



EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Tecnológico Nacional de México

Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico

Tesis de Doctorado

Análisis térmico de una chimenea solar con material
de cambio de fase para ventilación en edificaciones

presentada por

MC. Rogelio Vargas López

como requisito para la obtención del grado de
Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica

Director de tesis

Dr. Jesús Perfecto Xamán Villaseñor†

Dr. Efraín Simá Moo

Cuernavaca, Morelos, México. Febrero de 2022.



Cuernavaca, Mor.,
No. De Oficio:
Asunto:

02/febrero/2022
SAC/38/2022
Autorización de
impresión de tesis

VARGAS LÓPEZ ROGELIO
CANDIDATO AL GRADO DE DOCTOR EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECÁNICA
PRESENTE

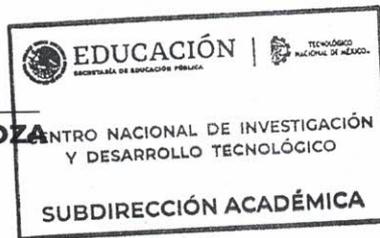
Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado "ANÁLISIS TÉRMICO DE UNA CHIMENEA SOLAR CON MATERIAL DE CAMBIO DE FASE PARA VENTILACIÓN EN EDIFICACIONES", ha informado a esta Subdirección Académica, que están de acuerdo con el trabajo presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su trabajo de tesis.

Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo.

ATENTAMENTE
Excelencia en Educación Tecnológica®
"Educación Tecnológica al Servicio de México"

DR. CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO

C. c. p. Departamento de Ingeniería Mecánica
Departamento de Servicios Escolares
Departamento de Comunicación y Eventos
Departamento de Recursos Materiales
CMAZ/CHG





Cuernavaca, Mor., 01/febrero/2022

No. Oficio: DIM/43/2022

Asunto Autorización de impresión de tesis

**M.C. VARGAS LÓPEZ ROGELIO
CANDIDATO AL GRADO DE DOCTOR EN CIENCIAS EN ING. MECÁNICA
P R E S E N T E.**

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado **“ANÁLISIS TÉRMICO DE UNA CHIMENEA SOLAR CON MATERIAL DE CAMBIO DE FASE PARA VENTILACIÓN EN EDIFICACIONES”** han informado, que están de acuerdo con el documento presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su documento de tesis.

Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo.

ATENTAMENTE

Excelencia en Educación Tecnológica®
“Conocimiento y tecnología al servicio de México”



CENTRO NACIONAL DE
INVESTIGACIÓN Y
DESARROLLO
TECNOLÓGICO
DEPARTAMENTO DE
INGENIERÍA MECÁNICA


**DR. MARIO ALEJANDRO GÓMEZ JIMÉNEZ
JEFE DEL DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**

C.c.p. Depto. de Servicios Escolares Lic. Silvia Del Carmen Ortiz Fuentes
Expediente
MAGJ/RMA





**TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO**

Agradecimientos

Agradezco al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el apoyo económico y seguro médico brindado durante mis estudios de posgrado, así como en mi estancia.

Al Dr. Jesús Perfecto Xamán Villaseñor (Q.E.P.D), por guiarme y ser pilar fundamental en mi formación como profesional y persona, no hay palabras para agradecer el conocimiento que me transmitió en estos años de formación. GRACIAS.

Al Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET) por permitirme realizar mis estudios de posgrado.

Índice

Lista de Figuras	VI
Lista de Tablas.....	VIII
Nomenclatura.....	IX
Resumen	XII
Abstract.....	XIII
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Estado del arte.....	3
1.2 Trabajos experimentales	4
1.2.1 Estudios experimentales bajo condiciones climáticas reales.....	6
1.2.2 Estudios experimentales bajo condiciones de laboratorio.....	9
1.2.3 Estudios experimentales con PCM.....	10
1.2.4 Estudios Teóricos-Experimentales con PCM.....	15
1.2.5 Estudios Teóricos Experimentales Sin PCM.....	16
1.2.6 Trabajos Teóricos mediante la técnica de balances globales de energía sin PCM 20	
1.2.7 Estudios teóricos balances globales de energía con PCM.....	24
1.2.8 Estudios teóricos mediante CFD con PCM.....	24
1.2.9 Estudios Teóricos Mediante CFD sin PCM	25
1.3 Objetivo General.....	34
1.4 Objetivos Específicos	35
1.5 Alcances.....	35
1.6 Estructura de la tesis	35

2.	FUNDAMENTO TEÓRICO.....	36
2.1	Fundamentos generales.....	37
2.2	Almacenamiento de calor latente.....	38
2.3	Medición de las propiedades térmicas de un PCM.....	41
2.4	Características que debe cumplir un PCM.....	41
2.5	Clasificación de los PCM's.....	43
2.6	Incorporación y encapsulamiento de los PCM's	45
2.7	Solución numérica de problemas de cambio de fase	46
2.7.1	Método de interfaz móvil	46
2.7.2	Método de domino fijo	47
2.7.3	Método de calor específico efectivo.....	48
2.8	Ecuaciones gobernantes	49
2.8.1	Ecuación de conservación de masa	50
2.8.2	Ecuación de conservación de cantidad de movimiento	51
2.8.3	Ecuación de conservación de la energía.....	52
2.9	Mecanismos de transferencia de calor	53
3.	MODELO FÍSICO Y MATEMÁTICO	55
3.1	Modelo Físico	55
3.2	Modelo matemático	57
3.3	Modelo de la pared semitransparente (Vidrio)	58
3.4	Modelo convectivo (Canal).....	60
3.5	Modelo Matemático del PCM.....	61
3.6	Modelo Radiativo	63
4.	METODOLOGÍA.....	64
4.1	Método de Volumen Finito (M.V.F)	65

4.2	Ecuación generalizada convección-difusión.....	67
4.3	Discretización de la Ecuación generalizada convección difusión	68
4.3.1	Termino temporal y convectivo.....	71
4.3.2	Algoritmo de acoplamiento	75
4.4	Método de Radiosidad-Irradiancia (RIM)	82
4.5	Solución de las ecuaciones algebraicas.....	82
4.6	Criterio de convergencia	83
5.	VERIFICACIÓN E INDEPENDENCIA DE MALLA TEMPORAL Y ESPACIAL .	85
5.1	Transferencia de calor en un PCM.....	85
5.2	Independencia temporal y espacial	91
6.	RESULTADOS	95
6.1	Parámetros de estudio	95
6.2	Evaluación térmica	98
6.2.1	Temperatura promedio de la placa absorbadora (Día Cálido).....	98
6.2.2	Temperatura de la placa absorbadora (Día frío).....	102
6.2.3	Fracción líquida promedio (día Cálido).....	106
6.2.4	Fracción líquida día frío	110
6.2.5	Flujo másico día cálido.....	112
6.2.6	Flujo másico día frío.....	114
6.3	Evaluación anual.....	116
6.3.1	Temperaturas promedio.....	116
6.3.1	Fracción líquida promedio.....	122
6.3.2	Flujo másico promedio.	127
6.3.3	Cambios de aire por hora.....	130
7.	CONCLUSIONES.....	134

8.	REFERENCIAS	137
9.	ANEXOS	149
9.1	Publicaciones	149
9.2	Estancia	151

Lista de Figuras

Figura 1.1	Chimenea solar: a) unida a la fachada [5, 6] b) unida al techo [5, 7].	2
Figura 1.2	Clasificación de la revisión bibliográfica.....	3
Figura 1.3	Bancos experimentales a) Chen et al. b) Y. Kaneko et al. c) M.M Villar Ramos et al	4
Figura 1.4	Línea del tiempo trabajos experimentales.....	5
Figura 1.5	Modelos esquemáticos de viviendas por [11].	6
Figura 1.6	Montaje experimental [7].....	7
Figura 1.7	Montaje experimental [39].....	15
Figura 2.1	Posibles métodos de almacenamiento de calor y frío [93].....	36
Figura 2.2	Almacenamiento de energía: calor sensible contra calor latente.	38
Figura 2.3	Funcionamiento de un PCM.....	39
Figura 2.4	Diferentes métodos para la medición de las propiedades térmicas de los PCM's.	41
Figura 2.5	Clasificación de los PCM (imagen tomada [4]).....	43
Figura 2.6	Métodos de incorporación.....	46
Figura 3.1	Modelo físico de la chimenea solar.....	56
Figura 3.2	Características geométricas del modelo físico.	57
Figura 3.3	Modelo físico hoja de vidrio.	58
Figura 3.4	Condiciones de frontera canal.	60
Figura 3.5	Condiciones de frontera PCM.....	62
Figura 4.1	Dominio computacional.....	66
Figura 4.2	Malla numérica de la chimenea solar.....	67

Figura 4.3 Volumen de control representativo.	69
Figura 4.4 Diagrama de flujo algoritmo SIMPLE.....	81
Figura 4.5 Diagrama de flujo código numérico.....	84
Figura 5.1 Modelo físico Solomon.	85
Figura 5.2 Comparación de la distribución de la temperatura obtenida por el presente estudio contra con la solución analítica de Solomon (1979) y el resultado numérico de Arici et al. (2018).	88
Figura 5.3 Condiciones de clima del día más cálido.	91
Figura 5.4 Malla numérica de la chimenea solar.....	92
Figura 6.1 Condiciones climáticas de Mérida, Yucatán (2018).	97
Figura 6.2 Variación de la temperatura en los distintos PCM.....	100
Figura 6.3 Variación de la temperatura en los diferentes espesores.....	101
Figura 6.4 Variación de la temperatura en los distintos PCM's.	104
Figura 6.5 Variación de la temperatura en los diferentes espesores día frío.	105
Figura 6.6 Variación de la fracción líquida con el aumento de espesor.	107
Figura 6.7 Variación de la fracción líquida en los diferentes PCM's.	108
Figura 6.8 Variación de la fracción líquida en el día frío.	111
Figura 6.9 Comportamiento del flujo másico en el día cálido.	113
Figura 6.10 Flujo másico día frío.	115
Figura 6.11 Variación de la temperatura en el primer trimestre del año.	118
Figura 6.12 Variación de la temperatura en el segundo trimestre del año.	119
Figura 6.13 Evolución de la temperatura en el cuarto trimestre.....	120
Figura 6.14 Fracción líquida promedio.	124
Figura 6.15 Campo de la fracción líquida.	126
Figura 6.16 Flujo másico y Dif de temperatura.....	129
Figura 6.17 ACH en el año.....	133

Lista de Tablas

Tabla 1.1 Trabajos Experimentales bajo condiciones de reales.	8
Tabla 1.2 Estudios experimentales bajo condiciones controladas.....	10
Tabla 1.3 Trabajos Teóricos- Experimentales sin PCM.....	17
Tabla 1.4 Estudios transitorios sin PCM.	23
Tabla 1.5 Trabajos en estado transitorio (CFD).	31
Tabla 2.1 Características de un PCM.	42
Tabla 2.2 Comparación de diferentes tipos de PCMs.	43
Tabla 2.3 Formulaciones matemáticas para problemas con cambio de fase [101]	48
Tabla 4.1 Equivalencias de la ecuación generalizada convección-difusión.....	68
Tabla 4.2 Esquemas de interpolación.	74
Tabla 5.1 Propiedades termo físicas del PCM.....	85
Tabla 5.2 Resultados de comparación entre el presente estudio y la solución de referencia de Solomon, 1979 y Arici et al, 2018].	89
Tabla 5.3 Independencia Temporal.	93
Tabla 5.4 Independencia espacial.	94
Tabla 6.1 Propiedades termo físicas del vidrio.....	96
Tabla 6.2 Propiedades termo físicas PCM's..	96
Tabla 6.3 Temperatura máxima en el día cálido y frío.....	103
Tabla 6.4 Tiempo de fusión y solidificación en el día cálido y frío.	109
Tabla 6.5 Temperaturas máximas PCM.	121
Tabla 6.6 Tiempo de fusión y solidificación.	123
Tabla 6.7 Valores del flujo másico.....	128

Nomenclatura

Símbolo	Descripción	Unidades
a_E, a_W, a_N, a_S, a_P	Coefficientes de la ecuación discretizada	[–]
b	Término independiente de la ecuación discretizada	[–]
C_p	Calor específico	[J/kg°C]
D_e, D_w, D_n, D_s	Flujos difusivos	[Kg/m – s]
F_e, F_w, F_n, F_s	Flujos convectivos	[Kg/m ² – s]
dx	Diferencial en dirección x	[m]
dy	Diferencial en dirección y	[m]
H_x	Longitud del sistema en dirección x	[m]
H_y	Longitud del sistema en dirección y	[m]
G	Radiación solar	[W/m ²]
h_{ext}	Coefficiente de transferencia de calor al exterior	[W/m ² – K]
h_{int}	Coefficiente de transferencia de calor al interior	[W/m ² – K]
J_e, J_w, J_n, J_s	Flujos totales (convectivos+difusivos)	[–]
N_x	Número de nodos computacionales en la dirección x	[–]
N_y	Número de nodos computacionales en la dirección y	[–]
P	Presión	[Pa]
Pe	Número de Peclet	[–]
Pr	Número de Prandtl	[–]
q	Flujo de calor	[W/m ²]
R_ϕ^k	Residual global	[–]
S	Término fuente	[kg°C/m ³ s]
S_g	Coefficiente de extinción del vidrio	
T	Temperatura	[°C]
T_{ext}	Temperatura exterior	[°C]

T_{int}	Temperatura interior	[°C]
T_{amb}	Temperatura ambiente	[°C]
T_{PCM}	Temperatura del PCM	[°C]
T_g	Temperatura del vidrio	[°C]
t	tiempo	[s]
u	Velocidad en dirección x	[m/s]
v	Velocidad en dirección y	[m/s]
w	Velocidad en dirección z	[m/s]
x	Coordenada en dirección x	[m]
y	Coordenada en dirección y	[m]
z	Coordenada en dirección z	[m]

Símbolos griegos

Símbolo	Descripción	Unidades
α^*	Absortividad	[-]
α	Factor de relajación	[-]
β	Coefficiente de expansión	[-]
ε	Emisividad	[-]
δx	Distancia entre nodos computacionales en la dirección x	[m]
δy	Distancia entre nodos computacionales en la dirección y	[m]
Δx	Espesor del volumen de control en dirección x	[m]
Δy	Espesor del volumen de control en dirección y	[m]
θ	Función de atenuación del vidrio	[-]
Γ	Coefficiente de transporte difusivo	[m ² /s]
λ	Conductividad térmica	[W/m°C]
P	Densidad	[kg/m ³]

ρ^*	Reflectividad	[-]
ϕ	Variable incógnita	[°C]

Subíndices y superíndices

Símbolo	Descripción
e, E	Este
ent	entrante
i	Centro del volumen de control
n	Número de iteraciones
n, N	Norte
P	Central
s, S	Sur
sal	saliente
w, W	Oeste

Acrónimos

Siglas	Descripción
CFD	Dinámica de Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics, en inglés)
MVF	Método de Volumen Finito
VC	Volumen de control
LBL	Línea por línea
LBL_x	Línea por línea en dirección x
LBL_y	Línea por línea en dirección y
LBL_ADI	Línea por línea en direcciones alternantes
LGS_x	Línea en Gauss-Seidel en dirección x
LGS_y	Línea en Gauss-Seidel en dirección y
LGS_ADI	Línea en Gauss-Seidel en direcciones alternantes
PCM	Material de cambio de fase

Resumen

En este trabajo se realizó un estudio numérico en estado transitorio de la transferencia de calor conjugada, en un sistema solar pasivo de chimenea solar para ventilación natural de un solo canal de aire, con la inclusión de un material de cambio de fase. La chimenea solar se evaluó bajo las condiciones de clima cálido de Mérida, Yucatán, México. Como primera parte, se realizó un estudio paramétrico para obtener el material de cambio de fase más adecuado y su espesor óptimo. Para este estudio, se analizaron cuatro materiales de cambio de fase (Noctadecano, SP29EU, RT42 y Eicosano), estos materiales se eligieron con base a su punto de fusión y calor latente; los espesores analizados fueron 1, 2.5, 5, 7.5 y 10 mm. De acuerdo al estudio paramétrico, se concluyó que la configuración óptima del material de cambio de fase es de 7.5 mm de espesor y el PCM más adecuado es el Eicosano. Posteriormente, se modeló la chimenea solar durante todo un año; esta evaluación se realizó eligiendo el día más cálido y el más frío de cada mes como días representativos. Se encontró que para niveles bajo de radiación solar (400 W/m^2) el material de cambio de fase no hace un ciclo completo de cambio de fase. Sin embargo, la chimenea solar es capaz de ventilar hasta 2-6h después de la puesta de sol. Asimismo, se observó que la chimenea solar es capaz de cumplir con los requerimientos mínimos de ventilación establecidos en la norma ASHRAE 62.2 por un periodo promedio de 16h en los días cálidos y para los días fríos por un lapso promedio de 13.5h. De acuerdo con los resultados, es factible la inclusión de un material de cambio de fase como placa absorbadora en una chimenea solar para ventilación natural.

Abstract

In this work a transient numerical study of a conjugate heat transfer in a single channel solar chimney passive solar system for natural ventilation with a phase change material was done. The solar chimney was evaluated under warm climate conditions of Mérida, Yucatán, México. Firstly, a parametric study was performed in order to obtain the best phase change material and his optimal width. In the parametric study an analysis was carried out of four phase change materials (N,octadecano,SP29EU, RT42 & Eicosano) were chosen according with his melting point and latent heat. Also, five different thickness 1, 2.5 5,7.5&10 mm were analyzed. According with the results, the best configuration is with the Eicosane as phase change material with a 7.5 mm thickness. Subsequently, a thermal evaluation was performed; the evaluation was conducted for the warmest day and coolest day of each month. The results showed that for a low solar radiation the phase change material is not melted. However, the solar chimney extends the ventilation period after the sunset up to 2-6h. Furthermore, the solar chimney meets with the minimum ventilation requirements established in the ASHRAE 62.2 standard for an avarage period of 16h in the warmest day and 13.5h for the coolest day. According with the results, it is feasible the implementation of a phase change material as absorber on a solar chimney for natural ventilation.

1. INTRODUCCIÓN

Como sabemos, el sector residencial es un gran consumidor de energía siendo responsable del 40% del consumo energético y responsable del 30% de las emisiones contaminantes al ambiente de CO₂, los cuales, se pronostican que se incrementaran un 50% para el 2050 [1, 2]. Este consumo de energía, se debe principalmente por el uso de sistemas convencionales de ventilación o climatización. De acuerdo con el Balance Nacional de Energía 2017, en México, el consumo energético del 17.2% del consumo final total es para el sector residencial, comercial y público [3]. Dicha cifra, es resultado del uso de sistemas mecánicos de ventilación en el 45% de las viviendas del país; en conjunto con poco más del 20% de viviendas que cuentan con sistemas de aire acondicionado [4].

Esta problemática ambiental y de consumo energético, ha atraído la atención e interés de investigadores e ingenieros en la arquitectura bioclimática para disminuir los impactos ambientales e intentar reducir el consumo de energía, de tal forma, la arquitectura está experimentando una revolución en cuanto al desarrollo de fachadas o sistemas que ayuden en los procesos de calentamiento, ventilación, aislamiento térmico, sombreado, etc. Dentro de estos sistemas encontramos a los llamados “Sistemas Solares Pasivos” como el muro Trombe, la chimenea solar, las torres de viento, las ventanas dobles, etc. Dentro de los sistemas solares pasivos, se encuentran los sistemas naturales de ventilación en edificaciones. Estos han sido estudiados ampliamente en los últimos años debido a la aplicación directa en edificaciones para el ahorro de energía.

La ventilación natural se puede dar por medios naturales, como la velocidad del viento y fuerzas de flotación. Dentro de estos sistemas se encuentra la chimenea solar, la cual se define como una cavidad alargada ventilada que generalmente se ubica en la parte más soleada de una edificación y está unida a la fachada o al techo del edificio conectados entre sí por un espacio interno (orificio de ventilación) ver Figura 1.1.

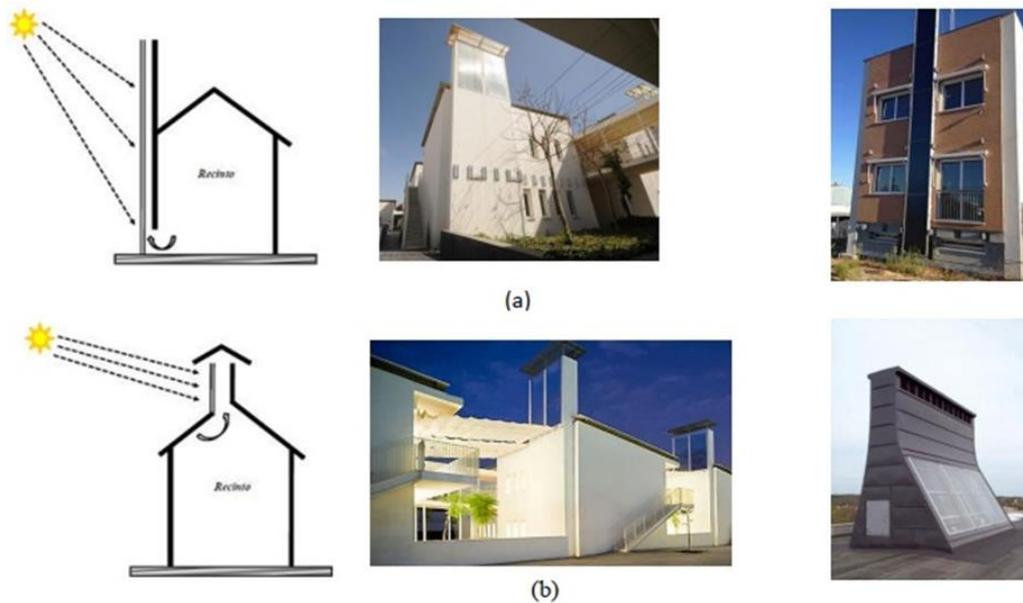


Figura 1.1 Chimenea solar: a) unida a la fachada [5, 6] b) unida al techo [5, 7].

Podemos clasificar a las chimeneas solares de la siguiente manera: chimenea de uso diurno y chimenea de uso nocturno. Las chimeneas solares de ventilación diurna hacen uso de una superficie absorbadora de baja capacidad calorífica. Este tipo de chimeneas se caracterizan por producir una ventilación natural acorde con la radiación solar absorbida, esto es, en cuanto mayor radiación solar mayor ventilación. Las chimeneas solares de ventilación nocturna (con inercia térmica) están caracterizadas por tener superficies absorbadoras de alta capacidad calorífica, de manera que acumulan calor durante las horas de radiación solar, y durante la noche disipan esa energía acumulada produciendo ventilación nocturna. La ventilación también se produce durante el día, pero no de forma tan eficiente como en el caso de las chimeneas solares de ventilación diurna.

Por otro lado, aparte del uso de la chimenea solar para ventilación natural en el ahorro energético en edificaciones, una tendencia que se tiene es el uso de materiales de cambio de fase (PCM por sus siglas en inglés) debido a que se mejora el aprovechamiento de la energía solar que incide sobre las edificaciones y en los sistemas pasivos, dando como resultado en una reducción en el consumo de energía en las edificaciones. Por lo tanto, en este proyecto de tesis se pretende evaluar teóricamente el comportamiento térmico de una chimenea solar con la incorporación de un material de cambio de fase bajo condiciones climáticas de la República Mexicana.

1.1 Estado del arte

El concepto de chimenea solar no es nuevo y ha sido ampliamente estudiado, debido a su gran potencial para reducir el consumo de energía en edificaciones [8, 9, 10, 11]. Estos estudios, han sido experimentales, teóricos-experimentales o numéricos. Dentro de la literatura encontramos que el primer trabajo reportado es el de Barra y Carratelli 1979 [12] quienes analizaron el desempeño térmico de la chimenea solar mediante un estudio teórico. Otro trabajo pionero, es el de Bouchair y Fitzgerald 1988 [13] quienes determinaron la orientación óptima de la chimenea solar para una latitud de 33°.

Con el fin de aunar más sobre el tema, en esta sección se presenta una revisión bibliográfica, es decir, se presenta el estado del arte de la chimenea solar, la cual se clasificó como se muestra en la Figura 1.2

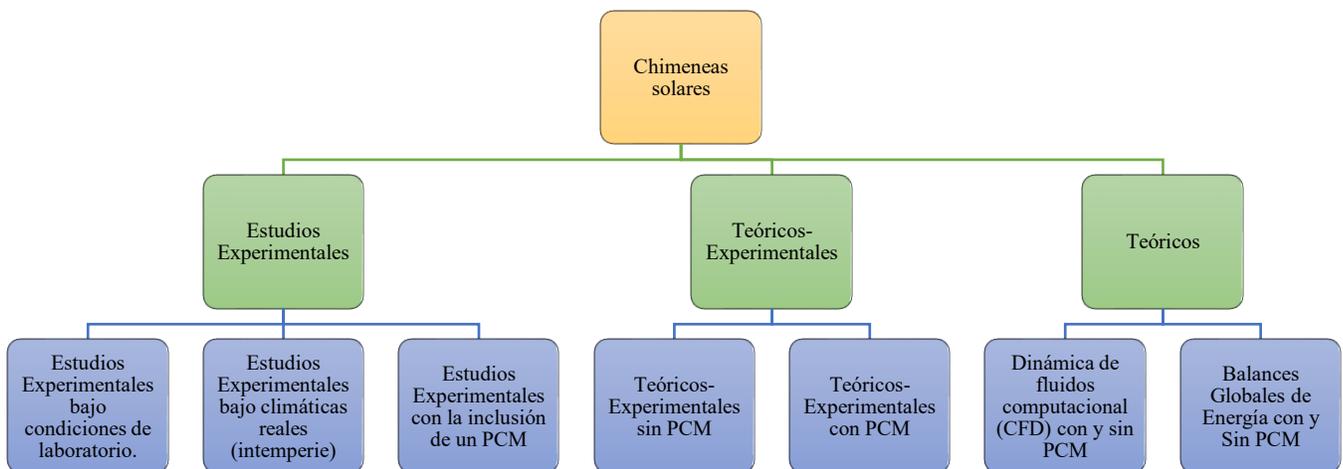


Figura 1.2 Clasificación de la revisión bibliográfica.

1.2 Trabajos experimentales

Dentro de los estudios experimentales, encontramos diversos trabajos en donde se analiza el desempeño térmico de la chimenea solar al variar sus parámetros geométricos (factores de diseño), tales como: su altura, su ancho, su espaciado entre la pared semitransparente y placa absorbedora, su ángulo de inclinación, entre otros. En la Figura 1.3 se presentan bancos experimentales típicos de una chimenea solar.

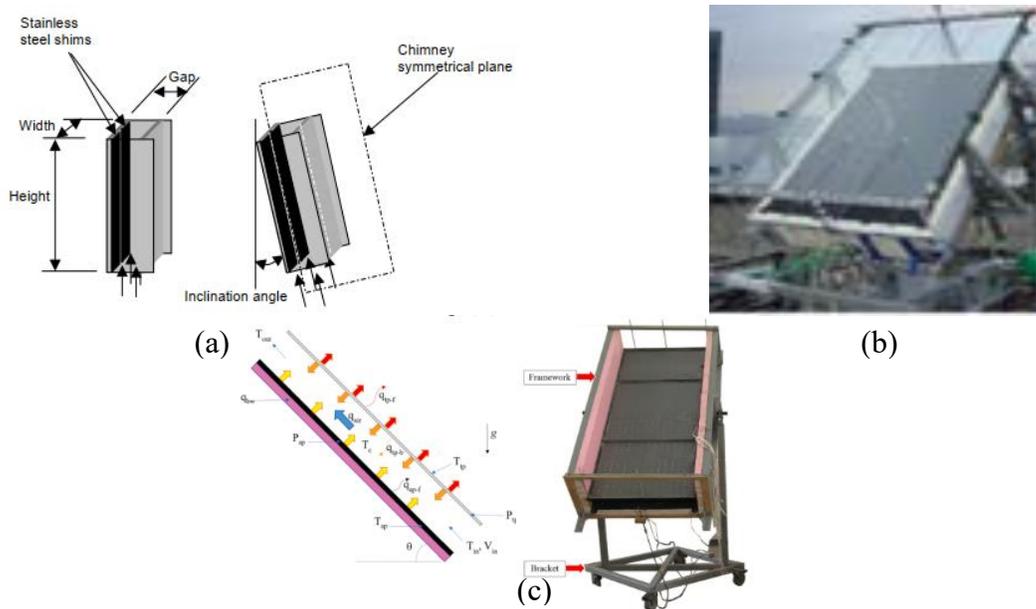


Figura 1.3 Bancos experimentales a) Chen et al. [22] b) Y. Kaneko et al. [31] c) M.M Villar Ramos et al. [28]

Siguiendo en la misma línea, los trabajos experimentales no se limitan únicamente al análisis de los factores de diseño. También hay estudios en donde se analiza a la chimenea solar como componente o adosada a un recinto, ya sea bajo condiciones de laboratorio o bajo condiciones reales (climatológicas). Para tener un campo más amplio con respecto a los trabajos experimentales a continuación se presenta una línea del tiempo de estos estudios. Con el fin de tener una clasificación práctica y sencilla de los trabajos experimentales, estos se clasificaron de la siguiente manera:

- 1.- Trabajos bajo condiciones climáticas reales
- 2.- Trabajos bajo condiciones controladas o de laboratorio.
- 3.-* Trabajos experimentales con la incorporación de PCM's.

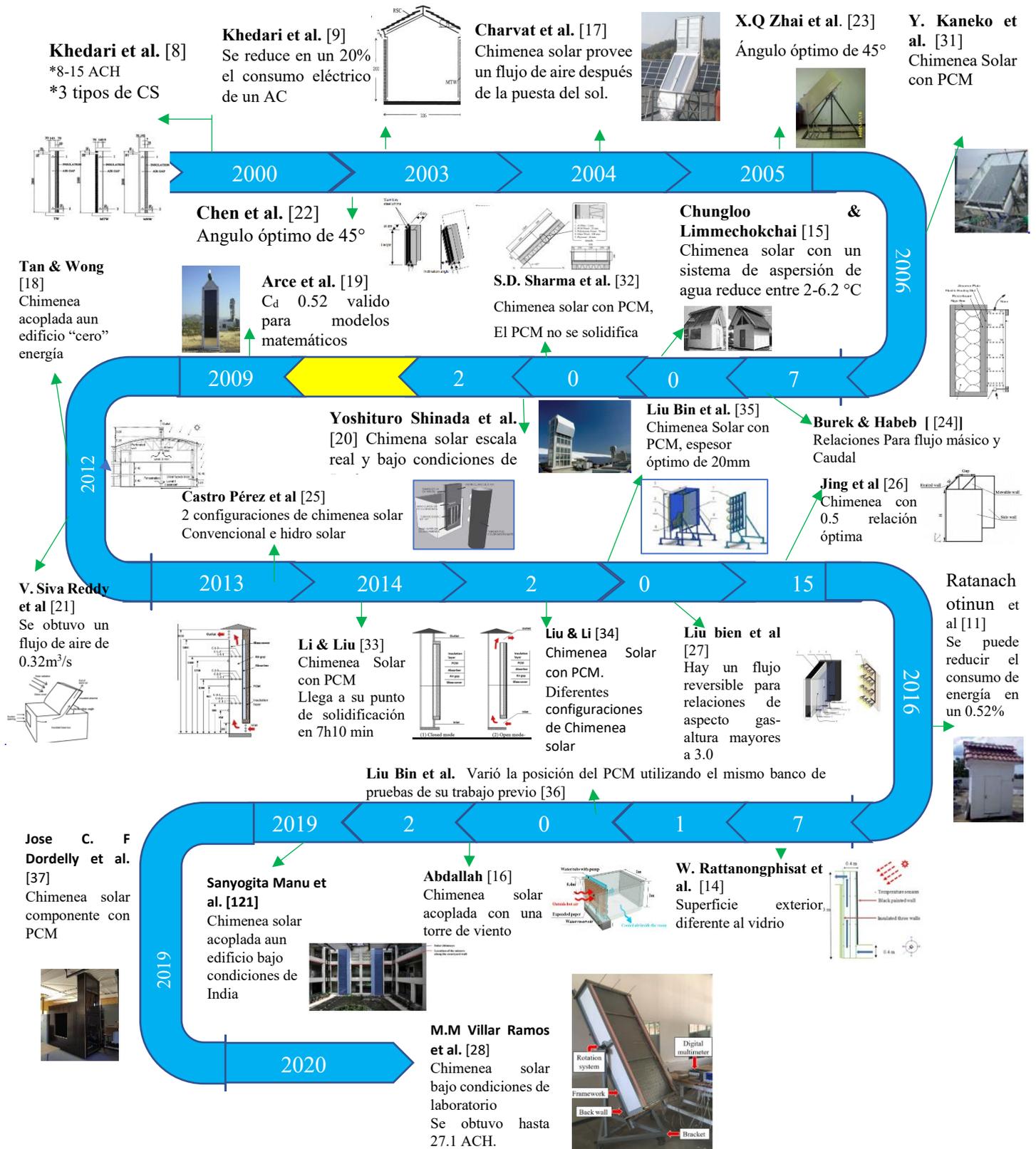


Figura 1.4 Línea del tiempo trabajos experimentales.

1.2.1 Estudios experimentales bajo condiciones climáticas reales

Uno de los trabajos más completos dentro de la primera clasificación, es el reportado por Ratanachotinun et al [11]. Quienes evaluaron tres escenarios (ver Figura 1.5) bajo condiciones climáticas de Tailandia, los escenarios evaluados fueron: 1) casa convencional (GH), 2) casa construida con materiales de ahorro de energía (EGH), 3) casa con la inclusión de una chimenea solar (SCH). Posterior a este análisis, los autores proponen un prototipo de vivienda con chimenea solar, este prototipo de vivienda puede reducir de un 0.26% hasta 0.52% el consumo de energía. El tiempo de recuperación para construir una vivienda de este tipo es de 35 a 71 meses.

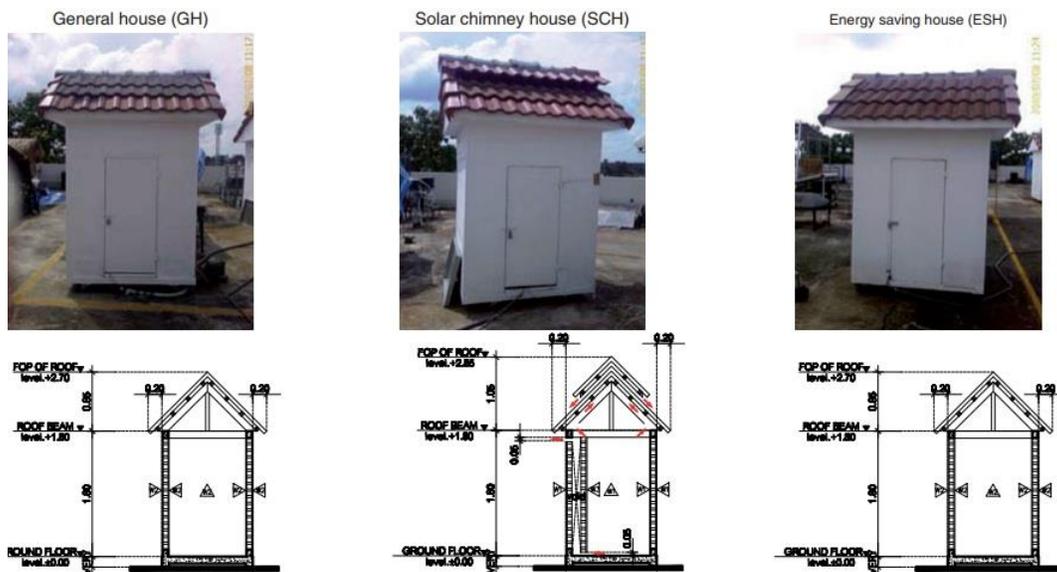


Figura 1.5 Modelos esquemáticos de viviendas por [11].

Como se mencionó anteriormente, la chimenea solar se compone de una cubierta de vidrio y una placa absorbidora entre las cuales se forma un espacio de aire. Tomando en cuenta lo anterior y con el fin de maximizar el desempeño de la chimenea solar Rattanongphisat et al. [14] presentó un estudio experimental de una chimenea solar en donde la cubierta (exterior) expuesta a la radiación solar fue pintada de color negro en lugar de ser una superficie semitransparente (hoja de vidrio) como en la mayoría de las chimeneas solares. Su montaje experimental fue a escala completa bajo condiciones climáticas de Phitsanulok Tailandia (ver Figura 1.6). De acuerdo a sus resultados, los mayores gradientes de temperatura y velocidad se encuentran en la región cercana a la superficie pintada de color negro.

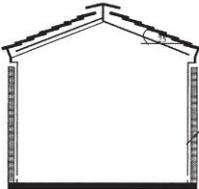
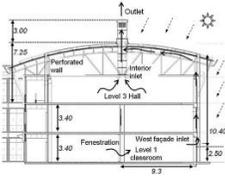


Figura 1.6 Montaje experimental [7].

Un trabajo más, bajo condiciones climáticas de Tailandia, es el trabajo reportado por Chungloo et al. [15] quienes analizaron el efecto que se tiene en una habitación al combinar dos sistemas (humidificador y chimenea solar) con respecto a una habitación de referencia con solo la chimenea solar. El humidificador se orientó hacia el norte mientras que la chimenea solar se orientó al sur. De acuerdo a los resultados experimentales, los autores observaron que la combinación de ambos sistemas reduce 2-6.2°C la temperatura al interior de la habitación respecto a la temperatura ambiente. Mientras que la habitación de referencia reduce 1.4-3°C.

Otro trabajo que analiza a la chimenea solar con la combinación de otro sistema pasivo es el trabajo llevado por Abdallah [16] quien realizó un estudio experimental de una chimenea solar y una torre de viento (SCPC) acoplados a una habitación. Cabe mencionar que el autor integró una técnica de enfriamiento pasivo dentro de la torre de viento, la cual consistió en la inclusión de un papel expandido (almohadilla húmeda) en donde se instaló un tubo de agua en la parte superior de este. Los resultados muestran que el sistema SCPC logra condiciones de confort y ayuda a mejorar la calidad del aire al interior de la habitación. De acuerdo a sus resultados se tiene una reducción significativa de la temperatura interior de la habitación entre 6 y 7 K con el sistema integrado SCPC. El autor concluye que el desarrollo de este nuevo sistema ayudará a desarrollar estrategias de construcción para casas de bajo consumo energético en Egipto. En la Tabla 1.1 se presentan de manera resumida otros trabajos que se han llevado bajo condiciones climáticas reales.

Tabla 1.1 Trabajos Experimentales bajo condiciones de reales.

Autor	Montaje Experimental	Descripción y Resultados
<p>Khedarí et al. [8] [9]</p> 		<p>*Escala real, con orientación hacia el Sur. *Diferentes configuraciones de chimenea solar * Uso nocturno (placa absorbadora térmicamente pesada) * Salón de clase de 25 m³</p> <p>La chimenea propicia una temperatura al interior del recinto muy cercana a la del ambiente generando un confort térmico. Se generaron de 8 a 15 cambios de aire por hora. Por otra parte, se puede reducir entre un 10-20% el consumo eléctrico de un sistema de aire acondicionado.</p>
<p>Charvat et al. [17]</p> 		<p>*Escala real, bajo condiciones de la república Checa con orientación hacia el Sur *2 tipos de chimenea (diurno- placa metálica, nocturno-placa de concreto) *Ángulo de inclinación 30°</p> <p>La temperatura máxima en la placa metálica fue de 80°C mientras que para la placa de concreto fue de 60°C con una radiación solar de 800 y 625W/m² respectivamente. Los autores observaron que la temperatura de la chimenea solar de uso nocturno se mantiene después de la puesta del sol generando así un flujo de aire por más tiempo, lo cual alarga el funcionamiento de operación de la chimenea.</p>
<p>Tang & Wong [18]</p> 		<p>*Escala real, bajo condiciones climáticas de Singapur, la chimenea se orientó hacia el Oeste, La chimenea se acoplo aún edificio sustentable. *Chimenea de uso diurno (placa absorbadora de aluminio) * Se analizó para días cálidos y fríos.</p> <p>Los autores observaron una diferencia de temperatura entre la entrada y salida de la chimenea de 17°C, esto demuestra su operabilidad.</p>
<p>Arce et al. [19]</p> 		<p>*Escala real, chimenea solar como componente, bajo condiciones climáticas del mediterráneo *Chimenea solar de uso nocturno.</p> <p>Los autores obtuvieron un promedio de 177m³/h de la razón de flujo de aire. A partir de los resultados experimentales, se determinó un coeficiente de descarga de 0.52, el cual puede ser usado para determinar el flujo másico en modelos teóricos.</p>
<p>Yoshiteru Shinada et al. [20]</p> 		<p>*Muestran los resultados de 4 años de mediciones *Chimenea solar acoplada con un pozo subterráneo a un edificio de la universidad de Kitakyushu, Japón.</p> <p>Los autores observaron que la ventilación que brinda la chimenea solar mejora conforme pasa el tiempo.</p>
<p>V. S Reddy et al [21].</p> 		<p>Diferentes ángulos de inclinación y espaciamiento entre placas bajo condiciones climáticas de la India.</p> <p>Encontraron que el máximo flujo de aire se obtiene cuando la radiación es alta. El ángulo de inclinación óptimo es de 50°</p>

1.2.2 Estudios experimentales bajo condiciones de laboratorio.

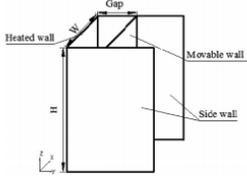
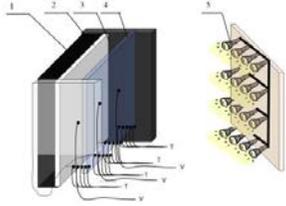
La mayoría de los trabajos experimentales bajo condiciones controladas analizan a la chimenea solar como componente. En esta línea, Chen et al. [22] llevaron a cabo un análisis bajo condiciones de laboratorio a escala real de una chimenea solar de uso diurno. Para simular la radiación solar se impuso un flujo de calor uniforme a una de sus paredes. Los autores variaron la relación de aspecto entre el espaciamiento (entre placas) y la altura de 1:15 hasta 2:5, así como el ángulo de inclinación de la chimenea solar, encontrándose que se obtiene un flujo máximo con una chimenea solar de 1.5m de altura, con un espaciamiento entre placas de 0.2m y un ángulo de inclinación de 45°. Este flujo de aire es un 45% mayor respecto a una chimenea solar vertical con las mismas características geométricas (espaciamiento-altura).

Posteriormente, al igual que Chen et al. Zhai et al. [23] analizaron bajo condiciones de laboratorio el desempeño de un colector solar de aire (SAC) variando su ángulo de inclinación, así como el espaciamiento de aire. El SAC se estudió en dos modos de operación: a) Calentamiento y b) Ventilación. Se observó que se tiene un buen desempeño del SAC con un ángulo de inclinación de 45°, también encontraron que la longitud apropiada del canal es de 1m ya que después de esta longitud el calor obtenido y la tasa de ventilación no cambia drásticamente. Con el propósito de caracterizar sistemas de termosifón como muros Trombe y/o chimeneas solares, Burek & Habeb [24] realizaron la evaluación térmica a escala y bajo condiciones controladas de un colector solar de 1 m². Con base a la evaluación térmica, los autores obtuvieron correlaciones adimensionales para la eficiencia y flujo másico.

Por otra parte, Castro Pérez et al. [25] evaluaron el desempeño de una chimenea solar convencional y una chimenea solar con la inclusión a la placa absorbadora de una parrilla formada por ductos de cobre con agua al interior; a esta variante los autores le denominaron chimenea Hidro-Solar; ambas chimeneas fueron sujetas a condiciones controladas con absorbadores térmicamente ligeros, acopladas a un recinto a través de modelos a escala. De acuerdo a los resultados obtenidos por los autores se observó que la nueva configuración de chimenea solar no genera un gran impacto sobre la ventilación del recinto respecto a la chimenea solar convencional. No obstante, los autores hacen hincapié en que se necesita un mayor análisis en los ductos de cobre, así mismo, los autores concluyen que esta propuesta

puede ser combinada con otros sistemas pasivos, tal como el techo escudo. A continuación, en la Tabla 1.2 se presentan trabajos experimentales bajo condiciones de laboratorio.

Tabla 1.2 Estudios experimentales bajo condiciones controladas.

<p>Haiwei Jing et al. [26]</p> 		<p>*Analizaron una chimenea solar con suministrando un flux de calor constante en la pared absorbente. * Variaron el espesor y la altura del canal.</p> <p>Encontraron que las relaciones existentes en la literatura sobre predicen el comportamiento de la chimenea solar con las mismas características de su montaje experimental.</p>
<p>Bin Liu et al. [27]</p> 		<p>Analizaron una chimenea solar de pared doble híbrida bajo diferentes flujos de energía y espaciamento entre placas. Encontraron que una relación de aspecto entre el espaciamento y la altura mayor a 0.3 puede generar un flujo inverso en la chimenea.</p>
<p>M.M Villar- Ramos et al. [28]</p> 		<p>Realizaron un estudio muy similar al de Che et al. Obtuvieron una diferencia máxima de temperatura con un ángulo de inclinación de 15°. Los autores concluyen que la chimenea solar puede ser utilizada como un sistema de ventilación pasivo.</p>

1.2.3 Estudios experimentales con PCM.

Hasta el momento, la placa absorbadora de los estudios experimentales descritos anteriormente, han sido placas convencionales, es decir, placas térmicamente ligeras, a este tipo de chimeneas se les conoce como chimeneas de uso diurno ya que su tiempo de operación está limitado al horario en el que la radiación solar está presente. Sin embargo, para sobrellevar esta limitante se puede emplear una placa térmicamente pesada, esta última, hecha principalmente de hormigón (chimenea de uso nocturno). El propósito de utilizar placas térmicamente pesadas es con el fin de almacenar la mayor cantidad de energía solar

para aprovecharla cuando no se tenga la irradiación solar. Esto se traduce en un mayor tiempo de operación de la chimenea solar, es decir, la placa absorbedora fungirá como fuente después de la puesta del sol.

Por otro lado, con el fin de mejorar y alargar el tiempo de operación de la chimenea solar, se han propuesto nuevas estrategias con el propósito de aprovechar la mayor cantidad de energía posible, una de estas estrategias es el diseño de doble canal de aire en una chimenea diurna, la cual permitirá beneficiarse de la energía solar en un mayor lapso. (Tlatelpa 2011 [29], Zavala-Guillén 2016 [30]). Otra manera de mejorar el desempeño de la chimenea solar, es mediante el almacenamiento de energía por medio de un proceso de cambio de fase, el almacenamiento de energía mediante un proceso de cambio de fase es de gran interés debido a su amplia gama de aplicaciones. La clasificación de los sistemas de almacenamiento de energía se puede clasificar de acuerdo con la manera de almacenar el calor: calor sensible, calor latente y calor termoquímico.

Hablando en específico del almacenamiento térmico de energía por medio del calor latente, encontramos que los materiales usados para este fin son llamados materiales de cambio de fase o PCM (por sus siglas en inglés Phase Change Material), un PCM utiliza el calor latente de cambio de fase en un rango específico de temperaturas. Los materiales típicos son parafinas wax, sales hidratadas y ciertos polímeros; hoy en día los materiales de cambio de fase se encuentran en diferentes presentaciones, esta diversidad de variedad permite su integración en materiales de construcción, envolventes de edificaciones, sombreadores entre otros sistemas como muros Trombe, paneles fotovoltaicos, chimeneas solares, etc.

