

Tecnológico Nacional de México

Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico

Tesis de Maestría

Estudio transitorio de un techo ventilado para condiciones
climáticas de México

presentada por

Ing. Thania Guadalupe Lima Téllez

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

Director de tesis

Dra. Yvonne Chávez Chena

Codirector de tesis

Dr. Irving Osiris Hernández López

Cuernavaca, Morelos, México. Septiembre de 2019.



Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico
Departamento de Ingeniería Mecánica

"2019, Año del Caudillo del Sur, Emiliano Zapata"

Cuernavaca, Mor., 14/agosto/2019

OFICIO No. DIM/214/2019
Asunto: Aceptación de documento de tesis

C. DR. GERARDO VICENTE GUERRERO RAMÍREZ
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

Por este conducto, los integrantes de Comité Tutorial de la estudiante Ing. Thania Guadalupe Lima Téllez, con número de control M17CE076, de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, le informamos que hemos revisado el trabajo de tesis profesional titulado "Estudio transitorio de un techo ventilado para condiciones climáticas de México" hemos encontrado que se han atendido todas las observaciones que se le indicaron, por lo que hemos acordado aceptar el documento de tesis y le solicitamos la autorización de impresión definitiva.

DIRECTOR DE TESIS

DRA. YVONNE CHÁVEZ CHENA
Doctora en Ciencias en Ingeniería Mecánica
7492003

REVISOR 1

DR. JESÚS PERFECTO XAMÁN VILLASEÑOR
Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica
4672156

REVISOR 2

DR. JESÚS ARCE LANDA
Doctor en Ingeniería
6170951

REVISOR 3

DR. EFRAÍN SIMÁ MOO
Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica
6601954

C.p. Guadalupe Garrido Rivera Jefa del Departamento de Servicios Escolares.
Thania Guadalupe Lima Téllez Estudiante
Expediente

ABO/mrsr

Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira, C. P. 62490, Cuernavaca, Morelos.
Tel. (01) 777 3 62 77 70, ext. 1421, e-mail: dim@cenidet.edu.mx



"2019, Año del Caudillo del Sur, Emiliano Zapata"

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

22/AGOSTO/2019
SAC/256/2019
Autorización de
impresión de tesis

THANIA GUADALUPE LIMA TÉLLEZ
CANDIDATA AL GRADO DE MAESTRA EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA 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 "Estudio transitorio de un techo ventilado para condiciones climáticas de México", 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
"Conocimiento y tecnología al servicio de México"

DR. GERARDO VICENTE GUERRERO RAMÍREZ
SUBDIRECCIÓN ACADÉMICA



SEP TecNM
CENTRO NACIONAL
DE INVESTIGACIÓN
Y DESARROLLO
TECNOLÓGICO
SUBDIRECCIÓN
ACADÉMICA



DEDICATORIAS

Dedico este trabajo con amor y cariño:

*A mis amados padres: **Maria de la Luz Téllez Lizarraga** y **José Manuel Armenta y Hdez.** quienes siempre me han brindado su comprensión y apoyo incondicional, a pesar de todo nunca dejaron de creer y confiar en mi. Les dedicó esta tesis y todos mis exitos, no lo hubiera logrado sin sus consejos que me orientaron a tomar las mejores decisiones.*

*A mis hermanos: **Salma Naomi, Jose Manuel, Cristian** y al mas pequeñito **Manuel Alfonso**, quienes son mis compañeros de vida y que me enseñan día a día a ser mejor persona. Este logro también es de ustedes y se los dedico con mucho amor. Gracias por cuidar y apoyar a su hermana mayor.*

*A **Edgar Vázquez** quien se ha convertido en mi mano derecha, con quien he compartido la pasión por aprender y comprender la ciencia. Este no ha sido ni sera un camino facil pero juntos llegaremos al éxito.*

*A la mermoria de mi tío **Alfonso Téllez**, quien me enseñó que aún en la oscuridad se puede ver la luz, quien me demostró que aun con los ojos cerrados se puede leer y aprender, gracias por enseñarme que el límite somos nosotros.*

Finalmente le dedico este trabajo con mucho amor a toda mi numerosa familia.

AGRADECIMIENTOS

Deseo agradecer:

*A mi amada **familia** por todo su apoyo brindando durante mi estancia en Cuernavaca, por las llamadas y mensajes que en la distancia fueron alimento para mi alma y que me motivaron a terminar este trabajo. Gracias por ser mi luz, mi ingenio y mis sonrisas.*

*A **Edgar Vázquez** por su amor y paciencia, por cada desvelo que pasamos juntos trabajando en la tesis y por siempre tener tiempo para ayudarme cuando estuve atorada.*

*Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (**CONACYT**) y al Tecnológico Nacional de México (**TecNM**) por el apoyo económico brindado durante mis estudios de maestría.*

*Al Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (**CENIDET**) por darme la oportunidad de realizar mis estudios de maestría.*

*Al director de Tesis, la Dra. **Yvonne Chávez Chena** por sus comentarios y recomendaciones brindados durante el desarrollo de esta tesis. Gracias por todo el apoyo que recibí durante mi estancia en CENIDET.*

*Al Co-director de Tesis, el Dr. **Irving Osiris Hernández López** por darme la valiosa oportunidad de trabajar con él, por su paciencia y apoyo incondicional para que la tesis saliera adelante. De verdad muchísimas gracias.*

*Al comité revisor: **Dr. Efraín Sima Moo**, **Dr. Jesús Arce Landa** y **Dr. Jesús Perfecto Xamán Villaseñor**. Por su tiempo y apoyo brindado a lo largo del desarrollo de mi tema de tesis. Por sus comentarios e importantes sugerencias durante la revisión de este trabajo de investigación.*

*Al Dr. **Jesús Perfecto Xáman Villaseñor** por darme la primera oportunidad, por todas sus enseñanzas y conocimientos compartidos. Y a todos los compañeros del laboratorio de simulación numérica.*

*A la maestra **María Antonienta Barrera Rodríguez** y su **familia** por la amable hospitalidad que me brindaron durante estos dos años ya que me hicieron sentir como en casa y sobre todo como parte de su familia.*

A mis amigos y compañeros: el M.C. Carlos Torres, la Ing. Samanta López y al M.C. Arnold Sánchez, quienes me brindaron su amistad y apoyo durante mi estancia en el CENIDET.

A todos mis amigos, quiénes me acompañaron en muchas aventuras e incluso me salvaron de algunas y que hoy me hacen sentir que no tuve suerte, lo que tuve fueron buenos amigos.

A todos mis maestros que me han compartido un poco de su conocimiento y en especial al M.C. Vladimir Zagoya, por transformar el miedo en una pasión gracias a su grandiosa forma de enseñar que me trajo a donde estoy y que me llevara muy lejos.

“No sólo no hubiéramos sido nada sin ustedes, sino con toda la gente que estuvo a mi alrededor desde el comienzo; algunos siguen hasta hoy”. Gustavo Cerati.

¡GRACIAS TOTALES!

ÍNDICE

ÍNDICE	I
LISTA DE FIGURAS	III
LISTA DE TABLAS	VI
NOMENCLATURA	VIII
RESUMEN	X
ABSTRACT	XII
1 INTRODUCCIÓN	1
1.1 Ubicación del problema.....	1
1.2 Estado del arte	5
1.3 Conclusión del estado del arte	21
1.4 Objetivo General	22
1.5 Objetivos específicos	22
1.6 Alcance	22
1.7 Estructura de la tesis	23
2 MODELOS FÍSICOS Y MATEMÁTICOS	25
2.1 Modelo físico de un techo convencional	27
2.2 Modelo físico de un techo ventilado	28
2.3 Consideraciones	29
2.4 Modelo matemático.....	29
2.4.1 Modelo matemático de un techo ventilado en estado permanente.	31
2.4.2 Modelo matemático de un techo ventilado en estado transitorio.	38
3 VERIFICACIÓN DEL CÓDIGO NUMÉRICO	51
3.1 Método de Balances Termodinámicos Globales.	51
3.2 Solución de problemas de transferencia de calor por conducción.	52
3.2.1 Conducción de calor en una losa monolítica en 1D en estado permanente: Condición de frontera convectiva.	52

3.2.2 Conducción de calor en una losa monolítica en 1D en estado permanente: Condición de frontera convectiva y radiativa.....	56
3.2.3 Conducción de calor unidimensional en estado transitorio.	62
3.3 Balances globales para problemas de convección forzada en un canal.....	71
3.3.1 Convección forzada en un canal horizontal con flujo laminar.	71
3.3.2 Convección forzada en un canal horizontal.....	74
3.4 Estudio del paso de tiempo	81
4 RESULTADOS	87
4.1 Estudio del efecto de la inercia térmica	90
4.2 Resultados para Hermosillo.....	94
4.2.1 Día cálido	94
4.2.2 Día frío.....	98
4.2.3 Evaluación térmica anual para Hermosillo	101
4.3 Resultados para Mérida	104
4.3.1 Día cálido	104
4.3.2 Día frío.....	108
4.3.3 Evaluación térmica anual para Mérida	111
5 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	114
5.1 Conclusiones	114
5.2 Recomendaciones para trabajos futuros.....	116
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	118
ANEXO A: DATOS CLIMÁTICOS Y FUNCIONES GENERADAS	123
ANEXO B: PRODUCTOS OBTENIDOS.....	129

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Tecnologías pasivas para techos de edificaciones.	4
Figura 1.2 Número de equipos electromecánicos para acondicionamiento en el País [INEGI,2018].	5
Figura 2.1 Mapa de los climas de México, [INEGI, 2005].	25
Figura 2.2. Modelo físico de un techo convencional.	27
Figura 2.3 Modelo físico de un techo ventilado.	28
Figura 2.4 Representación de los elementos del techo ventilado. a) análisis de una sección b) análisis de varias secciones.	30
Figura 2.5. Diagramas resistivos en permanente. a) Diagrama 1 y b) Diagrama 2.	31
Figura 2.6. Balance de energía a lo largo de la dirección del flujo en un elemento diferencial.	34
Figura 2.7. Diagramas resistivos en transitorio. a) Diagrama 1 y b) Diagrama 2.	38
Figura 2.8. Diagrama de flujo del código desarrollado en transitorio.	49
Figura 3.1. Modelo físico de una losa con una frontera de 3ra clase lineal.	52
Figura 3.2 Esquema para los balances de energía.	53
Figura 3.3. Comparación cualitativa de la solución analítica y el método de balances globales.	55
Figura 3.4 Ejercicio de simetría del ejercicio 3.1.	56
Figura 3.5 Modelo físico de una losa con una frontera de 3ra clase no-lineal.	57
Figura 3.6 Esquema para los balances de energía.	57
Figura 3.7. Comparación cualitativa de la solución analítica y el método de balances globales con la condición de frontera mixta.	61
Figura 3.8 Ejercicio de simetría del ejercicio 3.2.	61
Figura 3.9. Comparación de la evolución del perfil de temperatura para el concreto.	66
Figura 3.10. Comparación de la evolución del perfil de temperatura para el plomo.	68
Figura 3.11. Comparación de la evolución del perfil de temperatura para el aluminio.	70

