{r,o2} \quad (7)$$

Panel de vidrio 3, para $0 \leq y \leq H_y$:

en $x=H_{V1} + H_{PCM} + H_{C1} + H_{V2} + H_{C2}$

$$-\lambda \frac{\partial T_{V3}}{\partial x} = q_{c,e2} + q_{r,e2} \quad (8)$$

Los subíndices e y o, representan las superficies *este* y *oeste*, respectivamente, mientras que 1 y 2 representan la cavidad con aire en la que se generan estos flujos. Por otro lado, la condición de frontera para la superficie vertical del vidrio 3 que interactúa con el aire del ambiente interior ($x=H_{V3}$) es:

$$-\lambda \frac{\partial T_{V3}}{\partial x} = h_{int} (T_{V3} - T_{int}) + \sigma \varepsilon_V (T_{V3}^4 - T_{int}^4) \quad (9)$$

en donde el coeficiente de transferencia de calor convectivo (h_{int}) es considerado como un valor

constante de $2.5 \text{ W/m}^2\text{K}$ y T_{int} es la temperatura del aire al interior de la habitación con un valor de 25°C , los cuales son las condiciones de verano dadas por el estándar internacional ISO 15099 (2003). Por otra parte, las fronteras horizontales de los paneles de vidrio y las cavidades se consideran adiabáticas ($\partial T_V / \partial y = 0$).

2.2.2. Modelo convectivo para el aire en la cavidades

La transferencia de calor por convección natural es considerada en las cavidades con aire, este fenómeno puede ser expresado mediante las ecuaciones de conservación de masa, momentum y energía. Estas ecuaciones fueron simplificadas considerando que el fenómeno se desarrolla en dos dimensiones, en estado transitorio y en régimen de flujo laminar, asimismo se considera que el aire es un fluido newtoniano e incompresible que no participa radiativamente; y por su parte, las propiedades termofísicas se consideran constantes, a excepción de la densidad en el término de flotación (aproximación de Boussinesq). A continuación se presentan dichas ecuaciones:

Conservación de masa

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (10)$$

Conservación de Momentum en en la dirección “x”

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v \cdot u)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) - \frac{\partial P}{\partial x} \quad (11)$$

Conservación de Momentum en en la dirección “y”

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u \cdot v)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v \cdot v)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) - \frac{\partial P}{\partial y} + \rho g \beta (T - T_{ref}) \quad (12)$$

Conservación de Energía

$$\rho C_P \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u \cdot T)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v \cdot T)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (13)$$

donde μ es la viscosidad dinámica ($\text{kg/m}\cdot\text{s}$), u es la componente de velocidad en la dirección x (m/s),

v es la componente de la velocidad en la dirección y (m/s), y P es la presión (Pa).

En las superficies sólidas de las cavidades se consideró la condición de no deslizamiento (es decir, $u=v=0$), mientras que las condiciones de frontera térmicas son las siguientes:

Cavidad con aire 1, para $0 \leq y \leq H_y$:

$$\text{en } x=H_{V1} + H_{PCM} \quad -\lambda \frac{\partial T_{PCM}}{\partial x} = q_{c,o1} + q_{r,o1} \quad (14)$$

en $x=H_{V1} + H_{PCM} + H_{c1}$

$$-\lambda \frac{\partial T_{V2}}{\partial x} = q_{c,e1} + q_{r,e1} \quad (15)$$

Cavidad con aire 2, para $0 \leq y \leq H_y$:

en $x=H_{V1} + H_{PCM} + H_{C1} + H_{V2}$

$$-\lambda \frac{\partial T_{V2}}{\partial x} = q_{c,o2} + q_{r,o2} \quad (16)$$

en $x=H_{V1} + H_{PCM} + H_{C1} + H_{V2} + H_{C2}$

$$-\lambda \frac{\partial T_{V3}}{\partial x} = q_{c,e2} + q_{r,e2} \quad (17)$$

2.2.3. Modelo Radiativo

El intercambio radiativo entre dos superficies depende en gran medida de su geometría, propiedades radiativas y sus temperaturas. El intercambio radiativo que se presenta entre las superficies de las cavidades con aire es tratado mediante el método de Radiosidad-Irradiancia (Modest, 2003). Este método consiste en realizar un balance de energía radiativa en cada una de las superficies involucradas en la cavidad. Sin embargo, para llevar a cabo este método se requiere considerar que la temperatura y/o el

flux de energía de las superficies son uniformes y en caso de superficies no uniformes, éstas se subdividen en pequeñas diferenciales de área (dA) de tal manera que se consideran isotermas. De esta forma el flux radiativo que sale de un elemento diferencial de área en la posición r es:

$$q_o(r) = \varepsilon(r)E_b + \rho^*(r)q_i(r) \quad (18)$$

en donde la ε es la emisividad y E_b es la potencia emisiva de cuerpo de la superficie y se determina mediante la ecuación siguiente:

$$E_b = \sigma T^4 \quad (19)$$

en donde σ es la constante de Stefan-Boltzmann y T es la temperatura absoluta de la superficie.

Por otra parte, ρ^* es la reflectancia en la posición r y $q_i(r)$ es el flux radiativo entrando a un elemento diferencial de área dA en la posición r el cual se determina a partir de la sumatoria de las porciones de energía que salen de las diferentes diferenciales de área de la cavidad e inciden sobre la superficie dA . Y se expresa de la forma siguiente:

$$q_i(r) = \int q_o(r) dF_{dA'-dA} \quad (20)$$

en donde $dF_{dA'-dA}$ es el factor de vista y es determinado mediante el método de cuerdas cruzadas, el cual es exclusivo para geometrías bidimensionales.

2.2.4. Modelo conductivo-radiativo para el PCM

La transferencia de calor por conducción-radiación en el PCM es gobernada por la ecuación de energía (Ec. 1). El proceso de cambio de fase en el PCM es tratado mediante el método de calor específico. En este método el proceso de cambio de fase es considerado dentro del término de calor específico; esto mediante la adición del calor latente durante el cambio de fase de sólido a líquido. De esta manera, el calor específico efectivo incluye la energía almacenada como calor sensible y el calor latente del PCM. Esto puede ser expresado como una propiedad dependiente de la temperatura:

$$Cp(T) = \begin{cases} Cp_s & T < T_f - \Delta T & \text{Sólido} \\ \frac{Cp_s + Cp_l}{2} + \frac{h_{ls}}{2\Delta T} & T_f - \Delta T < T < T_f + \Delta T & \text{Mezcla} \\ Cp_l & T > T_f + \Delta T & \text{Líquido} \end{cases} \quad (21)$$

En donde, Cp_s y Cp_l son el calor específico del PCM en estado sólido y líquido, respectivamente; T_f es la temperatura de fusión. h_{ls} es el calor latente y ΔT es la diferencia entre la temperatura de solidificación (T_s) y fusión (T_l).

Las superficies horizontales del PCM se consideran adiabáticas ($\partial T_{PCM}/\partial y = 0$), mientras que las condiciones de frontera para las superficies verticales son las siguientes:

en $x=H_{V1}$

$$-\lambda \frac{\partial T_{V1}}{\partial x} = -\lambda \frac{\partial T_{PCM}}{\partial x} \quad (22)$$

en $x=H_{V1} + H_{PCM}$

$$-\lambda \frac{\partial T_{PCM}}{\partial x} = q_{c,o1} + q_{r,o1} \quad (23)$$

2.3. Tiempo de retraso y factor de decremento de la temperatura

De acuerdo a la literatura, el tiempo de retardo y el factor de decremento son parámetros de inercia térmica muy importantes para la interpretación y evaluación de las capacidades de almacenamiento de calor en las envolventes de la edificación. Asimismo, estos parámetros permiten observar el impacto que el medio ambiente exterior tiene sobre el ambiente interior y, a su vez, determinar si el rendimiento térmico de la envolvente del edificio es satisfactorio. A continuación, se presentan las definiciones de tiempo de retardo y factor de decremento utilizados en las componentes de ventana.

El tiempo de retardo de la temperatura es la diferencia de fase de las ondas que se forman a partir de los resultados de temperatura en la superficie interior en la configuración propuesta y en la configuración de referencia, el cual se calcula mediante la ecuación siguiente:

$$\phi = t_{prop,max} - t_{ref,max} \quad (24)$$

en donde $t_{prop,max}$ y $t_{ref,max}$ son los tiempos en los cuales se alcanza la temperatura máxima en la superficie interior del sistema propuesto y en el sistema de referencia, respectivamente.

El factor de decremento de temperatura es la relación de las amplitudes de las ondas que se forman a partir de los resultados de temperatura en la superficie interior del sistema propuesto y de la ventana de referencia y que puede calcularse mediante la siguiente ecuación:

$$FD = \frac{T_{Prop,max} - T_{Prop,min}}{T_{ref,max} - T_{ref,min}} \quad (25)$$

en donde $T_{Prop,max}$ y $T_{Prop,min}$ son las temperaturas máxima y mínima en la superficie interior del sistema propuesto; mientras que $T_{ref,max}$ y $T_{ref,min}$ son las temperaturas máxima y mínima en la superficie interior del sistema de referencia, respectivamente.

Capítulo 3. Metodología de solución numérica

En el presente capítulo se describe la metodología de solución de las ecuaciones de conservación mencionadas anteriormente. En primer lugar se presenta el Método de Volumen Finito, el cual se seleccionó para la resolución del trabajo de tesis. Posteriormente, se describen algunos algoritmos que se utilizan para el acople de las ecuaciones de conservación de masa y momentum, así como los métodos para la solución del conjunto de ecuaciones algebraicas; y por último, se muestra el Método de Radiación Neta.

3.1. Método de Volumen Finito

El Método de Volumen Finito fue originalmente desarrollado como una formulación especial del Método de Diferencias Finitas (MDF). Una de las ventajas del MVF es que garantiza la conservación de energía global y local irrespectivamente del tamaño de la malla y, además, predice con mayor exactitud los flujos de calor en las fronteras comparado con el método de diferencias finitas y el método de elemento finito (Mazumder 2016). Por su parte, el MVF es el método mas utilizado en la Dinámica de Fluido Computacional (CFD, por sus siglas en inglés). La mayor fortaleza de este método es que usa la forma integral de las ecuaciones de conservación. El dominio de estudio es subdividido en un número finito de volúmenes de control (VC) contiguos, y en el centroide de cada uno de éstos recae un nodo computacional, de tal manera que las ecuaciones de conservación son integradas en cada VC.

El Método de Volumen Finito consiste en los siguientes pasos:

- Generación de la malla o dominio computacional.
- Discretización de las ecuaciones gobernantes.
- Solución del sistema de ecuaciones algebraicas.

3.1.1. Generación de la malla o dominio computacional

El modelo físico se divide en volúmenes de control de forma ordenada sin translaparse y cubriendo todo el dominio computacional (Figura 7 a). En cada volumen control se asigna un punto o nodo computacional en el cual se determina el valor de la variable de interés. El nodo principal P es ubicado en el

centro del volumen de control, mientras que alrededor de éste se encuentran sus nodos vecinos definidos del inglés como *W* (west), *E* (east), *N* (north) y *S* (south). Asimismo, se tienen las interfases del VC (*w*, *e*, *n* y *s*) que para una malla uniforme se encuentran localizadas a la mitad entre un nodo y otro, tal como se muestra en la Figura 7 (b).

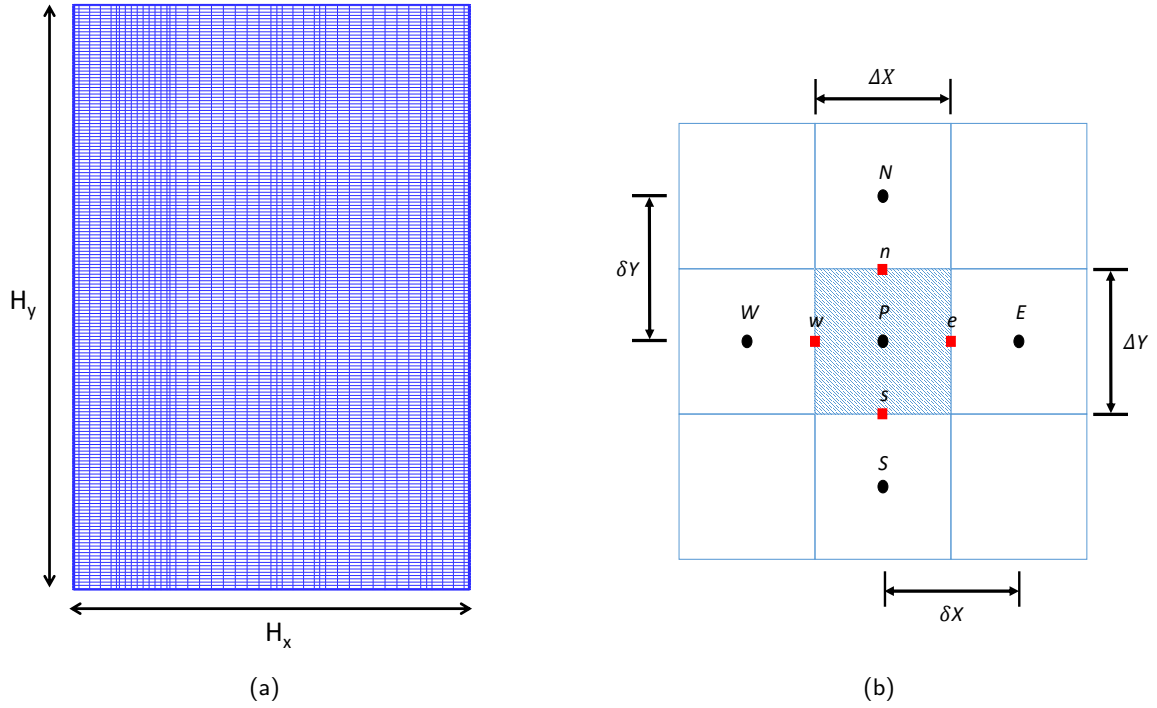


Figura 7. Modelo físico del sistema: (a) malla discreta y (b) volumen de control

Las características geométricas del sistema bajo estudio tales como, las coordenadas de los nodos discretos (x , y), los espesores del volumen de control (Δx , Δy) y las distancias entre nodos (δx , δy) son determinados de la siguiente forma:

Espesores del volumen de control

$$\Delta x = \frac{H_x}{N_x - 2}; \quad \Delta y = \frac{H_y}{N_y - 2} \quad (26)$$

Coordenadas de los nodos computacionales

$$x_i = (i - 2)\Delta x_{i-1} + \frac{\Delta x_i}{2}; \quad y_j = (j - 2)\Delta y_{j-1} + \frac{\Delta y_j}{2} \quad (27)$$

Distancia entre nodos computacionales

$$\delta x_i = x_i - x_{i-1}; \quad \delta y_j = y_j - y_{j-1} \quad (28)$$

donde H_x y H_y son el ancho y altura del sistema, mientras que N_x y N_y son los números de nodos en las direcciones x y y , respectivamente.

Cabe mencionar que en este estudio se utilizó un arreglo de malla con contacto con la frontera, en el cual la interfase del volumen de control adyacente a la frontera coincide con la frontera del dominio físico. En este caso, el nodo frontera tendrá espesor nulo en la dirección correspondiente de contacto. Este arreglo puede ser usado para mallas con volúmenes de control del mismo espesor o mallas con volúmenes de control de distintos espesores.

3.1.2. Discretización de la Ecuación General de Convección - Difusión

Las ecuaciones diferenciales que rigen los fenómenos de flujo de fluidos y la transferencia de calor y masa se pueden compactar en una única expresión, nombrada ecuación generalizada de convección-difusión, por Patankar (1980). La Ec. 29 es la versión en notación indicial de esta ecuación, donde la variable ϕ puede representar una propiedad como concentración, componentes de velocidad o temperatura.

$$\frac{\partial (\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i \phi}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S \quad (29)$$

La ecuación está compuesta por cuatro términos. El primer término representa la acumulación de la variable ϕ en el VC, el segundo término representa el flujo neto de ϕ por transporte advectivo, el tercer término representa el flujo neto de ϕ en el VC debido a la difusión y el último término es la generación de la variable ϕ en el interior del VC (término fuente). También, en este último término se aglomeran aquellos términos que no pueden ser agrupados en los demás términos.

La discretización consiste en transformar las ecuaciones diferenciales en un conjunto de ecuaciones algebraicas para cada uno de los nodos computacionales y en el MVF este proceso se lleva a cabo mediante los siguientes pasos:

- Integración espacial y temporal de la ecuación general de convección-difusión sobre cada uno de los nodos internos.
- Aproximar el término convectivo, difusivo y temporal por medio de esquemas de interpolación.
- Obtener la ecuación general discreta para todos los nodos internos.

El fenómeno en estudio se consideró bidimensional y en estado transitorio. De esta forma, la ecuación generalizada de convección-difusión puede representarse de la siguiente manera:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u \cdot \phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \cdot \phi)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + S \quad (30)$$

En primer lugar, es necesario realizar la integración espacial y temporal en cada uno de los términos de la Ec. 30 obteniendo como resultado:

$$\begin{aligned} & \int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} \int_s^n \int_w^e \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dx dy dt + \int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} \int_s^n \int_w^e \frac{\partial(\rho u \cdot \phi)}{\partial x} dx dy dt + \int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} \int_s^n \int_w^e \frac{\partial(\rho v \cdot \phi)}{\partial y} dx dy dt = \\ & \int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} \int_s^n \int_w^e \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) dx dy dt + \int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} \int_s^n \int_w^e \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) dx dy dt + \int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} \int_s^n \int_w^e S dx dy dt \end{aligned} \quad (31)$$

Realizando la integración espacial teniendo como límites las fronteras w , e , s y n del VC, la ecuación 31 se expresa como:

$$\begin{aligned} & \int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} \Delta x \Delta y dt + \int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} [(\rho u \phi)_e - (\rho u \phi)_w] \Delta y dt + \int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} [(\rho v \phi)_n - (\rho v \phi)_s] \Delta x dt = \\ & \int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} \left[\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w \right] \Delta y dt + \int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} \left[\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_n - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_s \right] \Delta x dt + \int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} S \Delta x \Delta y dt \end{aligned} \quad (32)$$

La ecuación 32 todavía no ha sido integrada en el tiempo, para tomar en cuenta la variación de ϕ a lo largo del tiempo, de $t - \Delta t/2$ (n) a $t + \Delta t/2$ ($n+1$), se hace uso de la siguiente expresión:

$$\int_{t-\frac{\Delta t}{2}}^{t+\frac{\Delta t}{2}} [\phi] dt = f[\phi^{n+1} + (1-f)\phi^n] \Delta t \quad (33)$$

donde:

si $f=0$ se tiene el esquema explícito.

si $f=0.5$ se tiene el esquema Crank-Nicolson.

si $f=1.0$ se tiene el esquema implícito.

En el presente trabajo doctoral se seleccionó el esquema implícito debido a que este esquema proporciona estabilidad numérica en el tiempo. Finalmente, siguiendo la consideración del esquema implícito, es decir $f=1.0$, el resultado de la integración temporal de la ecuación en el volumen de control es:

$$\begin{aligned} & \left[(\rho\phi)^{n+1} - (\rho\phi)^n \right] \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} + \left[(\rho u\phi)_e^{n+1} - (\rho u\phi)_w^{n+1} \right] \Delta y + \left[(\rho v\phi)_n^{n+1} - (\rho v\phi)_s^{n+1} \right] \Delta x = \\ & \left[\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e^{n+1} - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w^{n+1} \right] \Delta y + \left[\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_n^{n+1} - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_s^{n+1} \right] \Delta x + S^{n+1} \Delta x \Delta y \quad (34) \end{aligned}$$

Para simplificar la Ec. 34, se definen los siguientes términos:

Flujos convectivos a través de las caras del volumen de control

$$F_e = (\rho u)_e \Delta y; \quad F_w = (\rho u)_w \Delta y; \quad F_n = (\rho v)_n \Delta x; \quad F_s = (\rho v)_s \Delta x \quad (35)$$

Flujos difusivos a través de las caras del volumen de control

$$D_e = \frac{\Gamma_e}{\delta x_e} \Delta y; \quad D_w = \frac{\Gamma_w}{\delta x_w} \Delta y; \quad D_n = \frac{\Gamma_n}{\delta y_n} \Delta x; \quad D_s = \frac{\Gamma_s}{\delta y_s} \Delta x \quad (36)$$

Finalmente, los flujos totales a través de las caras de los volúmenes de control (flujos convectivos y difusivos) son:

$$J_e = \left[(\rho u\phi)_e - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e \right] \Delta y \quad J_w = \left[(\rho u\phi)_w - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w \right] \Delta y$$

$$J_n = \left[(\rho v \phi)_n - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_n \right] \Delta x \quad J_s = \left[(\rho v \phi)_s - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_s \right] \Delta x \quad (37)$$

Sustituyendo la Ec. 37 en la Ec. 34 y considerando $n=0$ se obtiene la siguiente expresión:

$$\left[(\rho \phi)_P - (\rho \phi)_P^0 \right] \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} + (J_e - J_w) + (J_n - J_s) = S \Delta x \Delta y \quad (38)$$

Para asegurar el principio de conservación de la ecuación discretizada de convección-difusión se introduce la ecuación de conservación de masa, la cual se presenta a continuación en su forma discretizada:

$$[\rho_P - \rho_P^0] \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} + (F_e - F_w) + (F_n - F_s) = 0 \quad (39)$$

Ahora, multiplicando la Ec. 39 por ϕ_P y restando ésta a la Ec. 38, se llega a la ecuación que finalmente se usará como discreta:

$$(\phi_P - \phi_P^0) \frac{\rho^0 \Delta x \Delta y}{\Delta t} + [(J_e - F_e \phi_P) - (J_w - F_w \phi_P)] + [(J_n - F_n \phi_P) - (J_s - F_s \phi_P)] = S \Delta x \Delta y \quad (40)$$

A continuación se mostrará como pasar la ecuación discreta a una notación de coeficientes agrupados, la cual expresa la variable de un punto P en función de las variables de los nodos vecinos E , W , N , S y en función de otros parámetros que engloben el término fuente, para ello se usará la formulación de esquema generalizado para evaluar los siguientes términos.

$$(J_e - F_e \phi_P) = a_E (\phi_P - \phi_E) \quad (J_w - F_w \phi_P) = a_W (\phi_W - \phi_P)$$

$$(J_n - F_n \phi_P) = a_N (\phi_P - \phi_N) \quad (J_s - F_s \phi_P) = a_S (\phi_S - \phi_P) \quad (41)$$

Finalmente, al sustituir la Ec. 41 en la Ec. 40 se obtiene la ecuación de convección - difusión en notación de coeficientes agrupados:

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + S \quad (42)$$

donde

$$a_E = D_e A(|Pe_e|) + \max[-F_e, 0], \quad a_W = D_w A(|Pe_w|) + \max[F_w, 0]$$

$$a_N = D_n A(|Pe_n|) + \max[-F_n, 0], \quad a_S = D_s A(|Pe_s|) + \max[F_s, 0] \quad (43)$$

$$a_P^0 = \phi_P^0 \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} \quad (44)$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + \phi_P^0 \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} \quad (45)$$

$$b = a_P^0 \phi_P^0 + S \Delta x \Delta y \quad (46)$$

La función $A(|Pe|)$ es una función que depende del esquema numérico. El número de Peclet (Pe) es un número adimensional que relaciona la velocidad de advección de un flujo y la velocidad de difusión.

3.1.2.1. Esquemas numéricos

En las ecuaciones presentadas anteriormente es necesario conocer los valores de las variables en las caras de los volúmenes de control, esto nos permitirá calcular los flujos y como consecuencia los coeficientes necesarios para la solución de la variable en el punto P . Además, la convergencia del algoritmo, así como también la exactitud de los resultados, dependen de la forma de calcular la variable en la interfase del volumen de control. Sin embargo, determinar las variables en las caras de los volúmenes de control es una de las principales dificultades cuando se usa el método de volumen finito, ya que la información sólo se tiene en los puntos nodales P , E , W , N y S .

Por lo anterior, para determinar los flujos totales de la Ec. 37 se requiere calcular los flujos con-

vectivos y difusivos mediante el uso de aproximaciones numéricas. En el caso de los términos difusivos está demostrado de manera analítica que una aproximación de diferencia centrada es la mejor (Versteeg y Malalasekera, 2007). No obstante, las aproximaciones para los términos convectivos son más complicadas, ya que dependiendo del tipo de aproximación se pueden llegar a tener problemas de convergencia e incluso soluciones irreales o ilógicas.

Actualmente, existen diversos esquemas para tratar el término convectivo y estos se clasifican de acuerdo al número de nodos que se utilizan para realizar la aproximación. Cuando solo se considera uno o dos nodos en la aproximación se conoce como esquemas de bajo orden, entre los cuales están: Centrado, Exponencial, Híbrido, Ley de Potencia y Upwind; mientras que cuando se considera más nodos se conocen como esquemas de alto orden tal como: Quick, Smart, Upwind (2^{do} y 3^{er} orden) y Ultimate, (Xaman y Gijón, 2016). A continuación se describen de manera breve los esquemas de bajo orden, los cuales son los más utilizados.

Centrado: para una malla uniforme se usa el promedio de los dos valores nodales mas cercanos a la frontera para aproximar la variable. Funciona bien para problemas a bajas velocidades, pero no es aconsejable para situaciones altamente convectivas, ya que no representa adecuadamente el transporte convectivo de las propiedades.

Híbrido: es una combinación del esquema centrado y el upwind. El esquema considera una formulación con base al número de Peclet (Pe) local, introduciendo aproximaciones lineales por tramos para evitar el cálculo de funciones exponenciales. En un intervalo $-2 \leq Pe \leq 2$ el esquema híbrido se comporta como un esquema centrado (comportamiento tangencial a un punto), mientras que cuando el $Pe > 2$ o $Pe < -2$, este se comporta como un Upwind (comportamiento asintótico).

Exponencial: está basado en la solución analítica unidimensional considerando propiedades constantes y estado permanente. Funciona bien para problemas de 1-D, pero requiere demasiado tiempo de cómputo. No es recomendable para problemas multidimensionales.

Ley de potencia: es una modificación del esquema híbrido basado en el esquema exponencial, presenta exactitud similar en los resultados que el esquema exponencial, pero mejora de la convergencia.

Upwind: aproxima el valor de la variable en la frontera del volumen de control con el valor nodal inmediato a la frontera, de acuerdo con el sentido del flujo. Presenta resultados físicamente aceptables, pero con baja exactitud. Para mejorar la exactitud de los resultados se tiene que usar una malla más densa, pero tiene un buen comportamiento para la convergencia ya que no es oscilatorio

3.1.3. Algoritmo de acople SIMPLE

En la resolución de problemas que involucran el flujo de fluidos se puede presentar el caso en que el campo de velocidades sea conocido, por lo que el uso de las ecuaciones gobernantes se simplifica, sin embargo, también está el caso donde el campo de velocidades es desconocido y por consiguiente las componentes de velocidad (u, v, w) pasan a ser variables dependientes de tal manera que para darle solución a las ecuaciones gobernantes surgen las dificultades siguientes:

- La ecuación de momentum tiene un término convectivo, el cual es altamente no-lineal.
- Las ecuaciones de momentum y continuidad están fuertemente acopladas debido a las componentes de velocidad que aparecen en ellas, lo cual forma un sistema de ecuaciones diferenciales parciales

Patankar y Spalding (1972) desarrollaron un algoritmo para sobrellevar el problema en el acople de las ecuaciones de masa y momentum, al cual nombraron Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations (SIMPLE). El algoritmo SIMPLE es una técnica de solución secuencial para el acople de las ecuaciones de momentum y masa usando como variables primarias las velocidades y la presión. Sin embargo, Patankar (1980) demostró que la solución de las ecuaciones de cantidad de movimiento discretizadas en los mismos nodos computacionales pueden conducir a una distribución de presión oscilatoria que no corresponde a la solución real, y para sobrellevar este problema propuso el uso de las mallas desplazadas.

3.1.3.1. Mallas desplazadas

Uno de los pasos a usar para el acople de las ecuaciones de continuidad y momentum es el uso de mallas desplazadas en función de las variables que se quieren calcular. Se utilizan tres o cuatro mallas

superpuestas para los casos de dos y tres dimensiones, respectivamente. La malla principal es aquella en la que se colocan y almacenan las variables escalares (presión, temperatura, energía cinética, etc.), mientras que las otras mallas que se desplazan en las direcciones x y y , se almacenan las componentes de velocidad u y v , respectivamente. El desplazamiento de las mallas se realiza de tal forma que las fronteras de sus volúmenes de control coinciden con los puntos nodales de la malla principal, tal como se muestra en la Figura 8.

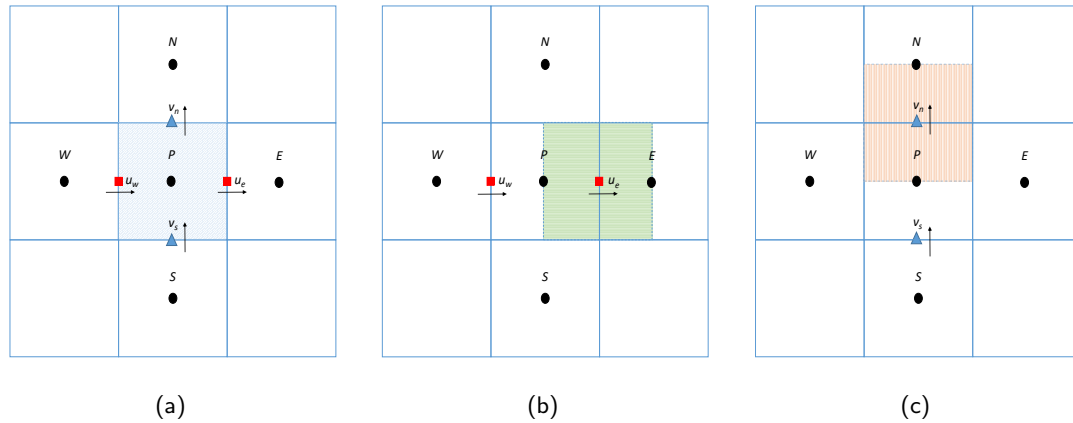


Figura 8. Representación de la malla: (a) Principal, (b) desplazada en dirección x y (c) desplazada en dirección y

Una de las ventajas de usar mallas desplazadas es tener sus correspondientes nodos discretos en la posición de interfase del VC de la malla principal, ya que para la solución de las variables escalares sobre la malla principal se necesita información de los fluxes convectivos en las interfase de los VC, y el hecho de tener almacenado en esta interfase los nodos de velocidades evita tener que interpolar los valores. Para el desarrollo del algoritmo SIMPLE es necesario conocer las características geométricas de cada una de las mallas y así poder calcular el valor de las variables antes mencionadas en cada uno de los volúmenes de control. El algoritmo SIMPLE se resume paso a paso como sigue:

PASO 1: Descomponer el término fuente de las ecuaciones de momentum, de tal forma que la presión aparezca explícitamente:

$$b = -A_e(P_E - P_P) + b^u \quad (47)$$

$$b = -A_n(P_N - P_P) + b^v \quad (48)$$

donde $A_e = \Delta y$ y $A_n = \Delta x$ son el área del VC que atraviesa el flux correspondiente (convectivo o difusivo) para el caso bidimensional.

Bajo la descomposición anterior, las ecuaciones de momentum discretizadas sobre su respectiva malla desplazada, se pueden escribir en notación de coeficientes agrupados como:

$$a_{i,j}^u u_e = \sum_{vecinos} a_{vecinos}^u u_{vecinos} - A_e (P_E - P_P) + b^u \quad (49)$$

$$a_{I,j}^v v_n = \sum_{vecinos} a_{vecinos}^v v_{vecinos} - A_n (P_N - P_P) + b^v \quad (50)$$

PASO 2: Las ecuaciones discretizadas de conservación de momentum pueden ser resueltas si el campo de presión es conocido o estimado. Para esto se supone un campo de presión P^* . El campo de velocidades obtenido puede no satisfacer la ecuación de continuidad a menos que la distribución de P^* sea la correcta. Así el nuevo campo de velocidades se representa como u_e^* y v_n^* , y las ecuaciones 49 y 50 se pueden reescribir:

$$a_e^u u_e^* = \sum_{vecinos} a_{vecinos}^u u_{vecinos}^* - A_e (P_E^* - P_P^*) + b^u \quad (51)$$

$$a_n^v v_n^* = \sum_{vecinos} a_{vecinos}^v v_{vecinos}^* - A_n (P_N^* - P_P^*) + b^v \quad (52)$$

PASO 3: Se propone que la distribución de presión correcta " P " se obtenga a partir de una corrección de presión " P' "

$$P = P^* + P' \quad (53)$$

La modificación de la presión implica también una modificación sobre los campos de velocidad a través de velocidades de corrección u y v . Las velocidades correctas se pueden expresar como:

$$u = u^* + u' \quad (54)$$

$$v = v^* + v' \quad (55)$$

Ahora, si a las Ecs. 49 y 50 de momentum para las velocidades correctas se les restan las Ecs. 51 y 52 de velocidades supuestas, se obtiene una ecuación nueva de momentum para las correcciones de velocidad en función del campo de presión corregido como:

$$a_e^u u_e' = \sum_{vecinos} a_{vecinos}^u u_{vecinos}' - A_e(P_E' - P_P') + b^u \quad (56)$$

$$a_n^v v_n' = \sum_{vecinos} a_{vecinos}^v v_{vecinos}' - A_n(P_N' - P_P') + b^v \quad (57)$$

El algoritmo SIMPLE se caracteriza en asumir que los coeficientes vecinos de las ecuaciones 56 y 57 son cero, de esta manera se simplifica la relación entre las velocidades de corrección y la presión de corrección, de la siguiente manera:

$$u_e' = d_e^u (P_P' - P_E') \quad (58)$$

$$v_n' = d_n^v (P_P' - P_N') \quad (59)$$

Donde, $d_e^u = \frac{A_e}{a_e^u}$ y $d_n^v = \frac{A_n}{a_n^v}$ son coeficientes que representan la relación entre las velocidades de corrección y la presión de corrección. De esta manera, conociendo las velocidades de corrección se pueden calcular las velocidades como:

$$u_{i,j} = u_e = u_e^* + d_e^u (P_P' - P_E') \quad (60)$$

$$v_{i,j} = v_n = u_e^* + d_n^v (P_P' - P_N') \quad (61)$$

Paso 4.- Este es el último paso solo falta determinar la información adecuada para la corrección de presión " P' ". Esta información se obtiene a partir de la ecuación de continuidad, la cual se integra sobre un VC de la malla principal o centrada:

$$(\rho\phi - \rho\phi^o) \frac{\Delta V}{\Delta t} + [(\rho u A)_e - (\rho u A)_w] + [(\rho u A)_n - (\rho u A)_s] = 0 \quad (62)$$

La ecuación anterior puede expresarse en función de la presión de corrección al sustituir las Ecs. 60

y 61, como:

$$a_P P'_P = a_E P'_E + a_W P'_W + a_N P'_N + a_S P'_S + b' \quad (63)$$

donde:

$$a_E = \rho_e d_e^u A_e$$

$$a_W = \rho_w d_w^u A_w$$

$$a_N = \rho_n d_n^v A_n$$

$$a_S = \rho_s d_s^v A_s$$

$$b = (\rho\phi - \rho\phi^o) \frac{\Delta V}{\Delta t} + [(\rho u^* A)_w - (\rho u^* A)_e] + [(\rho v^* A)_s - (\rho v^* A)_n]$$

Las velocidades en el término b de la ecuación de corrección de presión son las velocidades supuestas, es decir, es la ecuación de continuidad integrada en el volumen de control en términos de velocidades estimadas con signo cambiado. El término " b " será igual a cero cuando las velocidades estimadas, en conjunto con el valor disponible de $P_P^0 - P_P$, satisfagan la ecuación de continuidad y, por lo tanto, no se necesita la corrección de presión. El término " b " representa un término fuente en la ecuación de corrección de presión, el cual debe desvanecerse a cero durante el proceso iterativo.