Dentro del estado del arte de la chimenea solar para ventilación natural, solo algunos estudios reportan la incorporación de un PCM al sistema pasivo chimenea solar. En este sentido, los trabajos experimentales con la incorporación de un PCM, se describen a continuación.

Kaneko et al [31]. Analizaron de manera experimental a la chimenea solar como componente bajo condiciones climáticas de Osaka, Japón. Los resultados mostraron que se puede prolongar la ventilación natural por la noche, siempre y cuando el PCM llegue a su punto de solidificación durante el día, ya que a niveles bajos de radiación solar ($G=325 \text{ W/m}^2$) el PCM no llega a su punto de solidificación, es decir, no cambia de fase. En esta misma línea de investigación, se encuentran los resultados experimentales reportados por Sharma et al. [32]

donde obtuvieron un flujo volumétrico constante de $155 \text{ m}^3/\text{h}$ durante el periodo de radiación solar y después de la puesta del sol, estos resultados se obtuvieron con una chimenea solar a 45° de inclinación con una separación entre placas de 0.2m .

Por otro lado, los resultados de Li & Liu [33], reportan flujos máxicos de 0.04 , 0.039 y 0.038 kg/s para flujos de calor de 700 , 600 y 500 W/m^2 respectivamente. Asimismo, reportan que el PCM llega a su punto de fusión con un flujo de energía de 700 W/m^2 en un lapso de $7\text{h } 10 \text{ min}$, sin embargo, en el mismo tiempo el PCM bajo los otros flujos de energía no llega a su punto de fusión. Los autores señalan que debido a la transferencia de calor que se tiene en el PCM se debe analizar el sistema con flujos de calor bajos.

Para obtener más información Liu & Li [34] llevaron a cabo dos estudios experimentales, el primero sin PCM y el segundo con PCM este último bajo tres diferentes modos de operación de la chimenea solar: “modo de carga totalmente cerrado”, “modo de carga parcialmente abierto” y “modo de carga totalmente abierto”. Los autores observaron que los valores de flujo máxico no distan demasiado a los obtenidos en su estudio previo [33], así mismo, observaron que la inclusión de un PCM en la chimenea solar reduce el flujo máxico durante el periodo de carga (almacenamiento), sin embargo, aumenta durante el periodo de descarga (liberación de energía almacenada), esto en comparación con la chimenea solar sin PCM.

El desempeño térmico de la chimenea solar se ve con la inclusión de un PCM, sin embargo, otro parámetro importante a tomar en cuenta es el espesor del PCM, de acuerdo a Liu Bin et al. [35] un espesor de 20 mm es el espesor óptimo para una chimenea con las mismas características a la de su estudio, generando una velocidad promedio a la salida de la chimenea de 0.25 m/s y un flujo máxico de 0.095 kg/s . Sin embargo, este valor óptimo es relativo, ya que no se tiene una diferencia significativa respecto con los valores obtenidos con el espesor mínimo (10mm), de igual manera hay que tomar en cuenta que el costo que conlleva tener una chimenea solar con una capa de PCM de 20mm respecto a una con un espesor de 10mm . Más tarde, Liu Bin et al. [36] complementaron su estudio previo variando la posición del PCM, encontrando que posicionando el PCM enfrente del absorbedor se tienen gradientes mayores de temperatura y velocidad en el periodo de almacenamiento. Un estudio más reciente muestra que la integración de un PCM provee una buena ventilación durante el periodo de almacenamiento y decrece muy poco durante el periodo de liberación,

asimismo, muestran que los paneles de aluminio del PCM RT44 son una buena opción, ya que, mejora el desempeño de la chimenea solar en la ausencia de radiación solar [37].

Como se mencionó anteriormente se han propuesto nuevas alternativas para prolongar el tiempo de operación de la chimenea solar. Una de estas, es la incorporación de un material de cambio de fase. Sin embargo, lograr una buena transferencia de calor entre el material de almacenamiento de energía y el aire sigue siendo un desafío, debido a las propiedades termofísicas del PCM ya que puede darse un auto aislamiento a causa de la baja conductividad térmica que estos materiales presentan. Con el fin de mejorar la transferencia de calor en un PCM se han realizado varios estudios para mejorar la transferencia de calor mediante el uso de potenciadores de la conductividad térmica (TCE's). No obstante, ningún estudio proporciona un análisis exhaustivo sobre sus características complejas y no estacionarias de transferencia de calor [30].

En atención a esta problemática, Li et al. [38] desarrollaron un estudio de la transferencia de calor durante el proceso de fusión y solidificación en un material de cambio de fase con la inclusión de mejoradores de conductividad térmica (TCEs). Este estudio lo realizaron con el fin de aplicar los TCEs en el sistema pasivo chimenea solar. Los autores compararon 4 tipos de TCEs nombrándolos de la siguiente manera: aleta vertical (VF), aleta horizontal (HF), estructura tipo colmena (HCS) y estructura de celdas cuadradas (SCS) y tomaron como referencia un PCM sin TCEs. El montaje experimental fue bajo condiciones de laboratorio. De acuerdo a los resultados, los autores observaron que los TCEs VF, HF, HCS Y SCS reducen el tiempo en que el PCM llega a su punto de fusión respecto a un PCM sin TCEs en un 8, 12, 14.5 y 16% respectivamente, también encontraron que el VF y HF a pesar de tener la misma fracción de volumen la transferencia de calor durante el proceso de fusión dentro del PCM es distinta, probando que la geometría y distribución de las aletas son muy importantes para la mejora de la transferencia de calor. Los autores concluyen que la inclusión de TCEs puede hacer más eficiente la transferencia de calor en el sistema pasivo chimenea solar.

- **Aspectos interesantes:**

Los trabajos experimentales nos dan información invaluable sobre el desempeño real de la chimenea solar bajo ciertas condiciones específicas. De acuerdo a estos trabajos, se observó

que los parámetros geométricos juegan un rol importante a la hora de dimensionar una chimenea solar, los cuales van de la mano con dimensiones de la fachada a ventilar. Por lo tanto, de acuerdo a los resultados obtenidos por estos estudios, se puede resaltar lo siguiente:

- El prototipo de vivienda con chimenea solar puede reducir un 0.26 hasta 0.52% el consumo de energía y el tiempo de recuperación para construir una vivienda de este tipo toma de 35 a 71 meses, **Ratanachotinun et al.** [11]
- Se pueden generar de 8 a 15 cambios de aire por hora y se puede reducir entre un 10-20% el consumo eléctrico de un sistema de aire acondicionado **Khedari et al.** [8, 9]
- Para modelos teóricos que hagan uso de la técnica de balances globales de energía se puede utilizar un coeficiente de descarga de 0.52 para determinar el flujo másico **Arce et al.** [19]
- Una configuración geométrica óptima de la chimenea solar de acuerdo a **Chen et al.** [22] es de 1.5m de altura, un espaciamiento entre placas de 0.2m, y con un ángulo de inclinación de 45°. Por otro lado, **Zhai et al.** [23] también encontraron un ángulo de inclinación óptimo de 45°.
- Se puede prolongar la ventilación natural por la noche, siempre y cuando el PCM llegue a su punto de solidificación durante el día ya que a bajos niveles de radiación solar ($G=325 \text{ W/m}^2$) el PCM no llega a su punto de solidificación. **Kaneko et al.** [31]
- Debido a la transferencia de calor que se tiene en el PCM se debe analizar el sistema con flujos de calor bajos **Li & Liu.** [33]
- **Liu Bin et al.** [35] encontraron un espesor óptimo de 20mm para el PCM.
- La mayoría de los estudios bajo condiciones climáticas reales la chimenea solar se orienta hacia el sur.
- Se observó que la temperatura en la placa absorbidora de la chimenea solar de uso diurno decrece conforme disminuye la radiación solar caso contrario a la chimenea solar de uso nocturno, en donde la temperatura de la placa absorbidora se mantiene después de la puesta del sol.
- La mayoría de los estudios que analizan a la chimenea solar de uso nocturno emplean como placa absorbidora un muro de concreto.
- La chimenea propicia una temperatura al interior del recinto muy cercana a la temperatura ambiente generando un confort térmico al interior.

- De 26 trabajos experimentales presentados en la revisión solo 6 han analizado a la chimenea solar con la inclusión de un PCM.
- El ángulo óptimo de inclinación en varios montajes experimentales resultó ser de 45°.
- Para bajos flujos de energía el PCM no llega a su punto de solidificación.

1.2.4 Estudios Teóricos-Experimentales con PCM

La principal fuente motriz de la chimenea solar es la radiación solar, por lo que resulta fácil inferir que a falta de esta fuente de energía la chimenea solar no estará en operación y conforme la radiación solar va disminuyendo la eficiencia térmica de la chimenea solar mostrará la misma tendencia. Por lo tanto, para sobrellevar estos inconvenientes se sugiere la incorporación de un PCM como placa absorbedora. Sin embargo, muy pocos estudios reportan la inclusión de un material de cambio de fase en una chimenea solar. Uno de ellos, es el trabajo de Amori & Mohammed [39] que estudiaron numéricamente y experimentalmente la transferencia de calor y flujo de fluido en una chimenea solar bajo condiciones de clima de Iraq.

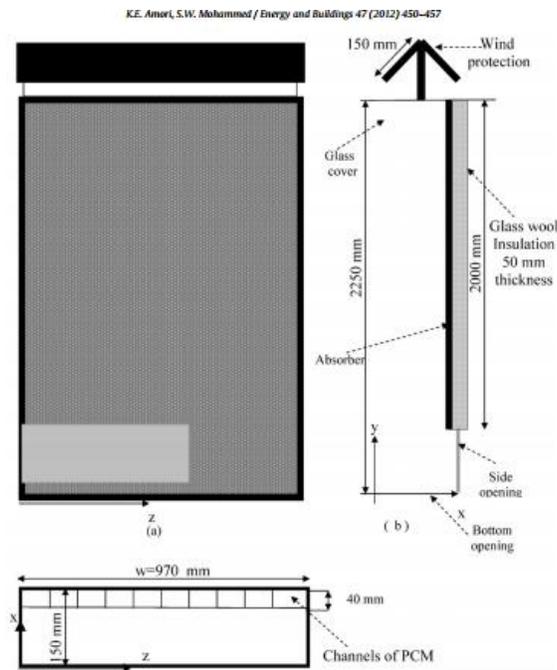


Figura 1.7 Montaje experimental [39].

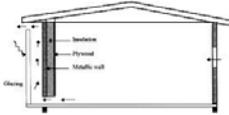
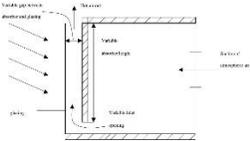
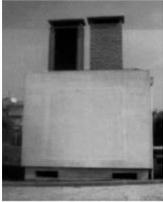
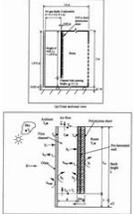
El experimento se realizó a escala completa, la simulación numérica se llevó a cabo con ayuda del software comercial FLUENT. Los autores observaron que la temperatura de la placa absorbidora con la inclusión de un material de cambio de fase alcanza una temperatura mayor a la de su punto de fusión en un periodo de 6h. Así mismo, observaron que el mejor comportamiento térmico de la chimenea solar es cuando la entrada de aire es por un costado. Por otro lado, el material de cambio de fase extiende el periodo de ventilación 5h después de la puesta de sol, cuantitativamente la energía almacenada fue de 5,016W de 8:00 a 13:00 y la energía liberada fue de 4954.4W de 13:00 a 22:00.

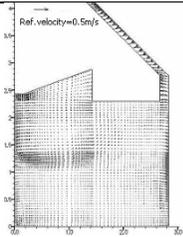
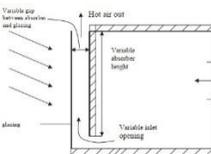
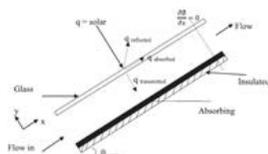
Para obtener más información acerca de la inclusión de un PCM en una chimenea solar Li & Liu [40] analizaron el efecto del flujo de calor en este tipo de sistemas. Para verificar su modelo llevaron a cabo la parte experimental, montando el mismo banco de pruebas que en sus trabajos previos [34] [33], los autores modelaron la chimenea solar mediante el método de balance global de energía, una aproximación de diferencias finitas para la parte temporal, y el método de CP efectivo para el análisis del material con cambio de fase. Sus resultados mostraron la gran dependencia del sistema a la radiación solar ya que para flujos inferiores a 500 W/m^2 el desempeño del sistema cae drásticamente, sin embargo, no hay mucha mejoría para flujos de calor mayores a 700 W/m^2 . Con el propósito de entender mejor lo que sucede en la chimenea solar al tener como absorbedor un PCM Li et al [41]. analizaron el efecto que se tiene al variar las propiedades termofísicas del PCM sobre la chimenea solar.

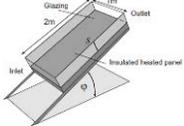
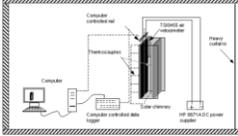
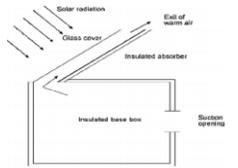
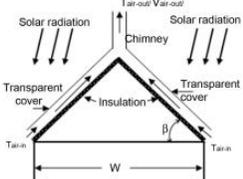
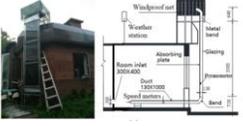
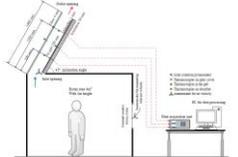
1.2.5 Estudios Teóricos Experimentales Sin PCM

Los trabajos teóricos experimentales descritos anteriormente son los únicos que analizan a la chimenea solar con la inclusión de un material de cambio de fase. Sin embargo, no son los únicos trabajos que analizan a la chimenea solar teórica y experimentalmente, en la Tabla 2.3 se presentan una serie de estudios teóricos experimentales sin la inclusión de un PCM.

Tabla 1.3 Trabajos Teóricos- Experimentales sin PCM.

Autor	Modelo esquemático	Modelo Matemático	Descripción y Resultados
<p>Hirunlab et al [42]</p> 		<p>*Balance global de energía. *Estado permanente. *406-535 W/m²</p>	<p>*Escala real, bajo condiciones climáticas de Tailandia. *Los autores variaron la altura de 1-2 m así como el espaciamiento entre placas. * Chimenea de uso diurno</p> <p>Se obtuvo una relación óptima de 2m de alto con un gap de 0.145m. y un flujo másico máximo de 0.02kg/s.</p>
<p>Mathur et al [43]</p> 		<p>*Balance global de energía. * Estado permanente *300-700 W/m²</p>	<p>*Escala real, Chimenea de corta longitud, 9 configuraciones de *Chimenea solar *Orientada hacia el Sur *Uso diurno, 27 m³</p> <p>La chimenea solar generó 5.6 ACH y un flujo de aire 55-150 m³/h.</p>
<p>Afonso & Oliveira [44]</p> 		<p>*Diferencias finitas *1D *Estado transitorio (solo la placa absorbadora)</p>	<p>*Escala real *Uso nocturno *Variación del espesor de la placa absorbadora</p> <p>Se obtuvo un flujo de aire máximo con un espesor de 10 cm. Así mismo, se encontró un espesor óptimo de aislamiento de 5cm y de no aislar la placa absorbadora la tasa de flujo de aire disminuye hasta en un 60 %.</p>
<p>Ong & Chow [45]</p> 		<p>*Balances globales de energía *Estado permanente</p>	<p>*Escala real, condiciones climáticas reales *variación del gap entre placas de 0.1-0.3m.</p> <p>Se encontró que un espaciamiento de 0.3m provee 56% más ventilación respecto a un espaciamiento de 0.1m. No hay recirculación de flujo en ninguno de los espaciamientos analizados.</p>

<p>Ding et al [46]</p> 		<p>*CFD *3D *Estado permanente</p>	<p>Prototipo experimental de un edificio a escala (1:25) *Tres diferentes aberturas de ventilación entre los distintos espacios que conforman el prototipo del edificio</p> <p>Para asegurar un flujo de aire en el piso superior (8vo) la abertura de la ventilación se recomienda no ser inferior a $16m^2$ entre los 8 pisos. También se recomienda una altura de la chimenea solar mayor que la altura de dos pisos.</p>
<p>Chungloo & Limmechokhai [47]</p> 		<p>*CFD (FLUENT) *2D *Estado Transitorio</p>	<p>*Escala real, bajo condiciones climáticas reales *Desempeño de la chimenea solar y un techo ventilado acoplados a un recinto.</p> <p>Se tiene un mayor flujo de aire en la chimenea solar con la aplicación de un techo fresco, este flujo aumenta del 6%-17 %.</p>
<p>Bansal et al. [48]</p> 		<p>*Balance global de energía *Estado permanente</p>	<p>* Chimenea solar de uso diurno; *La chimenea solar de longitud corta (para utilizarla en el espacio de una ventana).</p> <p>De acuerdo a los resultados se obtuvo un flujo de aire de 0.24 m/s, lo cual abre la posibilidad de utilizar ventanas como chimeneas solares.</p>
<p>Imran et al [49]</p> 		<p>*CFD (F.V.M) *Estado permanente</p>	<p>*Montaje experimental a escala *$12 m^3$ *Condiciones climáticas de Iraq *se varió entre placas y ángulo de inclinación. Para flujos de calor de $150-750 W/m^2$.</p> <p>El ángulo óptimo de inclinación es de 60°. con una radiación solar incidente de $750 W/m^2$ se generan hasta 30 cambios de aire por hora.</p>
<p>Zha et al [50]</p> 		<p>*Software Energy plus</p>	<p>*Escala completa. *Chimenea acoplada a la fachada. Coeficiente de descarga (CD) de 0.51. Durante la transición de temporadas (abril-agosto) la chimenea solar generó un ahorro de energía del 14.5%.</p>

<p>Zoltan Adam et al. [51]</p> 		<p>*Balances de energía *estado permante *uso diurno</p>	<p>Variaron el ángulo de inclinación encontrando un ángulo óptimo de 45°</p>
<p>J. Halldorsson et al [52]</p> 		<p>*uso diurno *Balance global de energía *permanente</p>	<p>Resultados similares a los de Chen et al. [22]</p>
<p>Xu Jianliu & Liu Weihua [53]</p> 		<p>*Energy plus</p>	<p>Un ángulo de inclinación de 45° proporciona un 8% más de flujo de ventilación en comparación a los ángulos de 30 y 60°.</p>
<p>Hussain H. Al-Kayiem et al [54]</p> 		<p>*Matlab *Balances de energía</p>	<p>*variaron la altura de la chimenea solar. La chimenea solar se vuelve funcional cuando se tiene valores de radiación solar por arriba de 400W/m² para una chimenea con 5m de altura y una área de captación de 15m².</p>
<p>Shiyi Hong et al. [55]</p> 		<p>*Orientación este *Energy plus *Evaluación anual</p>	<p>La chimenea solar puede reducir en un 77.8% la ventilación anual. Para un prototipo de vivienda igual al de su modelo.</p>
<p>Ahmed Abdeen et al. [56]</p> 		<p>*CFD (Ansys), *Estado permanente *Tubulento.</p>	<p>Presentaron una desviación porcentual de 5.14% entre su modelo numérico y experimental. De acuerdo con su modelo de optimización, una chimenea de 1.85m de altura, 2.65m de ancho, 0.28 gap y un ángulo de 75° proporciona condiciones de confort, con valores de radiación solar por debajo de los 500W/m²</p>
<p>A. Vazquez-Ruiz et al. [57]</p> 		<p>*CFD (ANSY) *Turbulento *3D *Permanente *Análisis a escala</p>	<p>Variaron la posición de una chimenea solar vertical de doble canal acoplada a un techo de una habitación. De 6 configuraciones analizadas, la configuración 1 se recomiendan para la ventilación en edificaciones. Esta configuración es capaz de generar entre 16.2-30.24 ACH.</p>

1.2.6 Trabajos Teóricos mediante la técnica de balances globales de energía sin PCM

De los trabajos pioneros en este rubro, encontramos el trabajo reportado por Bansal et al. [58] quienes presentaron un modelo matemático en estado permanente para modelar la chimenea solar. Los autores observaron que se obtienen de 3 a 6 cambios de aire por hora, así mismo, observaron que el flujo volumétrico se incrementa conforme la radiación solar aumenta. Se concluyó que el tamaño del colector solar y de la chimenea depende de los cambios de aire requeridos en la habitación. Un año más tarde Bansal et al. [59] publicaron otro estudio en donde modelaron el acoplamiento de una torre de viento y chimenea solar a una habitación. Los autores encontraron que se generan 60 cambios de aire utilizando ambos sistemas y solo 20 cambios de aire utilizando únicamente la torre de viento.

Más tarde, AboulNaga & Abdrabboh [60] modelaron un sistema basado en la chimenea solar en estado estable bajo condiciones ambientales de Al-Ain city, Emiratos Árabes Unidos. Los autores variaron la altura de la chimenea solar en un intervalo de 1.95 -3.45m, con el propósito de obtener la longitud óptima en relación con la entrada de aire. Los autores obtuvieron un flujo máximo de aire de $2.3 \text{ m}^3/\text{s}$ con una altura de 3.45m de alto y una longitud de 0.15m en la entrada de aire generando 26 cambios de aire por hora en la habitación.

Con el fin de predecir el comportamiento térmico de la chimenea solar Ong [61] propuso un modelo matemático en estado estable. De acuerdo a sus resultados, para una irradiancia fija la temperatura en cada uno de los elementos se incrementa conforme se aumenta la longitud de la chimenea. De igual manera, la temperatura aumenta cuando se incrementa la irradiancia manteniendo una longitud fija de la chimenea. Por otra parte, Martí-Herrero & Heras-Celemin [62] analizaron en estado transitorio una chimenea solar de uso nocturno (muro de concreto) bajo condiciones ambientales del mediterráneo. De acuerdo con los resultados, para una chimenea de 2m de alto con una separación entre placas de 0.145m obtuvieron un flujo másico de 0.011 kg/s para una radiación solar máxima de 450 W/m^2 . Así mismo, observaron que se tiene una ventilación después de la puesta del sol debido a que emplearon un muro masivo. De igual manera, Koronakis [63] sugiere también la posibilidad de emplear la chimenea solar bajo condiciones climáticas del mediterráneo.

Como se mencionó anteriormente, se han buscado nuevas estrategias para mejorar el desempeño de la chimenea solar; una de esas estrategias es el diseño de doble canal de aire en una chimenea diurna, el trabajo pionero en el análisis de este diseño fue hecho por Arce et al. [64] quienes simularon una chimenea de una placa metálica la cual se encontró en medio de dos hojas de vidrio formado así dos canales de aire. De acuerdo a sus resultados, se obtuvo un flujo másico promedio máximo de 0.06 kg/s bajo una radiación solar de 500 W/m². Por otro lado, la eficiencia de la chimenea solar estuvo en un intervalo de 10% η <math><30\%</math>. Más tarde, como continuación del trabajo Tlatelpa et al. [65] analizaron a la chimenea solar con doble canal de aire en estado transitorio bajo condiciones climáticas reales. Los autores encontraron que la eficiencia máxima fue de 50%, mientras que el flujo másico fue de 0.08 kg/s.

En los dos trabajos descritos anteriormente, se analizó a la chimenea solar como componente. Sin embargo, un estudio realizado por Arce et al. [66], reporta los resultados de una chimenea solar representante de un total de diez instaladas en un edificio, encontrando que al incrementar la radiación en intervalos de 100 a 700 W/m² la eficiencia máxima varía de 28%-37%, así mismo, el flujo volumétrico aumenta de 61-147 m³/h.

Los trabajos anteriores, se han centrado en el análisis de los parámetros geométricos y en el estudio de diferentes tipos de placa absorbadora. Sin embargo, pocos estudios toman en cuenta la absorptividad de esta última, por tal motivo Lee & Strand [67] determinaron el impacto en el flujo de ventilación que se tiene al mejorar la absorptividad de la placa absorbadora para tres lugares con distintas condiciones de clima. Los autores observaron que el flujo de ventilación incrementa conforme se mejora la absorptividad de la placa a pesar de las condiciones de clima, esto debido a que la temperatura de la superficie de la placa absorbadora incrementa significativamente conforme aumenta la absorptividad.

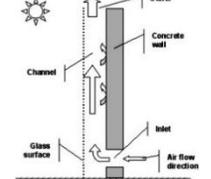
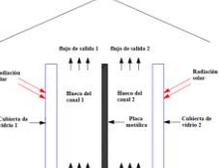
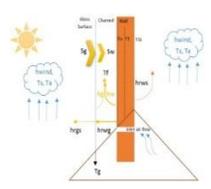
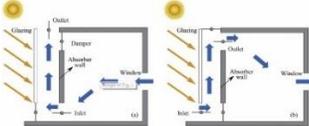
Otro estudio sobre la chimenea solar es el que reporta Naraghi M. H & Blanchard S. [68] quienes llevaron a cabo un estudio en estado transitorio bajo condiciones ambientales de Boston. Los autores analizaron dos situaciones: cuando la placa contaba con almacenamiento térmico de energía y cuando no lo tenía. Los resultados mostraron que se tiene un flujo de aire máximo de 0.18 m³/s a mediodía cuando la irradiación solar fue mayor. Por otro lado, cuando se tomó en cuenta el almacenamiento térmico, se presentó un flujo de aire máximo de 0.33 m³/s a las 16 h cuando la placa absorbadora tuvo su mayor valor de temperatura.

Los autores concluyeron que se puede obtener un flujo de aire durante la noche y las primeras horas de la mañana cuando no hay presencia de irradiación solar.

Hosein & Selim [69] en 2017 analizaron los parámetros de diseño de la chimenea (gap, altura y ancho), y variaron la cubierta exterior por otros materiales (concreto, panel de yeso y aluminio). Este análisis, fue hecho bajo condiciones climáticas del Cairo, Egipto. Cabe señalar que no tomaron en cuenta la absorción de energía en la hoja de vidrio. Los autores observaron que al incrementar la altura (2-8 m) de la chimenea solar, el flujo másico incrementa debido a que el área de captación de energía (radiación solar) en la placa absorbidora aumenta, dando paso a que se incrementen las fuerzas de flotación dentro del canal, de igual manera, observaron que al variar el espaciamiento entre las placas (gap) el flujo másico incrementa de 0.04 kg/s a 0.18 kg/s con una longitud fija del canal de 2m. Así mismo, se apreció que al cambiar la cubierta exterior se generaron hasta 6 y 5.8 cambios de aire por hora para las placas de aluminio, concreto y panel de yeso, siendo la hoja de vidrio la que genera más cambios de aire. Los autores concluyen que es más conveniente incrementar el gap de la chimenea solar que su altura, así mismo, se puede tener un buen desempeño del sistema con una placa exterior diferente a la de una hoja de vidrio.

Por otro lado, de los 15 trabajos presentados que hacen uso de la técnica de balances globales de energía, solo 5 toman en cuenta el termino transitorio en sus modelos matemáticos. Estos trabajos se presentan en la Tabla 1.4

Tabla 1.4 Estudios transitorios sin PCM.

Autor	Modelo Esquemático	Descripción	Resultados
Martí-Herrero & Heras-Celemin [62] (2007)		<ul style="list-style-type: none"> *Uso Nocturno *Condiciones del mediterráneo 	<ul style="list-style-type: none"> *obtuvieron un flujo másico de 0.011 kg/s *Se tiene una Ventilación 2h después de la puesta del sol
Tlatelpa [65] (2012)		<ul style="list-style-type: none"> *La chimenea solar con doble canal de aire bajo condiciones reales 	<ul style="list-style-type: none"> *Eficiencia máxima fue de 50%. *Flujo másico máximo fue de 0.08 kg/s
Naraghi M. H & Blanchard S. [68](2015)		<ul style="list-style-type: none"> *Condiciones ambientales de Boston *Uso nocturno 	<ul style="list-style-type: none"> * Flujo de aire máximo de 0.33 m³/s *se puede obtener un flujo de aire durante la noche y las primeras horas de la mañana cuando no hay presencia de irradiación solar
Godoy vaca et al [70] (2017)		<ul style="list-style-type: none"> *Tres diferentes tipos de placa absorbadora (ladrillo sólido, ladrillo común y concreto reforzado). *Uso nocturno *Condiciones ambientales cálido húmedo 	<ul style="list-style-type: none"> * Los resultados mostraron que para un clima cálido y húmedo, es mejor usar ladrillos sólidos. debido a la alta capacidad de calor del ladrillo sólido, que puede acumular calor durante el día y descargar durante la noche.
Long Shi (2018) [71]		<ul style="list-style-type: none"> *Dos tipos de operación de la chimenea solar: ventilación y calentamiento. 	<ul style="list-style-type: none"> *A diferencia del modo de ventilación, la razón de flujo de aire en el modo de calentamiento no solo depende de la altura de la cavidad, sino también de la altura de apertura de la habitación. Para calentar una habitación típica, el calentamiento de aire fresco a través de la cavidad muestra el flujo de aire más alta, pero con la temperatura más baja, por lo cual, se puede aplicar a edificios ocupados regularmente en condiciones de clima frío.

1.2.7 Estudios teóricos balances globales de energía con PCM

La eficiencia térmica de la chimenea solar se ve afectada en gran medida cuando no se tiene el aporte de la radiación solar, esto generalmente pasa en la noche y/o cuando se tienen días nublados, así pues, estas fluctuaciones de energía (radiación solar) conlleva a inestabilidades en el funcionamiento de la chimenea solar, por tales motivos, se hace la inclusión de un material de cambio de fase al sistema pasivo chimenea solar para sobrellevar esta problemática. Sin embargo, como se ha visto hasta el momento el estado del arte la chimenea solar con la inclusión de un material de cambio de fase no es muy extenso. En esta línea, Lu et al. [72] realizaron una investigación teórica sobre el desempeño de una chimenea solar con la inclusión de un material de cambio de fase. Los autores estudiaron diferentes materiales de cambio de fase con diferentes puntos de fusión 38, 44, 50 y 63°C. De acuerdo con los resultados, la chimenea solar presenta un mejor desempeño con el PCM con punto de fusión de 38°C alcanzando un almacenamiento máximo de energía de 4750 kJ/m², mientras que la inclusión del PCM con punto de fusión de 63°C presentó el rendimiento más bajo. Los autores concluyeron que un PCM con alto punto de fusión demanda una gran intensidad de radiación solar y mayor tiempo de exposición a esta, por consiguiente, si no se tienen esos dos puntos no se tendrá un flujo volumétrico considerable dando paso a que se tenga un desempeño pobre de la chimenea solar.

1.2.8 Estudios teóricos mediante CFD con PCM.

Particularmente, en esta clasificación solo dos trabajos han considerado los efectos de un material de cambio de fase, los cuales se mencionan a continuación: Safari & Torabi [73] quienes investigaron el efecto de un PCM para mantener homogénea la temperatura en una guardería. Las modelaciones se realizaron por un día completo de invierno, se utilizó un PCM: sodium sulphate decahydrate Na₂SO₄.10H₂O. Se observó que la temperatura de la guardería se puede mantener casi uniforme durante todo el día, mientras que sin el uso del PCM tanto en el día como la noche, la temperatura tiene variaciones significativas. Un estudio más reciente sobre la incorporación de PCM a la chimenea solar fue el de J. Xamán et al. [74] quienes desarrollaron un código computacional mediante la técnica de volumen

finito para modelar la transferencia de calor conjugada en estado transitorio, bajo condiciones climáticas de Madrid, España. Los autores modelaron tres configuraciones de chimenea solar; chimenea solar con placa de cobre, chimenea solar con placa de concreto y chimenea solar con PCM, estas modelaciones numéricas se realizaron para tres orientaciones Oeste, Este y Sur. De acuerdo a los resultados, el mejor comportamiento de la chimenea solar en todas sus configuraciones fue en la orientación Oeste, debido a que en esta orientación se presentan los niveles más altos de radiación solar, sin embargo, en las otras orientaciones el PCM no llega a su punto de fusión para valores de radiación solar por debajo de los 500 W/m². Un trabajo reciente es el de Ali-Salari et al. [75] quien utilizó un PCM no solo para extender el periodo de operación de la chimenea solar sino también para mejorar el desempeño de un panel fotovoltaico. En este trabajo analizaron tres PCM con diferentes puntos de fusión, así como diferentes tipos de configuraciones de chimeneas. Encontrando que el PCM con punto de fusión de 50°C es el mejor entre los PCM's analizados. Los autores concluyen que la integración de un PCM mejora el desempeño de la ventilación en una chimenea solar.

1.2.9 Estudios Teóricos Mediante CFD sin PCM

Una manera muy práctica para evaluar el desempeño de la chimenea solar es mediante la técnica de balances globales de energía la cual es ampliamente utilizada para modelar la chimenea solar en tiempos relativamente cortos, es decir, no se requiere un gran esfuerzo computacional, sin embargo, por las correlaciones de transferencia de calor utilizadas, este método puede proporcionar resultados sobreestimados. Aunado a que la técnica no provee una información detallada del movimiento del aire en el canal, así como la distribución de temperatura dentro del mismo.

Por otro lado, mediante la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD por sus singlas en inglés) se tiene un análisis más detallado de la transferencia de calor y flujo de fluido en la chimenea solar. Esto lo asevera Nikas et al. [76], quienes reportan que es posible obtener información sobre la velocidad, presión y temperatura en simulaciones sobre ventilación natural mediante el modelado de CFD. En esta misma línea de trabajo, los primeros en reportar un estudio mediante la Dinámica de Fluidos Computacional fueron Gan & Riffat [77] quienes presentaron los resultados de una simulación en estado estable en dos

dimensiones de una chimenea solar para ventilación natural con recuperación de calor. Los autores sugieren utilizar un vidrio doble o incluso un vidrio triple para maximizar el flujo de ventilación en invierno, así mismo, observaron que el instalar tubos de calor en la chimenea solar para la recuperación de calor hace que las fuerzas de flotación disminuyan debido a que se tiene una resistencia en el flujo de aire. Posterior a este trabajo, Gan [78] presentó los resultados para cavidades ventiladas abiertas (muro Trombe, chimenea solar, fachadas doble) con fines de ventilación natural. Encontrando un ancho óptimo en un intervalo 0.55-0.6m para una chimenea solar de 6m de altura. Así mismo, los autores observaron que se presenta un flujo de aire inverso cerca de la cubierta de vidrio cuando el ancho del canal es mayor que 0.55m, lo cual concuerda con publicaciones anteriores.

En comparación con los trabajos anteriores, Miyazaki et al. [10] analizaron a la chimenea solar acoplada a una edificación bajo condiciones de clima de Tokio, Japón, por medio de un modelo analítico y con la ayuda de un software comercial de CFD (FLUENT). Los autores observaron que el ancho de entrada afecta considerablemente el flujo másico inducido por la chimenea solar cuando éste es mayor a 0.2m. También observaron que una chimenea de 2m de altura es suficiente para tener una buena remoción de contaminantes. Por último, encontraron que el consumo diario de un ventilador mecánico a lo largo del año fue solo del 50% con la chimenea solar, es decir, se reduce su consumo en un 50%.

Cabe señalar que, el auge para analizar sistemas por medio de la Dinámica de Fluidos Computacional se debe en gran medida al avance tecnológico en las computadoras, ya que mediante esta técnica la transferencia de calor es modelada mediante ecuaciones diferenciales, lo que conlleva a un esfuerzo computacional mayor. Aprovechando este avance tecnológico y en comparación con los trabajos descritos líneas arriba, Espinoza et al. [79] llevaron a cabo una simulación con el software comercial CFX-4.3 en estado transitorio de una chimenea solar acoplada a un recinto, con condiciones tropicales de Maracaibo, Venezuela. Los autores consideraron cuatro casos de estudios, los cuales fueron divididos en 2 series de simulaciones numéricas. De acuerdo con los resultados obtenidos los autores concluyen que el canal con mayor longitud produce un estancamiento del aire, por otro lado, las dimensiones óptimas de la chimenea solar para ventilar un recinto fueron de 0.5m de ancho x 1m de alto, teniendo temperaturas en el recinto por debajo de la temperatura

ambiente en horas críticas. Con el fin de maximizar el flujo de aire proporcionado por la chimenea solar, es importante tomar en cuenta el diseño geométrico de la chimenea solar, así como, las condiciones de clima donde se instalará. Entre estos parámetros geométricos de diseño encontramos el ángulo de inclinación de la chimenea; este parámetro es de suma importancia debido que al tener un ángulo de inclinación se tiene mayor transferencia de calor por convección hacia la hoja de vidrio lo que propicia que se tenga un desempeño deficiente del sistema. En este sentido Harris & Helwig [80] simularon el funcionamiento térmico de una chimenea solar mediante el software PHOENICS con condiciones climáticas ambientales de Edinburgo, Escocia a una latitud de 52°. Los autores encontraron que el ángulo de inclinación óptimo para la chimenea solar es 67.5°, con un incremento del 11 % del flujo másico respecto al flujo másico que proporciona una chimenea en posición vertical (90°). Por otro lado, observaron que el empleo de doble cubierta de vidrio no mejora el funcionamiento térmico significativamente. Sin embargo, el empleo de emisividades bajas (0.1-0.25) en la superficie absorbadora puede mejorar hasta en un 10 % el funcionamiento de la chimenea con ese ángulo de inclinación. Más tarde, Bassiouny & Koura [81] analizaron el efecto que se tiene al variar el ancho y la entrada de una chimenea solar acoplada a una habitación de 27m³. De acuerdo a sus resultados, los autores encontraron que el parámetro que tuvo mayor efecto sobre el cambio de aire por hora (ACH), fue el ancho de la chimenea. La chimenea solar es un sistema relativamente sencillo, sin embargo, en esa sencillez radica su complejidad ya que en este sistema se ven envueltos los tres mecanismos de transferencia de calor, los cuales, son altamente no lineales. Para sobrellevar esa problemática algunos autores (Amori & Mohammed [39], Gan [78]) solo resuelven la parte convectiva del sistema, es decir, no analizan la distribución de temperaturas en las paredes (hoja de vidrio, placa absorbadora) del sistema, en su lugar fijan condiciones de frontera de segunda clase o emplean modelos analíticos en las paredes del sistema (Miyazaki et al. [10], Bassiouny & Koura [81]) para después resolver la parte convectiva del sistema por medio de CFD. Sin embargo, el estudio llevado a cabo por Nouanégué & Bilgen [82] reportan los resultados de la transferencia de calor conjugada en la chimenea solar. Los autores variaron el número de Rayleigh, la razón de aspecto de la chimenea, la razón del ancho del canal de aire, la razón de la entrada de aire, el espesor de la pared, la proporción de conductividad y la emisividad de la superficie. De acuerdo a sus resultados, la razón del flujo de calor radiativo, aumenta

rápidamente para bajas emisividades, así mismo, los autores observaron que la transferencia de calor por radiación modifica significativamente los patrones de velocidad y campos de temperatura del sistema.

Por otra parte, también es importante tomar en cuenta las condiciones ambientales a las que estará sujeta la chimenea solar. Una de estas condiciones de clima es la velocidad del viento, que en estudios previos, no se ha tomado en cuenta, solo se hace mención que se debe considerar (Arce et al. [19]). Por lo que Zamora & Kaiser [83] realizaron un estudio numérico del flujo de aire a través de una chimenea solar, inducido tanto por el viento como por las fuerzas de flotación. Cuando el viento atmosférico sopla sobre la parte de arriba de la chimenea solar, aparece un flujo mixto inducido por fuerzas de flotación-viento, haciendo que el comportamiento térmico de la chimenea cambie drásticamente. Los autores concluyeron que para velocidades positivas del viento, se obtienen valores de flujo másico más alto que los obtenidos considerando solo las fuerzas de flotación.

Una parte importante cuando se trabaja con la técnica de CFD es tomar en cuenta el dominio computacional que va a emplear ya que una mala consideración puede sobre estimar los resultados. En referencia a esto Gan [84] analizó el impacto que tiene el dominio computacional sobre la simulación de la ventilación natural en cavidades verticales bajo diferentes flujos de calor y distribuciones de calor en la pared. El autor realizó la simulación con ayuda del paquete computacional FLUENT. Para este análisis, el autor varió la entrada de aire (horizontal y vertical) y la distribución de calentamiento en las paredes de la cavidad, encontrando que el flujo de aire inducido es influenciado por la posición de la entrada del aire. De igual manera, el autor encontró que el flujo de aire incrementa conforme aumenta el nivel de simetría en la distribución de calor en las paredes verticales de la cavidad ventilada con la entrada de aire en posición vertical, pero decrementa con una entrada de aire en posición horizontal. Por otro lado, el autor menciona que un dominio computacional denso predice bien el flujo inducido por las fuerzas de flotación en cualquier cavidad ventilada, mientras que, un dominio computacional pequeño se recomienda donde la resistencia a la fricción es grande.

Con el fin de reprimir el flujo inverso que se ha presentado y se reporta en trabajos anteriores, Khanal & Lei [85] proponen una chimenea solar con una cubierta inclinada denominada

IPWSC (inclined passive wall solar chimney), obteniendo un ángulo óptimo de inclinación de 5° para $Ra = 10^9, 10^{10}$ y 10^{11} . Con este nuevo diseño se presentó un flujo másico hasta 78 % más alto respecto al obtenido con un ángulo de inclinación 0° . Más tarde Khanal & Lei [86] completaron su estudio acoplado la chimenea IPWSC a una habitación. Los autores encontraron que el modelo de chimenea solar sin considerar el acople a la habitación sobrepredice el flujo másico comparado con el modelo acoplado, también observaron que, para tres números de Rayleigh considerados en su estudio, el ángulo de inclinación óptimo es 4° .

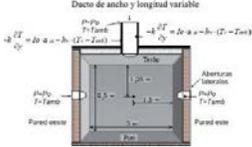
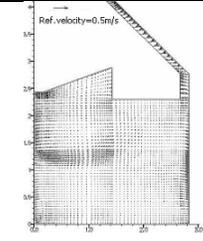
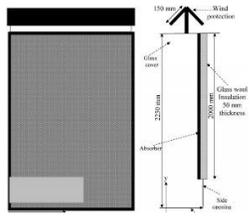
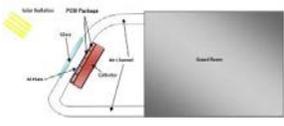
Como se mencionó anteriormente los parámetros geométricos de diseño juegan un papel importante, en esta línea de trabajo Saleem et al. [87] analizaron la chimenea mediante el método de balances globales de energía para cada componente de la chimenea solar, variando los parámetros geométricos de diseño (alto, ancho, gap y ángulo de inclinación) de la chimenea solar teniendo un total de 1536 combinaciones, bajo condiciones climáticas reales de Alexandria, Egipto. Aunado a eso, realizaron un modelo de CFD en tres dimensiones por medio del software DesignBuilder para analizar los patrones de flujo en el sistema chimenea - habitación con el fin de tener un mayor entendimiento del sistema. De acuerdo a sus resultados, encontraron que el diseño óptimo del sistema se tiene con un ángulo de inclinación de 45° , 1.4 m de alto, 0.6 m de ancho y un espaciamiento entre la hoja de vidrio y placa absorbadora de 0.2m. Los autores concluyen que se tiene un flujo volumétrico por arriba del estándar marcado por la ASHRAE lo que se ve reflejado en un confort térmico dentro de la habitación. Por otra parte, Sudprasert et al. [88] analizaron el desempeño de la chimenea solar mediante el software FLUENT tomando en cuenta el efecto de humedad en el aire dentro del canal. Cabe destacar que este estudio fue en estado transitorio, el cual alcanzó su estado estable a los 100 s. Los autores concluyeron que se debe considerar el vapor de agua en una chimenea solar en ambientes cálidos – húmedos. Así mismo, se sugiere una relación de aspecto (H / L) de 14: 1 para aumentar la ventilación y reducir un reflujo. De los estudios más completos con CFD encontramos los resultados reportados por Baxevanou & Fidaros [89] quienes analizaron el desempeño de la chimenea solar acoplada a la fachada de un edificio de dos plantas. Este estudio es de los más completos ya que involucra el sistema Chimenea-Habitación, así como los tres mecanismos de transferencia de calor en régimen de flujo turbulento. Los autores analizaron el desempeño de tres configuraciones de chimenea solar; de igual manera, analizaron el desempeño de una de las tres configuraciones en tres

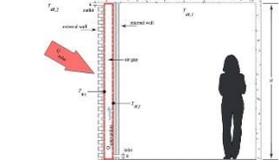
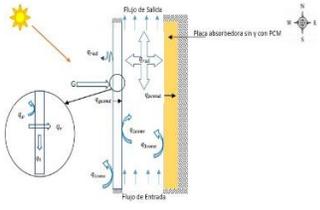
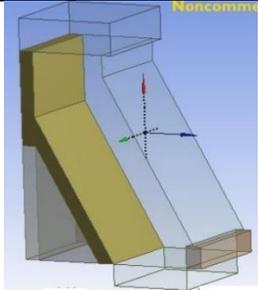
dimensiones. De los resultados se observó que la modelación en dos dimensiones sobreestima los valores del flujo másico. Así mismo, los autores encontraron que ninguna de las tres configuraciones ventila de manera adecuada el primer piso del edificio. En 2017 Mokheimer et al [90]. presentaron un estudio numérico en el cual el objetivo principal fue emplear una chimenea solar con la inclusión de una espuma metálica porosa para la reducción de calor que se conduce por la envolvente (pared) hacia un edificio. La simulación se realizó con ANSYS Fluent. Los autores variaron únicamente la placa exterior considerando cinco casos de estudio: “canal de vidrio simple (SGC)” compuesto por una hoja de vidrio “canal de pared opaca (OWC)” en este caso cambiaron la hoja de vidrio por placas opacas con emisividad de 1 y 0.3, “canal lleno de espuma metálica porosa (PMC)” la placa exterior (hoja de vidrio) se le unió una capa de espuma de aluminio porosa con espesor de 3 y 15 cm. De los resultados, se observaron que el uso de OWC y PMC permite que el flujo de aire absorba alrededor del 25-55% de la radiación incidente total. Por otro lado, el diseño propuesto de una chimenea solar con una pared exterior de vidrio seguida de una capa de metal poroso en su superficie interna redujo la ganancia térmica en un 67-79%. Como resultado, se tiene una reducción de la carga de refrigeración eléctrica en aproximadamente un 28%. De igual manera, se observó que el uso de SGC obtiene un buen flujo de aire, sin embargo, no reduce la ganancia térmica. Los autores concluyen que la configuración con PMC es la más adecuada de todas las configuraciones investigadas ya que no solo reduce la carga de refrigeración eléctrica, sino que es capaz de utilizarse en aplicaciones secundarias como el secado de granos o desalinización de agua de mar.

Un estudio más reciente, es el trabajo de C. Jiménez-Xamán et al [91]. que analizaron una chimenea solar de techo acoplada a una habitación por medio de ambas técnicas CFE-balances globales de energía. Los autores observaron que se tiene una mejora del 8-45% en la ventilación de la habitación en verano y de 1.16-24.89% en invierno. También, observaron que se cumplen con los requerimientos de cambios de aire por hora puestos en la ASHRAE Standard 62.1.

Antes de cerrar esta revisión bibliográfica, en la Tabla 1.5 se presentan los trabajos de la chimenea solar en estado transitorio mediante la técnica de CFD.

Tabla 1.5 Trabajos en estado transitorio (CFD).