Figura 3.12. Modelo físico de un canal horizontal.	71
Figura 3.13 Modelos físicos. a) Modelo 1 y b) Modelo 2.	74
Figura 3.14 Diagrama resistivo, a) Tipo 1 y b) Tipo 2.	75
Figura 3.15 Diagrama de flujo del código desarrollado.	77
Figura 3.16 Variación de las temperaturas teóricas a lo largo del colector $Re=4000$.a) Presente estudio y b) Ong (1995).	78
Figura 3.17. Variación de las temperaturas teóricas a lo largo del colector $Re=40000$.a) Presente estudio y b) Ong (1995).	79
Figura 3.18 Variación de las temperaturas teóricas a lo largo del colector 2 $Re=4000$.a) Presente estudio y b) Ong (1995).	79
Figura 3.19. Variación de las temperaturas teóricas a lo largo del colector 2 $Re=40000$.a) Presente estudio y b) Ong (1995).	80
Figura 3.20. Temperatura promedio en la lámina para diferentes pasos de tiempo.	83
Figura 3.21. Temperatura promedio en el fluido para diferentes pasos de tiempo.	84
Figura 3.22. Temperatura promedio en la losa para diferentes pasos de tiempo.	84
Figura 3.23. Flujo de calor promedio al interior para diferentes pasos de tiempo.	85
Figura 4.1 Representación del TC.	88
Figura 4.2 Representación del TV.	89
Figura 4.3 Efecto de la inercia térmica sobre la temperatura promedio interior de la losa para el día más cálido: Hermosillo.	91
Figura 4.4 Efecto de la inercia térmica sobre el flujo de calor interior de la losa para el día más cálido: Hermosillo.	92
Figura 4.5 Comparación de las temperaturas promedio exterior e interior para el día más cálido del año: Hermosillo.	95
Figura 4.6 Comportamiento del flujo de calor promedio al interior para el día más cálido del año: Hermosillo.	96
Figura 4.7 Comportamiento de la temperatura interior promedio para los días más cálidos de cada mes: Hermosillo.	97
Figura 4.8 Comparación de las temperaturas promedio exterior e interior para el día más frío: Hermosillo.	99

Figura 4.9 Comportamiento del flujo de calor promedio al interior para el día más frío: Hermosillo.	100
Figura 4.10 Comportamiento de la temperatura interior promedio para los días más fríos de cada mes: Hermosillo.	101
Figura 4.11 Comparación de las temperaturas promedio exterior e interior para el día más cálido: Mérida.	105
Figura 4.12 Comportamiento del flujo de calor promedio al interior para el día más cálido: Mérida.	107
Figura 4.13 Comportamiento de la temperatura interior promedio para los días más cálidos de cada mes: Mérida.	108
Figura 4.14 Comparación de las temperaturas promedio exterior e interior para el día más frío: Mérida.	109
Figura 4.15 Comportamiento del flujo de calor promedio al interior para el día más frío: Mérida.	110
Figura 4.16 Comportamiento de la temperatura interior promedio para los días más fríos de cada mes: Mérida.	111

LISTA DE TABLAS

Tabla 3.1 Comparación de la solución analítica y el método de balances globales: frontera convectiva.	55
Tabla 3.2 Comparación de la solución analítica y el método de balances globales: frontera mixta.	60
Tabla 3.3. Propiedades termofísicas de los materiales del Ejercicio 3.2.3.	62
Tabla 3.4 Resultados para el concreto.	66
Tabla 3.5 Resultados para el plomo.	68
Tabla 3.6 Resultados para el aluminio.	69
Tabla 3.7 Comparación de la temperatura a la salida del canal entre la solución analítica y balances globales.	73
Tabla 3.8 Parámetros utilizados por Ong, 1995.	78
Tabla 3.9 Variación de las secciones para el techo ventilado.	82
Tabla 3.10 Dependencia temporal.	86
Tabla 4.1 Propiedades termofísicas del concreto y la lámina galvanizada.	87
Tabla 4.2 Nomenclatura de Techos.	88
Tabla 4.3 Cargas térmicas totales para el día más cálido: Hermosillo.	93
Tabla 4.4 Carga térmica para los días más cálidos de Hermosillo Sonora.	102
Tabla 4.5 Carga térmica para los días más fríos de Hermosillo Sonora.	104
Tabla 4.6 Carga térmica para los días más cálidos de Mérida Yucatán.	112
Tabla 4.7 Carga térmica para los días más fríos de Mérida Yucatán.	113
Tabla A.1 Datos meteorológicos para el día más cálido de la ciudad de Hermosillo Sonora.	123
Tabla A.2 Funciones para la radiación solar del día cálido de Hermosillo Sonora.	123
Tabla A.3 Funciones para la temperatura ambiente del día cálido de Hermosillo Sonora.	124

Tabla A.4 Datos meteorológicos para el día más frío de la ciudad de Hermosillo Sonora.	124
Tabla A.5 Funciones para la radiación solar del día más frío de Hermosillo Sonora.	125
Tabla A.6 Funciones para la temperatura ambiente del día más frío de Hermosillo Sonora.	125
Tabla A.7 Datos meteorológicos para el día más cálido de la ciudad de Mérida Yucatán.	126
Tabla A.8 Funciones para la radiación solar del día más cálido de Mérida Yucatán.	126
Tabla A.9 Funciones para la temperatura ambiente del día más frío de Hermosillo Sonora.	127
Tabla A.10 Datos meteorológicos para el día más frío de la ciudad de Mérida Yucatán.	127
Tabla A.11. Funciones para la radiación solar del día más frío de Mérida Yucatán.	128
Tabla A.12. Funciones para la temperatura ambiente del día más frío de Mérida Yucatán.	128

NOMENCLATURA

Símbolos latinos	Definición
T	Temperatura [°C] o [K]
T_a	Temperatura ambiente [°C] o [K]
T_{sky}	Temperatura de cielo [K]
T_{room}	Temperatura en la habitación [°C] o [K]
G_{sol}	Radiación solar [W/m ²]
U_{wind}	Velocidad del viento [m/s]
TC	Techo convencional
TV	Techo Ventilado
q_w^{conv}	Flujo de calor convectivo al exterior [W/m ²]
q_{rs}^{rad}	Flujo de calor radiativo exterior [W/m ²]
q_1^{conv}, q_2^{conv}	Flujos de calor convectivos en el canal [W/m ²]
q_{12}^{rad}	Flujo de calor radiativo entre la losa y la lámina [W/m ²]
q_{cond}	Flujo de calor conductivo [W/m ²]
q_{rint}^{rad}	Flujo de calor radiativo interior [W/m ²]
q_{int}^{conv}	Flujo de calor convectivo interior [W/m ²]
h_1, h_2	Coefficientes convectivos en el canal [W/m ² K]
h_{r12}	Coefficiente radiativo entre la cubierta y la losa [W/m ² K]
h_{rs}	Coefficiente radiativo exterior [W/m ² K]
h_w	Coefficiente convectivo debido al viento [W/m ² K]
h_{rint}	Coefficiente radiativo interior [W/m ² K]
h_{int}	Coefficiente convectivo interior [W/m ² K]
q	Calor transportado por el fluido [W/m ² K]
A	Área [m ²]
\dot{m}	Flujo másico [kg/s]

C_p	Calor específico [J/kg K]
T_{int}	Temperatura en el interior de los techos [°C]
T_{ext}	Temperatura en el exterior de los techos [°C]
t	Tiempo [h]
q_{int}	Flujo de calor promedio al interior de los techos [W/m ²]
q_{ext}	Flujo de calor promedio al exterior de los techos [W/m ²]
Nu	Número de Nusselt
Re	Número de Reynolds
Pr	Número de Prandtl

Símbolo Griegos

Definición

λ	Conductividad térmica [W/m K]
ρ	Densidad [kg/m ³]
μ	Viscosidad dinámica [kg/ms]
\mathcal{E}	Emitancia
ρ^*	Reflectancia
α^*	Absortancia

Subíndice

Definición

l	Lámina galvanizada
c	Concreto

RESUMEN

En este trabajo se presenta la evaluación transitoria del comportamiento térmico de un techo ventilado para ahorro de energía en edificaciones. Este estudio se realizó bajo las condiciones climáticas de dos climas cálidos típicos de México: Hermosillo Sonora y Mérida Yucatán. El techo ventilado se constituyó por una losa de concreto de 12 cm de espesor y una cubierta de lámina galvanizada. Entre ambas se encuentra un canal de aire de 10 cm a través del cual circula una corriente de aire debido a la velocidad del viento. Se consideraron las ciudades de Hermosillo, Sonora y de Mérida, Yucatán las cuales presentan un clima cálido seco y cálido subhúmedo, respectivamente. Para predecir el comportamiento térmico del techo ventilado, se construyó un modelo matemático basado en la metodología de los balances termodinámicos globales. Las ecuaciones resultantes de este modelo fueron resueltas mediante el desarrollo de un código computacional en FORTRAN.

El estudio consistió en dos etapas. En la primera etapa se analizó el efecto del número de secciones, del paso del tiempo y de la inercia térmica del día anterior sobre los resultados obtenidos en el día de interés. Se encontró que 25 secciones y un paso de tiempo de 60 s son parámetros adecuados para modelar el comportamiento térmico del sistema de techo ventilado. Asimismo, se observó que la inercia térmica del día anterior tiene un efecto de hasta 8% en las cargas térmicas en comparación con la situación en la que este factor es despreciado.

En la segunda etapa, se realizó la evaluación térmica del techo ventilado y se comparó con un techo convencional de concreto. Se observó que, para el día más cálido de la ciudad de Hermosillo, el techo convencional obtuvo un flujo de calor al interior máximo de 267.61 W/m², mientras que para el techo ventilado este valor fue de 137.05 W/m², observándose una reducción del 49 %. Por otro lado, para el clima de la ciudad de Mérida, se observó que el flujo calor al interior máximo disminuyó 60 % cuando se implementa el techo ventilado. Adicionalmente, se obtuvieron las cargas térmicas para los días más cálidos y fríos de cada

mes de ambas ciudades, encontrando que la reducción total de la carga térmica para Hermosillo fue de 49 % y para la ciudad de Mérida fue de 60%.

De acuerdo con los resultados, se concluye que la incorporación del techo ventilado en una edificación es una buena alternativa para reducir la transmisión de calor al interior de ésta bajo condiciones climáticas de clima cálido seco y cálido subhúmedo de México. Esta tecnología permite obtener un beneficio no solo en el ahorro energético de la edificación, sino también una contribución al cuidado del medio ambiente. En otras palabras, el implementar el techo ventilado permite realizar un consumo de energía en edificaciones de una manera tal que se mantiene dentro de la filosofía del desarrollo sustentable.

ABSTRACT

In this work, a transient evaluation of thermal behavior of a ventilated roof was made to save energy under climactic conditions of two cities of México: Hermosillo Sonora and Mérida Yucatán. This study was conducted under the climatic conditions of two warm climates typical of México. The ventilated roof was constituted by a 12 cm thick concrete slab and a galvanized sheet cover. Between both there is a 10 cm air channel through which an air current flows due to the wind velocity. The cities of Hermosillo, Sonora and Mérida, Yucatán were considered, which present a warm subhumid and dry warm climate, respectively. To predict the thermal behavior of the ventilated roof, a mathematical model was constructed based on the methodology of the global thermodynamic balances. The resulting equations of this model were solved by the development of a computer code in FORTRAN with the implementation of a numerical algorithm.

The study consisted of two stages. In the first stage the effect of the number of sections, the passage of time and the thermal inertia of the previous day on the results obtained on the day of interest was analyzed. It was found that 25 sections and a time step of 60 s are suitable parameters for modeling the thermal behavior of the ventilated roof system. Likewise, it was observed that the thermal inertia of the previous day, has an effect of up to 8% in the thermal loads in comparison with the situation in which this factor is despised.

In the second stage, the thermal evaluation of the ventilated roof was carried out and compared with a conventional concrete roof. It was observed that, for the warmest day of the city of Hermosillo, the conventional roof obtained a maximum heat flow to the interior of 267.61 W/m^2 , while for the ventilated roof this value was 137.05 W/m^2 , observing a reduction 49 %. On the other hand, for the climate of the city of Mérida, it was observed that the heat flow to the maximum interior decreased 60 % when the ventilated roof is implemented. Additionally, thermal loads were obtained for the warmest and coldest days of each month of both cities, finding that the total reduction of the thermal load for Hermosillo was 49 % and for the city of Mérida was 60 %.