3.1.4. Algoritmo SIMPLEC

Este algoritmo fue propuesto por Van Doormal y Raithby (1984), y es una modificación al algoritmo SIMPLE. En el algoritmo SIMPLEC se usa exactamente el mismo concepto que el algoritmo SIMPLE, la diferencia radica en cómo se considera la relación para la corrección de velocidades y la corrección de presión, es decir, los valores d_e^u y d_n^v son diferentes. Esto se debe a que el SIMPLEC considera la influencia de los coeficientes vecinos para el cálculo de d_e^u y d_n^v a comparación de el SIMPLE que los considera nulos. En este caso no es necesario bajo-relajar los valores de la corrección de presión "P' ". Esta ventaja evita la dificultad de elegir un valor óptimo para el factor de relajación de la presión y, por lo tanto, se obtiene una mejora en el proceso iterativo.

$$d_e^u = \frac{A_e}{(a_P - \sum a_{vecinos}^u)} \quad (64)$$

$$d_n^v = \frac{A_n}{(a_P - \sum a_{vecinos}^v)} \quad (65)$$

3.1.5. Algoritmo PISO

El algoritmo de Presión Implícita con la División de operadores (PISO, por sus siglas en ingles) reportado por Issa (1986) es un procedimiento de cálculo de presión-velocidad desarrollado originalmente para el cálculo no iterativo de flujos compresibles inestables. Este algoritmo se ha ido adaptado con éxito para la solución iterativa de problemas de estado estacionario. El algoritmo PISO utiliza un paso para predecir (predictor) los valores de las variables de interés y dos pasos para corregir (corrector). El PISO puede ser visto como una extensión del algoritmo SIMPLE con un paso corrector adicional para mejorarlo.

Paso predictor

Las ecuaciones de momentum discretas 51 y 52 se resuelven con un campo de presión adivinado o intermedio P^* para dar los componentes de velocidad u^* y v^* usando el mismo método que el algoritmo SIMPLE.

Paso corrector 1

Los campos u^* y v^* no van a satisfacer la continuidad a menos que el campo de presión P^* sea correcto. El primer paso corrector de SIMPLE se introduce para dar un campo de velocidad (u^{**}, v^{**}) que satisface la ecuación de continuidad discreta. Las ecuaciones resultantes son las mismas que las ecuaciones de corrección del SIMPLE y, éstas se presentan a continuación, pero con nomenclatura distinta:

$$u^{**} = u^* + u' \quad (66)$$

$$v^{**} = v^* + v' \quad (67)$$

$$P^{**} = P^* + P' \quad (68)$$

Estas formulas son usadas para definir las velocidades corregidas u^{**} y v^{**} :

$$u_e^{**} = u_e^* + d_e^u (P'_P - P'_E) \quad (69)$$

$$v_n^{**} = v_n^* + d_n^v (P'_P - P'_N) \quad (70)$$

Como en el algoritmo SIMPLE las ecuaciones 69 y 70 son sustituidas dentro la ecuación de continuidad discretizada 62 para obtener la ecuación de corrección de presión, la cual es llamada la primera ecuación de corrección de presión (Ec. 63). Una vez que las presiones corregidas son conocidas, las componentes de velocidad u^{**} y v^{**} pueden ser obtenidas a través de las ecuaciones 69 y 70.

Paso corrector 2

Para mejorar el procedimiento del algoritmo SIMPLE, el PISO realiza un segundo paso corrector. Las ecuaciones de momentum discretizadas para u^{**} y v^{**} son:

$$a_e^u u_e^{**} = \sum_{vecinos} a_{vecinos}^u u_{vecinos}^* - A_e (P_E^{**} - P_P^{**}) + b^u \quad (71)$$

$$a_n^v v_n^{**} = \sum_{vecinos} a_{vecinos}^v v_{vecinos}^* - A_n (P_N^{**} - P_P^{**}) + b^v \quad (72)$$

Un segundo campo de velocidad corregida (u^{***} , v^{***}) debe ser obtenido resolviendo las ecuaciones de momentum una vez más:

$$a_e^u u_e^{***} = \sum_{vecinos} a_{vecinos}^u u_{vecinos}^{**} - A_e (P_E^{***} - P_P^{***}) + b^u \quad (73)$$

$$a_n^v v_n^{***} = \sum_{vecinos} a_{vecinos}^v v_{vecinos}^{**} - A_n (P_N^{***} - P_P^{***}) + b^v \quad (74)$$

Sustrayendo de la ecuación 71 de 73 y 72 de 74:

$$u_e^{***} = u_e^{**} + \frac{\sum_{vecinos} a_{vecinos}^v v_{vecinos}^{**} (u_{vecinos}^{**} - u_{vecinos}^*)}{a_e} + d_e^u (P_P'' - P_E'') \quad (75)$$

$$v_n^{***} = v_n^{**} + \frac{\sum_{vecinos} a_{vecinos}^v v_{vecinos}^{**} (v_{vecinos}^{**} - v_{vecinos}^*)}{a_n} + d_e^v (P_P'' - P_N'') \quad (76)$$

donde P'' es la segunda corrección de presión así que P^{***} puede ser obtenida por:

$$P_n^{***} = P^{**} + P'' \quad (77)$$

Ahora, sustituyendo u^{***} y v^{***} en la ecuación de continuidad discretizada se obtiene una segunda ecuación de corrección de presión:

$$a_P p_P'' = a_E P_E'' + a_W P_W'' + a_N P_N'' + a_S P_S'' + b_p \quad (78)$$

en donde

$$a_E = (\rho dA)_e$$

$$a_W = (\rho dA)_w$$

$$a_N = (\rho dA)_n$$

$$a_S = (\rho dA)_s$$

$$b = \left(\frac{\rho A}{a^u} \right)_w \sum a_{vecinos}^u (u_{vecinos}^{**} - u_{vecinos}^*) - \left(\frac{\rho A}{a^u} \right)_e \sum a_{vecinos}^u (u_{vecinos}^{**} - u_{vecinos}^*) + \left(\frac{\rho A}{a^v} \right)_s \sum a_{vecinos}^v (v_{vecinos}^{**} - v_{vecinos}^*) - \left(\frac{\rho A}{a^v} \right)_n \sum a_{vecinos}^v (v_{vecinos}^{**} - v_{vecinos}^*) \quad (79)$$

Finalmente el campo de velocidades corregido dos veces es obtenido de las ecuaciones 75 y 76. La secuencia de operaciones del algoritmo PISO es la siguiente:

1. Estimar un campo tentativo para la presión P^* .
2. Resolver las ecuaciones de momentum con P^* , obteniendo así los campos de velocidad aproximados u^* y v^* .
3. Resolver la ecuación de corrección para la presión P' .
4. Corregir presión y velocidades para obtener P^{**} , u^{**} y v^{**} .
5. Resolver la segunda ecuación para la presión P'' .
6. Corregir presiones y velocidades para obtener P^{***} , u^{***} y v^{***} .
7. Resolver otras ecuaciones de transporte.
8. Sí la solución no ha convergido, volver al punto dos con la presión corregida de la iteración previa. Sí ha convergido, detener el proceso.

3.1.6. Método de calor efectivo

La transferencia de calor en el PCM es gobernada por la ecuación de conducción de calor, sin embargo, dado al cambio de fase que presentan éstos son tratados matemáticamente de forma especial. Como se mencionó en el Capítulo 2, en este estudio el PCM será tratado mediante el método de CP efectivo por lo que la ecuación de conducción de calor se puede denotar como:

$$\rho C_{p_{efectivo}} \frac{\partial T_{PCM}}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T_{PCM}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T_{PCM}}{\partial y} \right) - \frac{d\Theta}{dx} \quad (80)$$

Para obtener la ecuación discreta de la Ec. 80, ésta es integrada de forma espacial y temporal de la forma siguiente:

$$\left[(\rho C_p T^{PCM})^{t+\frac{\Delta t}{2}} - (\rho C_p T^{PCM})^{t-\frac{\Delta t}{2}} \right] = \left[\left(\Gamma \frac{\partial T^{PCM}}{\partial x} \right)_e - \left(\Gamma \frac{\partial T^{PCM}}{\partial x} \right)_w \right] \Delta y + \left[\left(\Gamma \frac{\partial T^{PCM}}{\partial y} \right)_n - \left(\Gamma \frac{\partial T^{PCM}}{\partial y} \right)_s \right] \Delta x + [\theta_e - \theta_w] \Delta y \quad (81)$$

Posteriormente, utilizando un esquema centrado en los términos difusivos y considerando un esquema implícito en el tiempo, los términos semejantes se agrupan y de esta forma se obtiene la ecuación de coeficientes agrupados:

$$a_P T_P = a_E T_E + a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S + b \quad (82)$$

en donde

$$a_E = \frac{\lambda_e}{\delta x_{PE}} \quad a_W = \frac{\lambda_w}{\delta x_{WP}}$$

$$a_N = \frac{\lambda_n}{\delta y_{PN}} \quad a_S = \frac{\lambda_s}{\delta y_{SP}}$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + \rho C_p \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} \quad (83)$$

$$b = \rho C_p \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} T_P^0 \quad (84)$$

3.1.7. Tratamiento de las condiciones de frontera

En los problemas de flujos de fluidos resueltos por medio de métodos numéricos es de gran importancia especificar correctamente las condiciones iniciales y de frontera, pues de ellos dependen la solución. En el caso de los problemas transitorios es necesario especificar las condiciones iniciales en todo el campo de flujo. Debido a la forma en que se agrupan los coeficientes (notación de coeficientes agrupados) y la estructura de las ecuaciones algebraicas que se manejan en el proceso de solución se facilita el tratamiento de las fronteras, es decir, facilita la asignación de una propiedad en el nodo frontera o final

del campo de estudio. Las condiciones de frontera en el MVF en problemas de fluidos y fenómenos relacionados más comunes son:

Condición de frontera de primera clase

En esta condición de frontera se fija un valor de la variable ϕ , el cual es independiente de los nodos vecinos y permanece constante a lo largo del proceso. Esto se tendrá mediante la ecuación de coeficientes agrupados de la siguiente forma:

$$a_P\phi_P = a_E\phi_E + a_W\phi_W + a_S\phi_S + a_N\phi_N + b \quad (85)$$

con:

$$a_P = 1 \quad (86)$$

$$a_W = a_E = a_N = a_S = 0 \quad (87)$$

$$b = \phi_{frontera} \quad (88)$$

Entonces de la sustitución de los valores anteriores en la ecuación 85, se deduce que $\phi = \phi_{frontera}$.

Condición de frontera de segunda y tercera clase

Esta es una condición de frontera muy utilizada para definir las fronteras en muchos fenómenos. Consiste en imponer la variación de una variable en alguna dirección a un valor dado A (si A=0 corresponde a tener una condición de segunda clase y si A $\neq$ 0 corresponderá a tener una condición de tercera clase). Esta condición se puede expresar como:

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = A \quad (89)$$

Aproximando numéricamente la ecuación anterior, por ejemplo para la frontera sur del volumen de control, se tiene:

$$\frac{\phi_N - \phi_P}{(\delta y)_n} = A \quad (90)$$

Por lo tanto:

$$\phi_P = \phi_N - A(\delta y)_n \quad (91)$$

De acuerdo a la ecuación algebraica (85) se agrupa:

$$a_P = a_N = 1 \quad (92)$$

$$a_W = a_E = a_S = 0 \quad (93)$$

$$b = -A(\delta y)_n \quad (94)$$

Las relaciones de las ecuaciones (88) y (94) garantizan la condición de frontera en el nodo correspondiente. El procedimiento mostrado anteriormente para las condiciones de frontera es válido para todas las direcciones y para cualquier nodo frontera.

Condiciones de frontera para la ecuación de presión corregida

Debido a que la ecuación de P' no es una de las ecuaciones básicas, es necesario comentar el tratamiento de su condición de frontera, ya que de esta variable se obtiene el valor correcto de la presión P durante el proceso de iteración.

Normalmente hay dos clases de condiciones de frontera. Ya sea que la presión en la frontera es dada (velocidad desconocida) o la componente de velocidad normal a la frontera es especificada, entonces se recomienda lo siguiente:

- **Dada la presión en la frontera:** si el campo de presión estimado P' es arreglado de tal forma que en la frontera $P^* = P_{frontera}$, entonces el valor de P en la frontera debe ser cero. Esto es similar al tratamiento para una condición de Dirichlet mostrada previamente.
- **Dada la velocidad normal en la frontera:** Si la malla es diseñada de tal forma que la frontera coincida con la cara del volumen de control en donde la velocidad u_e es conocida. Por lo tanto,

en la derivación de la ecuación de P' para el volumen de control mostrado, no es necesario que el flujo a través de la frontera se exprese en términos de u_e^* y su corrección correspondiente, pero sí en términos de u_e . Entonces, P'_E no aparecerá, o a_E será cero en la ecuación de P' . Así que, ninguna información de P'_E será necesaria.

3.1.8. Método de solución para las ecuaciones algebraicas

Al discretizar la ecuación general de convección-difusión y sus respectivas condiciones de frontera se produjo un sistema de ecuaciones algebraicas, los cuales presentaron una matriz con estructura pentadiagonal y diagonalmente dominante. Para dar solución al sistema de ecuaciones algebraicas se utilizó una variante del algoritmo de Thomas (TDMA por sus siglas en inglés). El TDMA es un método directo para matrices tridiagonales, diagonalmente dominantes; sin embargo, existen algunas variantes que permiten utilizar este método para la solución de matrices pentadiagonales de una forma iterativa. Este método es barato computacionalmente y tiene la ventaja de que requiere una cantidad mínima de almacenamiento.

Entre las variantes del TDMA se tiene:

- Método línea por línea en dirección X (LBL-X).
- Método línea por línea en dirección Y (LBL-Y).
- Método línea por línea de direcciones alternantes (LBL-ADI).
- Método de líneas de Gauss-Seidel en dirección X (LGS-X).
- Método de líneas de Gauss-Seidel en dirección Y (LGS-Y).
- Método de líneas de Gauss-Seidel en direcciones alternantes (LGS-ADI).

En el presente trabajo doctoral, se utilizó el método de línea por Gauss-Seidel en direcciones alternantes (LGS-ADI) para la resolución del sistema de ecuaciones algebraicas. El método LGS-ADI es la combinación del método iterativo LGS-x y LGS-y. Se inicia con cualquiera de los dos métodos y estos darán un valor de salida de la variable a calcular para todo el dominio de la solución, y estos valores resultantes se utilizan para aplicar el segundo método y así sucesivamente hasta que converge el sistema.

Los pasos para desarrollar el algoritmo del método de solución LGS-ADI son:

1. Estimar los valores para todos los puntos de la variable ϕ .
2. El cálculo inicia con los valores adivinados para determinar una primera aproximación para los valores de la variable ϕ sobre su diagonal principal. Posteriormente, los valores resultantes se utilizan para una segunda ronda de iteraciones, es decir se toman los valores calculados para las siguientes iteraciones.
3. Se renombra la variable $\phi_{old}=\phi_{New}$, este método es aplicado a lo largo de las líneas horizontales y verticales hasta lograr satisfacer el criterio de convergencia para la variable ϕ .
4. Se resuelve el "LGS-xz al terminar una primera corrida los valores que salen del programa como ϕ_{New} , posteriormente se resuelve el "LGS-y", al terminar de calcular los valores termina la primera iteración.
5. Se repite el paso anterior hasta que se satisface el criterio de paro de la variable ϕ .

3.1.8.1. Criterio de convergencia

Al usar métodos iterativos para la solución de un sistema de ecuaciones algebraicas, se debe de tener en cuenta que cuando la solución del problema tiende a converger, ésta se aproxima de manera asintótica a la solución real del problema y, además, la solución del problema no cambia despues de ciertos números de iteraciones lo cual no permite obtener una mejora de los resultados hacia la solución real. Por lo tanto, es necesario establecer un criterio de convergencia del proceso iterativo a partir del cual se considera la solución suficientemente convergente. Es importante establecer un buen criterio de convergencia, de lo contrario se podría generar una fuente de error debido a una solución no convergida adecuadamente.

Los residuos para las variables pueden ser calculados como la desviación cuadrática media para todo el dominio de solución.

$$R_{\phi}^k = \sqrt{\sum_{VC} \left[(a_P \phi_P) - \left(\sum_{Vecinos} a_{Vecinos} \phi_{Vecinos} \right)^k \right]^2} \quad (95)$$

En la solución de las ecuaciones de conservación de este estudio, se estableció que la desviación cuadrática media para todas las variables (velocidades, presión y temperatura) fuera menor o igual a 10^{-10}

3.2. Metodología de solución para el intercambio radiativo superficial

El método de radiosidad/irradiancia (MRI) es usado para calcular los flujos de calor resultante del intercambio radiativo superficial en una cavidad; este cálculo se realiza mediante un balance de energía en cada una de las superficies involucradas. La transferencia de calor radiativa de una superficie es definida como la diferencia entre la radiación térmica que sale (radiosidad) y la radiación térmica que entra (irradiación). Al implementar el MRI se considera que las superficies son grises, difusas y con temperatura y propiedades termofísicas constantes.

Sin embargo, en aplicaciones de la vida real las superficies interiores no pueden ser isotermas, por lo tanto, éstas superficies son divididas dentro de pequeños diferenciales de área (dA) que pueden ser considerados individualmente isotermas (Siegel y Howell, 1981). La Figura 9 muestra una cavidad arbitraria de N superficies, en la cual se establece intercambio radiativo superficial entre dos elementos diferenciales de superficie: dA_i y dA_j , que pertenecen a la i ésima y j ésima superficie, respectivamente.

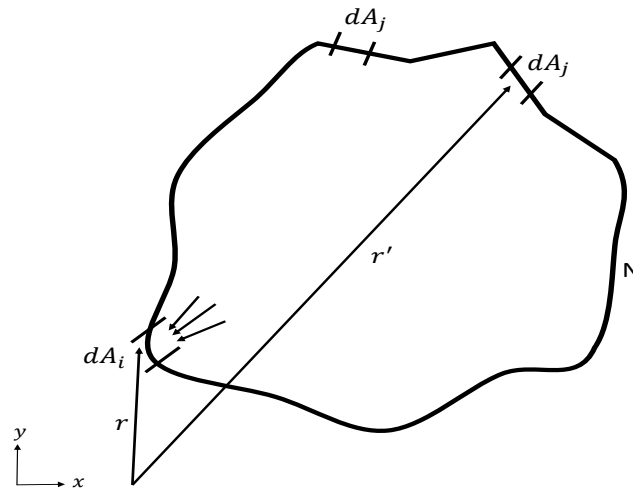


Figura 9. Cavidad arbitraria de N superficies

Realizando un balance de energía sobre una superficie dA_i en la cavidad que se muestran en la Figura 9, se obtiene la ecuación para el flujo de calor radiativo:

$$q(r) = \varepsilon(r)E_B(r) - \alpha(r)H(r) = J(r) - H(r) \quad (96)$$

donde J es el flujo de calor total saliendo de superficie en la posición r , el cual es llamado radiosidad

y H es la irradiación sobre dA_i ; debido a que la radiosidad es definida para una superficie opaca y difusa como la suma de la energía emitida y reflejada, ésta puede ser expresada como:

$$J(r) = q_o(r) = \varepsilon(r)\sigma T^4 + \rho(r)H(r) \quad (97)$$

Por otra parte, la irradiación se define como la suma de las fracciones de energía que salen de los elementos diferenciales de las superficies de la cavidad que llegan a la superficie analizada. De esta manera, la formulación matemática de irradiación para un elemento de superficie j en cada pared viene dada por:

$$H(r) = q_i(r) = \sum_{j=1}^N \int J(r') dF_{dA_i-dA_j}(r', r) \quad (98)$$

siendo $dF_{dA_i-dA_j}$ el factor de vista entre los elementos diferenciales de superficie dA_i y dA_j . El factor de vista se define como la fracción de energía que sale de un área dA_i y es interceptada por un área dA_j . Asimismo, la energía que se intercambia entre dos superficies depende de su orientación, tamaño, distancia de separación y el medio entre ellos.

Para determinar los factores de vista Hottel propuso el método de cuerdas cruzadas (Modest, 2003), dado a la simplicidad en sistemas bidimensionales. Este método considera que el intercambio radiativo se realiza entre dos superficies cuya longitud transversal es infinitamente larga; dicho método consiste en la construcción de bordes de referencia sobre los puntos del área cuyos factores de vista se desean conocer, posteriormente se calcula la longitud de los bordes y mediante la siguiente ecuación se obtienen los factores de vista:

$$F_{1-2} = \frac{\text{Diagonales} - \text{Lados}}{2 \cdot \text{Area de origen}} \quad (99)$$

En la Figura 10 se muestra a dos superficies de una cavidad con intercambio radiativo, el factor de vista entre ellas puede determinarse mediante la ecuación 100

$$dF_{W-S} = \frac{(D1 + D2) - (L1 + L2)}{2\Delta y_j} \quad (100)$$

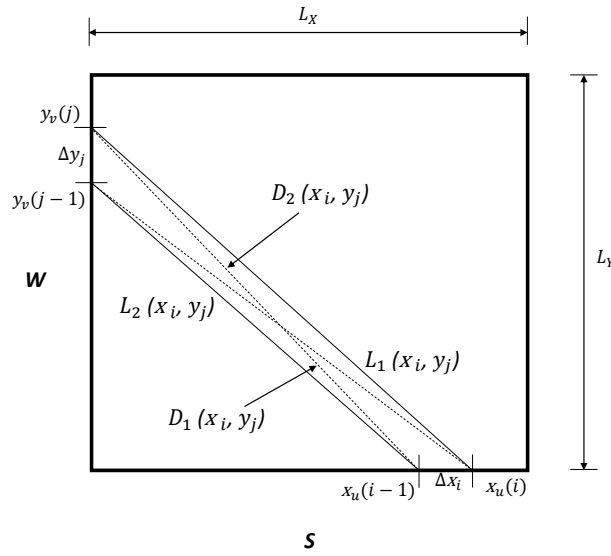


Figura 10. Factor de vista entre las superficies oeste y sur de una cavidad

donde

$$D1 = \sqrt{x_{u(i)}^2 + y_{v(j-1)}^2} \quad D2 = \sqrt{x_{u(i-1)}^2 + y_{v(j)}^2} \quad (101)$$

$$L1 = \sqrt{x_{u(i-1)}^2 + y_{v(j-1)}^2} \quad L2 = \sqrt{x_{u(i)}^2 + y_{v(j)}^2} \quad (102)$$

3.3. Diagrama de flujo general para la ventana de triple vidrio con PCM.

En la Figura 11 se muestra el diagrama de flujo general para la transferencia de calor conjugada en la ventana de triple vidrio con PCM. El primer paso del algoritmo consiste en declarar los parámetros, es decir, las características geométricas, propiedades termofísicas y ópticas de los materiales, luego se genera la malla computacional y se determinan los factores de vista. Después se proponen los valores iniciales para entrar al ciclo temporal y, posteriormente, al ciclo iterativo. Al entrar a este último ciclo se procede a resolver el método de radiación neta en ambas cavidades, la conducción de calor en los vidrios y el PCM y la convección natural en las cavidades con aire. Si el criterio de convergencia no se cumple se procede a renombrar cada una de las variables involucradas, en caso contrario se imprimen las variables y se procede a continuar al criterio temporal hasta llegar al tiempo deseado. Para el modelado de la transferencia de calor conjugada en la ventana de vidrio triple se sigue el mismo diagrama de flujo excluyendo la solución de la conducción en el PCM.

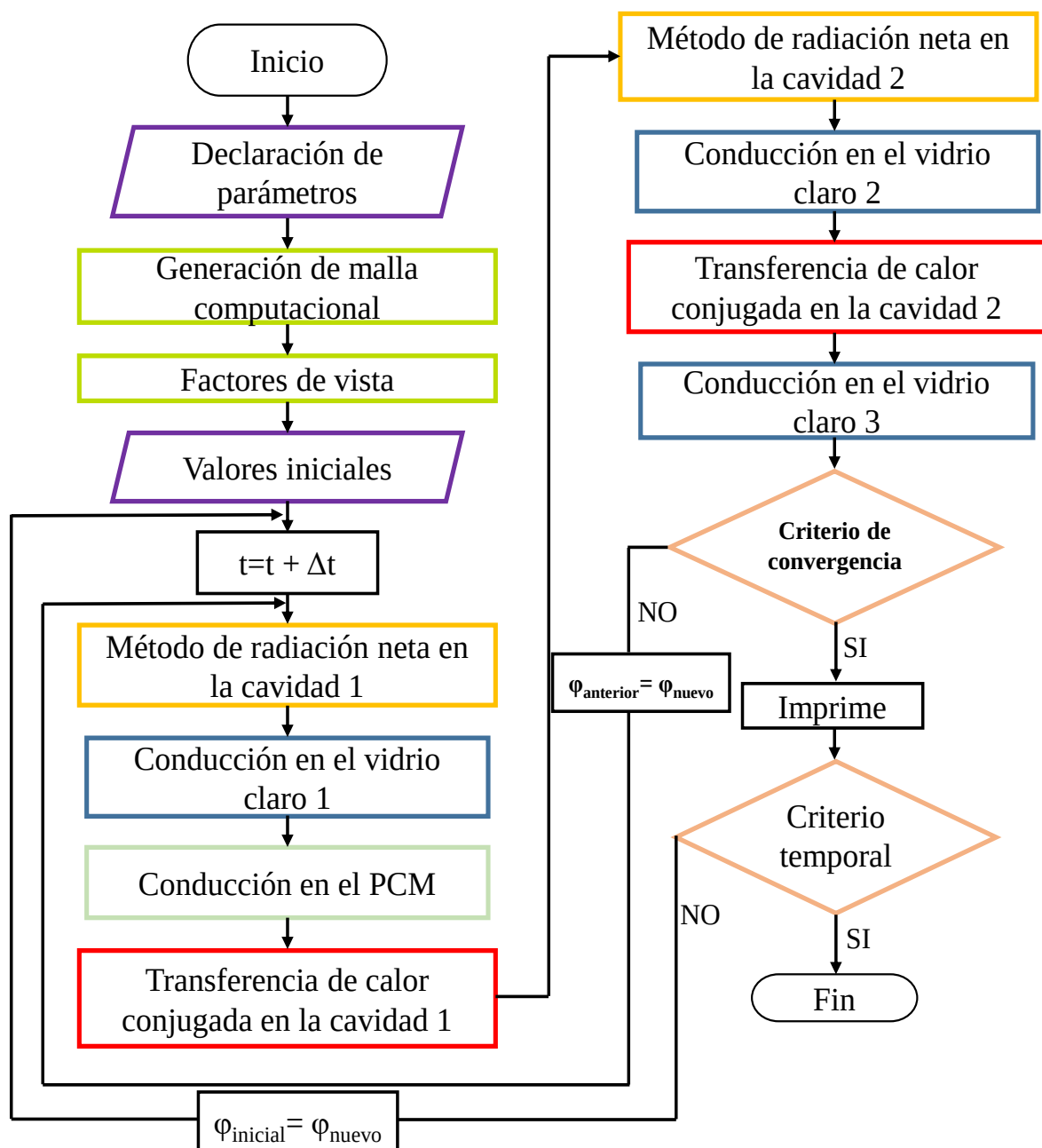


Figura 11. Diagrama de flujo general para la transferencia de calor conjugada en la ventana de triple vidrio con PCM

Capítulo 4. Validación y verificación del código numérico

En este capítulo se presenta la verificación y validación del código numérico desarrollado para el análisis de la ventana de triple vidrio con un PCM. Este proceso es un paso importante en el desarrollo del código, ya que nos ayuda a encontrar errores de programación y, asimismo, tener un código que proporcione resultados confiables. Por lo tanto, para asegurar que el código numérico desarrollado entregue resultados confiables, se validó y verificó el mismo con trabajos experimentales y numéricos reportados en la literatura (casos benchmark), los cuales involucran los distintos mecanismos de transferencia de calor (conducción, convección y el intercambio radiativo superficial). Las comparaciones entre los resultados obtenidos con datos de la literatura se realizaron cualitativa y cuantitativamente.

A continuación se enlistan los casos de referencia empleados:

- Convección natural en una cavidad cuadrada calentada diferencialmente.
- Conducción y radiación a través de una pared semitransparente.
- Transferencia de calor por conducción y convección natural en una cavidad cuadrada con una pared opaca.
- Convección natural e intercambio radiativo superficial en el interior de una cavidad cuadrada con superficies opacas.
- Convección natural en una cavidad calentada diferencialmente en estado transitorio.
- Transferencia de calor por conducción a través de una pared de PCM.
- Transferencia de calor en una cavidad calentada diferencialmente con una pared de material de cambio de fase.
- Atenuación de la radiación solar a través de una capa de PCM.

4.1. Convección natural en una cavidad cuadrada calentada diferencialmente bajo un régimen de flujo laminar.

En 1983, Vahl Davis reportó el problema de la cavidad calentada diferencialmente, el cual es un problema de referencia sobre la transferencia de calor por convección natural en régimen de flujo laminar.

Este problema fue resuelto por De Vahl Davis (1983) utilizando el Método de Diferencias Finitas. En la Figura 12 se muestra el modelo físico de la cavidad cuadrada con dimensiones de $H_x \times H_y$, sus paredes verticales fueron sometidas a temperaturas constantes T_H y T_C (siendo $T_H > T_C$), mientras que sus paredes horizontales fueron consideradas aisladas; además, la condición de no deslizamiento ($u=v=0$) fue considerada en cada una de las paredes de la cavidad.

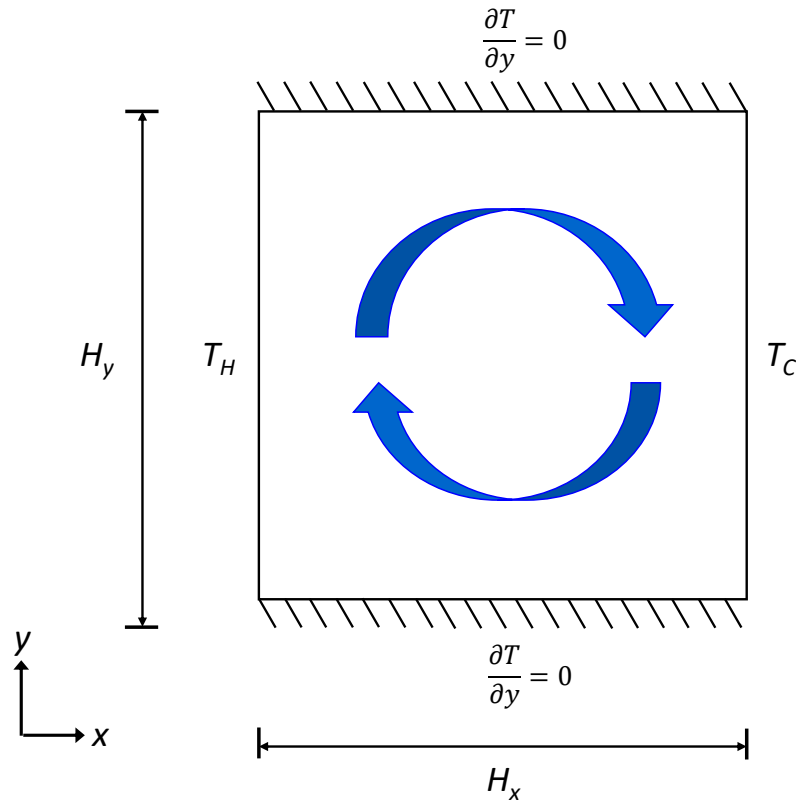


Figura 12. Modelo físico de la cavidad cuadrada Adaptado de De Vahl Davis (1983).

Las dimensiones de la cavidad H_x y H_y fueron determinadas en función del número de Rayleigh ($Ra = g\rho\beta\Delta TH_x^3/\alpha\nu$) y éste fue considerado en un intervalo de 10^3 a 10^6 . La diferencia de temperaturas entre las paredes ($\Delta T = T_H - T_C$) fue de 10 K. También, las propiedades termofísicas del aire fueron determinadas a una temperatura de referencia $T_{Ref}=T_C$. Para este estudio, H_x y $(g\rho\beta\Delta TH_x)^{1/2}$ fueron usados como parámetros de adimensionalización de las escalas de longitud y velocidad, respectivamente.