Autor	Modelo Físico	Descripción	Resultados
<p>Espinoza et al [79] (2006)</p>		<p>*CFX -4.3 * Cuatro casos de estudios; divididos en 2 series de simulaciones numéricas</p>	<p>* Dimensiones para ventilar un recinto fueron de 0.5m de ancho x 1m de alto * Teniendo temperaturas dentro del recinto por debajo de la temperatura ambiente en horas críticas</p>
<p>Chungloo & Limmechokhai [47] (2006)</p>		<p>*CFD (FLUENT) *2D *Escala real, bajo condiciones climáticas reales *Desempeño de la chimenea solar y un techo ventilado acoplados a un recinto.</p>	<p>se tiene un mayor flujo de aire en la chimenea solar con la aplicación de un techo fresco, este flujo aumenta del 6%-17 %.</p>
<p>Amori & mohammed [39](2012)</p>		<p>*ANSYS FLUENT *Condiciones Climáticas de Iraq. *PCM (n-octadecano) *Escala completa *Variando posiciones entrada del aire</p>	<p>La entrada de aire por un costado presentó el mejor comportamiento. La energía almacenada fue de 5016W de 8:00 a 13:00 hr. Energía liberada fue de 4954.4W de 13:00 a 22:00 El material de cambio de fase extiende el periodo de ventilación después de la puesta de sol</p>
<p>Safari & Tobari [73] (2014)</p>		<p>*ANSYS FLUENT * Efecto de un PCM para mantener homogénea la temperatura en una guardería</p>	<p>La temperatura de la guardería se puede mantener casi uniforme durante todo el día, mientras que sin el uso del PCM tanto en el día como la noche, la temperatura tiene variaciones significativas.</p>

<p>Sudpraset et al [88] (2016)</p>		<p>*ANSYS FLUENT *Humedad en el canal de la chimenea</p>	<p>* su estado estable a los 100 s. * se debe considerar el vapor de agua en una chimenea solar en ambientes cálidos – húmedos * Relación de aspecto (H / L) de 14: 1</p>
<p>J.Xamán et al [74] (2017)</p>		<p>*Código desarrollado mediante el método de volumen Finito. *Condiciones de climáticas de Madrid España. *Tres placas absorbedoras (cobre, concreto y PCM) *Tres orientaciones (Este, Oeste y Sur)</p>	<p>* Mejor comportamiento del sistema fue en la orientación Oeste debido a sus altos niveles de radiación solar. *PCM no llega a su punto de fusión con valores de radiación solar por debajo de los 500 W/m² * Eficiencias 20-45%</p>
<p>Lechowska et al [92] (2018)</p>		<p>*ANSYS FLUENT *3D *Uso diurno *Placas absorbedoras con diferentes propiedades termo físicas *Tres diferentes espesores de para la placa absorbedora</p>	<p>*La placa absorbedora con espesor de 10 cm resulto ser la más eficiente.</p>

Aspectos Interesantes

- Un PCM con alto punto de fusión demanda una gran intensidad de radiación solar y mayor tiempo de exposición a esta, por consiguiente, si no se tienen esos dos puntos no se tendrá un flujo volumétrico considerable dando paso a que se tenga un desempeño pobre de la chimenea solar, **Lu et al** [72].
- La temperatura de la guardaría se puede mantener casi uniforme durante todo el día, mientras que sin el uso del PCM tanto en el día como la noche, la temperatura tienes variaciones significativas, **Safari & Torabi** [73].

- De los trabajos puramente teóricos encontramos que solo 3 trabajos toman en cuenta la inclusión de un PCM.
- Se obtienen de 3 a 6 cambios de aire por hora, **Bansal et al [46 [58]]**.
- Se obtienen 26 cambios de aire por hora con una chimenea solar de 3.45m de alto y una longitud de 0.15m. **AboulNaga & Abdrabboh [60]**.
- Al utilizar una placa absorbadora de hormigón se tiene una ventilación después de la puesta del sol, **Martí-Herrero & Heras-Celemin [62]**.
- El flujo de ventilación incrementa conforme se mejora la absorción de la placa absorbadora. Así mismo, la temperatura de la superficie de la placa absorbadora incrementa significativamente conforme aumenta la absorción, **Lee & Strand [67]**.
- Con una placa absorbadora con almacenamiento térmico de energía se puede obtener un flujo de aire durante la noche y las primeras horas de la mañana cuando no hay presencia de irradiación solar, **Naraghi M. H & Blanchard S [68]**.
- Es más conveniente incrementar el gap de la chimenea solar que su altura, así mismo, se puede tener un buen desempeño del sistema con una placa exterior diferente a la de una hoja de vidrio, **Hosein & Selim [69]**.
- Con el fin de maximizar el flujo de ventilación en invierno, **Gan & Riffat [77]** sugieren utilizar un vidrio doble o incluso un vidrio triple. Así mismo, los autores observaron que el instalar tubos de calor en la chimenea solar para la recuperación de calor hace que las fuerzas de flotación disminuyan debido a que se tiene una resistencia en el flujo de aire.
- El ancho óptimo para maximizar las fuerzas de flotación está en el intervalo 0.55-0.6m para una chimenea solar de 6m de altura, **Gan [84]**.
- El consumo diario de un ventilador mecánico a lo largo del año fue de 50% con la chimenea solar. Una chimenea de 2m de altura es suficiente para tener una buena remoción de contaminantes, **Miyazaki et al [10]**.

- Las dimensiones óptimas de la chimenea solar para ventilar un recinto fueron de 0.5m de ancho x 1m de alto, teniendo temperaturas dentro de éste por debajo de la temperatura ambiente en horas críticas, **Espinoza et al** [79].
- Un ángulo de inclinación óptimo para la chimenea solar es 67.5° , con un incremento del 11 % del flujo másico respecto al flujo másico que proporciona una chimenea en posición vertical (90°). Por otro lado, el empleo de doble cubierta de vidrio no mejora el funcionamiento térmico significativamente. Sin embargo, el empleo de emisividades bajas (0.1-0.25) en la superficie absorbadora puede mejorar hasta en un 10 % el funcionamiento de la chimenea con ese ángulo de inclinación, **Harris & Helwig** [80].
- El parámetro que tuvo mayor efecto sobre el cambio de aire por hora (ACH), fue el ancho de la chimenea, **Bassiouny & Koura** [81].
- El diseño óptimo del sistema se tiene con un ángulo de inclinación de 45° , 1.4 m de alto, 0.6 m de ancho y un espaciamiento entre la hoja de vidrio y placa absorbadora de 0.2m, **Saleem et al** [87].

De acuerdo con la revisión bibliográfica, hay una escases de trabajos que hagan la inclusión de un material de cambio de fase al sistema pasivo chimenea solar para ventilación natural. Asimismo, no se han reportado trabajos teóricos en donde se analice la transferencia de calor conjugada en la chimenea solar en estado transitorio y con la inclusión de un material de cambio de fase utilizando la dinámica de fluidos computacional. Por lo anterior, se presenta en la siguiente sección el objetivo general y alcance del presente trabajo.

1.3 Objetivo General

Estudiar y analizar el comportamiento térmico de una chimenea solar en estado transitorio y con un material de cambio de fase bajo condiciones de clima cálido de la República Mexicana.

1.4 Objetivos Específicos

- * Analizar la transferencia de calor en un material de cambio de fase
- * Estudiar y resolver la transferencia de calor conjugada conducción-convección-radiación en una chimenea solar con la incorporación de un Material de cambio de fase.
- * Realizar un estudio paramétrico (PCM más adecuado, espesor óptimo del PCM,) para posteriormente, analizar el comportamiento del sistema bajo condiciones climáticas de la República Mexicana.
- * Evaluar el comportamiento del sistema para el día más cálido y el día más frío de cada mes durante un año.

1.5 Alcances

Implementar un código numérico para la transferencia de calor conjugada para modelar una chimenea solar con un material de cambio de fase mediante la técnica de volúmenes finitos. El flujo en el canal de la chimenea solar se considera en régimen laminar/turbulento. El estudio se realizará en estado transitorio y en dos dimensiones. La radiación en el interior del canal se considera como superficial. Se pretende analizar el sistema para condiciones climatológicas de la república mexicana, así como considerar diferentes materiales de cambio de fase. Para llevar a cabo este trabajo, se considera la plataforma computacional desarrollada en Cenidet, en el modelado numérico de diferentes sistemas térmicos.

1.6 Estructura de la tesis

En el Capítulo 2 se abarcan los conceptos básicos para el entendimiento del fenómeno de transferencia de calor en un material de cambio de fase. En el Capítulo 3 se presentan los modelos físicos y matemáticos de la chimenea solar, así como las consideraciones y suposiciones para este trabajo. En el Capítulo 4 se presenta la metodología de solución de las ecuaciones gobernantes. En el Capítulo 5, se verifica el código numérico desarrollado con problemas reportados en la literatura. En el Capítulo 6 se muestran los resultados obtenidos en este trabajo. Finalmente, en el Capítulo 7 se presentan las conclusiones y las recomendaciones para futuros trabajos.

2. FUNDAMENTO TEÓRICO

El almacenamiento térmico de energía es considerado como un avance tecnológico en energía y es de gran interés debido a su amplia gama de aplicaciones. Los sistemas de almacenamiento de energía se pueden clasificar de acuerdo a su manera de almacenar el calor: calor sensible, calor latente y calor termoquímico. Por otro lado, la selección de un sistema térmico de almacenamiento de energía depende principalmente del periodo requerido de almacenamiento, las condiciones de operación, viabilidad económica, entre otros.

El almacenamiento de energía térmica generalmente posee los siguientes beneficios: a) reducción en el consumo de energía; b) aumento de la flexibilidad de la operación; c) reducción de los costos de mantenimiento; d) mejora de la eficiencia y eficacia de los sistemas operativos y e) disminución de los gases de efecto invernadero. La Figura 2.1 muestra algunos métodos para el almacenamiento de energía térmica, los cuales pueden ser divididos en procesos físicos y procesos químicos [93].

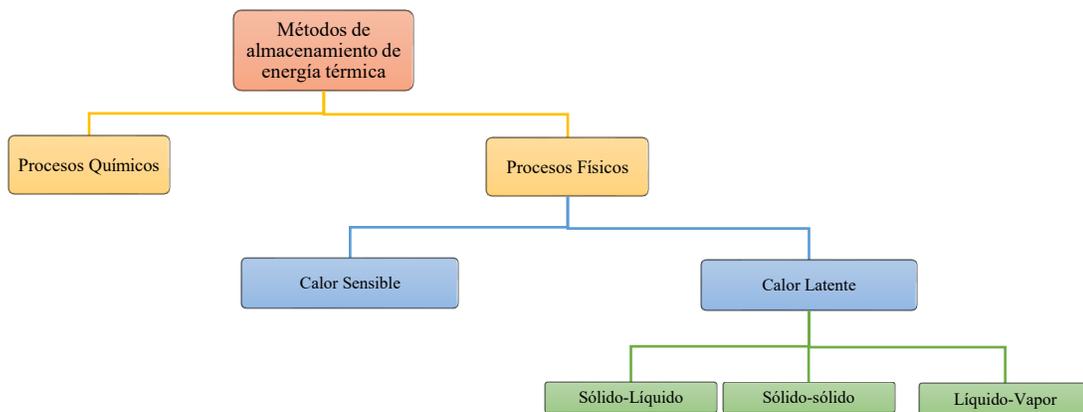


Figura 2.1 Posibles métodos de almacenamiento de calor [93].

De acuerdo con la Figura 2.1 el almacenamiento de energía térmica se puede llevar a cabo mediante procesos físicos (calor sensible y calor latente). El almacenamiento de energía mediante calor sensible se da aumentando o disminuyendo la temperatura de una sustancia en contraste al almacenamiento de energía por calor latente que se lleva mediante el cambio de fase de una sustancia.

En el presente estudio se trabajó con el almacenamiento de energía térmica de calor latente mediante el uso de Materiales de Cambio de Fase; a continuación, se exponen los fundamentos generales para el entendimiento del almacenamiento de energía por calor latente. Así como, los criterios de selección de un material de cambio de fase, la clasificación de estos mismos entre otras cosas. Por otro lado, también se presentan algunos de los modelos teóricos para la modelación computacional de estos materiales.

2.1 Fundamentos generales

Proceso

Un Proceso es un cambio físico o químico en las propiedades de la materia o la conversión de energía de una forma a otra. En algunos procesos alguna propiedad permanece constante. El prefijo “iso” es empleado para describir tales procesos, por ejemplo, isotérmico (temperatura constante), isobárico (presión constante) e isocórico (volumen constante) [94].

Ciclo

Un ciclo es una serie de procesos termodinámicos en donde las propiedades de la materia o condiciones finales son idénticas a la condición inicial [94].

Calor sensible y Calor latente

Se conoce que todas las sustancias pueden retener o almacenar cierta cantidad de calor; esta capacidad se le conoce como capacidad térmica. Cuando se calienta un líquido, su temperatura se eleva hasta su punto de ebullición. Esta es la temperatura más alta que el líquido puede alcanzar a una presión dada. El Calor absorbido por el líquido al elevar la temperatura hasta el punto de ebullición se denomina calor sensible. El calor requerido para

convertir el líquido a vapor a la misma temperatura y presión es llamado calor latente. Este es el cambio de entalpia durante el cambio de fase [94].

El diagrama de la Figura 2.2 muestra la diferencia entre el almacenamiento de calor sensible y calor latente.

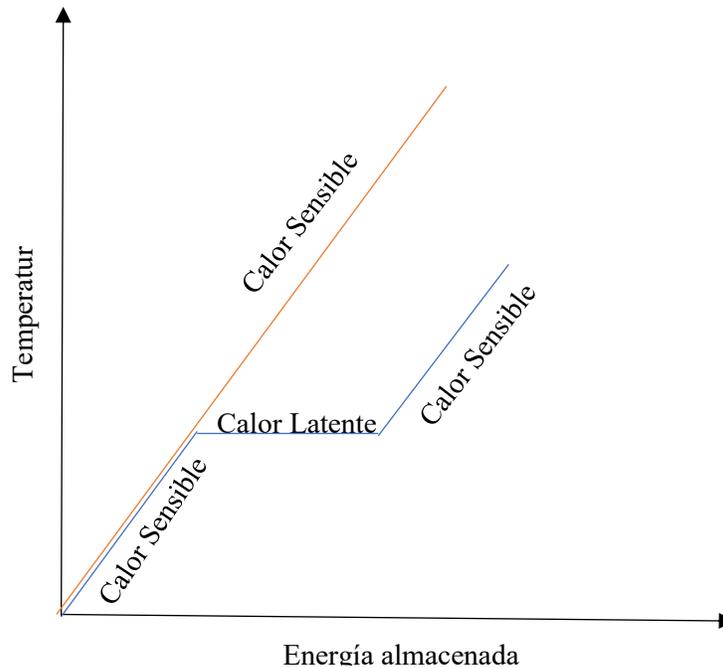


Figura 2.2 Almacenamiento de energía: calor sensible contra calor latente.

2.2 Almacenamiento de calor latente

De acuerdo con lo descrito líneas arriba, se puede inferir que se puede utilizar el proceso de cambio de fase como almacenamiento térmico de energía, a este tipo de almacenamiento se le conoce como almacenamiento de calor latente o LHS por sus siglas en ingles.

El almacenamiento de calor latente, es uno de los métodos más prometedores, en donde, el calor es almacenado y liberado por medio de una transición de cambio de fase. Los materiales que son utilizados para este fin son llamados Materiales de Cambio de Fase, se conocen internacionalmente por su acrónimo en inglés Phase Change Material (PCM).

Los materiales de cambio de fase se utilizan para estabilizar la temperatura, por ejemplo, en el uso de hielos para mantener fríos alimentos y bebidas, en la estabilización de temperaturas

en edificaciones mediante la inclusión en los sistemas convencionales de construcción, en sistemas pasivos, etc.

Una de las grandes ventajas de utilizar estos materiales, es que el cambio de fase ocurre a una temperatura constante (temperatura de fusión), en otras palabras, los materiales de cambio de fase son compuestos capaces de almacenar y liberar energía térmica en forma latente cuando se cambia de un estado físico a otro a una temperatura casi constante. El funcionamiento de un PCM se ejemplifica en la Figura 2.3.

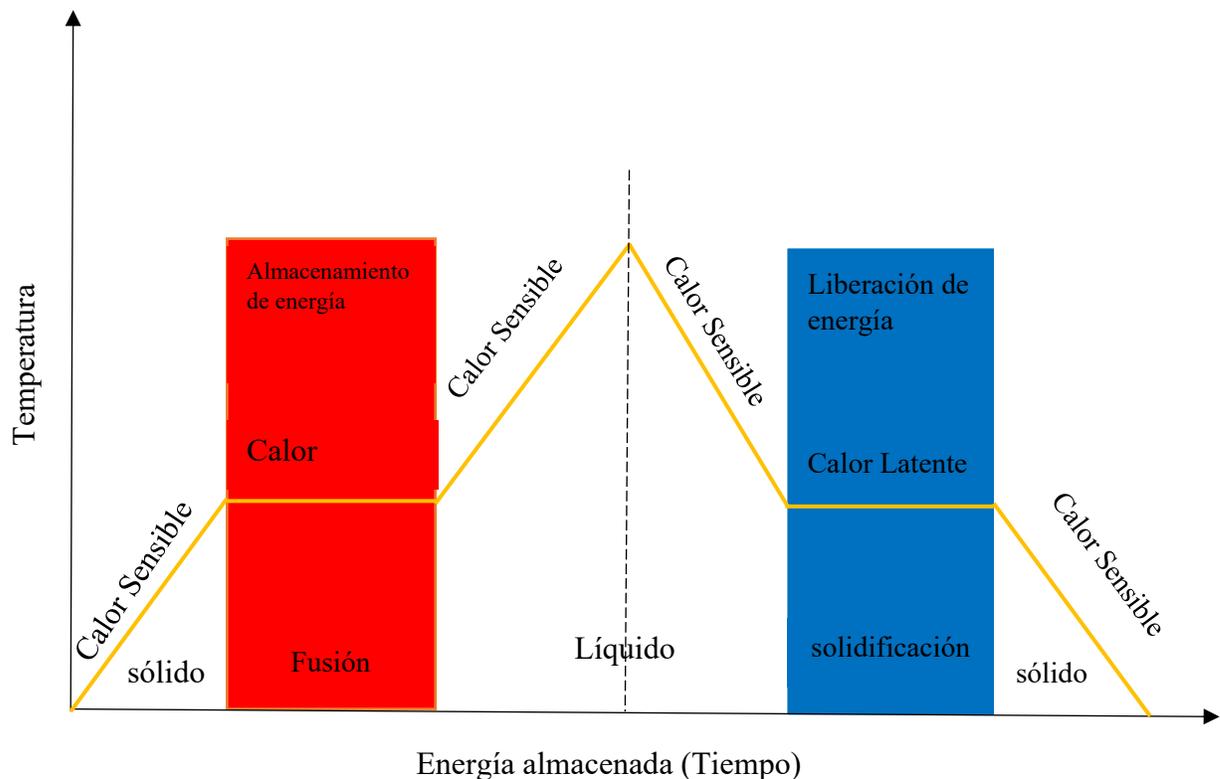


Figura 2.3 Funcionamiento de un PCM.

Una definición más técnica y detallada de un PCM es la que presenta [95], la cual, se expone a continuación.

Desde el punto de vista termodinámico, debido al cambio de entropía el PCM absorbe o libera energía térmica o calor. Este calor es asociado a la unidad de masa del material, y se define como el calor latente del material. El calor latente es absorbido por un material durante el proceso de fusión (derretimiento), o es liberado durante el proceso de solidificación. En el

proceso de fusión (ver Figura 2.3), la energía térmica agregada se utiliza para romper las conexiones moleculares. La sustancia que cambia de fase es, en este momento, una mezcla de moléculas sólidas y líquidas. En sólidos, las moléculas, iones, o átomos se mantienen relativamente cerca unos de otros por fuertes fuerzas intermoleculares. A pesar de que las partículas se mueven debido a su energía interna, su movimiento es muy lento. Esto da la propiedad al sólido de tener una forma definida. Se puede observar que, durante el cambio de fase, las moléculas líquidas y sólidas del PCM se mueven con la misma velocidad (vibración). Esto significa que las moléculas tienen la misma velocidad promedio y por lo tanto la misma energía cinética promedio (dado que tienen la misma masa). Y se mantiene con la misma temperatura. Cuando se calienta un sólido, las partículas ganan energía cinética. Cuando las partículas obtienen suficiente energía como para superar las atracciones que las mantienen en una estructura sólida, la sustancia comienza a derretirse. Finalmente, después de un tiempo, las moléculas de PCM se reorganizan, causando un cambio de entropía y el material empieza a derretirse. A este proceso se le conoce como fusión.

La solidificación es un proceso exotérmico (liberación de energía térmica). La solidificación ocurre cuando una sustancia cambia de fase líquida a fase sólido. En este proceso, se toma energía del PCM, este intercambio de energía no causa cambios en la energía cinética. Mientras el PCM se encuentra en estado líquido, las partículas en una sustancia poseen suficiente energía cinética para moverse muy cerca entre sí, debido a la existencia de fuerzas intermoleculares. Cuando la temperatura baja, las partículas pierden su energía cinética y se unen. Gradualmente, las partículas se van fijando en determinada posición, haciendo que la sustancia tome forma y se convierta en un sólido. En ciertas ocasiones, la temperatura del PCM cae más rápido que la velocidad de solidificación. Esto da como resultado un PCM líquido que puede estar más frío que su punto de congelación. A este fenómeno se le conoce como sub enfriamiento.

2.3 Medición de las propiedades térmicas de un PCM

Para estudiar adecuadamente un sistema de almacenamiento de calor latente es necesario conocer las propiedades termo físicas del PCM. En este sentido, se han desarrollado diversos métodos para la determinar las propiedades termo físicas como: el calor específico, temperatura de fusión, solidificación, densidad, calor latente, entre otros... de los diversos PCM, las técnicas comúnmente utilizadas son las que se muestran en la Figura 2.4.

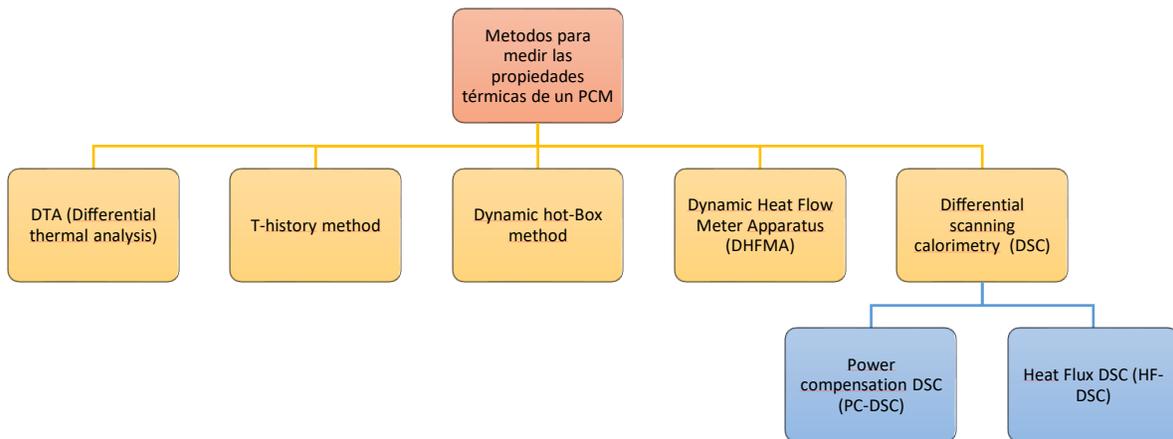


Figura 2.4 Diferentes métodos para la medición de las propiedades térmicas de los PCM's.

2.4 Características que debe cumplir un PCM

Un material de cambio de fase ideal debe cumplir con ciertas características tales como: uniformidad durante el cambio de fase, larga vida útil bajo repetidos cambios de fase, alta conductividad térmica, Temperatura de cambio de fase adecuada, elevada entalpía de cambio de fase (calor latente).

En general, las características deseadas en los PCM para su uso en edificaciones son:

Tabla 2.1 Características de un PCM.

Aspecto	Propiedad	Propósito
Físico	Temperatura de cambio de fase adecuada	Debe ser adecuada a cada aplicación particular, con el fin de asegurar un buen almacenamiento y liberación de calor.
	Temperatura de fusión definida	El cambio de fase debe producirse en un valor discreto (sustancia pura) o en un pequeño intervalo de temperaturas denominado ventana térmica
	Gran capacidad de calor sensible (sólido y líquido)	Para proveer un almacenamiento de calor significativo adicional
	Elevada entalpía de cambio de fase, calor latente.	Para alcanzar un mayor almacenamiento comparado con el almacenamiento de calor sensible.
	Buena conductividad térmica	Para facilitar la transferencia de calor
	La densidad del líquido y del sólido elevadas,	Para poder almacenar mayor cantidad de calor por unidad de volumen.
	Variación de volumen – en el cambio de fase – pequeños	Para una fácil incorporación en los materiales
	Estabilidad cíclica	Para utilizar el material en tantas veces sea posible según requiera su aplicación sin el deterioro de sus propiedades.
	Poseer una alta tasa de cristalización	Para evitar el subenfriamiento o retardo al inicio de la solidificación
	Químico	Estabilidad química
No Inflamables		Seguridad
Proceso de cambio de fase reversible		
Compatible con los materiales de construcción		para evitar oxidación, descomposición térmica, hidrólisis, corrosión y otras reacciones.
Económico	Disponibile en el mercado	Para ser utilizado una gran variedad de aplicaciones
	Bajo costo	Para ser competitivo con otras opciones
	Reciclables	Para la preservación del medio ambiente

La mayoría de los PCM's diseñados para el almacenamiento de calor latente en edificios no cumplen con todos los requisitos enumerados en la Tabla 6. Por lo tanto, se debe seleccionar el PCM con las mejores propiedades y diseñar el sistema de acuerdo con la aplicación particular [96]. Por lo tanto, para una mejor selección del PCM la sección siguiente muestra la clasificación de los PCM's y se describen las principales características de estos, así mismo, se muestran las ventajas y desventajas de los diferentes tipos de PCM's.

2.5 Clasificación de los PCM's

Hay una gran cantidad de materiales de cambio de fase en una amplia gama de temperaturas de fusión. La Figura 12 muestra la clasificación de los PCM y la Tabla 7 resume las ventajas y desventajas de los diferentes PCM.

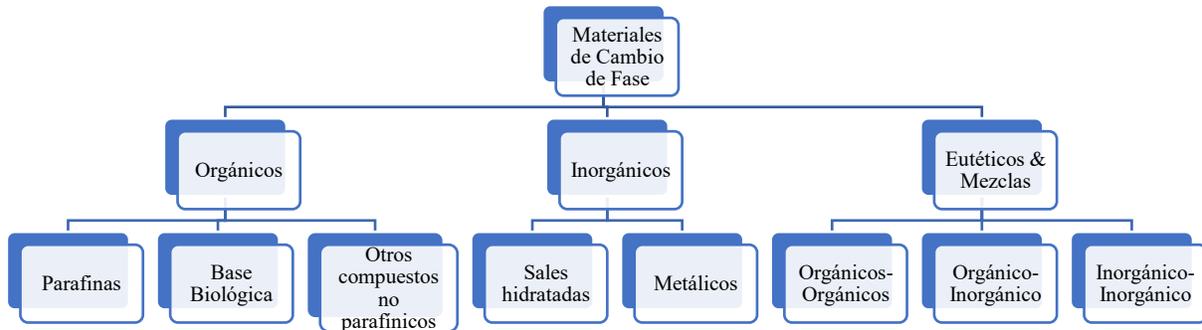


Figura 2.5 Clasificación de los PCM (imagen tomada [4])

Tabla 2.2 Comparación de diferentes tipos de PCMs.

Clasificación	Ventajas	Desventajas
Orgánicos	Disponibles en un amplio intervalo de temperaturas	Cambio relativo de gran volumen
	No corrosivos	Baja conductividad térmica
	Estabilidad térmica y química	Flamables
	Sub enfriamiento nulo	
	Compatibles con materiales de construcción convencionales	
Inorgánicos	Elevado calor latente	Sub enfriamiento
	Alta conductividad térmica	Corrosivos
	Disponibles a bajo costo	Segregación de fase
	Pequeño cambio de volumen	
Eutéuticos	Alta densidad de almacenamiento térmico volumétrico	Falta de disponibilidad de datos de propiedades termo físicas

Parafinas

Las parafinas son mezclas compuestas principalmente de cadenas de n-alcanos, $\text{CH}_3\text{-(CH}_2\text{)}_n\text{-CH}_3$. Gracias a su composición molecular, es posible incrementar su temperatura de fusión y calor latente de fusión incrementando la longitud de su cadena. Las parafinas de grado de laboratorio (tetra decano, hexadecano y sus mezclas binarias) se han probado para aplicaciones de almacenamiento en frío y se ha descubierto que son excelentes candidatos para, sin embargo, las ceras de parafina de grado técnico todavía se usan bastante debido a que los materiales de grado de laboratorio aún son excesivos. Las parafinas presentan varias ventajas: son seguras, confiables, predecibles, no corrosivas, químicamente inertes y estables por debajo de 500°C . También, tienen pequeños cambios de volumen al derretirse, fusión congruente, y buenas propiedades de nucleación. Por otro lado, tienen algunas desventajas (baja conductividad térmica, no compatible con el contenedor y moderadamente inflamable); sin embargo, estas desventajas pueden eliminarse parcialmente modificando ligeramente la cera y la unidad de almacenamiento [84].

No parafinas

Las No-Parafinas son compuestos orgánicos y son el grupo más grande de PCM's para sistemas de almacenamiento de calor en aplicaciones de edificaciones. En este grupo encontramos a los ácidos grasos, esteroides, alcoholes, y glicoles, los cuales pueden ser subdivididos como ácidos grasos y otras no parafinas orgánicas. Cada uno de estos materiales tienen propiedades particulares y diferentes entre sí. Estos materiales exhiben las siguientes propiedades: alto calor de fusión, inflamabilidad, baja conductividad térmica, baja temperatura de evaporación, niveles variables de toxicidad e inestabilidad a altas temperaturas [96].

Sales hidratadas

Las sales hidratadas son aleaciones de sales inorgánicas y agua, cuya fórmula molecular general es $\text{AB nH}_2\text{O}$. Las ventajas de estos compuestos son: alto calor de fusión latente por unidad de volumen, conductividad térmica relativamente alta (casi el doble de las parafinas), pequeños cambios de volumen en la fusión, no muy corrosivo, compatible con plásticos, ligeramente tóxico y no tan costoso. El principal inconveniente de estos compuestos es que

se funden de manera incongruente. Otras desventajas de las sales hidratadas son las pobres propiedades de nucleación y el sub enfriamiento, que se pueden resolver agregando un agente de nucleación [96].

Metálicos

Este grupo incluye los metales con punto de fusión bajo y metales eutéticos estos materiales cambian de fase en un intervalo de temperatura fuerte, tienen altos valores de densidad y conductividad térmica, y bajos valores de calor de fusión y presión de vapor. Sin embargo, debido a su gran peso, no se consideran para su uso en aplicaciones de construcción [96].

Eutéticos

Los eutécticos son mezclas hechas de dos o más compuestos orgánicos, inorgánicos u orgánicos-inorgánicos, diseñados para cambiar la fase a una temperatura específica en un intervalo agudo [97]. Un Eutético tiene una temperatura de fusión más baja que la de cada componente individual, se funde y congela congruentemente sin segregación de fase [96]. Estos materiales tienen altas densidades de almacenamiento volumétrico, pero hasta la fecha no hay suficientes datos de sus propiedades, lo que ha limitado su uso [97].

2.6 Incorporación y encapsulamiento de los PCM's

Los tres métodos más utilizados para incorporar PCM en los materiales de construcción son la incorporación directa, la inmersión y la encapsulación (Ver Figura 2.6). Después de la incorporación, las temperaturas de fusión y congelación de los PCM pueden variar ligeramente [98]. Sin embargo, la incorporación directa y la inmersión no son adecuados para aplicaciones a largo plazo, debido a posibles problemas de fugas y la difusión de líquidos de baja viscosidad a través del material, por lo cual, su uso en edificaciones es poco común. El encapsulamiento ayuda a evitar esos problemas; sin embargo, se debe cuidar que el material seleccionado para el encapsulado no reaccione con el PCM.

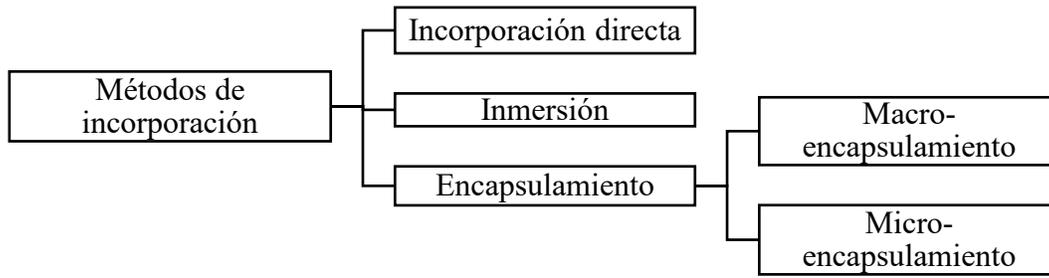


Figura 2.6 Métodos de incorporación.

2.7 Solución numérica de problemas de cambio de fase

En los problemas prácticos de cambio de fase las condiciones iniciales y de frontera son complejas, también, las propiedades termo físicas pueden variar con la fase, la temperatura y la concentración del elemento o varios mecanismos de transporte pueden ocurrir simultáneamente. Esto limita la aplicación de métodos analíticos para problemas de cambio de fase.

Los fenómenos de transferencia de calor con cambio de fase de sólido-líquido y viceversa presentan características distintivas como la absorción y liberación de energía como resultado del cambio de fase y la existencia de una interfaz que separa dos regiones con propiedades distintas. Además, el cambio de fase que ocurre en la interfaz y el movimiento de ésta, causa que se tenga una condición de frontera en la interfaz no lineal. A este tipo de problemas recibe el nombre “Problema de Stefan”. En la literatura este tipo de problema no es nuevo y se han propuestos varios modelos matemáticos para la solución de los problemas de cambio de fase, sin embargo, se pueden clasificar en dos tipos de métodos: Método de interfaz móvil y método de dominio fijo [99, 100].

2.7.1 Método de interfaz móvil

En este método, la distribución de temperatura en la fase líquida y sólida se resuelve separadamente y están acopladas por la condición de Stefan y la temperatura de solidificación en la interface. En cada paso de tiempo, se necesita ubicar la posición de la interfaz, lo cual

hace que el análisis numérico sea complicado y el tiempo computacional requerido es mayor [100].

2.7.2 Método de domino fijo

El método de dominio fijo trata a la fase sólida y líquida como un dominio computacional. Las distribuciones de temperatura de ambas fases se resuelven simultáneamente. los siguientes modelos son lo más comunes y vistos en la literatura [100].

- Método de calor específico efectivo.
- Método de la entalpía.
- Método del término fuente.
- Método de recuperación de temperatura.
- Método fuente de calor.

Para problemas de transferencia de calor con cambio de fase la ecuación gobernante general puede escribirse de la siguiente manera:

$$C \frac{\partial \phi}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + S \quad (2-1)$$

Haciendo una semejanza entre varias formulaciones para problemas con cambio de fase se muestran los valores de ϕ , Γ y S . Siendo todos estos modelos de dominio fijo [101]. En el apartado siguiente se describe el método de calor específico efectivo [101, 102, 103]. Se hace referencia a este método, porque se utilizó en este proyecto.

Tabla 2.3 Formulaciones matemáticas para problemas con cambio de fase [101]

Métodos Matemáticos para la modelación de PCM		Coeficientes				Característica principal
		C	ϕ	Γ	S	
Método de la entalpía		ρ	H	$\frac{k}{cp}$	0	Se toma en cuenta la aportación del calor Sensible y latente en el término de entalpía
Método específico	calor	$\rho * C(T)$	T	k	0	Se toma en cuenta la aportación del calor Sensible y latente en el término del calor específico
Método calor	fuerza de calor	$\rho * C_{promedio}$	T	K	$-\rho L \left(\frac{\partial f}{\partial t}\right)$	El calor latente se trata en el término fuente.

2.7.3 Método de calor específico efectivo.

En el método de calor específico efectivo, el efecto del calor latente se expresa como un calor específico finito dependiente de la temperatura y ocurre en un intervalo de temperatura. El método del calor específico se basa en la idea de incorporar el fenómeno de cambio de fase en el cálculo del calor específico. Esta propiedad física representa la cantidad de calor que necesita una sustancia para incrementar su temperatura. Esto significa que el calor específico efectivo $C_{P,eff}$ tiene que incluir el calor latente del cambio de fase. Entonces, para tener resultados congruentes y confiables, es crucial determinar adecuadamente el calor específico efectivo. Con el método de calor específico efectivo, es posible determinar el cambio de fase no-isotermo en el PCM. El calor específico del material ($C_{P,eff}$) es directamente proporcional a la energía almacenada o liberada durante el cambio de fase y calor específico. La definición del calor específico efectivo para cada periodo de cambio de fase es [100, 104, 105]:

$$C_{P,eff} = C_{P,PCM} = \begin{cases} C_{P,S} & T < (T_m - \Delta T) \\ \frac{C_{P,S} + C_{P,L}}{2} + \frac{L_{LS}}{2\Delta T} & (T_m - \Delta T) \leq T \leq (T_m + \Delta T) \\ C_{P,L} & T > (T_m + \Delta T) \end{cases} \begin{matrix} \text{Fase sólida} \\ \text{Zona de Mezcla} \\ \text{Fase Líquida} \end{matrix}$$

Donde $C_{P,L}$ y $C_{P,S}$ es el calor específico en la fase líquida y fase sólida respectivamente. L_{LS} es el calor latente asociado al cambio de fase. T_m es la temperatura de fusión y $2\Delta T = T_l - T_s$ es el intervalo de cambio de fase. T_s y T_l son definidos como el límite superior e inferior del intervalo de cambio de fase, es decir es el punto de fusión y solidificación. Para un cambio de fase isotérmico ΔT es cero, por lo tanto, $C_{P,eff}$ tiende a infinito en la interface. Para sobrellevar esta singularidad, se asume un pequeño intervalo de cambio de fase. En otras palabras, cuando este método es aplicado a sustancias puras, en donde el cambio de fase ocurre a una temperatura específica ($T_s = T_l$), un intervalo de cambio de fase se debe suponer ($\Delta T \neq 0$). Comini et al. [106] y Morgan et al [107] demostraron que se pueden obtener buenos resultados si se elige un ΔT adecuado. Finalmente, los métodos de calor específico efectivo resuelven los problemas de cambio de fase esencialmente como problemas de dominio único con el calor específico dependiente de la temperatura.

2.8 Ecuaciones gobernantes

Para establecer un modelo matemático del sistema bajo estudio (fenómeno) es necesario recurrir a las leyes físicas que lo gobiernan, así mismo, se realizan una serie de suposiciones o convenciones para hacer el modelo más tratable y facilitar la determinación de las variables de interés. Así, sobre este sistema se tendrá el modelo físico-matemático que gobierna al fenómeno que se analizará

Profesionales e investigadores de la dinámica de fluidos trabajan principalmente con las ecuaciones de Navier-Stokes. Hoy en día las ecuaciones de Navier-Stokes no se refieren únicamente a las ecuaciones de momento lineal como inicialmente se hacía sino que ahora se utilizan para hacer mención de las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía. Las cuales se utilizan para modelar una gran gama de flujos de fluidos se encuentran definidas en cada punto del espacio.

Cuando se estudia el movimiento de fluidos existen dos formas o marcos de referencia para poder describirlos la primera manera es llamada lagrangiana la cual consiste en fijar la atención en una pequeña porción de fluido, esta pequeña porción de fluido (partícula) se sigue a través de todo el espacio y tiempo o sea $r=r(r_0,t)$ en otras palabras se sigue el movimiento

de cada partícula individualmente a través de todo el dominio. La segunda manera es la descripción euleriana la cual se fija la atención en un punto (x,y,z) en el espacio, en otras palabras se considera un volumen de control, en el cual existe flujo de fluidos en sus fronteras, y nos interesa conocer las características del flujo como velocidad, presión, densidad, temperatura etc., de las partículas que pasen por este punto como función del tiempo.

Así pues, para predecir el comportamiento de un sistema cualesquiera bajo estudio es necesario un modelo matemático que represente el fenómeno; este modelo consiste en la formulación de ecuaciones gobernantes generales. Representadas en forma matemática mediante ecuaciones diferenciales las cuales representan un principio de conservación. La solución teórica de los modelos formulados puede ser analítica o numérica. Sin embargo, debido a la complejidad de estos modelos hace que no se pueda tratar analíticamente, por lo cual se hace mediante una solución de alguna técnica numérica. Para la simulación numérica de estos fenómenos de transporte en un sistema bajo estudio por simplicidad se simulan en estado permanente no obstante el avance y desarrollo tecnológico computacional ha posibilitado llevar a cabo análisis en estado Transitorio, permitiendo simular numéricamente fenómenos más complejos como lo es el cambio de fase en un medio, el cual reviste de gran interés hoy en día no solo por su aplicación industrial sino también por la aplicación directa en sistemas solares pasivos para el ahorro de energía.

2.8.1 Ecuación de conservación de masa

La ley de conservación de masa establece que la masa no se puede crear ni destruir, solo se transforma. Se puede enunciar la ley de conservación de masa de la forma siguiente.

Relación del cambio de la masa dentro del volumen de control es igual al Flujo másico neto que sale de la superficie de control.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (2-2)$$

Ó de forma vectorial.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (2-3)$$

2.8.2 Ecuación de conservación de cantidad de movimiento

La ecuación dinámica que describa el movimiento del fluido puede obtenerse a partir de la segunda ley de Newton aplicado a una masa “m”. La cual se puede enunciar de la siguiente manera:

La rapidez del cambio de momento en un sistema es igual a la fuerza neta que actúa sobre el sistema y ocurre en la dirección de la fuerza neta.

$$\sum \vec{F} = M\vec{a} \quad (2-4)$$

Donde:

$\sum \vec{F}$ = Suma de todas las fuerzas

M = Masa total del sistema

\vec{a} = Aceleración del centro de la masa

\vec{F} : Fuerzas de cuerpo + fuerzas de

Este enunciado se divide en dos partes muy importantes: primera, que esta ley pertenece a un sistema específico y segunda, consta de dirección y magnitud de manera que es una expresión vectorial. Así la ecuación 2.4 representa la ecuación de cantidad de movimiento lineal.

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ji}}{\partial x_j} \quad (2-5)$$

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

Donde:

$$\tau_{ji} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad \delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{si } i = j \\ 0 & \text{si } i \neq j \end{cases} \quad (2-6)$$

Ecuaciones de Navier -Stokes

El modelo básico que se utiliza para obtener las ecuaciones de Navier-Stokes es la segunda ley de Newton. La ecuación 2.4 es válida para cualquier tipo de fluido, si se utilizan las relaciones de Stokes [108] la ecuación se convierte en:

$$\rho \frac{Dv_x}{Dt} = \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} - \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{2}{3} \mu \nabla \cdot V \right) + \nabla \left(\mu \frac{\partial \vec{V}}{\partial x} \right) + \nabla \cdot (\mu \nabla U_x) \quad (2-7)$$

$$\rho \frac{Dv_y}{Dt} = \rho g_y - \frac{\partial P}{\partial y} - \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{2}{3} \mu \nabla \cdot V \right) + \nabla \left(\mu \frac{\partial \vec{V}}{\partial y} \right) + \nabla \cdot (\mu \nabla U_y) \quad (2-8)$$

$$\rho \frac{Dv_z}{Dt} = \rho g_z - \frac{\partial P}{\partial z} - \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{2}{3} \mu \nabla \cdot V \right) + \nabla \left(\mu \frac{\partial \vec{V}}{\partial z} \right) + \nabla \cdot (\mu \nabla U_z) \quad (2-9)$$

Las ecuaciones anteriores (2.6-2.8) son llamadas ecuaciones de Navier-Stokes, las cuales gobiernan el flujo de fluidos, son ecuaciones diferenciales de segundo orden altamente no lineales. Si se considera densidad constante, viscosidad constante y tratandola algebraicamente, expresándola en una forma más compacta en notación vectorial se tiene.

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho g - \nabla P + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (2-10)$$

2.8.3 Ecuación de conservación de la energía

La ecuación de la energía es obtenida de la primera ley de la termodinámica, la cual establece que la cantidad de cambio de energía de una partícula es igual a la cantidad de calor adicionado al elemento más la cantidad de trabajo realizada sobre la partícula.

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \frac{\partial (\rho E u_j)}{\partial x_j} = - \frac{\partial (P u_j)}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} [\tau_{jx} u] + \frac{\partial}{\partial x_j} [\tau_{jy} v] + \frac{\partial}{\partial x_j} [\tau_{jz} w] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + s_E \quad (2-11)$$

La ecuación 2.8 es la ecuación de energía de un fluido sin embargo, es muy frecuente ver la temperatura como variable dependiente, la cual no es una propiedad especifica; esta surge de ecuaciones más básicas en donde se emplea la energía interna especifica o la entalpía especifica como la variable dependiente. De esta manera se obtiene la ecuación de conservación de la energía en términos de la temperatura.

2.9 Mecanismos de transferencia de calor

De la termodinámica sabemos que existen varias formas de energía, así mismo por la segunda ley conocemos que el transporte de energía térmica se establece desde cuerpos con mayor temperatura hacia cuerpos con menor temperatura. Sin embargo, la termodinámica trata sobre la cantidad de transferencia de calor a medida que un sistema pasa por un proceso de estado de equilibrio a otro, es decir, estudia sistemas en equilibrio térmico, por lo consiguiente no hace referencia en cuanto tiempo este proceso durará. Para fines prácticos, se tiene más interés el determinar la razón o rapidez de la transferencia de calor, la cual constituye el tema de la ciencia de la Transferencia de Calor. Siempre que exista una diferencia de temperaturas en un cuerpo o entre cuerpos, debe ocurrir una transferencia de calor.

A continuación, se presentan los mecanismos de transferencia de calor que son conducción, convección y radiación. Todos los procesos de transferencia de energía comprenden una de estas formas.

La transferencia de calor por conducción (difusión térmica) se da tanto en sólidos y fluidos en reposo. En los sólidos este proceso se da por la interacción molecular y por medio de electrones libres. La primera forma en la cual el aumento del movimiento de una partícula con un alto nivel de energía (temperatura), imparte energía a las moléculas adyacentes que se encuentran a niveles más bajos de energía. La segunda forma es importante en sólidos puramente metálicos, ya que la capacidad que tienen los sólidos en conducir el calor varía en proporción con los electrones libres, por tal motivo los metales puros son los mejores conductores de calor.

Hernández (2016) [109] describe el mecanismo de transferencia de calor por convección de la siguiente manera: “La convección es la superposición de dos fenómenos, la ya mencionada difusión térmica y la advección entálpica. La advección entálpica es el transporte de la propiedad debida al arrastre impuesto por el movimiento de un fluido. De este modo, la convección presenta una aportación difusiva y una aportación advectiva. En este sentido, la difusión térmica sería un caso especial de la convección de calor. En función del origen del movimiento del fluido, la convección de calor se clasifica como convección forzada, natural o mixta. Un movimiento forzado es originado por un gradiente de presión ocasionado por algún dispositivo externo al sistema, tal como una bomba o un ventilador. Por otra parte, la

convección natural es originada por gradientes de densidad que son producto de diferencias de temperatura en el fluido. Por último, la convección mixta sucede cuando los efectos de movimiento forzado y de diferencias de temperaturas poseen el mismo orden de magnitud, de manera que ninguno puede ser despreciado.”