According to the results, it is concluded that the incorporation of the ventilated roof in a building is a good alternative to reduce the transmission of heat inside it under climatic conditions of warm dry and warm subhumid climate of México. This technology allows to obtain a benefit not only in the energy saving in the building, but also a contribution to the care of the environment. In other words, the implementation of the ventilated roof allows for energy consumption in buildings in such a way that it remains within the philosophy of sustainable development.

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presenta el impacto que tiene este tema de investigación en aspectos ambientales y económicos, adicionalmente, se presenta la revisión del estado del arte realizada sobre artículos relacionados al tema bajo estudio, así como una breve conclusión de esta revisión. Finalmente, se exponen los objetivos y alcances del tema de investigación.

1.1 Ubicación del problema

Desde la antigüedad, el ser humano ha buscado la manera de satisfacer sus necesidades primordiales tales como: la alimentación, la vestimenta, y refugiarse de la intemperie. En particular, este último lo consiguió utilizando las cuevas como una primera alternativa. Con el paso de los años, la manera de satisfacer esas necesidades fue cambiando, ya no sólo buscó protegerse del exterior si no también buscó satisfacer la necesidad de confort edificando sus propias viviendas. El confort es el estado físico y mental en el cual se expresa una sensación de bienestar y comodidad con el ambiente circundante. Existen varios tipos de confort: térmico, lumínico, acústico, olfativo y psicológico, de los cuales sólo los primeros 3 pueden ser tratados y modificados por la arquitectura de una vivienda.

En particular, el confort térmico se define como “esa condición de la mente que expresa satisfacción con el entorno térmico” (ASHRAE, 55-2004). El confort térmico depende de varios parámetros globales externos como la temperatura, la velocidad del aire y la humedad relativa. Sin embargo, también depende de valores internos como la actividad física desarrollada, el tipo de ropa o el metabolismo de cada individuo. Para obtener este confort dentro de una edificación, se han desarrollado equipos electromecánicos de climatización ya sea para ventilación, calefacción o refrigeración. El uso de estos equipos requiere un consumo de energía eléctrica misma que en su mayoría es producida a partir de la quema de combustibles fósiles. La consecuencia de estas prácticas es la generación de emisiones de

gases de efecto invernadero a la atmosfera. Estas emisiones junto con otras generadas por las actividades humanas contribuyen al calentamiento global y éste a su vez, desarrolla el cambio climático. El cambio climático trae consigo consecuencias que pueden llegar a ser devastadoras para la humanidad, tales como el aumento del nivel del mar, olas de calor, sequias, desaparición de glaciares, destrucción de ecosistemas, entre otras. El desarrollo del cambio climático es algo que se puede retrasar y puede lograrse sin dejar de cubrir la demanda de servicios energéticos. La alternativa está en el uso de las energías renovables. Las energías renovables se producen de manera continua y como su nombre lo indica, éstas se renuevan continuamente. No así en el caso de los combustibles fósiles, mismos que son agotables y cuya combustión propicia la emisión de gases contaminantes. Las energías renovables, si se utilizan de manera adecuada, pueden aportar beneficios tales como contribuir al desarrollo social y económico, reducir las emisiones de gases de efecto invernadero y favorecer al acceso de energía. Algunas de las diferentes formas de energía renovables son: la energía hidráulica, geotérmica, eólica, la energía mareomotriz y la energía solar. En particular, esta última es el origen de la mayoría de las fuentes de energía renovables y es la fuente principal de vida en el planeta ya que dirige los ciclos que mantienen la vida en la tierra. La actividad solar influye en la generación de muchos fenómenos, pero también se puede utilizar como fuente de sustento en otras clases de energías, puede aprovecharse de manera pasiva o activa. La pasiva consiste en aprovechar la energía del sol para producir el movimiento de un fluido sin la utilización de algún aparato mecánico con el propósito de transportar energía térmica hacia la edificación (calentamiento) o expulsarla de ésta. Adicionalmente, esto puede auxiliarse de la adecuada ubicación, el diseño y la orientación de edificios. Por otro lado, la activa consiste en utilizar elementos como captadores solares o colectores térmicos para generar electricidad a través de celdas fotovoltaicas, así como también el uso de elementos auxiliares como ventiladores o bombas para generar el movimiento de un fluido para transportar energía dentro o fuera una edificación.

En nuestro país, aproximadamente el 17.6% del total del consumo de energía corresponde a los sectores residencial, comercial y de servicios, donde el 34.3% corresponde a la energía eléctrica y solo el 1.1% a la energía solar (SENER ,2017). De acuerdo con el quinto informe de evaluación del Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático (IPCC, 2014), las edificaciones a nivel mundial son responsables de una tercera parte del consumo global de energía y de una quinta parte de todas las emisiones mundiales de gas de efecto invernadero (IPCC,2014). Por lo anterior se busca que las nuevas construcciones utilicen los recursos naturales de forma racional, que aprovechen la energía solar y reduzcan el consumo de energía eléctrica. En otras palabras, lo que se está buscando, es incrementar la eficiencia energética en edificaciones utilizando la arquitectura bioclimática.

La arquitectura bioclimática acondiciona una edificación para lograr un máximo de confort dentro de un edificio con el mínimo gasto energético. Esta arquitectura aprovecha las condiciones climáticas de su entorno transformando los elementos climáticos externos en confort interno: en climas fríos se busca reducir (o de ser posible) evitar las pérdidas de calor; en climas cálidos se pretende refrigerar y lograr la ventilación en edificaciones.

La principal fuente de energía de la arquitectura bioclimática es la energía solar y ésta se aprovecha mediante tecnologías solares activas y pasivas. Las tecnologías solares pasivas se caracterizan por formar parte de la envolvente de la edificación acopladas para que estas puedan captar, bloquear, transferir, almacenar o descargar energía de forma natural. Se le conoce como envolvente a todos los elementos externos de una edificación que mantienen el ambiente interior seco, caliente o frío y facilitan su control climático. Las superficies que conforman la envolvente son el suelo, las paredes y la cubierta (techo). Entre las diferentes tecnologías solares que se pueden acoplar a la fachada se encuentran el muro Trombe, chimeneas solares, paredes verdes, paredes ventiladas y paredes con vidrio doble. Para la cubierta se pueden encontrar tecnologías solares como los techos aislantes, techos inundados, techos verdes, techos reflejantes o techos frescos y los techos ventilados o de doble cubierta.

En particular, el techo es el componente esencial de la edificación ya que éste protege al resto de los componentes y queda más expuesto a los efectos climáticos como la radiación solar, la lluvia o la nieve. En un clima cálido un techo puede aportar hasta el 50% de la carga térmica y en climas fríos sirve como vía para la pérdida de calor.

El enfriamiento es uno de los requisitos básicos para las personas debido al sobrecalentamiento de los espacios interiores, que es la principal causa de incomodidad. Si la envolvente de la edificación no está correctamente diseñada para las condiciones climáticas a las que estará expuesta, el consumo de energía necesario para garantizar condiciones de confort en la edificación aumentará en virtud de ganancias o pérdidas a través de ella.

En la Figura 1.1 se observa una clasificación de las tecnologías pasivas para techos más empleadas en climas cálidos (Kumar et al., 2014)

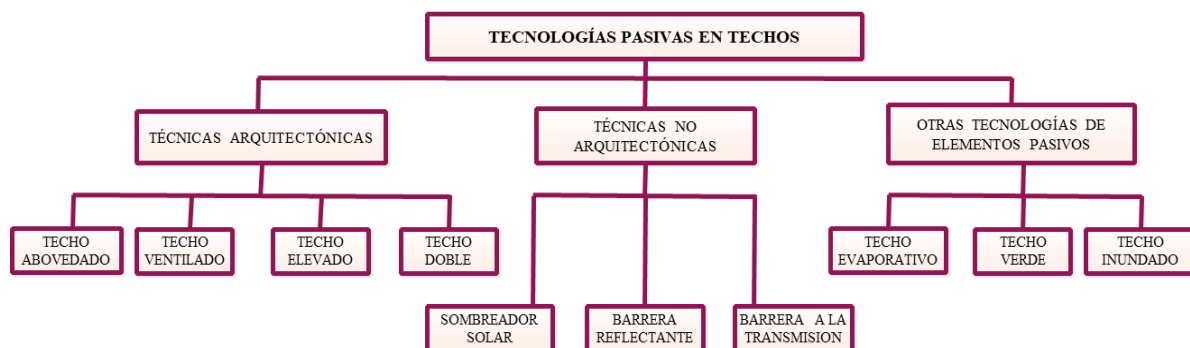


Figura 1.1 Tecnologías pasivas para techos de edificaciones.

De acuerdo con la encuesta nacional sobre consumo de energéticos (INEGI, 2018) en nuestro país se contabilizan 14.6 millones de ventiladores y 7 millones de equipos de aire acondicionado. En las regiones urbanas de nuestro país, el 45% de las viviendas utilizan ventilador, mientras que en las regiones rurales este dato es del 41%. El uso de los equipos de aire acondicionado varía de acuerdo con la región climática, identificando que el mayor uso se da en la región cálida extrema situada al norte del país, en donde el 48.1% de las viviendas tiene al menos un equipo de aire acondicionado.



Figura 1.2 Número de equipos electromecánicos para acondicionamiento en el País [INEGI,2018].

Por lo antes mencionado en este tema tesis se pretende realizar un estudio del comportamiento térmico de un techo ventilado para ahorro de energía en condiciones climáticas de la República Mexicana.

1.2 Estado del arte

Con base en lo descrito en la introducción, se realizó la revisión bibliográfica relacionada con el estudio de techos ventilados y su implementación en habitaciones y edificaciones. De acuerdo con la literatura revisada, se encontró que se han realizado muchos estudios sobre el desempeño térmico de techos ventilados. Fracastoro et al. en 1997 estudiaron la idea de reducir el aumento de calor en edificaciones mediante el uso de cavidades bajo el techo, los autores presentaron un modelo numérico para el análisis térmico en estado permanente de techos ligeros ventilados.

A continuación, se presentan los resúmenes de los artículos revisados en orden cronológico.

Baskaya et al. (1999) realizaron un estudio numérico tridimensional del efecto de separación e inclinación de dos placas paralelas. Las placas fueron calentadas asimétricamente, la placa superior fue calentada isotérmicamente y la placa inferior fue calentada pasivamente por la superior. Para el estudio consideraron régimen de flujo laminar y no tomaron en cuenta la transferencia de calor por radiación. Evaluaron el efecto de separación de las placas de 2 a 33

mm y ángulos de inclinación de 30° y 45°. Para la solución de las ecuaciones gobernantes utilizaron el código comercial PHOENICS con el algoritmo SIMPLEST. Para la discretización del transporte convectivo-difusivo utilizaron el esquema híbrido. En base a los resultados los autores encontraron que la transferencia de calor del canal depende de la distancia de separación entre las placas. Además, la transferencia de calor disminuye con el aumento del ángulo de inclinación y aumenta con el aumento del número de Rayleigh. En conclusión, los autores observaron que el espaciamiento y la inclinación de las placas influyen en la tasa de transferencia de calor general.

Dai et al. (2003) realizaron un estudio analítico sobre la mejora de la ventilación natural de una casa solar compuesta con dos subsistemas: una chimenea solar y una cavidad de enfriamiento de absorción solar. Ambos subsistemas contribuyen a inducir la ventilación natural. La chimenea solar estaba compuesta por un acristalamiento, un canal de aire, un revestimiento y una pared de almacenamiento térmico hecha de ladrillo. El sistema de enfriamiento de absorción solar estaba compuesto por un absorbedor de placa plana, un condensador y un evaporador. Para la predicción del desempeño de la casa solar durante un día típico de funcionamiento, se planteó un modelo matemático basado en balances energéticos y para darle solución se realizó un algoritmo en FORTRAN. Los autores encontraron que, en una casa solar, la ventilación de aire inducida por la chimenea solar contribuye más que la cavidad de enfriamiento y que la combinación de estos subsistemas es superior que si solo se coloca una chimenea solar o una cavidad de enfriamiento. Los resultados mostraron que la tasa de ventilación nocturna es generalmente de 180 kg/h un 20% más alta que durante el día, esto se debe a que el calor de absorción producido en el enfriamiento por absorción se utiliza para inducir la ventilación natural. En conclusión, los autores obtuvieron que la tasa de ventilación sin considerar el efecto del viento está influenciada por la radiación solar, la temperatura ambiente y la configuración tanto de la cavidad de enfriamiento como de la chimenea solar.