El fenómeno de transferencia de calor por convección natural se rige por las ecuaciones de conservación de masa, de momentum en dirección x , de momentum en dirección y considerando la aproximación de Boussinesq para el término de flotación y la ecuación de energía, cada una de ellas en dos dimensiones y en estado permanente. El aire fue considerado un fluido Newtoniano e incompresible. Estas ecuaciones

se expresan de la siguiente forma:

Conservación de masa

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (103)$$

Conservación de momentum en dirección x

$$\frac{\partial(\rho uu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) - \frac{\partial P}{\partial x} \quad (104)$$

Conservación de momentum en dirección y

$$\frac{\partial(\rho vu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vv)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) - \frac{\partial P}{\partial y} + \rho g \beta (T - T_{ref}) \quad (105)$$

Conservación de energía

$$\frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\lambda}{C_P} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\lambda}{C_P} \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (106)$$

Donde ρ es la densidad (kg/m^3), μ es el coeficiente de viscosidad dinámica ($\text{kg/m}\cdot\text{s}$), u es la componente de velocidad en la dirección x (m/s), v es la componente de la velocidad en la dirección y (m/s), λ es la conductividad térmica ($\text{W/m}\cdot\text{K}$), C_P es el calor específico ($\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$), T es la temperatura (K), β es el coeficiente de expansión volumétrica (K^{-1}), g es la gravedad (9.81 m/s^2) y P es la presión (Pa).

La Figura 13 muestra las isolíneas de las componentes de velocidad (u, v), las líneas de corriente (ψ) y las isothermas (T) dentro de la cavidad para valores de Ra de 10^3 a 10^6 y los patrones obtenidos en este estudio son comparados con los reportados por De Vahl Davis (1983). En la Figura 13 se observa que, independientemente del Ra, el sentido del flujo es en sentido horario; esto se debe a que, cuando el fluido entra en contacto con la pared caliente, su densidad disminuye provocando que se genere una fuerza de flotación diferencial e impulse el fluido hacia la parte superior de la cavidad; mientras que, cuando el fluido entra en contacto con la pared fría, su densidad aumenta, ocasionando que el fluido descienda en la zona cercana a la pared fría.

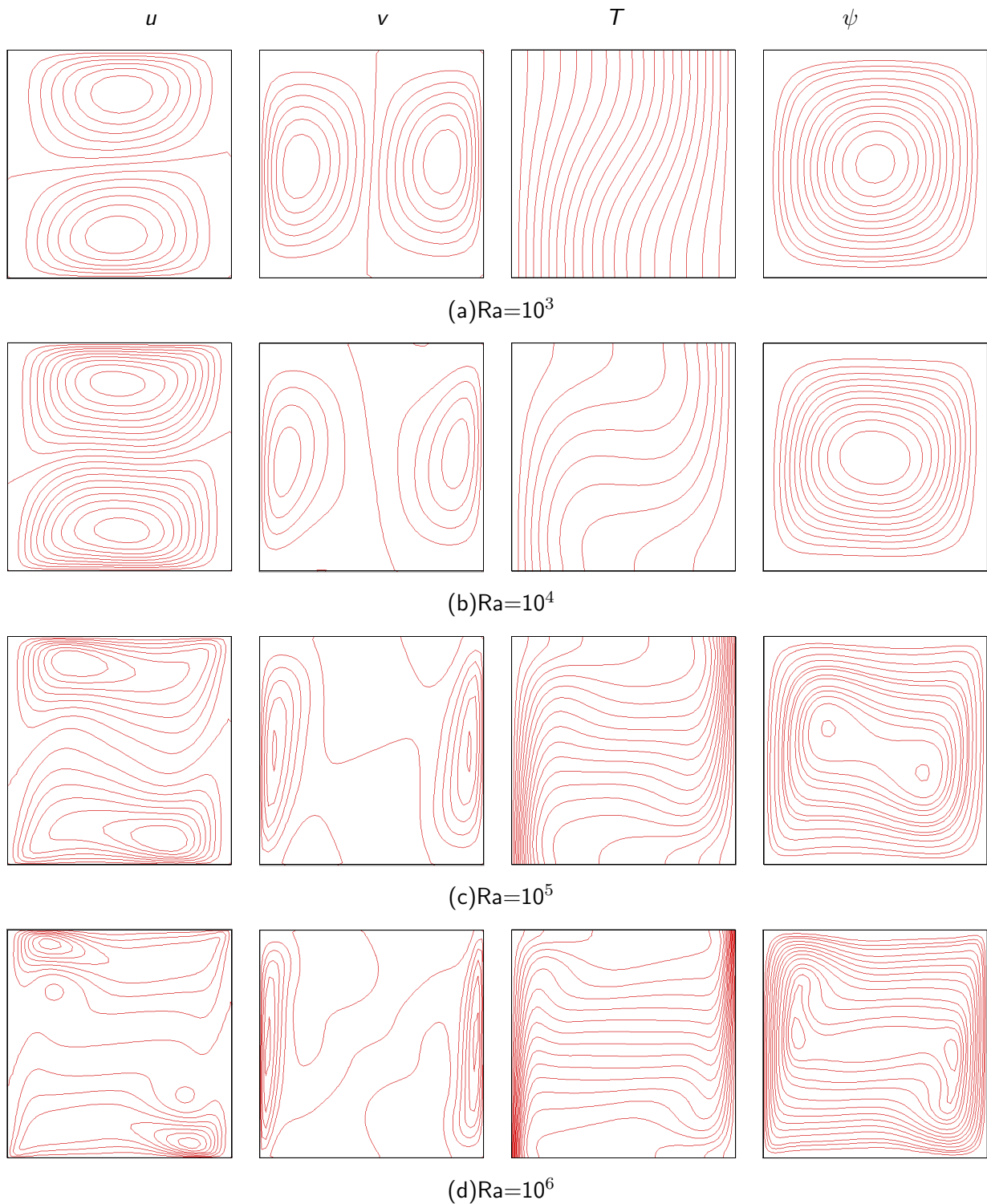


Figura 13. Comportamiento de las componentes de velocidad (u,v), líneas de corriente (ψ) e isothermas (T)

Las componentes de velocidad u y v presentaron simetría respecto al centro de la cavidad para los distintos números de Rayleigh. También, se observa que en la componente de velocidad u los gradientes se desplazan hacia la esquina superior izquierda y hacia la esquina inferior derecha a medida que aumenta

el número de Rayleigh. Por otro lado, en la componente de velocidad v , los gradientes se desplazan hacia las paredes laterales, manteniéndose gradientes casi nulos en la parte media.

Con respecto a las isolíneas de corriente, se observa que para Ra de 10^3 y 10^4 solo se forma un vórtice en la parte central de la cavidad. Sin embargo, al aumentar el Ra a 10^5 y 10^6 se formaron dos y tres vórtices, respectivamente. Estos vórtices se desplazan hacia las fronteras a medida que el Ra aumenta. Por otra parte, se observa que para un Ra de 10^3 las isothermas son casi paralelas a las paredes verticales, indicando que predomina la transferencia de calor por conducción entre las paredes caliente y fría; además, se aprecia que conforme el Ra aumenta las isothermas se modifican de una posición vertical a una posición horizontal, lo cual nos indica que la mayor transferencia de calor es a través de la convección natural.

A partir de un Ra de 10^4 los gradientes de temperatura son más severos sobre las paredes verticales y, a su vez, estos gradientes disminuyen al centro de la cavidad. Por otra parte, se aprecia que para un Ra de 10^6 la capa límite térmica es mas delgada, esto nos indica que la mayor parte de esa capa de fluido es calentada o enfriada al momento de ser desplazada hacia la parte superior o inferior de la cavidad, provocando así los mayores gradientes de temperatura; además, para este Ra las isothermas son únicamente verticales dentro de esta capa límite.

Se observa que los resultados obtenidos coinciden cualitativamente con los reportados por De Vahl Davis (1983), por lo tanto son satisfactorios. No obstante, es necesario realizar una comparación cuantitativa. Por tal motivo, la Tabla 1 presenta la comparación entre los resultados obtenidos con el algoritmo SIMPLE y los reportados por De Vahl Davis (1983). Los parametros de comparación son el número de Nusselt promedio (Nu_{prom}), número de Nusselt máximos (Nu_{max}) y número de Nusselt mínimos (Nu_{min}) en la pared caliente, así como de las velocidades adimensionales máximas en el centro de la cavidad (u_{max} y v_{max}). Se observa que los resultados obtenidos son satisfactorios, debido a que se obtuvo un error máximo de 3.1 % en el Nu_{prom} del $Ra=10^6$.

Tabla 1. Comparación de los resultados obtenidos en el presente estudio con los reportados por Vahl Davis (1983)

Ra	Parámetros	De Vahl Davis (1983)	Presente Estudio	Error (%)
10^3	u_{max}	0.137	0.136	0.73
	v_{max}	0.139	0.138	0.72
	Nu_{max}	1.505	1.513	0.50
	Nu_{min}	0.692	0.690	0.28
	Nu_{prom}	1.117	1.112	0.40
10^4	u_{max}	0.192	0.192	0
	v_{max}	0.233	0.230	1.20
	Nu_{max}	3.528	3.550	0.61
	Nu_{min}	0.586	0.584	0.34
	Nu_{prom}	2.238	2.227	0.84
10^5	u_{max}	0.130	0.130	0
	v_{max}	0.257	0.256	0.30
	Nu_{max}	7.717	7.950	2.93
	Nu_{min}	0.729	0.724	0.69
	Nu_{prom}	4.509	4.558	1.0
10^6	u_{max}	0.077	0.077	0
	v_{max}	0.26	0.259	0.38
	Nu_{max}	17.925	18.30	2.0
	Nu_{min}	0.989	0.970	1.95
	Nu_{prom}	8.817	9.100	3.10

4.2. Conducción y radiación a través de una pared semitransparente.

El código desarrollado para analizar la transferencia de calor por conducción y radiación en una pared semitransparente es verificado mediante los datos reportados en la literatura por (Xamán, 2004) . En la Figura 14 se presenta el modelo físico de la pared semitransparente con dimensiones H_x de ancho y H_y de altura. Las fronteras superior e inferior están aisladas, en la frontera *este* incide radiación en dirección normal y con un valor constante (G). Una parte de ésta radiación es reflejada ($\rho^* G$) hacia el medio ambiente exterior, otra parte es absorbida ($\alpha^* G$) por la pared semitransparente y la última parte se transmite hacia el interior ($\tau^* G$). Las temperaturas del fluido que rodean las fronteras *este* y *oeste* son la temperatura ambiente exterior (T_e) e interior (T_i), respectivamente. Además, debido a la diferencia de temperatura que existe entre la superficie exterior (Frontera *este*) y la temperatura T_e , se crea un

intercambio convectivo y radiativo hacia el exterior; el mismo efecto sucede en la frontera oeste, en el cual se tiene intercambio convectivo y radiativo al interior.

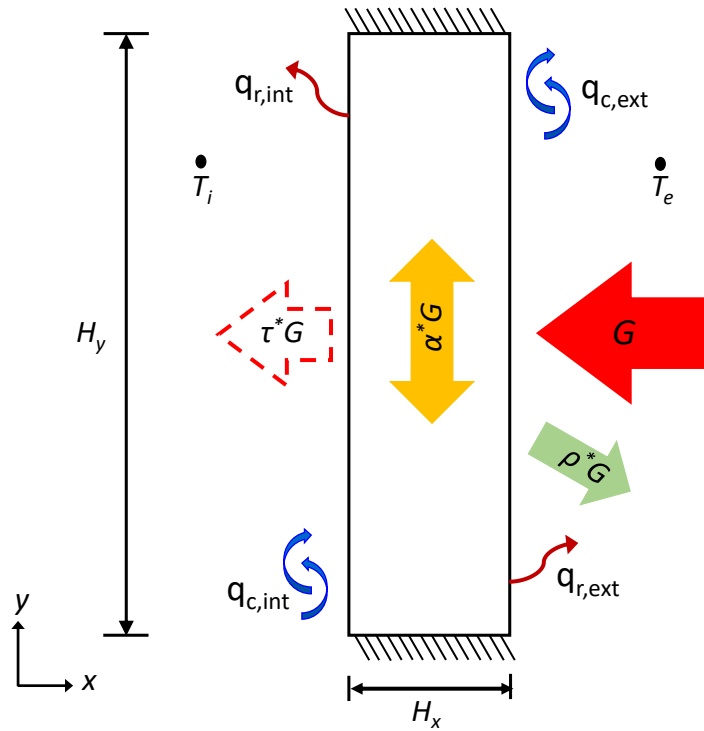


Figura 14. Modelo físico de la pared semitransparente adaptado de Xamán 2004

La altura H_y y el ancho H_x del sistema fueron considerados de 0.8 y 0.006 m, respectivamente. La radiación solar incidente sobre la frontera este fue de 750 W/m^2 y los coeficientes de transferencia de calor convectivos h_{ext} y h_{int} fueron de 6.8 y $6.2 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, respectivamente. La temperatura del exterior (T_e) se consideró en un intervalo de 0 a $50 \text{ }^\circ\text{C}$ y con incrementos de 5°C ; mientras que la temperatura interior (T_i) fue mantenida a $21 \text{ }^\circ\text{C}$. Las propiedades termofísicas y ópticas fueron obtenidas de un vidrio claro (Xamán, 2004).

La transferencia de calor por conducción en la pared semitransparente se puede describir mediante la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\lambda}{C_P} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\lambda}{C_P} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{1}{C_P} \frac{d\theta}{dx} = 0 \quad (107)$$

en donde $d\theta/dx = G \exp[-Sg(H_x - x)]$, Sg es el coeficiente de extinción el cual se determina por la ley de Beer-Bourguer, G es la radiación solar incidente y H_x es el espesor del vidrio.

La Figura 15 muestra el comportamiento de la temperatura a través de la pared semitransparente con valores de temperatura exterior de 0, 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45 y 50 °C, respectivamente. En esta Figura se observa que en cada uno de los casos realizados, la temperatura máxima que el sistema alcanza es un promedio entre la temperatura exterior e interior, debido a que el sistema está sometido a condiciones constantes (radiación y temperaturas), por lo cual logra el equilibrio térmico. Además, se aprecia que los gradientes máximos de temperatura se obtienen cuando las temperaturas del exterior son de 0 y 50 °C, mientras que cuando el valor de T_e se aproxima al valor de T_i , el gradiente tiende a cero.

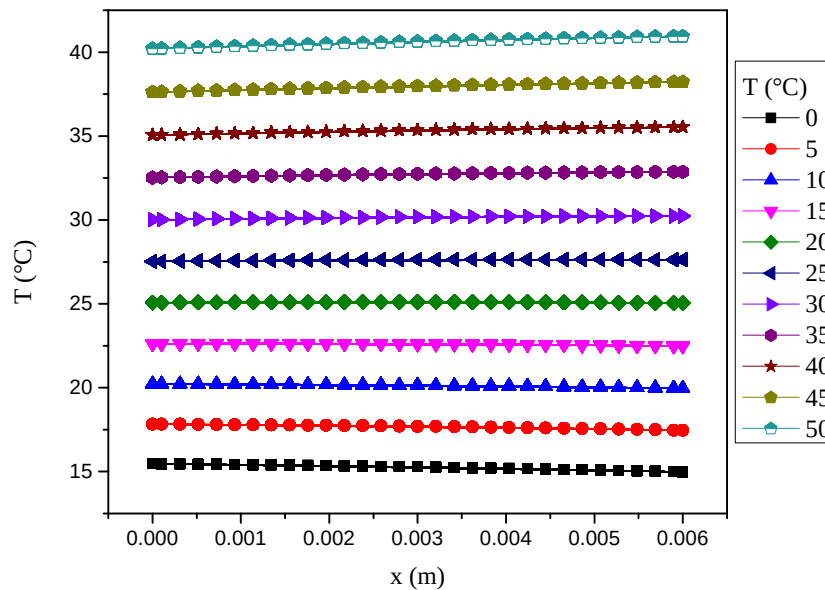


Figura 15. Comportamiento de la temperatura a través de la pared semitransparente

La Tabla 2 muestra los flujos de calor que se ven involucrados en el balance de energía del sistema, estos flujos son: el flujo de calor transmitido al interior (q_{τ^*}), el flujo de calor absorbido por el sistema (q_{α^*}), el flujo de calor reflejado hacia el exterior (q_{ρ^*}), el flujo de calor hacia el interior por convección y radiación (q_i), el flujo de calor hacia el exterior por convección y radiación (q_o), el flujo de calor total al interior ($q_{\tau^*} + q_i$), flujo de calor total al exterior ($q_o + q_{\rho^*}$) y el flujo de calor total (resultado del balance de energía).

De los resultados obtenidos para los flujos de calor involucrados en el balance de energía del sistema, se observa que cuando la temperatura exterior se encuentra en un intervalo de 0 a 15 °C, la pared semitransparente se encuentra ganando energía por convección y radiación (q_i) en la superficie interior, esto se debe a que T_i es mayor que la temperatura alcanzada por la pared. Mientras que en el resto de

los casos la temperatura del sistema es mayor que T_i , por lo cual, la pared cede energía hacia el medio interior. Los mayores valores de ganancias y pérdidas de energía del sistema en la superficie interior fueron -60.76 y 223.01 W/m^2 , respectivamente. Por otro lado, se observa que el flujo de calor total obtenido del balance de energía con base en los flujos totales de calor interior y exterior, coinciden de manera adecuada con el valor de radiación que incide sobre el sistema. Asimismo, los valores obtenidos de los flujos de calor son acordes a los reportados por Xamán (2004), teniendo una diferencia porcentual 0.001% debido a que se utilizó la misma metodología y propiedades.

Tabla 2. Flujos de calor que inciden en el sistema con una $G=750 \text{ W/m}^2$

T (°C)	Flujos de calor (W/m^2)							
	q_{τ^*}	q_{α^*}	q_{ρ^*}	q_i	q_o	$q_{\tau^*}+q_i$	$q_o+q_{\rho^*}$	q_{Total}
0.0	585	105	60	-60.76	165.76	524.23	225.76	750
5.00	585	105	60	-34.98	139.98	550.01	199.98	750
10.0	585	105	60	-8.68	113.68	576.31	173.68	750
15.0	585	105	60	18.16	86.83	603.16	146.83	750
20.0	585	105	60	45.57	59.42	630.57	119.42	750
25.0	585	105	60	73.57	31.42	658.57	91.42	750
30.0	585	105	60	102.17	2.82	687.17	62.82	750
35.0	585	105	60	131.39	-26.39	716.39	33.60	750
40.0	585	105	60	161.26	-56.26	746.26	3.73	750
45.0	585	105	60	191.79	-86.79	776.79	-26.79	750
50.0	585	105	60	223.01	-118.0	808.01	-58.01	750

4.3. Transferencia de calor por conducción y convección natural en una cavidad cuadrada con una pared opaca.

Misra y Sarkar (1997) reportaron el problema de la cavidad calentada diferencialmente con una pared opaca, el cual es un problema de referencia para verificar la transferencia de calor por conducción y convección natural en un régimen de flujo laminar. Este fenómeno se rige por las ecuaciones de conservación de masa, momentum y energía en dos dimensiones y en estado permanente(103-106). Los autores utilizaron el método de elemento finito para la resolución de dichas ecuaciones. Además, ellos analizaron el efecto de la conducción en la pared variando el valor de su espesor adimensional ($h_p^*=0.1, 0.2$ y 0.4) y con distintos valores de conductividad térmica adimensional ($k^*=1, 5, 10$ y 25). En la Figura 16 se muestra el modelo físico de la cavidad cuadrada con dimensiones de $H_x \times H_y$. En el lado izquierdo de la cavidad fue adherida una pared opaca con espesor de t y, además, ésta fue sometida a

una temperatura constante T_C , el lado derecho de la cavidad fue sometido a una temperatura T_H y las paredes horizontales fueron aisladas.

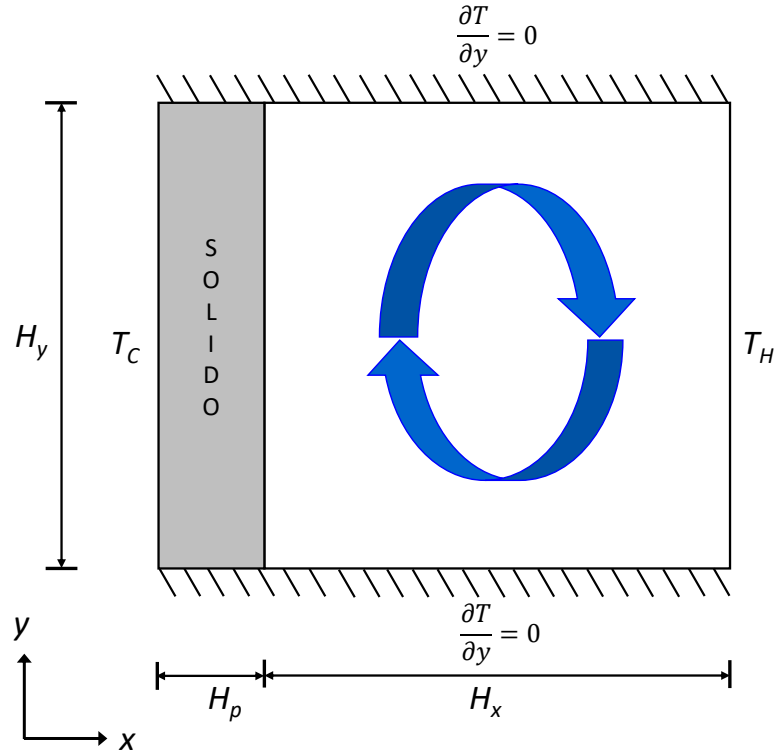


Figura 16. Modelo físico de la cavidad cuadrada con una pared opaca adapta de Misra y Sarkar (1997)

Las dimensiones de la cavidad (H_x y H_y) fueron determinadas en función del número de Rayleigh ($Ra = g\rho\beta\Delta TH^3/\alpha\nu$) en un intervalo de 10^3 a 10^6 . Además, para llevar a cabo el análisis fue necesario adimensionalizar las escalas de longitud, velocidad y temperatura como parámetros de adimensionalización H , $\sqrt{(g\beta\Delta TH)}$ y $\Delta T = T_H - T_C$, respectivamente. El espesor de la pared y la conductividad térmica fueron adimensionalizadas de la siguiente forma:

$$H_P^* = H_P/H_x \quad k^* = k_{pared}/k_{ref} \quad (108)$$

Todas las propiedades termofísicas fueron determinadas a la temperatura de enfriamiento T_C , la cual es la temperatura de referencia. Por otra parte, la distribución del numero de Nusselt (Nu) a lo largo de la pared caliente y fría fueron evaluadas de la siguiente forma:

$$Nu = \frac{hH_x}{k} \quad (109)$$

El número de Nusselt promedio fue determinado por la siguiente expresión:

$$Nu_{prom} = \int_0^{H_y} Nu dy \quad (110)$$

En las Figuras 17 y 18 se muestran los comportamientos de las líneas de corriente e isotermas para los distintos Ra con $t^*=0.2$ y $k^*=0.1$ obtenidos en el presente trabajo y, a su vez, se comparan con los reportados por Misra y Sarkar (1997). En la Figura 17 se observa que el patrón de flujo presenta un comportamiento en sentido contrario a las agujas del reloj para cada uno de los distintos Ra, tal comportamiento se debe a que la temperatura de la frontera *este* es mayor que la *oeste*. El movimiento del fluido se debe principalmente a los cambios que la densidad presenta al interactuar con las fronteras de la cavidad. Cuando el fluido entra en contacto con la pared caliente (pared *este*) su densidad disminuye provocando que se genere una fuerza de flotación diferencial e impulse el fluido hacia la parte superior de la cavidad; mientras que cuando entra en contacto con la pared fría, su densidad aumenta, ocasionando que el fluido descienda.

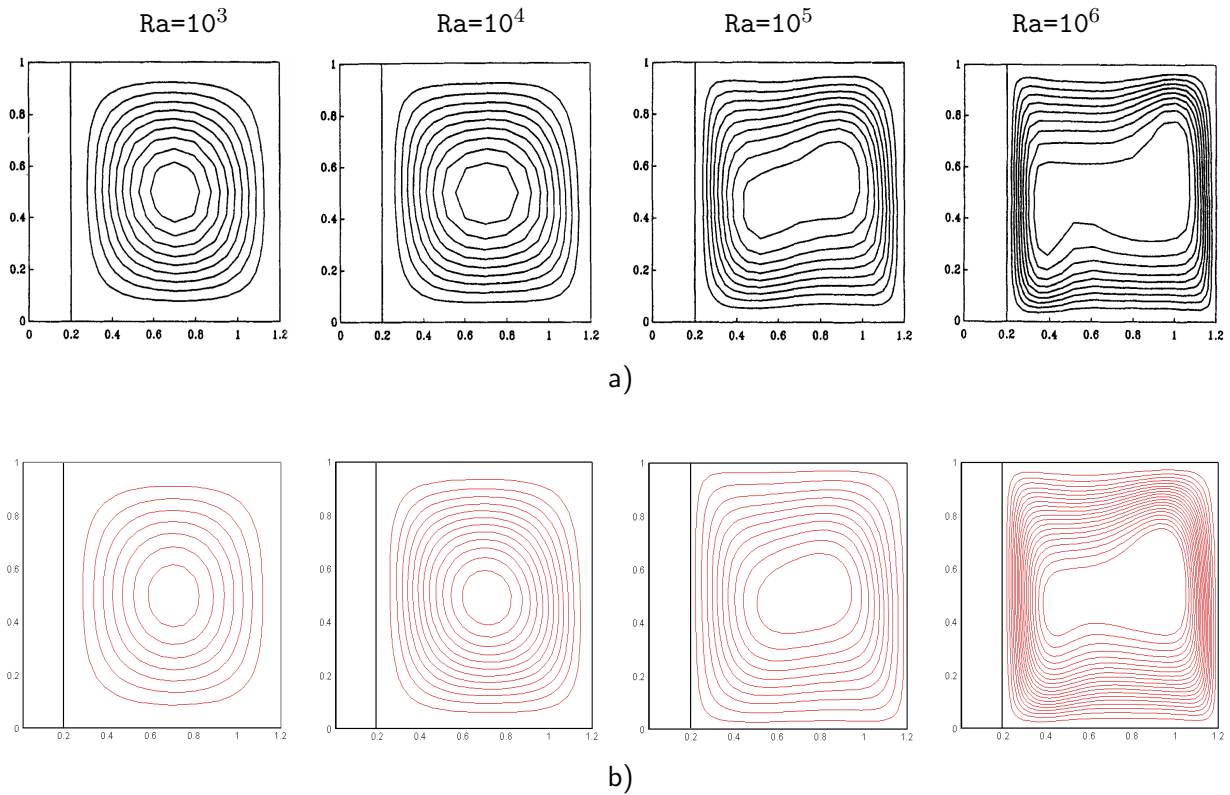


Figura 17. Isolíneas de corriente para los distintos Ra con $H_p^*=0.2$ y $k^*=1.0$ en: a) Misra y Sarkar(1997) y b)Presente estudio

También, se observa que para los Ra de 10^3 y 10^4 se forma sólo un vórtice en la parte central de la cavidad, mientras que, al aumentar el valor de Ra a 10^5 , el vórtice tiende a desplazarse hacia la pared caliente. Para el caso de Ra de 10^6 se aprecia que se generan dos vórtices y estos se desplazan hacia las fronteras verticales (pared caliente y fría). Por otra parte, en la Figura 18 se muestra el comportamiento de las isothermas en la pared opaca y en la cavidad de aire para los distintos Ra . Se observa que la conducción es el mecanismo de transferencia de calor que predomina para un Ra de 10^3 , ya que las isothermas son casi paralelas entre sí. Sin embargo, al aumentar el Ra provoca que la circulación del fluido se intensifique y, a su vez, ocasiona que las isothermas tomen una posición horizontal en el centro de la cavidad. Asimismo, este aumento en el Ra provoca que la temperatura varíe a lo largo de la interfase sólido-fluido, perdiendo así las isothermas de la pared sólida el paralelismo presentado para un Ra de 10^3 ; además, esto nos indica que el flujo de calor en la interfase sólido-fluido no es uniforme.

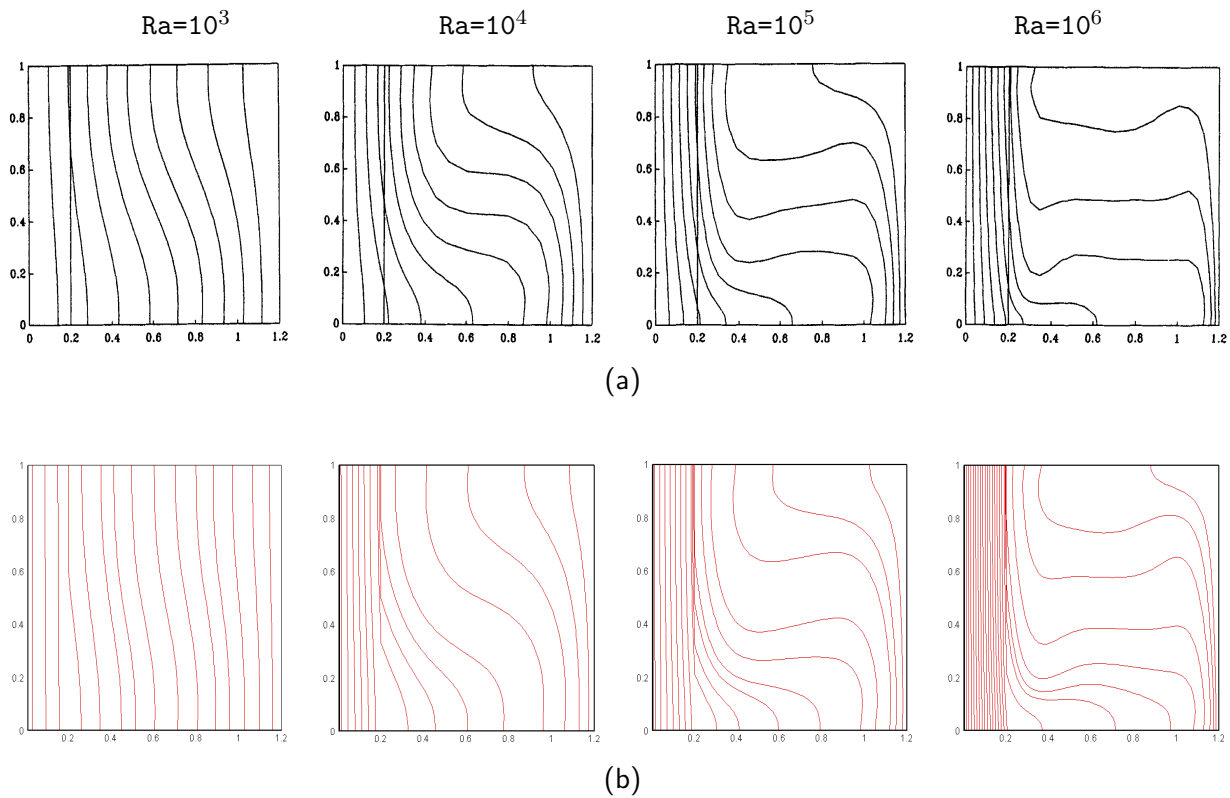


Figura 18. Isothermas para los distintos Ra con $H_p^*=0.2$ y $k^*=1.0$ en: a) Misra y Sarkar(1997) y b) presente estudio

La Figura 19 presenta el comportamiento de las isothermas para valores de $k^* = 1, 5, 10$ y 25 con un Ra de 10^6 y un $H_p^*=0.2$. Se observa que con el aumento de la conductividad térmica la tasa de flujo de calor incrementa a través de la pared sólida ocasionando que la variación de temperatura disminuya hasta lograr que ésta sea uniforme en su totalidad. Lo anterior se debe a la proporcionalidad que existe

entre la conductividad y el espesor de la pared. Mientras que el flujo asociado en la cavidad se aproxima al de una cavidad cuadrada con paredes verticales isotérmicas calentadas diferencialmente.

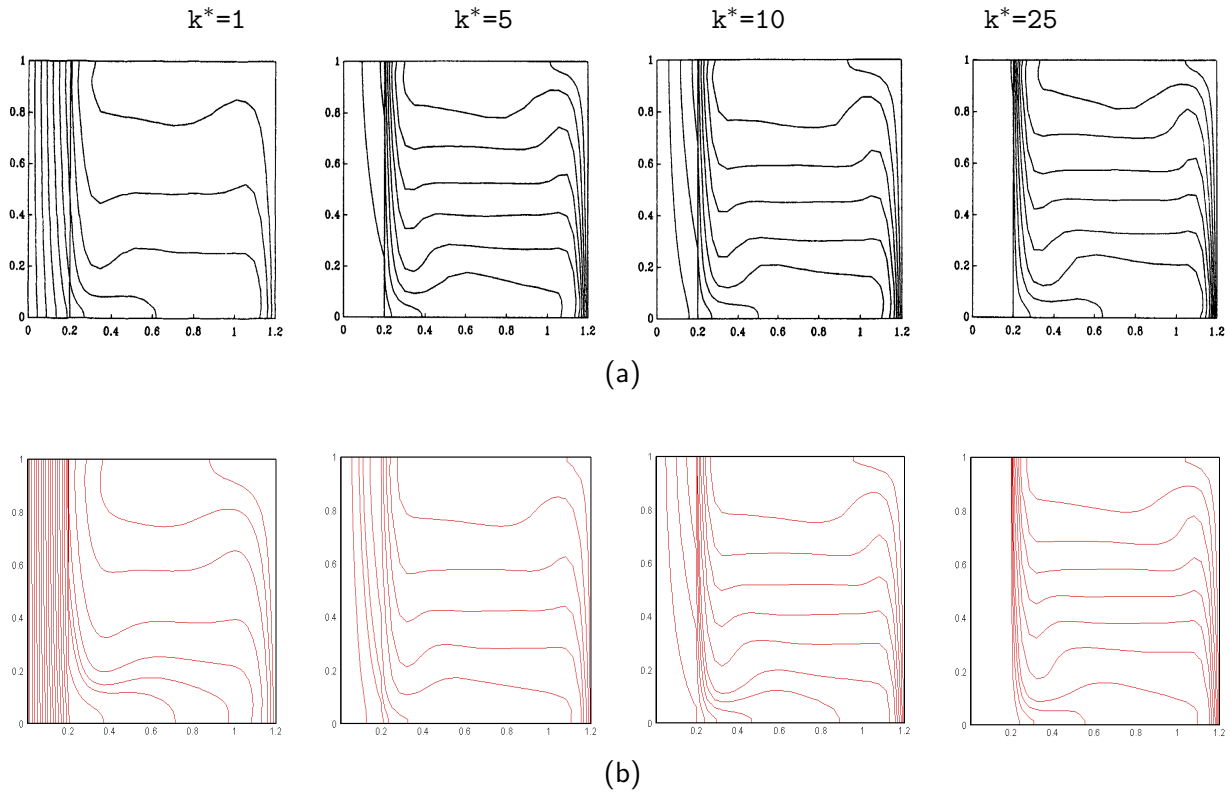


Figura 19. Isotermas para los distintos valores de k^* con un Ra de 10^6 y $H_P^* = 0.2$ en a) Misra y Sarkar (1997) y b) presente estudio

Con base en los resultados obtenidos de manera cualitativa, se observa que estos coinciden con los reportados por Misra y Sarkar (1997), lo cual nos indica que los resultados que se obtuvieron son satisfactorios. Sin embargo, es necesario realizar una comparación cuantitativa. Por lo tanto, en la Tabla 3 se presentan los resultados obtenidos del número de Nusselt promedio (Nu_{prom}) en la interfase sólido-fluido para los distintos casos de Ra con un $H_P^* = 0.2$ y cuatro valores diferentes de conductividad térmica en la pared $k^* = 5, 10, 25$ y 50 . En la Tabla 3 se aprecia que el aumento del Ra provoca un incremento en el valor del Nu_{prom} , lo cual significa que la convección es el mecanismo de transferencia de calor que predomina. Por otra parte, el error máximo porcentual obtenido fue de 3.1% para el caso de un Ra de 10^6 con una $k^* = 10.0$.