Hasta el momento se han mencionado los mecanismos de transferencia de calor por conducción y convección. Sin embargo, existe un tercer modo el cual es por radiación térmica que es característicamente diferentes a los dos anteriores, esta diferencia recae en que este mecanismo no requiere de ningún medio para su propagación debido a que el transporte de energía se manifiesta mediante ondas electromagnéticas o fotones dependiendo del marco de referencia de estudio. Un cuerpo emitirá estas ondas siempre y cuando su temperatura este por encima del cero absoluto, esta emisión de ondas electromagnéticas es proporcional a la temperatura del cuerpo emisor.

3. MODELO FÍSICO Y MATEMÁTICO

Cuando se analiza un problema de la naturaleza o del medio que nos rodea y este se quiere reproducir, se busca la manera de poder representarlo y describirlo, surgiendo así, los modelos físicos. Un modelo físico es la representación geométrica de un sistema real bajo estudio en donde se ven involucrados uno o más fenómenos físicos. Por lo tanto, es fundamental el uso de modelos físicos bien establecidos. En esta sección se presenta la descripción del modelo físico de la chimenea solar, así como su formulación matemática.

3.1 Modelo Físico

El objetivo principal de la chimenea solar es remover un volumen de aire en un recinto, con el propósito de generar condiciones de confort térmico y mejorar la calidad del aire. En la Figura 3.1 se presenta el modelo físico del problema bajo estudio, el modelo está compuesto por una pared semitransparente (vidrio) y una placa absorbadora (PCM) entre las cuales, se forma un canal de aire con aberturas en la parte inferior y superior. De igual manera, en la Figura 3.1 se muestran los mecanismos de transferencia de calor involucrados. Donde, el término $q_{cond,g}$, $q_{conv,g}$ y $q_{cond,p}$, $q_{conv,p}$ representan los flujos de calor por conducción y convección en el vidrio y placa absorbadora respectivamente. El término $q_{rad,g\leftrightarrow p}$ es el flujo radiativo neto entre superficies.

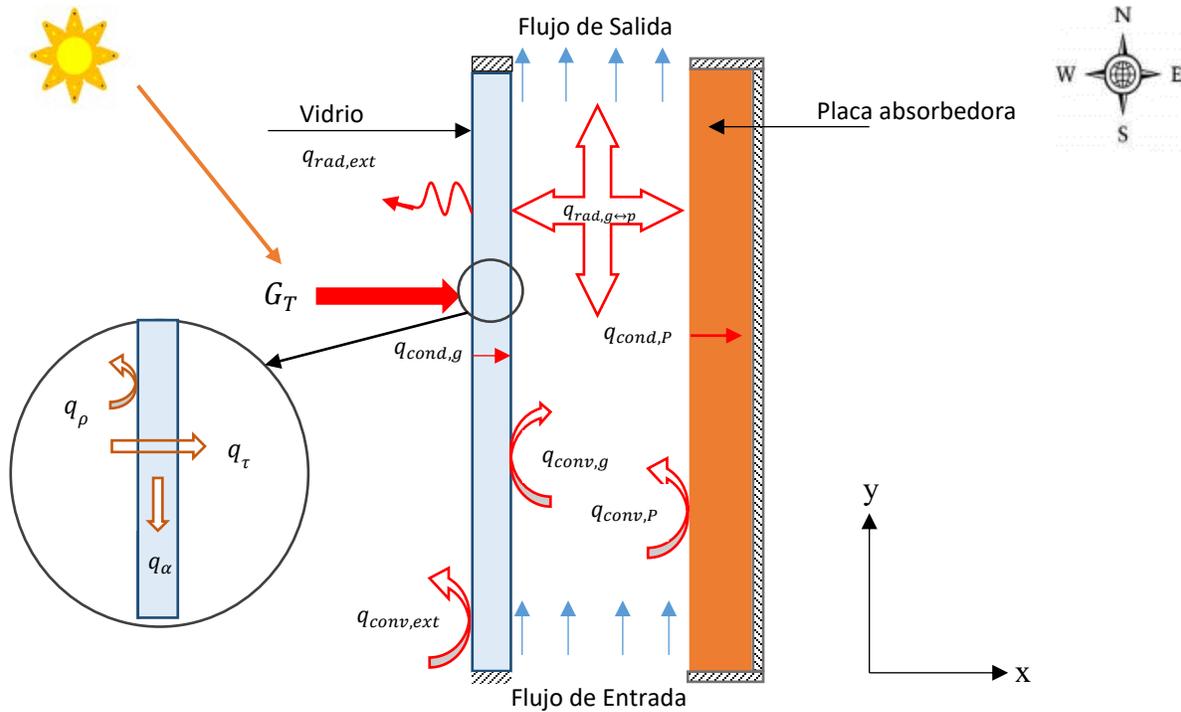


Figura 3.1 Modelo físico de la chimenea solar.

De acuerdo al funcionamiento de la chimenea solar, la pared semitransparente (vidrio) se coloca en dirección de la radiación solar incidente ($G_T = G_{dir} + G_{dif}$), donde G_{dir} es la radiación solar directa y G_{dif} es la radiación solar difusa. Parte de esta energía (G_T) se refleja hacia el exterior ($q_\rho = \rho G_T$) y absorbida ($q_\alpha = \alpha G_T$) por el vidrio mientras que otra parte se transmite a través del vidrio ($q_\tau = \tau G_T$) hacia el interior del canal. El vidrio, al absorber cierto porcentaje de energía, se incrementa su energía interna y por ende su temperatura. Este incremento de temperatura junto con la energía transmitida provoca un intercambio de calor por radiación ($q_{rad,g \leftrightarrow p}$) con la placa absorbedora. Al mismo tiempo, la variación de temperatura existente entre la cubierta de vidrio y la placa absorbedora provoca que el aire en contacto también experimente un cambio de su temperatura, este efecto hace que exista un cambio en las propiedades termofísicas del aire. Siendo la densidad, la propiedad que se ve modificada significativamente, por lo tanto, al variar la densidad se genera un desplazamiento del aire al interior del canal debido a las fuerzas de flotación, provocando un intercambio de calor por convección entre el fluido y las paredes del canal ($q_{conv,g}$; $q_{conv,p}$).

Por otro lado, la chimenea solar está formada por una cubierta de vidrio de 6 mm de espesor (H_g); el espesor (H_p) de la placa absorbedora se consideró de 7.5 mm ; mientras que el espaciamiento (H_{xc}) entre la cubierta de vidrio y placa absorbedora fue de 10 cm y la longitud (H_y) de la chimenea solar de 80cm (ver Figura 3.2)

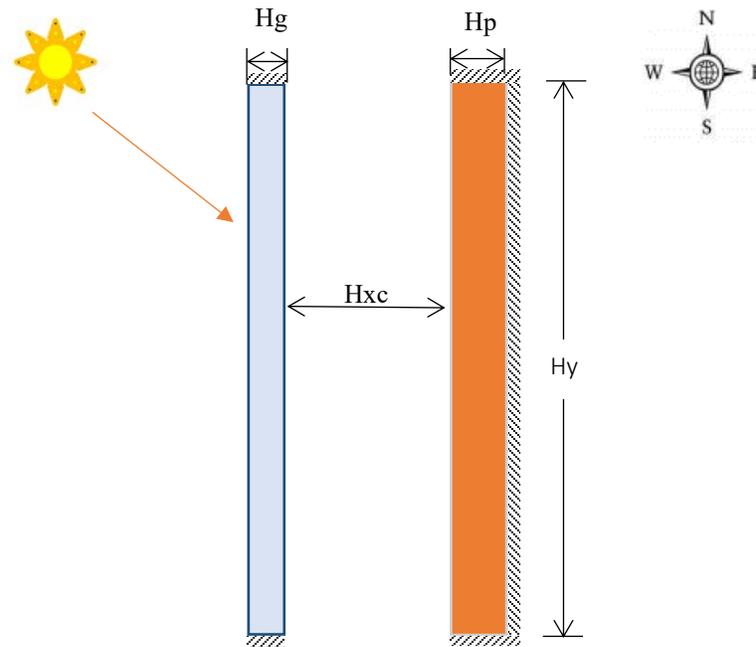


Figura 3.2 Características geométricas del modelo físico.

3.2 Modelo matemático

La transferencia de calor conjugada presente en la chimenea solar se puede modelar con las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía. Así pues, las consideraciones de la chimenea solar se enlistan a continuación:

- El fenómeno se desarrolla en estado transitorio y en régimen de flujo lamiar.
- El aire se considera como un fluido newtoniano e incompresible.
- El aire se considera como un medio radiativamente no participante.
- Flujo bidimensional.
- Solo se toma en cuenta la gravedad como fuerzas de cuerpo.

- El efecto convectivo en el PCM no se toma en cuenta.
- Transferencia de calor por conducción en el vidrio y PCM.

Bajo el conjunto de suposiciones anteriores, el modelo matemático de la chimenea solar se puede expresar de la siguiente manera.

3.3 Modelo de la pared semitransparente (Vidrio)

La transferencia de calor por conducción en el vidrio se modeló mediante la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial(\rho C_p T_g)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial y} \right) - \frac{d\Theta}{dx} \quad (3-1)$$

Donde Θ es la función de atenuación de energía por absorción y dispersión y depende del coeficiente de extinción del vidrio[110]:

$$\Theta(x) = G \exp(-s_g(x)) \quad (3-2)$$

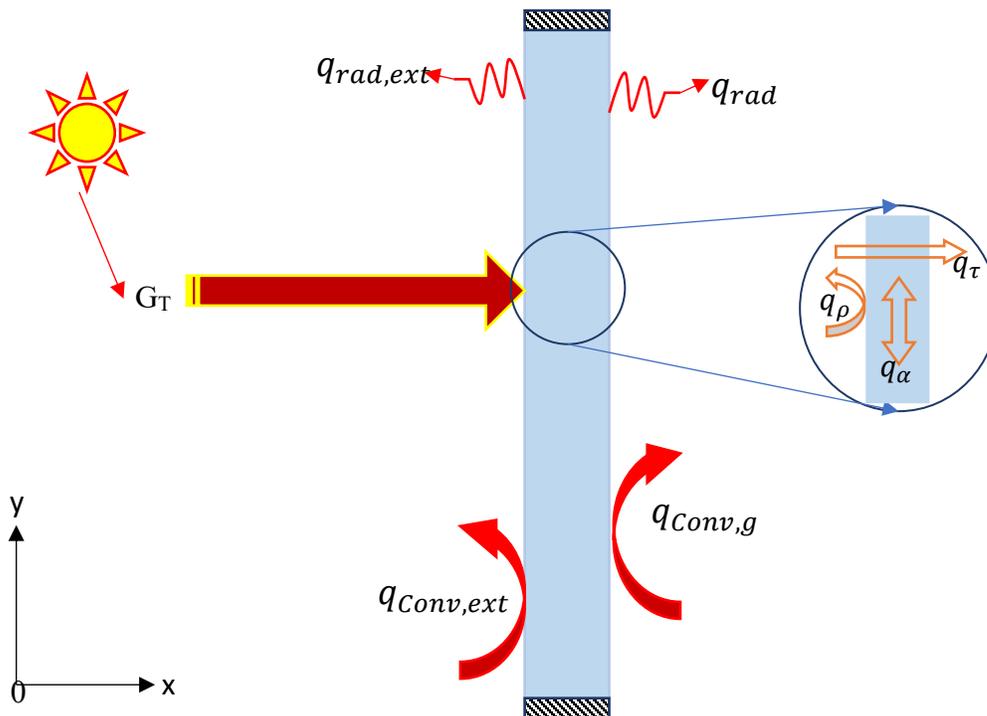


Figura 3.3 Modelo físico hoja de vidrio.

En la Figura 3.3, se ilustran las condiciones de frontera del modelo matemático. Se observa que las fronteras verticales intercambian energía por convección y radiación hacia el exterior e interior del canal mientras que las fronteras horizontales se encuentran aisladas (adiabáticas). Por lo tanto, las condiciones de frontera son:

En $y=0$ y $y=H_y$

$$\frac{\partial T_g}{\partial x} = 0 \quad (3-3)$$

En $x = 0$ se consideran pérdidas convectivas y radiativas:

$$-\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial x} = h_{ext}(T_g - T_{amb}) + \sigma \varepsilon (T_g^4 - T_{sky}^4) \quad \text{para } 0 \leq y \leq H_y \quad (3-4)$$

En $x = H_g$ se realiza un balance de energía térmica:

$$\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial x} = \lambda \frac{\partial T}{\partial x} + q_{rad} \quad \text{para } 0 \leq y \leq H_y \quad (3-5)$$

Donde el coeficiente convectivo fue calculado utilizando la relación dada por [111] $h_{ext} = 3.6V_{ext} + 6.5$ y la temperatura de cielo fue obtenida mediante $T_{sky} = 0.0552T_{amb}^{1.5}$ [61].

3.4 Modelo convectivo (Canal)

Las ecuaciones gobernantes para modelar la transferencia de calor por convección natural en régimen de flujo laminar son las ecuaciones de masa, momento y energía.

$$\frac{\partial(\rho)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (3-6)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vu)}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right] \quad (3-7)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vv)}{\partial y} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right] + \rho g \beta (T - T_{\infty}) \quad (3-8)$$

$$\frac{\partial(\rho C_p T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho C_p u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho C_p v T)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right] \quad (3-9)$$

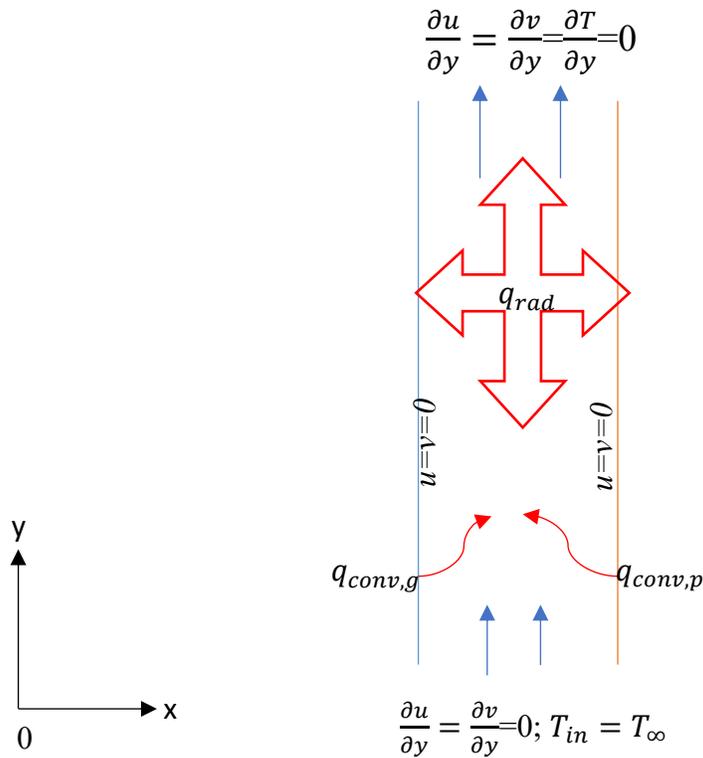


Figura 3.4 Condiciones de frontera canal.

En la Figura 3.4, se muestran las condiciones de frontera del canal. Se observa que las condiciones de frontera para las componentes de velocidad en las paredes verticales del canal son cero. Por otro lado, en la entrada del canal, la presión total impuesta es: $P = v^2 \rho / 2$ [112,113,114], donde P es la presión estática reducida (la diferencia entre la presión dentro del canal y la presión fuera del canal a la misma elevación). La temperatura a la entrada del canal es igual a la temperatura de la habitación $T_{inlet} = T_{\infty} = 25^{\circ}\text{C}$. El flujo de aire que entra se considera normal a la entrada del canal. La presión del fluido en la salida del canal se considera igual a la presión ambiente, las componentes de la velocidad y temperatura se desprecian.

Las condiciones de frontera térmicas en las superficies verticales del canal fueron las siguientes:

1) *Pared izquierda* Para $0 \leq y \leq H_y$ en $x = H_g$

$$\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial x} = \lambda \frac{\partial T}{\partial x} + q_{rad} \quad (3-10)$$

2) *Pared derecha* Para $0 \leq y \leq H_y$ en $x = H_g + H_xc$

$$\lambda_p \frac{\partial T_p}{\partial x} = \lambda \frac{\partial T}{\partial x} + q_{rad} \quad (3-11)$$

3.5 Modelo Matemático del PCM

El modelo matemático del material de cambio de fase se resolvió utilizando el método de calor específico, el cual es un método de dominio fijo y se explicó en la sección 2.7.3. El modelo de transferencia de calor por difusión térmica que gobierna a un material de cambio de fase es el siguiente:

$$\rho c_p \frac{\partial (T_p)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_p \frac{\partial T_p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_p \frac{\partial T_p}{\partial y} \right) \quad (3-12)$$

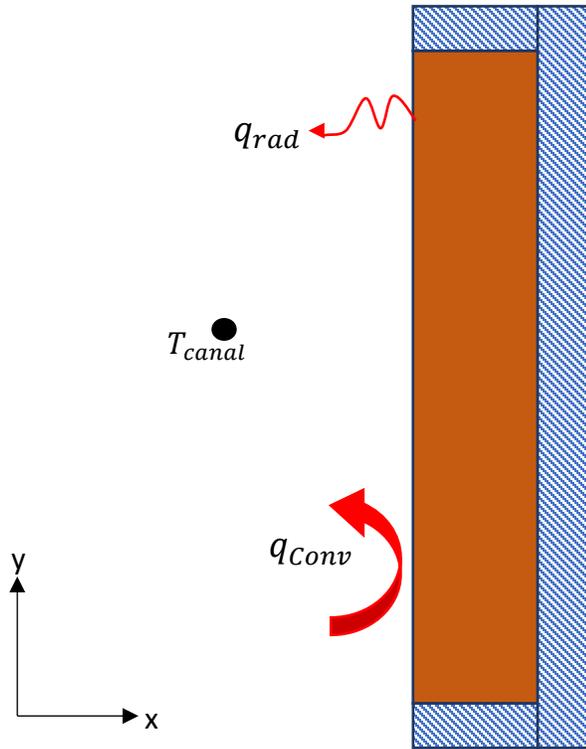


Figura 3.5 Condiciones de frontera PCM.

Como se observa en la Figura 3.5 las condiciones de frontera son:

1) Pared izquierda.

$$\lambda_p \frac{\partial T_p}{\partial x} = \lambda \frac{\partial T}{\partial x} + q_{rad} \quad \text{Para } 0 \leq y \leq H_y \quad \text{en } x = Hg + Hxc_g \quad (3-13)$$

2) Pared derecha.

$$\lambda_p \frac{\partial T_p}{\partial x} = 0 \quad (3-14)$$

3.6 Modelo Radiativo

La transferencia de calor por radiación, se caracteriza porque el transporte de energía es en forma de ondas electromagnéticas o fotones, los cuales pueden viajar a través de grandes distancias sin la necesidad de interactuar con algún medio.

El intercambio radiativo que ocurre entre superficies es demasiado complejo, ya que sería muy difícil seguir el trayecto de la onda electromagnética que llega de una superficie a otra. Donde, esta onda es parcialmente reflejada para después ser reflejada de nueva cuenta varias veces entre todas las superficies y que, a la vez, parte de esta onda se absorba parcialmente. Seguir todo este proceso una y otra vez sería muy complejo, sin embargo, no es necesario realizarlo. Un análisis de todo este proceso se puede representar mediante el método de Radiosidad-Irradiación.

El método de Radiosidad-Irradiación consiste en realizar un balance de energía radiativa en cada una de las superficies involucradas en el intercambio radiativo, con el fin de obtener la radiación neta de la misma.

$$Q_k = q_{o,k}(\mathbf{r}_k) - q_{i,k}(\mathbf{r}_k) \quad k = 1, 2, \dots, N \quad (3-15)$$

$$q_{o,k} = \epsilon_j \sigma T_k^4(\mathbf{r}_k) + (1 - \epsilon_k)q(\mathbf{r}) \quad (3-16)$$

$$q = \sum \int q_{o,k'}(\mathbf{r}_{k'}) dF_{k-k'}(\mathbf{r}_k, \mathbf{r}_{k'}) \quad (3-17)$$

No obstante, el método presenta ciertas restricciones, tales como: las superficies deben ser isotérmicas, emisoras y reflectoras difusas. Sin embargo, en la mayoría de las aplicaciones no encontramos una superficie con temperatura constante, sino que varía a lo largo de toda el área; para sobrellevar este inconveniente, se considera a las superficies como elementos diferenciales de superficies isotérmicas.

4. METODOLOGÍA

A modo de resumen, la metodología utilizada para resolver los modelos matemáticos planteados fue la siguiente:

Las ecuaciones gobernantes en estado transitorio de flujo de fluido y transferencia de calor (modelo convectivo y modelos conductivos) se resolvieron numéricamente utilizando el método de volumen finito, mediante un código desarrollado en lenguaje de programación Fortran. El acoplamiento entre las ecuaciones de masa y momento se realizó a través del algoritmo SIMPLEC. Se utilizó un esquema totalmente implícito para el término temporal, un esquema híbrido de bajo orden para los términos advectivos y un esquema centrado para los términos difusivos. El balance de energía radiativa en las paredes se resolvió por medio del método de intercambio radiativo superficial (RIM) de forma iterativa. Los factores de vista fueron determinados por el método de cuerdas cruzadas de Hottel. El sistema de ecuaciones algebraicas resultante se resolvió por el método de línea por línea en dirección y (LBL-x) y por el método de Jacobi. Se utilizó un criterio de convergencia de 10^{-9} para todas las variables, este criterio de convergencia se establece para asegurar la confiabilidad en la solución. Todo lo descrito anteriormente se resuelve para cada paso de tiempo.

Así pues, en este capítulo se presenta a detalle la descripción del método numérico elegido para resolver las ecuaciones gobernantes. Asimismo, se presenta el diagrama de flujo general para la solución del problema de transferencia de calor conjugada en la chimenea solar con la integración de un material de cambio de fase como placa absorbedora.

4.1 Método de Volumen Finito (M.V.F)

La no linealidad de los modelos matemáticos para la transferencia de calor conjugada en el modelo físico de la chimenea solar, provoca que no se posea una solución analítica al problema. Por lo tanto, es necesario recurrir a alguna técnica numérica para dar solución a dichos modelos.

Existen varios métodos numéricos, sin embargo, uno de los métodos más utilizados, es el Método de Volumen Finito, este método es el corazón de varios softwares comerciales como se menciona en [115]. Esto se debe a que el método por construcción es conservativo, trabaja con variables primarias, y todos los términos tienen un significado físico. Por estos motivos, se eligió el Método de volumen finito para resolver los modelos matemáticos planteados para resolver la transferencia de calor conjugada en la chimenea solar.

De manera general, la metodología que sigue el MVF es la siguiente: primero se divide el dominio de cálculo en un número finito de volúmenes de control (VC) sin traslape, teniendo así, un conjunto de puntos discretos (malla numérica, ver Figura 4.2) sobre el cual, se determinaran las variables de interés. Después, sobre cada VC se integran las ecuaciones diferenciales, esta integración representa la conservación de masa, cantidad de movimiento y energía. A este proceso se le conoce como discretización, ya que las ecuaciones diferenciales parciales, se transforman en una relación puramente algebraica, con lo cual, se obtiene un sistema de ecuaciones algebraicas. Finalmente, se resuelve el sistema de ecuaciones algebraicas resultantes. En resumen, para resolver el problema mediante el MVF se debe realizar los siguientes pasos:

- Generar un dominio computacional de nodos discretos o malla numérica
- Discretizar los modelos matemáticos
- Solucionar el sistema de ecuaciones algebraicas

En la Figura 4.2 se muestra la malla numérica de la chimenea solar, la cual es una malla estructurada. En donde, el número de nodos fue distinto para cada uno de los diferentes componentes (vidrio, canal y PCM) de la chimenea solar.

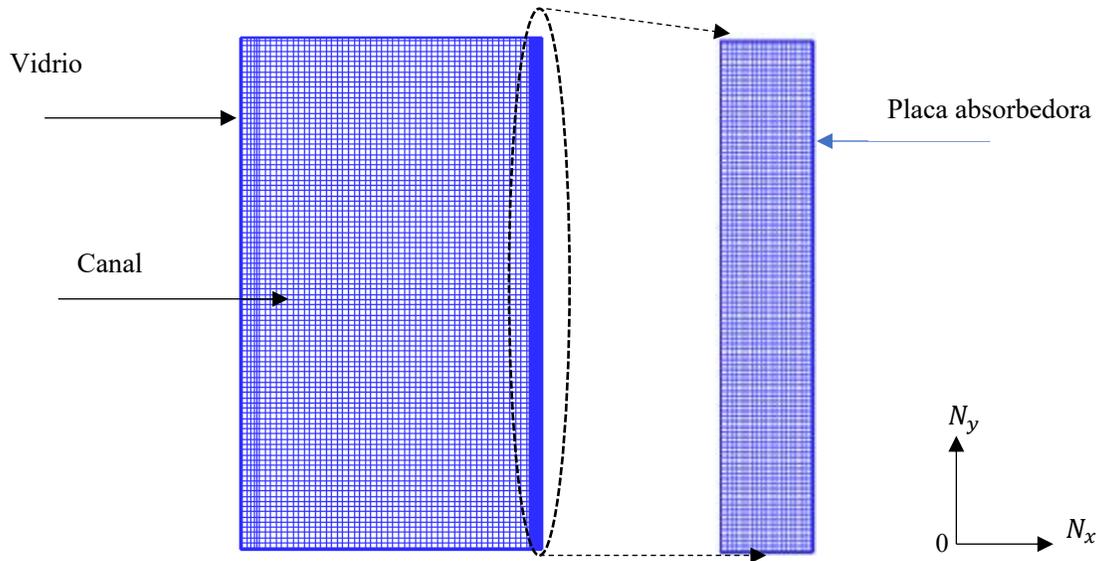


Figura 4.2 Malla numérica de la chimenea solar.

4.2 Ecuación generalizada convección-difusión

Las ecuaciones que están bajo un principio de conservación se pueden compactar en una sola ecuación propuesta por Patankar (1980) [116], llamada ecuación general conservativa de convección-difusión que se expresa matemáticamente como:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \phi)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S \quad (4-1)$$

La ecuación se compone de cuatro términos, que representan el efecto transitorio, convectivo, difusivo y fuente. De izquierda a derecha el primer término (transitorio) que encontramos es la acumulación de la variable ϕ a través del tiempo, el segundo término (convectivo) es el flujo neto de ϕ a causa del transporte advectivo de un punto a otro en el dominio, el tercer término (difusivo) es intercambio neto de ϕ debido a las corrientes difusivas, el cuarto y último término (fuente) es la variación (generación o destrucción) de ϕ debido a una fuente. Este último término hace posible la agrupación de aquellos fenómenos tales como: fuerzas

de flotación, gradientes de presión y efectos radiativos que no pueden ser agrupados en los otros tres términos.

Expandiendo la ecuación (4-1) en dos dimensiones para coordenadas cartesianas se tiene:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u\phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v\phi)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y}\right) + S \quad (4-2)$$

La Tabla 4.1 muestra la semejanza de ϕ, Γ y S con los modelos matemáticos propuestos

Tabla 4.1 Equivalencias de la ecuación generalizada convección-difusión.

Ecuación de conservación	ϕ	Γ	S
Masa	1	0	0
Cantidad de momento en x	u	μ	$-\frac{\partial P}{\partial x}$
Cantidad de momento en y	v	μ	$-\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g\beta(T - T_{\infty})$
Energía	T	λ	0
Energía (vidrio)	T_g	λ_g	$-\frac{\partial\theta}{\partial x}$

4.3 Discretización de la Ecuación generalizada convección difusión

Cuando se habla de discretizar las ecuaciones que rigen el fenómeno, se está hablando de utilizar alguna técnica numérica para aproximar esa ecuación diferencial a un conjunto de ecuaciones algebraicas y facilitar su solución.

Como se mencionó anteriormente, la ecuación generalizada consta de cuatro términos. Con el fin de tener claro el proceso de discretización de la ecuación generalizada, se discretizará primero el término difusivo y término fuente, después el término temporal y el término convectivo. Por lo tanto, tomando solamente los términos difusivos la Ecuación 4-2 se reduce a:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y}\right) + S = 0 \quad (4-3)$$

Para ubicar mejor el volumen de control sobre el cual se integrará la ecuación generalizada de convección-difusión en la Figura 4.3 Volumen de control representativo. se presenta un volumen de control general con un nodo central P, relacionado con sus nodos vecinos oeste (W), este (E), norte (N) y sur (S).

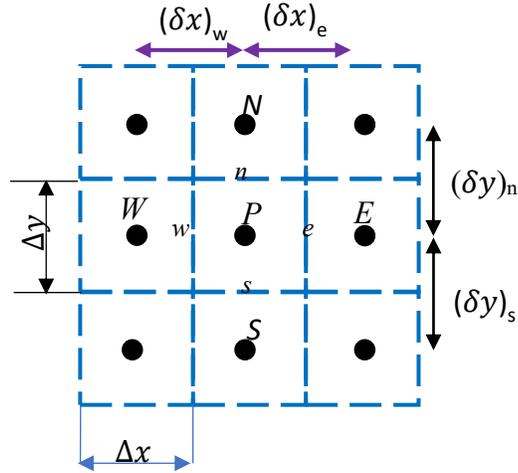


Figura 4.3 Volumen de control representativo.

De acuerdo a la metodología del MVF, se tiene que integrar la ecuación (3-3).

$$\int_s^n \int_w^e \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) dx dy + \int_s^n \int_w^e \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) dx dy + \int_s^n \int_w^e S dx dy = 0 \quad (4-4)$$

Como se observa en la Figura 4.3 la distancia entre “e” y “w” es Δx y de manera análoga la distancia entre “n” y “s” es Δy

$$\int_s^n dy = y_n - y_s = \Delta y ; \quad \int_w^e dx = x_e - x_s = \Delta x \quad (4-5)$$

Integrando solo una vez la ecuación (4-4) y sustituyendo (4-5) obtenemos:

$$\int_w^e \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx \Delta y + \int_s^n \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial T}{\partial y} \right) dy \Delta x + S \Delta x \Delta y = 0 \quad (4-6)$$

Integrando dos veces se tiene:

$$\Gamma \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_w^e \Delta y + \Gamma \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_s^n \Delta x + S \Delta x \Delta y = 0 \quad (4-7)$$

Expandiendo se tiene:

$$\left(\Gamma \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_e - \Gamma \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_w \right) \Delta y + \left(\Gamma \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_n - \Gamma \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_s \right) \Delta x + S \Delta x \Delta y = 0 \quad (4-8)$$

Utilizando un esquema centrado para aproximar las derivadas y factorizando se llega a la ecuación 4-10

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_e &= \frac{T_E - T_P}{\delta_{XEP}}; & \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_w &= \frac{T_P - T_W}{\delta_{XPW}}; & \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_n &= \frac{T_N - T_P}{\delta_{YNP}}; & \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_s &= \frac{T_P - T_S}{\delta_{YPS}} \end{aligned} \quad (4-9)$$

$$\begin{aligned} &\overbrace{\left[\frac{\Gamma|_e}{\delta_{XEP}} \Delta y + \frac{\Gamma|_w}{\delta_{XPW}} \Delta y + \frac{\Gamma|_n}{\delta_{XNP}} \Delta x + \frac{\Gamma|_s}{\delta_{XPS}} \Delta x \right]}^{ap} T_P \\ &= \underbrace{\frac{\Gamma|_e}{\delta_{XEP}} \Delta y T_E}_{ae} + \underbrace{\frac{\Gamma|_w}{\delta_{XPW}} \Delta y T_W}_{aw} + \underbrace{\frac{\Gamma|_n}{\delta_{YNP}} \Delta y T_N}_{an} + \underbrace{\frac{\Gamma|_s}{\delta_{YPS}} \Delta y T_S}_{as} \\ &\quad + \underbrace{S \Delta y \Delta x}_b \end{aligned} \quad (4-10)$$

Finalmente, la Ecuación 4-10 se expresa mediante la notación de coeficientes agrupados como:

$$a_P T_P = a_E T_P + a_W T_P + a_N T_P + a_S T_P + b \quad (4-11)$$

4.3.1 Termino temporal y convectivo

Siguiendo el mismo procedimiento que se mostró en la sección anterior, se integra temporal y espacialmente la ecuación 4-2. sobre el volumen de control general con un nodo central P .

$$\begin{aligned}
 & \int_{t_0}^t \int_s^n \int_w^e \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dx dy dt + \int_{t_0}^t \int_s^n \int_w^e \frac{\partial(\rho u\phi)}{\partial x} dx dy dt \\
 & \quad + \int_{t_0}^t \int_s^n \int_w^e \frac{\partial(\rho v\phi)}{\partial y} dx dy dt \\
 & = \int_{t_0}^t \int_s^n \int_w^e \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x} \right) dx dy dt + \int_{t_0}^t \int_s^n \int_w^e \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y} \right) dx dy dt \\
 & \quad + \int_{t_0}^t \int_s^n \int_w^e S dx dy dt
 \end{aligned} \tag{4-12}$$

Integrando espacialmente la Ecuación 4-4 sobre los límites del volumen de control, se tiene:

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} \Delta x \Delta y + [(\rho u A \phi)_e - (\rho u A \phi)_w] \Delta y + [(\rho v A \phi)_n - (\rho v A \phi)_s] \Delta x \\
 & = \left[\Gamma_e A_e \left(\frac{\partial\phi}{\partial x} \right)_e - \Gamma_w A_w \left(\frac{\partial\phi}{\partial x} \right)_w \right] \Delta y \\
 & \quad + \left[\Gamma_n A_n \left(\frac{\partial\phi}{\partial y} \right)_n - \Gamma_s A_s \left(\frac{\partial\phi}{\partial y} \right)_s \right] \Delta x + \bar{S} \Delta x \Delta y
 \end{aligned} \tag{4-13}$$

La ecuación anterior aún no está integrada en el tiempo, para tomar en cuenta la variación de la variable ϕ con el tiempo se hace uso de la siguiente expresión.

$$\int_{t_0}^t \phi dt = [f\phi + (1-f)\phi^0] \Delta t \tag{4-14}$$

Si el valor de f es: cero ($f=0$) es un esquema explícito, si $f=0.5$ el esquema es Crank-Nicolson y si $f=1$ estamos hablando de un esquema implícito. En este trabajo de tesis se empleó un esquema implícito para la aproximación temporal.

$$\begin{aligned} & \frac{[(\rho\phi)_p - (\rho\phi)_p^0]}{\Delta t} \Delta x \Delta y + [(\rho u\phi)_e - (\rho u\phi)_w] \Delta y + [(\rho v\phi)_n - (\rho v\phi)_s] \Delta x \\ & = \left[\Gamma_e \left(\frac{\partial\phi}{\partial x} \right)_e - \Gamma_w \left(\frac{\partial\phi}{\partial x} \right)_w \right] \Delta x + \left[\Gamma_n \left(\frac{\partial\phi}{\partial y} \right)_n - \Gamma_s \left(\frac{\partial\phi}{\partial y} \right)_s \right] \Delta y \\ & + \bar{S} \Delta x \Delta y \end{aligned} \quad (4-15)$$

Se definen las componentes de flujo total con el fin de simplificar la ecuación anterior:

$$\begin{aligned} J_w &= [(\rho u\phi)_w - \left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x} \right)_w] \Delta y; & J_e &= [(\rho u\phi)_e - \left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x} \right)_e] \Delta y; \\ J_s &= [(\rho v\phi)_s - \left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y} \right)_s] \Delta x; & J_n &= [(\rho v\phi)_n - \left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y} \right)_n] \Delta x \end{aligned} \quad (4-16)$$

Los fluxes convectivos o intensidad convectiva a través de las caras del volumen de control:

$$F_w = (\rho u)_w \Delta y, F_e = (\rho u)_e \Delta y, F_s = (\rho v)_s \Delta x, F_n = (\rho v)_n \Delta x \quad (4-17)$$

Los términos difusivos o conductancias en las caras del volumen de control:

$$\begin{aligned} D_w &= \frac{\Gamma_w}{\delta x_{WP}} \Delta y; & D_e &= \frac{\Gamma_e}{\delta x_{PE}} \Delta y, \\ D_s &= \frac{\Gamma_s}{\delta y_{SP}} \Delta x; & D_n &= \frac{\Gamma_n}{\delta y_{PN}} \Delta x \end{aligned} \quad (4-18)$$

Los números de Peclet:

$$Pe_w = \frac{F_w}{D_w}; Pe_e = \frac{F_e}{D_e}; Pe_s = \frac{F_s}{D_s}; Pe_n = \frac{F_n}{D_n} \quad (4-19)$$

Sustituyendo la Ecuación 4-16 en la Ecuación 4.15 se obtiene

$$\frac{[(\rho\phi)_p - (\rho\phi)_p^0]}{\Delta t} \Delta x \Delta y + [J_e + J_w] + [J_n + J_s] = \bar{S} \Delta x \Delta y \quad (4-20)$$

Para asegurar una mejor convergencia en la discretización de la ecuación de convección-difusión se introduce la ecuación de continuidad. De esta manera se asegura que la solución final obtenida mediante el proceso iterativo cumplirá con el principio de continuidad.

$$\frac{(\rho_P - \rho_P^0)}{\Delta t} \Delta x \Delta y + [F_e + F_w] + [F_n + F_s] = 0 \quad (4-21)$$

Multiplicando la Ecuación (4-21) por ϕ_P y restando la ecuación resultante a la Ecuación (4-20), se llega a la ecuación que finalmente se usará como discreta:

$$\begin{aligned} (\phi_P - \phi_P^0) \frac{\rho_P^0}{\Delta t} \Delta x \Delta y + [(J_e - F_e \phi_P) - (J_w - F_w \phi_P)] \\ + [(J_n - F_n \phi_P) - (J_s - F_s \phi_P)] \\ = (S_C + S_P \phi_P) \Delta x \Delta y - [(F_e - F_w) + (F_n - F_s)] \phi_P \end{aligned} \quad (4-22)$$

Patankar (1980) propone una formulación de esquema generalizado con el fin de expresar la variable de un nodo P en función de la variable de los nodos vecinos E, W, N, S y en función de otros parámetros que engloben el término fuente.

$$\begin{aligned} (J_e - F_e \phi_P) = a_E(\phi_P + \phi_E); & \quad (J_w - F_w \phi_P) = a_W(\phi_W + \phi_P) \\ (J_n - F_n \phi_P) = a_N(\phi_P + \phi_N); & \quad (J_s - F_s \phi_P) = a_S(\phi_S + \phi_P) \end{aligned} \quad (4-23)$$

Finalmente, la ecuación de convección-difusión (ecuación generalizada) en notación de coeficientes agrupados, como resultado de sustituir la Ecuación (4-23) en la Ecuación (4-22) se puede escribir:

$$a_P \phi_P = a_W \phi_W + a_E \phi_E + a_S \phi_S + a_N \phi_N + b \quad (4-24)$$

Donde:

$$a_E = D_e A(|Pe_e|) + \max[-F_e, 0] \quad (4-25)$$

$$a_W = D_w A(|Pe_w|) + \max[F_w, 0] \quad (4-26)$$

$$a_N = D_n A(|Pe_n|) + \max[-F_n, 0] \quad (4-27)$$

$$a_S = D_s A(|Pe_s|) + \max[F_s, 0] \quad (4-28)$$

$$a_P^0 = \rho_P^0 \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} \quad (4-29)$$

$$a_P = a_W + a_E + a_S + a_N + a_P^0 - S_P \Delta x \Delta y + (F_e - F_w) + (F_n - F_s) \quad (4-30)$$

$$b = a_P^0 \phi_P^0 + S_C \Delta x \Delta y \quad (4-31)$$

Los términos $D_i F_i Pe_i$ de las expresiones anteriores representan los términos difusivos convectivos y el número de Peclet respectivamente, definidos en 4-17 y 4-18:

La función $A(|Pe|)$ es una función que depende del esquema de aproximación empleado en los términos convectivos. La diferencia entre los diferentes esquemas radica en la manera de evaluar determinadas propiedades en las fronteras del volumen de control.

Tabla 4.2 Esquemas de interpolación.

Esquema	$A(Pe)$
Upwind	1
Centrado	$1-0.5 Pe $
Híbrido	$\text{Max}[0, (1 - 0.5 Pe)]$
Exponencial	$ Pe /(\exp(Pe) - 1)$
Ley de potencia	$\text{Max}[0, (1 - 0.1 Pe)^5]$

En la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**Tabla 4.2 se muestran las relaciones para la función $A(Pe)$. Los esquemas de interpolación de bajo orden, así como sus características se citan a continuación:

- Esquema Upwind (UDS). - Es un esquema de interpolación de primer orden. Asigna el valor del nodo encontrado “corriente arriba” de la interface en cuestión. Proporciona valores físicamente reales, aunque con poca exactitud.
- Esquema Centrado (CDS). - En un sentido estricto, es un esquema de interpolación de segundo orden. El valor de la interface la determina como el promedio de los nodos involucrados. Trabaja muy bien a velocidades muy bajas, característica que lo hace idóneo para problemas difusivos. Sin embargo, el esquema no es apropiado para velocidades altas ya que puede proporcionar valores físicamente no reales y causar divergencia.
- Esquema Híbrido (HDS). - Es una combinación de los esquemas centrado y upwind. Para Pe cercanos al valor cero se aproxima como un esquema centrado y a valores por encima se aproxima como un esquema upwind.
- Esquema Exponencial (EDS). - Se fundamenta en la solución analítica de la versión unidimensional del problema. Tiene mayor exactitud, sin embargo, la determinación de una exponente resulta costoso en cálculos numéricos además de ser no recomendable para problemas multidimensionales.
- Esquema Ley de potencia (PDS). - Es una mejora del esquema híbrido con base en el esquema exponencial. Proporciona resultados tan exactos como el esquema exponencial, pero sin el problema de la evaluación del exponente.

4.3.2 Algoritmo de acoplamiento

De las ecuaciones de masa, momento y energía se obtiene un sistema de ecuaciones discretas cuya solución ofrece la descripción del flujo. Este sistema de ecuaciones se caracteriza por su no linealidad y acoplamiento, hecho que complica notablemente la solución. En general los problemas principales que surgen al resolver las ecuaciones son los siguientes: No linealidad de las ecuaciones, acoplamiento y el desconocimiento del campo de presiones

Algoritmo simple

A continuación, se presenta la secuencia del algoritmo SIMPLE y SIMPLC. Primero, se discretiza las ecuaciones de momento, obteniendo así la respectiva ecuación de coeficientes agrupados, de manera que la presión aparezca explícitamente.

$$a_e u_e = \sum a_{nb} u_{nb} + (P_P - P_E) A_E + b^u \quad (4-32)$$

$$a_n u_n = \sum a_{nb} u_{nb} + (P_P - P_N) A_N + b^v \quad (4-33)$$

Para resolver las ecuaciones de momento antes escritas se supone primero un campo de presión P^* . De igual manera, para las componentes de velocidad u^* y v^* . Entonces la ecuación 4-32 se expresa como:

$$a_e u_e^* = \sum a_{nb} u_{nb}^* + (P_P^* - P_E^*) A_E + b^u \quad (4-34)$$

$$a_n u_n^* = \sum a_{nb} u_{nb}^* + (P_P^* - P_N^*) A_N + b^v \quad (4-35)$$

El campo de velocidades obtenido puede no cumplir continuidad, por esta razón, se busca una manera para aproximar el valor de la presión P^* que satisfaga la ecuación de continuidad, por lo tanto, se propone una ecuación para la presión correcta.

$$P = P^* + P' \quad (4-36)$$

Donde el término P' se llama corrección de presión. De la misma forma, se definen las correcciones para las velocidades u' y v' con el fin de relacionar los campos correctos de velocidades u y v con el campo supuesto de velocidades u^* y v^* .

$$u = u^* + u' \quad (4-37)$$

$$v = v^* + v' \quad (4-38)$$

Para poder expresar las ecuación (4-32, 4-33) en términos de las variables de corrección se restan las ecuaciones (4-34 y 4-35) de las ecuaciones (4-32,4-33), obteniendo:

$$a_e u_e' = \sum a_{nb} u_{nb}' + (P_P' - P_E') A_E \quad (4-39)$$

$$a_n u_n' = \sum a_{nb} u_{nb}' + (P_P' - P_N') A_N \quad (4-40)$$

Con el fin de simplificar la relación entre las velocidades y la presión corregidas, se introduce la siguiente aproximación:

$$\sum a_{nb} u_{nb}' \approx 0 \quad (4-41)$$

$$\sum a_{nb} v_{nb}' \approx 0 \quad (4-42)$$

La omisión de estos términos es la principal aproximación del algoritmo SIMPLE (Patankar, 1980) [114]. Entonces, las ecuaciones (4-39 y 4-40) se reducen a:

$$u_e' = d_e (P_P' - P_E') \quad (4-43)$$

$$u_n' = d_n (P_P' - P_N') \quad (4-44)$$

Donde:

$$d_e = \frac{A_e}{a_e^u} \quad (4-45)$$

$$d_n = \frac{A_n}{a_n^v} \quad (4-46)$$

Conociendo las velocidades de corrección se pueden calcular las velocidades expresándolas de la siguiente manera:

$$u_e = u^* + d_e(P_P' - P_E') \quad (4-47)$$

$$u_n = u_n^* + d_n(P_P' - P_N') \quad (4-48)$$

Antes de seguir, se hace un paréntesis para exponer la diferencia entre el algoritmo SIMPLE y el algoritmo SIMPLEC. La característica principal del algoritmo SIMPLE; es que considera que al final del ciclo iterativo los términos d_e y d_n se desvanecen, de tal manera que la omisión de ellos no representa ningún error en la solución de las ecuaciones de conservación.

La diferencia entre el algoritmo SIMPLE y SIMPLEC consiste en como se considera la relación de las velocidades corregidas y la presión corregida, es decir, los valores de d_e y d_n son diferentes.

En el algoritmo SIMPLEC se considera que la omisión de los términos dados por las ecuaciones 4-45 y 4-46 es una inconsistencia en el algoritmo SIMPLE, ya que sí se corrige la presión P por P' , las componentes de velocidad son susceptibles a este cambio de presión por u_e' y v_n' y los coeficientes vecinos responden a este cambio mediante u_{nb}' y v_{nb}' . Tales cambios de velocidad serán del mismo orden de magnitud, por lo tanto, se considera una aproximación más “consistente” el sustraer de ambos lados de la ecuación los términos:

$$\sum a_{nb} u_{nb}' \quad (4-49)$$

$$\sum a_{nb} v_{nb}' \quad (4-50)$$

Y, por lo tanto, los términos d_e y d_n quedan como:

$$d_e = \frac{A_e}{a_e^u - \sum a_{nb}} \quad (4-51)$$

$$d_n = \frac{A_n}{a_n^v - \sum a_{nb}} \quad (4-52)$$

Para el caso del algoritmo SIMPLEC no es necesario bajo-relajar los valores de presión corregida P' , lo cual evita el tener que elegir un valor óptimo para el factor de relajación; y por lo tanto, el tiempo de cálculo es menor. Una vez obtenidas las velocidades corregidas se pueden calcular los campos de velocidades de la misma manera que se aplica para el algoritmo SIMPLE

Por último, 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, esto es:

$$(\rho_P - \rho_P^0) \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} + [(\rho u)_e - (\rho u)_w] \Delta y + [(\rho v)_n - (\rho v)_s] \Delta x = 0 \quad (4-53)$$

Que en notación de coeficientes agrupados es:

$$a_P P'_P = a_E P'_E + a_W P'_W + a_N P'_N + a_S P'_S + b \quad (4-54)$$

Donde:

$$\begin{aligned} a_E &= \rho_e d_e \Delta y \\ a_W &= \rho_w d_w \Delta y \\ a_N &= \rho_n d_n \Delta x \\ a_S &= \rho_s d_s \Delta x \\ b &= (\rho_P - \rho_P^0) \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} + [(\rho u^*)_e - (\rho u^*)_w] \Delta y + [(\rho v^*)_n - (\rho v^*)_s] \Delta x \end{aligned} \quad (4-55)$$

Hasta ahora, se han generado las relaciones matemáticas para obtener el campo de velocidades y de presión al discretizar las ecuaciones de momento. Lo que sigue ahora, es la descripción del algoritmo SIMPLE.