Dimoudi et al. (2006) realizaron un estudio experimental de un techo ventilado a gran escala bajo condiciones climáticas de verano en Grecia. El estudio se realizó en una celda de prueba ubicada en un ambiente exterior. La celda fue dividida en dos áreas iguales, la mitad fue

construida como un techo convencional de Grecia y la otra mitad fue construida como un componente de techo ventilado. Para el estudio, se consideraron 4 configuraciones para las cuales se evaluó el efecto del espacio de ventilación para 6 y 8 cm, así como el uso de una barrera radiante (RBL). Estas configuraciones se compararon con el desempeño del techo convencional. Los resultados mostraron que el uso de RBL mejora el rendimiento del techo ventilado durante el día de verano ya que se mantiene hasta 5 K más frío que un techo sin barrera radiante durante el día, aunque durante la noche la adición de RBL puede llegar a ser desfavorable. En conclusión, los autores obtuvieron que la barrera radiante es claramente más favorable durante el verano, en cuanto su rendimiento diario general es favorable para ambos espacios de aire (6 y 8 cm). Los autores obtuvieron finalmente que el techo ventilado resulta ser mejor que el no ventilado debido a que éste mostró mejor desempeño en términos de demanda de enfriamiento pudiendo contribuir significativamente a la conservación de energía de un edificio durante los periodos de verano.

Chang et al. (2007) realizaron un estudio experimental sobre prototipos de techos ventilados a los cuales se les aplicó un sistema de barrera radiante (RBS) altamente reflectante, esto con la finalidad de reducir la ganancia de calor al interior de una edificación. El prototipo consistió en una placa de acero en la parte superior y una losa de hormigón en la parte inferior delimitadas por un canal de aire. Para el estudio variaron el canal de aire de 5 a 20 cm y el ángulo de inclinación de 0° a 30°. Para imitar la radiación solar utilizaron seis bombillas halógenas de tungsteno de 500 W. Los autores estudiaron 4 configuraciones de prototipo: a) prototipo básico (placa de acero, canal de aire y losa de hormigón), b) Prototipo básico con RBS aplicado en la superficie interna de la placa de acero, c) Prototipo básico con RBS suspendido en el conducto y d) Prototipo básico con RBS aplicado en la superficie interna de la losa de hormigón. Para medir los datos climatológicos utilizaron una estación meteorológica y para medir la temperatura en el techo ventilado se utilizaron termopares tipo T. Los autores encontraron que, para los espacios de aire de 10, 15 y 20 cm, hay diferencias muy pequeñas en cuanto al flujo de calor hacia el interior en un intervalo 40-53 W/m². Finalmente, con base en los resultados los autores propusieron una nueva estructura de techo doméstico la cual está compuesta por una placa de acero en la parte superior, una RBS

adherida a la superficie interna de la placa, un canal de aire de 10 cm y una losa de hormigón en la parte inferior.

Con el propósito de reducir la ganancia de calor en una edificación, Lai et al. (2008) realizaron un estudio experimental de un techo de doble capa en donde determinaron la separación óptima entre dos placas inclinadas. Analizaron un techo compuesto por una placa superior de acero color negro recubierta con una aleación de zinc y aluminio, una placa inferior de silicato de calcio y entre las dos placas un canal. La placa superior fue calentada por un sistema de iluminación para simular la radiación solar. Se realizaron varias secuencias de prueba con y sin barrera radiante (RBL). Para las pruebas con RBL se colocó un papel de aluminio, más poliestireno de 3 mm de espesor en la parte superior de la placa inferior. Se evaluó el efecto del ángulo de inclinación (30,45 y 60) y del tamaño de la separación entre las dos placas. Ésto lo hicieron para analizar el techo con y sin RBL. Los autores obtuvieron que al colocar RBL sobre la placa inferior se reduce la transferencia de calor y la mayor parte de la energía que recibe la refleja en la placa superior, comprobándose así, que la adición de un RBL puede reducir la carga térmica de un techo desde 4 a 20%. Se concluyó que la separación optima entre las placas es cuando el calor ventilado por el flujo en el canal es máximo (85W) y cuando el ángulo de inclinación es mayor (60°).

Biowole et al. (2008) realizaron un estudio teórico-numérico de la transferencia de calor de un techo ventilado de doble cubierta para condiciones climáticas de verano en Francia. El modelo numérico de techo fue de 4 m de largo, 1 m de ancho y estaba compuesto por una placa metálica en la parte superior, un canal de aire, una lámina de metal, posteriormente un aislante y finalmente una capa de yeso. Realizaron un estudio paramétrico variando la pendiente de techo (ángulo de inclinación), el espesor del asilamiento, la radiación solar y las emisividades de las superficies. La solución de las ecuaciones gobernantes del sistema se obtuvo con el método de elemento finito y el análisis se realizó en estado permanente. Los resultados mostraron que la eficiencia del techo de doble cubierta depende de los siguientes parámetros en orden de importancia: principalmente depende de la emisividad de la superficie metálica interna, en segundo lugar, la emisividad de la superficie externa de la placa metálica, estas emisividades se recomiendan que sean pequeñas (0.8-0.15). En tercer

lugar, de importancia, el espesor del aislamiento, este debe ser tan ancho como sea razonablemente posible, en cuarto lugar, el ancho del canal de aire, este debe ser de más de 6 cm y menos de 10 cm ya que no se encontraron mejoras de eficiencias con un ancho de cavidad de más de 10 cm. El último parámetro en orden de importancia para la eficiencia fue el ángulo de inclinación, cuando este aumenta, disminuye la temperatura de la cavidad de aire y la velocidad del aire aumenta. Como conclusión se obtuvo que se puede alcanzar una eficiencia casi óptima con una estructura de doble cubierta con una emisividad de 0.15, un aislamiento de 5 cm de espesor, una cavidad de 10 cm de ancho y ángulo de inclinación de más de 30°.

Lee et al. (2009) estudiaron de forma experimental el flujo de aire en la cavidad de un techo ventilado y de uno no ventilado para condiciones climáticas de verano. El propósito del estudio fue mejorar el efecto de enfriamiento en la cavidad del techo. Los autores evaluaron la influencia de seis factores: ventilación de la cavidad, inclinación del techo, intensidad de radiación solar, tamaño y forma de la cavidad y tipos de perfiles de los paneles de techo (plano y acanalado). Investigaron el flujo de aire y la distribución de la temperatura en la cavidad. Para realizar las pruebas, utilizaron un simulador de techo de la Universidad Nacional de Seúl, Corea. El simulador de techo consiste en un panel de calentamiento que simula la ganancia de calor solar, un panel de techo, una cámara totalmente aislada que representa la habitación debajo del techo, una unidad de calefacción y refrigeración. Se registró la temperatura en la cavidad cada dos minutos durante un periodo de 90 minutos y para esto se utilizaron termopares tipo T. De acuerdo con los resultados, se encontró que, al emplear una capa ventilada en el techo, se puede evitar la acumulación térmica en el techo y se puede disminuir la carga de enfriamiento. El techo ventilado presentó una diferencia de temperatura de 37 °C en la cavidad con referencia al no ventilado. Con respecto al ángulo de inclinación del techo, se observó que, si éste es mayor, menor será la temperatura en la cavidad y que para determinar el ángulo adecuado se debe considerar la orientación del techo y la región donde se encuentre el edificio. Finalmente, los autores obtuvieron que, al utilizar un panel acanalado, la temperatura de la superficie inferior de la cavidad es alta, debido a la conducción a través del panel de metal acanalado. Por lo tanto, recomiendan utilizar algún material aislante para evitar la conducción.

Villi et al. (2009) analizaron de forma teórica el comportamiento térmico de un techo ventilado con una estructura de madera. Éste fue modelado para las condiciones climáticas de verano en Italia. Debido a que la velocidad del viento era relativamente baja, no se consideró la contribución de éste. El sistema analizado fue constituido por una placa superior con un recubrimiento color terracota, una placa inferior de aislante compuesta de madera comprimida y entre las dos placas un canal con ventilas que permite la circulación de fluido. Se consideraron 2 configuraciones: 1) ventilas abiertas y 2) ventilas cerradas. Se evaluaron los efectos de diferentes alturas de canal (3, 5, 10 cm), condiciones ambientales (temperaturas exteriores) y valores de radiación para las dos configuraciones, las evaluaciones se realizaron mediante la técnica de volumen finito utilizando el software FLUENT. Los autores determinaron correlaciones de intercambio convectivo y analizaron con el software de simulación de energía en edificaciones (TRNSYS) el desempeño térmico del techo con las dos configuraciones para un año. Con base a las simulaciones, obtuvieron que el rendimiento del canal de 3 cm es menor y que entre el canal de 5 y 10 cm no hay diferencia significativa. En cuanto a la comparación de las configuraciones, se encontró que un canal de 5 y 10 cm con ventilas abiertas puede llegar a ser superior al 45% con referencia al canal de ventilas cerradas.

Patania et al. (2011) realizaron un estudio teórico pseudo-transitorio del comportamiento térmico de un techo ventilado para condiciones climáticas de verano del Mediterráneo, donde evaluaron los efectos del ángulo de inclinación, la intensidad de la radiación solar, el tamaño y la forma de la cavidad. El modelo que se analizó fue representado como un sistema bidimensional de dos losas (una interior y otra exterior) y entre ellas un canal por donde circula aire. Las dimensiones del techo que modelaron fueron de 6 m de largo y 1 m de ancho. Para el estudio se consideraron 3 configuraciones de cubiertas ventiladas con diferente posición del aislamiento: C1 el aislamiento se colocó en la losa interior, C2 el aislamiento se colocó en la losa exterior y C12 se colocó la mitad del aislamiento en la losa interior y la otra mitad en la losa exterior. Para predecir el flujo de aire en el techo ventilado se realizaron simulaciones de CFD utilizando el software comercial “FLUENT”. Para la solución de las ecuaciones gobernantes se utilizó la técnica de diferencias finitas y se consideró una malla computacional no uniforme para la predicción del flujo bidimensional en el espacio de aire.

Como parte del estudio se comparó el desempeño de un techo ventilado con respecto a uno no ventilado. De los resultados se encontró que, el rendimiento del techo ventilado inclinado es mucho mejor que el no ventilado, ya que el primero permite un ahorro de energía de 60%, también se obtuvo que la mejor posición de la capa de aislante está cerca de la capa fría del techo (sobre la losa interior). En cuanto a la geometría e inclinación del techo se obtuvo que un espacio de aire de hasta 12-13 cm y un ángulo de 38° permite el máximo ahorro de la tasa de energía. Los autores concluyeron que los componentes de techo ventilado pueden ser una solución prometedora para los países mediterráneos con respecto al enfriamiento pasivo de verano.