Tabla 3. Comparación del Nu_{prom} para los diferentes Ra con $H_p^*=0.2$ y distintos valores de conductividad térmica

Ra	k*	Nusselt Promedio		
		Misra y Sarkar (1997)	Presente Estudio	Error (%)
10^3	5	1.06	1.07	0.93
	10	1.09	1.10	0.9
	25	1.10	1.11	0.9
	50	1.11	1.11	0.0
10^4	5	2.02	2.05	1.4
	10	2.12	2.150	1.4
	25	2.19	2.23	1.8
	50	2.21	2.25	1.7
10^5	5	3.72	3.75	0.8
	10	4.08	4.04	0.9
	25	4.33	4.36	0.7
	50	4.42	4.51	1.9
10^6	5	6.27	6.29	0.3
	10	7.32	7.56	3.1
	25	8.13	8.27	1.7
	50	8.44	8.52	0.9

4.4. Convección natural e intercambio radiativo superficial en el interior de una cavidad cuadrada con superficies opacas.

Akiyama y Chong (1997) estudiaron la interacción de la convección natural con la radiación térmica de las superficies grises en una cavidad cuadrada llena de aire bajo un régimen de flujo laminar. El aire contenido en la cavidad fue considerado no participante radiativamente. La cavidad tenía dimensiones de $H_x \times H_y$ en la cual, sus paredes verticales fueron sometidas a temperaturas constantes T_H y T_C , siendo $T_H > T_C$; mientras que sus paredes horizontales fueron consideradas aisladas, tal como se muestra en la Figura 20. Las paredes de la cavidad fueron sometidas a una condición de no deslizamiento y, además, éstas fueron consideradas superficies grises difusas (es decir, sus propiedades ópticas son independientes de la dirección y la longitud de onda) con valores de emisividad entre 0 y 1. Los autores utilizaron el método de volumen finito para la resolución de las ecuaciones de conservación (103-106). En sus resultados, ellos reportaron el efecto de la radiación en los patrones de flujo, la distribución de temperatura y la transferencia de calor.

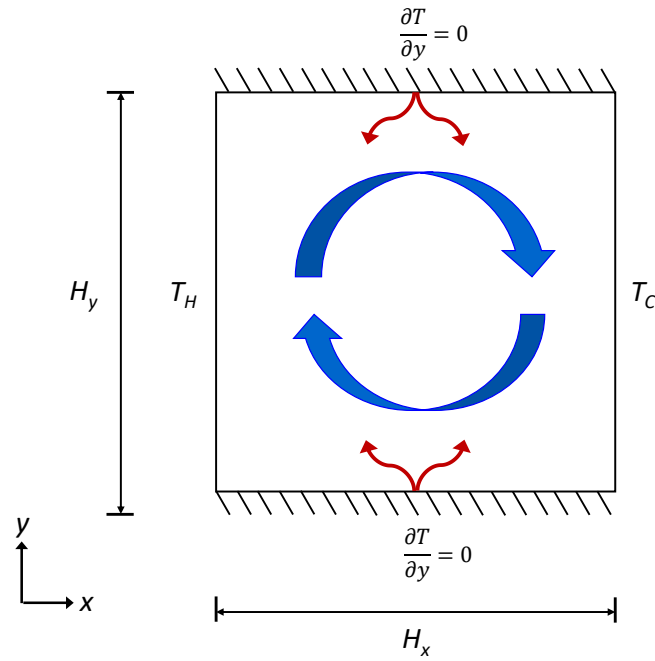


Figura 20. Modelo físico de la cavidad cuadrada con superficies grises difusas Adaptado de Akiyama y Chong (1997)

Las dimensiones de la cavidad H_x y H_y fueron determinadas en función del número de Rayleigh ($Ra = g\rho\beta\Delta TH_x^3/\alpha\nu$) y éste fue considerado en un intervalo de 10^3 a 10^6 . La diferencia de temperaturas entre las paredes ($\Delta T = T_H - T_C$) fue de 10 K. Por otra parte, la adimensionalización de los parámetros fue realizada de la siguiente manera:

$$x = \frac{x}{H_x} \quad y = \frac{y}{H_y} \quad U = \frac{uH_x}{\nu} \quad V = \frac{vH_y}{\nu} \quad (111)$$

$$P = \frac{pH_x^2}{\rho\nu^2} \quad \theta = \frac{T - T_0}{T_H - T_C} \quad Gr = \frac{g\beta(T_H - T_C)H_x^3}{\nu^2} \quad (112)$$

Las características de transferencia de calor en las paredes verticales fueron determinadas tomando en cuenta las contribuciones por convección y radiación mediante el número de Nusselt promedio total (Nu_{prom}), el cual se intrduce como:

$$Nu_{prom} = Nu_c + Nu_r = \frac{q_c + q_r}{\lambda(T_H - T_C)/H_x} \quad (113)$$

en donde, el denominador de la Ec. (113) representa la transferencia de calor por conducción a través de la cavidad y q_c y q_r representan las contribuciones de transferencia de calor por convección y radiación,

respectivamente. Asimismo, el término q_c es determinado de la forma siguiente :

$$q_c = \lambda \left(\frac{dT}{dx} \right) \Big|_{wall} \quad (114)$$

En la Figura 21 se muestra el comportamiento de las isotermas para un Ra de 10^6 con diferentes valores de emisividad (ε) obtenidas en el presente estudio y, a su vez, comparadas con lo reportado por Akiyama y Chong (1997). En la Figura se observa que la distribución de la temperatura del aire en la cavidad es afectada por la radiación superficial de manera significativa, esto se debe principalmente a que las superficies de la cavidad absorben una cantidad mayor de energía al aumentar el valor de su emisividad, provocando un incremento en su temperatura y, a su vez, un aumento en los flujos de calor radiativos. Por lo tanto, cuando el aire interactúa con las superficies superior e inferior de la cavidad gana una cantidad mayor de energía, lo cual ocasiona que su temperatura incremente. Se aprecia que aunque el valor de la emisividad sea cercano a cero ($\varepsilon=0.1$) este modifica el comportamiento térmico del sistema.

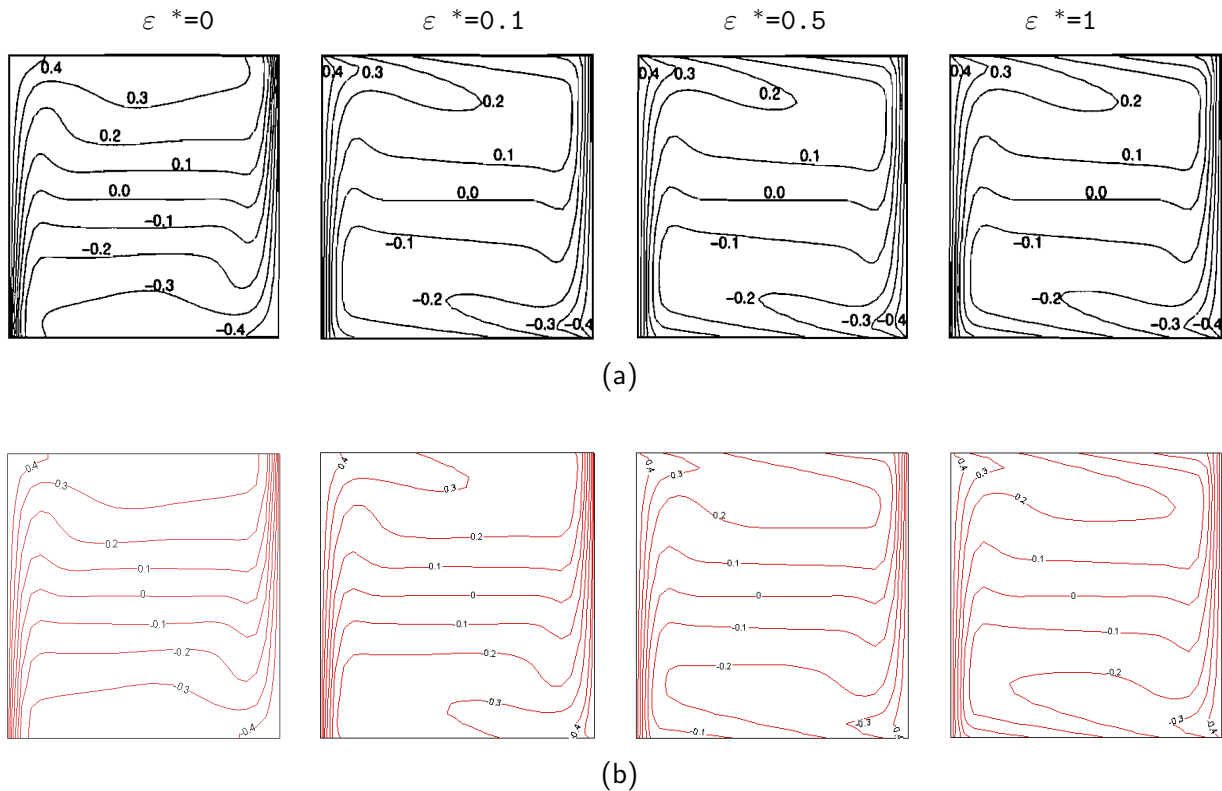


Figura 21. Comportamiento de las isotermas con un Ra de 10^6 y distintos valores de emisividad en a) Akiyama y Chong (1997) y b) Presente estudio

Por otra parte, se observa que en los casos donde se considera la radiación el espesor de la capa

límite térmica tiene mayor espesor en las paredes verticales en comparación con los casos donde solo se considera la convección natural, lo cual provoca que los gradientes de temperatura sean menores. También, se aprecia que con el aumento de Ra las isotermas al centro de la cavidad toman una posición horizontal indicando que a pesar de que se considera la radiación, la transferencia por convección es dominante.

En los resultados obtenidos de manera cualitativa muestran concordancia con los reportados por Akiyama y Chong (1997), lo cual nos indica que estos son satisfactorios. Por su parte, la comparación cuantitativa de los resultados se muestra en la Tabla 4, donde se presentan el número de Nusselt promedio en la pared caliente de la cavidad (Nu_{prom}). El Nu_{prom} representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección y la radiación en relación con la conducción a través de la misma capa. Además, se observa que los valores de Nu_{prom} incrementan con el aumento de Ra y el valor de la emisividad, debido a que la transferencia de calor por convección y radiación superficial dominan con respecto a la conducción. Se aprecia que el error porcentual máximo es de 8.2 %, lo cual indica que los resultados obtenidos son satisfactorios.

Tabla 4. Comparación del Nu_{Prom} obtenido en este trabajo y el reportado por Akiyama y Chong (1997) y Balaji (1994)

Ra	ε	Nu_{Prom}			
		Balaji (1994)	(Akiyama y Chong, 1997)	Presente Estudio	error
10^3	0.1	1.31	–	1.27	3.2
	1	2.44	–	2.66	8.2
10^4	0.5	3.57	–	3.62	1.3
	1	5.12	5.37	5.38	0.1
10^5	0.8	9.28	–	9.34	0.65
	1	10.72	11.22	11.06	1.4
10^6	0.4	13.70	–	13.21	3.7
	1	23.08	23.08	23.01	0.2

4.5. Convección natural en una cavidad calentada diferencialmente en estado transitorio

El análisis de la convección natural en estado transitorio es de gran importancia dado que se puede observar la evolución del fenómeno a lo largo del tiempo y, a su vez, tener un mejor entendimiento del mismo. Por lo anterior, Leal et al. (2000) reportaron el caso transitorio de la convección natural en la cavidad calentada diferencialmente. La cavidad tenía dimensiones de $H_x \times H_y$, y éstas fueron

determinadas en función del $Ra = g\rho\beta\Delta TH_x^3/\alpha\nu$. Además, las paredes verticales fueron sometidas a temperaturas constantes $T_H = 310$ K y $T_C = 300$ K; mientras que las paredes horizontales fueron consideradas adiabáticas. Leal et al. utilizaron la técnica de transformación integral generalizada; asimismo, ellos reportaron las componentes de velocidad vertical (v) y las temperaturas (T) adimensionales en la altura media de la cavidad a lo largo de la dirección x para distintos tiempos adimensionales (t^*) y para valores de número de Rayleigh (Ra) en el intervalo entre 10^3 y 10^5 . Además, los autores mostraron el comportamiento del número de Nusselt promedio (Nu_{prom}) en la pared izquierda de la cavidad a lo largo del tiempo hasta alcanzar el estado permanente en cada uno de los distintos Ra .

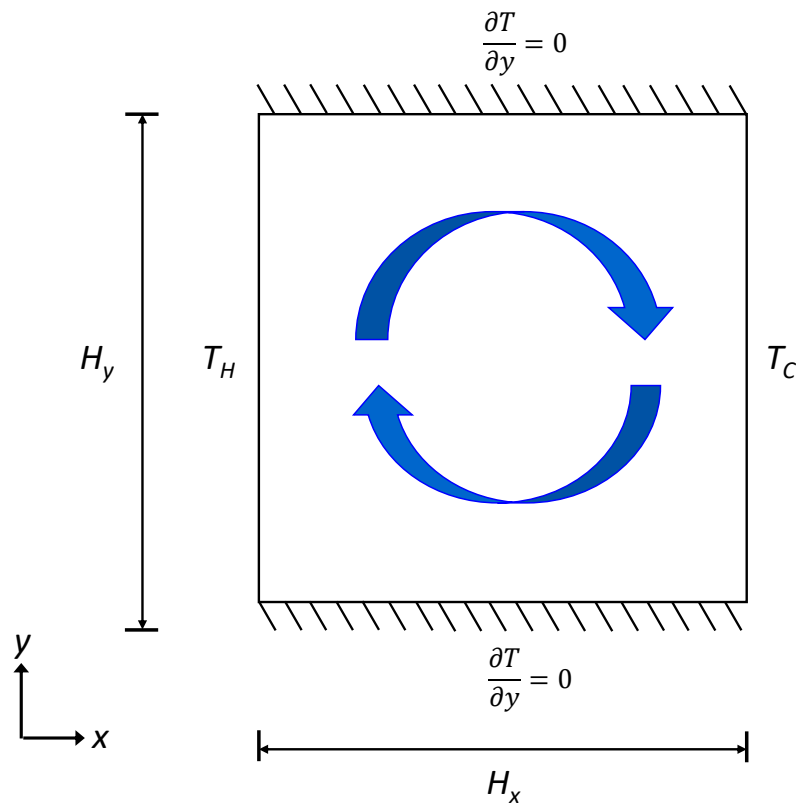


Figura 22. Modelo físico de la cavidad cuadrada Adaptado de De Vahl Davis (1983).

La convección natural en el aire de la cavidad es gobernada por las ecuaciones de conservación masa, de momentum en las direcciones “ x ” y “ y ”, y de energía. Estas ecuaciones fueron simplificadas considerando el fenómeno en dos dimensiones, en estado transitorio y en régimen de flujo laminar; asimismo, se considera que el fluido es newtoniano e incompresible, y por su parte, las propiedades termofísicas se consideran constantes a excepción de la densidad en el término de flotación. Estas ecuaciones son expresadas de la siguiente manera:

Conservación de masa

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (115)$$

Conservación de momentum en dirección x

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \cdot u)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) - \frac{\partial P}{\partial x} \quad (116)$$

Conservación de momentum en dirección y

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u \cdot v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \cdot v)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) - \frac{\partial P}{\partial y} + \rho g \beta (T - T_0) \quad (117)$$

Conservación de energía

$$\frac{\partial \rho C_p T}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u \cdot C_p T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \cdot C_p T)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (118)$$

Las condiciones iniciales de temperatura T y de las componentes de velocidad u y v se expresan a continuación:

$$T(x, y, t = 0) = T_C \quad (119)$$

$$u(x, y, t = 0) = 0 \quad (120)$$

$$v(x, y, t = 0) = 0 \quad (121)$$

Para realizar la comparación de las variables, éstas fueron adimensionalizadas de la siguiente manera:

$$x^* = \frac{x}{H_x} \quad y^* = \frac{y}{H_y} \quad U^* = \frac{u H_x}{\alpha_0} \quad V^* = \frac{v H_y}{\alpha_0}$$

$$P^* = \frac{p H_x^2}{\mu^2} \quad \theta = \frac{T - T_0}{T_H - T_C} \quad t^* = t \frac{\alpha_0}{H_x^2}$$

donde α_0 es la difusividad térmica del aire a la temperatura de referencia.

El número de Nusselt (Nu) local máximo o mínimo sobre la pared caliente de la cavidad es determinado a través de la siguiente expresión:

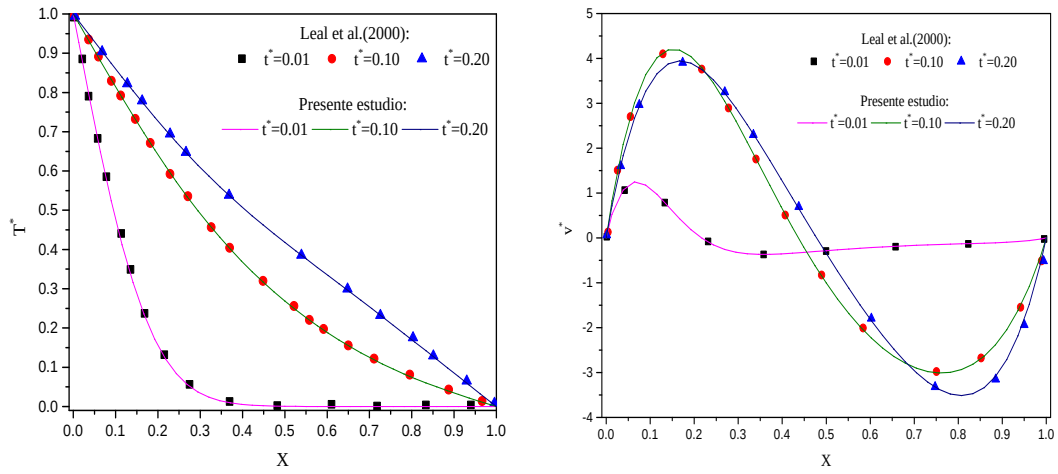
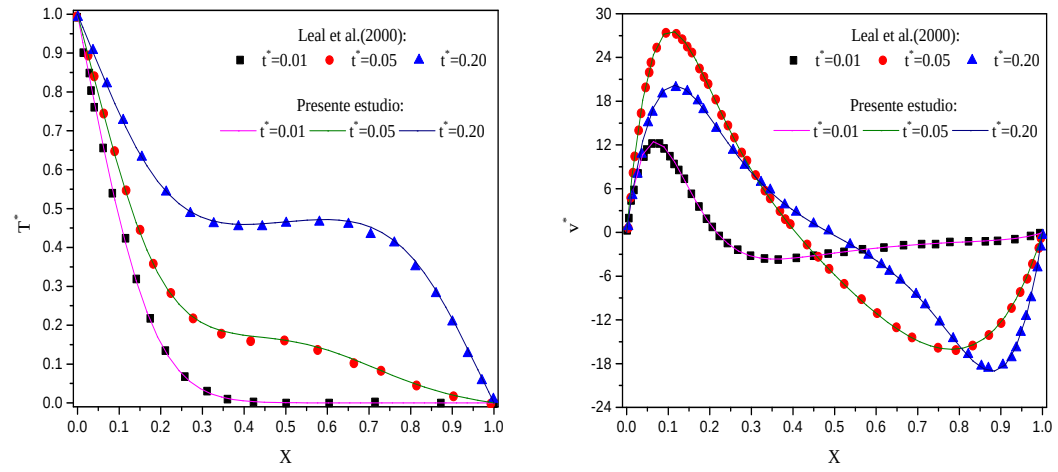
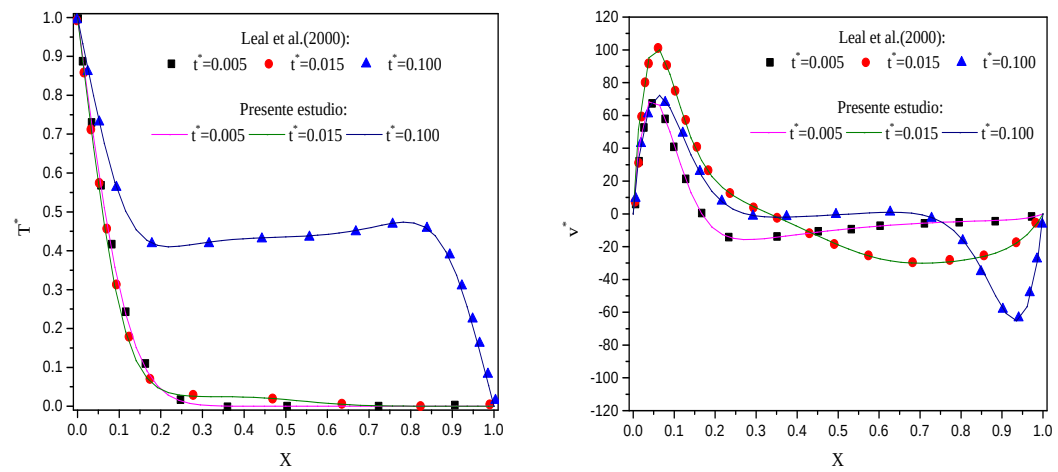
$$Nu_{local} = \frac{hH_x}{k} = \frac{q_{conv}}{q_{cond}} \quad (122)$$

Y el número de Nusselt promedio (Nu_{prom}) es determinado de la manera siguiente:

$$Nu_{prom} = \int_{y=0}^{y=H_y} Nu_{local} * dy \quad (123)$$

En la Figura 23 se muestra el comportamiento transitorio de la componente de velocidad vertical (v^*) y la temperatura (T^*) adimensionales en la altura media de la cavidad a lo largo de la dirección “X” para los distintos Ra y tres tiempos adimensionales diferentes (t^*). De manera general, se observa que los valores de v^* y T^* incrementan conforme aumenta el Ra. Para el caso de la temperatura, éste tiende a un comportamiento asintótico durante el primer tiempo adimensional en los distintos casos de Ra, sin embargo, este comportamiento se modifica conforme el valor de t^* aumenta. Por su parte para la v^* , en el primer tiempo adimensional los valores máximos se presentan cerca de la pared caliente y, posteriormente, estos disminuyen y permanecen con un valor casi constante a lo largo de la dirección “X”. También, se aprecia que conforme el tiempo transcurre ($t^* \geq 0.1$) el fluido empieza a ganar o perder energía al interactuar con las paredes isothermas, lo cual provoca que su comportamiento se modifique, obteniéndose así los valores mínimos y máximos en la pared fría y caliente, respectivamente.

En la Figura 23 (a) se muestra el comportamiento de v^* y T^* con un valor de Ra de 10^3 considerando t^* de 0.01, 0.10 y 0.20. En la Figura se aprecia que T^* tiene un comportamiento casi lineal en t^* de 0.10 y 0.20; en los mismos tiempos, v^* tienen un comportamiento similar, en donde los valores máximos y mínimos se obtienen cerca de las paredes isothermas, con un intervalo entre -3.0 y 4.20. Por su parte, la Figura 23 (b) se presenta el comportamiento v^* y T^* con un Ra de 10^4 y con t^* de 0.001, 0.05 y 0.20. Se observa que en los primeros dos tiempos la temperatura tiene un comportamiento asintótico mientras que al transcurrir el tiempo y llegar a $t^*=0.20$, el valor de temperatura se mantiene casi constante en el intervalo de $0.30 \leq X \leq 0.75$ y fuera de éste su comportamiento es lineal. Para el caso de v^* , éstas presentan un comportamiento similar al caso anterior. Por último, en la Figura 23 (c) se observa el comportamiento de v^* y T^* para un Ra de 10^5 y con t^* de 0.005, 0.015 y 0.100. En la Figura se aprecia que en el $t^*=0.100$, el valor de la temperatura disminuye hasta llegar a un punto en el que se mantiene casi constante a lo largo de la cavidad y, posteriormente, su valor decrece hasta igualar el valor de la pared fría; mientras que v^* presenta un comportamiento simétrico, en el cual se mantiene casi constante en el intervalo $0.20 \leq X \leq 0.75$.

(a) $Ra=10^3$ (b) $Ra=10^4$ (c) $Ra=10^5$ **Figura 23.** Comparación de T^* y v^* en la altura media de la cavidad a lo largo de la dirección x

En la Figura 24 se muestra el comportamiento de Nu_{prom} con respecto al tiempo hasta alcanzar el estado permanente para los distintos Ra . En la Figura se observa que en los primeros segundos de modelado se obtuvieron valores de Nu_{prom} muy grandes; esto se debe a que al inicio del modelado la diferencia de temperaturas entre la pared caliente y el fluido es de 10 K para todos los casos de Ra . Sin embargo, conforme el tiempo transcurre la pared caliente cede energía al fluido y éste, a su vez, incrementa su temperatura ocasionando que la diferencia de temperaturas se reduzca y, por ende, que el Nu_{prom} disminuya hasta mantenerse en un valor constante (estado permanente).

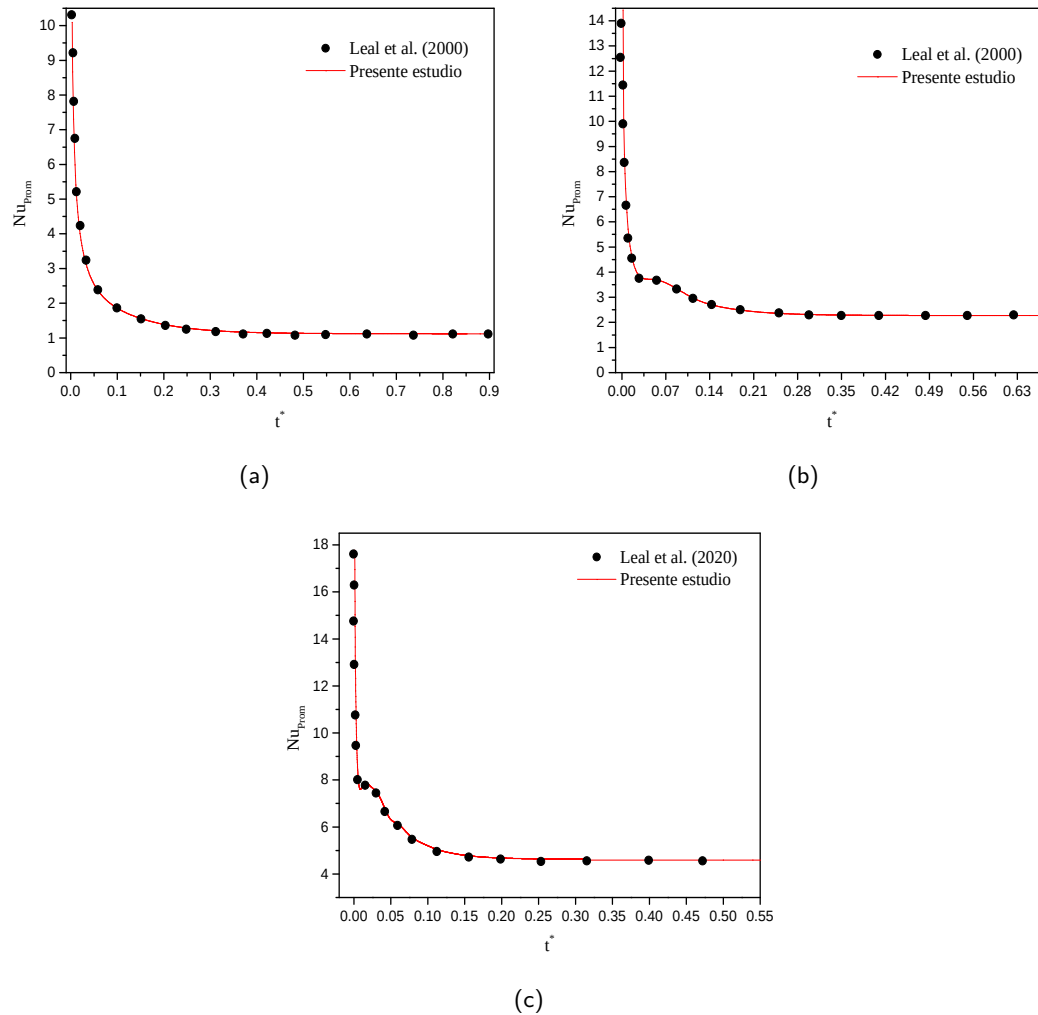


Figura 24. Comparación del Nu_{prom} en la pared caliente a lo largo del tiempo para: (a) $Ra = 10^3$, (b) $Ra = 10^4$ y (c) $Ra = 10^5$

En la Figura 24 (a) se aprecia que para un Ra de 10^3 el Nu_{prom} se mantiene constante a partir de un $t^* \geq 0.5$, mientras que para Ra de 10^4 (Figura 24b) y 10^5 (Figura 24 c) se mantienen constantes a partir de los $t^* \geq 0.4$ y 0.31 , respectivamente. Asimismo, se aprecia que el Nu_{prom} incrementa conforme

aumenta el Ra, debido a que a mayor Ra la convección natural es el mecanismo de transferencia de calor que predomina. Por otra parte, se observa que el sistema alcanza el estado permanente en un tiempo menor con el aumento de Ra, esto se debe a que el movimiento del fluido se intensifica y esto, a su vez, ocasiona que la energía se transfiera a una tasa mayor.

En la Tabla 5 se muestra el Nu_{prom} obtenido en el estado permanente del presente estudio, así como los reportados en la literatura por De Vahl Davis (1983) y Leal et al. (2000). En la Tabla se observa que los resultados concuerdan con los reportados en la literatura con una desviación máxima porcentual de un 0.93 % con respecto a lo reportado por Leal et al. (2000) para el caso de $Ra 10^4$. Por lo tanto, se concluye que la verificación del código computacional es satisfactoria, ya que se encuentra por debajo de 10 %.

Tabla 5. Comparación del Nu_{prom} obtenidos en el estado permanente con los datos reportados por Leal et al. (2000) y De Vahl Davis (1983)

Ra	Nu_{Prom}			
	De Vahl Davis (1983)	Leal et al. (2000)	Presente estudio	Error (%)
10^3	1.117	1.118	1.112	0.53
10^4	2.238	2.248	2.227	0.93
10^5	4.509	4.562	4.559	0.06

4.6. Transferencia de calor en una cavidad calentada diferencialmente con una pared de material de cambio de fase.

Labihi et al. (2017) investigaron numérica y experimentalmente la transferencia de calor conjugada en una cavidad de aire con una pared de PCM. El sistema consistió en una cavidad de aire con dimensiones de $H_x = H_y = 10$ cm y sobre su pared derecha se implementó un PCM con espesor $H_{PCM} = 1$ cm. Además, la pared opuesta fue enfriada a una temperatura constante $T_C = 16.5$ °C, mientras que el resto de las paredes fueron consideradas adiabáticas (Figura 25). EL PCM utilizado fue el PCM60 el cual es un carboxílico ácido comercializado por KAPLAN ENERGY. En el análisis numérico los autores utilizaron las ecuaciones de conservación de masa, de momentum y de energía para la resolución de la transferencia de calor en el aire y el PCM. Asimismo, el PCM fue tratado mediante el método de Entalpía-Porosidad. En sus resultados Labihi et al. mostraron el comportamiento de la temperatura promedio al centro de la cavidad de aire, PCM y de la interfase aire/PCM así como el valor de la fracción líquida durante el proceso de descarga (10 horas).

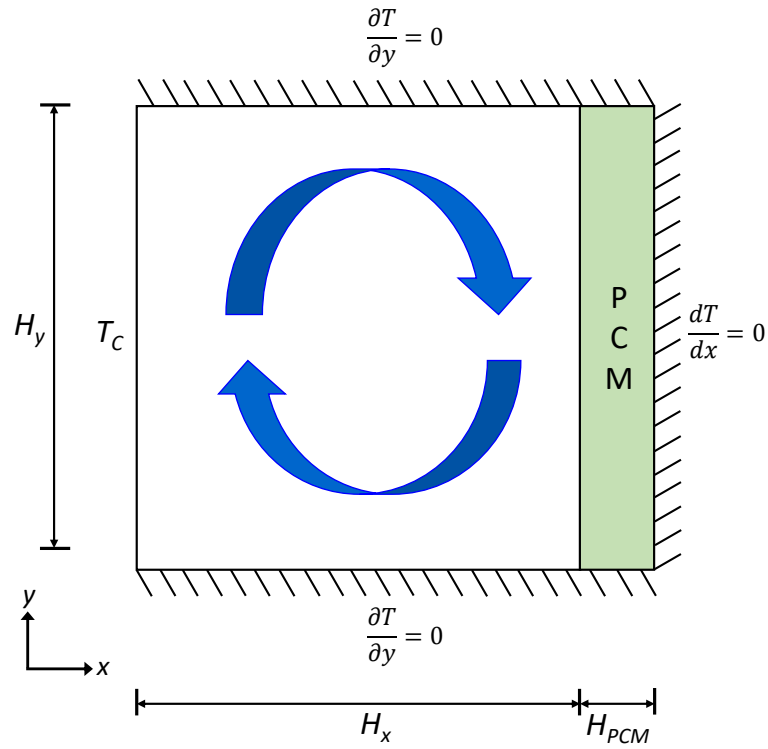


Figura 25. Modelo físico de la cavidad cuadrada con un PCM Adaptado de Labihi et al. (2017).