Xamán y Gijón (2016) [115], muestra una estructura del procedimiento del algoritmo SIMPLE que lo resume de la siguiente manera:

1. Estimar un campo de presión y velocidades
2. Resolver las ecuaciones de momento para obtener: u^* y v^* .
3. Resolver la ecuación de corrección de presión para obtener: P' . Nota: se recomienda usar un valor adivinado al inicio de solución de $P'=0$.
4. Utilizar el campo de corrección de presión P' para corregir el campo de presión como:

$$P = P^* + P'$$

5. Calcular las componentes de velocidades con los valores de corrección de velocidades dadas por: $u = u^* + u'$ y $v = v^* + v'$.
6. Resolver otras ecuaciones de conservación discretizadas (energía, especies químicas, energía cinética turbulenta, etc.).
7. Aplicar el criterio de convergencia. Si se cumple el criterio, se imprimen los resultados y se concluye la solución numérica. En caso contrario, se continúa con el proceso iterativo.
8. Finalmente, en caso de continuar con el proceso de iteración, la presión P pasa a ser la presión estimada P^* , similarmente las componentes de velocidades y se repiten los pasos a partir del punto 2 hasta que se cumpla el criterio de convergencia.

A continuación, se muestra un diagrama de flujo del algoritmo SIMPLE en estado transitorio. Se observa que es un método secuencial para resolver el sistema de ecuaciones diferenciales parciales constituidas por la ecuación de continuidad y de conservación de momento.

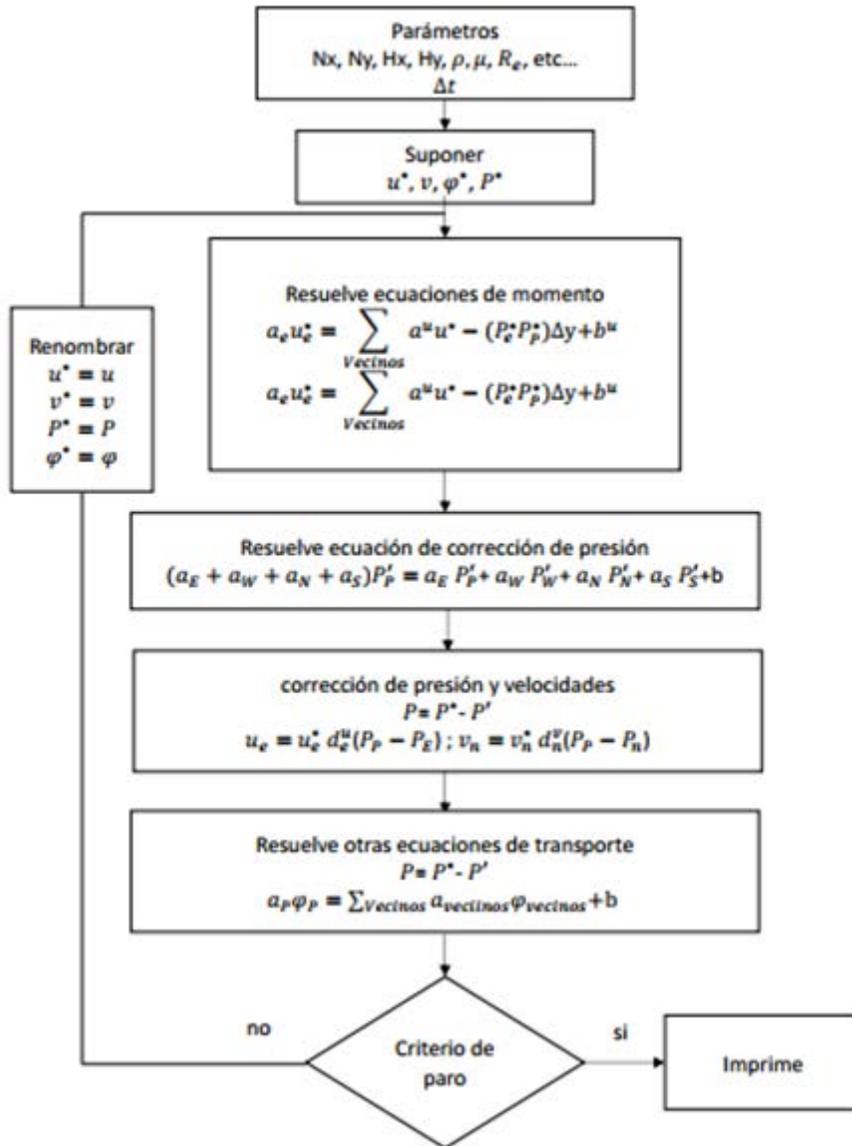


Figura 4.4 Diagrama de flujo algoritmo SIMPLE.

4.4 Método de Radiosidad-Irradiancia (RIM)

En este trabajo se empleó el método de radiosidad - irradiancia. El método consiste en que las paredes del canal son divididas en un número finito de superficies isotermas. En donde cada una de las superficies se considera la irradiancia, radiosidad y factores de vista. Los factores de vista fueron determinados por el método de cuerdas cruzadas (únicamente para dos dimensiones). Entonces, para determinar los flujos de calor radiativos resultantes en las paredes del canal es necesario resolver las ecuaciones de radiosidad correspondientes. El proceso iterativo consiste en estimar la distribución de radiosidades para obtener una nueva distribución, esta a su vez, se sustituye de nueva cuenta en las ecuaciones integrales para encontrar los valores de la irradiancia y se calcula una nueva distribución de radiosidad, hasta que la diferencia entre las nuevas y las anteriores calculadas sean menores a un valor predeterminado.

4.5 Solución de las ecuaciones algebraicas

Existen dos métodos de solución para los sistemas de ecuaciones algebraicas: Los métodos directos, que involucran realizar un cierto número de operaciones; y los métodos indirectos, que resuelven el sistema mediante procedimientos iterativos.

El arreglo matricial que se tiene del sistema de ecuaciones resultantes es un arreglo penta diagonal y diagonalmente dominante. Por lo anterior, para la solución del conjunto de ecuaciones algebraicas obtenidas de la discretización se utilizó el algoritmo línea por línea en dirección x , el cual es una variante del Algoritmo de Thomas. También se empleó el algoritmo de Jacobi.

4.6 Criterio de convergencia

La solución de las ecuaciones algebraicas se considera aceptable cuando se aproxima a la solución real del problema, esto es cuando se satisface un criterio de convergencia. Es necesario establecer un criterio de convergencia del proceso iterativo, ya que a partir de cierto número de iteraciones la solución numérica no tendrá cambios significativos; por lo tanto, a partir de este criterio de convergencia se puede considerar que ya no habrá mejoras en los resultados.

El criterio de convergencia usado en este trabajo fue el que está definido mediante la desviación cuadrática media mostrada en la siguiente ecuación.

$$R_{\varphi} = \sqrt{\sum [(a_P \varphi_P) - (\sum a_{vecinos} \varphi_{vecinos} + b)]^2} \quad (4-56)$$

El residuo que se obtiene de esta ecuación debe satisfacer un valor establecido para considerar el resultado como aceptable.

En este trabajo se fijó como criterio un valor de residuo $R_{\varphi} \leq 10^{-09}$

Los modelos matemáticos de Transferencia de calor de cada uno de los elementos de la chimenea solar se encuentran acoplados mediante sus respectivas condiciones de frontera. De este modo, la solución de estos modelos puede realizarse de manera secuencial. En primer lugar, se establece el dominio computacional (malla numérica), después se obtienen los factores de vista que servirán para poder resolver el modelo radiativo posteriormente se resuelven los modelos conductivos de la cubierta de vidrio, PCM, así como el modelo convectivo del canal. En la Figura 4.5 se muestra un diagrama de flujo del mismo

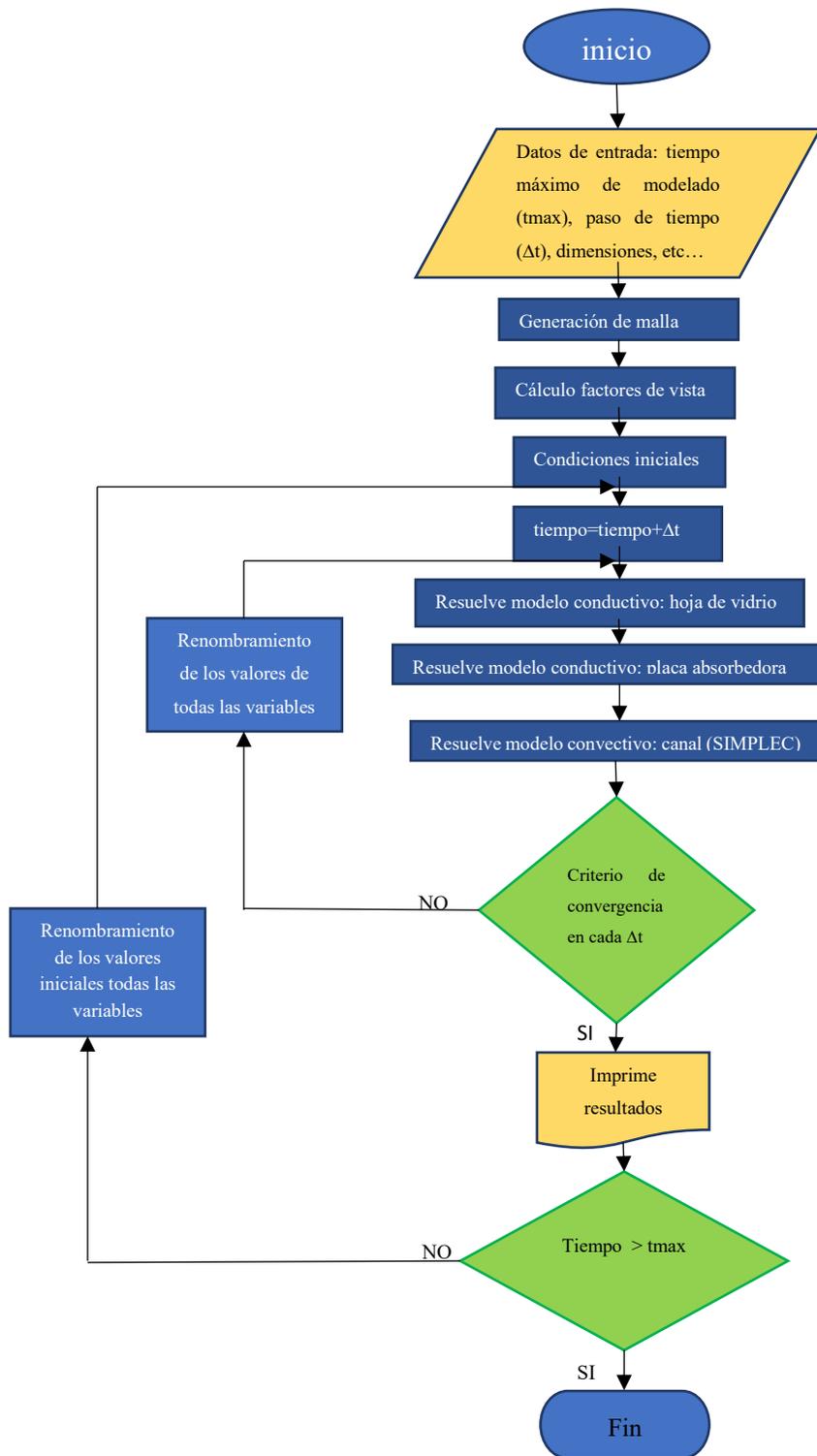


Figura 4.5 Diagrama de flujo código numérico.

5. VERIFICACIÓN E INDEPENDENCIA DE MALLA TEMPORAL Y ESPACIAL

En el desarrollo de un código numérico es importante saber que los valores obtenidos son confiables, para asegurar esa confiabilidad y el buen desarrollo del código computacional, se realizó la verificación con resultados reportados en la literatura.

5.1 Transferencia de calor en un PCM

Esta verificación consistió en comparar los datos obtenidos analíticamente por **Solomon** [117] y los resultados obtenidos numéricamente por **Arici et al** [118] (ver Figura 5.1).

El planteamiento del problema es el siguiente: considere un contenedor con un material de cambio de fase (N-Eicosano) con una temperatura inicial de 21 °C, en donde, todos sus lados se encuentran aislados excepto uno, el cual, está sometido a una temperatura constante de 95°C. Se demanda encontrar el perfil de temperaturas en el contenedor durante su proceso de solidificación después de 3600s. Las propiedades termo-físicas del material de cambio de fase se muestran en la Tabla 5.1 .

Tabla 5.1 Propiedades termo físicas del PCM.

T_{cr} (°C)	36.7
L_{fs} (kJ/kg)	247
Cp_s (kJ/kg°C)	2.21
Cp_l (kJ/kg°C)	2.01
ρ_s (kg/m ³)	856
ρ_l (kg/m ³)	778
α_s (m ² /s)	7.92×10^{-8}
α_l (m ² /s)	9.59×10^{-8}
K (KJ/m s °C)	0.15

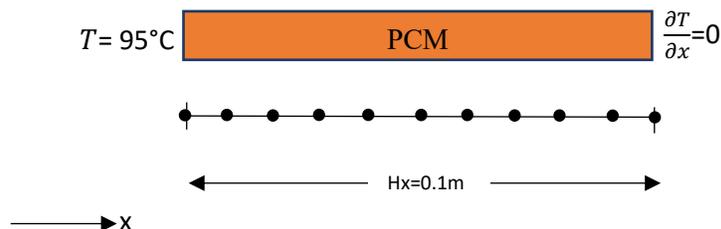


Figura 5.1 Modelo físico Solomon.

Los diferentes modelos matemáticos empleados por los autores mencionados anteriormente y el presente trabajo se presentan a continuación.

- **Modelo analítico**

Para modelar la transferencia de calor en el Material de Cambio de Fase Solomon (1979) presentó el siguiente modelo analítico.

La ubicación de la interfaz de fase, al tiempo t , es:

$$X(t) = 2\lambda\sqrt{\alpha_L t} \quad (5-1)$$

Para obtener el campo de temperatura del PCM cuando esté, se encuentra en la región líquida ($0 < x < X(t)$) es el siguiente:

$$T(x, t) = T_{face} + \frac{(T_{cr} - T_{face})}{erf\lambda} erf(x/2\sqrt{\alpha_L t}) \quad (5-2)$$

Mientras que, para la región sólida ($x > X(t)$):

$$T(x, t) = T_{init} + \frac{(T_{cr} - T_{init})(1 - erf(x/2\sqrt{\alpha_s t}))}{1 - erf(\lambda\sqrt{\frac{\alpha_L}{\alpha_s}})} \quad (5-3)$$

- **Modelos numéricos**

Arici *et al* [116] modelaron el comportamiento del PCM mediante el método de fracción líquida.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \frac{L_H}{cp} \frac{\partial f}{\partial t} \quad (5-4)$$

Donde: L_H es el calor latente, f es la fracción líquida del PCM dada por la siguiente relación

$$f(t) = \begin{cases} T > T_m, & 1 \\ T = T_m, & f(t) \\ T < T_m, & 0 \end{cases} \quad (5-5)$$

Por otro lado, la Transferencia de Calor en el PCM en el presente trabajo se modelo mediante el método del cp efectivo. Con el método de cp efectivo no es necesario resolver ecuaciones

adicionales o ajustar la malla para seguir la interfaz de cambio de fase, aunado a lo anterior el método de cp efectivo es matemáticamente y computacionalmente fácil de implementar, así mismo, el método de cp efectivo puede tratar con problemas de cambio de fase que ocurran a una temperatura constante (fija) o en un intervalo de temperatura.

$$\rho_{pcm} cp_{pcm} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_{pcm} \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (5-6)$$

$$cp_{pcm} = cp_{eff} = \begin{cases} cp_s, & T \leq T_s \\ \frac{cp_s + cp_l}{2} + \frac{L_{ls}}{2\Delta T}, & T_s < T < T_l \\ cp_l, & T \geq T_l \end{cases} \quad (5-7)$$

Donde: T_s es la temperatura de fusión, T_l es la temperatura de solidificación, los subíndices s y l se refiere a la región sólida y a la región líquida, respectivamente.

El modelo matemático del presente trabajo se discretizo mediante la técnica de volumen finito. Para la parte temporal se utilizó un esquema totalmente implícito mientras que para la parte difusiva se utilizó un esquema centrado. Quedando de la siguiente manera:

$$a_p T_P = a_W T_W + a_E T_E + b \quad (5-8)$$

La ecuación 8 se le conoce como ecuación de coeficientes agrupados, donde los coeficientes a 's son:

$$a_p = \rho_{pcm} cp_{pcm} \frac{\Delta x}{\Delta t} + a_W + a_E, \quad a_p^0 = \rho_{pcm} cp_{pcm} \frac{\Delta x}{\Delta t} \quad (5-9)$$

$$a_W = \frac{\lambda_{pcm}}{\delta x_{WP}}, \quad a_E = \frac{\lambda_{pcm}}{\delta x_{PE}}, \quad b = a_p^0 T_P^0 \quad (5-10)$$

El paso de tiempo (Δt) que se utilizó fue de 1s, con una malla de 70 nodos. Como se puede ver en la Figura 5.2 los resultados obtenidos muestran una gran similitud cualitativamente y cuantitativamente con una máxima desviación de 0.52°C respecto a los resultados de Solomon [117] y 3.84°C respecto a los resultados de Arici *et al* [118]. Lo cual corresponde menos del 1.3 y 10.5 % respectivamente ver

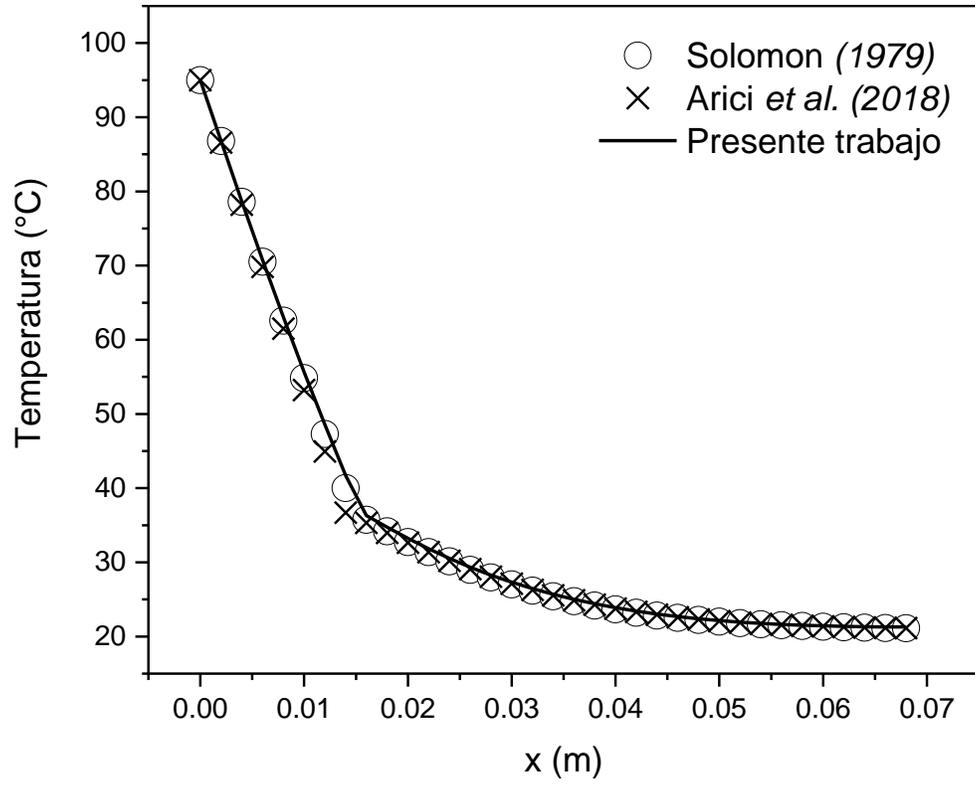


Figura 5.2 Comparación de la distribución de la temperatura obtenida por el presente estudio contra con la solución analítica de Solomon (1979) y el resultado numérico de Arici et al. (2018).

Tabla 5.2 Resultados de comparación entre el presente estudio y la solución de referencia de Solomon, 1979 y Arici et al, 2018].

x (m)	Presente Trabajo	Arici et al (2018).	Solomon (1979)	*Presente Trabajo Vs[117]	*Presente Trabajo vs [118]
0	95.00	95.00	95	0.00	0.00
0.002	86.77	86.60	86.78	0.19	0.01
0.004	78.60	78.21	78.6	0.50	0.00
0.006	70.57	69.84	70.52	1.04	0.06
0.008	62.72	61.51	62.58	1.97	0.23
0.01	55.11	53.22	54.83	3.55	0.51
0.012	47.73	44.95	47.29	6.19	0.94
0.014	40.54	36.70	40.02	10.46	1.30
0.016	36.04	35.32	35.72	2.03	0.88
0.018	34.50	33.96	34.18	1.59	0.94
0.02	33.04	32.65	32.73	1.20	0.95
0.022	31.68	31.39	31.38	0.92	0.95
0.024	30.42	30.20	30.13	0.73	0.97
0.026	29.27	29.09	28.99	0.63	0.98
0.028	28.23	28.07	27.95	0.56	0.99
0.03	27.28	27.13	27.01	0.55	0.99
0.032	26.42	26.29	26.17	0.51	0.97
0.034	25.66	25.54	25.42	0.47	0.94
0.036	24.98	24.87	24.75	0.43	0.92
0.038	24.38	24.28	24.17	0.40	0.86
0.04	23.85	23.77	23.66	0.34	0.80
0.042	23.39	23.32	23.21	0.31	0.78
0.044	22.99	22.93	22.83	0.28	0.72

0.046	22.65	22.60	22.51	0.24	0.64
0.048	22.37	22.32	22.23	0.21	0.61
0.05	22.12	22.08	22	0.19	0.55
0.052	21.92	21.88	21.81	0.18	0.50
0.054	21.75	21.71	21.65	0.19	0.46
0.056	21.61	21.57	21.52	0.20	0.44
0.058	21.50	21.45	21.41	0.25	0.44
0.06	21.42	21.36	21.32	0.28	0.47
0.062	21.36	21.28	21.25	0.36	0.50
0.064	21.31	21.22	21.2	0.43	0.53
0.066	21.29	21.17	21.15	0.55	0.64
0.068	21.29	21.13	21.12	0.76	0.80

*error porcentual

5.2 Independencia temporal y espacial

Se realizó un estudio de independencia temporal y espacial, bajo las condiciones climatológicas de Mérida, Yucatán, México. Ambos estudios de independencia se realizaron para el día más cálido del año y en el horario donde se registró la radiación solar más alta en ese día. Siendo este horario, el comprendido entre las 11:00-12:00h. Los datos climatológicos fueron proporcionados por la “comisión Nacional del Agua”, CONAGUA. (ver Figura 5.3).

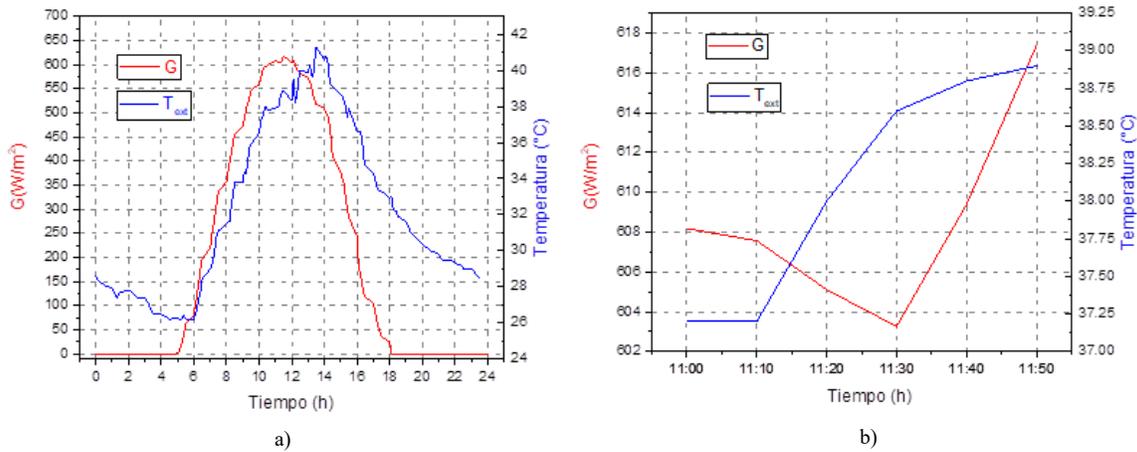


Figura 5.3 Condiciones de clima del día más cálido.

De acuerdo con la Figura 5.3 a) las condiciones climatológicas no presentan fluctuaciones significantes, así mismo, se observa un patrón con respecto al tiempo, este es, que conforme transcurre el tiempo, los valores de radiación solar y temperatura disminuyen de forma paulatina, sin embargo, esto no quiere decir que el sistema alcance un estado permanente o estable.

Para iniciar el análisis de independencia temporal primero se estableció una malla fina con el fin de asegurar que la solución dependiese únicamente del paso de tiempo (Δt). Los nodos ($N_x \times N_y$) del dominio discreto utilizados para cada componente fueron: 6×101 para la cubierta de vidrio, 51×101 para el canal de aire y 21×101 para la placa absorbadora.

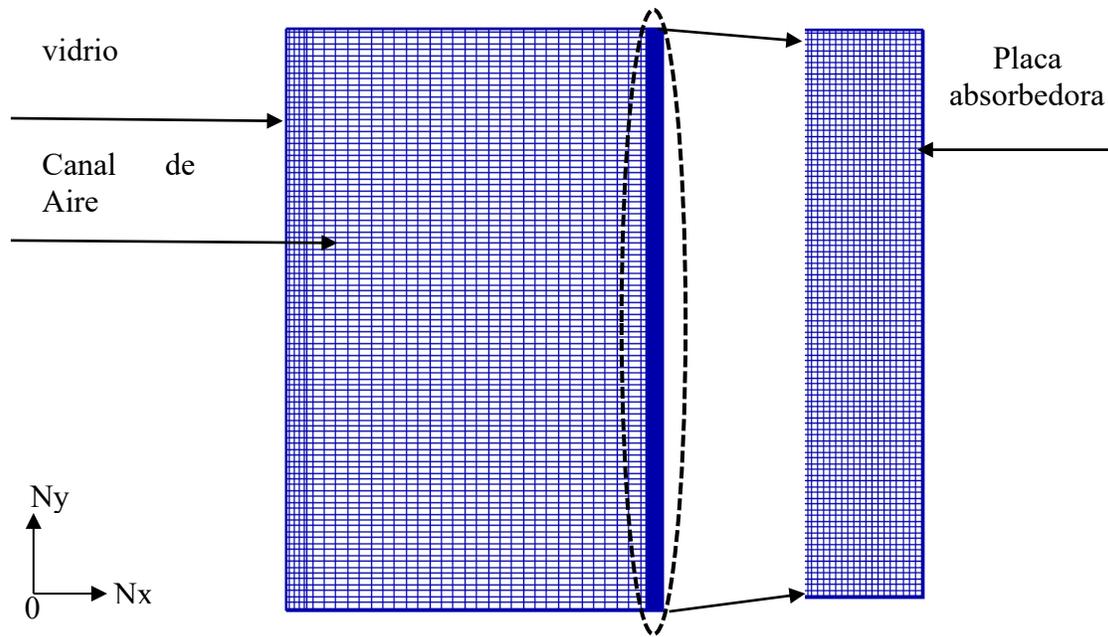


Figura 5.4 Malla numérica de la chimenea solar.

Las corridas computacionales se llevaron para seis diferentes pasos de tiempo $\Delta t = 5, 10, 15, 20, 25$ y 30 s. Calculándose la desviación porcentual que existe entre ellos. Se utilizó una parafina como material de cambio de fase (PCM RT-42) las propiedades termo-físicas del PCM y vidrio se muestran en las Tablas 6.1 y 6.2 respectivamente.

De acuerdo a la Tabla 5.3, las mayores desviaciones porcentuales son del orden de $0.003-0.19\%$ y se encuentran a partir de un paso de tiempo de 15 s. Por lo tanto, si se utiliza un paso de tiempo de 20 segundos, los resultados que se obtendrán serán confiables sin un gran costo computacional.

Tabla 5.3 Independencia Temporal.

Δt (s)	PCM RT-42					
	v_{out} (m/s)	T_{out} (°C)	T_p (°C)	\dot{m} (kg/s)	$q_{conv,g}$ (W/m ²)	$q_{conv,p}$ (W/m ²)
11:10 H						
5	0.146 (2.1%)	27.72 (0%)	39.38 (0.02%)	0.0164 (2.3%)	47.38 (0.14%)	55.72 (0.17%)
10	0.146 (0.69%)	27.72 (0%)	39.36 (0.05%)	0.0164 (0%)	47.33 (0.10%)	55.61 (0.19%)
15	0.145 (0%)	27.719 (0.003%)	39.35 (0.02%)	0.01638 (0.1%)	47.29 (0.08%)	55.51 (0.18%)
20	0.145 (0%)	27.718 (0.003%)	39.33 (0.05%)	0.01637 (0.07%)	47.27 (0.04%)	55.41 (0.18%)
25	0.145 (0%)	27.716 (0.007%)	39.33 (0%)	0.01636 (0.06%)	47.22 (0.1%)	55.39 (0.03%)
11:30 H						
5	0.153 (2.2%)	28.13 (0%)	42.65 (0.02%)	0.0170 (2.2%)	55.17 (0.10%)	72.99 (0.15%)
10	0.152 (0.3%)	28.13 (0%)	42.64 (0.02%)	0.0169 (0.3%)	55.13 (0.07%)	72.86 (0.17%)
15	0.152 (0.07%)	28.13 (0.3%)	42.62 (0.04%)	0.0169 (0%)	55.11 (0.03%)	72.77 (0.12%)
20	0.1519 (0.07%)	28.13 (0.3%)	42.6 (0.04%)	0.0169 (0%)	55.08 (0.05%)	72.65 (0.16%)
25	0.1518 (0.07%)	28.13 (0.3%)	42.6 (0%)	0.0169 (0%)	55.07 (0.01%)	72.68 (0.04%)
11:50H						
5	0.169 (2.3%)	29.49 (0%)	61.74 (0%)	0.0183 (2.3%)	68.23 (0.08%)	157.38 (0.04%)
10	0.168 (0.6%)	29.49 (0%)	61.73 (0.01%)	0.0182 (0.2%)	68.2 (0.04%)	157.24 (0.08%)
15	0.168(0%)	29.49 (0%)	61.72(0.01%)	0.01818(0 .11%)	68.2 (0%)	157.22(0.01%)
20	0.168(0%)	29.49(0%)	61.69(0.04%)	0.01817(0 .05%)	68.17(0.04%)	156.99(0.14%)
25	0.168(0%)	29.49(0%)	61.73(0.06%)	0.01817(0 %)	68.2(0.04%)	157.1(0.07%)

Una vez obtenido el paso de tiempo adecuado, se procedió a realizar un estudio de independencia de malla espacial. Para este análisis, los nodos en dirección x para el vidrio y placa absorbadora se mantuvieron en 6 y 21 nodos respectivamente. El análisis se realizó en un intervalo de 21x41 hasta 51x101 con incremento de 5 nodos en dirección x y 10 nodos en dirección y. Teniendo como resultado, que una malla espacial de 41x81 volúmenes de control son suficientes para modelar el problema.

En conclusión, una malla espacial de 41x81 volúmenes de control y un paso de tiempo de 20 s, son suficientes para un análisis del problema de tesis planteado.

Tabla 5.4 Independencia espacial.

Nx X Ny	v_{out}	%	T_{out}	%	$T_{p,ave}$	%	\dot{m}	%
21x41	0.16	0.02	28.05	0.002	42.51	0.0014	0.017	0.02
26X51	0.156	0.019	28.11	0.001	42.57	0.0009	0.017	0.01
31X61	0.153	0.013	28.139	3.5537E-05	42.61	0.0004	0.017	0.01
36X71	0.151	0.013	28.14	0.00035	42.63	0.0007	0.016	0.01
41X81	0.149	0.006	28.15	0	42.66	0.0002	0.016	0.009
46X91	0.148	0.006	28.15	0	42.67	0.0002	0.016	0.007
51X101	0.147	0.006	28.15	0	42.68	0.0002	0.016	0

6. RESULTADOS

6.1 Parámetros de estudio

Se evaluó el desempeño térmico de una chimenea solar con orientación hacia el sur y con la integración de un material de cambio de fase como placa absorbidora. Para llevar a cabo esta evaluación, se realizó un estudio paramétrico para obtener el PCM más adecuado, así como, su espesor óptimo. Para este estudio se analizaron cuatro PCM's (Noctadecano, SP29EU, RT42 y Eicosano), estos materiales se eligieron con base a su punto de fusión y calor latente; los espesores analizados fueron 1, 2.5, 5, 7.5 y 10 mm.

La chimenea solar fue evaluada para las condiciones climáticas de Mérida, Yucatán México. Ya que esta ciudad presenta un clima generalmente cálido durante todo el año. Se eligió el día más cálido (25 de julio del 2018) y más frío (22 de diciembre del 2018) del año con base a la temperatura ambiente. Los datos climatológicos (temperatura ambiente, radiación solar, velocidad del viento) fueron proporcionados por la “Comisión Nacional del Agua”, CONAGUA).

En la Figura 6.1, se muestran los valores de irradiación solar sobre una superficie vertical, así como la temperatura ambiente y velocidad del viento de los días mencionados anteriormente, mientras que en las Tablas 6.1 y 6.2 se presentan las propiedades termofísicas del vidrio y PCM respectivamente.

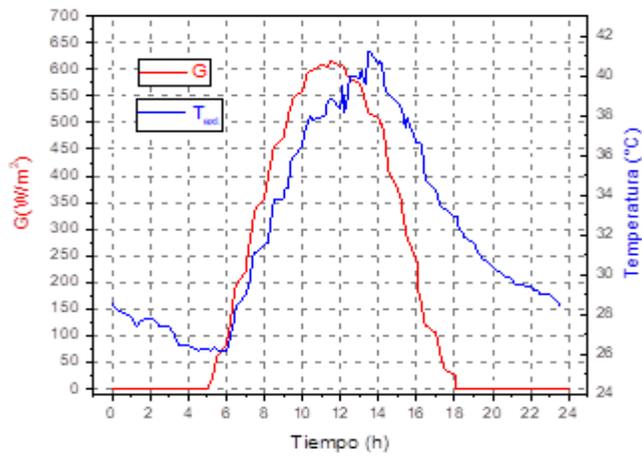
De la Figura 6.1, se observa que en ambos días la temperatura máxima se registra en el mismo horario (14:00h) con un valor de 41°C para el día cálido y de 28°C para el día frío. Así mismo, se observa que la temperatura mínima en el día cálido es de 28.5°C mientras que para el día frío es de 17°C. En general, la diferencia de temperatura entre el día cálido y el día frío es alrededor de 12°C. Por otro lado, también se observa que en el día cálido se tiene 13 horas(5:00h-18:00h) de irradiación solar con una irradiación máxima de 608W/m² a las 11:00h. En cuanto al día más frío, se tienen 11 horas de irradiación solar; presentándose la irradiación máxima (501W/m²) a las 11:20h.

Tabla 6.1 Propiedades termo físicas del vidrio.

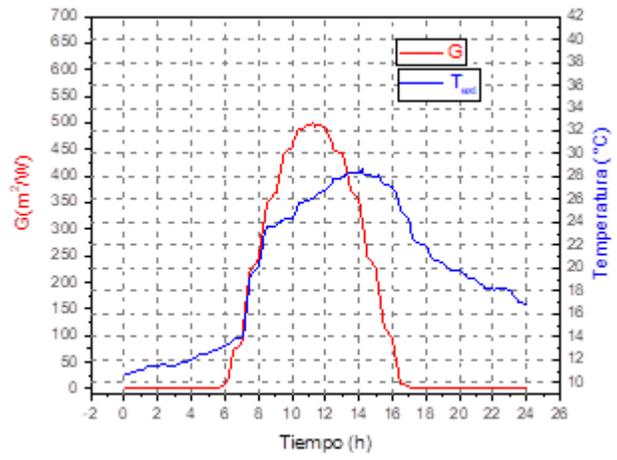
PROPIEDAD	VALOR
τ^*	0.722
ρ^*	0.073
α^*	0.155
ϵ^*	0.85
$\lambda(\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1})$	1.4
$\rho(\text{kg m}^{-3})$	750
$Cp(\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1})$	2500

Tabla 6.2 Propiedades termo físicas PCM's..

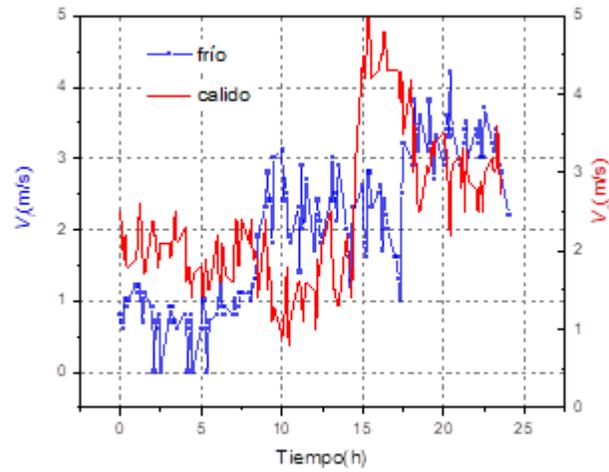
PCM	Clasificación	Temperatura de fusión (°C)	Calor Latente (kJ/kg)	Densidad L/S (kg/m ³)	Cp (kJ/kg K)	Conductividad Térmica (W/ m K)
N- Octadecano	Parafina	27-30	225	724/814	2.18	0.152/0.358
SP29 Eu	Inorgánico	29-31	200	1500/1550	2	0.6
Eicosane		37	241	2200/1900	770/810	0.21
RT-42	Parafina	38-43	174	760/880	2.4/1.8	0.2



a) Día Cálido



b) Día Frío



c) Velocidad del viento

Figura 6.1 Condiciones climáticas de Mérida, Yucatán (2018).

6.2 Evaluación térmica

6.2.1 Temperatura promedio de la placa absorbadora (Día Cálido)

De acuerdo con los resultados, cuando el espesor es de 1 mm no existe diferencia apreciable en la evolución de la temperatura en los diferentes PCM's incluso cuando estos alcanzan su punto de fusión; a excepción del Eicosano donde se aprecia una ligera variación cuando alcanza un valor de 37°C (ver Figura 6.2). Se observa también, que la evolución de la temperatura cuando el espesor es de 1mm sigue la misma tendencia de la irradiación solar, en otras palabras, la temperatura empieza a elevarse conforme la irradiación solar aumenta, hasta alcanzar un valor máximo de temperatura de 77°C cuando la irradiación solar es máxima (12:00h). Con base a este comportamiento podríamos decir que no se tiene beneficio al utilizar un PCM con espesor de 1mm y/o, sin embargo, la poca cantidad de energía absorbida es suficiente para generar un flujo másico después de la puesta del Sol.

Como se muestra en las Figura 6.2 a partir del espesor de 2.5 mm la temperatura de los PCM's se eleva inicialmente desde la temperatura ambiente hasta alcanzar su punto de fusión. Aquí la temperatura se eleva gradualmente y de manera casi lineal hasta llegar a su punto de solidificación (Ver Figura 6.3). Cabe remarcar que en esta etapa los PCM's cambian de fase, y por consiguiente almacenan energía. Después de esta etapa, la temperatura se eleva de manera abrupta hasta llegar a su temperatura máxima para después descender suavemente conforme la irradiación solar disminuye, hasta llegar a la etapa de solidificación, en este punto comienza de nueva cuenta un proceso de cambio de fase en donde ahora se libera la energía almacenada. Finalmente, se observa que la temperatura de la placa absorbadora tiende aproximarse a la temperatura ambiente.

Haciendo un análisis más detallado al comportamiento descrito anteriormente, se puede apreciar que los PCM's con la temperatura de fusión más elevada, en este caso, RT42 y Eicosano alcanzan una temperatura mayor en un menor tiempo con respecto a los otros dos PCM's, esto sucede porque al inicio el PCM solo almacena energía por calor sensible haciendo que el tiempo requerido para alcanzar el punto de fusión sea más corto (ver Figura 6.2). Por tal motivo, los PCM's Noctadecano y SP29EU al poseer una temperatura de fusión baja llegan en menor tiempo a su punto de fusión. Por lo tanto, es fácil aducir que debido al

almacenamiento de energía por calor sensible se tiene una temperatura mayor durante el proceso de fusión y solidificación en los PCM's con un elevado punto de fusión (Figura 6.2).

Por otro lado, el aumento del espesor del PCM provoca que los procesos de fusión y solidificación se prolonguen (Figura 6.2). Esto sucede porque el aumento del espesor retarda el transporte de energía en los PCM's debido al aumento de la resistencia térmica. Así mismo, se observa que la temperatura de los PCM's disminuye conforme aumenta su espesor. A diferencia de un menor espesor que proporciona temperaturas más altas a expensas de un menor almacenamiento de energía.

Como se mencionó anteriormente con un PCM de mayor espesor la temperatura es menor, sin embargo, solo es menor durante el periodo de almacenamiento que se da cuando la irradiación solar va en aumento. En contraste al periodo de liberación donde la temperatura es más elevada respecto a los otros espesores a pesar de la disminución de la irradiación solar (Figura 6.3).

De acuerdo a los resultados de las Figuras 6.2 y 6.3 el Eicosano es el material que mantiene una mayor temperatura después de la puesta del sol, sin importar su espesor. Esto es principalmente por dos cosas: por su alta temperatura de fusión y por poseer un alto calor latente (el mayor de todos los PCM analizados en este estudio). Por último, con base a los resultados, se infiere que se tiene un mayor almacenamiento de energía conforme se aumenta el espesor del PCM.

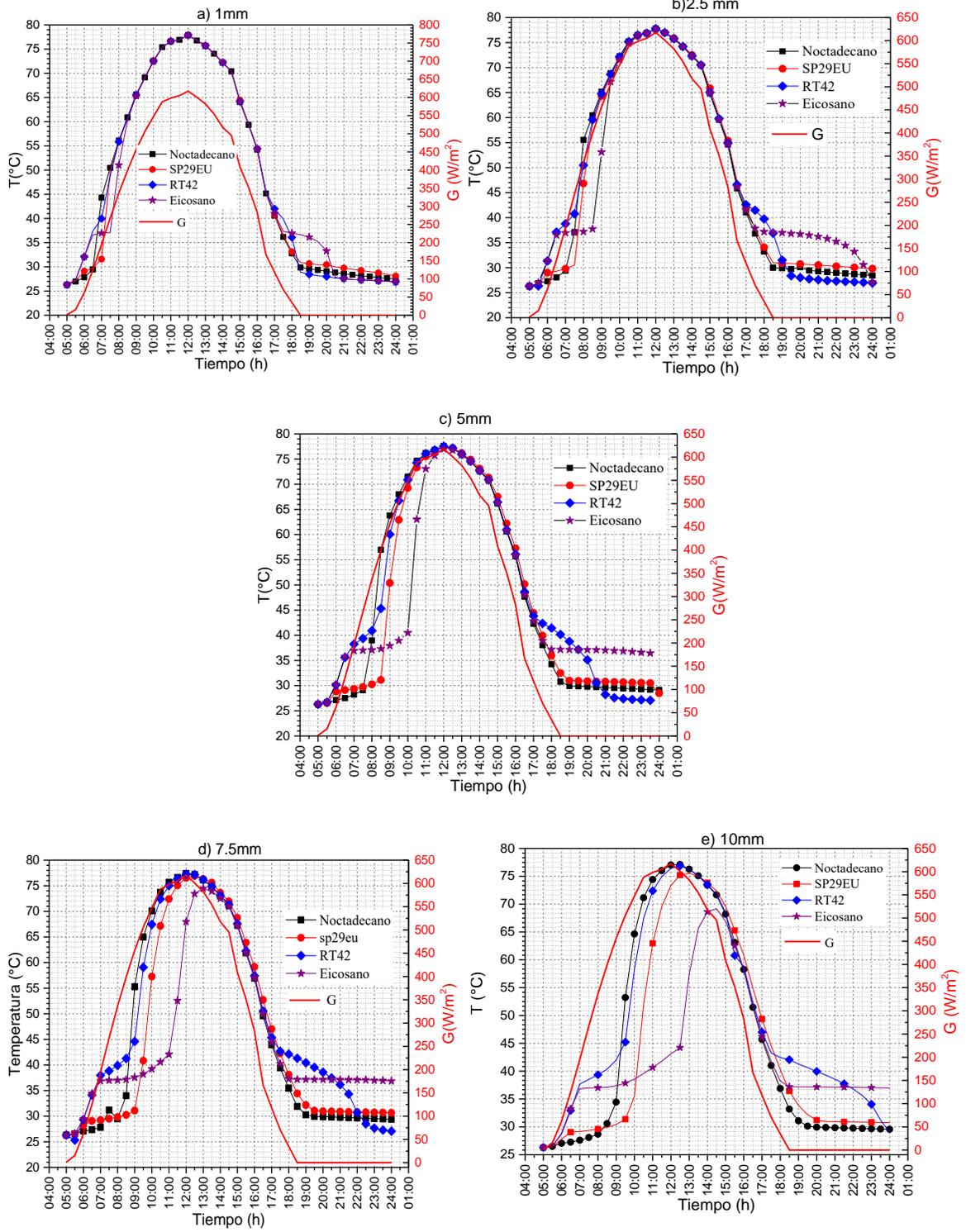


Figura 6.2 Variación de la temperatura en los distintos PCM.