Susanti et al. (2011) realizaron un estudio teórico del impacto de la ventilación natural del techo de una fábrica para la mejora del entorno térmico y la reducción de la carga de refrigeración para las condiciones climáticas de Toyohashi, Japón. El modelo consistió en una placa de metal plegada separada de la estructura inferior por una cavidad de aire, la estructura inferior fue compuesta por una capa de asbesto y un aislante de fibra de madera y mezcla de cemento. Se realizó la comparación con un techo de referencia que tenía la misma geometría, pero sin la placa superior en el techo. La solución de las ecuaciones gobernantes se realizó a través de un código computacional desarrollado en FORTRAN utilizando la técnica de balances globales en estado permanente. Los resultados mostraron que el techo con una cavidad reduce las temperaturas significativamente, mejorando el ambiente térmico dentro de la fábrica, teniendo una temperatura operativa de 4.4 °C menos que el techo de referencia. Para el caso en el que se usa aire acondicionado, los resultados mostraron una reducción de carga de refrigeración de aproximadamente 50% para mantener una temperatura operativa de 26°C. Finalmente los autores concluyeron que el techo con una cavidad tiene un excelente potencial para mejorar el ambiente al interior de las edificaciones y el ahorro energético sin complicadas instalaciones de ventilación y consumo de energía.

Gagliano et al. (2012) realizaron un análisis teórico del comportamiento térmico de techos ventilados caracterizados por una colocación diferente del asilamiento de la capa térmica. El techo analizado se esquematizó como un sistema bidimensional que consta de dos losas (interna y externa) que delimitan una capa de aire de 10 cm. Se estudiaron 3 configuraciones

de techo: C01-V con aislamiento de la capa térmica colocado debajo de la capa de aire, C10-V con el aislamiento colocado sobre la capa de aire y CII-V con el aislamiento colocado antes y después de la capa de aire, estas configuraciones se compararon con techos no ventilados. La solución de las ecuaciones gobernantes del sistema se resolvió en estado permanente utilizando el método de volúmenes finitos en FLUENT. El análisis de resultados mostró que para el techo C01-V la temperatura del aire dentro de la cavidad aumentó entre 5 y 6 K sobre la temperatura del aire exterior. Para el techo C10-V la temperatura de aire dentro de la cavidad mantiene casi la misma temperatura que la temperatura del aire exterior. En cuanto a los flujos de calor para la configuración Q10-V se han reducido aproximadamente 46%, para la configuración Q01-V se han reducido 57% con respecto a los techos no ventilados. En conclusión, los autores obtuvieron que el rendimiento del techo ventilado es función de la posición de la capa del aislante y que la configuración que mostró mejor rendimiento fue el techo C01-V.

Kosny et al. (2012) realizaron un estudio experimental de un techo solar a gran escala con láminas fotovoltaicas (PV) y tecnologías dinámicas de cubiertas para las condiciones climáticas mixtas de Oak Ridge, Tennessee, EE.UU. Los autores realizaron el estudio con el fin de evaluar el desempeño térmico del techo solar comparándolo con un techo de tejas de asfalto convencional durante un periodo de noviembre de 2009 a octubre de 2010. El techo analizado estaba compuesto por una capa de material de cambio de fase (PCM) que funciona como disipador de calor, seguido de un aislamiento alta densidad con una superficie reflectiva, una cavidad de aire y finalmente unos paneles metálicos con láminas fotovoltaicas (PV) en la parte superior. Se probaron dos configuraciones de aislamiento para un determinado tiempo: para las condiciones climáticas de invierno se utilizó una capa de fibra de madera y para las condiciones climáticas de verano se utilizó una fibra de vidrio. Con base en los resultados encontraron que durante el invierno se obtuvo una reducción del 30% en las cargas de calentamiento generadas en el techo en comparación con el techo convencional y para el verano se encontró que las cargas de enfriamiento se reducen aproximadamente un 55% en comparación con el techo convencional. Los autores concluyeron de acuerdo con los resultados, que es posible mejorar aún más el rendimiento del techo PV-PCM con la mejora de las propiedades térmicas del PCM y el aislamiento colocado en la parte superior del PCM.

Hernández et al. (2012) propusieron un modelo analítico que describe el comportamiento térmico de un sistema de descarga de calor en un techo cuando las superficies que lo componen no son translúcidas. El sistema estaba compuesto por dos superficies o placas paralelas montadas sobre un techo convencional, formando un canal por donde circula aire. Para definir el modelo analítico los autores realizaron un balance térmico considerando que las superficies son delgadas, conductoras de calor y que se tienen un ángulo de inclinación de 30° , adicionalmente consideraron que la temperatura al interior es diferente a la ambiental. Para validar su modelo analítico utilizaron un prototipo experimental generado por Hernández et al. (2006). El prototipo estuvo expuesto a condiciones ambientales reales de Cuautitlán, México, se realizaron dos pruebas, una para el 30 de octubre del 2008 y otra para el 3 de mayo del 2010. Los valores obtenidos con el prototipo como la radiación solar y la temperatura ambiente se alimentaron al modelo analítico propuesto. Para agilizar la solución de las ecuaciones del modelo los autores emplearon el software MATHEMATICA. De los resultados para ambas corridas los autores encontraron una diferencia de temperaturas de no mayor a 2.5°C para la temperatura de la superficie que está expuesta al sol, de 3.5°C para la temperatura interior de la habitación, y de 4.9°C para la temperatura del flujo de aire formado por el canal. Concluyendo que la diferencia de temperaturas puede ser resultado de la obtención del coeficiente convectivo de transferencia de calor, del cual no se han encontrado estudios que definan su comportamiento con exactitud. Sin embargo, se puede considerar que el modelo analítico ofrece resultados con un pequeño margen de error para predecir el comportamiento de un sistema de descarga de calor en techos cuando las superficies son opacas.

Hernández y Morillón (2013) realizaron un estudio teórico-experimental de un sistema de descarga de calor en techos (HDS, por sus siglas en inglés) con el fin de predecir su comportamiento térmico. Para simular el comportamiento de un HDS en techos realizaron un balance térmico considerando dos placas paralelas inclinadas, una de ellas es vidrio y la otra placa es de aluminio, entre las dos placas se forma un canal por donde circula aire. Para acelerar la solución de las ecuaciones gobernantes a partir del modelo experimental utilizaron el paquete comercial MATHEMATICA. Para aplicar el modelo teórico tomaron las siguientes consideraciones: la temperatura del interior de la habitación es diferente de la

temperatura ambiente, se tiene en cuenta la capacidad de almacenamiento de calor de la placa interna y el flujo de calor en el sistema es una sola dirección. El prototipo experimental utilizado para validar el modelo teórico fue compuesto por dos placas paralelas (vidrio de 4 mm y aluminio de 1/6 pulgadas) con 30° de inclinación y entre las dos placas se forma un canal por donde circula aire. El sistema permite cambiar el ancho de canal de 3 cm a 15 cm, mide 1 metro de ancho y 1.02 m de altura. El prototipo experimental estuvo expuesto a condiciones ambientales reales de Cuautitlán, México, para la toma de datos se utilizaron multímetros, 1 medidor de humedad y temperatura, sensores de temperatura y 1 sensor de radiación solar para conocer la radiación incidente en la placa de aluminio. Del comportamiento térmico obtenido del prototipo experimental los autores encontraron que a medida que aumenta el flujo de calor, la placa de aluminio y la placa de vidrio también aumentan su temperatura, causando el calentamiento del aire dentro del canal y generando un flujo de ventilación natural, concluyendo que para determinar si el flujo de ventilación es suficiente es necesario encontrar la carga térmica del espacio y compararla con el flujo obtenido. En cuanto a los resultados de la comparación del modelo teórico y el modelo experimental se encontró que existe una diferencia de 4.6 °C en la temperatura de la placa de vidrio, 6.5 °C en la temperatura de la placa de aluminio y 5.4 °C en la temperatura del aire hasta la salida del canal. Finalmente, como conclusión los autores obtuvieron que el rendimiento térmico del sistema puede ser determinado y descrito por el modelo teórico, con un pequeño margen de error.

Yew et al. (2013) realizaron un estudio experimental del desempeño de un techo integrado con un recubrimiento de aislamiento térmico (TIC, por sus siglas en inglés) y una cavidad de aire (MAC, por sus siglas en inglés) para la reducción de la temperatura del ático de una vivienda. La pintura termoaislante TIC fue formulada usando un pigmento de dióxido de titanio con residuo de cáscara de huevo de gallina como relleno biológico unidos por un aglutinante de resina de poliuretano con baja conductividad térmica (0,65 W/mK). Para el MAC se utilizaron una serie de tubos de aluminio que actúan como una cavidad de aire para ventilación. Para el estudio se construyeron cuatro pequeños modelos de techo: A) techo cubierto con pintura normal sin MAC, B) techo cubierto con TIC sin MAC, C) combinación de TIC y MAC con entrada de ático cerrada y D) combinación de TIC y MAC con la entrada

del ático abierto. El trabajo experimental se realizó dentro de un laboratorio donde se utilizaron lámparas de halógeno para simular la radiación solar y se tomaron datos de temperatura en intervalos de 1 minuto utilizando el programa E-log hasta que estas se volvieron constantes. Con base en los resultados se encontró que el techo con recubrimiento normal obtuvo la temperatura más alta en el techo, el techo con TIC obtuvo la temperatura más baja en el techo y el sistema combinado de TIC y MAC con entrada de ático abierto resultó con el ático más fresco ya que obtuvo una reducción de hasta 13°C (de 42.4 °C a 29°C) en la temperatura del ático en comparación con el techo normal. En conclusión, la instalación de este sistema ecológico de techo fresco integrado mejorará la comodidad de los ocupantes del edificio sin los efectos dañinos para el medio ambiente de los métodos de enfriamiento convencionales.

Tong y Li (2014) realizaron un modelo teórico eficiente para predecir el flujo de calor transferido a través de techos inclinados con ventilación natural para condiciones climáticas de un día soleado en Singapur. El techo estudiado consta de dos losas sólidas paralelas y una cavidad de aire delimitada entre las dos losas, el techo tiene una longitud de 5 m, una inclinación de 30° y un ancho de canal de 10 cm. Modelaron las resistencias térmicas de la transferencia de calor radiativas y convectivas en la cavidad ventilada utilizando la teoría de la transformación de circuitos. Además, construyeron un modelo de CFD para simular la transferencia de calor por convección natural turbulenta en la cavidad inclinada y validaron este modelo mediante experimentos de laboratorio de cavidades inclinadas. Como parte del trabajo realizaron un estudio paramétrico para evaluar el efecto de: reflejo solar de la superficie exterior del techo, la emitancia infrarroja de la superficie de la cavidad, la resistencia térmica de la losa inferior del techo, la resistencia térmica de la losa del techo superior, la inclinación del techo y el espaciamiento de la cavidad. Con base a los resultados se proponen correlaciones para las resistencias convectivas entre el aire y las paredes de la cavidad. En cuanto a los parámetros de techo se encontró que los más influyentes son la reflectancia solar de la superficie exterior y la emitancia infrarroja de la superficie de la cavidad, seguida de la resistencia térmica de la losa inferior y superior de la cavidad, y se observó que el efecto de la inclinación de techo y separación de entre las cavidades es insignificante. Finalmente, los autores concluyeron que el modelo desarrollado y las

correlaciones propuestas son aplicables al diseño y análisis de energía de otras cavidades abiertas también en edificios, como las fachadas ventiladas, las chimeneas solares y la energía fotovoltaica integrada en un edificio.