La convección natural en la cavidad de aire fue analizada mediante las ecuaciones de conservación de masa, de momentum y de energía en dos dimensiones y en estado transitorio (115 - 118). Por otra parte, la convección natural en la parte fundida del PCM fue despreciada ya que, el espesor fue considerado lo suficientemente pequeño. Por lo anterior, en el PCM solo se analizó la transferencia de calor por conducción mediante la ecuación de energía la cual se expresa de la siguiente forma:

$$\rho \frac{\partial H}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (124)$$

donde H es la entalpía (kJ/kg).

El sistema fue analizado con base en las siguientes condiciones de frontera:

$$\begin{array}{lll}
x=0: & T=T_C & 0 < y < H_y \\
\\
x=H_x: & \lambda \frac{\partial T_{aire}}{\partial x} = \lambda \frac{\partial T_{PCM}}{\partial x} & 0 < y < H_y \\
\\
x=H_x + H_{PCM} & \frac{\partial T}{\partial x} = 0 & 0 < y < H_y \\
\\
y=0 & \frac{\partial T}{\partial y} = 0 & 0 \leq x \leq H_x \\
\\
y=H_y & \frac{\partial T}{\partial y} = 0 & 0 \leq x \leq H_x
\end{array}$$

Las condiciones iniciales para el proceso de solidificación en el sistema fueron obtenidas después de someter al PCM a un proceso de calentamiento hasta alcanzar una temperatura constante $T_H = 60.2$ °C, la cual está por encima de la temperatura de fusión.

En el presente estudio, la convección natural en la cavidad de aire fue modelada mediante la técnica de volumen finito, implementando el algoritmo PISO. La conducción en el PCM fue modelada a través del método de Entalpia. Los términos convectivos y difusivos fueron aproximados numéricamente mediante los esquemas híbrido y centrado; mientras que para la parte temporal una aproximación numérica de primer orden fue implementada con un $DT=1$. El sistema de ecuaciones algebraicas fue resuelto a través del método LGS-ADI con un criterio de convergencia de 1×10^{-10} .

En la Figura 26 se presenta el comportamiento en el tiempo de la fracción líquida y temperaturas promedio del aire y del PCM durante el proceso de solidificación y, a su vez, se comparan con lo reportado en la literatura por Labihi et al. (2017). En la Figura 26 (a) se observa que la fracción líquida tiene el valor de 1 al inicio del proceso de solidificación, lo cual indica que todas las regiones del PCM se encuentran en su fase líquida. Sin embargo, en el transcurso de las primeras tres horas de modelado el valor de la fracción líquida comienza a decrecer de manera casi lineal hasta tender a un valor de cero (fase sólida). Lo anterior se debe principalmente a que el PCM cede gran cantidad de energía al aire contenido en la cavidad, ocasionando una disminución en su temperatura durante esas horas y, por ende, provocando que ciertas regiones de PCM cambien de su fase líquida a su fase de mezcla o sólida dependiendo de la temperatura en la que se encuentren.

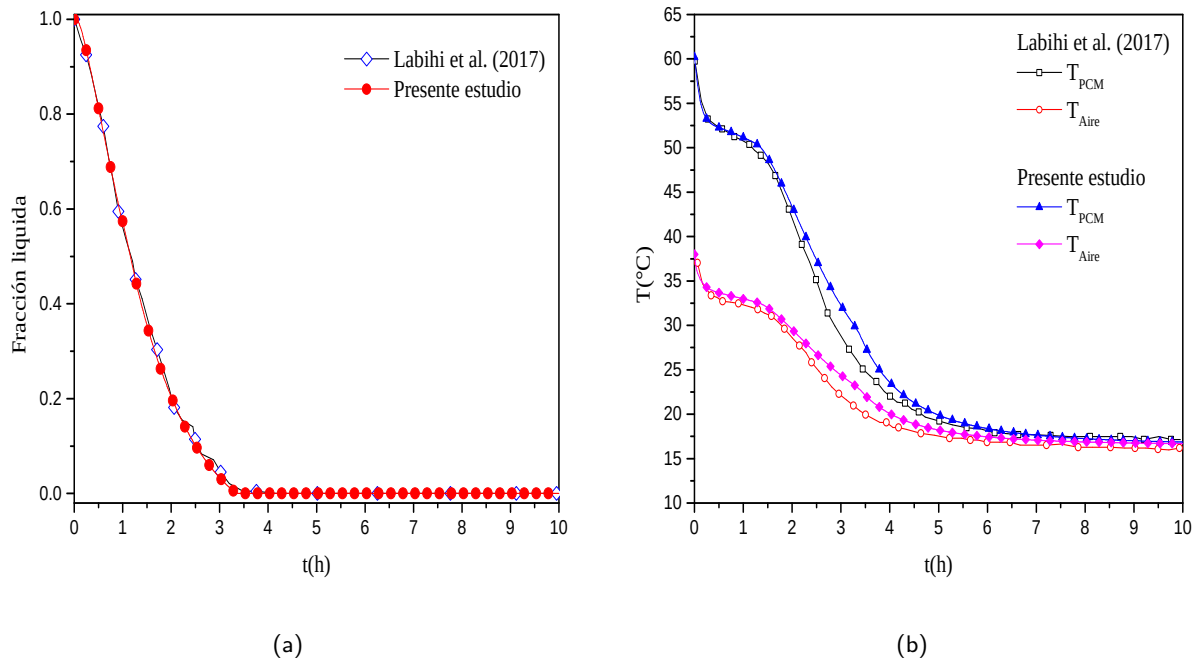


Figura 26. Comportamiento evolutivo durante el proceso de solidificación de (a) Temperatura promedio del aire y PCM y (b) Fracción líquida promedio

Por otra parte, en la Figura 26 (b) se aprecia que la temperatura del aire y el PCM tienen un comportamiento similar durante todo el proceso de solidificación. Durante este proceso el PCM libera energía en forma de calor sensible y/o latente dependiendo de la temperatura en la que se encuentre; además, gran parte de ésta energía es cedida al aire en la cavidad debido a la considerable diferencia de temperatura inicial entre el PCM y el aire contenido en la cavidad. En los primeros minutos de modelación el PCM libera energía en forma de calor sensible ya que su temperatura está por encima de su temperatura de fusión; Después, a partir de que el PCM alcanza su temperatura de fusión (53 °C), éste comienza a liberar energía en forma de calor latente; lo antes mencionado se aprecia en el valor de T_{PCM} durante aproximadamente una hora y media (de 30 a 120 min) cuando la pendiente de la curva es menos inclinada. Posteriormente, cuando T_{PCM} está por debajo de la temperatura de solidificación (49 °C) el PCM continúa liberando energía en forma de calor sensible, y su temperatura decrece de forma lineal hasta mantenerse con un valor casi constante (17.5-18 °C).

Adicionalmente, se realizó la comparación cuantitativa entre los resultados numéricos obtenidos y los resultados experimentales reportados por Labihi et al. (2017) y para ello se determinó la desviación

estándar promedio entre los resultados, la cual se calcula de la siguiente manera:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_1^N |T_{Num} - T_{Exp}|^2}{N - 1}} \quad (125)$$

en donde N es el número de puntos evaluados. Con base en los datos comparados, se obtuvo una desviación estándar promedio de 0.9 y 1.9 en la temperatura del aire y el PCM, respectivamente. Mientras que en la fracción líquida la desviación fue de 0.018 %.

4.7. Transferencia de calor a través de una pared de PCM

Carnahan et al. (1969) analizaron la transferencia de calor por conducción en una pared de PCM. En el estudio, los autores utilizaron un molde cilíndrico con una longitud $L = 2$ ft el cual fue llenado con una aleación de metales fundidos a una temperatura $T_{liq} = 400$ °F. Las paredes del molde fueron aisladas a excepción de la pared horizontal superior, ésta fue mantenida a la temperatura de solidificación de la aleación $T_{liq} = 150$ °F por medio de una corriente de aceite, tal como se muestra en la Figura 27. Los autores utilizaron el método de diferencias finitas; además, el PCM fue tratado mediante el método de fracción líquida. En sus resultados, Carnahan et al. mostraron el comportamiento de la temperatura durante 80 s en intervalos de 5 s.

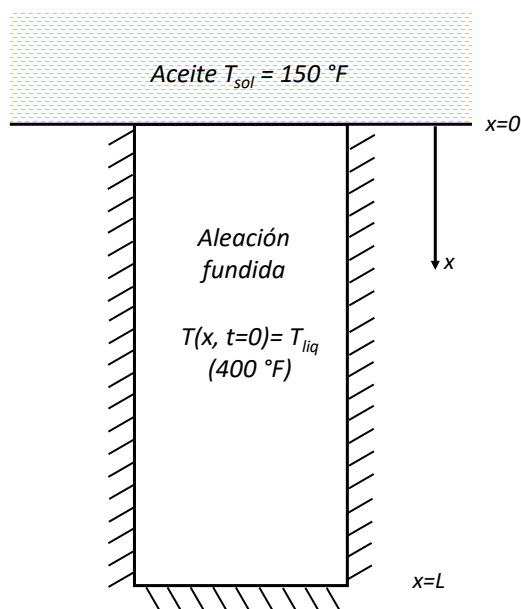


Figura 27. Modelo físico del cilindro con una aleación fundida de metales.

En la Figura 28 se muestran los perfiles de temperatura en los tiempos de $t=5$, 20 y 80 segundos obtenidos en el presente estudio y, a su vez, se comparan con los reportados por Carnahan et al. (1969). En la Figura se observa que conforme el tiempo transcurre y la aleación fundida interactúa con la pared enfriada por el aceite, ésta transfiere gran parte de su energía, lo cual provoca que su temperatura comience a disminuir de forma casi lineal. Asimismo, se aprecia que en el fondo del molde ($L=2$ ft) la temperatura disminuye de 400 °F a 385, 313 y 200 °F en los tiempos $t=5$, 20 y 80 segundos, respectivamente. Por otra parte, se observa que en los tiempos $t=5$ y 20 segundos los datos obtenidos presentan una mayor desviación con respecto a los reportados por Carnahan et al., mientras que al llegar a los 80 segundos ésta desviación es mínima.

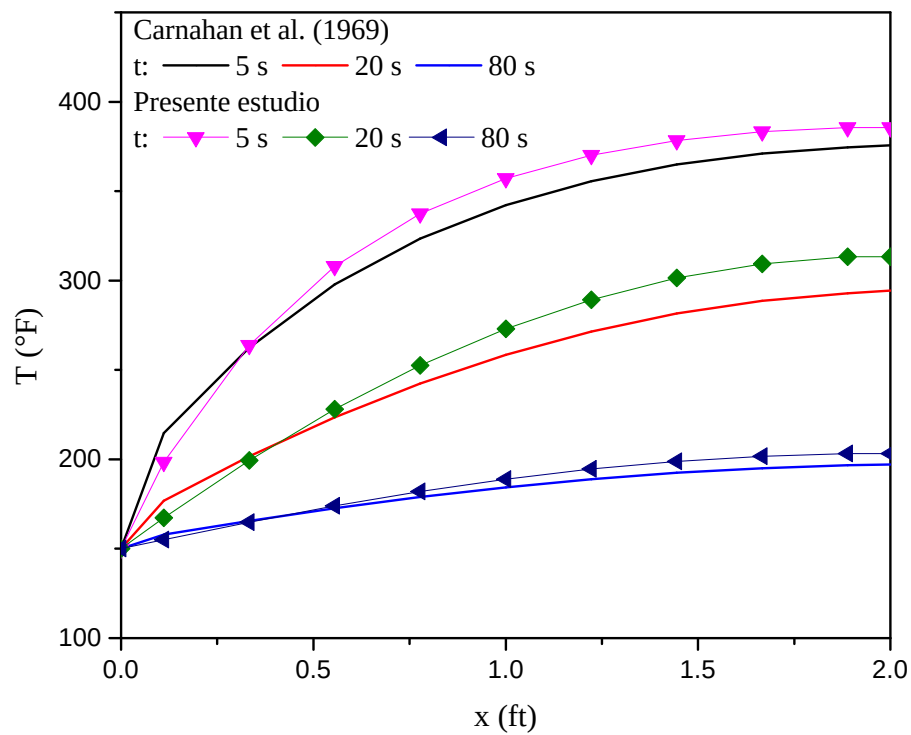


Figura 28. Modelo físico del cilindro con una aleación fundida de metales.

4.8. Atenuación de la radiación solar a través de una capa de PCM

En esta sección se muestra la prueba numérica realizada en el PCM para observar que la radiación solar incidente es atenuada y transmitida de forma adecuada. En la Figura 29 se muestra el modelo físico representativo del PCM con dimensiones de $H_x=0.005$ m y $H_y=0.80$, en la cual todas sus fronteras están aisladas. En la pared vertical izquierda se considera una radiación solar incidente $G=1000$ W/m². Una parte de ésta radiación es atenuada por la capa de PCM (α^*G) y el resto es transmitida (τ^*G). La transferencia de calor por conducción considerando la atenuación de la radiación solar es gobernada por

la ecuación 107 y fue resuelta por el método de Cp Efectivo.

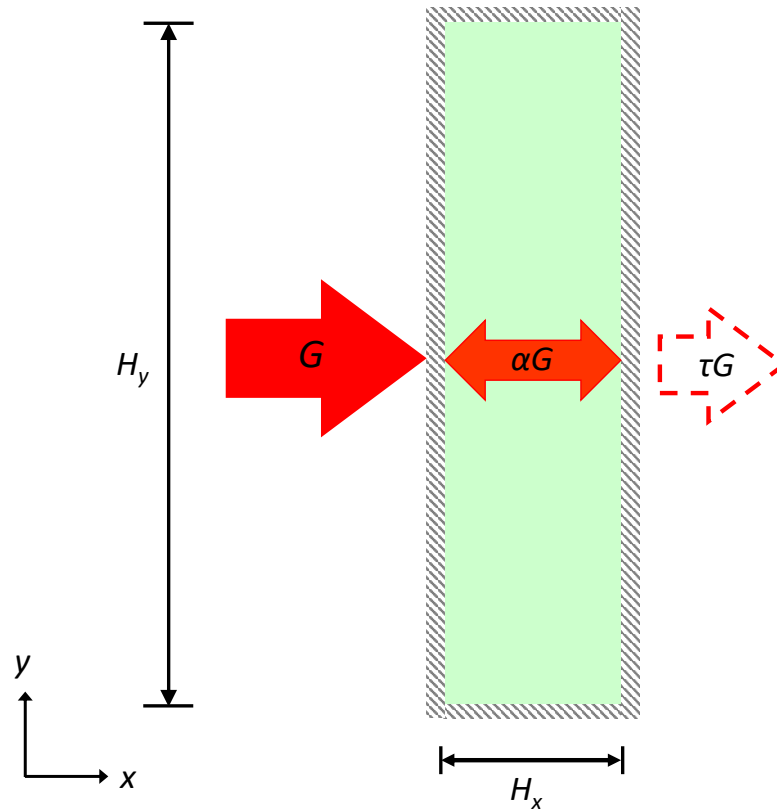


Figura 29. Modelo físico del material de cambio de fase

El PCM utilizado en las pruebas fue el PCM1 reportado por y sus propiedades termofísicas se muestran en la Tabla 6. El valor de la transmitancia (τ^*) en la fase sólida y líquida son de 0.78 y 0.89, respectivamente.

Tabla 6. Propiedades termofísicas del PCM1

Fase	ρ (kg/ m ³)	λ (W/m °C)	Cp (J/ kg °C)	T (°C)	h_{ls} (J/kg)
sólida	885	0.20	2320	18	185 000
líquida	880	0.21	2240		

Para determinar la radiación solar atenuada por el PCM es necesario determinar la cantidad de energía almacenada en forma de calor latente y sensible durante el proceso. El flujo de calor latente y sensible en las tres fases se calculan con las siguientes expresiones:

Calor latente: fase de mezcla

$$Q_{lat} = mh_{ls} \quad (126)$$

Calor sensible: fase líquida y sólida

$$Q_{sen} = mC_p\Delta T \quad (127)$$

en donde m es la masa y se determina en función de la densidad y volumen del PCM. El ΔT es la diferencia de temperatura entre el estado inicial y el estado final. El flujo de calor acumulado fue el siguiente:

$$\Delta Q = Q_{sen,sol} + Q_{lat} + Q_{sen,liq} \quad (128)$$

$$\Delta Q = (22295.9 + 653050 + 93592.5) \text{ J/m} = 769638.476 \text{ J/m} \quad (129)$$

Dividiendo este resultado entre el tiempo de modelado:

$$\Delta Q = \frac{769638.476 \text{ J/m}}{6000 \text{ s}} = 128.27 \text{ W/m} \quad (130)$$

Por otra parte, un balance de energía es realizado sobre el sistema de la forma siguiente:

$$E_{entrada} - E_{salida} = \Delta E \quad (131)$$

De esta forma, la energía que entra en el sistema ($E_{entrada}$) es igual a la radiación solar incidente G , la energía que sale del sistema es la radiación solar transmitida y la energía acumulada es la energía atenuada por el PCM en forma de calor latente y sensible durante el proceso. Por otra parte, el $Q_{entrada}$ es igual a la radiación solar por el área de incidencia, por lo tanto, $Q_{entrada} = 800 \text{ W/m}$; además, la cantidad de energía de salida es igual a la radiación incidente por la transmitancia promedio, $Q_{salida} = 672 \text{ W/m}$ y, finalmente, la energía absorbida es $\Delta Q = 128 \text{ W/m}$. De esta forma, la energía que atenúa el PCM es igual a la acumulada durante el transcurso del tiempo, lo cual nos indica que el término de atenuación de la radiación solar se está modelando de forma adecuada.

4.9. Independencia de malla computacional

En esta sección se presenta la independencia de malla espacial y temporal realizadas en las configuraciones de ventana TV, TV1-PCM y TV2-PCM, respectivamente. Este análisis nos permite determinar el número de nodos y el paso de tiempo adecuados para llevar a cabo la modelación numérica. La independencia de malla de las configuraciones de ventana se llevó a cabo considerando el ancho de ambas cavidades con aire de $H_{c1}=H_{c2}= 0.010$ m, el espesor de cada vidrio de $H_{V1}=H_{V2}=H_{V3}=0.004$ mm y la altura del sistema de $H_y= 0.80$ m. En el caso de las configuraciones TV1-PCM y TV2-PCM se consideró el espesor del PCM de $H_{PCM}=0.005$ m. Asimismo, éstas configuraciones fueron sometidas bajo condiciones del día más cálido y el día más frío de la ciudad de Mérida, Yucatán, los cuales corresponden a el 26 de abril y 27 de enero del 2015, respectivamente.

Los datos de clima utilizados fueron: la radiación solar incidente (G) sobre una superficie vertical orientada al sur, la temperatura ambiente exterior (T_{amb}) y la velocidad del viento (v_{viento}). El valor máximo de G fue de 122 y 814 W/m² para el día más cálido y el día más frío, respectivamente, y basado en estos valores se seleccionó el horario para llevar a cabo la modelación de la independencia de malla. Los horarios de modelación fueron de 11:00 a 13:30 hrs y de 11:30 a 14:00 hrs para el día más cálido y el día más frío, respectivamente.

Por otra parte, se realizó la comparación cuantitativa de los resultados obtenidos entre los diferentes de mallas numéricas y los distintos pasos de tiempo analizados, y para ello se determinó la desviación estándar promedio entre los resultados, la cual se calcula de la forma siguiente (Labihi et al., 2017):

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_1^N |\phi_{act} - \phi_{ant}|^2}{N - 1}} \quad (132)$$

en donde ϕ_{act} y ϕ_{ant} son las variable en cuestión en el tiempo actual y anterior, respectivamente, y N es el número de puntos evaluados.

En primer lugar, se realizó el análisis de la independencia de malla temporal sobre la transferencia de calor conjugada del sistema TV. Para llevar a cabo el análisis, se utilizó una malla espacial muy fina con la finalidad de que el sistema solo dependa de la variación temporal y no de la espacial. La malla numérica del sistema fue de 51×401 nodos. El número de nodos computacionales utilizados a lo largo

de la dirección x en los vidrios y las cavidades con aire fueron de $N_{x1}=N_{x3}=N_{x5}=6$ y $N_{x2}=N_{x4}=16$, respectivamente, mientras que para la dirección y (altura del sistema) se consideraron de $N_y=401$ nodos. Los pasos de tiempo utilizados fueron de 2, 6 y 10 segundos.

Los datos a comparar fueron el flujo de calor total al interior (q_{int}) y la temperatura de la superficie interior del sistema ($T_{s,int}$). En la Tabla 7 se presenta la desviación estándar obtenida para q_{int} y $T_{s,int}$ en la ventana de TV para los disitintos pasos de tiempo. En la Tabla se observa que la desviación estándar aumenta conforme el dt incrementa, sin embargo, este incremento no es significativo, debido a que en todos los casos es menor a la unidad. Con base en los resultados obtenidos se determinó que el paso de tiempo adecuado para la modelación de la ventana TV fue de 10 s ya que, la desviación estándar presenta valores relativamente bajos en comparación con los demás dt .

Tabla 7. Desviación estándar para q_{int} y $T_{s,int}$ del sistema de ventana TV en los distintos pasos de tiempo

dt	Desviación estándar (σ)			
	día más cálido		día más frío	
	q_{int} (W/m ²)	$T_{s,int}$ (°C)	q_{int} (W/m ²)	$T_{s,int}$ (°C)
2	-	-	-	-
6	0.027	0.002	0.333	0.004
10	0.031	0.004	0.333	0.006

Una vez concluida la independencia temporal y al haber obtenido el paso de tiempo adecuado para la modelación del sistema TV se procedio a continuar con la independencia de la malla espacial. Este análisis consiste en variar el número de nodos en ambas direcciones con el fin de encontrar una malla adecuada, en el cual los resultados obtenidos sean precisos y, además, que estos no tengan un cambio significativo, es decir que no dependan del número de nodos. En este estudio se consideraron cuatro mallas distintas: 31×321 , 41×361 , 51×401 y 61×441 nodos computacionales, respectivamente. De acuerdo a los resultados obtenidos, se determinó que la malla de 41×361 nodos fue la adecuada para llevar a cabo la modelación del sistema, ya que la desviación estándar fue muy baja con respecto al resto de las mallas.

En el caso de la configuración TV1-PCM, el análisis de la independencia de malla temporal se llevo a cabo utilizando una malla espacial de 111×401 nodos; mientras que los dt fueron considerados los mismos que en el sistema TV. En el estudio, los datos a comparar fueron el flujo de calor total al interior

(q_{int}), el flujo de calor en la interface entre el PCM y el vidrio (q_{PCM}) y la temperatura de la superficie interior del sistema ($T_{s,int}$).

En la Tabla 8 se presenta la desviación estándar obtenida para q_{int} , q_{PCM} y $T_{s,int}$ de la ventana TV1-PCM en los distintos pasos de tiempo. En la Tabla se observa que la desviación estándar aumenta conforme el dt incrementa, sin embargo, en la mayoría de los casos ésta desviación es menor a la unidad. Asimismo, el mayor valor de desviación estándar se obtuvo en q_{PCM} para el día más frío en los tiempos de 6 y 10 segundos. Con base en los resultados obtenidos se determinó que el paso de tiempo adecuado para la modelación de la ventana TV1-PCM fue de 10 s ya que, la desviación estándar presenta valores relativamente bajos en comparación con los demás dt .

Tabla 8. Desviación estándar para q_{int} , q_{PCM} y $T_{s,int}$ del sistema de ventana TV1-PCM en los distintos pasos de tiempo

dt	Desviación estándar (σ)					
	día más cálido			día más frío		
	q_{int} (W/m ²)	q_{PCM} (W/m ²)	$T_{s,int}$ (°C)	q_{int} (W/m ²)	q_{PCM} (W/m ²)	$T_{s,int}$ (°C)
2	-	-	-	-	-	-
6	0.06	0.46	0.01	1.24	1.29	0.10
10	0.11	0.89	0.03	0.72	2.95	0.15

En el análisis espacial del sistema TV1-PCM, el número de nodos utilizados en cada vidrio y en cada cavidad con aire fueron de 6 y 11, respectivamente, mientras que para la altura del sistema se utilizaron 361 nodos. Cabe mencionar que estos valores fueron determinados en el análisis realizado en la ventana de triple vidrio convencional. Por otra parte, el número de nodos a lo largo del PCM se varió entre 21 y 81 con incrementos de 20.

En la Tabla 9 se presenta la desviación estándar obtenida para q_{int} , q_{PCM} y $T_{s,int}$ para las distintas dimensiones de malla numérica. En esta Tabla se observa que para el día más cálido la desviación estándar incrementa con el aumento de la malla de 81×361 a 101×361 , mientras que al aumentar la malla a 121×361 el valor de la desviación estándar disminuye. Por otra parte, para el día más frío, la desviación estándar incrementa mientras mayor sea la malla numérica. Sin embargo, se aprecia que ambos días la desviación estándar no es significativa entre una malla y otra, por lo cual, se determinó que una malla numérica de 81×361 nodos es la adecuada para realizar la modelación del sistema TV1-PCM.

Tabla 9. Desviación estándar para q_{int} , q_{PCM} y $T_{s,int}$ del sistema de ventana TV1-PCM para las distintas mallas numéricas

Nx × Ny	Desviación estándar (σ)					
	día más cálido			día más frío		
	q_{int} (W/m ²)	q_{PCM} (W/m ²)	$T_{s,int}$ (°C)	q_{int} (W/m ²)	q_{PCM} (W/m ²)	$T_{s,int}$ (°C)
61 × 361	-	-	-	-	-	-
81 × 361	0.067	0.31	0.018	0.25	0.24	0.015
101 × 361	0.20	1.55	0.053	1.50	1.47	0.36
121 × 361	0.18	1.44	0.046	1.51	1.51	0.41

Asimismo, cabe mencionar que del análisis de independencia malla espacial y temporal realizado en la configuración TV2-PCM se obtuvieron resultados similares a la configuración TV1-PCM. Por lo tanto, la malla numérica y el paso de tiempo en esta configuración fueron de 81×361 nodos y 10 s, respectivamente.

Capítulo 5. Resultados

En este capítulo se muestran los resultados finales del presente trabajo doctoral. Primeramente, se presentan los resultados que indican el comportamiento térmico de la ventana de triple vidrio con un PCM de forma gráfica y tabular. También, se discute la evaluación térmica en términos de los flujos de calor totales al interior, el tiempo de retraso y el factor de decremento de la temperatura. Asimismo, se presenta el consumo eléctrico que genera la componente de ventana para el acondicionamiento de aire al interior y, por último el impacto que este consumo eléctrico tiene sobre la emisión de dióxido de carbono al medio ambiente.

5.1. Estudio paramétrico de una ventana de triple vidrio

El ancho de la cavidad en las ventanas de múltiples vidrios es un parámetro importante a considerar, ya que a través de éste se puede aumentar o disminuir la transferencia de energía hacia el interior del sistema. Sin embargo, con base en la revisión bibliográfica se observó que en la mayoría de los estudios relacionados con ventanas de triple vidrio no se ha estudiado el efecto del ancho de la cavidad con aire sobre la transferencia de calor conjugada bajo condiciones de climas de México. Por lo anterior, en el presente trabajo doctoral se llevó a cabo un estudio paramétrico para determinar el ancho óptimo de la cavidad con aire en el sistema de ventana de triple vidrio. En el estudio se considera la transferencia de calor conjugada (conducción, convección e intercambio radiativo superficial), las pérdidas por convección y radiación al exterior e interior del sistema, así como la atenuación de la radiación solar a través de los vidrios.

5.2. Efecto del ancho de la cavidad de aire sobre el desempeño térmico de la ventana TV

En esta sección se presentan los resultados obtenidos del análisis de la transferencia de calor en la unidad de triple acristalamiento en términos del flujo de calor a través del mismo (q_{in}) y con diferentes anchos de las cavidades de aire (H_{c1} y H_{c2}), debido a que tales cavidades son iguales y para facilitar el análisis de esta sección se indicarán ambos anchos de la cavidad con el símbolo H_c . El efecto de la variación del H_c es analizado en el intervalo de $6 \leq H_c \leq 22$ mm con incrementos de 4 mm. Asimismo, se consideraron cinco valores de temperatura del aire exterior $T_{ext} = 20, 25, 30, 35$ y 40 °C, un intervalo de radiación solar incidente (G) entre 0 y 800 W/m^2 , así como una velocidad promedio del aire exterior

calculada a partir del clima cálido considerado, $v_{viento} = 3.4$ m/s. Las condiciones al interior fueron determinadas por la ISO15099. El espesor de los vidrios (H_{V1} , H_{V2} y H_{V3}) se consideraron de 4 mm y la altura del sistema (H_y) de 80 cm.

La Figura 30 muestra el comportamiento del flujo de calor total al interior (q_{in}) obtenido a través de la unidad de triple acristalamiento para los diferentes valores de radiación solar, todos los anchos de la cavidad de aire y los diferentes valores de T_{ext} . De manera general, se observa que las mayores ganancias o pérdidas de energía se obtienen cuando el $H_c = 6$ mm y, además, cuando T_{ext} es de 20 y 40 °C, respectivamente. También, se aprecia que al aumentar el H_c disminuye el q_{in} , pero a partir de un H_c de 10 mm los q_{in} permanecen casi constantes.

En primer lugar, en la Figura 30 (a) se muestran los q_{in} para un valor de radiación solar de $G=0$ W/m². En esta figura, se observa que cuando el sistema se encuentra sometido a una $T_{ext} = 20$ °C los q_{in} son negativos independientemente del H_c , lo cual nos indica que el medio ambiente interior se encuentra cediendo o perdiendo energía hacia el exterior. Por el contrario, los q_{in} son positivos para $T_{ext} \geq 25$ °C, esto nos denota que el ambiente interior se encuentra ganando energía. Asimismo, se observa que cuando aumenta el H_c de 6 a 10 mm el q_{in} disminuye un 14.8, 14.4, 14.2 y 13.9 % para las T_{ext} de 20, 30, 35 y 40 °C, respectivamente. Cabe mencionar que, particularmente en este caso ($G=0$ W/m²), para $H_c > 10$ mm los q_{in} disminuyen hasta un 7 % respecto a los obtenidos con el H_c de 10 mm para ciertos valores de T_{ext} .

Las Figuras 30 (b)-(e) presentan los q_{in} obtenidos cuando el sistema es sometido a valores de G entre 200 y 800 W/m², y se aprecia que con el incremento de G los q_{in} aumentan de manera considerable en comparación al caso sin radiación solar. También, se observa que los q_{in} pueden aumentar o disminuir a medida que incrementa el H_c , lo cual se debe a que el movimiento del fluido se intensifica conforme incrementa la capa de fluido, ocasionando que la tasa de energía que se transfiere hacia las superficies del vidrio sea mayor y, a su vez, ocasiona que las temperaturas de tales superficies incrementen. De esta manera, se disminuye la diferencia de temperaturas entre la superficie del vidrio interior y el ambiente interior, provocando una reducción de los flujos convectivos y radiativos al interior. En particular, se aprecia que cuando $T_{ext}=20$ °C y al aumentar de 6 a 10 mm el ancho de la cavidad con aire, los valores de q_{in} aumentan hasta un 1.8, 1.0, 0.8 y 0.7 % para G de 200, 400, 600 y 800 W/m², respectivamente

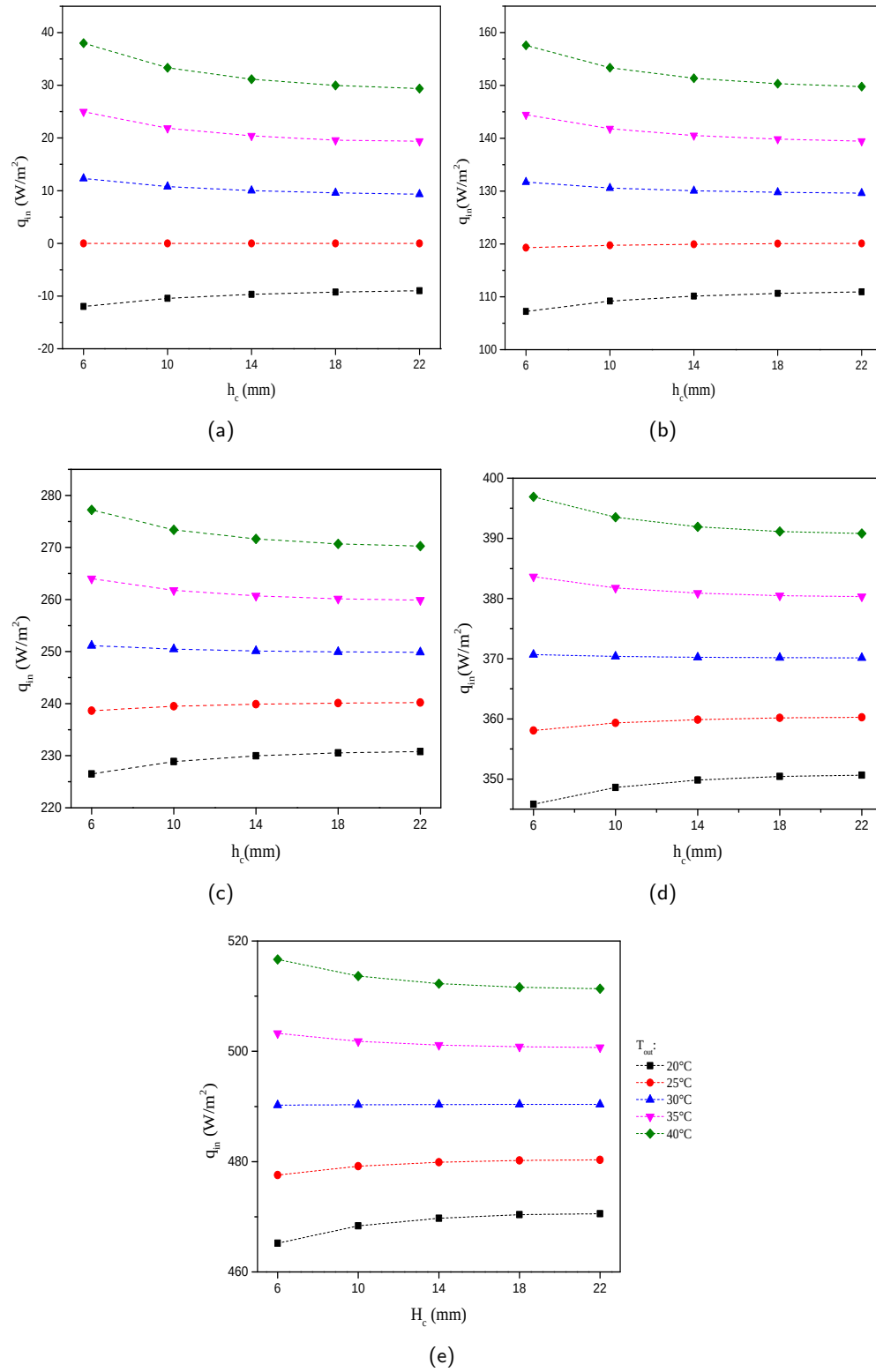


Figura 30. Flujos de calor al interior con G de a) 0, b) 200, c) 400, d) 600 y e) 800 W/m²

Por otra parte, para una $T_{ext}=40$ °C y al aumentar el espaciamiento de aire de 6 a 10 mm con valores de G entre 200 y 800 W/m² los valores q_{in} se reducen entre un 2.8 y 0.6 %. Asimismo, cabe mencionar

que para $H_c > 10$ mm y una $T_{ext}=20$ °C el q_{in} aumenta solamente hasta un 1.7 % para ciertos casos de G . Por su parte, para una $T_{ext}=40$ °C la máxima reducción es de 2.3 % para un valor de $G=200$ W/m². Por lo tanto, se concluye que la unidad de triple acristalamiento obtuvo su mejor desempeño térmico con $H_c=10$ mm debido a que en ausencia de radiación solar ($G=0$ W/m²) las pérdidas de calor disminuyeron hasta un 14.8 % en comparación con los resultados para $H_c = 6$ mm, mientras que para los casos con radiación solar ($G=200, 400, 600$ y 800 W/m²) las ganancias de energía al interior aumentaron hasta un 2.8 % respecto a los datos obtenidos con $H_c = 6$ mm.