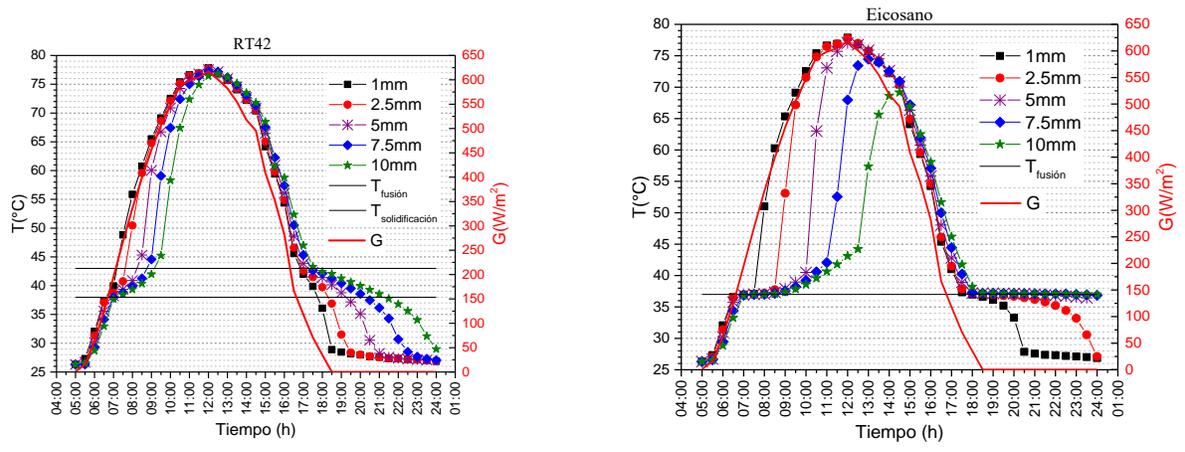
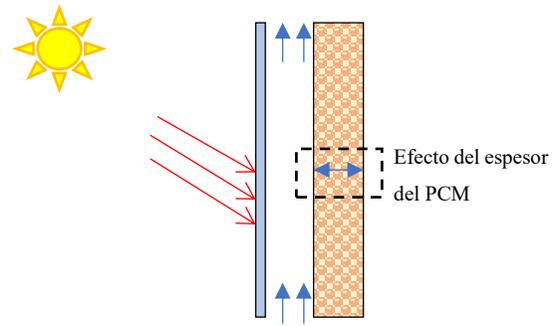
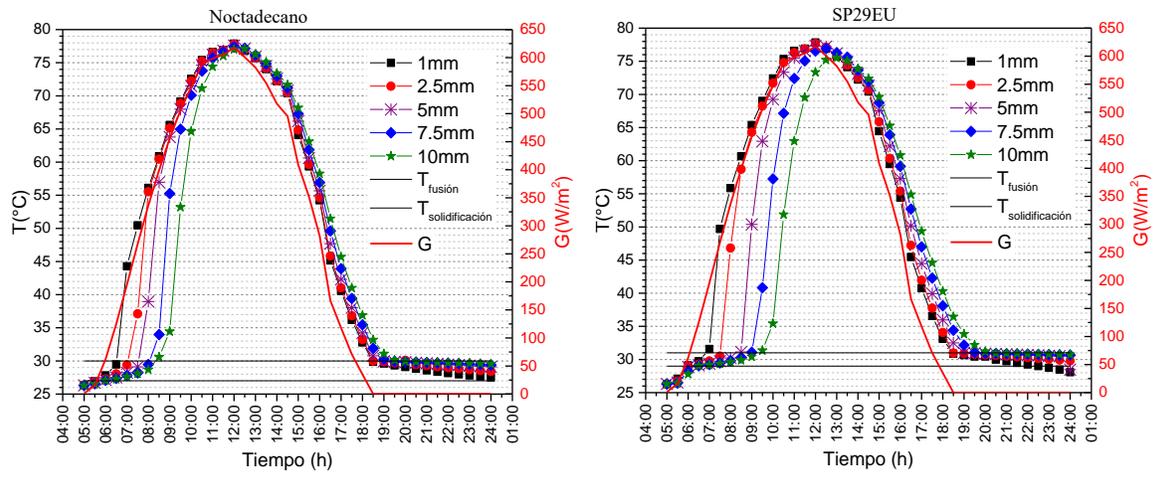


Figura 6.3 Variación de la temperatura en los diferentes espesores.

6.2.2 Temperatura de la placa absorbidora (Día frío)

En cuanto al comportamiento de la temperatura para el día más frío se observa un comportamiento similar al del día cálido, la cual aumenta desde la temperatura ambiente hasta alcanzar su temperatura de fusión, aquí la temperatura se eleva gradualmente y de manera casi constante hasta alcanzar su punto de solidificación, después se eleva hasta llegar a su máximo y desciende conforme la irradiación solar disminuye hasta alcanzar su temperatura de solidificación. A diferencia del día cálido donde la mayoría de los PCM's alcanzan un valor cercano a la temperatura ambiente cuando la irradiación solar es nula, para el día frío, esta tendencia solo ocurre para el espesor más delgado 1mm (Ver Figura 6.4).

Otra diferencia notable es el valor máximo, que alcanzan los PCM's bajos las condiciones del día más frío. Como se recordará las temperaturas máximas en el día cálido para el espesor de 1mm son de 77°C mientras que para el día más frío las temperaturas máximas son de 66°C. En la Tabla 6.3 se presentan los valores máximos alcanzados para los distintos PCM's. La Tabla 6.3 muestra que se tiene una diferencia de temperaturas bastante considerable entre el día más cálido y frío.

Por otro lado, al igual que en el día cálido la temperatura disminuye conforme se aumenta el espesor del PCM y sus valores máximos de las curvas se desplazan hacia la derecha, haciéndose más notorio este efecto para el Eicosano.

Algo importante a mencionar es que el PCM RT42 al tener un punto de fusión elevado es el primer material en liberar la energía almacenada, por consiguiente, es el primer material en realizar un ciclo completo de cambio de fase. Aunado a lo anterior, este material es el que presenta las temperaturas más bajas (en la mayoría de los espesores analizados) cuando la irradiación solar es nula (ver Figuras 6.2-6.5).

Tabla 6.3 Temperatura máxima en el día cálido y frío.

Espesor (mm)	$T_{PCM,Max}^{DC}$ (°C)	$T_{PCM,Max}^{DF}$ (°C)
Noctadecano		
1	77.88	66.24
5	77.58	66.10
10	77.03	65.03
SP29EU		
1	77.83	66.26
5	77.33	65.83
10	75.53	60.49
RT42		
1	77.87	66.25
5	77.54	65.95
10	76.85	63.73
Eicosano		
1	77.87	66.24
5	77.01	63.13
10	69.16	39.81

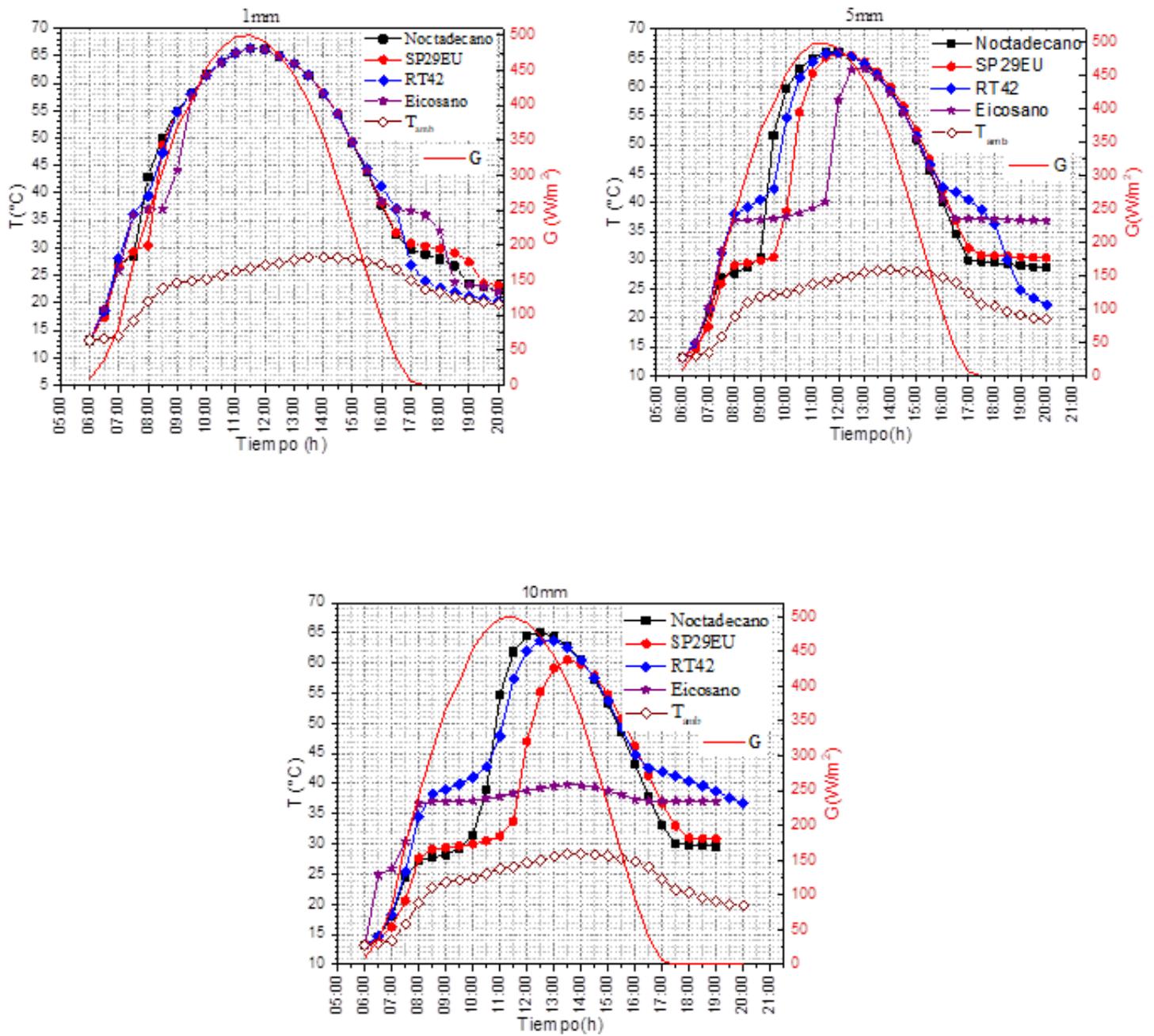


Figura 6.4 Variación de la temperatura en los distintos PCM's.

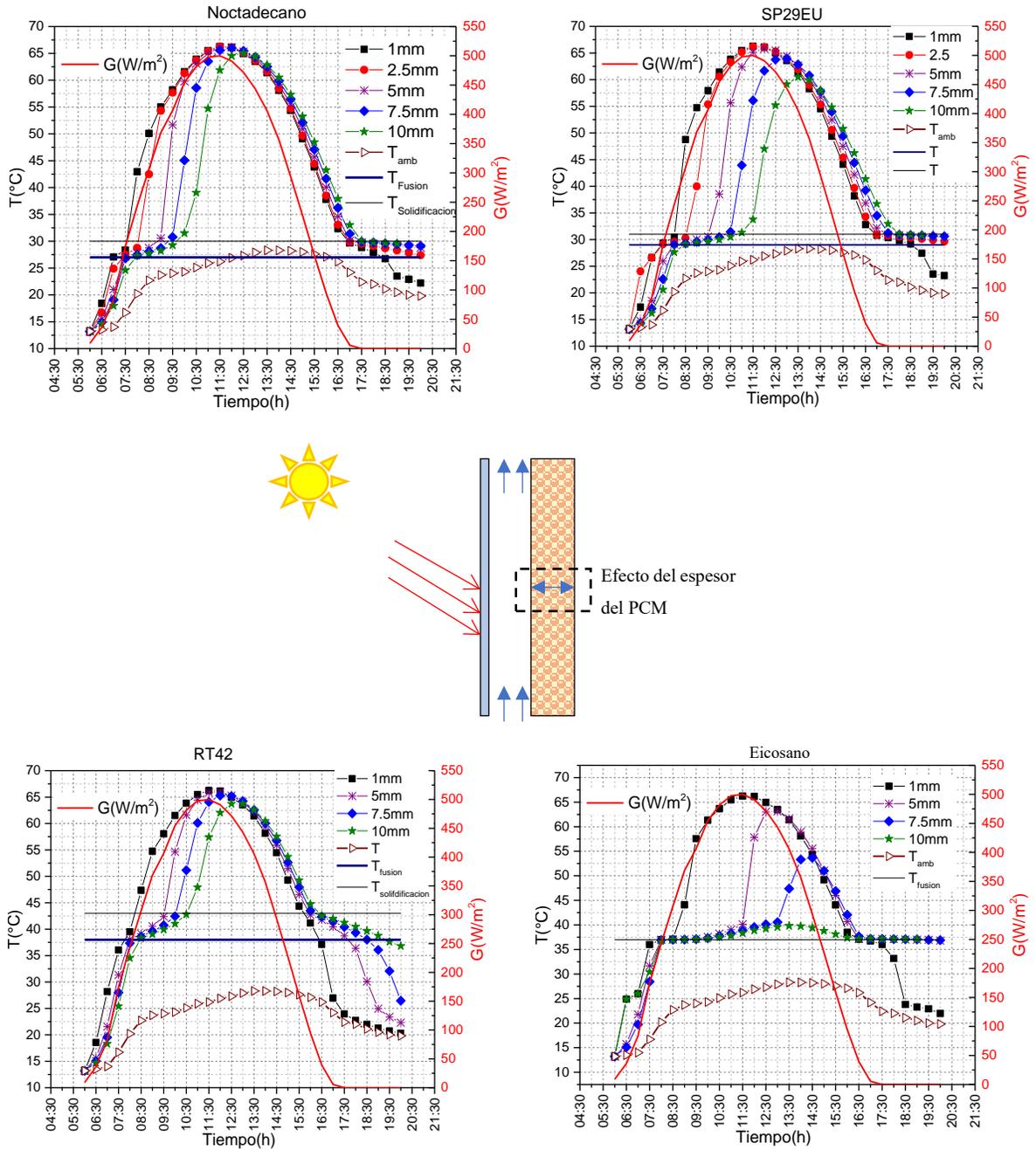


Figura 6.5 Variación de la temperatura en los diferentes espesores día frío.

6.2.3 Fracción líquida promedio (día Cálido)

Para saber de una manera más rigurosa si los PCM's analizados cambiaron de fase, en las Figuras 6.6 y 6.7 se presentan los resultados de la fracción líquida. En otras palabras, se ilustran los ciclos de cambio de fase mediante el concepto de fracción líquida. El PCM completa un ciclo de cambio de fase si la fracción líquida pasa de 0 a 1 durante el proceso de fusión y de 1 a 0 durante el proceso de solidificación.

De acuerdo con los resultados, todos los PCM's se fusionan al 100% pero solamente los PCM's Eicosano y RT42 se solidifican al 100%, es decir, liberan el calor almacenado (fracción líquida igual a cero). En contraste, a los otros dos PCM's (Noctadecano y SP29EU) que no llegan a solidificarse. No obstante, a diferencia de otras aplicaciones de PCM esto no representa problema sino todo lo contrario ya que pudiera propiciarse un flujo de aire por un mayor tiempo si las condiciones ambientales lo permiten.

Otro punto a mencionar, es que durante el periodo de modelación se observa que los PCM's se encuentran más tiempo en estado líquido que en sólido sin importar el espesor del material, sin embargo, conforme se aumenta el espesor de material el tiempo de la fase líquida se ve ligeramente reducido (ver Figura 6.6 y Tabla 6.4), como se mencionó anteriormente, esto es debido al aumento de la resistencia térmica.

Los resultados revelan que al inicio de la modelación los PCM's se encuentran en fase sólida en un intervalo promedio de 0.5 a 2h dependiendo el PCM y su espesor, siendo el Noctadecano y SP29EU los primeros en empezar el almacenamiento de energía. Esta duración está directamente relacionada con el periodo en que la temperatura ambiente se encuentra por debajo de la temperatura de fusión del PCM, así como del calor sensible del PCM.

En la Tabla 6.4 se presentan los periodos de fusión y solidificación, en la cual se observa de manera general que el periodo de solidificación es significativamente mayor al periodo de fusión. Así mismo, con base a la Figura 6.6 y Tabla 6.4 los PCM's con baja temperatura de fusión en este caso el Noctadecano y SP29EU son los primeros en almacenar energía, sin embargo, les toma más tiempo liberarla; dando como resultado que se queden en la zona de

mezcla. Esto se debe a que la temperatura ambiente se encuentra en el intervalo de sus puntos de fusión y solidificación de ambos PCM's.

Finalmente, cabe mencionar que, en el estado del arte de la chimenea solar para ventilación natural, no hay trabajos que reporten el comportamiento de la fracción líquida para diferentes PCM's con distintos puntos de fusión. Por lo tanto, este apartado es una originalidad del presente trabajo.

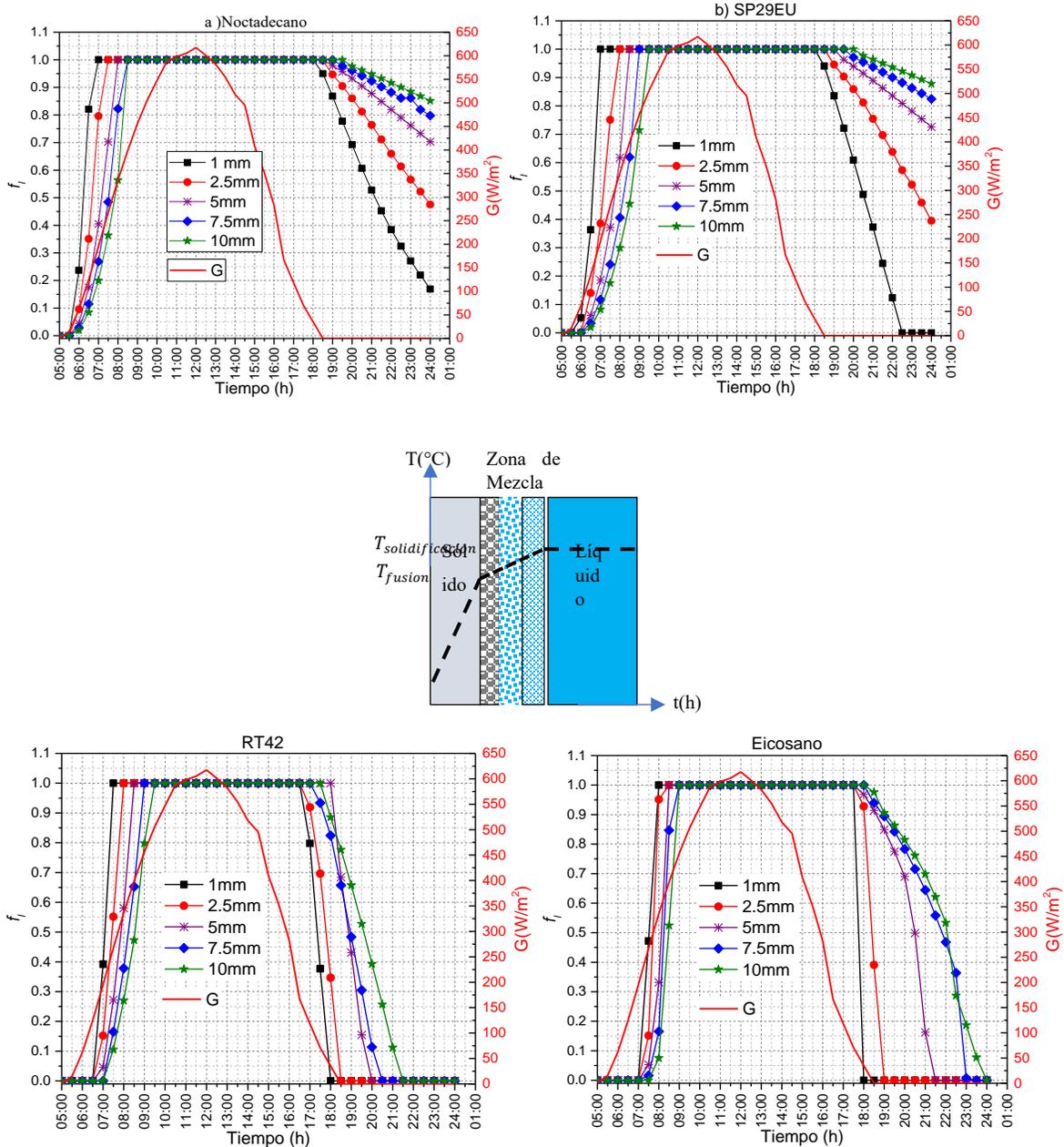


Figura 6.6 Variación de la fracción líquida con el aumento de espesor.

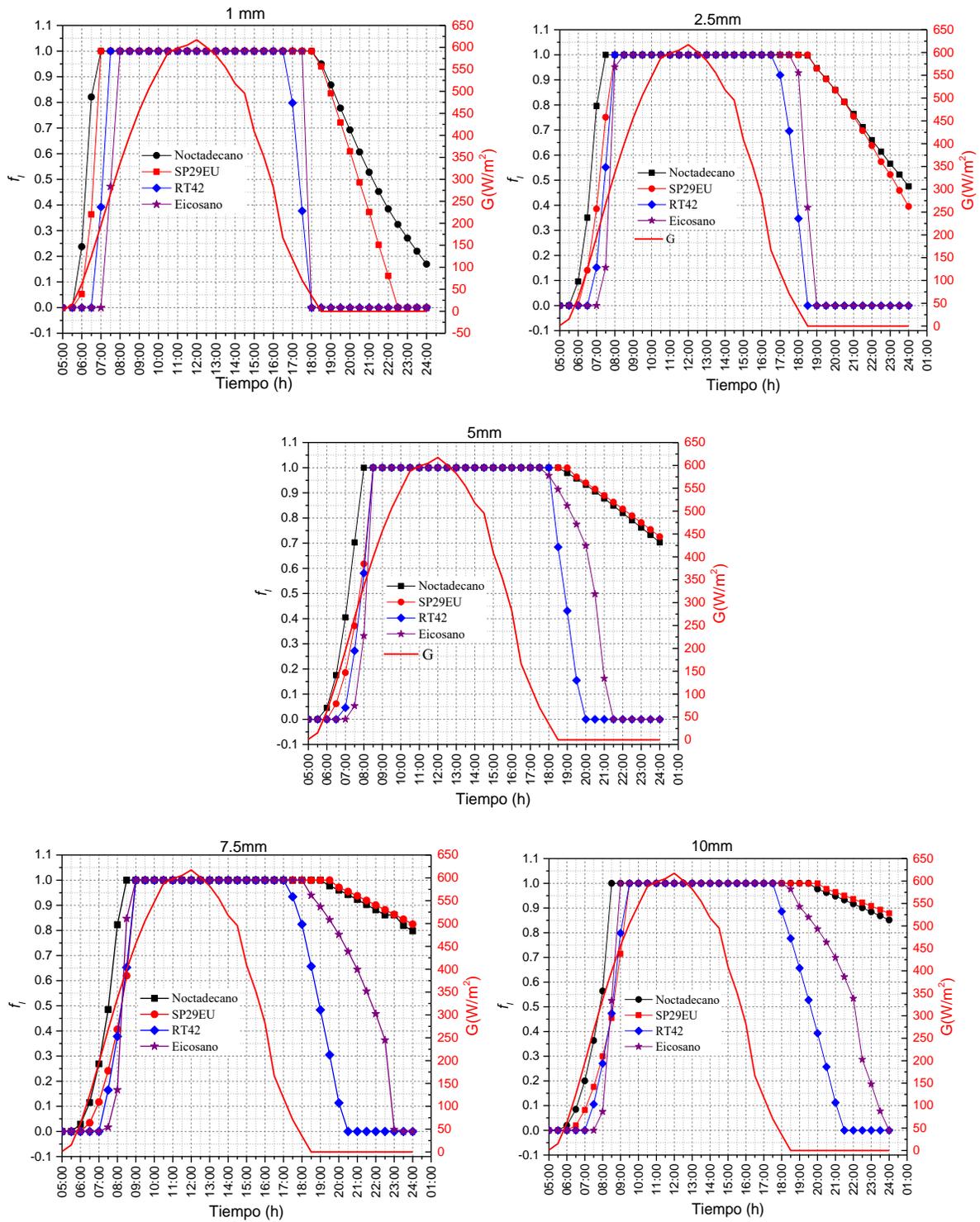


Figura 6.7 Variación de la fracción líquida en los diferentes PCM's.

Tabla 6.4 Tiempo de fusión y solidificación en el día cálido y frío.

1 mm cálido			1 mm frío		
PCM	Fusión	Solidificación	PCM	Fusión	Solidificación
Noctadecano	5:31 - 6:34	18:18 - 24:00	Noctadecano	6:55 - 7:45	16:42-18:25
SP29EU	5:51 - 6:58	18:16 - 22:28	SP29EU	7:11- 8:07	16:42 - 18:35
RT42	6:36 - 7:18	16:45 - 17:45	RT42	7:41 - 8:23	15:36 - 16:24
Eicosano	7:04 - 7:40	17:31 - 18:46	Eicosano	7:58 - 8:45	16:10 - 16:37
2.5 mm			2.5 mm		
PCM	Fusión	Solidificación	PCM	Fusión	Solidificación
Noctadecano	5:34 - 7:08	18:29 - 24:00	Noctadecano	7:08- 8:19	16:49 - 20: 00
SP29EU	5:59 - 7:42	18:30 - 24:00	SP29EU	7:15 - 8:50	16:52 - 20:00
RT42	6:43- 7:48	16:54-18:19	RT42	8:04 - 10:05	16:04 - 18:30
Eicosano	7:13-8:00	17:39-18:58	Eicosano	8:22 - 9:44	16:42 - 19:20
5mm			5mm		
PCM	Fusión	Solidificación	PCM	Fusión	Solidificación
Noctadecano	5:40-7:43	18:49-24:00	Noctadecano	7:21 - 8:54	17:01 - 20:00
SP29EU	6:08-8:27	19:00-24:00	SP29EU	7:41 - 9:42	17:12 - 20:00
RT42	6:52-8:24	17:08-19:15	RT42	7:57 - 9:35	15:54 - 17:40
Eicosano	7:21-8:19	17:51-21:12	Eicosano	8:16 - 9:30	16:25 - 19:06
7.5mm			7.5mm		
PCM	Fusión	Solidificación	PCM	Fusión	Solidificación
Noctadecano	5:43 - 8:06	19:12 - 24:00	Noctadecano	7:32-9:21	17:15-20:00
SP29EU	6:15 - 8: :57	19:35 - 24:00	SP29EU	7:56-10:19	17:34-20:00
RT42	7:04 - 8:51	17:21 - 20:16	RT42	8:07-10:05	16:04-18:30
Eicosano	7:26 - 8:32	18:09 - 23:01	Eicosano	8:22-9:45	16:42-19:20
10 mm			10 mm		
PCM	Fusión	Solidificación	PCM	Fusión	Solidificación
Noctadecano	5:47 - 8:22	19:38 - 24:00	Noctadecano	7:42 - 9:40	17:32-20:00
SP29EU	6:22 - 9:20	20:13 - 24:00	SP29EU	8:10 - 10:48	18:01-20:00
RT42	7:08 - 9:12	17:34 - 21:21	RT42	8:18 - 10:32	16:15-19:21
Eicosano	7:31 - 8:41	18:28 - 23:47	Eicosano	8:28 - 9:55	16:07-19:18

6.2.4 Fracción líquida día frío

El comportamiento de la fracción líquida bajo condiciones ambientales del día más frío presenta una tendencia similar al del día más cálido. En donde se observa que todos los PCM's se fusionan al 100%. Sin embargo, de acuerdo con los resultados mostrados en la Tabla 6.4 hay cierta distinción entre los periodos de fusión y solidificación entre ambos días. Como primera instancia, se aprecia que al inicio de la modelación los PCM's permanecen en promedio 30 minutos más en estado sólido con respecto al día más cálido esto se debe a que la temperatura ambiente del día más frío es 13°C más baja que la del día más cálido (26.2°C). Se observa también que al igual que en el día cálido en el día frío los primeros PCM's en completar un ciclo de cambio de fase son el Eicosano y el RT42, sin embargo, para el día más frío el tiempo de solidificación es menor, en otras palabras, el tiempo de solidificación es más rápido en el día más frío.

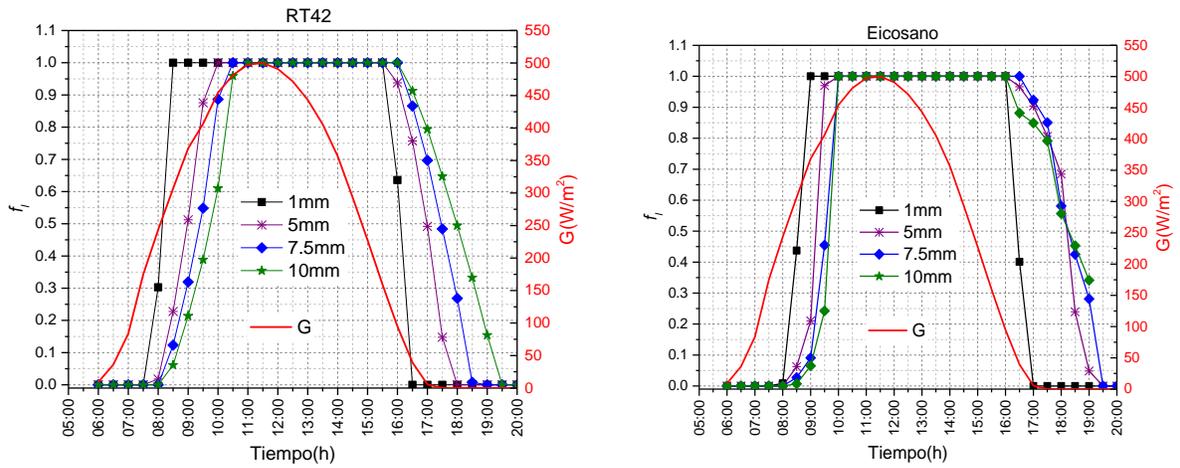
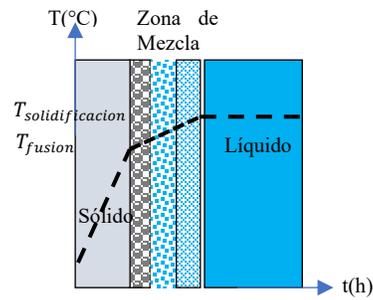
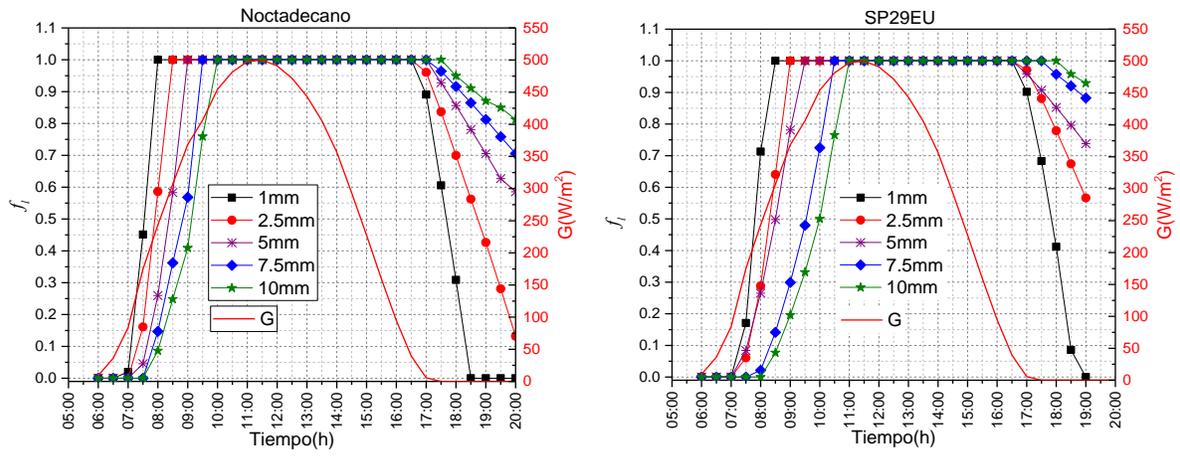


Figura 6.8 Variación de la fracción líquida en el día frío.

6.2.5 Flujo másico día cálido

En la Figura 6.9, se muestra el del flujo másico promedio a lo largo del día, se aprecia que el comportamiento del flujo másico es similar en todos los PCM's cuando el espesor es de 1mm, así mismo, se aprecia que alcanzan un valor máximo de 0.019kg/s. Por otro lado, en este mismo espesor (1mm) y en el espesor de 2.5mm el PCM SP29EU presenta los valores más elevados después de la puesta del sol. De manera general, podemos describir el comportamiento del flujo másico de la siguiente manera:

Todos los PCM's sin importar su espesor proveen un flujo másico después de la puesta del sol que se mantiene por un periodo de 6.5h. De igual manera, se observa que a partir del espesor de 5mm el PCM Eicosano permanece con un valor superior después de la puesta del sol en comparación con los otros PCM's.

Contrario al Eicosano el PCM RT42 en todos los espesores estudiados es el que presenta los valores más bajos después de la puesta del sol. Esto es debido a que libera de manera más temprana la energía que almacenó, esto a su vez se le atribuye a su temperatura de cambio de fase que es elevada y por ende su proceso de solidificación tiene un inicio más temprano. Lo descrito anteriormente, se respalda con los resultados obtenidos de temperatura y fracción líquida.

Por otro lado, se observa en la Figura 6.9 que la temperatura de cambio de fase o de fusión tiene un impacto notable en el comportamiento del flujo másico. Estas diferencias se pueden observar claramente durante el proceso de fusión. Durante el proceso de fusión los PCM's con punto de fusión elevado alcanzan valores mayores de flujo másico en un menor tiempo debido a las altas temperaturas que alcanzan antes de llegar a su temperatura de fusión esto ocasiona una mayor transferencia de calor hacia el aire lo que resulta en un incremento de sus fuerzas de flotación. En cuanto a los otros dos PCM's (Noctadecano y SP29EU) mantienen valores de flujo másico menores debido a que llegan de manera rápida a su temperatura de fusión.

Por último, se puede observar que la evolución del flujo másico tiende a moverse hacia la derecha conforme se aumenta el espesor, esta tendencia es más fuerte en los PCM's SP29EU y Eicosano la cual se debe por el alto calor latente que estos materiales tienen. Por lo tanto,

la mayor parte de la energía es absorbida por el PCM y no es transferida de manera inmediata hacia el aire.

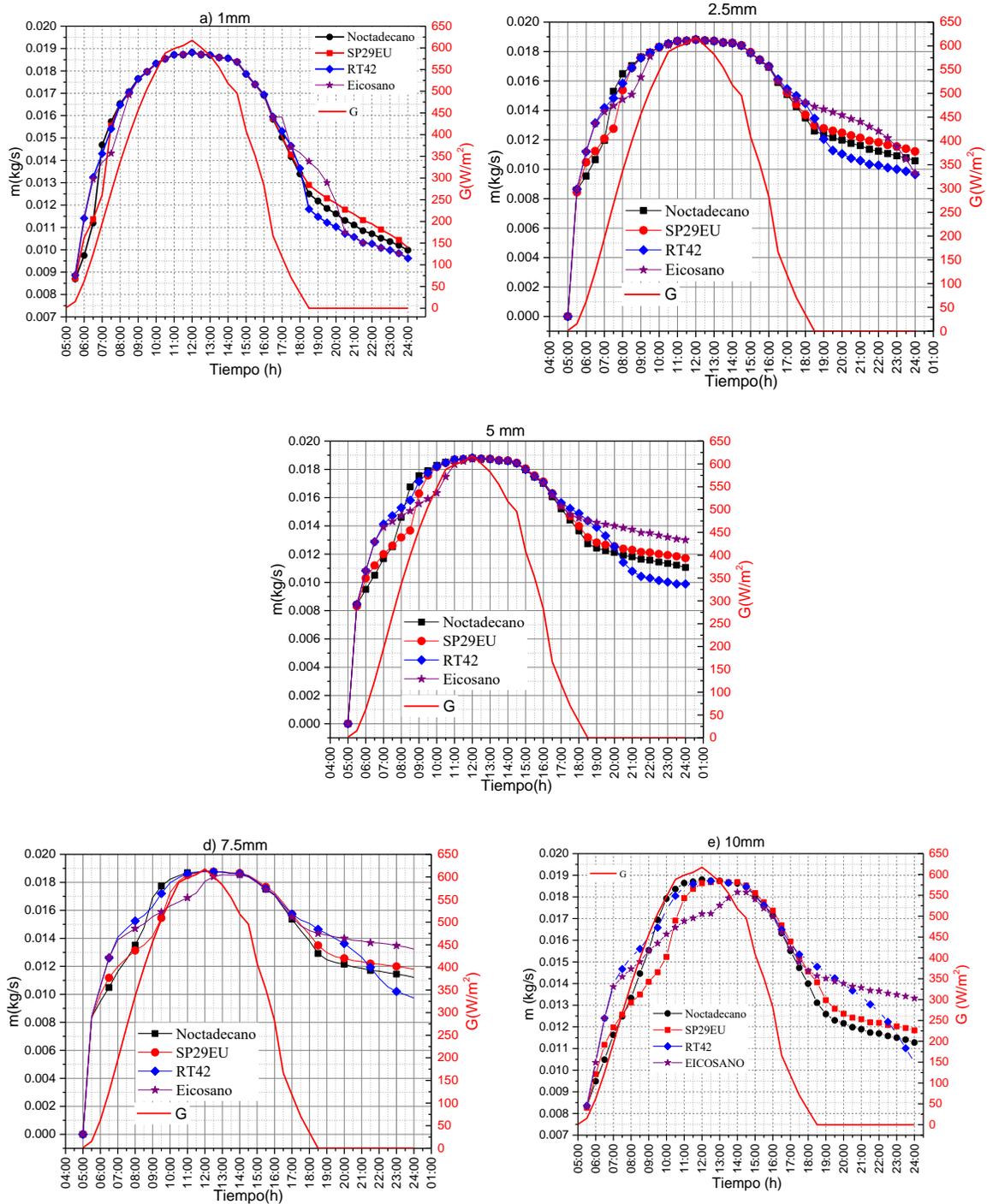
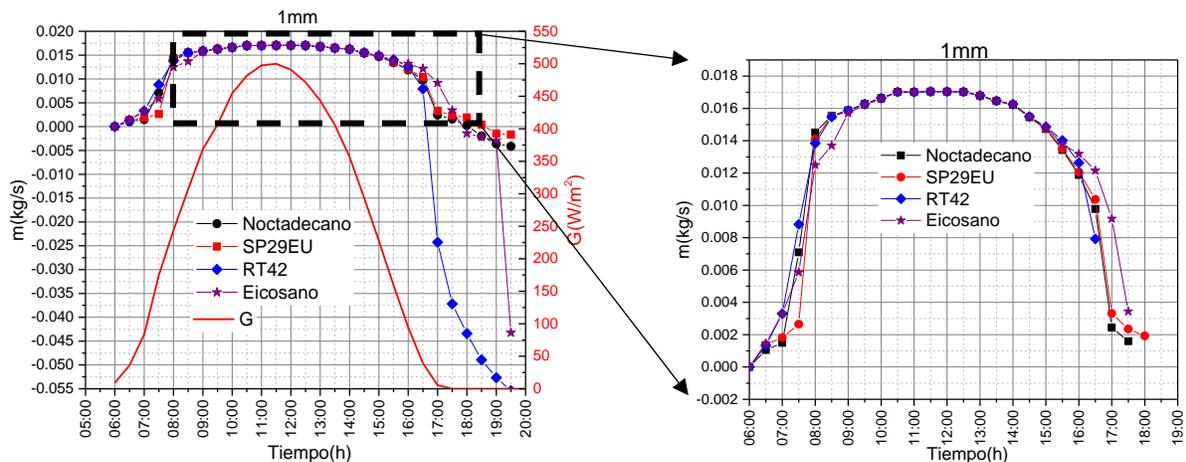


Figura 6.9 Comportamiento del flujo másico en el día cálido.

6.2.6 Flujo másico día frío

En cuanto al día frío, se observa un flujo másico negativo al inicio y/o final de la modelación debido a que se presenta una recirculación dentro del canal, lo que provoca que se tengan velocidades negativas, esto se corrige conforme se avanza en el tiempo. Otra cosa importante es que los valores del flujo disminuyen considerablemente después de la puesta del sol.

En comparación al día más cálido, en el día más frío solo se extiende el periodo de operación 2h más después de la puesta del sol, sin embargo, esto es debido a las condiciones ambientales del día, ya que, presenta valores de temperatura ambiente bajas, lo que provoca que se tenga una mayor pérdida de energía hacia el ambiente a través del vidrio. Por otro lado, el PCM RT42 presenta una tendencia más estable en todo el periodo donde hay irradiación. Por último, de acuerdo a los resultados se alcanza un flujo masico máximo de 0.017kg/s, sin embargo, el Eicosano registra un valor máximo de 0.015kf/s con un espesor de 10mm.



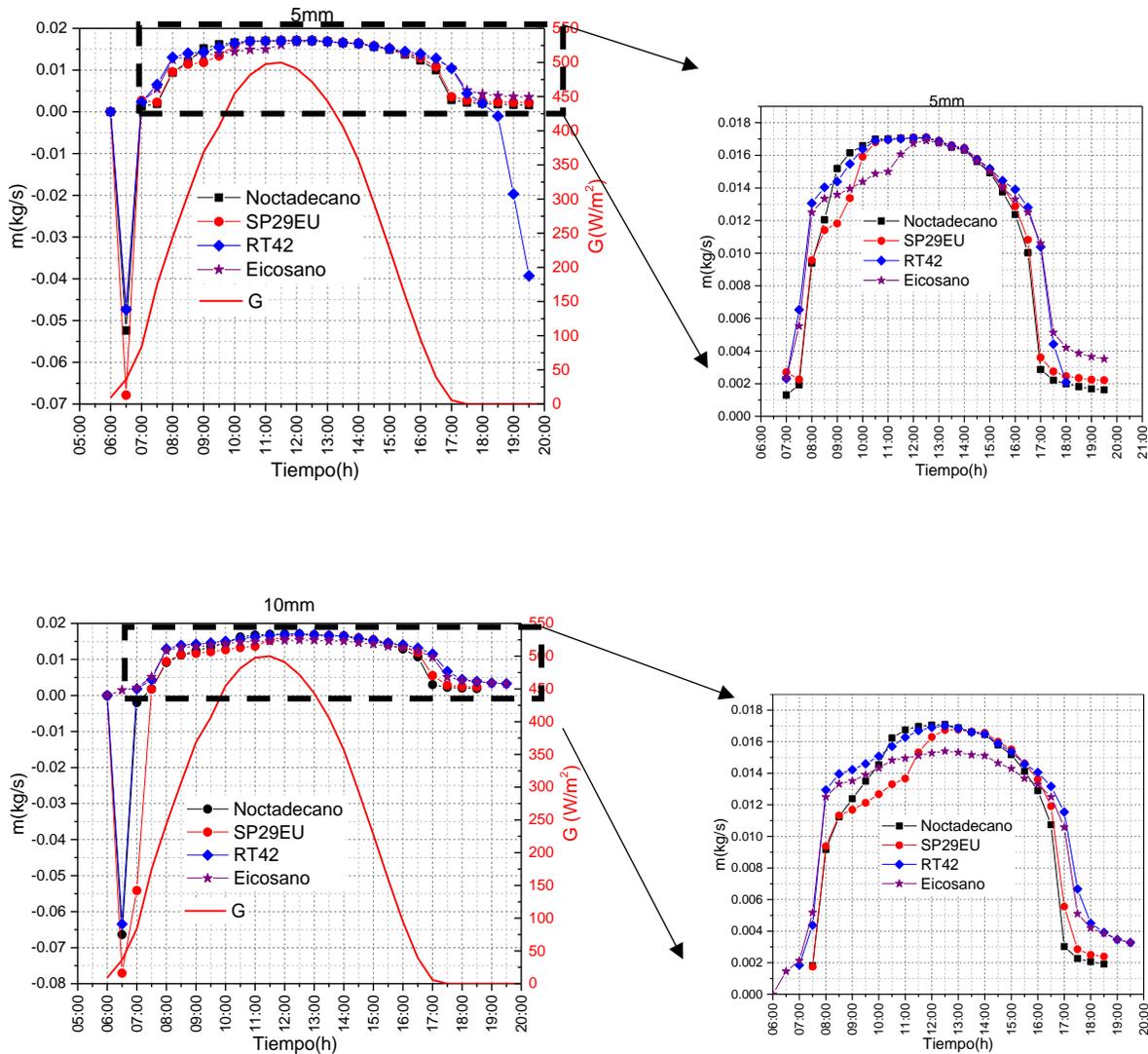


Figura 6.10 Flujo másico día frío.

De acuerdo con los resultados, se observó que los espesores de 5,7.5 y 10 mm almacenan una cantidad mayor de energía. Asimismo, se observó que el PCM Eicosano permanece con un valor de temperatura mayor (37°C) en comparación con los otros PCM's después de la puesta del sol este valor elevado de temperatura propicia que las otras variables también presentes valores elevados. Aunado a lo anterior, este PCM hace un ciclo completo de cambio de fase y es capaz de mantener un flujo másico en comparación a los otros PCM que se quedan en la zona de mezcla. Por lo tanto, el PCM ideal y espesor óptimo son: el Eicosano con un espesor de 7.5mm.

6.3 Evaluación anual

Se realizó la evaluación anual de la chimenea solar con una orientación hacia el sur bajo las condiciones climatológicas de Mérida, Yucatán. Se eligió esta ciudad porque presenta un clima generalmente cálido durante todo el año. Para llevar a cabo este estudio, se seleccionó el día más cálido y más frío de cada mes de todo un año. Como primer punto de esta evaluación, se muestran los resultados de la temperatura promedio de cada una de las componentes de la chimenea solar: vidrio, canal y PCM.

6.3.1 Temperaturas promedio

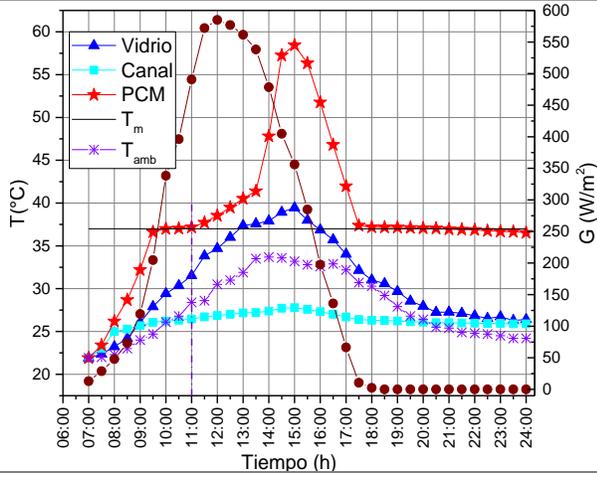
En las Figuras 6.11-6.13, se presentan las temperaturas promedio del vidrio, canal y PCM a lo largo del día para cada mes del año. Adicionalmente, en las mismas Figuras se muestra la temperatura ambiente (T_{amb}) y la radiación solar (G).

En las Figuras 6.11-6.13 se aprecia una tendencia similar en la evolución de la temperatura en todas las componentes de la chimenea solar a lo largo del año. Para el vidrio, se observa que el incremento de la temperatura es de manera suave, gradual y casi lineal (durante el periodo de fusión del PCM) hasta llegar a su valor máximo (el cual lo alcanza al mismo tiempo que el PCM). Una vez alcanzado su punto máximo, la temperatura del vidrio disminuye de una manera más abrupta hasta llegar a valores cercanos a la temperatura ambiente.