Zingre et al. (2015) propusieron un modelo de CRHT (transferencia de calor en un techo fresco) para un DSR (techo de doble capa) con el fin de estudiar el desempeño térmico de un DSR combinado con un techo fresco, para condiciones climáticas tropicales. El modelo del DSR estaba compuesto por dos techos sólidos (un techo secundario en la parte superior y un techo primario en la parte inferior) separados por un espacio de aire. Para el estudio se consideraron 4 configuraciones de techo: a) DSR sin película reflectiva, b) DSR con película reflectiva, c) SSR (techo sólido sin espacio de aire) sin película reflectiva y d) SSR con película reflectiva. Para la solución del modelo matemático se utilizó el método de aproximación espectral en 1D y se consideraron condiciones de frontera transitorias. Las predicciones del modelo CRHT mostraron que agregar una película reflectiva en el DSR reduce la temperatura máxima del techo secundario hasta 14.7 °C y en el techo primario hasta 4.7°C, reduciendo así el aumento de calor diario hasta un 51% en comparación con el DSR sin película reflectiva. Los desempeños térmicos de las configuraciones DSR a) y b) se compararon con los desempeños de las configuraciones SSR d) y c) y como resultado obtuvieron que el DSR con película reflectiva es más eficaz en términos de reducción del aumento de calor durante el día, seguido del DSR sin película reflectiva, esto con referencia al SSR sin película reflectiva. Como conclusión los autores obtuvieron que el DSR proporciona un buen aislamiento durante el día, pero puede dificultar la pérdida de calor durante la noche, lo cual podría ser una desventaja en la zona tropical de Singapur, sin embargo, podría convertirse en un beneficio durante los meses fríos.

Li et al. (2016) realizaron un estudio numérico de la transferencia de calor tridimensional de un techo ventilado para condiciones climáticas de la ciudad de Daqing, China. El modelo físico del techo fue compuesto por 4 capas y se generó utilizando el software de preprocesamiento Gambit (2.3). La primera capa consistió en una placa de aleación de aluminio, la segunda capa formó un canal de aire ventilado, la tercera capa fue de hormigón y la cuarta capa que es la base del techo consistió en concreto reforzado. Los autores

evaluaron el efecto del espesor del canal de aire, inclinación del techo, tamaño de la salida de escape de aire y el efecto de los coeficientes de absorción de la superficie exterior del techo. Para la solución del problema discretizaron las ecuaciones gobernantes mediante el empleo de volumen finito y las resolvieron de forma iterativa. Utilizaron el esquema implícito con precisión de segundo orden para la solución y los cálculos se realizaron utilizando el software FLUENT (6.3), el criterio de convergencia para los residuales de las ecuaciones se consideró de 10^{-6} . De los resultados se encontró que para mejorar la velocidad del flujo de aire se recomienda un espesor del canal de 100 mm. De la inclinación del techo se obtuvo que la velocidad del aire y la diferencia de presión aumentan con el aumento de la pendiente del techo entonces el calor exhausto se vuelve alto debido al efecto de las fuerzas de flotación, debido a esto concluyeron que se requiere un ángulo mínimo de 33-40% para producir una fuerza de flotabilidad en un techo ventilado. Finalmente, los autores concluyeron que el efecto de los coeficientes de absorción de la superficie exterior del techo en el rango de 0.6-0.9 en la temperatura promedio y el flujo de calor es relativamente débil comparado con otras condiciones de influencia, aunque al aumentar el coeficiente de absorción de la superficie externa también aumenta la temperatura promedio y el flujo hacia la superficie de la capa base.

Abdou et al. (2017) realizaron un estudio numérico sobre el rendimiento térmico de los techos ventilados en Djibouti. Para el estudio consideraron dos configuraciones para reducir los flujos de calor a través del techo: a) techo ventilado que consta de una losa de concreto y una lámina galvanizada separadas por un espacio de aire de 20 cm, b) techo ventilado al cual se le agregó un aislamiento de 5 cm de espesor en la losa interior. Se asume que ambas configuraciones tienen una inclinación de 5° y una longitud de 5 m. Estas configuraciones fueron comparadas con techo convencional de Djibouti. Para el estudio los autores consideraron la contribución del viento nula y consideraron flujo turbulento el cual fue resuelto mediante el modelo $k-\varepsilon$. La discretización de las ecuaciones se basó en el método de volumen finito y la solución de las ecuaciones se basó en el algoritmo SIMPLE. Para las simulaciones los autores consideraron las siguientes condiciones ambientales: Radiación solar $G_{sol}=1000 \text{ W/ m}^2$, Temperatura exterior $T_a = 313 \text{ K}$ y Temperatura interior $T_{int} = 299 \text{ K}$. De los resultados los autores observaron que el uso del techo ventilado reduce

considerablemente el flujo de calor que entra al edificio (casi el 50% de ahorro de energía) de 116 W/ m² para el techo convencional a 60 W / m² para el techo ventilado simple. Para el caso de que el techo ventilado tenga un aislante, la eficiencia del techo es mayor ahorrando hasta un 85% del flujo de calor entrante con solo 17 W/ m². Finalmente, los autores pudieron concluir que los techos ventilados y aislados tienen el mejor rendimiento, desde el punto de vista del ahorro de energía.

Gullbrekken et al. (2017) realizaron un estudio experimental sobre la influencia de las condiciones de temperatura y velocidad del aire dentro de una cavidad ventilada en una construcción de techo de madera a escala real, durante los periodos de primavera, verano y otoño. La cavidad de aire del techo tenía forma rectangular, 552 mm de ancho, 48 mm de alto y 10.8 m de largo. El techo tenía un ángulo de inclinación de 40°. Los autores realizaron las mediciones en un edificio experimental a gran escala, ZEB Test Cell Laboratory, ubicado en Trondheim. El techo del edificio cuenta con 81 termopares, 4 dispositivos de medición de velocidad del aire y una estación meteorológica. De las mediciones los autores obtuvieron que se muestran periodos largos en los que la temperatura dentro de la cavidad de aire está por debajo de la temperatura exterior, además encontraron que durante los periodos de primavera y otoño la temperatura superficial está por debajo de la temperatura ambiente aproximadamente la mitad del periodo. En el periodo de verano las mediciones mostraron temperaturas altas de hasta 60 °C tomando en cuenta que el techo era de color oscuro. Finalmente, los autores encontraron una correlación entre la velocidad del viento y la velocidad dentro de la cavidad de aire, obteniendo una tasa promedio de cambios de aire para los tres periodos de 11 h⁻¹ durante los periodos de baja velocidad y 84 h⁻¹ durante periodos ventosos.

Bianco et al. (2018) Realizaron un estudio numérico de la convección natural dentro de la cavidad de un techo ventilado. Para el estudio consideraron tres casos: 1) geometría simétrica donde se considera la mitad del dominio, 2) geometría simétrica que tiene en cuenta la cresta completa y 3) geometría del dominio completa. El techo estudiado tiene longitud de 6 m, una inclinación de 30° con respecto al plano horizontal y el canal ventilado tiene una altura de 10 cm. Para el estudio los autores consideraron diferentes condiciones de frontera en la capa

interior del techo: a) condición adiabática, b) isotérmica $T_s=298$ K (para simular condiciones de verano) y c) isotérmica con $T_w=293$ K (para simular condiciones de invierno). Los autores también variaron el flujo de calor en la superficie del techo de 500 W/m^2 a 1000 W/m^2 . El problema lo resolvieron numéricamente mediante el uso del software comercial ANSYS-FLUENT, consideraron flujo turbulento por lo cual utilizaron el modelo $k-\epsilon$. De los resultados los autores obtuvieron que la tendencia de flujo es turbulenta, valor cero en las líneas superior e inferior y el valor máximo se alcanza en la región más caliente de la cavidad cerca de la pared superior. Finalmente encontraron que los casos adiabáticos presentan una mayor tasa de flujo másico con respecto a las condiciones de verano e invierno. Los autores concluyeron que el conocimiento de la tasa de flujo másico, los perfiles de temperatura de la pared, la velocidad del aire y los coeficientes de transferencia de calor en el canal permiten optimizar las configuraciones de acuerdo con la utilización esperada.

Giuseppe et al. (2018) Realizaron un estudio numérico-experimental sobre las propiedades ópticas de las tejas de arcilla tradicionales para techos ventilados y su implicación en el rendimiento térmico. El estudio consistió primeramente en caracterizar experimentalmente las principales propiedades ópticas (reflectancia solar y emisividad térmica) de más de 30 productos de diferentes tipos de arcilla. Posteriormente se investigó el rendimiento térmico de un techo ventilado con tejas de arcilla a gran escala, bajo las condiciones climáticas de verano de Italia y se comparó con el rendimiento térmico de un techo convencional con una cubierta de cobre. Los datos recolectados por las mediciones experimentales se utilizaron para calibrar un modelo de simulación de energía (Energy Plus) para realizar simulaciones de ambos techos variando las propiedades ópticas de la cubierta. Los resultados de la caracterización experimental destacaron una gran variedad en los valores de reflectividad en las diferentes tejas de arcilla (0.12-0.63), en cuanto a la emisividad todas las muestras se encontraron en un intervalo limitado de 0.88 a 0.91. De acuerdo con el monitoreo de los dos techos se encontró que existe una gran diferencia en los picos alcanzados por la temperatura de las cubiertas ya que el techo con cubierta de cobre y sin ventilación alcanzó los $80 \text{ }^\circ\text{C}$ mientras que el techo ventilado con tejas de arcilla se mantuvo alrededor de los 45° a $50 \text{ }^\circ\text{C}$, esto debido a las propiedades de la cubierta y a la ventilación del techo a través del canal de aire. Como conclusión los autores encontraron, que el uso de la ventilación en el techo

obtenida a través de las tejas de arcilla es una estrategia efectiva para reducir las temperaturas del techo, incluso si los materiales de la cubierta no están calificados como “frescos”.

Para complementar la revisión del estado del arte se revisó una tesis desarrollada en el Centro de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET).

Beltrán (2018) realizó un estudio numérico de la transferencia de calor pseudo-transitorio de un techo ventilado para condiciones climáticas de tres ciudades de la República Mexicana: Mérida, Ciudad de México y Ciudad Juárez. Para el estudio consideró condiciones ambientales como: velocidad del viento, temperatura ambiente, radiación solar en la parte superior del techo ventilado y una temperatura fija de 25°C al interior de la edificación. El modelado se realizó para el día más cálido y frío de cada mes del año 2014. La configuración del techo ventilado consistió en una losa de concreto de 12 cm, el sistema tenía 1 m de largo y un canal por donde circulaba aire, finalmente en la parte superior se consideró un segundo techo de lámina galvanizada. Las ecuaciones gobernantes del sistema las resolvió mediante el método de volumen finito. El estudio consistió en dos etapas: 1) El autor varió el espesor del canal que conforma el techo ventilado de 1 a 15 cm cada 1 cm, esto con la finalidad de encontrar un espacio óptimo. 2) El autor realizó una evaluación térmica del techo ventilado y comparó los resultados con los obtenidos de un techo convencional. De los resultados numéricos el autor obtuvo que la altura óptima del canal es de 10 cm y que para un día cálido de Mérida el flujo de calor máximo al interior para el techo convencional fue de 115 W/m² mientras que para el techo ventilado fue de 26.6 W/m² obteniendo una reducción del 77%. De el caso de la Ciudad de México y Ciudad Juárez la reducción anual de cargas térmicas utilizando un techo ventilado fue de 76% y 56.3%, respectivamente. Finalmente, el autor concluyó que los flujos de calor al interior se reducen gracias al sombreado del segundo techo y debido a la circulación de aire dentro del canal del techo ventilado.

Tzuc et. al. (2019) realizaron un estudio teórico-experimental, sobre la implementación de la programación genética multigénica (MGGP) para el modelado de ganancias térmicas en un techo plano con ventilación natural bajo condiciones climáticas reales de la ciudad de Cuernavaca Morelos. Las mediciones experimentales las realizaron en una celda de prueba

de un techo ventilado ajustable a diferentes anchos de canal, diseñada e instrumentada para medir el flujo de calor entrante. Los autores desarrollaron un modelo predictivo MGGP en el cual consideraron datos de entrada como: temperatura ambiente, radiación solar, velocidad de viento, humedad relativa y diferentes anchos de canal. El modelo fue comparado con otros métodos de análisis y de acuerdo con los resultados, el modelo desarrollado proporciona predicciones con alta correlación ($RMSE=3.7861$ y $R^2=0.9452$). Adicionalmente, realizaron un análisis de sensibilidad para identificar la importancia de los parámetros de entrada en el modelo predictivo, encontrando que el ancho de canal (55.54%) y la temperatura ambiente (17.09%) son los componentes con mayor influencia en el flujo de calor, coincidiendo con los resultados experimentales. Finalmente, los autores concluyeron que el modelo desarrollado representa una alternativa basada en datos meteorológicos para la búsqueda de confort térmico en edificios, siendo así una herramienta poderosa para la predicción de las ganancias térmicas en techos planos ventilados.