5.3. Análisis térmico de las ventanas de múltiples vidrios en Mérida, Yucatán

En esta sección se presenta la evaluación térmica de las unidades de triple vidrio con un PCM (TV1-PCM y TV2-PCM) así como las configuraciones de referencia TV y VC bajo condiciones de clima cálido de Mérida, Yucatán; ésta ciudad cuenta con un clima cálido subhúmedo tropical con lluvias durante la época de verano y con una temperatura media anual de 26.6 °C. La evaluación de las configuraciones de ventana se llevó a cabo seleccionando el día más cálido y el día más frío de la estación de primavera, verano, otoño e invierno, los cuales corresponden a los días 1 y 26 de abril, 4 y 8 de julio, 4 y 9 de octubre y 4 y 27 de enero, del año 2015, respectivamente. Los datos climatológicos se presentan en la sección de Anexos C. Asimismo, el espesor de los vidrios se consideró de $H_{V1}=H_{V2}=H_{V3}=0.004$ m, el espacimiento de ambas cavidades de aire fue de $H_{c1}=H_{c2}=0.10$ m y la altura del sistema $H_y=0.8$ m. El espesor del PCM es $H_{PCM}=0.005$ m y sus propiedades ópticas y termofísicas se muestran en la Tabla 10.

Tabla 10. Propiedades ópticas y termofísicas del PCM

Fase	ρ (kg/ m ³)	λ (W/m°C)	Cp (J/ kg K)	T_f (°C)	h_{ls} (J/kg)	τ^*
sólida	899	0.29	2240	32	172 000	0.58
líquida	897	0.20	2200			0.89

5.3.1. Comportamiento térmico

A continuación se presenta el comportamiento térmico de las distintas configuraciones de ventana en términos del flujo de calor por unidad de área hacia el interior (q_{int}) y de la temperatura de la superficie interior ($T_{s,int}$) del sistema. En esta sección solo se mostraran resultados correspondientes al día más cálido y más frío del año para un mejor entendimiento, tales días fueron el 26 de abril y el 27 de enero del 2015, respectivamente. Además, se evaluó una configuración adicional nombrada TV3-PCM, la cual

corresponde a la configuración TV2-PCM con un $H_{PCM}=0.010$ m. Cabe mencionar que la ventana TV1-PCM y TV2-PCM fueron evaluadas bajo condiciones del día más cálido y el día más frío con un $H_{PCM}=0.010$ m con la finalidad de observar el efecto que tiene el espesor del PCM sobre la transferencia de calor, y se observó que el sistema TV2-PCM presentó un mejor comportamiento térmico en ambos días en comparación con TV1-PCM, por lo tanto, se modeló éste el resto de las estaciones.

La Figura 31 muestra el comportamiento de q_{int} y $T_{s,int}$ en los sistemas VC, TV, TV1-PCM, TV2-PCM y TV3-PCM durante el transcurso del día más cálido. En la Figura 31 (a) se observa que los q_{int} en todos los sistemas se mantienen positivos aún en horas donde la radiación solar es nula, lo cual nos indica que el ambiente interior se encuentra ganando energía. Asimismo, se aprecia que los q_{int} obtenidos durante las horas de radiación solar en las configuraciones con múltiples vidrios con/sin PCM son menores respecto al sistema VC; esta disminución en los q_{int} se debe principalmente a la adición de los vidrios y/o PCM, ya que debido a sus propiedades ópticas se reduce la energía transmitida de forma directa hacia el interior hasta un 60 %. Otro factor importante que contribuye a la reducción de estos flujos es el aire contenido en las cavidades ya que su difusividad térmica baja ayuda a reducir la transferencia de energía hacia el interior; lo anterior provoca que las $T_{s,int}$ no incrementen y, a su vez, que la diferencia entre $T_{s,int}$ y la temperatura del ambiente interior (T_{int}) sea menor, y esto se ve reflejado en una disminución de los flujos convectivos y radiativos al interior.

También, en la Figura 31 (a) se observa que la configuración TV3-PCM reduce en mayor medida los q_{int} durante las horas de radiación solar, esto se debe a que en el transcurso de estas horas las $T_{s,int}$ son menores comparadas con las de los demás sistemas y esto provocó una disminución en los flujos de calor convectivos y radiativos al interior. Sin embargo, durante la ausencia de radiación solar los q_{int} de TV3-PCM son mayores respecto a los obtenidos por los demás sistemas, dado que las $T_{s,int}$ son mayores; mientras que el resto de los sistemas tienen un comportamiento similar durante tales horas sin radiación solar. Los q_{int} máximos obtenidos en las distintas configuraciones se presentan entre las 11:30 y 12:30 h y estos tienen valores de 191.63, 105.22, 95.35, 75.9 y 65.85 W/m² en los sistemas de VC, TV, TV1-PCM, TV2-PCM y TV3-PCM, respectivamente. De tal manera que, comparando el sistema VC con el TV, TV1-PCM, TV2-PCM y TV3-PCM, se logra reducir el q_{int} hasta un 45.1, 50, 61.1 y 65.7 % respectivamente. El sistema TV3-PCM reduce el q_{int} un 31 y 14 % respecto a TV1-PCM y TV2-PCM, respectivamente.

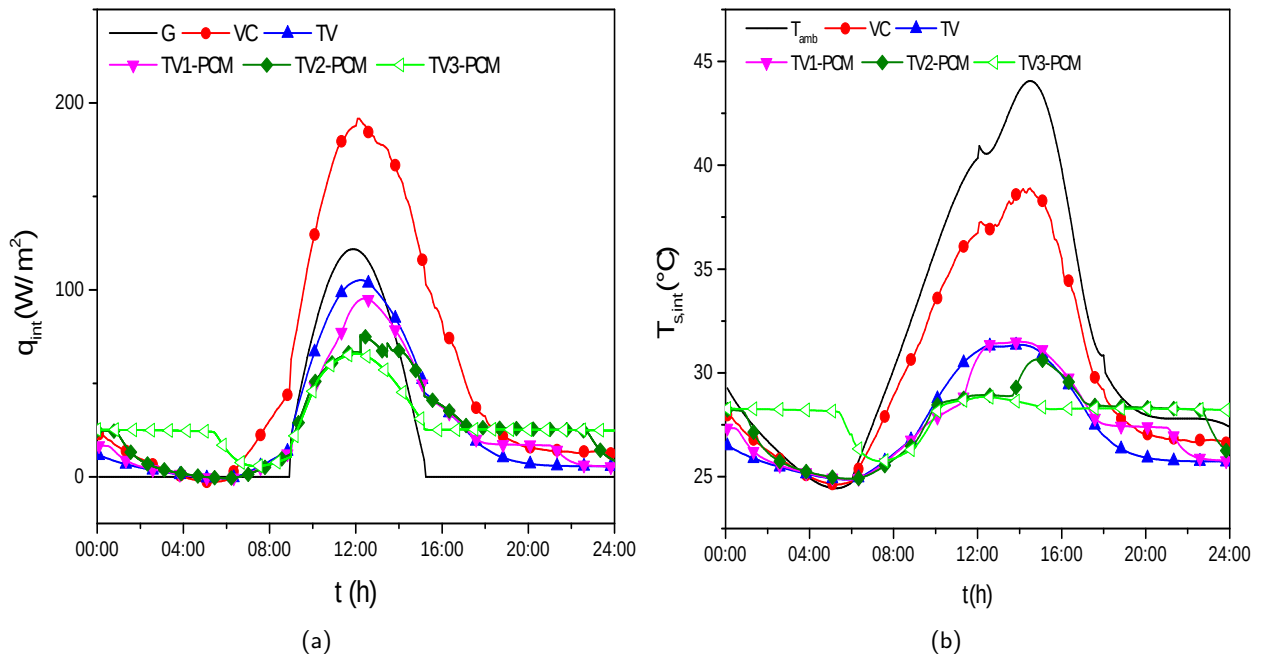


Figura 31. Comportamiento de q_{in} y $T_{s,int}$ en las configuraciones de múltiples vidrios con/sin PCM y la configuración de referencia durante el día más cálido en Mérida, Yucatán

Por otra parte, la Figura 31 (b) muestra el comportamiento de la $T_{s,int}$ durante el transcurso del día más cálido; en esta Figura se observa que entre las 7:00 y 18:00 h las $T_{s,int}$ en todas las configuraciones de ventana se encuentran por debajo de T_{amb} . En este mismo horario, también se aprecia que $T_{s,int}$ en las configuraciones con múltiples vidrio con/sin PCM son menores en comparación con el sistema de VC. Durante las primeras horas de modelación, las $T_{s,int}$ en los sistemas TV, TV1-PCM, TV2-PCM muestran un comportamiento similar, sin embargo, conforme G y T_{amb} aumentan el comportamiento de los sistemas TV1-PCM y TV2-PCM cambian con respecto al TV. Este cambio en el comportamiento se debe a que el PCM alcanza su temperatura de fusión (T_f) y comienza a almacenar energía en forma de calor latente a temperatura constante, ocasionando así que la transferencia de energía hacia el interior se mantenga casi constante durante este proceso; concluido tal proceso, el PCM empieza almacenar calor sensible y su temperatura incrementa. En los sistemas TV1-PCM y TV2-PCM el proceso de cambio de fase dura aproximadamente dos y cuatro horas, respectivamente.

Asimismo, se observa que las $T_{s,int}$ en el sistema de TV3-PCM se mantienen casi constantes durante las primeras horas de modelación, debido a que el PCM se encuentra en la T_f por la energía almacenada del día anterior. Sin embargo, dado que la T_{amb} es menor que la T_f y que la radiación solar es nula, el PCM se encuentra en su proceso de cambio de fase liberando el calor latente almacenado hacia el

resto de las componentes del sistema y este proceso se concluye alrededor de las 5:30 h. Entre las 5:30 y 8:00 h el PCM se encuentra cediendo energía como calor sensible. Cuando la radiación solar comienza a incidir sobre el sistema, el PCM empieza nuevamente a almacenar calor hasta alcanzar T_f , pero debido a que en este día la radiación solar no es alta, la energía que absorbe el PCM no es suficiente para pasar el punto de fusión y, por lo tanto, el resto del día el PCM se encuentra en su proceso de cambio de fase, manteniendo así la transferencia de energía hacia la superficie interior casi constante.

Además, los valores máximos de las $T_{s,int}$ fueron 38.80, 31.34, 31.50, 30.64 y 28.80 °C en los sistemas de VC, TV, TV1-PCM, TV2-PCM y TV3-PCM, respectivamente. Comparando el VC con TV, TV1-PCM, TV2-PCM y TV3-PCM, las $T_{s,int}$ se disminuyen hasta en 7.54, 7.38, 8.24, y 10 °C, respectivamente. Con base en los resultados, se observa que todos los sistemas con múltiples vidrios reducen de manera significativa la $T_{s,int}$ con respecto al VC, sin embargo, el sistema de TV3-PCM es el que presenta un mejor comportamiento térmico.

La Figura 32 muestra el comportamiento de q_{int} y $T_{s,int}$ en los sistemas VC, TV, TV1-PCM, TV2-PCM y TV3-PCM durante el transcurso del día más frío. En la Figura 32 (a) se observa que los q_{int} en todos los sistemas son positivos durante las horas de radiación solar, mientras que en la ausencia de ésta son negativos, esto último indica que el ambiente interior se encuentra cediendo energía al sistema. Además, se aprecia que los valores de los q_{int} se encuentran por debajo de la G durante el transcurso del día. Se observa que el sistema de VC obtuvo las mayores ganancias de flujos de calor comparado con las configuraciones con múltiples vidrios con/sin PCM, las cuales presentan un comportamiento similar entre ellas; además, el sistema TV2-PCM es la configuración que presenta las menores ganancias de calor. Asimismo, se aprecia que entre las 7:00 y 11:00 h los q_{int} en los sistemas con PCM son menores respecto a TV, debido a que el PCM se encuentra en su proceso de cambio de fase. Sin embargo, después de las 11:00 h los q_{int} de estos sistemas se comportan de manera muy similar al TV.

También, se aprecia que los q_{int} máximos fueron 660.75, 470.35, 420.31, 491.13 y 469.70 W/m² para los sistemas de VC, TV, TV1-PCM, TV2-PCM y TV3-PCM, respectivamente, y esos se presentan entre las 11:30 y 13:00 h. Comparando el sistema VC con el TV, TV1-PCM, TV2-PCM y TV3-PCM, los q_{int} se logran reducir hasta un 28.80, 36.3, 25.7 y 28.9 %, respectivamente. Con base en los resultados obtenidos para este día se observa que el TV1-PCM es el sistema que presenta un mejor comportamiento en la reducción de los q_{int} respecto a el VC. Por su parte, el TV1-PCM logra reducir los q_{int} hasta un

14.40 y 10.5 con respecto a TV2-PCM y TV3-PCM, respectivamente.

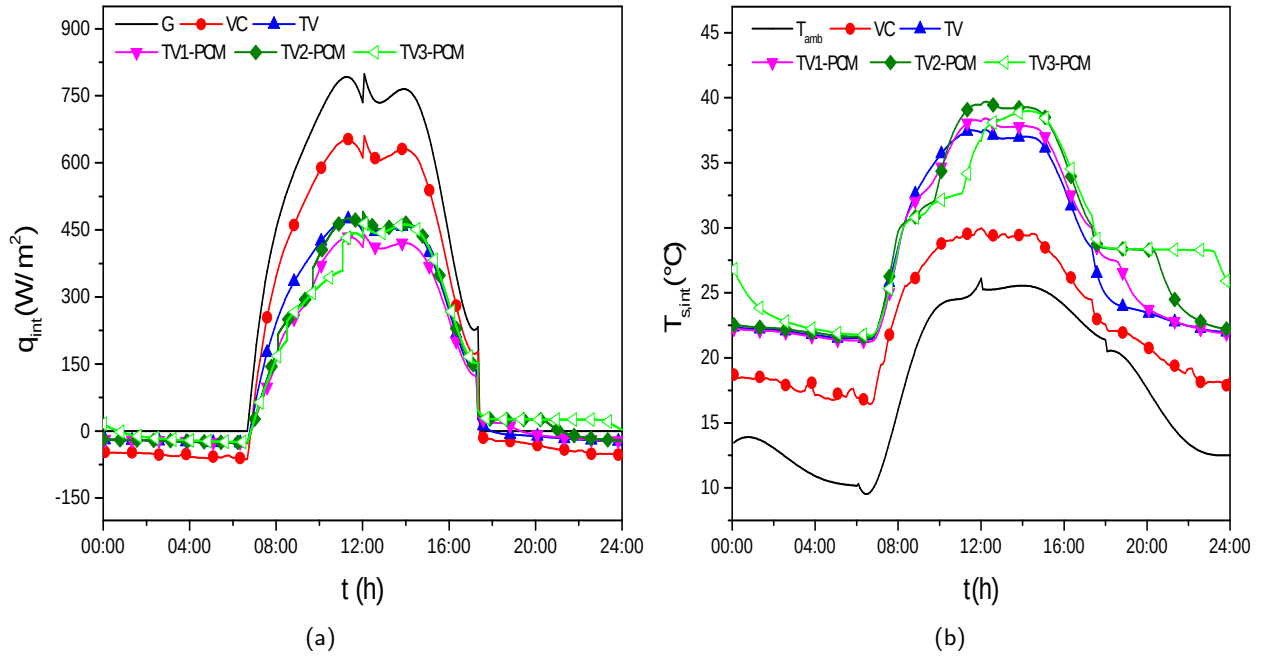


Figura 32. Comportamiento de q_{in} y $T_{s,int}$ en las configuraciones de múltiples vidrios con/sin PCM y la configuración de referencia durante el día más frío en Mérida, Yucatán

Por su parte, en la Figura 32 (b) se observa que la $T_{s,int}$ en todos los sistemas se encuentran por encima de la T_{amb} , esto se debe a que la cantidad de radiación solar que incide sobre los vidrios y el PCM es alta y, por ende, la cantidad de energía atenuada o absorbida es mayor respecto al día mas cálido; tal radiación solar absorbida provoca un aumento en la energía interna de estas componentes y, a su vez, un incremento de su temperatura. Asimismo, se aprecia que las $T_{s,int}$ en los sistemas con múltiples vidrio con/sin PCM son mayores en comparación con el sistema de VC, esto debido al aire contenido en las cavidades, las cuales reducen la transferencia de energía hacia el exterior evitando pérdidas convectivas y radiativas significativas.

Por lo tanto, los sistemas con PCM alcanzaron valores de $T_{s,int}$ mayores que los sistemas de referencia VC y TV. El proceso de cambio de fase en el PCM tuvo una duracion de 45, 100 y 190 min en los sistemas de TV1-PCM, TV2-PCM y TV3-PCM, respectivamente, y posterior a este proceso el PCM almacenó energía en forma de calor sensible, lo cual provoco un aumento de $T_{s,int}$. Los valores máximos de $T_{s,int}$ fueron 30, 37.5, 38.4, 39.7 y 38.97 °C en los sistemas de VC, TV, TV1-PCM, TV2-PCM y TV3-PCM, respectivamente. Comparando el VC con TV, TV1-PCM, TV2-PCM y TV3-PCM, las $T_{s,int}$ se incremen-

tan hasta en 7.5, 8.4, 9.7, y 8.9 °C, respectivamente. En conclusión, se observa que todos los sistemas con múltiples vidrios aumentan de manera significativa la $T_{s,int}$ con respecto a la de VC en el día más frío.

A continuación se explicará a detalle la transferencia de calor en el sistema TV3-PCM en distintos horarios del día más cálido. La Figura 33 muestra la distribución de energía en TV3-PCM para horarios cuando el PCM se encuentra en su fase sólida y durante el proceso de cambio de fase. En la Figura se muestran los flujos convectivos y radiativos de las superficies exterior e interior del sistema, los flujos transmitidos (q_{τ}), absorbidos (q_{α}) y reflejados (q_{ρ}) así como las temperaturas de las superficies verticales de los vidrios y el PCM.

En la Figura 33 (a) se observa que sobre la superficie oeste del vidrio 1 incide una radiación solar $G=50.5 \text{ W/m}^2$. Una cantidad de esta radiación $q_{\tau 1}=39.4 \text{ W/m}^2$ es transmitida, otra parte $q_{\alpha 1}=7.1 \text{ W/m}^2$ es absorbida y la última parte $q_{\rho 1}=4.0 \text{ W/m}^2$ es reflejado hacia el exterior. La $q_{\tau 1}$ alcanza la superficie oeste del vidrio 2, la cual más tarde se transmite una cantidad $q_{\tau 2}=30.7 \text{ W/m}^2$ y, posteriormente, ésta incide sobre la superficie oeste del PCM. En este horario, el PCM se encuentra en su fase sólida ($T_{PCM} < T_f$) teniendo un valor de transmitancia de 0.58, logrando transmitir una cantidad $q_{\tau PCM}=17.8 \text{ W/m}^2$ hacia el vidrio 3; al ambiente interior llega una cantidad $q_{\tau 3}=15.1 \text{ W/m}^2$. El PCM y los vidrios 2 y 3 absorbieron una cantidad de energía $q_{\alpha PCM}=12.9$, $q_{\alpha 2}=5.5$ y $q_{\alpha 3}=2.7 \text{ W/m}^2$, respectivamente. Debido a la cantidad de energía absorbida por el PCM y los vidrios, la energía interna incrementó y provocó un aumento de su temperatura.

Por otro lado, la diferencia de temperatura entre la superficie exterior e interior del sistema fue de 6.0 °C, tal que $T_{s,ext} > T_{s,int}$. Además, la superficie exterior del sistema se encuentra ganando energía por convección y radiación ya que la $T_{amb} > T_{s,ext}$, mientras que el ambiente interior se encuentra ganando energía por el sistema debido a que $T_{s,int} > T_{int}$. Asimismo, la superficie oeste y este de la cavidad con aire 1 tienen temperaturas de $T_{o,c1}=32.2 \text{ °C}$ y $T_{e,c1}=30.4 \text{ °C}$, mientras que en la cavidad 2 son $T_{o,c2}=29.5 \text{ °C}$ y $T_{e,c2}=27.3 \text{ °C}$. En la interfaz entre el vidrio 2 y el PCM la temperatura es de $T_{o,PCM}=30.1 \text{ °C}$. Por otra parte, se observa que la superficie oeste de ambas cavidades re-emiten energía y, además, ceden energía por convección; mientras tanto la superficie este gana energía. En la superficie oeste de la cavidad 2 los flujos convectivos y radiativos son 16.1 y 10.6 W/m^2 , respectivamente.

En la Figura 33 (b) se aprecia que sobre la superficie oeste del vidrio 1 incide una radiación solar de 122 W/m^2 . Una cantidad de ésta radiación $q_{\tau 1}=95 \text{ W/m}^2$ es transmitida y, luego, alcanza la superficie oeste del vidrio 2, éste vidrio transmite una cantidad $q_{\tau 2}=74.1 \text{ W/m}^2$ hacia el PCM. En este horario, el PCM se encuentra en su proceso de cambio de fase debido a la energía que almacenó en las primeras horas del día, en donde, aproximadamente 2 mm de la capa de PCM ha completado su cambio de fase (fase líquida), mientras que el resto aún permanece en su fase sólida. En la interface entre la parte sólida y líquida del PCM la T_{PCM} es igual a T_f , por lo que el PCM se encuentra almacenando energía como calor latente. El PCM logra transmitir una cantidad $q_{\tau PCM}=50.35 \text{ W/m}^2$ hacia la superficie del vidrio 3, el cual posteriormente transmite $q_{\tau 3}=39.2 \text{ W/m}^2$ hacia el ambiente interior.

Asimismo, el PCM tiene temperaturas en su superficie oeste y este de $T_{o,PCM}=32.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ y $T_{e,PCM}=31.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$, habiendo un incremento de 2.4 y 1.9 $^{\circ}\text{C}$ con respecto al horario anterior. Por su parte, las superficies de la cavidad 1 incrementaron su temperatura a un valor de $T_{o,c1}=38.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$ y $T_{e,c1}=33.1 \text{ }^{\circ}\text{C}$, lo cual provocó que los flujos convectivos y radiativos aumentaran considerablemente; en el caso de la cavidad 2, las superficies alcanzaron temperaturas de $T_{o,c2}=31.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$ y $T_{e,c2}=29 \text{ }^{\circ}\text{C}$, ambas con un incremento de 1.5 $^{\circ}\text{C}$ con respecto al horario anterior. Por lo anterior, los flujos convectivos y radiativos generados por la superficie oeste de la cavidad no tuvieron un aumento significativo. Finalmente, se aprecia que la $T_{s,int}$ tuvo un aumento de aproximadamente 1.2 $^{\circ}\text{C}$ resultado de la energía absorbida por el vidrio y la transferencia de calor conjugada del sistema.

En el horario de las 16:00 h (Figura 33 (c)), la radiación solar incidente es nula, sin embargo, la $T_{amb}=40 \text{ }^{\circ}\text{C}$ por lo tanto, en este horario el sistema solamente se encuentra sometido a una diferencia de temperatura. En esta Figura se observa que aproximadamente 8 mm de la capa del PCM ha logrado su cambio de fase, mientras que el resto todavía permanece en su fase sólida. Asimismo, debido a que en las horas posteriores la radiación solar y la temperatura ambiente disminuyen en las horas subsecuentes, el PCM comienza a liberar gran parte de la energía almacenada durante el día, provocando que la parte líquida del PCM regrese a su fase sólida. Las temperaturas en las superficies oeste y este de cada una de las componentes presentaron valores similares a los alcanzados a las 12:00 h, debido a que la temperatura ambiente es similar y a que el PCM se mantiene en su cambio de fase. De tal manera que solamente el q_{int} presentó una disminución debido a la ausencia de radiación solar

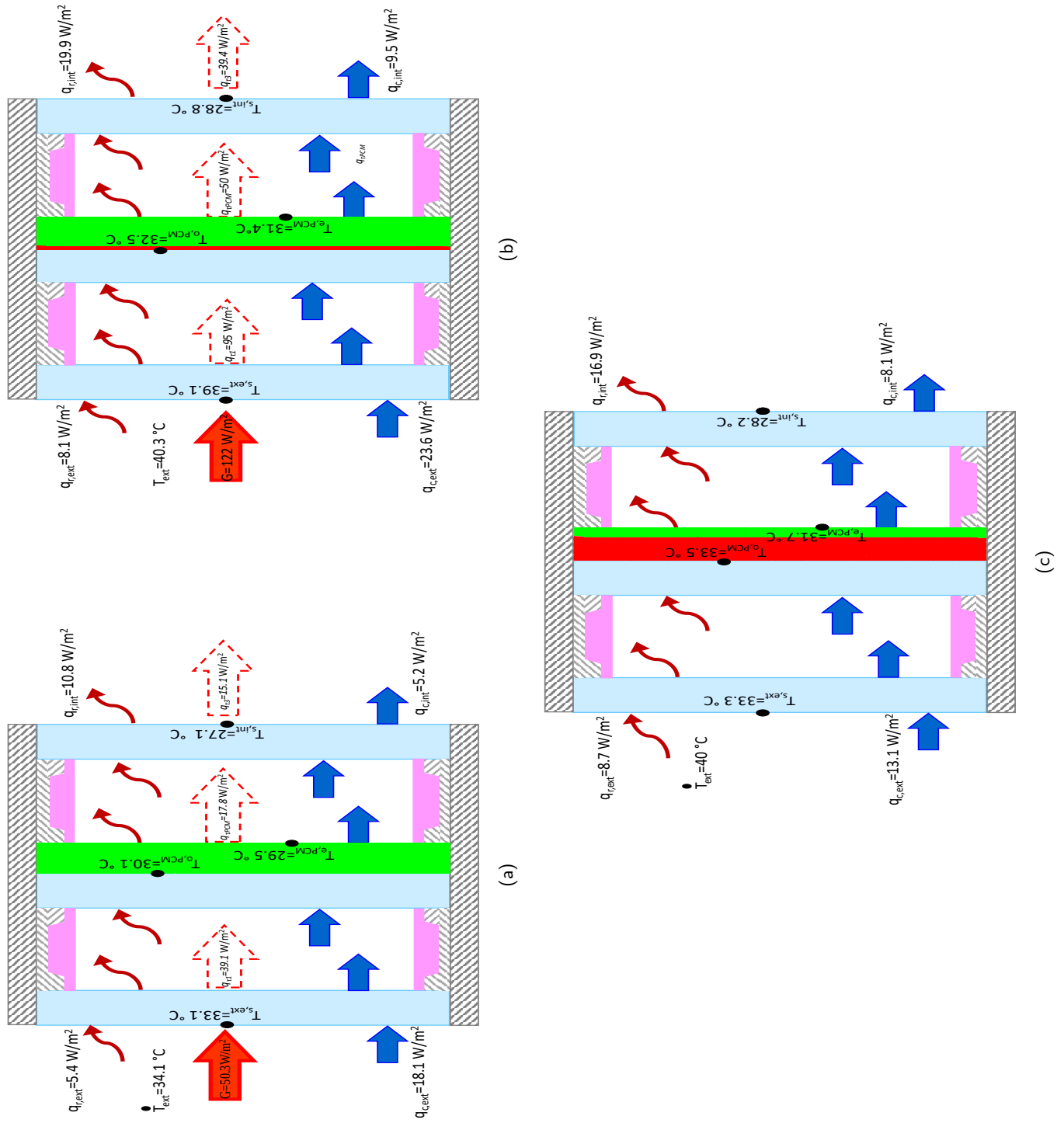


Figura 33. Distribución de la energía en el sistema TV3-PCM en horarios de: (a) 9:00, (b) 12:00 y (c) 16:00 h

5.3.2. Evaluación térmica estacional

Con el objetivo de conocer los flujos de calor por unidad de área a través de la componente de ventana en la superficie interior, se realizó una integración numérica mediante la regla del trapecio (Ec. 133) considerando el flujo de calor por unidad de área en cada paso de tiempo, por lo tanto, se expresa como sigue:

$$\int_{t=1}^{t=n} q_{int}(t)dt = \frac{\Delta t}{2} \left\{ q_{in}(1) + \left[2 \sum_{t=2}^{t=n-1} (q_{in}(t)) \right] + q_{in}(n) \right\} \quad (133)$$

En la Tabla 11 y 12 se presentan los flujos de calor total al interior ($q_{int,tot}$) en los sistemas de VC, TV, TV1-PCM, TV2-PCM y TV3-PCM durante el día más cálido y más frío en la estación de primavera, verano, otoño e invierno, respectivamente. De manera general, se observa que en ambos días de las distintas estaciones del año, el sistema VC muestra los mayores $q_{int,tot}$ y el sistema TV1-PCM obtuvo los menores $q_{int,tot}$ pero muy similares al resto de los sistemas con múltiples vidrios con/sin PCM. Asimismo, se aprecia que en la estación de invierno se obtuvieron los $q_{int,tot}$ máximos del año, debido a que la radiación solar incidente es mayor en esta estación y, además, el tiempo de incidencia solar en la orientación sur es de aproximadamente de 11 h. Por el contrario, en la época de verano se obtuvo el $q_{int,tot}$ mínimos debido a que la radiación solar en la orientación sur es nula.

En la Tabla 11 se presentan los $q_{int,tot}$ obtenidos en los distintos sistemas para el día más cálido de las diferentes estaciones del año. En esta Tabla se observa que el sistema VC presentó el mayor flujo de calor total al interior en la estación de invierno con un valor de 5.22 kWh/m², mientras que en la estación de verano el sistema TV1-PCM obtuvo el valor mínimo de 0.25 kWh/m². Comparando el sistema VC con el TV, TV1-PCM, TV2-PCM y TV3-PCM en la época de invierno los $q_{int,tot}$ se logran reducir hasta un 30, 37.16, 30 y 31.3 %, respectivamente. Por su parte, en la estación de primavera, los $q_{int,tot}$ se logran reducir hasta un 50.75, 53, 50.75 y 47.7 % para el sistema TV, TV1-PCM, TV2-PCM y TV3-PCM, respectivamente. Asimismo, los $q_{int,tot}$ de TV1-PCM son 62.1 y 38.6 % menores que los de VC en la estación de verano y otoño, respectivamente.

Tabla 11. Flujo de calor total por unidad de área al interior de los sistemas VC, TV, TV1-PCM, TV2-PCM y TV3-PCM en las distintas estaciones del año para el día más cálido en Mérida, Yucatán

Estación	$\int_{0:00}^{24:00} q_{in}(t) dt \text{ [kWh/m}^2\text{]}$				
	día más cálido				
	VC	TV	TV1-PCM	TV2-PCM	TV3-PCM
Primavera	1.34	0.66	0.63	0.66	0.70
Verano	0.66	0.26	0.25	0.26	0.30
Otoño	3.81	2.60	2.34	2.42	2.35
Invierno	5.22	3.65	3.28	3.65	3.57
Total	11.03	7.17	6.5	7.0	6.90

En la Tabla 12 se presentan los $q_{int,tot}$ obtenidos en los distintos sistemas de ventana para el día más frío de las diferentes estaciones del año. En esta tabla se observa que los flujos de calor total al interior tienen valores similares a los obtenidos en el día más cálido, de tal forma que, en la estación de invierno el sistema VC obtuvo el mayor valor y en verano el sistema TV1-PCM presentó el valor mínimo. También, los flujos de calor total en las ventanas de múltiples vidrios con/sin PCM son menores en comparación con el VC entre un 30.4 y 38.5 %. En las estaciones de primavera, verano y otoño el sistema TV1-PCM reduce los flujos de calor hasta un 44.6, 63.6 y 39.8 %, respectivamente, en comparación con el VC.