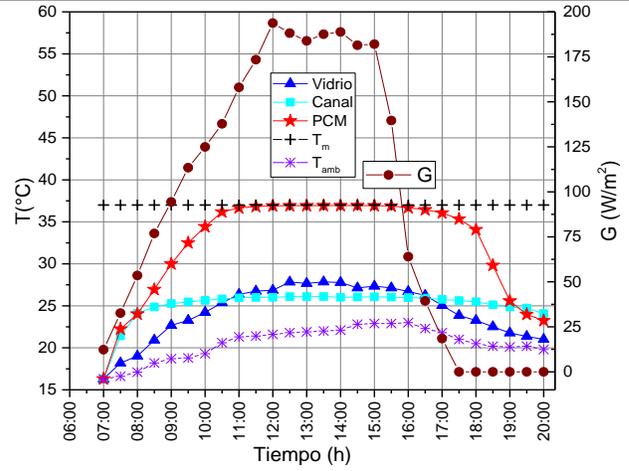
En cuanto al PCM, se observa que existe una tendencia similar en la variación de la temperatura a excepción del día más frío en el mes de enero, en este mes, se registran los valores más bajos de temperatura no solo en el PCM sino también para las otras dos componentes (vidrio y canal). En este mismo mes, se aprecia que el PCM no llega a cambiar de fase, quedándose en la zona de mezcla, pero como se verá más adelante el PCM se queda en estado sólido. Esto es debido a que la radiación solar en ese día es baja, registrándose un valor máximo de 200 W/m^2 . Sin embargo, para el resto de los meses no sucede lo mismo, y la evolución de la temperatura del PCM tiene la siguiente tendencia: la temperatura del PCM se eleva desde su punto inicial hasta llegar a su punto de fusión de manera casi lineal; este comportamiento se debe a que la energía absorbida por el PCM es utilizada para elevar su temperatura y guardada como calor sensible. Por otro lado, dependiendo del día y del mes el

PCM alcanza su punto de fusión en un periodo que oscila durante 1:30-2:30h. Una vez que el PCM alcanzó su temperatura de fusión (37°C) comienza el proceso de cambio de fase; durante este periodo, la energía almacenada es mediante calor latente, así mismo, se observa que la temperatura permanece constante durante todo este periodo el cual dura aproximadamente 1h. Tomando en cuenta el tiempo que le tomó al PCM alcanzar su punto de fusión más el periodo de transición, el PCM pasa de sólido a líquido en un tiempo promedio de 2.5h*. Cuando el proceso de fusión termina la temperatura del PCM se eleva de una manera más rápida y suave hasta alcanzar su valor máximo (ver Tabla 6.5). Cabe señalar que durante este periodo el PCM se encuentra en estado líquido y el almacenamiento de energía es por calor sensible. Por otro lado, se aprecia que el valor máximo del PCM se encuentra desfasado entre 1:30 a 2:00h con respecto al valor máximo de radiación solar, en otras palabras, cuando la radiación solar llega a su valor máximo, el PCM aun no registra su temperatura máxima. Después de alcanzar el valor máximo, la temperatura del PCM disminuye conforme la radiación solar va reduciéndose, pero cuando la radiación solar es nula el PCM permanece con una temperatura cercana a su punto de fusión (37°C) y se mantiene así hasta el término de la modelación lo que nos indica por simple inspección que el material de cambio de fase se queda en zona de mezcla o que realizó un ciclo completo de cambio de fase.

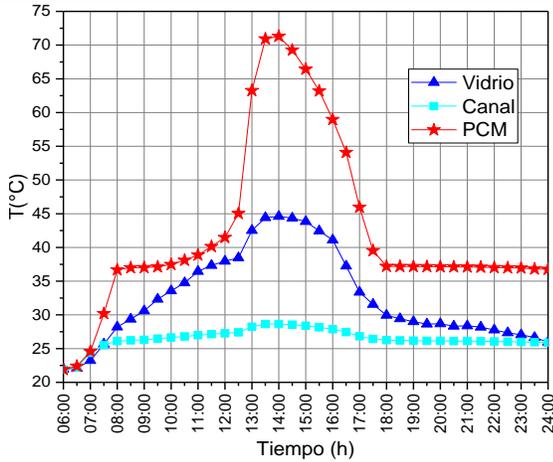
Día Cálido



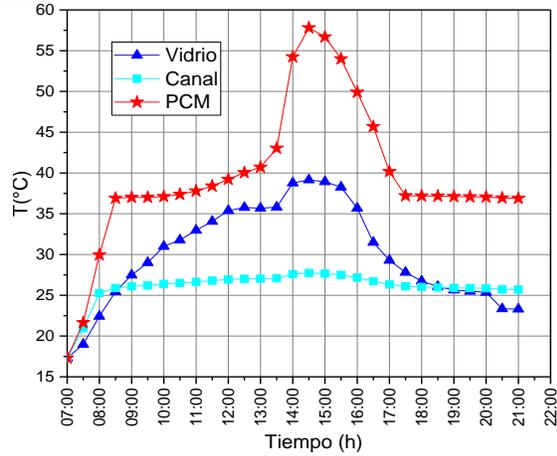
Día Frío



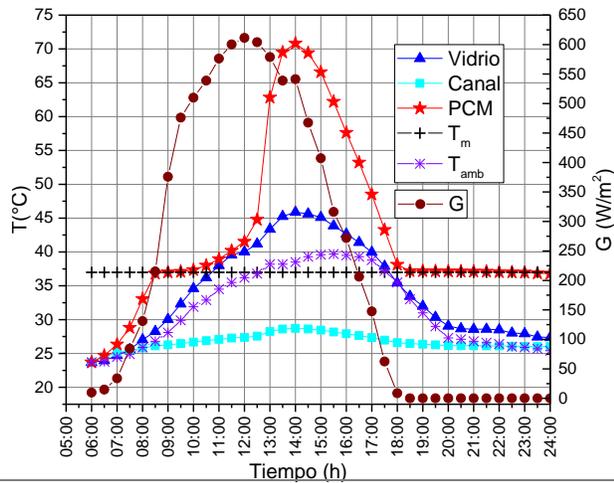
Enero



f



Febrero



Marzo

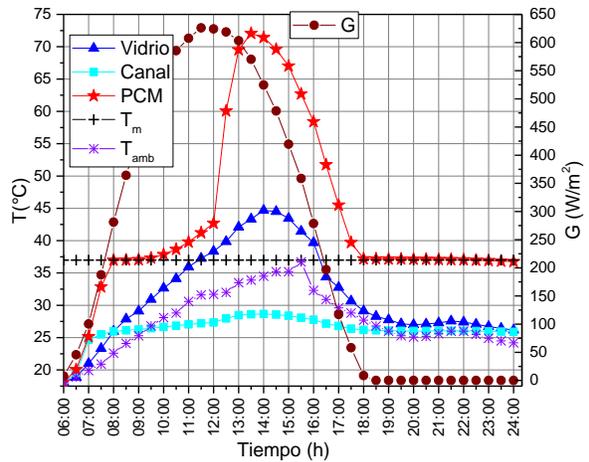


Figura 6.11 Variación de la temperatura en el primer trimestre del año.

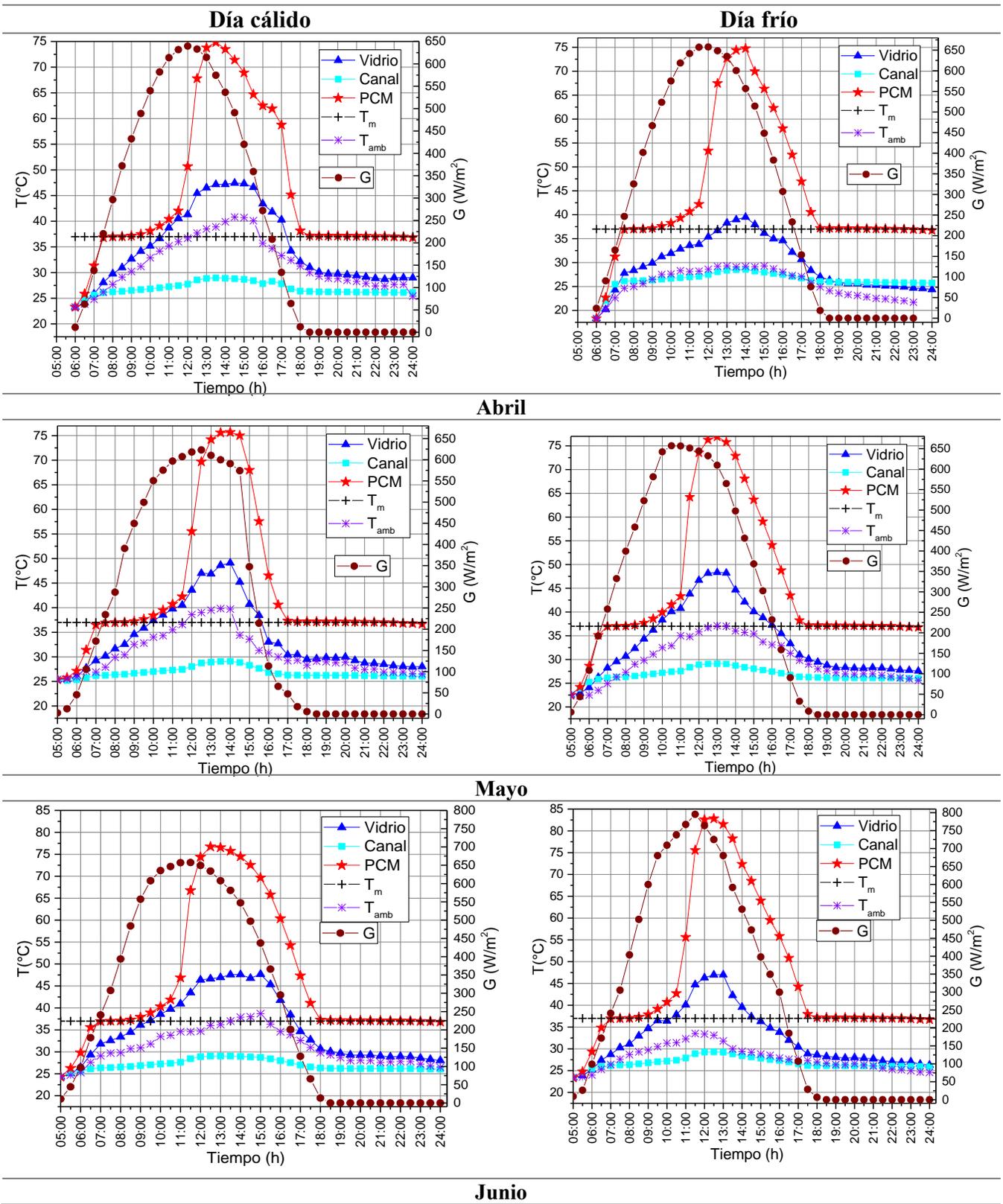


Figura 6.12 Variación de la temperatura en el segundo trimestre del año.

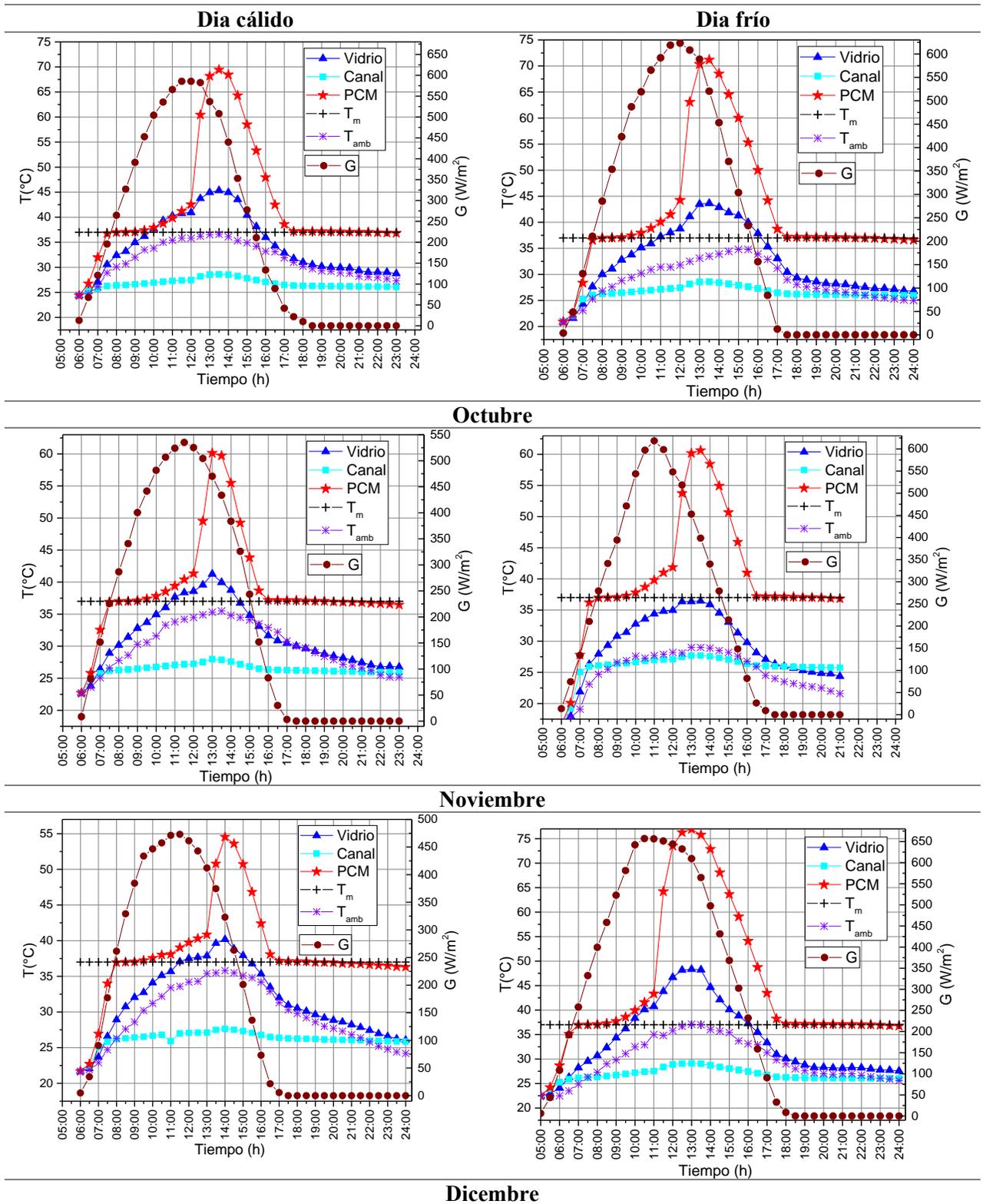


Figura 6.13 Evolución de la temperatura en el cuarto trimestre.

En la Tabla 6.5 se presentan los valores de temperatura máxima del PCM, el horario en donde se alcanza esa temperatura máxima y su respectivo valor de radiación solar. Se aprecia que en el mes de enero se obtuvieron las temperaturas más bajas tanto para el día cálido como para el día más frío con valores de 58.4 y 36.9 °C respectivamente. De acuerdo a estos resultados se asevera que en el día más frío del mes de enero el PCM no alcanzó su punto de fusión quedándose en estado sólido. Por otro lado, en el mes de junio se registraron las temperaturas más altas en ambos días (cálido y frío) siendo la temperatura máxima de 76.72°C para el día cálido y de 82.8°C para el día frío, esto es debido a que en el mes de junio se tienen los valores más altos de radiación solar en todo el año.

Tabla 6.5 Temperaturas máximas PCM.

Mes	Cálido			Frío		
	Temperatura (°C)	Radiación(W/m ²)	Hora	Temperatura(°C)	Radiación (W/m ²)	Hora
Enero	58.4	372.13	15:00	36.9	187.58	14:00
Febrero	71.2	536.25	14:00	57.8	395.5	14:30
Marzo	70.8	546.8	14:00	72.0	579.4	13:30
Abril	74.84	596.01	13:30	74.75	643.37	14:00
Mayo	75.68	595.41	14:00	76.94	622.45	13:00
Junio	76.72	644.59	12:30	82.8	738.1	12:30
Julio	74.4	582.47	13:00	74.9	604.01	13:00
Agosto	74.6	600.35	14:30	79.00	664.29	13:30
Septiembre	77.24	650.15	13:30	72.67	586.16	13:00
Octubre	69.4	514.19	13:30	71.16	543.11	13:30
Noviembre	60.13	482.82	13:00	60.63	418.23	13:30
Diciembre	54.55	339.51	14:00	53.66	313.68	14:30

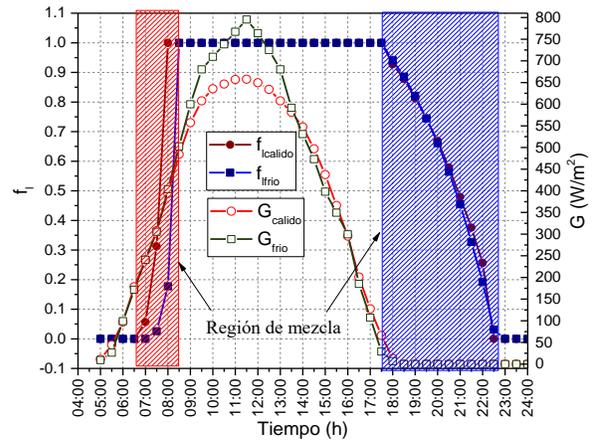
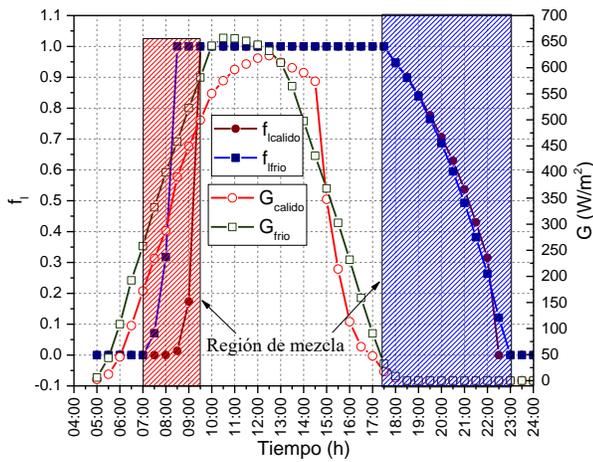
6.3.1 Fracción líquida promedio.

De acuerdo a la definición de fracción líquida, cuando esta es cero el PCM se encuentra en estado sólido y cuando es uno el PCM se encuentra en estado líquido. Por lo tanto, si la fracción líquida se encuentra en un intervalo de 0-1 se dice que el PCM se encuentra en zona de mezcla o transición.

De acuerdo con los resultados, se confirma que el PCM realiza un ciclo completo de cambio de fase (ver Tabla 6.6). En general, se observa que el tiempo de fusión dura en promedio 1h tanto para el día cálido como para el día frío, mientras que el tiempo de solidificación dura en promedio 4h. De acuerdo con la Tabla 6.6, en los últimos meses de otoño y primeros meses de invierno, el proceso de solidificación es más corto, esto se debe principalmente a las condiciones ambientales a las que se encuentra sujeto el sistema, cabe recalcar que en estos meses el valor máximo promedio de radiación solar es de 550 W/m². Sin embargo, para el día frío del mes de enero se observa que el PCM no alcanzó su punto de fusión quedándose en estado sólido, esto se aprecia de mejor manera en la Figura 6.14. Es importante señalar que en la Figura 6.14 se presenta la evolución de la fracción líquida para un mes representativo por cada estación del año debido a que la evolución de la fracción líquida presenta una similitud en su comportamiento en todos los meses a lo largo del año. Por otro lado, se observa que el PCM pasa más tiempo (8-10h) en estado líquido; empezando su proceso de solidificación entre las 17:00-18:00h. Durante este periodo de solidificación el PCM libera el calor almacenado el cual se extiende por un periodo de 4.5h después de la puesta del sol, es decir, cuando la radiación solar es nula.

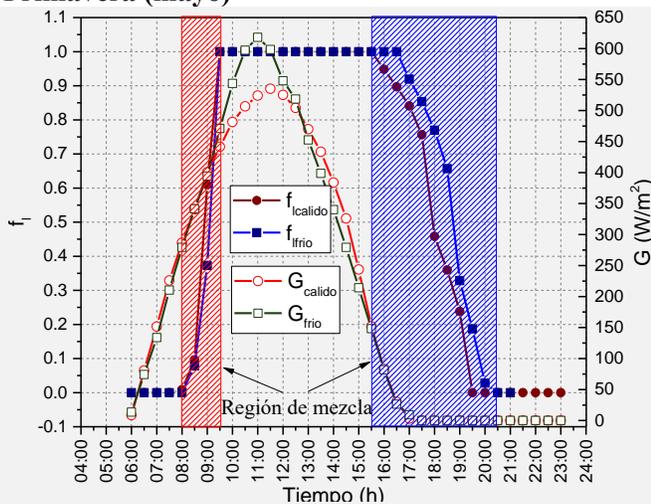
Tabla 6.6 Tiempo de fusión y solidificación.

mes	Cálido				Frío			
	fusión	Tiempo	Solidificación	Tiempo	fusión	Tiempo	Solidificación	Tiempo
Enero	09:59 11:13	01:14	17:39 20:49	03:10	-	-	-	-
Febrero	08:33 09:40	01:07	17:56 22:07	04:11	08:54 10:13	01:19	17:32 20:19	02:47
Marzo	08:52 09:46	00:54	18:17 22:36	04:19			17:58 22:24	04:26
Abril	08:00 09:07	01:07	18:16 22:57	04:41	07:50 09:01	01:11	18:01 22:22	04:21
Mayo	07:39 08:00	00:21	17:09 21:53	04:44	07:13 08:23	01:10	17:48 22:33	04:45
Junio	07:18 08:22	01:04	18:07 22:55	04:48	07:22 08:24	01:02	17:45 22:31	04:46
Julio	07:25 08:31	01:06	18:07 22:57	04:50	07:45 08:48	01:03	18:06 22:52	04:46
Agosto	09:27 10:11	00:44	18:35 23:20	04:45	08:13 09:18	01:05	17:12 22:40	05:28
Septiembre	08:10 09:10	01:00	18:31 23:16	04:45	07:52 08:57	01:05	17:34 21:46	04:12
Octubre	08:06 09:13	01:07	17:23 21:52	04:29	08:30 09:12	00:42	17:19 21:21	04:02
Noviembre	07:57 09:10	01:13	16:52 20:18	03:26	08:05 09:21	01:16	16:35 20:40	04:05
Diciembre	08:14 09:26	01:12	16:46 18:45	01:59	08:22 09:46	01:24	16:43 19:20	02:37

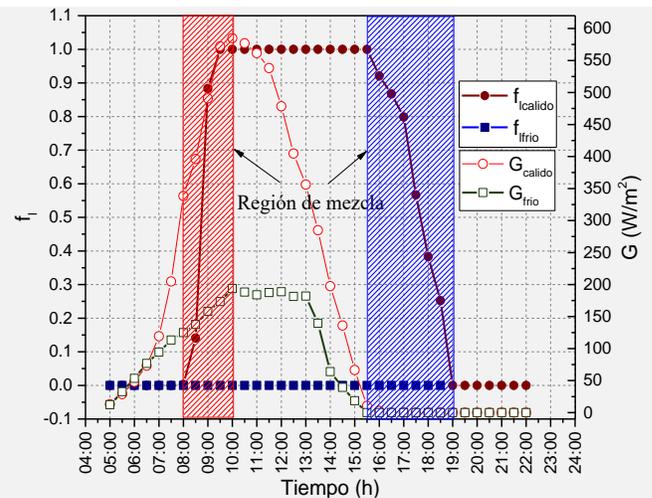


Primavera (mayo)

Verano (junio)



Otoño (noviembre)



Invierno (enero)

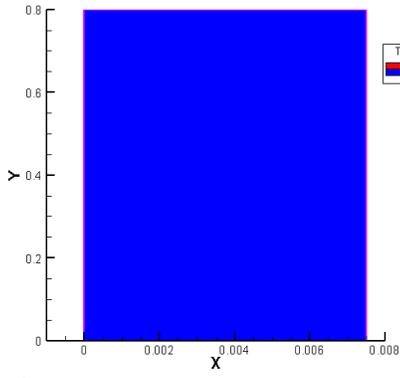
Figura 6.14 Fracción líquida promedio.

En la Figura 6.15 se muestra el campo de la fracción líquida y la evolución de la fracción líquida promedio, así como, la temperatura promedio del PCM a lo largo del día; para el día cálido del mes de junio. Es importante aclarar que, se presenta solamente el campo del mes de junio como campo representativo del año, ya que se tiene una evolución similar para los demás meses sin importar el día.

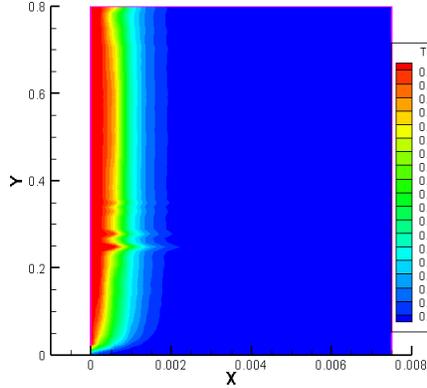
En la gráfica de la Figura 6.15 se muestra la fracción líquida y su relación con el comportamiento térmico durante los procesos de fusión y solidificación. Como primer punto se observa que el tiempo en el que la temperatura de PCM permanece constante es

directamente proporcional al lapso en el que el PCM se encuentra en la zona de mezcla. Esto indica que en ese intervalo de tiempo el PCM empieza a almacenar y/o liberar energía por calor latente debido a que se empieza un proceso de cambio de fase.

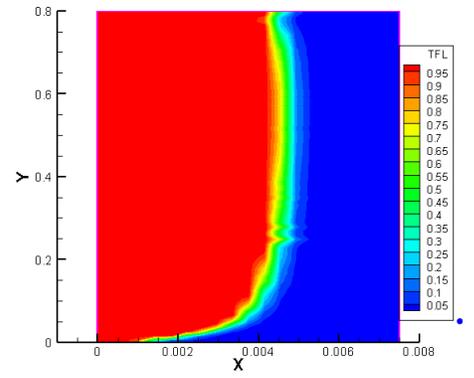
Por otro lado, de acuerdo al campo de la fracción líquida el proceso de fusión empieza en el extremo izquierdo (8:00 a.m.). Esta transferencia de energía se da porque el PCM empieza a absorber la energía proveniente de la radiación solar. Así mismo, se observa que conforme pasa el tiempo el espesor de la fase líquida se va haciendo más grande (10:00 a.m.) hasta que el PCM está completamente en estado líquido, para después dar paso al proceso de solidificación. Se observa que al igual que el proceso de fusión, el proceso de solidificación empieza en el extremo izquierdo, esto es porque el PCM cede la energía almacenada hacia el canal de la chimenea fungiendo ahora como fuente, por lo que el PCM adyacente a esta frontera es la primera parte que vuelve a estado sólido. De igual manera se aprecia que la banda de la zona de mezcla es mayor en el proceso de solidificación en comparación al proceso de fusión.



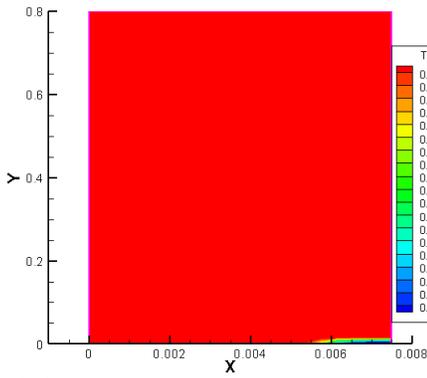
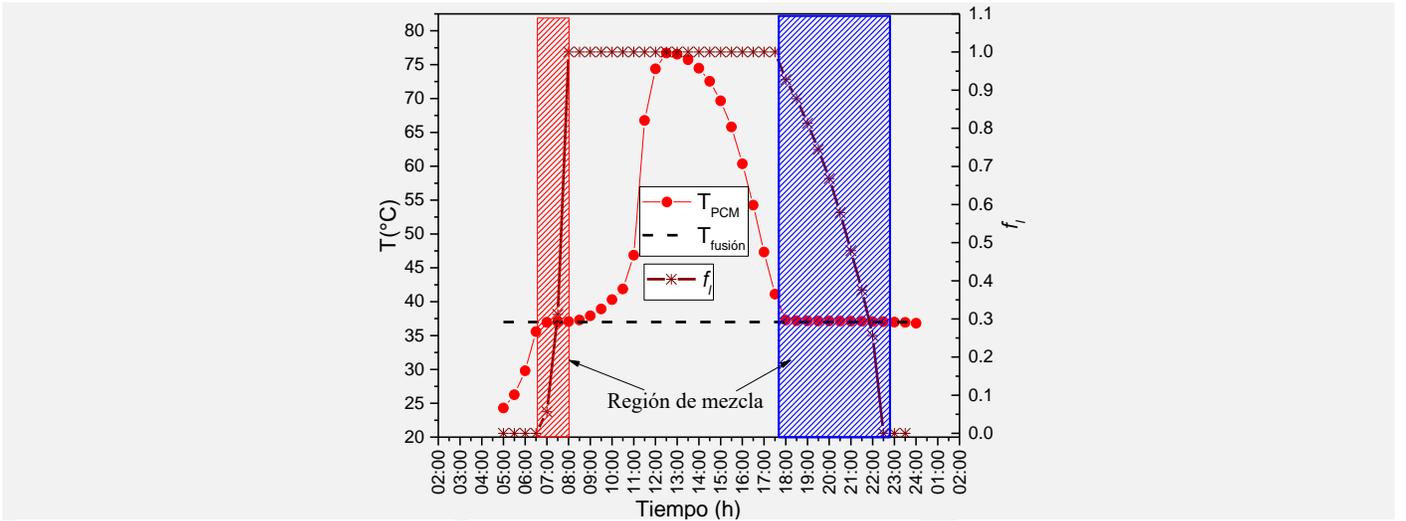
6:00



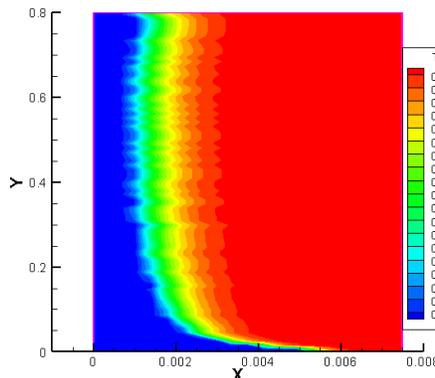
8:00



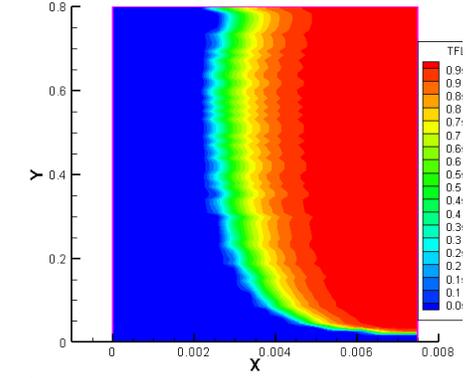
10:00



13:00



21:00



24:00

Figura 6.15 Campo de la fracción líquida.

6.3.2 Flujo másico promedio.

En la Figura 6.16 se presenta el flujo másico y la diferencia de temperatura (ΔT_{aire}) promedio del aire entre la temperatura de entrada y la temperatura de salida de la chimenea solar. Al igual que en la sección anterior, se presenta un mes por cada estación como meses representativos del año.

La chimenea solar al tratarse de un sistema pasivo, es altamente dependiente de la radiación solar. Lo que ocasiona que a falta de radiación solar o niveles bajos de esta; la chimenea solar no tendrá un buen desempeño. Por tal motivo, el flujo másico obtenido en el día frío del mes de enero es el más bajo de todos los meses con un valor máximo de 0.012 kg/s y un flujo másico promedio de 0.0035 kg/s (ver Tabla 6.7 y Figura 6.16). De acuerdo con los resultados de la Tabla 6.7, los valores mínimos promedio de flujo másico se registraron para el día frío en los meses de noviembre, diciembre y enero con valores de 0.0092, 0.0055 y 0.0035 kg/s respectivamente.

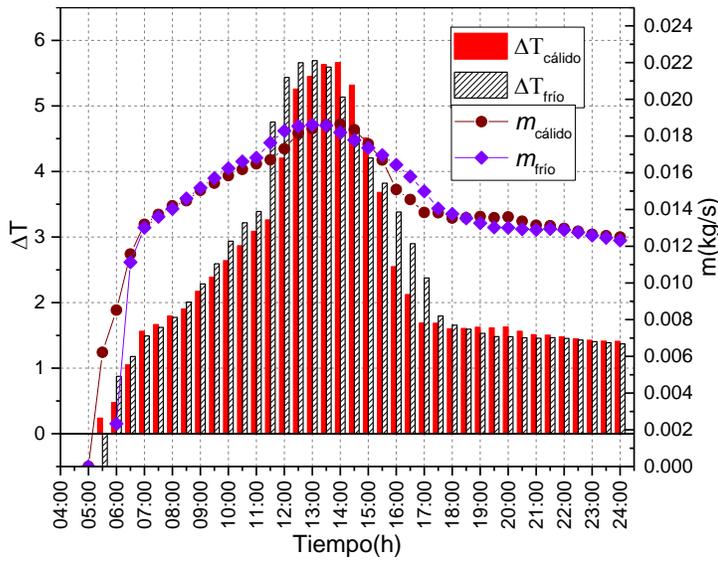
Otra aspecto a considerar es que, debido a la transferencia de calor conjugada en la chimenea solar, el comportamiento de la temperatura del aire está fuertemente ligado a los valores de temperatura en las paredes verticales (vidrio y PCM) de la chimenea. Este comportamiento del aire se representa con la diferencia de temperatura (ΔT_{aire}) entre la temperatura de entrada y la temperatura de salida en el canal. Obteniendo una ΔT_{aire} máxima de 6°C y registrando $\Delta T_{aire} > 3^\circ\text{C}$ en un horario de 12:00-16:00h. También se aprecia que la ΔT_{aire} tiene una tendencia semejante a la temperatura del PCM, esto repercute en la tendencia del flujo másico que el PCM cede mayor energía al sistema. En general, el flujo másico incrementa conforme aumenta la diferencia de temperatura, esto es porque la temperatura del aire incrementa provocando una disminución en la densidad generando una mayor fuerza de flotación y por ende un mayor flujo másico. Cabe resaltar que los valores de flujo másico máximos (0.018kg/s) ocurren cuando el PCM alcanza su temperatura máxima ya que ambos valores se registran en el mismo horario (Ver Tabla 6.7 y 6.3).

De acuerdo con la evolución del flujo másico, se observa que aumenta de forma gradual y suave esto es, porque la mayor cantidad de energía es absorbida por el PCM y no transferida hacia el canal de aire manteniendo un flujo másico gradual durante este periodo. También se observa que la disminución del flujo másico es de manera suave, esto se debe a que el PCM

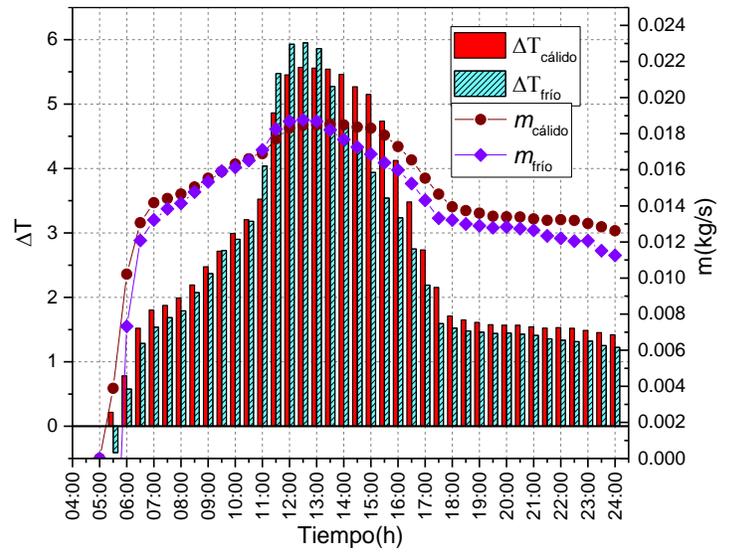
trabaja como fuente de calor para inducir una ventilación natural después de la puesta del sol. Por último, los valores de flujo másico obtenidos son muy similares a los resultados reportados por [119, 120].

Tabla 6.7 Valores del flujo másico.

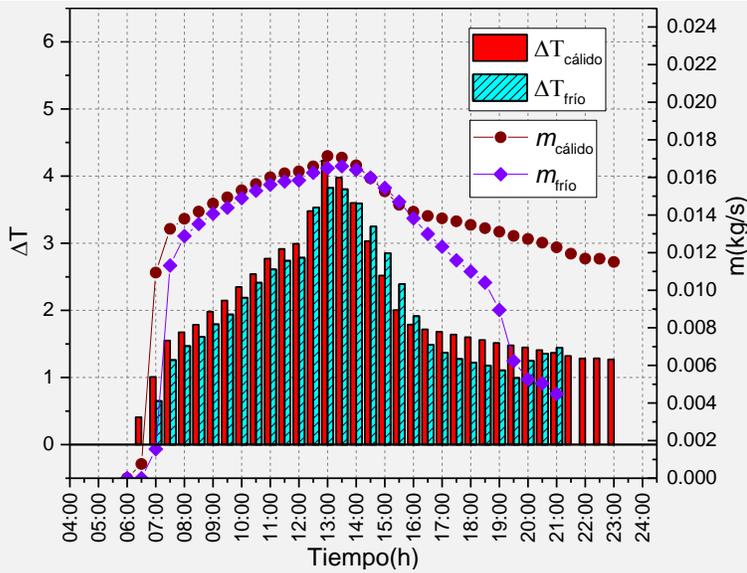
Mes	Cálido				Frio			
	\dot{m}_{Max} (kg/s)	\dot{m}_{ave} (kg/s)	G_{sol} (W/m)	Tiempo (h)	\dot{m}_{max} (kg/s)	\dot{m}_{ave} (kg/s)	G_{sol} (W/m)	Tiempo (h)
Ene.	0.0168	0.0115	372.13	15:00	0.0126	0.0035	189.42	13:30
Feb.	0.0180	0.0118	536.35	14:00	0.0167	0.0101	395.49	14:30
Mar.	0.0181	0.0133	546.81	14:00	0.0180	0.0116	538.81	14:00
Abr.	0.0184	0.0143	596.01	13:30	0.0177	0.0109	643.37	14:00
Mayo	0.0186	0.0140	595.41	14:00	0.0186	0.0133	622.45	13:00
Jun.	0.0185	0.0149	590.47	13:00	0.0187	0.0135	738.1	12:30
Jul.	0.0185	0.0152	554.79	13:30	0.0184	0.0139	604.01	13:30
Ago.	0.0183	0.0145	600.35	14:30	0.0187	0.0141	664.29	13:30
Sept.	0.0185	0.0140	650.15	13:30	0.0181	0.0136	586.16	13:30
Oct.	0.0180	0.0140	514.19	13:30	0.0179	0.0123	543.11	13:30
Nov.	0.0171	0.0133	482.82	13:00	0.0165	0.0092	418.23	13:30
Dic.	0.0166	0.0118	338.51	14:00	0.0159	0.0055	313.68	14:30



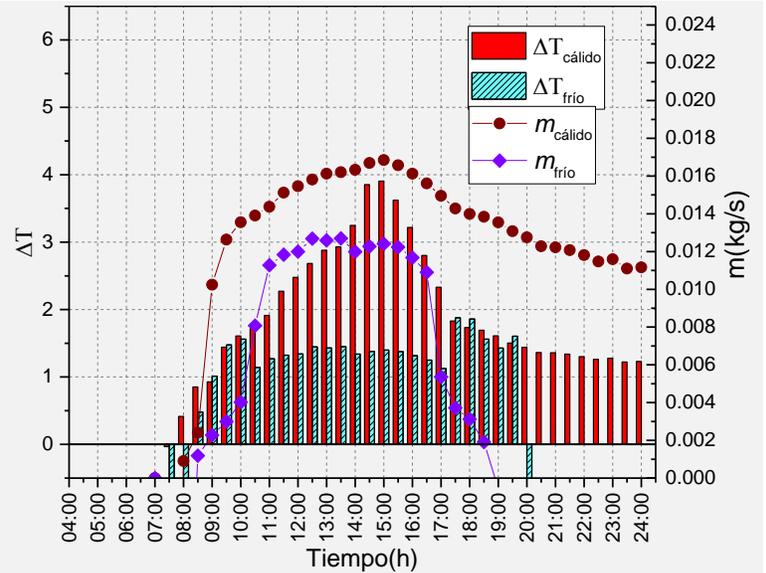
Primavera (mayo)



Verano (junio)



Otoño (noviembre)



Invierno (enero)

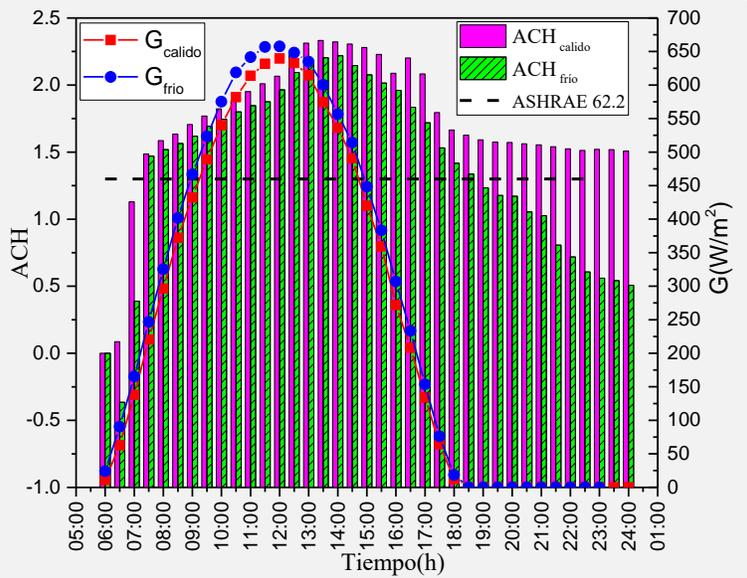
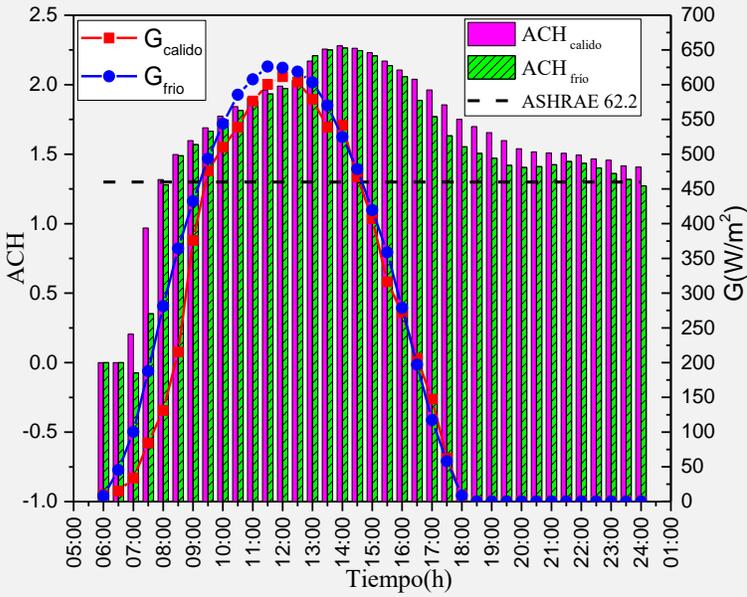
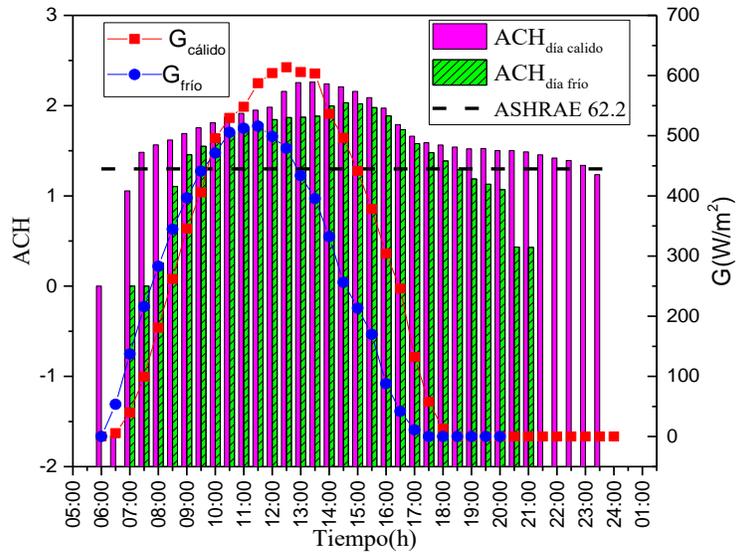
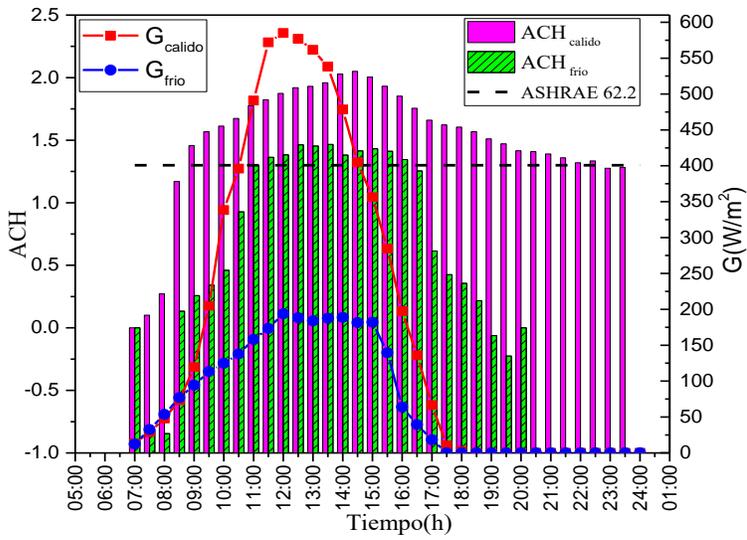
Figura 6.16 Flujo másico y Dif de temperatura.

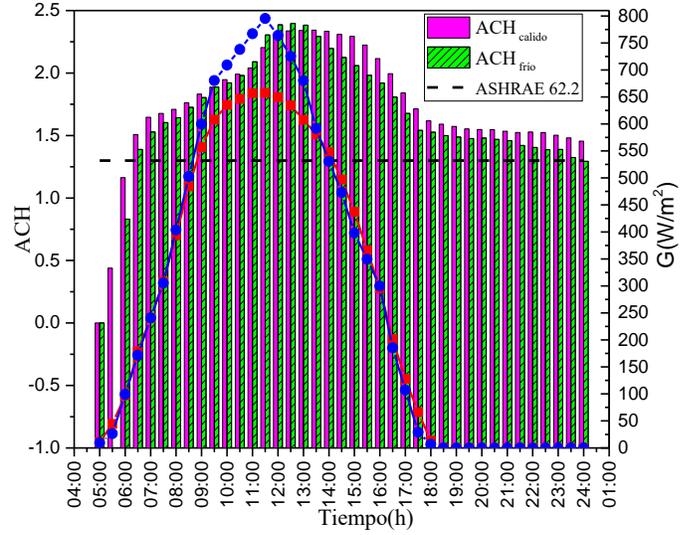
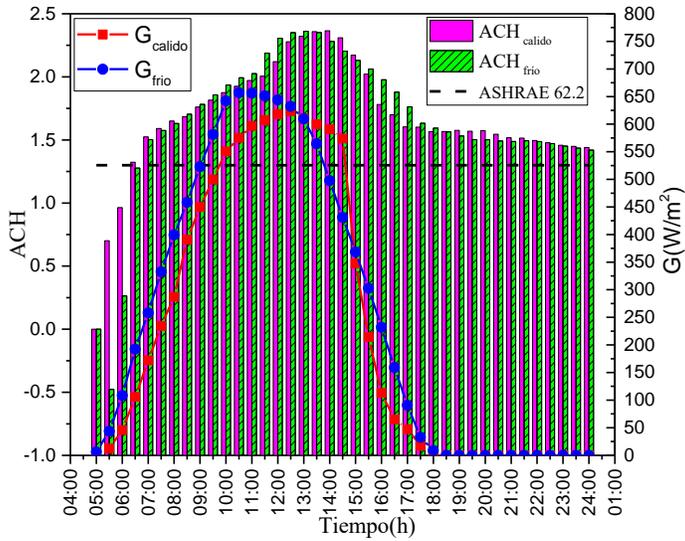
6.3.3 Cambios de aire por hora.