1.3 Conclusión del estado del arte

Como se observó se han realizado múltiples estudios sobre techos ventilados donde se han analizado diferentes configuraciones, considerando la variación de parámetros como son la inclinación del techo, el uso de diferentes tecnologías solares como son barreras radiantes y películas reflectivas, así como el efecto del uso de un material aislante en diferentes posiciones, se ha estudiado el efecto de variar el ancho de canal de aire y se han hecho comparaciones del desempeño térmico del techo ventilado con respecto a un techo convencional. De los estudios revisados se concluye que el ancho de canal recomendado para que el techo ventilado tenga un buen rendimiento térmico debe ser de 10 cm, el uso de una barrera radiante reduce el aumento de calor diario en el interior hasta en un 51% en comparación con un techo ventilado sin barrera radiante, la colocación del aislante térmico se recomienda que sea debajo de la capa de aire. En cuanto al estudio transitorio revisado, se encontró que el techo ventilado proporciona un buen aislamiento durante el día, pero puede dificultar la pérdida de calor durante la noche, lo cual podría ser una desventaja en una zona tropical, sin embargo, podría convertirse en un beneficio durante los meses fríos.

Adicionalmente una reseña publicada en 2018 por Majed y Zhoghua sobre métodos de techado, resaltó que el método de construcción con menos estudios realizados corresponde al techo ventilado o de doble capa. Por lo tanto, esto es un indicador que aún falta mucho por estudiar sobre el comportamiento térmico de este sistema.

A pesar de la variedad de artículos que existen en la literatura, hasta la fecha no se ha encontrado un estudio que evalúe el desempeño térmico de un sistema de techo ventilado en estado transitorio bajo condiciones de climas cálidos de México. Los resultados de un estudio de este tipo harán posible conocer la evolución de la respuesta del sistema a lo largo del día.

1.4 Objetivo General

Realizar una evaluación transitoria del comportamiento térmico de un techo ventilado para ahorro de energía bajo condiciones climáticas de México.

1.5 Objetivos específicos

- Aprender el método de balances globales.
- Desarrollar un código numérico para simular la transferencia de calor conjugada en estado transitorio para el techo ventilado.
- Seleccionar condiciones climáticas de la República Mexicana.
- Realizar un estudio paramétrico con las condiciones climáticas seleccionadas para el techo ventilado.

1.6 Alcance

Implementar un código numérico para el estudio de la transferencia de calor en un techo con tecnologías de ahorro de energía. El estudio se realizará en estado transitorio y se analizará el comportamiento térmico del techo ventilado el día más cálido y más frío de cada mes del año 2014 de dos ciudades de la República Mexicana: Hermosillo Sonora y Mérida Yucatán.

1.7 Estructura de la tesis

La tesis está compuesta por un total de cinco capítulos, a continuación, se presenta una breve descripción del contenido de los Capítulos II, III, IV y V.

Capítulo II. En este Capítulo se presenta y describe el modelo físico, el modelo matemático y la metodología desarrollada para la solución del modelo matemático sistema techo ventilado, adicionalmente se presentan las consideraciones establecidas para el presente trabajo.

Capítulo III. En este Capítulo se presenta la verificación del código numérico desarrollado para la solución del sistema techo ventilado, adicionalmente se presenta un estudio para la selección del paso de tiempo para el código desarrollado en estado transitorio.

Capítulo IV. Este Capítulo muestra los resultados obtenidos de la evaluación térmica del techo ventilado, así como su respectiva comparación con el techo convencional para dos ciudades de la República Mexicana: Hermosillo Sonora y Mérida Yucatán.

Capítulo V. Después de haber analizado los resultados presentados en el Capítulo IV, en este Capítulo finalmente se describen las conclusiones obtenidas del presente estudio y se enlistan las recomendaciones para trabajos futuros.

CAPÍTULO II

MODELOS FÍSICOS Y MATEMÁTICOS

En esta sección se presentan y describen los modelos físicos de un techo convencional de la República Mexicana y de un techo ventilado en el cual existe transferencia de calor conjugada, así como los parámetros que se consideran en el estudio. Adicionalmente, se presentan los modelos matemáticos, los cuales definen las ecuaciones gobernantes que describen el comportamiento del sistema.

En la República Mexicana existen tres tipos de climas, de acuerdo con el INEGI éstos son cálido, seco y templado. Dentro del clima cálido se encuentra el cálido subhúmedo y cálido húmedo. Por otro lado, el clima seco se divide en seco y muy seco. Finalmente, el clima templado se divide en templado subhúmedo y templado húmedo haciendo un total de 6 climas.



Figura 2.1 Mapa de los climas de México, [INEGI, 2005].

El término clima se refiere a la combinación factores como: temperatura, humedad, presión, viento, ubicación geográfica, presencia de océanos y relieve que caracterizan a una zona en particular.

El clima seco y muy seco se encuentran presente en gran parte del centro y norte del país, estos climas representan el 28.30 y 20.80% del territorio nacional, respectivamente. La temperatura media de estos climas se encuentra entre 18 a 26 °C.

El clima cálido húmedo está presente al sur del país y representa el 4.70% del territorio nacional, sus temperaturas medias van de 22 a 26 °C y el clima cálido subhúmedo está presente en las zonas costeras de México que representan el 23% del territorio nacional donde la temperatura media es de 22 a 26 °C, sin embargo, existen regiones que superan los 26 °C.

Finalmente, el clima templado húmedo y subhúmedo se encuentra presente en las regiones montañosas del país, estos climas representan el 2.70% y el 20.50% del territorio nacional, respectivamente. Las temperaturas medias de estos climas son de 10 a 18 °C y de 18 a 22°C.

A consecuencia de los climas que se encuentran en la República Mexicana, las edificaciones pueden acumular calor, esto debido a que los materiales de construcción, así como su diseño no son los más adecuados, lo que provoca que las edificaciones tengan problemas para obtener el confort térmico en su interior y esto se refleja en un alto consumo energético debido al uso de elementos electromecánicos que son utilizados para satisfacer las condiciones de confort en la edificación.

Existen diferentes alternativas para reducir la ganancia de calor en la envolvente de la edificación y por consecuencia propiciar un ahorro energético, tales como: techos frescos, techos verdes, techos aislados, techos ventilados o de doble capa.

El techo ventilado es uno de los métodos de construcción utilizados para reducir la ganancia de calor en la envolvente del edificio mediante un espacio de aire sobre el techo convencional. Por el efecto de sombreado y la ventilación libre en el espacio de aire, esta estructura reduce el flujo de calor en el edificio.

2.1 Modelo físico de un techo convencional

En la Figura 2.2 se muestra el modelo físico de un techo convencional de la República Mexicana. Esta configuración es la que se considera como referencia para realizar el estudio. En el modelo físico se observan los distintos mecanismos de transferencia de calor que se presentan en el sistema. En la parte exterior del techo se consideran pérdidas por radiación y convección debido a la interacción con el ambiente exterior. Adicionalmente, se considera transferencia de calor por conducción a través de la losa de concreto. Finalmente se considera transferencia de calor por convección y radiación de la superficie interna de la losa hacia el aire de la habitación.

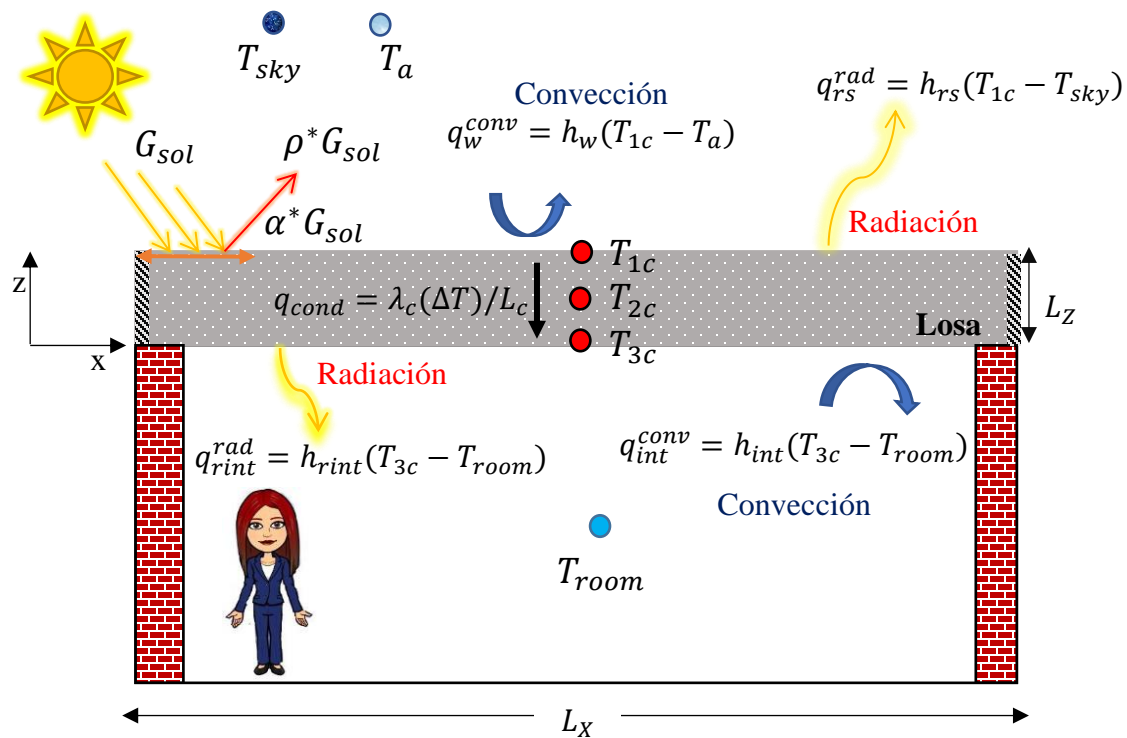


Figura 2.2. Modelo físico de un techo convencional.

2.2 Modelo físico de un techo ventilado

En la Figura 2.3 se presenta el modelo físico para el techo ventilado. El sistema está compuesto por una losa de concreto en la parte inferior, una cubierta de lámina galvanizada en la parte superior la cual funciona como escudo protegiendo a la losa de concreto de la radiación solar directa. Entre la losa y la cubierta existe un canal ventilado por donde circula un fluido, el movimiento de este fluido es inducido por la velocidad del viento (convección forzada), la función de este canal es extraer el calor que se pueda acumular entre la losa y la cubierta. El modelo considera transferencia de calor por conducción en la losa de concreto y transferencia de calor por convección y radiación en el canal ventilado. Adicionalmente se consideran pérdidas radiativas y convectivas del ambiente exterior a la parte superior de la cubierta. Finalmente se considera la transferencia de calor por convección y pérdidas radiativas de la superficie interna de la losa hacia el aire de la habitación.