Tabla 12. Flujo de calor total por unidad de área al interior de los sistemas VC, TV, TV1-PCM, TV2-PCM y TV3-PCM en las distintas estaciones del año para el día más frío en Mérida, Yucatán

Estación	$\int_{0:00}^{24:00} q_{in}(t) dt \text{ [kWh/m}^2\text{]}$				
	día más frío				
	VC	TV	TV1-PCM	TV2-PCM	TV3-PCM
Primavera	2.20	1.40	1.22	1.32	1.17
Verano	0.44	0.17	0.16	0.17	0.26
Otoño	3.82	2.62	2.30	2.54	2.38
Invierno	5.66	3.94	3.48	3.84	3.64
Total	12.12	8.13	6.16	7.87	7.40

Finalmente, se observa que en ambos días y en todas las estaciones del año, la ventana TV1-PCM obtuvo el mejor rendimiento debido a que presentó la mayor reducción de $q_{int,tot}$.

Por otra parte, para evaluar el rendimiento térmico dinámico de las configuraciones de ventana, en las Tablas 13 y 14 se presentan el tiempo de retraso y el factor de decremento de la temperatura en las

ventanas de múltiples vidrios con/sin PCM para el día más cálido y el día más frío de las estaciones del año. Para llevar a cabo el cálculo de estos parámetros, el VC fue tomado como sistema de referencia y el resto de configuraciones como sistemas propuestos; es decir, el VC fue comparado con el TV, TV1-PCM, TV2-PCM y TV3-PCM, respectivamente. El signo negativo en la variable de tiempo de retraso (ϕ) indica que el sistema propuesto alcanzó antes la temperatura máxima en la superficie interior respecto al de referencia (VC).

En la Tabla 13, se observa que la configuración TV3-PCM presenta tiempos de retraso altos con valores de -2.41 y -2.58 h para el día más cálido y el día más frío en la estación de primavera, respectivamente. Asimismo, esta configuración obtuvo tiempos de retrasos altos en el día más cálido de verano (-2.58 h) y en el día más frío de las estaciones de otoño e invierno (1.58 y 2.25 h). Por el contrario, el TV3-PCM obtuvo los menores tiempos de retraso en el día más frío de otoño e invierno. Por su parte, las configuraciones TV, TV1-PCM y TV2-PCM mostraron tiempos de retraso altos respecto a los de TV3-PCM en el día más cálido de otoño e invierno, asimismo tales tiempos de retraso son similares entre ellos. En la estación de verano y para el día más frío la configuración TV1-PCM obtuvo un $\phi = 3.08$ h.

Tabla 13. Tiempo de retraso de la temperatura en las ventanas de múltiples vidrios con/sin PCM para las distintas estaciones del año en Mérida, Yucatán

Estación	Tiempo de retraso ϕ (h)							
	Día más cálido				Día más frío			
	TV	TV1-PCM	TV2-PCM	TV3-PCM	TV	TV1-PCM	TV2-PCM	TV3-PCM
Primavera	-0.58	-0.58	0.33	-2.41	-1.25	-0.91	-0.41	-2.58
Verano	0.08	0.91	0.91	-2.58	0.50	3.08	0.75	1
Otoño	-1.75	-1.75	-1.66	-0.58	0.66	0.75	0.75	1.58
Invierno	-2.66	-2.66	-2.58	-0.91	0.16	0.16	0.25	2.25

En la Tabla 14 se aprecia que en la estación de primavera la configuración TV3-PCM presentó el FD mínimo con valor de 0.25 y 0.49 para el día más cálido y el día más frío, respectivamente, seguido de la configuración TV. Asimismo, se observa que en ambos días de verano el FD es similar en cada una de las configuraciones debido a la ausencia de la radiación solar. Por otro lado, en las estaciones de otoño e invierno todas las configuraciones obtuvieron valores de FD cercanos o superiores a la unidad.

Tabla 14. Factor de decremento de temperatura en las ventanas de múltiples vidrios con/sin PCM para las distintas estaciones del año en Mérida, Yucatán.

Estación	Factor de decremento (FD)							
	día más cálido				día más frío			
	TV	TV1- PCM	TV2- PCM	TV3- PCM	TV	TV1- PCM	TV2- PCM	TV3- PCM
Primavera	0.53	0.54	0.47	0.25	0.69	0.72	0.70	0.49
Verano	0.05	0.37	0.35	0.34	0.34	0.29	0.30	0.37
Otoño	1.07	1.14	1.17	1.03	0.98	1.04	1.09	0.99
Invierno	1.31	1.39	1.46	1.32	1.19	1.27	2.87	1.28

Con base en los resultados obtenidos se observa que el sistema TV3-PCM es el que mejor desempeño térmico obtuvo durante el día más cálido, ya que el ϕ es alto y el FD es bajo. Para el día más frío, el TV3-PCM solo presentó un valor considerable en ϕ , sin embargo, el FD es muy alto. De acuerdo a la literatura, si el tiempo de retraso es alto y el factor de decremento de la temperatura es bajo, significa que el impacto del ambiente térmico exterior sobre el ambiente térmico interior no es significativo, lo cual nos indica que el rendimiento térmico de la envolvente del edificio es satisfactorio.

5.3.3. Consumo eléctrico y emisiones de dióxido de carbono

En esta sección se reportan los costos de electricidad y las emisiones de CO₂ debido al flujo de calor a través de las ventanas, con el objetivo de observar la disminución en los requerimientos de energía y a la contaminación. El costo de energía eléctrica fue calculado considerando la tarifa eléctrica media 1C en primavera, verano, otoño e invierno de 2022 en Mérida, Yucatán. La conversión de energía en emisiones de CO₂ fue basado en el factor de emisión de electricidad 2021 de 0.423 tCO₂e/MWh que fue establecido por la Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales de México para calcular la emisión indirecta de gases de efecto invernadero por el consumo eléctrico.

De acuerdo a los resultados obtenidos de flujos de calor al interior en el día más cálido y el día más frío y considerando que en estos días se presentan las peores condiciones durante la estación de primavera, verano, otoño e invierno, respectivamente, se procedió a calcular los costos y emisiones estacionales. El costo y las emisiones fueron calculadas considerando 92.4, 93.7, 89.9 y 89 días para primavera, verano, otoño e invierno, respectivamente. Asimismo, los flujos de calor total al interior obtenidos en el día más

cálido y el día más frío fueron promediados para cada estación.

Las Tablas 15 y 16 presentan el costo eléctrico y las emisiones de CO₂ por metro cuadrado debido a las ganancias de energía a través de la ventana, es decir, sin incluir las ganancias de energía por el resto de las componentes. En ambas Tablas se observa que todas las configuraciones de ventana presentan un mayor costo eléctrico y emisiones de CO₂ en la estación de invierno, mientras que los valores mínimos se presentan en la estación de verano. En la estación de invierno, el mayor costo eléctrico y emisiones de CO₂ fue presentado por la configuración VC con valores máximos de 349.07 MXM/m² y 204.8 kgCO₂e/m², respectivamente, seguido de la configuración TV con valores de 243.52 MXM/m² y 142.90 kgCO₂e/m². Además, se aprecia que las configuraciones de múltiples vidrios con/sin PCM presentan valores similares tanto en el costo eléctrico como en las emisiones de CO₂, sin embargo, la configuración TV1-PCM obtuvo el menor costo eléctrico y emisiones de CO₂ con valores mínimos de 216.90 MXM/m² y 127.24 kgCO₂e/m², respectivamente. Comparando el VC, TV, TV2-PCM y TV3-PCM con respecto al TV1-PCM el costo eléctrico y las emisiones de CO₂ se logran reducir hasta un 37.9, 11, 9.7 y 6.2 %, respectivamente.

Tabla 15. Costo de consumo eléctrico de los sistemas VC, TV, TV1-PCM, TV2-PCM y TV3-PCM en las distintas estaciones del año en Mérida, Yucatán

Estación	Costo de consumo eléctrico (MXN/m ²)				
	VC	TV	TV1-PCM	TV2-PCM	TV3-PCM
Primavera	118.30	68.84	61.82	66.16	62.49
Verano	37.15	14.52	13.28	14.52	18.91
Otoño	247.28	169.17	150.37	160.74	153.30
Invierno	349.07	243.52	216.90	240.31	231.32
Total	751.81	496.06	442.38	481.75	466.032

Por otra parte, en la estación de verano la configuración VC presentó el mayor costo eléctrico y emisiones de CO₂ con valores máximos de 37.15 MXM/m y 21.80 kgCO₂e/m², respectivamente; mientras que la configuración TV1-PCM obtuvo valores mínimos de 13.28 MXM/m² y 7.80 kgCO₂e/m². Se aprecia que la diferencia entre el TV1-PCM y el resto de las configuraciones de múltiples vidrios con/sin PCM no es significativa. No obstante, se observa que en el resto de las estaciones la configuración TV1-PCM es la que obtuvo el menor costo eléctrico y emisiones de CO₂. Comparando el VC con el TV1-PCM se logra reducir los valores del costo eléctrico y emisiones de CO₂ hasta un 47 y 40 % en las estaciones de primavera y otoño, respectivamente.

Tabla 16. Emisiones de CO₂ en los sistemas VC, TV, TV1-PCM, TV2-PCM y TV3-PCM en las distintas estaciones del año en Mérida, Yucatán

Estación	Emisiones de CO ₂ (kgCO ₂ /m ²)				
	VC	TV	TV1-PCM	TV2-PCM	TV3-PCM
Primavera	69.40	40.40	36.27	38.80	36.66
Verano	21.80	8.50	7.80	8.52	11.09
Otoño	145.07	99.30	88.22	94.30	89.93
Invierno	204.80	142.90	127.24	140.90	135.71
Total	441.08	291.03	259.53	282.63	273.41

5.4. Análisis térmico de las ventanas de múltiples vidrios en la Ciudad de México

En esta sección se presenta la evaluación térmica de las configuraciones de ventana VC, TV, TV1-PCM y TV2-PCM bajo condiciones de clima templado de la Ciudad de México; ésta ciudad cuenta con un clima templado subhúmedo con lluvias durante la época de verano y con una temperatura media anual de 14.7 °C. La temperatura mínima y máxima son de 3 y 25 °C y éstas se presentan durante los meses de enero y abril, respectivamente. La evaluación de las configuraciones de ventana se llevó a cabo seleccionando el día más cálido y el día más frío de la estación de primavera, verano, otoño e invierno, los cuales corresponden a los días 23 y 30 de marzo, 1 y 28 de junio, 20 y 3 de septiembre y 22 y 30 de enero, del año 2018, respectivamente. Los datos climatológicos se presentan en la sección de anexos. Las dimensiones consideradas en los sistemas fueron las mismas que para la ciudad de Mérida, Yucatán.

5.4.1. Comportamiento térmico

A continuación se presenta el comportamiento térmico de las distintas configuraciones de ventana en términos del flujo de calor por unidad de área hacia el interior (q_{int}) y de la temperatura de la superficie interior ($T_{s,int}$) del sistema. De igual forma que para la ciudad de Mérida, solo se mostraran resultados correspondientes al día más cálido y más frío del año, los cuales fueron el 23 de marzo y el 30 de enero de 2018, respectivamente.

La Figura 34 presenta el comportamiento del q_{int} y la $T_{s,int}$ de las configuraciones VC, TV, TV1-PCM y TV2-PCM durante el transcurso del día más cálido en Ciudad de México. En la Figura 34 (a) se observa que durante la mayor parte del día los q_{int} de todas las configuraciones de ventana se encuentran

por debajo de la radiación solar. Además, se aprecia que en ausencia de radiación solar y una T_{amb} entre 13 y 15 °C las configuraciones de múltiples vidrios con/sin PCM presentan valores de q_{int} mayores con respecto a los del VC, este aumento en los q_{int} se debe al aire contenido en las cavidades ya que éste ayuda a disminuir la propagación de energía hacia el exterior, evitando que las $T_{s,int}$ disminuyan, tal como se muestra en la Figura 34 (b); esto último ayuda a reducir las pérdidas convectivas y radiativas al interior del sistema.

Por otra parte, los q_{int} obtenidos en las configuraciones de múltiples vidrios con/sin PCM durante las horas de radiación solar son menores con respecto a los de VC, esta disminución en los q_{int} se debe a la adición de los vidrios y/o PCM y, de igual forma, al aire contenido en las cavidades. Se observa que durante las primeras horas del día, los q_{int} en las configuraciones de múltiples vidrios con/sin PCM muestran un comportamiento muy similar entre ellos, sin embargo, conforme los valores de radiación solar y de temperatura ambiente incrementan, el comportamiento de las configuraciones TV1-PCM y TV2-PCM cambian con respecto a la de TV, este cambio se debe en gran medida a la ubicación del PCM en el sistema, lo cual se explicará en detalle al final de la descripción de esta Figura. Los q_{int} máximos se obtuvieron entre las 12:00 y 13:00 h y estos fueron de 391.71, 284.15, 215.83 y 278.43 W/m² para VC, TV, TV1-PCM y TV2-PCM, respectivamente.

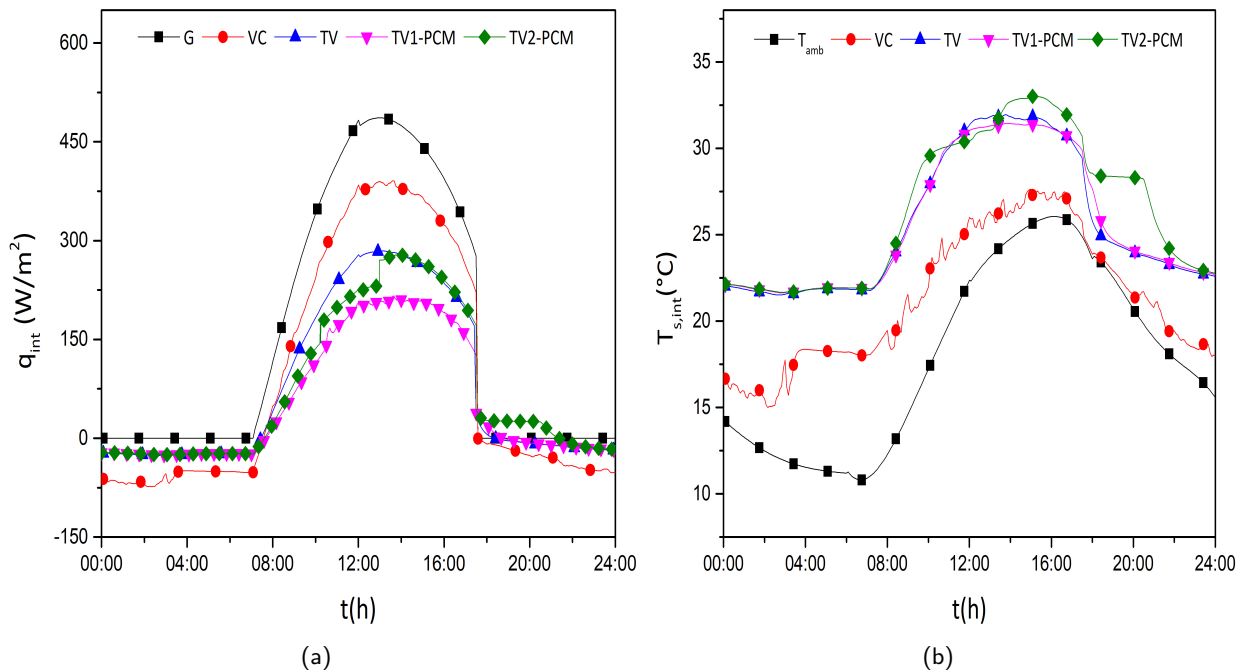


Figura 34. Comportamiento de q_{in} y $T_{s,int}$ en las configuraciones de múltiples vidrios con/sin PCM y la configuración de referencia durante el día más cálido en Ciudad de México

En la Figura 34 (b) se observa que durante todo el día, las $T_{s,int}$ de todas las configuraciones de ventana se encuentran por encima de la T_{amb} , no obstante, las configuraciones con múltiples vidrios con/sin PCM presentan las $T_{s,int}$ con mayor valor. Asimismo, se aprecia que durante las primeras horas del día, las $T_{s,int}$ de las configuraciones con múltiples vidrios muestran un comportamiento similar entre sí, sin embargo, conforme transcurre el día y los valores de G y T_{amb} aumentan, el comportamiento de los sistemas TV1-PCM y TV2-PCM difieren con respecto a los de TV; esto se debe a los cambios de fase que experimenta el PCM mientras almacena o libera energía como calor latente/sensible. Las $T_{s,int}$ máximas obtenidas fueron 27.63, 31.95, 31.43 y 33.10 °C para el VC, TV, TV1-PCM y TV2-PCM, respectivamente.

A continuación se explicará el efecto de la ubicación del PCM sobre el comportamiento térmico de los sistemas TV1-PCM y TV2-PCM. La Figura 35 muestra los flujos de calor en las superficies verticales *este* y *oeste* del PCM ($q_{e,PCM}$ y $q_{o,PCM}$) y los flujos de calor por convección y radiación al interior (q_{in}) de los sistemas TV1-PCM y TV2-PCM durante el día más cálido. En la Figura 35 (a) se observa que durante todo el día los $q_{e,PCM}$ y $q_{o,PCM}$ son negativos, indicando que el PCM está ganando energía del aire contenido en la cavidad adyacente y, a su vez, el PCM cede energía al vidrio y luego éste hacia el exterior; esto último se debe a que la temperatura del PCM (T_{PCM}) es mayor que la T_{amb} . Además, se aprecia que durante las horas de radiación solar, $q_{o,PCM}$ incrementan su magnitud de manera significativa ya que la cantidad de radiación solar incidente sobre el PCM es de aproximadamente el 80 %, de la cual éste logra atenuar entre un 42 y 11 % en su fase sólida y líquida, respectivamente. Tal porcentaje de radiación incidente se debe a la ubicación del PCM en TV1-PCM.

Asimismo, conforme la G y la T_{amb} incrementan, el PCM almacena más energía ocasionando un aumento en su temperatura y, por lo tanto, una mayor diferencia de temperatura con respecto a la T_{amb} ; esta diferencia también provoca que la magnitud de $q_{o,PCM}$ incremente. Por el contrario, la magnitud de $q_{e,PCM}$ decrece ligeramente con la presencia de la G , ya que la diferencia de temperatura entre el PCM y el aire contenido en la cavidad adyacente es menor. No obstante, a pesar de que el PCM gana energía por la G , ésta se disipa hacia el exterior debido a la cercanía del PCM con el ambiente exterior y que la T_{amb} es mucho menor que T_{PCM} , provocando mayores pérdidas convectivas hacia el exterior; estas últimas ocasionan que el PCM no logre la fusión. Asimismo, los $q_{o,PCM}$ presentan un comportamiento variable, acorde a las pérdidas convectivas al exterior causadas por la velocidad del viento.

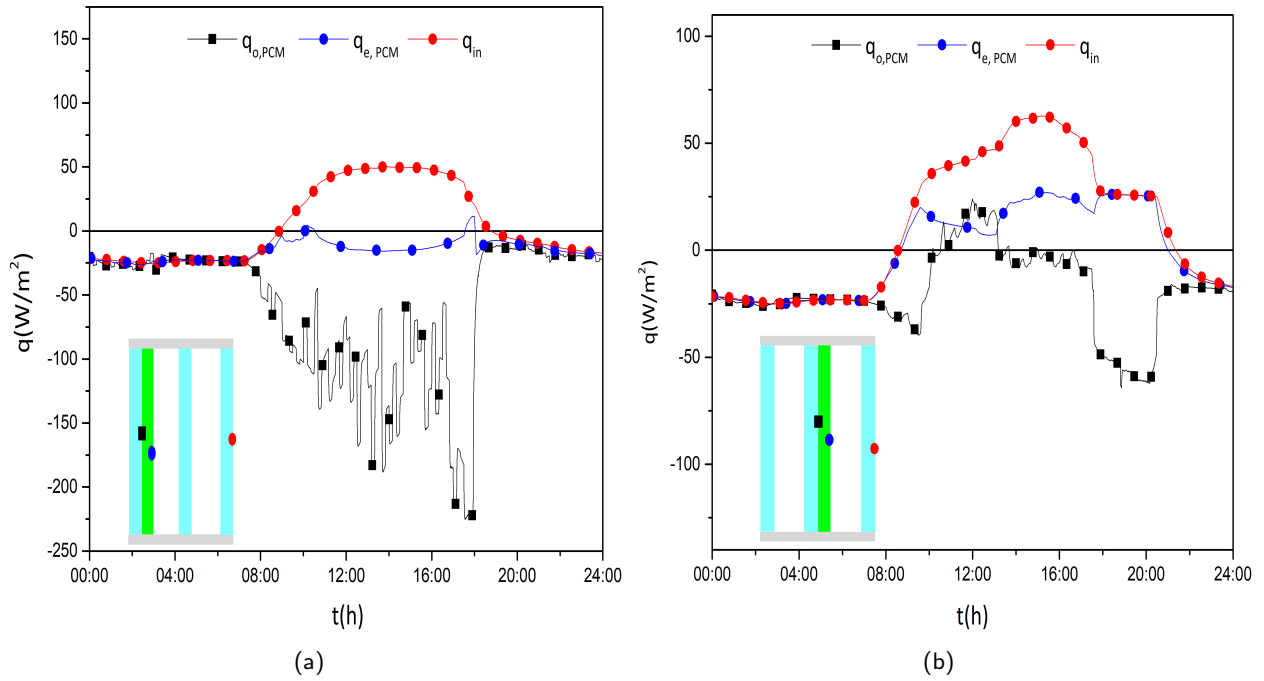


Figura 35. Comportamiento de los $q_{e,PCM}$ y $q_{o,PCM}$ en las configuraciones: (a)TV1-PCM y (b)TV2-PCM

Por otra parte, en la Figura 35 (b) se observa que durante las primeras horas del día los $q_{e,PCM}$ y $q_{o,PCM}$ presentan un comportamiento similar a los de la configuración TV1-PCM, ya que se encuentran cediendo energía en dirección al ambiente exterior. Cuando el PCM alcanza su temperatura de fusión de 10:10 a 12:30 h, ambas superficies del PCM presentan flujos de calor positivos, esto se debe a que la frontera oeste se encuentra ganando energía por parte del vidrio adyacente, mientras que la superficie este cede energía hacia el aire contenido en la cavidad 2 (cavidad adyacente al ambiente interior). Asimismo, el PCM de la configuración TV2-PCM logra su proceso de cambio de fase a partir de las 12:30 h y se mantiene en su fase líquida aproximadamente hasta las 17:30 h. Durante esta fase, el PCM incrementa su temperatura de forma lineal debido a que almacena calor sensible, y esta energía es disipada hacia sus componentes adyacentes, siendo mayor la energía que se disipa sobre la superficie este.

Posteriormente, conforme la G y la T_{amb} decrecen el PCM comienza a liberar el calor latente que almacenó hacia sus componentes adyacentes; no obstante, debido a que los valores de T_{amb} son bajos, las magnitudes de los $q_{o,PCM}$ son mayores comparados con los de $q_{e,PCM}$, es decir, la mayor cantidad de energía liberada por el PCM es en dirección hacia el exterior. Además, se aprecia que a las 20:30 h, los $q_{e,PCM}$ y los $q_{o,PCM}$ disminuyen su magnitud de manera abrupta, lo cual se atribuye a que a partir de ese horario el PCM se encuentra en su fase sólida. Cabe mencionar que debido a la ubicación del PCM en TV2-PCM las pérdidas de calor hacia el exterior son menores comparadas con TV1-PCM y,

por lo tanto, la energía almacenada por el PCM en la configuración TV2-PCM se transfiere en mayor medida hacia el ambiente interior.

La Figura 36 presenta el comportamiento de q_{int} y $T_{s,int}$ de las configuraciones VC, TV, TV1-PCM y TV2-PCM durante el transcurso del día más frío en Ciudad de México. En la Figura 36 (a) se aprecia que durante todo el día los q_{int} de todas las configuraciones de ventana están por debajo de la radiación solar, la cual es considerablemente mayor que en el día cálido. Además, se observa que la configuración VC obtuvo los mayores q_{int} durante el transcurso del día debido al gran porcentaje de radiación solar transmitida al interior y las pérdidas convectivas y radiativas al exterior. Por otra parte, durante las primeras horas del día los q_{int} de las configuraciones de múltiples vidrios con/sin PCM tienen valores similares entre ellas, sin embargo, la configuración TV1-PCM presentó q_{int} menores con respecto al resto de las configuraciones en horas de radiación solar, debido en gran parte a la ubicación del PCM. Entre las 11:30 y 12:00 h, los sistemas VC, TV, TV1-PCM y TV2-PCM obtuvieron q_{int} máximos de 432.6, 342.9, 225.5 y 291.6 W/m², respectivamente. De tal manera que el TV1-PCM presenta flujos de calor hasta 47.8 % menores que los de VC.

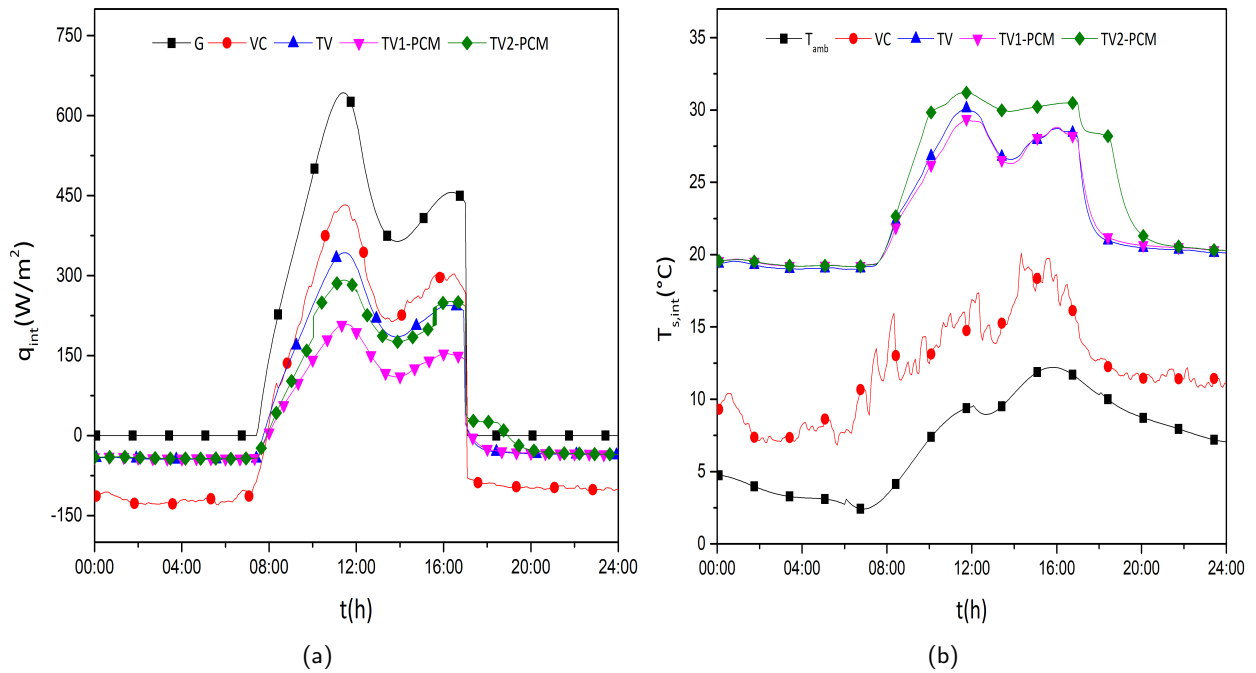


Figura 36. Comportamiento de q_{in} y $T_{s,int}$ en las configuraciones de múltiples vidrios con/sin PCM y la configuración de referencia durante el día más frío en Ciudad de México

En la Figura 36 (b) se observa que las $T_{s,int}$ de todas la configuraciones de ventana se encuentran por encima de la T_{amb} , de tal manera que la configuración VC muestra los menores valores con respecto

al resto de las configuraciones. Asimismo, se aprecia que las $T_{s,int}$ del VC presentan un comportamiento oscilatorio en ciertos horarios del día, esto se debe a la variación de la velocidad del viento, la cual se ve involucrada en los flujos convectivos al exterior. Por otro lado, se observa que durante la ausencia de la G, las $T_{s,int}$ de las configuraciones TV, TV1-PCM y TV2-PCM presentan valores muy similares; mientras que conforme la radiación solar inicia, los valores de $T_{s,int}$ en TV2-PCM incrementan con respecto a TV y TV1-PCM, este incremento se debe a la ubicación del PCM en TV2-PCM ya que al estar mas cercano al interior éste disipa gran parte de su energía almacenada hacia la superficie interior. Los sistemas VC, TV, TV1-PCM y TV2-PCM obtuvieron $T_{s,int}$ máximas de 20.1, 30.1, 29.3 y 31.2 °C, respectivamente. Por lo tanto, el uso de las ventanas de múltiples vidrios ayuda a aumentar la temperatura en la superficie al interior entre 9 y 11 °C.

5.4.2. Evaluación térmica estacional

En esta sección se presentan los flujos de calor total por unidad de área a través de la componente de ventana en la superficie interior, estos flujos fueron determinados mediante una integración numérica utilizando la Ec. (133). En las Tablas 17 y 18 se muestran los flujos de calor total al interior en los sistemas VC, TV, TV1-PCM y TV2-PCM durante el día más cálido y el día más frío en la estación de primavera, verano, otoño e invierno de México, respectivamente. De manera general, se observa que la configuración VC obtuvo los mayores flujos de calor totales en ambos días de las distintas estaciones del año, seguido de la configuración TV. Asimismo, se aprecia que todas las configuraciones de ventana presentaron sus máximos flujos de calor total que en la estación de invierno, mientras que los valores mínimos se obtuvieron en la estación de verano. Por otra parte, la configuración TV1-PCM presentó los menores flujos de calor, pero con valores muy similares a la configuración TV y TV2-PCM.

La Tabla 17 presenta los flujos de calor total al interior obtenidos en los distintos sistemas de ventana para el día más cálido de las diferentes estaciones del año. En esta Tabla se observa que el sistema VC presentó el mayor flujo de calor total al interior con un valor de 4.46 kWh/m², seguido de la configuración TV con un valor de 3.08 kWh/m²; mientras que la configuración TV1-PCM obtuvo el flujo de calor mínimo logrando reducir los flujos de calor total hasta un 43.9, 18.8 y 15 % comparado con el VC, TV y TV2-PCM, respectivamente. Por otra parte, comparando el VC con el TV1-PCM en las estaciones de primavera, verano y otoño, los flujos de calor total al interior se logran reducir hasta un 54.1, 66.1 y 48.7 %, respectivamente.

Tabla 17. Flujo de calor total por unidad de área al interior de los sistemas VC, TV, TV1-PCM y TV2-PCM para el día más cálido de las distintas estaciones del año en Ciudad de México

Estación	$\int_{0:00}^{24:00} q_{in}(t)dt$ [kWh/m ²]			
	VC	TV	TV1-PCM	TV2-PCM
Primavera	2.31	1.53	1.06	1.35
Verano	0.65	0.50	0.22	0.23
Otoño	3.47	2.34	1.78	2.19
Invierno	4.46	3.08	2.50	2.94
Total	10.89	7.45	5.56	6.71

Por otro lado, en la Tabla 18 se muestran los flujos de calor total al interior obtenidos en los distintos sistemas de ventana para el día más frío de las diferentes estaciones del año. Se observa que los flujos de calor total tienen valores similares a los obtenidos en el día más cálido. También se aprecia que la configuración VC obtuvo los flujos de calor total máximos en todas las estaciones del año, mientras que la configuración TV1-PCM presentó los valores mínimos. Además, se aprecia que en verano las configuraciones con múltiples vidrio con/sin PCM obtuvieron el mismo flujo de calor total con un valor de 0.40 kWh/m². Además, se observa que la configuración TV1-PCM logra reducir los flujos de calor total al interior respecto a los de VC hasta un 54.4, 65.8, 55.5 y 56.6 % durante la estación de primavera, verano, otoño e invierno, respectivamente.

Tabla 18. Flujo de calor total por unidad de área al interior de los sistemas VC, TV, TV1-PCM y TV2-PCM para el día más frío de las distintas estaciones del año en México

Estación	$\int_{0:00}^{24:00} q_{in}(t)dt$ [kWh/m ²]			
	VC	TV	TV1-PCM	TV2-PCM
Primavera	1.36	0.85	0.62	0.72
Verano	1.17	0.40	0.40	0.40
Otoño	2.0	1.27	0.89	1.13
Invierno	4.04	2.58	1.75	2.31
Total	8.57	5.10	3.66	4.56

Con base en los resultados obtenidos de los flujos de calor total en las distintas configuraciones de ventana, se aprecia que la ventana TV1-PCM es la que logra una mayor reducción en los flujos de calor total en ambos días de las distintas estaciones. Por lo tanto, esta configuración logra reducir los flujos de calor total entre un 50 y 60 % y un 25 y 30 % comparado con los del VC y TV, respectivamente.

Las Tablas 19 y 20 muestran el tiempo de retraso (ϕ) y el factor de decremento de temperatura (FD) en las ventanas de múltiples vidrios con/sin PCM para el día más cálido y el día más frío de las distintas estaciones del año en Ciudad de México. Para el cálculo del FD el sistema VC fue considerado como el sistema de referencia. En la Tabla 19 se observa que la mayoría de las configuraciones de ventana obtuvieron valores de ϕ negativos en las estaciones de primavera, otoño e invierno, indicando que éstas configuraciones alcanzaron su temperatura máxima en la superficie interior antes que la ventana de referencia. Por otro lado, se aprecia que los valores de ϕ son positivos en todas las configuraciones en ambos días de verano, pero con valores relativamente bajos.

Tabla 19. Tiempo de retraso de la temperatura en las ventanas de múltiples vidrios con/sin PCM para las distintas estaciones del año en Ciudad de México

Estación	tiempo de retraso ϕ (h)					
	Día más cálido			Día más frío		
	TV	TV1-PCM	TV2-PCM	TV	TV1-PCM	TV2-PCM
Primavera	-1.83	-1.83	-0.41	-2.83	-2.66	-2.5
Verano	0.08	0.16	0.58	0.41	0.41	0.75
Otoño	-0.91	-2.75	-1.91	-2.58	-2.41	-2.75
Invierno	0.08	-0.08	0.08	-2.58	-2.58	-2.75

Además, se observa que la configuración TV1 obtuvo los ϕ mayores con valores de -1.83 y -2.75 h en el día más cálido de primavera y otoño, respectivamente. En el caso de las estaciones de verano e invierno, todas las configuraciones presentaron valores de ϕ muy similares y, a su vez, relativamente bajos. Por su parte, los ϕ más altos fueron obtenidos por la configuración TV2 con un valor de -2.75 h para el día más frío de otoño e invierno, mientras que la configuración TV presentó el ϕ más alto con un valor de -2.83 h en la estación de primavera.