La Figura 6.17 muestra los cambios de aire por hora (ACH por sus siglas en inglés) obtenidos por la chimenea solar a lo largo del año. De acuerdo con la ASHRAE62.2 se necesitan de un mínimo de 1.3 ACH para un recinto con un volumen de 27m^3 . Por lo tanto, los resultados de ACH presentados en esta sección se obtuvieron para un volumen de 27m^3 .

Como se recordará, el PCM en el día frío del mes de enero no cambió de fase quedándose en estado sólido todo el día. Por tal motivo, el PCM funciona como un material convencional y como aislante debido a su baja conductividad térmica dando como resultado valores bajos de flujo másico. Por ende, en este día no se cumple con la ventilación mínima requerida después de la puesta del sol. Sin embargo, se tiene una ventilación por arriba del estándar durante un periodo de 6h (10:30-16:30 h.). Para los días frío de los meses de febrero, abril y noviembre la chimenea solar fue capaz de ventilar de manera óptima por un periodo de 2h después de la puesta del sol. Sin embargo, la chimenea solar proporciona una ventilación superior a la mínima requerida en las horas con mayor radiación solar. Así mismo, la mayor parte del año la chimenea solar es capaz de cumplir con los requerimientos mínimos de ventilación, siendo capaz de ventilar hasta 6h después de la puesta del sol.

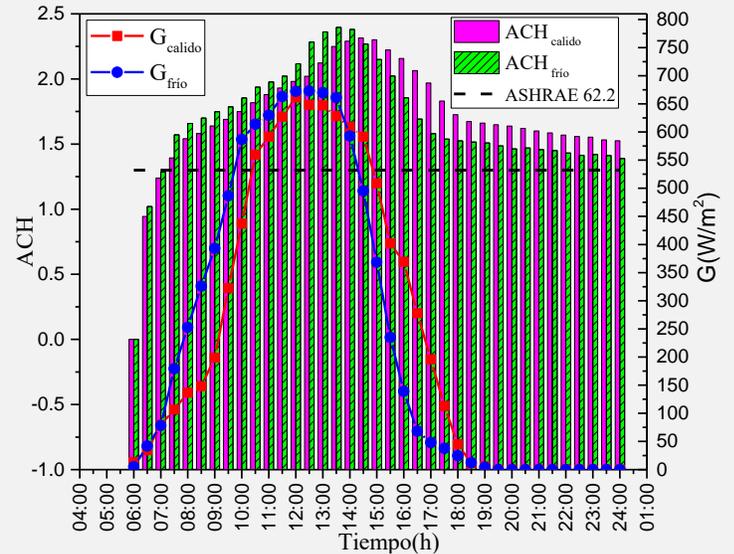
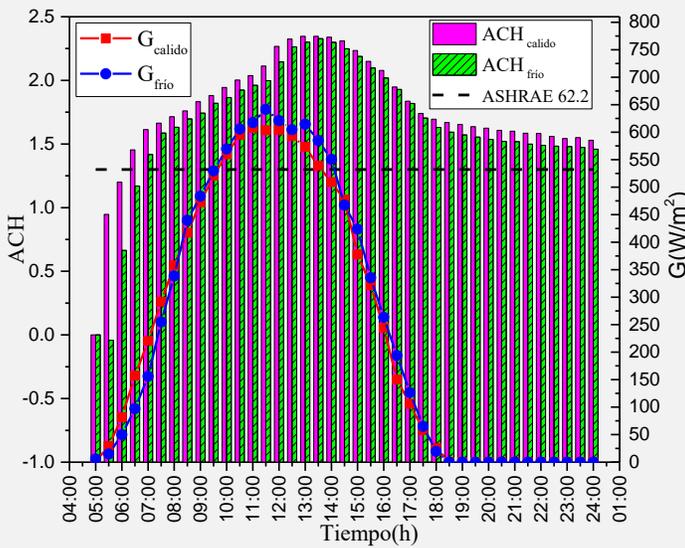
La Figura 6.17 muestra que la chimenea solar cumple con los requerimientos de ventilación por un periodo de 16h en los días cálidos y para el día frío por un lapso promedio de 13.5h. De acuerdo con los resultados, se concluye que la integración de un PCM a la chimenea solar es capaz de ventilar después de la puesta del sol, es decir, prolonga el tiempo de operación de la chimenea solar.





Mayo

Junio



Julio

Agosto

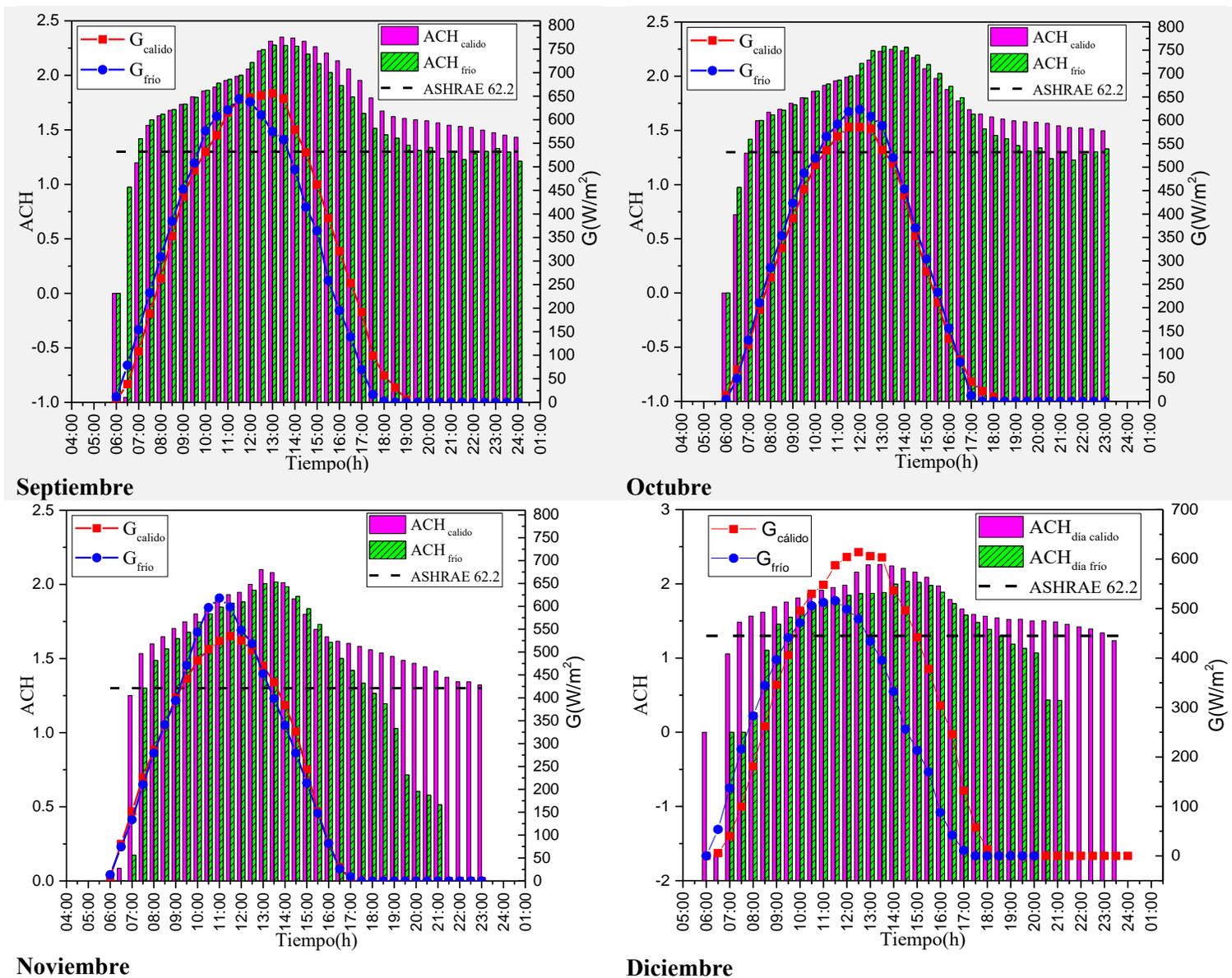


Figura 6.17 ACH en el año.

7. CONCLUSIONES

De acuerdo con los resultados obtenidos, el objetivo general y los objetivos específicos fueron cubiertos de manera satisfactoria. La chimenea solar fue evaluada con la inclusión de un Material de cambio de Fase bajo las condiciones de clima cálido de la ciudad de Mérida, Yucatán, México.

Con el fin de encontrar la configuración óptima de PCM, se realizó un estudio paramétrico en términos del espesor (1, 2.5, 5, 7.5 y 10 mm) del PCM y distintos PCM (Noctadecano, SP29EU, RT42 y Eicosano) con diferentes puntos de fusión. De acuerdo con este análisis, se observó lo siguiente:

Estudio paramétrico:

- Los PCM's (RT42 y Eicosano) con una temperatura de fusión elevada alcanzan una temperatura mayor en un menor tiempo con respecto a los PCM's con punto de fusión bajo (Noctadecano y SP29EU), esto sucede porque al inicio el PCM solo almacena energía por calor sensible haciendo que el tiempo requerido para alcanzar el punto de fusión sea más corto. Por tal motivo, los PCM's Noctadecano y SP29EU al poseer una temperatura de fusión baja llegan más rápido a su punto de fusión.
- El aumento del espesor del PCM provoca que los procesos de fusión y solidificación se prolonguen. Hasta 3h durante el proceso de fusión y durante el proceso de solidificación se mantiene hasta el término de la modelación, a excepción del RT42.
- El almacenamiento por calor sensible juega un rol importante ya que provoca que el tiempo requerido para alcanzar el punto de fusión y solidificación sean más cortos. Por lo tanto, debido al almacenamiento de energía por calor sensible, se tiene una temperatura mayor durante los procesos de fusión y solidificación en los PCM's con un elevado punto de fusión.

- Los materiales con un punto de fusión elevado (Eicosano y RT42) son los primeros en completar un ciclo completo de cambio de fase. En promedio, completan un ciclo completo 2h antes que los otros PCM's.
- Se tiene una diferencia promedio de temperatura máxima en la placa absorbedora entre del día cálido y frío de 13.4°C.
- De acuerdo con los resultados del estudio paramétrico, se eligió el Eicosano con un espesor de 7.5 mm para realizar una evaluación anual de la chimenea solar.

Evaluación anual:

Se realizó una evaluación anual de la chimenea solar con orientación hacia el sur bajo las condiciones climatológicas de Mérida, Yucatán, eligiéndose el día más cálido y más frío como días representativos de cada mes durante todo un año. De acuerdo con esta evaluación, se observó que:

- La chimenea solar tuvo un desempeño deficiente en los días más fríos de la temporada de invierno ya que el PCM se queda en estado sólido y es donde se registraron los valores mínimos promedio de flujo másico con valores de 0.0092, 0.0055 y 0.0035 kg/s para los meses de noviembre, diciembre y enero respectivamente.
- Para niveles bajos de radiación solar ($400\text{W}/\text{m}^2$) el PCM no hace un ciclo completo de cambio de fase
- El PCM se queda en estado sólido en el día más frío del mes de enero.
- El PCM pasa de sólido a líquido en un tiempo promedio de 2.5h.
- El valor máximo de temperatura del PCM se encuentra desfasado entre 1:30 a 2:00h con respecto al valor máximo de radiación solar.
- Durante el periodo de solidificación el PCM libera el calor almacenado por un periodo de 4.5h después de la puesta del sol.
- Se obtuvieron valores de flujo másico similares a los reportados por [117, 118].

- La chimenea solar es capaz de generar hasta 4.5 ACH en un recinto de 27m³. Asimismo, se observó que la chimenea solar es capaz de cumplir con los requerimientos mínimos de ventilación establecidos en la norma ASHRAE 62.1 por un periodo de 16h en los días cálidos y para los días fríos por un lapso promedio de 13.5h
- La chimenea solar fue capaz de ventilar hasta 2-6h después de la puesta de sol.

Recomendaciones para trabajos futuros

Con la intención de dar seguimiento al estudio realizado se sugiere lo siguiente:

- Realizar un análisis con flujo turbulento en el canal de la chimenea solar. De este modo, será posible modelar diferentes configuraciones geométricas de la chimenea solar.
- Considerar un análisis bajo otras condiciones climatológicas de la República Mexicana (climas con alta radiación solar) en conjunto con otros sistemas pasivos que permitan pre acondicionar el aire de entrada al recinto. De esta manera, será posible evaluar el efecto de estos sobre el confort térmico.
- Realizar un estudio de la chimenea solar acoplada a una edificación y el transporte radiactivo en la mezcla aire-contaminante, aire-humedad. Para evaluar el sistema en climas húmedos.
- Realizar un experimento a escala real, ya sea bajo condiciones controladas o reales para validar el código desarrollado.

8. REFERENCIAS

- [1] International Energy Agency., «Energy technology perspectives 2015.» Mob innovation to accelerate climate action., Paris:OECD/IEA, 2015.
- [2] International Energy Agency, «Transition to sustainable buildings.» Strategies and opportunities to 2050., OECD/IEA, 2013.
- [3] Coldwell P.J , «Balance Nacional de Energía 2017,» Secretaria de Energía, México., 2017.
- [4] Instituto Nacional de Estadística y Geografía, «Primera encuesta nacional sobre consumo de energéticos en viviendas particulares (ENCEVI),» México, 2018.
- [5] A Damascus School revives Traditional Cooling Techniques., 2010. [En línea]. Available: <http://www.carboun.com/sustainable-design/a-damascus-school-revives-traditional-cooling-techniq>.
- [6] [En línea]. Available: http://ec.europa.eu/environment/life/project/Projects/index.cfm?fuseaction=home.showFile&rep=file&fil=EDEA-RENOV_Interpretation-centre.pdf.
- [7] S. TANGA SCHOOL Falkenberg, 2000. [En línea]. Available: https://www.newlearn.info/packages/euleb/de/p10/index_02.html.
- [8] Joseph Khedari, Boonlert Boonsri, Jongjit Hirunlabh, «Ventilation impact of a solar chimney on indoor temperature fluctuation and air change in a school,» Energy and Buildings, vol. 32, pp. 89-93, 2000.
- [9] Joseph Khedari, Ninnart Rachapradit, Jongjit Hirunlabh, «Field study or performance of a solar chimney with air-conditioned building.» Energy, vol. 28, pp. 1099-1114, 2003.
- [10] T. Miyazaki, A. Akisawa, T. Kashiwagi, «the effects of a solar chimney on thermal load mitigation of office buildeng under the japanese climate,» Renewable Energy, vol. 31, pp. 987-1010, 2006.
- [11] Jaran Ratanachotinun, Nat Kasayapanand, Jongjit Hirunlabh, Sopa Visitsak, Sombat Teekasap and Joseph Khedari, «A desing and assesment of solar chimney of bioclimatic

house wall and roof for construction in the housing market of Thailand.,» *Building Services Engineering Research and Technology*, vol. 37, pp. 694-709, 2016.

[12] O.A. Barra, E. Pugliese Carratelli, «A theoretical study of laminar free convection in 1-D solar induced flows,» *Solar Energy*, vol. 23, n° 3, pp. 211-215, 1979.

[13] A. Bouchair, d. Fitzgerald, «The optimum azimuth for a solar chimney in hot climates,» *Energy and buildings*, vol. 12, n° 2, pp. 135-140, 1988.

[14] Waraporn Rattanongphisat, Piphat Imkong, and sutthinon Khunkong, «An experimental investigation on the square steel solar chimney for building ventilation application.,» *Energy Procedia.*, vol. 138, pp. 1165-1170, 2017.

[15] SudapornChungloo, BunditLimmeechokchai, «Application of passive cooling systems in the hot and humid climate: the case study of solar chimney and wetted roof in Thailand,» *Building and Environment*, vol. 42, n° 9, pp. 3341-3351, 2007.

[16] Amr Sayed Hassan Abdallah, «Experimental Study of Passive Air Condition System Integrated into a Single Room in Assiut, Egypt.,» *Energy and buildings*, vol. 153, pp. 564-570, 2017.

[17] P. Charvat, M. Jicha, J. Stetina, «Solar chimney for ventilation and passive cooling.,» de *World Renewable Energy Congress VIII, Denver, Colorado, USA.*, 2004.

[18] Alex Yong KwangTan, Nyuk HienWong, «Natural ventilation performance of classroom with solar chimney system,» *Energy and Buildings*, vol. 53, pp. 19-27, 2012.

[19] J.Arce, M.J.Jiménez, J.D.Guzmán, M.R.Heras, G.Alvarez, J.Xamán, «Experimental study for natural ventilation on a solar chimney,» *Renewable Energy*, vol. 34, n° 12, pp. 2928-2934, 2009.

[20] Yoshiteru Shinada, Ken-ichi Kimura, Hiromasa Katsuragi, Sung-ki Song, «Natural Ventilation System for a School Building Combined with Solar,» de *Proceedings of clima, Helsinki, Finland*, 2007.

- [21] V. Siva Reddy, M. Premalatha, K. R. Ranjan. , «Experimental studies on solar chimney for enhanced ventilation,» *International Journal of Sustainable.*, vol. 31, n° 1, pp. 35-42, 2012.
- [22] Chen Z.D, Bandopadhyay P, Halldorsson J, Byrjalsenb C, Heiselberg P, Li Y, «An experimental investigation of a solar chimney model with uniform wall heat flux.,» *Building and Environment*, vol. 39, n° 7, pp. 893-906, 2003.
- [23] X.Q. Zhai, Y.J. Dai, R.Z. Wang, «Experimental investigation on air heating and natural ventilation of a solar air.,» *Energy and Buildings.*, vol. 37, n° 4, pp. 373-381, 2005.
- [24] S.A.M.Burek, A.Habeb, «Air flow and thermal efficiency characteristics in solar chimneys and Trombe Walls,» *Energy and Buildings*, vol. 39, n° 2, pp. 128-135, 2007.
- [25] Pérez Castro H, Flores J, López A., «Análisis de la ventilación inducida en un espacio habitable, mediante un sistema de chimenea hidro-solar.,» *Revista de la construcción*, vol. 12, n° 2, pp. 127-138, 2013.
- [26] Haiwei Jing, Zhengdong Chen, Angui Li., «Experimental study of the prediction of the ventilation flow rate through solar chimney with large gap-to-height ratios.,» *building and Environment*, vol. 89, pp. 150-159, 2015.
- [27] Bin Liu, Xiaoyan Ma, XiaolinWang, Chao Dang, Qingwei Wang, Rachid Bennacer., «Experimental study of the chimney effect in a solar hybrid double wall,» *Solar Energy*, vol. 115, pp. 1-9, 2015.
- [28] M.M Villar-Ramos a, E.V. Macias-Melo b, K.M. Aguilar-Castro b,* , I. Hernandez-Pérez b, J. Arce c., «Parametric analysis of the thermal behavior of a single-channel solar chimney.,» *Solar Energy*, vol. 209, pp. 602-617, 2020.
- [29] T. B. Ángel, *Estudio de la transferencia de calor en una chimenea solar para uso diurno con doble canal de aire.*, México: Tesis de Maestría, CENidet, 2011.
- [30] Ivette Zavala Guillén, «Análisis térmico en una chimenea solar con doble canal de aire de uso diurno,» de Tesis de doctorado, CENIDET, México, 2016.

- [31] Y. Kaneko, K. Sagara, T. Yamanaka, H. Kotani, «Ventilation performance of solar chimney with built-in latent heat storage.,» de Proceedings of 10th International conf. on Thermal energy storage (ECOSTOCK), USA, 2006.
- [32] S.D. Sharma, H. Kotani, Y. Kaneko, T. Yamanaka & K. Sagara, «Design, Development of a Solar Chimney with Built-in Latent Heat Storage Material for Natural Ventilation,» International Journal of Green Energy, vol. 4, n° 3, pp. 313-324, 2007.
- [33] Yongcai Li, Shuli Liu., «Experimental study on thermal performance of a solar chimney combined with PCM,» Applied Energy, vol. 114, pp. 172-178, 2014.
- [34] Shuli Liu, Yongcai Li., «An experimental study on the thermal performance of a solar chimney without and with PCM,» Renewable Energy, vol. 81, pp. 338-346, 2015.
- [35] Liu Bin, Li Peng, Ma Xiaoyan, Song Jianfei, Yang Zhaodan., «Chimney Effect of Solar Hybrid-double Wall with Different Thickness PCM of $\text{Na}_2\text{CO}_3 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$,» Energy Procedia, vol. 75, pp. 521-526, 2015.
- [36] Liu Bin, Wang Meixia, Wang Qi, Mao Shaoli, Rachid Bennacer., «Effect of the Position of the (Phase Change Material) on the feasibility of using the heat demand-outdoor,» Energy Procedia, vol. 139, pp. 462-467, 2017.
- [37] José Carlos Frutos Dordelly, Mohamed El Mankibi, Letizia Roccamena, Gabriel Remion, Jesus Arce Landa., «Experimental analysis of a PCM integrated solar chimney under laboratory conditions.,» solar Energy., vol. 188, pp. 1332-1348, 2019.
- [38] Yongcai Li, Shuli Liu, Ashish Shukla., «Experimental analysis on use of thermal conductivity enhancers (TCEs) for solar chimney applications with energy storage layer,» Energy and buildings, vol. 116, pp. 35-44, 2016.
- [39] Karima E. Amori, Saif Watheq Mohammed, «Experimental and numerical studies of solar chimney for natural ventilation in Iraq,» Energy and Buildings, vol. 47, pp. 450-457, 2012.
- [40] Yongcai Li, Shuli Liu., «Numerical study on thermal behaviors of a solar chimney incorporated with PCM,» Energy and Buildings, vol. 80, pp. 406-414, 2014.

- [41] Yongcai Li, Shuli Liu, Jun Lu., «Effects of various parameters of a PCM on thermal performance of a solar chimney,» *Applied thermal Engineering.*, vol. 127, pp. 1119-1131, 2017.
- [42] J Hirunlabh, W Kongduang, Namprakai, J Khedari., «Study of natural ventilation of houses by a metallic solar wall under tropical climate,» *Renewable Energy.*, vol. 18, n° 1, pp. 109-119, 1999.
- [43] Jyotirmay Mathur, N.K.Bansal, Sanjay Mathur, Meenakshi Jain, Anupmaa, «Experimental investigations on solar chimney for room ventilation,» *Solar Energy*, vol. 80, n° 8, pp. 927-935, 2006.
- [44] Clito Afonso, Armando Oliveira., «Solar chimneys: simulation and experiment,» *Energy and Buildings*, vol. 32, n° 1, pp. 71-79, 2000.
- [45] K.S Ong, C.C Chow., «Performance of a solar chimney,» *Solar Energy*, vol. 74, n° 1, pp. 1-17, 2033.
- [46] Wenting Ding, Yuji Hasemia, Tokiyoshi Yamada., «Natural ventilation performance of a double-skin façade with a solar chimney,» *Energy and buildings.*, vol. 37, n° 4, pp. 411-418, 2005.
- [47] Sudaporn Chungloo, Bundit Limmeechokchai, «A numerical study of natural ventilation in buildings - utilized solar chimney and cool ceiling,» de The 2nd joint international conference on "sustainable energy and environment", Bangkok, Thailand, 2006.
- [48] N.K.Bansal, Jyotirmay Mathur, Sanjay Mathur, Meenakshi Jain., «Modeling of window-sized solar chimneys for ventilation,» *Building and Environment*, vol. 40, n° 10, pp. 1302-1308, 2005.
- [49] Ahmed Abdulnabi Imran, Jalal M. Jalil, Sabah T.Ahmeda., «Induced flow for ventilation and cooling by a solar chimney,» *Renewable Energy*, vol. 78, pp. 236-244, 2015.
- [50] Xinyu Zha, Jun Zhang, Menghao Qina., «Experimental and Numerical Studies of Solar Chimney for Ventilation in Low Energy Buildings,» *Procedia Engineering.*, vol. 205, pp. 1612-1619, 2017.

- [51] Zoltan Adam, Toshio Yamanaka and Hisashi Kotani, «Mathematical model and experimental study of airflow in solar chimneys.,» de Proc. 8th International Conference on Air Distribution in Rooms, Copenhagen, Denmark., 2002.
- [52] J. Halldorsson, C. Byrjalsen, Z.D. Chen, P. Bandopadhyay, P. Heiselberg., «Experimental and theoretical studies of a solar chimney with uniform heat flux,» de The 8th International Conference on Air Distribution in Rooms, Copenhagen, Denmark., 2002.
- [53] Xu Jianliu, Liu Weihua, «Study on solar chimney used for room natural ventilation in Nanjing,» Energy and Buildings, vol. 66, pp. 467-469, 2013.
- [54] Hussain H. Al-Kayiem, Sreejaya K.V, Syed Ihtsham Ul-Haq Gilani, «Mathematical analysis of the influence of the chimney height and collector area on the performance of a roof top solar chimney,» Energy and Buildings, vol. 68, pp. 305-311, 2014.
- [55] Shiyi Hong, Guoqing He., Wenqing Ge, Qian Wu, Da Lv, Zhengguang Li., «Annual energy performance simulation of solar chimney in a cold winter and hot summer climate.,» Building Simulation., vol. 12, n° 5, pp. 847-856, 2019.
- [56] Ahmed Abdeen, Ahmed A. Serageldin, Mona G.E. Ibrahim, Abbas El-Zafarany, Shinichi Ookawara, Ryo Murata, «Solar chimney optimization for enhancing thermal comfort in Egypt: An experimental and numerical study,» Solar Energy, vol. 180, pp. 524-536, 2019.
- [57] A. Vazquez-Ruiz, J.M.A. Navarro, J.F. Hinojosa, J.P. Xamán, «Effect of the solar roof chimney position on heat transfer in a room,» International Journal of Mechanical Science, vol. 209, 2021.
- [58] N.K.Bansal, Rajesh Mathur, M.S.Bhandari., «Solar chimney for enhanced stack ventilation,» Building and Environment., vol. 28, n° 3, pp. 373-377, 1993.
- [59] N.K.Bansal, Rajesh Mathur, M.S.Bhandari. , «A study of solar chimney assisted wind tower system for natural ventilation in buildings.,» Building and Environment, vol. 29, n° 4, pp. 495-500, 1994.
- [60] M.M AboulNaga, S.N Abdrabboh., «Improving night ventilation into low-rise buildings in hot-arid climates exploring a combined wall–roof solar chimney,» Renewable Energy., vol. 19, n° 1-2, pp. 47-54, 2000.

- [61] K.S.Ong, «A mathematical model of a solar chimney,» *Renewable Energy* , vol. 28, nº 7, pp. 1047-1060, 2003.
- [62] J.Martí-Herrero, M.R.Heras-Celemin., «Dynamic physical model for a solar chimney,» *Solar Energy*., vol. 81, nº 5, pp. 614-622, 2007.
- [63] P. S. Koronakis, «solar chimney dynamic performance under typical mediterranean summer conditions,» *International Journal of Solar Energy* , vol. 13, nº 2, pp. 73-84, 1992.
- [64] Arce J, Xamán J, Alvarez G, Jiménez M. J, Guzmán J. D, Heras M. R, «Theoretical study on a diurnal solar chimney with double air flow,» de 1st International congress on Heating, Cooling and Buildings, Lisbon, Portugal, 2008.
- [65] Tlatelpa A, Arce J, Xamán J, Jiménez M.J, Enríquez R, Heras M.R., «Theoretical Study of a Solar Chimney with two air flow channels.,» de ASME, International Mechanic Engineering Congress & Exposition., Houston, Texas, USA., 2012.
- [66] Arce J, Xamán J., Alvarez G, Jiménez M J, Enríquez R, & Heras M R., «A Simulation of the Thermal Performance of a Small Solar Chimney Already Installed in a Building.,» de Proceedings of the ASME 2010 4th International Conference on Energy Sustainability. ASME 2010 4th International Conference on Energy Sustainability, Phoenix, Arizona USA., 2010.
- [67] Kwang Ho Lee, Richard K. Strand., «Enhancement of natural ventilation in buildings using a thermal chimney.,» *Erngy and Buildings*, vol. 41, nº 6, pp. 615-621, 2009.
- [68] Mohammad H. Naraghi, Sylvain Blanchard., «Twenty-four hour simulation of solar chimneys.,» *Energy and Buildings*, vol. 94, pp. 218-226, 2015.
- [69] M.A. Hosien, S.M. Selim., «Effects of the geometrical and operational parameters and alternative outer cover materials on the performance of solar chimney used for natural ventilation.,» *Energy and Buildings*., vol. 138, nº 1, pp. 355-367, 2017.
- [70] Godoy-Vaca L., Almaguer M., Castillo J., Martínez J., Lobato-Cordero, «Dynamic-physical model to predict the performance of a solar chimney in a warmhumid climate with different absorbent materials,» de Proceedings of the 15th International Building Performance Simulation Association (IBPSA), USA, 2017.

- [71] Long Shi., «Theoretical models for wall solar chimney under cooling and heating modes considering room configuration.,» *Energy*, vol. 165, pp. 925-938, 2018.
- [72] Jun Lu, Xiaolong Gao, Qianru Li, and Yongcai Li., «Thermal Storage Capacity and Night Ventilation Performance of a Solar Chimney Combined with Different PCMs,» *International journal of Photoenergy.*, vol. 2017, pp. 1-10, 2017.
- [73] Safari Mohammand, Torabi Faschad., «Improvement of thermal performance of a solar chimney based on a passive solar heating system with phase-change materials.,» *Energy Equipment and Systems.*, vol. 2, pp. 141-154, 2014.
- [74] J.Xamán, R.Vargas-López, M.Gijón-Rivera, Zavala-Guillén, M.J.Jiménez, J.Arce, «Transient thermal analysis of a solar chimney for buildings with three different types of absorbing materials: Copper plate/PCM/concrete wall.,» *Renewable Energy.*, vol. 136, pp. 139-158., 2019.
- [75] Ali Salari, Mahyar Ashouri, Ali Hakkaki-Fard., «On the performance of inclined rooftop solar chimney integrated with photovoltaic module and phase change material: A numerical study.,» *Solar Energy*, vol. 211, pp. 1159-1169, 2020.
- [76] K.-S. Nikas, N. Nikolopoulos, A. Nikolopoulos., «Numerical study of a naturally cross-ventilated building,» *Energy and Buildings*, vol. 42, n° 4, pp. 422-434, 2010.
- [77] G. Gan, S.B. Riffat, «A numerical study of solar chimney for natural ventilation of buildings with heat recovery,» *Applied Thermal Engineering.*, vol. 18, n° 12, pp. 1171-1187, 1998.
- [78] Guohui Gan, «Simulation of buoyancy-induced flow in open cavities for natural ventilation,» *Energy and Building.*, vol. 38, n° 5, pp. 410-420, 2006.
- [79] Henry Espinoza, Luis Patiño , Filiberto Tovar y Yordy González., «thermal and fluidynamic simulation of a solar chimney as a passive system of ventilation,» *Saber*, vol. 18, n° 1, pp. 45-52, 2006.
- [80] D.J.Harris, N.Helwig., «Solar chimney and building ventilation,» *Applied Energy.*, vol. 84, n° 2, pp. 135-146, 2007.

- [81] Ramadan Bassiouny, Nader S.A.Koura., «An analytical and numerical study of solar chimney use for room natural ventilation.,» *Energy and Buildings.*, vol. 40, n° 5, pp. 865-873, 2008.
- [82] H.F.Nouanégué, E.Bilgen., «Heat transfer by convection, conduction and radiation in solar chimney systems for ventilation of dwellings.,» *International Journal of Heat and Fluid Flow.*, vol. 30, n° 1, pp. 150-157., 2009.
- [83] B.Zamora, A.S.Kaiser., «Numerical study on mixed buoyancy-wind driving induced flow in a solar chimney for building ventilation.,» *Renewable Energy.*, vol. 35, n° 9, pp. 2080-2088, 2010..
- [84] G., Gan, «Simulation of buoyancy-driven natural ventilation of buildings—Impact of computational domain.,» *Energy and Buildings*, vol. 42, pp. 1290-1300, 2010.
- [85] Khanal R, Lei C., «Flow reversal effects on buoyancy induced air flow in a solar chimney.,» *Solar Energy*, vol. 86, pp. 2783-2794, 2012.
- [86] Khanal R, Lei C., «A numerical investigation of buoyancy induced turbulent air flow in an inclined passive wall solar chimney for natural ventilation.,» *Energy and Buildings*, vol. 93, pp. 217-226, 2015.
- [87] Ahmed Abdeen Saleem, Mahmoud Bady, Shinichi Ookawara, Ali K. Abdel Rahman., «Achieving standard natural ventilation rate of dwellings in a hot-aridclimate using solar chimney.,» *Energy and Buildings*, vol. 133, pp. 360-370, 2016.
- [88] Sudprasert S, Chinsorranant Ch, Rattanadecho P., «Numerical study of vertical solar chimneys with moist air in a hot and humid climate.,» *International Journal of Heat Mass Transfer.*, vol. 102, pp. 645-656, 2016.
- [89] Baxevanou C, Fidaros D., «Numerical Study of Solar Chimney Operation in Two story Building.,» *Procedia Environmental Sciences.*, vol. 38, pp. 68-76, 2017.
- [90] Mokheimer E.M.A, Shakeel M.R, Al-Sadah J., «A novel design of solar chimney for cooling load reduction and other applications in buildings.,» *Energy and Buildings*, vol. 153, pp. 219-230, 2017.

- [91] C. Jiménez-Xamán, J. Xamán, M. Gijón-Rivera, I. Zavala-Guillén, F. Noh-Pat, E. Sima., «Assessing the thermal performance of a rooftop solar chimney attached to a single room.» *Journal of Building Engineering.*, vol. 31, p. 101380, 2020.
- [92] Lechowska A., Szczepanik-Scislo N., Schnotale J., Stelmach M, Pyszczyk T., «CFD modelling of transient thermal performance of solar chimney used for passive ventilation in a building.» de *IOP Conf. Series: Materials Sciences and Engineering.*, 2018.
- [93] H. Mehling, L.F Cabeza, *Heat and cold storage with PCM*, Springer, 2008.
- [94] I. Dincer, Marc A. Rosen, , *thermal energy Storage Systems and Applications*, 2 Edición, John Wiley & Sons., 2011.
- [95] J. Kosny, *Enhanced Building Components*, Springer, 2015.
- [96] A. Sharma, D. Buddhi., «Review on thermal energy storage with phase change materials and applications,» *REnewable and Sustainable Energy Reviews.*, vol. 13, nº 2, pp. 318-345, 2009.
- [97] T.R. Whiffen, S.B. Riffat, «A review of PCM technology for thermal energy storage in the built environment: Part I,» *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 8, nº 3, pp. 147-158, 2013.
- [98] Y. Zhang, G. Zhou, K. Lin, Q. Zhang, and H. Di, «Application of latent heat thermal energy storage in buildings: State of the art and outlook,» *Building and Environment* , vol. 42, pp. 2197-2209, 2007.
- [99] C. d. G. J., *Fundamentos de transferencia de calor*, México: Fondo de Cultura Económica, 1999.
- [100] Yau-Chia Liu, Long-Sun Chao, «Modified Effective Specific Heat Method of Solidification Problems,» *Materials Transactions*, vol. 47, nº 11, pp. 2737-2744, 2006.
- [101] Saleh Nasser Al-Saadia, Zhiqiang (John)Zhai, «Systematic evaluation of mathematical methods and numerical schemes for modeling PCM-enhanced building enclosure,» *Energy and Buildings*, vol. 92, pp. 374-388, 2015.

- [102] V. R. Voller, C. R. Swaminathan, B. G. Thomas, «Fixed grid techniques for phase change problems: A review,» *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 30, n° 4, pp. 875-898, 1990.
- [103] C. Bonacina, M. Primicerio, «Numerical solution of phase-change problems,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 16, n° 10, pp. 1825-1832, 1973.
- [104] J. S. Hsiao, B. T. F. Chung, «An Efficient Algorithm for Finite Element Solution to Two-Dimensional Heat Transfer With Melting and Freezing,» *J. Heat Transfer*, vol. 108, n° 2, pp. 462-464, 1986.
- [105] Henry Hu, and Stavros A Argyropoulos, «Mathematical modelling of solidification and melting: a review,» *Modelling and Simulation in Materials Science and Engineering*, vol. 4, n° 4, pp. 371-396, 1996.
- [106] G. Comini, S. Del Giudice, R. W. Lewis, O. C. Zienkiewicz, «Finite element solution of non-linear heat conduction problems with special reference to phase change,» *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 8, n° 3, pp. 613-624, 1974.
- [107] K. Morgan, R. W. Lewis, O. C. Zienkiewicz, «An improved algorithm for heat conduction problems with phase change,» *International Journal for Numerical in Engineering*, vol. 12, n° 7, pp. 1191-1195, 1978.
- [108] Irving Hernandez López. Análisis de la Transferencia de Calor Conjugada en un Sistema Solar Pasivo de Muro Trombe para Calentamiento o Ventilación. Ph.D dissertation, Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico. México 2016
- [109] J R. Welty, C.E Wicks & E. Wilson. Fundamentos de transferencia de momento, calor y masa. 1994.
- [110] R. Siegel, J. Howell, *Thermal Radiation Heat Transfer*, Hemisphere..
- [111] M. Mirsadeghi, D. Cóstola, B. Blocken, J.L.M. Hensen, «Review of external convective heat transfer coefficient models in building energy simulation programs: Implementation and uncertainty,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 56, n° 1-2, pp. 134-151, 2013.

- [112] I. Zavala-Guillén, J. Xamán, G. Álvarez, J. Arce, I. Hernández-Pérez and M. Gijón-Rivera, «Computational fluid dynamics for modeling the turbulent natural convection in a double air-channel solar chimney system,» *International Journal of Modern Physics*, vol. 27, 2016.
- [113] A.S Kaiser, B Zamora, A Viedma., «Correlation for Nusselt number in natural convection in vertical convergent channels at uniform wall temperature by a numerical investigation,» *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 25, nº 4, pp. 670-682, 2004.
- [114] B. Zamora, J. Hernández., «Influence of upstream conduction on the thermally optimum spacing of isothermal, natural convection-cooled vertical plate arrays,» *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 28, nº 2, pp. 201-210, 2001.
- [115] J. Xamán, M. Gijón-Rivera., *Dinámica de fluidos computacional para ingenieros.*, Palibrio, 2015.
- [116] Patankar S.V., *Numerical heat transfer and fluid flow.*, Hemisphere Publishing Co., 1980.
- [117] Solomon A.D., «An easily computable solution to a two-phase Stefan problem.,» *Solar Energy.*, vol. 23, pp. 525-528, 1979.
- [118] Arici M, Bilgin F, Nizetic S, Papadopoulos A. M, «Phase change material based cooling of photovoltaic panel: A simplified numerical model for the optimization of the phase change material layer and general economic evaluation,» *Journal of Cleaner Production*, vol. 189, pp. 738-745, 2018.
- [119] María José Suarez López, Ana María blanco-Marigorta, Antonio José gutierrez-Trashorras, Jorge Pistono-Favero, Eduardo Blanco-Marigorta. , «Numerical simulation and exegetic analysis of building ventilation solar chimmneys,» *Energy Conversion and Managment* , vol. 96, pp. 1-11, 2015.
- [120] Somaye Asadi, Maryam Fakhari, Rima Fayaz, Akram Mahdavi Parsa, «The effect of solar chimney layout on ventilation rate in buildings.,» *Energy and Buildings*, vol. 123, pp. 71-78, 2016.
- [121] Sanyogita Manua, Gail Brager, Rajan Rawal, Angela Geronazzo, Devarsh Kumar, «Performance evaluation of climate responsive buildings in India - Case studies from cooling dominated climate zones.,» *Building and Environment.*, vol. 148, pp. 136-156, 2019.

9. ANEXOS

9.1 Publicaciones

Energy 170 (2019) 683–708

Contents lists available at ScienceDirect



Energy

journal homepage: www.elsevier.com/locate/energy



Review

Mathematical models of solar chimneys with a phase change material for ventilation of buildings: A review using global energy balance



R. Vargas-López^a, J. Xamán^{a,*}, I. Hernández-Pérez^b, J. Arce^a, I. Zavala-Guillén^c, M.J. Jiménez^d, M.R. Heras^d

^a Tecnológico Nacional de México, CENIDET, Prof. Av. Palmira S/N. Col. Palmira. Cuernavaca, Morelos CP62490, Mexico

^b Universidad Juárez Autónoma de Tabasco, UJAT, División Académica de Ingeniería y Arquitectura, Carretera Cunduacán-Jalpa de Méndez km. 1, Cunduacán, Tabasco, CP86690, Mexico

^c Centro de Investigación Científica y de Educación Superior de Ensenada, CICESE, Carretera Ensenada-Tijuana No. 3918, Zona Playitas, Ensenada, Baja California, CP22860, Mexico

^d Energy Efficiency in Buildings R&D Unit, CIEMAT, Avenida Complutense No. 40, Madrid E-28040, Spain

ARTICLE INFO

Article history:

Received 11 August 2018

Received in revised form

24 November 2018

Accepted 19 December 2018

Available online 26 December 2018

Keywords:

Solar chimney

Phase change material

Global energy balance

ABSTRACT

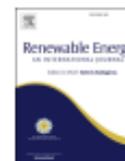
The solar chimney is one concept currently explored by scientists and designers for reducing heat gain and inducing natural cooling in both commercial and residential buildings. Solar chimneys can be installed on the building walls and roofs. In this sense, a significant amount of research work has been done on solar chimney since the 1990s. This paper presents an overview of transient mathematical models for solar chimneys with/without a phase change material. The review focuses on the Global Energy Balance (GEB) models and a short description of the main works is reported. The analysis of the literature on the solar chimney modeling using GEB highlights that the transient mathematical model are scarce, from the authors' knowledge, there are only 24 published works and only six studies incorporated a phase change material (PCM) in a solar chimney. Five steady mathematical models available in the literature were analyzed, as well as the advantages and disadvantages of each model. Based on the analysis, it is concluded that the model - III and model - V are more appropriate to model the transient state with respect to the remaining models, and therefore the unsteady mathematical model - III and model - V were developed and shown. These models are highly recommended to be implemented as a solar chimney model in a Building Energy Simulation (BES) program. Finally, we propose a new transient mathematical model for a double-channel solar chimney, which incorporated a phase change material (PCM). This new mathematical model allows building designers and engineers to predict the potential benefit that a solar chimney with PCM may have for ventilation. Therefore, this paper would provide a valuable reference for further research into the field of solar chimneys with a PCM and its applications.

© 2018 Elsevier Ltd. All rights reserved.



Contents lists available at ScienceDirect

Renewable Energy

journal homepage: www.elsevier.com/locate/renene

Transient thermal analysis of a solar chimney for buildings with three different types of absorbing materials: Copper plate/PCM/concrete wall



J. Xamán ^{a, *}, R. Vargas-López ^a, M. Gijón-Rivera ^b, I. Zavala-Guillén ^c, M.J. Jiménez ^d,
J. Arce ^a

^a Tecnológico Nacional de México/CENIDET, Prod. Av. Palmira S/N. Col. Palmira, Cuernavaca, Morelos, CP. 62490, Mexico

^b Tecnológico de Monterrey, Escuela de Ingeniería y Ciencias, Vía Atlacáyotl 2301, Reserva Territorial Atlacáyotl, Puebla, Puebla, CP. 72453, Mexico

^c Centro de Investigación Científica y de Educación Superior de Ensenada, CIQES, Carretera Ensenada-Tijuana No. 3918, Zona Playitas, Ensenada, Baja California, CP. 22860, Mexico

^d Energy Efficiency in Buildings R&D Unit, CIEMAT, Avenida Complutense No. 40, Madrid, E-28040, Spain

ARTICLE INFO

Article history:

Received 14 August 2018

Received in revised form

11 November 2018

Accepted 30 December 2018

Available online 4 January 2019

Keywords:

Solar chimney

Phase change material

Transient numerical simulation

ABSTRACT

A transient numerical simulation of a solar chimney system (SC), considering convective and radiative gains/losses to the exterior environment, in the warmest day of Madrid, Spain is presented. We performed a conjugate heat transfer analysis for SC with three types of absorbing materials: (1) SC with a lightweight plate (copper) – reference case, (2) SC with a phase change material (PCM 46–50) and (3) SC with a heavyweight wall (concrete). Numerical simulations for three orientations east (7:00–12 h), south (8:00–18 h), and west (12:30 to 18 h) were conducted to analyze the overall thermal performance of the SC throughout the day. The numerical in-house code was tested by solving two reference solutions reported in the literature, obtaining good agreement. Based on the numerical heat transfer analysis, the following is concluded: The SC with a copper plate shows the higher mass flow rates of 0.016, 0.019 and 0.016 kg/s for orientations east, west, and south, respectively. While the mass flow rate removed by the PCM configuration is higher than for the concrete wall configuration but is lower than for the copper plate (0.014, 0.017 and 0.0153 kg/s for orientations east, west, and south, respectively). The average thermal efficiencies of the SC with a copper plate are 34, 27 and 34% and with a PCM are 28, 19.8, and 27% for orientations east, west, and south, respectively. The SC with a concrete wall shows the lowest thermal efficiency values. Finally, it was observed that for orientations east and south, the PCM layer does not change its phase and it remains in the mushy zone. It reaches its melting point on approximately 30–45 min for the three orientations. Conversely, the PCM changed its phase to a liquid state in 135 min for orientation west.

© 2018 Elsevier Ltd. All rights reserved.

9.2 Estancia



东北石油大学

Dr. Jesús Perfecto Xamán Villaseñor
Depart. of Mech. Engineering
National Research Centre and Technological
Development - CENIDET,
Cuernavaca, Morelos, México
Email: jpxam@cenidet.edu.mx

School of Architecture and Civil Engineering
Northeast Petroleum University
No. 99 Fuxiao Street
Daqing, Heilongjiang, 165318, P.R. China
Phone: +86-459-6507763 Fax: +86-459-6507763
Email: lidong@nepu.edu.cn

Dear Professor Jesús Xamán,

Regarding a collaborative opportunity involving one of your PhD students at the National Research Centre and Technology Development (CENIDET) Mr. **Rogelio Vargas López**, I inform you that the Prof. Dong Li would be very happy to host Mr. **Rogelio Vargas López** within his research group at the School of Architecture and Civil Engineering of the Northeast Petroleum University to work on activities related to the study of the "Experimental Passive Systems with Phase Change Materials for buildings", as described in the attached document.

As an activity related to his Doctoral Project titled: **Análisis térmico de una chimenea solar con material de cambio de fase para ventilación en edificaciones** (Thermal analysis of a solar chimney with phase change material for ventilation in buildings), Mr. R. Vargas López may carry out a period stay from **01/July 2019 to 29/ February 2020** at the Northeast Petroleum University. An attachment to this letter provides some details on his activities schedule.

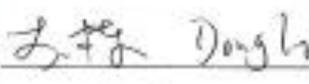
I understand that no financial funds will be required from Northeast Petroleum University to support Mr. **Rogelio Vargas López** during his stay.

I look forward to collaborating on this project and to hosting your student.

Best regards,


Prof. Lingyong Ma
Director
School of Architecture and Civil
Engineering




Prof. Dr. Dong Li
International Orientador
School of Architecture and Civil
Engineering

地址：黑龙江省大庆市高新技术开发区学府街 99 号
电话：+86-459-6507763

传 真：+86-459-6507763
电子邮箱：lidong@nepu.edu.cn