En la Tabla 20 se aprecia que todas las configuraciones de ventana obtuvieron FD relativamente bajos con valores entre 0.31 y 0.35 en ambos días de verano, mientras que en el resto de las estaciones las configuraciones de ventana presentaron FD con valores muy cercanos a la unidad. En las estaciones con alta radiación solar, las configuraciones de múltiples vidrios presentan fluctuaciones de la temperatura en la superficie interior casi iguales a la ventana de referencia. Por otra parte, se observa que la configuración TV1-PCM presentó los FD mínimos en ambos días de todas las estaciones del año,

mientras que la configuración TV2-PCM obtuvo los FD máximos.

Tabla 20. Factor de decremento de la temperatura en las ventanas de múltiples vidrios con/sin PCM para las distintas estaciones del año en Ciudad de México

Estación	Factor de decremento (FD)					
	Día más cálido			Día más frío		
	TV	TV1-PCM	TV2-PCM	TV	TV1-PCM	TV2-PCM
Primavera	0.84	0.79	0.91	0.66	0.64	0.74
Verano	0.35	0.34	0.33	0.34	0.32	0.31
Otoño	0.80	0.79	0.81	0.73	0.71	0.88
Invierno	0.98	0.98	1.10	0.84	0.77	0.91

5.4.3. Consumo eléctrico y emisiones de dióxido de carbono

En esta sección se reportan los costos de electricidad y las emisiones de CO₂ debido al flujo de calor a través de las ventanas con el objetivo de observar la disminución en los requerimientos de energía y en la contaminación. El costo de energía eléctrica fue calculado considerando la tarifa eléctrica media 1A en primavera, verano, otoño e invierno de 2022 en la Ciudad de México. Las emisiones de CO₂ fue basado en el factor de emisión de electricidad 2021 de 0.423 tCO₂e/MWh que fue establecido por la Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales de México para calcular la emisión indirecta de gases de efecto invernadero por el consumo eléctrico.

Los costos de electricidad y las emisiones de CO₂ fueron calculados por estación y para lo cual se consideraron 92.4, 93.7, 89.9 y 89 días en primavera, verano, otoño e invierno, respectivamente. Además, en cada estación se determinó un flujo de calor promedio a partir de los flujos de calor total obtenidos en el día más cálido y el día más frío. Las Tablas 21 y 22 presentan el costo eléctrico y las emisiones de CO₂ por metro cuadrado debido a las ganancias de energía por la ventana, respectivamente

En ambas Tablas se observa que todas las configuraciones de ventana presentan un mayor costo eléctrico y emisiones de CO₂ en la estación de invierno, mientras que los valores mínimos se presentan en la estación de verano. En la estación de invierno, el mayor costo eléctrico y emisiones de CO₂ fue presentado por la configuración VC con valores máximos de 306.38 MXM/m² y 159.90 kgCO₂e/m², respectivamente, seguido de la configuración TV con valores de 204.01 MXM/m² y 106.54 kgCO₂e/m².

Además, se aprecia que las configuraciones de múltiples vidrios con PCM presentan valores similares tanto en el costo eléctrico como en las emisiones de CO₂, sin embargo, la configuración TV1-PCM obtuvo el menor costo eléctrico y emisiones de CO₂ con valores mínimos de 153.19 MXM/m² y 80.0 kgCO₂e/m², respectivamente. De tal manera que el costo eléctrico y las emisiones de CO₂ de TV1-PCM son hasta un 50, 25.1 y 19.2 % menores que VC, TV y TV2-PCM, respectivamente.

Tabla 21. Costo de consumo eléctrico de los sistemas VC, TV, TV1-PCM y TV2-PCM en las distintas estaciones del año en Ciudad de México

Estación	Costo de consumo eléctrico (MXN/m ²)			
	VC	TV	TV1-PCM	TV2-PCM
Primavera	134.91	87.25	61.59	75.89
Verano	69.15	34.19	23.93	23.93
Otoño	201.98	133.42	98.78	122.74
Invierno	306.38	204.01	153.19	189.23
Total	712.44	458.90	337.50	411.80

Por otra parte, en la estación de verano la configuración VC presentó el mayor costo eléctrico y emisiones de CO₂ con valores máximos de 69.15 MXM/m y 36.06 kgCO₂e/m², respectivamente; mientras que la configuración TV1-PCM obtuvo valores mínimos de 23.93 MXM/m² y 12.48 kgCO₂e/m², respectivamente. Además, se aprecia que el TV1-PCM y TV2-PCM presentaron los mismos valores en el costo eléctrico y las emisiones de CO₂. Asimismo, se observa que la configuración TV1-PCM obtuvo los menores costos eléctricos y emisiones de CO₂ en el resto de las estaciones. De manera que el TV1-PCM logra reducir los valores del costo eléctrico y emisiones de CO₂ hasta un 54 y 51 % en las estaciones de primavera y otoño, respectivamente.

Tabla 22. Emisiones de CO₂ en los sistemas VC, TV, TV1-PCM y TV2-PCM en las distintas estaciones del año en Ciudad de México

Estación	Emisiones de dióxido de carbono (kgCO ₂ /m ²)			
	VC	TV	TV1-PCM	TV2-PCM
Primavera	72.15	46.66	32.93	40.58
Verano	36.06	17.83	12.48	12.48
Otoño	104.19	68.83	50.95	63.31
Invierno	159.90	106.54	80.0	98.82
Total	372.41	239.86	176.38	215.20

Con base en los resultados obtenidos se observó que la configuración TV1-PCM logra reducir el consumo eléctrico y las emisiones de CO₂ hasta un 54.4 y 26.46 % con respecto a la configuración VC y TV, respectivamente.

Capítulo 6. Conclusiones y recomendaciones para trabajo futuro

6.1. Conclusiones

En el presente trabajo doctoral se analizó el desempeño térmico de una ventana de triple vidrio con un PCM bajo condiciones de un clima cálido y un clima templado de la República Mexicana. Las modelaciones numéricas se llevaron a cabo bajo condiciones del día más cálido y más frío de la estación de primavera, verano, otoño e invierno, respectivamente. Además, en el estudio se consideró la conducción de calor y atenuación de la radiación solar a través de los vidrios, así como la convección natural y el intercambio radiativo superficial en las cavidades de las ventanas.

Se concluye que el código numérico desarrollado proporciona resultados satisfactorios ya que durante su construcción fue validado y verificado con problemas de referencia de la literatura. Además, se concluye que el ancho de la cavidad de aire (H_C) que disminuye el flujo de calor a través de la ventana TV es 10 mm. Este H_C en la ausencia de radiación solar reduce las pérdidas de calor hasta un 14.8 % con respecto a otros H_C , mientras que las ganancias de calor para casos con radiación solar se reducen hasta un 4.74 %. También, se observa que los flujos de calor radiativos en las cavidades del TV son hasta un 53 % mayores que los flujos convectivos. Por lo tanto, se recomienda considerar el intercambio radiativo superficial en el modelado de la transferencia de calor de ventanas de múltiples vidrios.

Conjuntamente, se concluye que las propiedades ópticas del PCM juegan un papel importante en el estudio de ventanas con PCM ya que estas propiedades regulan la cantidad de radiación solar directa transmitida y absorbida. Además, se observó que, cuando se considera el término de atenuación de radiación solar en el PCM, el tiempo para llegar a la temperatura de fusión y completar el proceso cambio de fase es menor respecto al caso donde se omite este término. Y tomando en cuenta que tal absorción está presente en el fenómeno físico de una ventana en funcionamiento, se concluye que es importante considerar el término de atenuación solar en el modelado de la transferencia de calor en ventanas con PCM.

Las ventanas de múltiples vidrios con/sin PCM logran disminuir la radiación solar directa hacia el interior hasta un 60 % con respecto al VC; además, éstas ventanas mejoran el comportamiento de la temperatura en la superficie interior debido a que reducen la influencia de las condiciones del ambiente

exterior sobre la transferencia de calor en la ventana.

Para ambos climas, las configuraciones de múltiples vidrios con PCM de 5 mm de espesor presentaron un comportamiento térmico muy similar al de TV, por lo tanto, no se observa una mejora significativa en el sistema por parte del PCM. Sin embargo, al aumentar el espesor del PCM a 10 mm bajo condiciones de clima cálido, los flujos de calor y las fluctuaciones de temperatura en la superficie interior logran disminuir de manera significativa con respecto a las ventanas de referencia.

Para un clima cálido, la configuración TV1-PCM presentó los menores valores de flujos de calor total al interior en comparación con el resto de las configuraciones. Además, TV3-PCM obtuvo valores similares a TV1-PCM. En las estaciones de primavera y verano en un clima cálido, la configuración TV3-PCM presentó un rendimiento térmico satisfactorio, ya que obtuvo un tiempo de retraso alto y un factor de decremento bajo; es decir, las condiciones climáticas tienen un efecto mínimo sobre la transferencia de calor en el sistema. También, la configuración TV3-PCM logra reducir el consumo eléctrico y las emisiones de CO₂ hasta un 38 y 7.1 % con respecto a la configuración VC y TV, respectivamente. Por lo tanto, la ventana TV3-PCM es la configuración recomendada para una edificación en condiciones de clima cálido tal como el de la ciudad de Mérida, Yucatán.

Para un clima templado, cuando el PCM es ubicado en la cavidad con aire adyacente al interior, las pérdidas de calor al exterior disminuyen de tal manera que la energía almacenada por el PCM se transfiere en mayor cantidad hacia el interior, por lo tanto, los flujos de calor total al interior en TV2-PCM son mayores que TV1-PCM. Asimismo, la configuración TV1-PCM mostró una mayor reducción en los flujos de calor total al interior para ambos días en las distintas estaciones, por lo tanto, ésta configuración logró reducir los flujos de calor total aproximadamente entre un 50 y 60 % y un 25 y 30 % con respecto a los del VC y TV, respectivamente. A su vez, se observa que las condiciones climáticas tienen un efecto considerable sobre la transferencia de calor conjugada de las configuraciones de múltiples vidrios con/sin PCM durante las horas de radiación solar, lo cual se aprecia en valores bajos de los tiempos de retraso y valores del factor de decremento cercanos a la unidad. También, la configuración TV1-PCM logró reducir el consumo eléctrico y las emisiones de CO₂ hasta un 54.4 y 26.46 % con respecto a la configuración VC y TV, respectivamente. En consecuencia, la ventana TV1-PCM es la configuración recomendada para una edificación en condiciones de clima templado tal como el de la ciudad de México.

6.2. Recomendaciones para trabajo futuro

Para continuar con la investigación de ventanas de triple vidrio con PCM se sugiere combinar el uso del PCM en las ventanas de triple vidrio con tecnologías alternas en ventana como: películas de control solar, gases absorbentes, aerogel o elementos de sombreado. Asimismo, evaluar la transferencia de calor conjugada en la ventana de triple con PCMs distintos al estudiado, es decir, con propiedades químicas y termofísicas diferentes, principalmente con mayor calor latente de fusión.

Evaluar la transferencia de calor conjugada de la ventana de triple vidrio con PCM bajo condiciones climáticas de otras ciudades de la República mexicana.

Realizar un experimento a escala real de la ventana de triple vidrio con/sin PCM bajo condiciones controladas o exteriores para poder validar el código numérico desarrollado.

Agregar dos o más capas de PCM con diferentes propiedades a la ventana de triple vidrio.

Realizar un estudio de la ventana de triple vidrio con/sin PCM acoplada a una habitación.

Estudiar el PCM como un medio absorbente y emisor de radiación por medio del método de ordenas discretas o el método de volumen finito.

Estudiar la transferencia de calor en una ventana de triple vidrio ventilada con un PCM, para incluir el propósito adicional de ventilación.

Literatura citada

- Aguilar, J., Xamán, J., Álvarez, G., Hernández-Pérez, I., y López-Mata, C.. 2015. Thermal performance of a double pane window using glazing available on the mexican market. *Renewable Energy*, 81, pp. 785–794.
- Aguilar, J. O., Xamán, J., Olazo-Gómez, Y., Hernández-López, I., Becerra, G., y Jaramillo, O. A.. 2017. Thermal performance of a room with a double glazing window using glazing available in mexican market. *Applied Thermal Engineering*, 119, pp. 105–515.
- Akiyama, M. y Chong, Q. P.. 1997. Numerical analysis of natural convection with surface radiation in a square enclosure. *Numerical Heat Transfer, Part A Applications An International Journal of Computation and Methodology*, 324, pp. 419–433.
- Alam, J. y Islam, M. A.. 2017. Effect of external shading and window glazing on energy consumption of buildings in bangladesh. *Advances in Building Energy Research*, 11:2, pp. 180–192.
- Alawadhi, E. M.. 2012. Using phase change materials in window shutter to reduce the solar heat gain. *Energy and Building*, 47, pp. 421–429.
- Alawadhi, E. M.. 2016. Effect of an incompletely closed window shutter on indoor illuminance level and heat gain. *Energy and Buildings*, 110, pp. 112–119.
- Arici, M. y Kan, M.. 2015. An investigation of flow and conjugate heat transfer in multiple pane windows with respect to gap width, emissivity and gas filling. *Renewable Energy*, 75, pp. 249–256.
- Arici, M. y Karabay, H.. 2010. Determination of optimum thickness of double-glazed windows for the climatic regions of turkey. *Energy and Building*, 42, pp. 1773–1778.
- Arici, M., Karabay, H., y Kan, M.. 2015. Flow and heat transfer in double, triple and quadruple pane windows. *Energy and Buildings*, 86, pp. 394–402.
- Aydin, O.. 2000. Determination of optimum air-layer thickness in double-pane windows. *Energy and Building*, 32, pp. 303–308.
- Aydin, O.. 2006. Conjugate heat transfer analysis of double pane windows. *Building and Environment*, 41, pp. 109–116.
- Cengel, Y. A. y Ghajar, A. J.. 2011. *Transferencia de calor y masa: fundamentos y aplicaciones*. McGraw Hill.
- Chen, Y., Y.Xiao, S.Zheng, Y.Liu, y Li, Y.. 2018. Dynamic heat transfer model and applicability evaluation of aerogel glazing system in various climates of china. *Energy*, 163, pp. 1115–1124.
- Choia, H., Anb, Y., Kanga, K., Yoonc, S., y Kima, T.. 2019. Cooling energy performance and thermal characteristics of a naturally ventilated slim double-skin window. *Applied Thermal Engineering*, 160, pp. 114113.
- De Buen Rodríguez, O.. 2017. Análisis de los consumos unitarios y estacionales por usuarios en tarifas residenciales entre 2012 y 2016 para identificar evolución de la demanda por aire acondicionado. Cuaderno de la Conuee Número 5, Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía (CONUEE).
- De Vahl Davis, G.. 1983. Natural convection of air in a square cavity a bench mark numerical solution. *International Journal for Numerical Methods in Fluid*, 3, pp. 249–264.
- Dellicompagni, P., J.Franco, Heim, D., y A.Wieprzkowicz. 2020. Numerical modeling of phase change materials using simusol software. *Applied Thermal Engineering*, 170, pp. 114772.

- Dubovsky, V., Ziskind, G., y Letan, R.. 2014. Effect of windows on temperature moderation by a phase-change material (pcm) in a structure in winter. *Energy Conversion and Management*, 87, pp. 1324–1331.
- Duffie, J. y Beckmann, W.. 1980. *Solar engineering of thermal processes*. Wiley Interscience.
- estándar internacional ISO 15099. 2003. Thermal performance of windows, doors and shadings devices detailed calculations.
- Fanga , Y., Hydea, T. J., Aryaa , F., N. Hewitta, Wangb, R., y Daib, Y.. 2015. Enhancing the thermal performance of triple vacuum glazing with low-emittance coatings. *Energy and Buildings*, 97, pp. 186–195.
- Foruzan Nia, M., Nassab, S. A. G., y B.Ansari, A.. 2019. Transient numerical simulation of multiple pane windows filling with radiating gas. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 108, pp. 104291.
- Frattolillo, A., G.Loddo, C.C.Mastino , y R.Baccoli. 2019. Heating and cooling loads with electrochromic glazing in mediterranean climate. *Energy and Buildings*, 201, pp. 174–182.
- Gasparella , A., G.Pernigotto, F.Cappelletti, P.Romagnoni, y Baggio, P.. 2011. Analysis and modelling of window and glazing systems energy performance for a well insulated residential building. *Energy and Buildings*, 43, pp. 1030–1037.
- Gloriant, F., Tittlein, P., Joulin, A., y Lassue, S.. 2015. Modeling a triple-glazed supply-air window. *Buildings and Environment*, 84, pp. 1–9.
- Goia, F., Perino, M., y Serra, V.. 2014. Experimental analysis of the energy performance of a full-scale pcm glazing prototype. *Solar Energy*, 100, pp. 217–233.
- Goia, F., Zinzi , M., Carnielo, E., y Serra, V.. 2015. Spectral and angular solar properties of a pcm-filled double glazing unit. *Energy and Buildings*, 87, pp. 302–312.
- González-Julián, E., Xamán, J., Moraga, N. O., Chávez, Y., Zavala-Guillén, I., y Simá, E.. 2018. Annual thermal evaluation of a double pane window using glazing available in the mexican market. *Applied Thermal Engineering*, 143, pp. 100–111.
- Gowreesunker, B. L., Stankovic, S. B., ATassou, S., y A.Kyriacou, P.. 2013. Experimental and numerical investigations of the optical and thermal aspects of a pcm-glazed unit. *Energy and Buildings*, 61, pp. 239–249.
- Gustavsen, A., Jelle, B., Arasteh, D., y Kohler, C.. 2007. State-of-the-art highly insulating window frames - research and market review. *Reporte técnico*.
- Heim, D., Knera, D., Krempski-Smejda, M., y Wieprzkowicz, M.. 2018. Determination of total solar and visual radiation transmitted through triple glazing component with pcm layer. *Materials Science and Engineering*, 415, pp. 2820–32.
- IEA. 2021. *Key World Energy Statistics 2021*. Reporte estadístico, International Energy Agency, Francia.
- Ismail, K. A. R. y Henriquez, J. R.. 2002. Parametric study on composite an pcm glass systems. *Energy conversion and management*, 43, pp. 973–993.
- Issa, R. I.. 1985. Solution of the implicity discretised fluid flow equations by operator-splitting. *Journal of Computational Physics*, 62, pp. 40–65.

- Karabay, H. y Arici, M.. 2012. Multiple pane window applications in various climatic regions of turkey. *Energy and Building*, 45, pp. 67–71.
- Labihi, A., Aitlahbib, F., Chehouani, H., Benhamou, B., Ouikhalfan, M., Croitoru, C., y Nastase, I.. 2017. Effect of phase change material wall on natural convection heat transfer inside an air filled enclosure. *Applied Thermal Engineering*, 126, pp. 305–314.
- Lago, T. G. S., Ismail, K. A. R., y Lino, F. A. M.. 2019. Ventilated double glass window with reflective film: Modeling and assessment of performance. *Solar Energy*, 185, pp. 72–88.
- Leal, M. A., Machado, H. A., y Cotta, R. M.. 2000. Integral transform solutions of transient natural convection in enclosures with variable fluid properties. *International Journal of HEAT and MASS TRANSFER*, 43, pp. 3977–3990.
- Li, C., Tan, J., Chow, T., y Qiu, Z.. 2015a. Experimental and theoretical study on the effect of window films on building energy consumption. *Energy and Buildings*, 10, pp. 129–138.
- Li, D., Zheng, Y., Li, Z., y Qi, H.. 2015b. Optical properties of a liquid paraffin-filled double glazing unit. *Energy and Building*, 108, pp. 381–386.
- Li, D., Li, Z., Y. Zheng , Hussein, C. A. K., y Liu, X.. 2016a. Thermal performance of a pcm-filled double-glazing unit with different thermophysical parameters of pcm. *Solar Energy*, 133, pp. 207–220.
- Li, D., Ma , T., Liu, C., Zheng , Y., Wang, Z., y Liu, X.. 2016b. Thermal performance of a pcm-filled double glazing unit with different optical properties of phase change material. *Energy and Building*, 119, pp. 143–152.
- Li, D., Wu, Y., Liu, C., Zhanga, G., y Arici, M.. 2018a. Energy investigation of glazed windows containing nano-pcm in different seasons. *Energy Conversion and Management*, 172, pp. 119–128.
- Li, D., Wu, Y., Liu, C., Zhanga, G., y Arici, M.. 2018b. Numerical investigation of thermal and optical performance of window units filled with nanoparticle enhanced pcm. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 125, pp. 1321–1332.
- Li, S., Zhong, K., Zhou, Y., y X.Zhang. 2014. Comparative study on the dynamic heat transfer characteristics of pcm-filled glass window and hollow glass window. *Energy and Building*, 85, pp. 483–492.
- Li, S., Sun, G., Zou , K., y X.Zhang. 2016c. Experimental research on the dynamic thermal performance of a novel triple-pane building window filled with pcm. *Sustainable Cities and Society*, 27, pp. 15–22.
- Li, S., Zou, K., Sun, G., y Zhang, X.. 2018c. Simulation research on the dynamic thermal performance of a novel tripleglazed window filled with pcm. *Sustainable Cities and Society*, 40, pp. 266–273.
- Liu, C., Y.Zheng, Li , D., Qi, H., y Liu, X.. 2016a. A model to determine thermal performance of a non-ventilated double glazing unit with pcm and experimental validation. *Procedia Engineering*, 157, pp. 293–300.
- Liu, C., Zhou , Y., Dong, L., Zheng, F. Y., y Liu, X.. 2016b. Numerical analysis on thermal performance of a pcm-filled double glazing roof. *Energy and Buildings*, 125, pp. 267–275.
- Liu, C., Wu, Y., Zhu, Y., Li, D., y Ma, L.. 2018. Experimental investigation of optical and thermal performance of a pcm-glazed unit for building applications. *Energy and Buildings*, 158, pp. 794–800.

- Liu, M., Heiselberg, P. K., Antonov, Y. I., y Mikkelsen, F. S.. 2019. Parametric analysis on the heat transfer, daylight and thermal comfort for a sustainable roof window with triple glazing and external shutter. *Energy and Building*, 183, pp. 209–221.
- Misra, D. y Sarkar, A.. 1997. Finite element analysis of conjugate natural convection in a square enclosure with a conducting vertical wall. *Computer methods in applied mechanics and engineering*, 141, pp. 205–219.
- Modest, M.. 2003. *Radiative Heat Transfer*, Chemical, Petrochemical & Process. Elsevier Science.
- Noh-Pat, F., Xamán, J., Álvarez, G., Chávez, Y., y Arce, J.. 2011. Thermal analysis for a double glazing unit with and without a solar control film (sns-cu_xs) for using in hot climates. *Energy and Building*, 43, pp. 704–712.
- Ozisik, M. N.. 1985. *Heat Transfer a Basic Approach*. McGraw Hill Book Company.
- Patankar, S.. 1980. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Hemisphere Publishing Co. McGraw-Hill Co.
- Pérez-Grande, I., Mesenguer, J., y Alonso, G.. 2005. Influence of glass properties on the performance of double-glazed facades. *Applied Thermal Engineering*, 25, pp. 3163–3175.
- Rosas-Flores, J. A. y Rosas-Flores, D.. 2020. Potential energy savings and mitigation of emissions by insulation for residential buildings in mexico. *Energy and Building*, 209, pp. 109698.
- Sadooghi, P. y Kherani, N. P.. 2018. Thermal analysis of triple and quadruple windows using partition in gradient energy veils with different physical and optical properties. *Solar Energy*, 174, pp. 1163–1168.
- SENER. 2017. Programa de desarrollo del sistema eléctrico nacional. Reporte estadístico, Secretaria de Energía, México.
- Sharma, S. K.. 2013. Zero energy building envelope components: A review. *International Journal of Engineering Research and Applications*, 3, pp. 662–675.
- Silva, T., Vicente, R., Rodrigues, F., A.Samagaio, y Cardoso, C.. 2015a. Performance of a window shutter with phase change material under summer mediterranean climate conditions. *Applied thermal Engineering*, 84, pp. 246–256.
- Silva, T., Vicente, R., Rodrigues, F., A.Samagaio, y Cardoso, C.. 2015b. Development of a window shutter with phase change materials: Full scale outdoor experimental approach. *Energy and Buildings*, 88, pp. 110–121.
- Skaff, M. C. y Gosselin, L.. 2014. Summer performance of ventilated windows with absorbing or smart glazings. *Solar Energy*, 105, pp. 2–13.
- Versteeg, H. y Malalasekera, W.. 2007. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. Pearson Education Limited.
- Wang, J., Du, Q., Zhang, C., y Xu, X.. 2017. Energy performance of triple glazed window with built-in venetian blinds by utilizing forced ventilated airflow. *Procedia Engineering*, 205, pp. 3993–4000.
- Wang, Q. y Zhao, C.. 2015. Parametric investigations of using a pcm curtain for energy efficient buildings. *Energy and Buildings*, 94, pp. 33–42.
- Weinlader, H., A.Beck, y Fricke, J.. 2005. Pcm-facade-panel for daylighting and room heating. *Solar Energy*, 78, pp. 177–186.

- Wieprzkowicz, A. y Heim, D.. 2020. Modelling of thermal processes in a glazing structure with temperature dependent optical properties - an example of PCM-window. *Renewable Energy*, 160, pp. 653–662.
- Xamán, J.. 2004. Estudio de la transferencia de calor con flujo turbulento en una cavidad cuadrada con pared semitransparente. *Centro Nacional Investigación y Desarrollo Tecnológico*, pp. 107–111.
- Xamán, J., Pérez-Nucamendi, C., Arce, J., Hinojosa, J., Álvarez, G., y Zavala-Guillén, I.. 2014a. Thermal analysis for a double pane window with a solar control film for using in cold and warm climates. *Energy and Building*, 76, pp. 429–439.
- Xamán, J., Zavala-Guillén, I., Aguilar, J. O., Álvarez, G., López-Mata, C., y Arce, J.. 2014b. Conjugate heat transfer in a room with a laminated glazing with cus or cus-cu2-xse. *Solar Energy*, 105, pp. 36–47.
- Xamán, J., Olazo-Gómez, Y., Zavala-Guillén, I., Hernández-López, I., Aguilar, J. O., y Hinojosa, J. F.. 2017. Thermal evaluation of a room coupled with a double glazing window with/without a solar control film for mexico. *Applied Thermal Engineering*, 110, pp. 805–820.
- Xamán, J., Jiménez-Xamán, C., Álvarez, G., I.Zavala-Guillén, Hernández-Pérez, I., y Aguilar, J. O.. 2016. Thermal performance of a double pane window with a solar control coating for warm climate of mexico. *Applied Thermal Engineering*, 106, pp. 257–265.
- Yazicioglu, F.. 2012. A comparative analysis of the energy performance of traditional wooden shutters and contemporary aluminium roller shutters in istanbul, a case study. *Energy Procedia*, 42, pp. 483–492.
- Yin, R., Xu, P., y Shen, P.. 2012. Case study: Energy savings from solar window film in two commercial buildings in shanghai. *Energy and Building*, 45, pp. 132–140.
- Zeng, C., Liu, S., y Shukla, A.. 2017. Adaptability research on phase change materials based technologies in china. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 73, pp. 145–158.
- Zhang, C., Gang, N. W., Wang, J., X.Xu, y Q.Du. 2019. Numerical and experimental study on the thermal performance improvement of a triple glazed window by utilizing low-grade exhaust air. *Energy*, 167, pp. 1132–1143.
- Zhong, K., Li, S., Sun, G., Li, S., y Zhang, X.. 2015. Simulation study on dynamic heat transfer performance of pcm-filled glass window with different thermophysical parameters of phase change. *Energy and Buildings*, 106, pp. 87–95.

Anexos

Tabla 23. Comparación de PCM's orgánicos, inorgánicos y eutécticos

	Orgánicos	Inorgánicos	Eutécticos
Ventajas	No corrosivos Estabilidad química y térmica Compatibilidad con los materiales de construcción	Mayor entalpía de cambio de fase Alta conductividad térmica Económico	Temperatura de fusión aguda Alta densidad volumétrica de almacenamiento térmico
Desventajas	Baja conductividad térmica Inflamable	Súper enfriamiento Corrosivo Falta de estabilidad térmica Segregación	Información limitada de sus propiedades termofísicas.

Anexo B

En la Tabla 24 se muestran las propiedades ópticas y termofísicas de tres distintos PCM, los cuales fueron reportados por Liu et al. (2018). Los autores midieron las propiedades ópticas y termofísicas de cada PCM utilizando un instrumento para medir la conductividad térmica de disco duro y un espectrómetro TU-19 FTIR, respectivamente. Estas mediciones la llevaron a cabo considerando ambas fases del PCM con un espesor de 5 mm y en un intervalo de longitud de onda entre 0.4 y 0.8 μm .

Tabla 24. Propiedades ópticas y termofísicas de los materiales de cambio de fase

PCM1	sólida	885	0.20	2320	18	185 000	0.78
	líquida	880	0.21	2240			0.96
PCM2	sólida	894	0.22	2260	26	174 000	0.40
	líquida	890	0.23	2220			0.95
PCM3	sólida	899	0.29	2240	32	172 000	0.58
	líquida	897	0.20	2200			0.89

Anexo C

La ciudad de Mérida, Yucatán tiene un clima cálido subhúmedo con lluvias durante verano y con una temperatura media anual de $26.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ y sus coordenadas son $20^{\circ} 58' 12''$ Norte y $89^{\circ} 37' 12''$ Oeste. Los datos de clima que se consideraron en este estudio son la radiación solar incidente en una superficie vertical, temperatura ambiente y velocidad del viento; estos fueron otorgados por el Servicio Meteorológico Nacional Comisión Nacional del Agua (SMN-CONAGUA). En la Figura 37 se muestra la radiación solar incidente, la temperatura ambiente y la velocidad del viento para los días más cálidos y más fríos de distintas temporadas del año 2015.

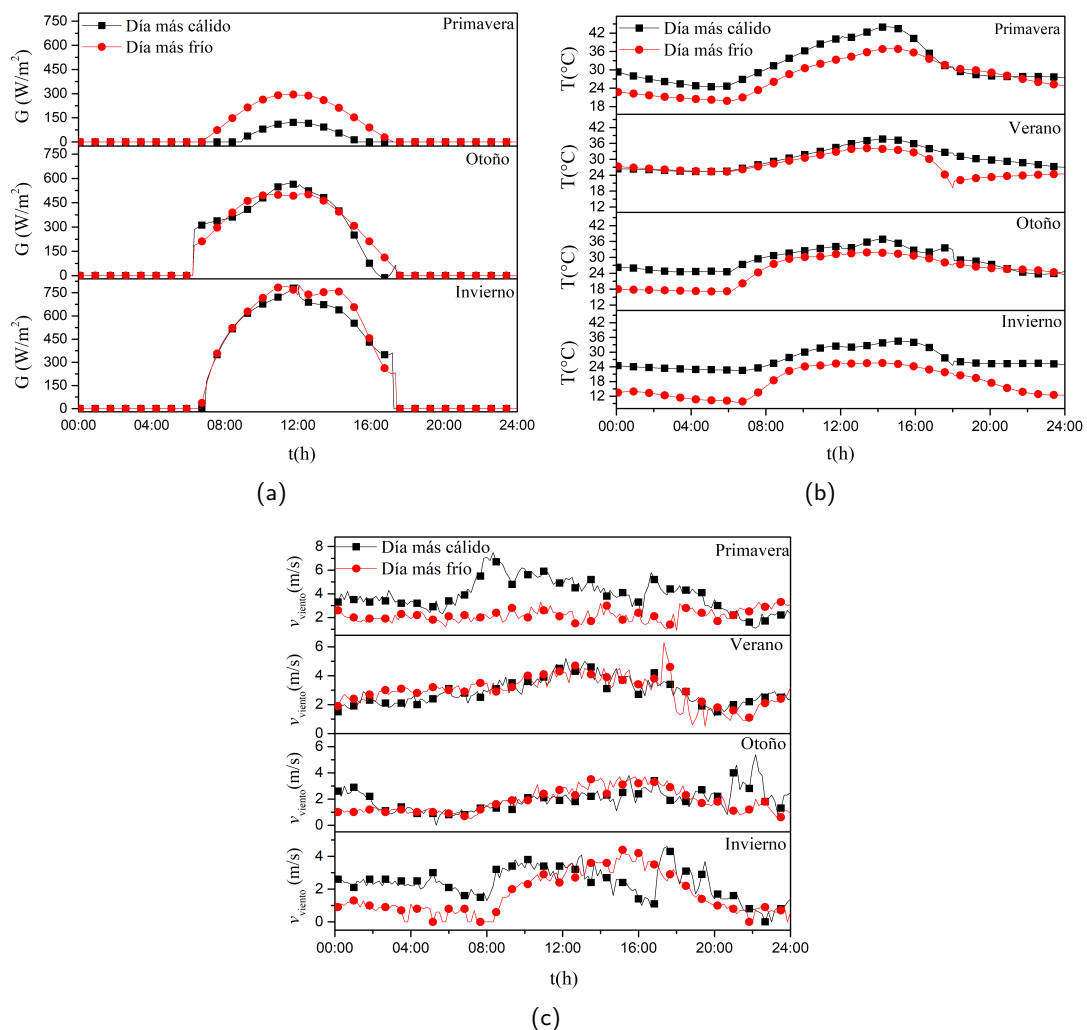


Figura 37. Condiciones climáticas para el día más cálido y más frío: (a) radiación solar, (b) temperatura ambiente y (c) velocidad del viento

El valor máximo de radiación solar fue de 804 W/m^2 y este se obtuvo en el día más cálido de invierno (4 Enero), mientras que el valor mínimo fue de 122 W/m^2 correspondiente al día más cálido de

primavera (26 de Abril). Cabe mencionar que para la temporada de verano la radiación solar incidente sobre la orientación sur es nula. Para el caso de la temperatura, los valores mínimo y máximo son de 11 y 43.3 C obtenidos en el día más frío de invierno y el día más cálido de primavera, respectivamente.