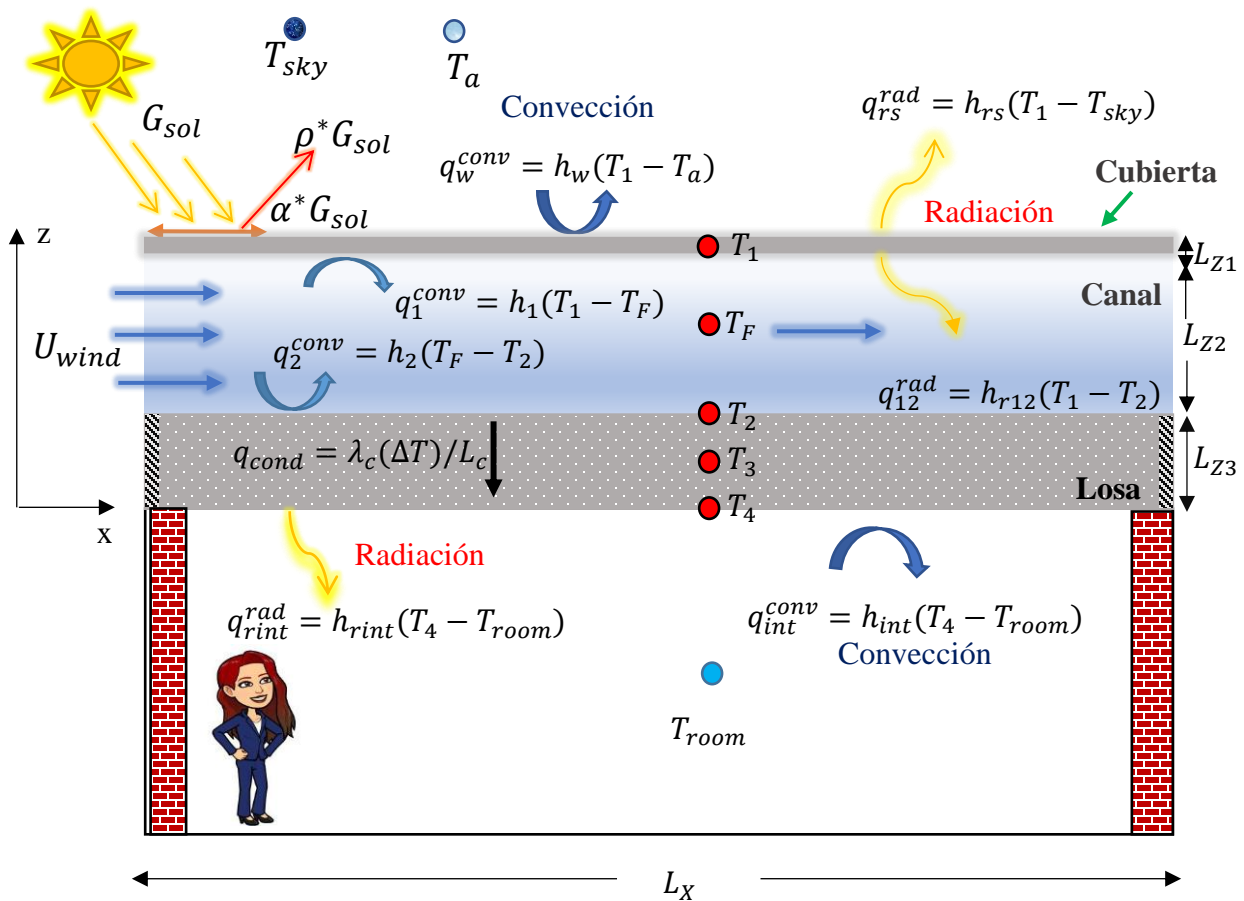


Figura 2.3 Modelo físico de un techo ventilado.

2.3 Consideraciones

Para el planteamiento del modelo físico el techo ventilado se tomaron las siguientes consideraciones:

- El fluido dentro del canal se considera como aire seco y por lo tanto no se considera radiativamente participante.
- El aire dentro del canal se considera como un fluido newtoniano e incompresible con un comportamiento del gas ideal.
- El fenómeno se desarrolla en estado transitorio.
- Se considera un flujo bidimensional (x, z) , los efectos sobre la dimensión y se desprecian.
- En el canal se presenta la transferencia de calor por convección forzada.

2.4 Modelo matemático

El modelo matemático se basa en el método de balances globales, el cual consiste en realizar un balance de energía en cada elemento del sistema a analizar. En la Figura 2.4 se observan los puntos representativos de cada elemento, donde T_1 representa la temperatura en la cubierta, T_F representa la temperatura en el fluido, T_2 , T_3 y T_4 representan la temperatura a través de la losa.

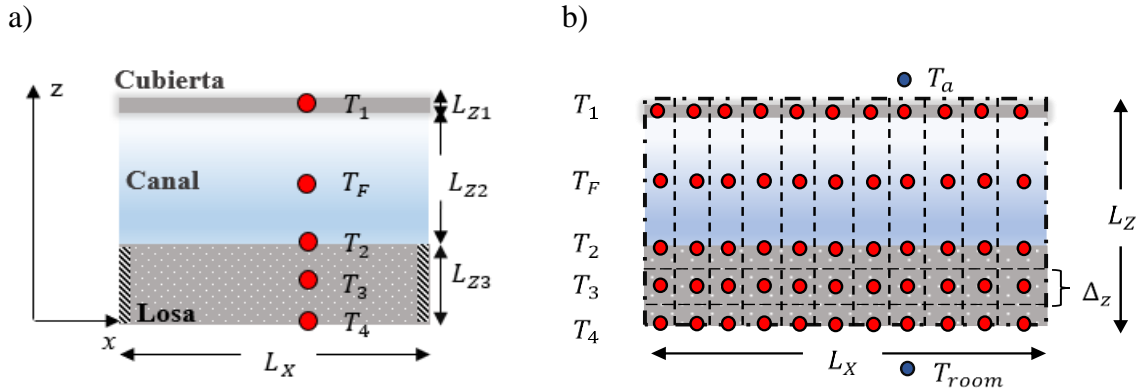


Figura 2.4 Representación de los elementos del techo ventilado. a) análisis de una sección b) análisis de varias secciones.

En la Figura 2.3 se observó el modelo físico de un techo ventilado, en el cual se mostraron los coeficientes de transferencia de calor asociados al fenómeno. Haciendo uso de la teoría de circuitos resistivos se puede representar el modelo físico en un diagrama resistivo térmico análogo a un diagrama eléctrico.

Los diagramas equivalentes para el techo ventilado en estado permanente y transitorio se observan en las Figuras 2.5 y 2.7, respectivamente. Para determinar las temperaturas de cada componente del sistema techo ventilado es necesario aplicar la primera ley de la termodinámica a cada uno de ellos, este principio está representado por la ecuación (2.1).

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} + \dot{E}_g = \dot{E}_{stor} \tag{2.1}$$

Donde:

\dot{E}_{in} = Es la rapidez con la que la energía entra a un volumen de control

\dot{E}_{out} = Es la rapidez con la que sale energía de un volumen de control

\dot{E}_g = Es la rapidez de generación de energía en un volumen de control

\dot{E}_{stor} = Es la rapidez de acumulación de energía en un volumen de control

2.4.1 Modelo matemático de un techo ventilado en estado permanente.

Para simplificar el análisis se utilizó la analogía de circuitos térmicos resistivos. El modelo del techo ventilado queda representado como se observa en la Figura 2.5 a) y 2.5 b). El diagrama de la Figura 2.5 a) se simplificó combinando las dos resistencias térmicas superiores e inferiores, obteniéndose el diagrama de la Figura 2.5 b).

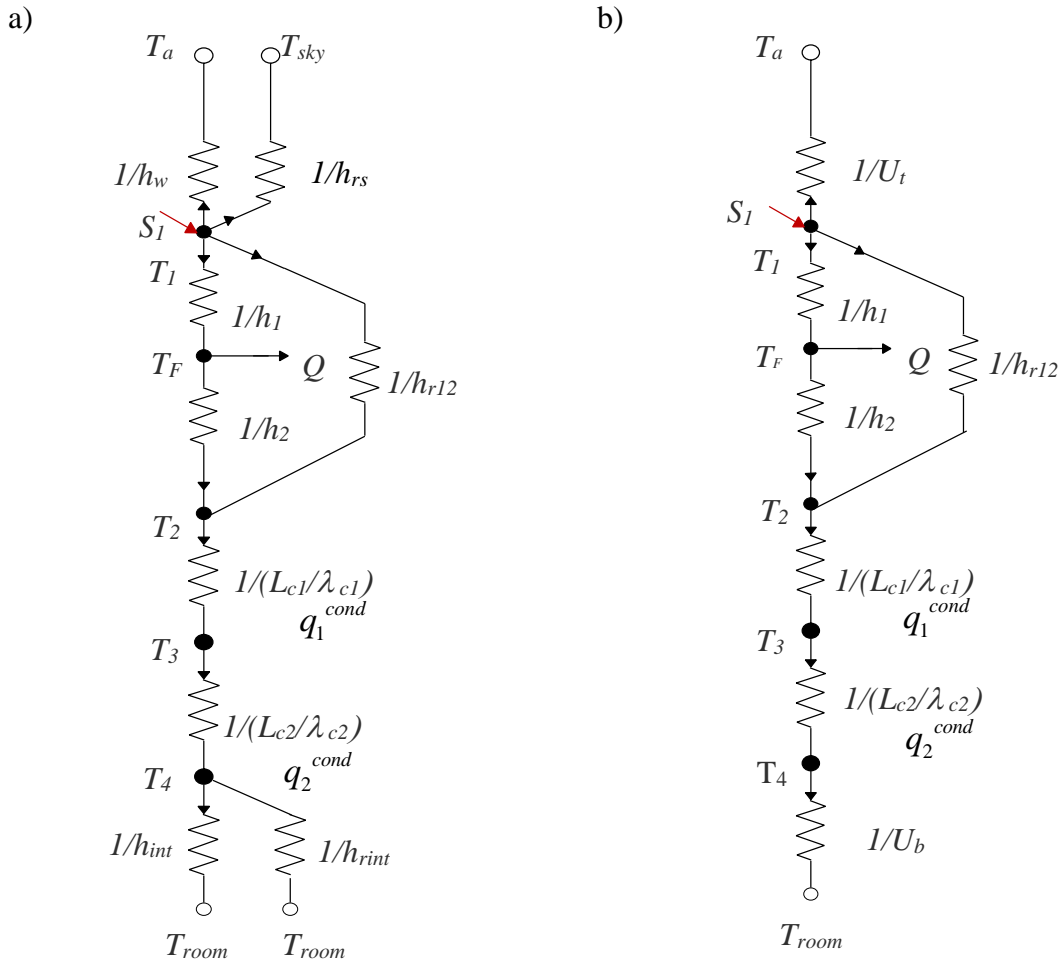


Figura 2.5. Diagramas resistivos en estado permanente. a) Diagrama 1 y b) Diagrama 2

Donde:
 $Q = qA$

Ecuaciones de balance de energía en estado permanente

Se realiza un balance energía en cada elemento del techo ventilado partiendo del principio de conservación de energía descrito en la Ecuación (2.1). Considerando que en el sistema no existe generación de energía ($\dot{E} = 0$) y que el sistema se encuentra en estado permanente, el término de acumulación se elimina. Por lo tanto, la Ecuación (2.1) queda expresada de la siguiente forma:

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = 0 \quad (2.2)$$

- Balance para la cubierta de lámina galvanizada

El balance de energía que corresponde a la cubierta del techo ventilado consiste en la radiación solar absorbida, la radiación e intercambio convectivo de la cubierta hacia el medio ambiente, intercambio convectivo con el aire dentro del canal y finalmente el intercambio radiativo entre la cubierta y la losa de concreto.

$$\begin{aligned} \alpha_l^* G_{sol} A &= q_w^{conv} A + q_{rs}^{rad} A + q_1^{conv} A + q_{12}^{rad} A \\ \alpha_l^* G_{sol} &= h_w (T_1 - T_a) + h_{rs} (T_1 - T_{sky}) + h_1 (T_1 - T_F) + h_{r12} (T_1 - T_2) \\ S_1 &= h_1 (T_1 - T_F) + h_{r12} (T_1 - T_2) + U_t (T_1 - T_a) \\ \underline{(h_{r12} + h_1 + U_t) T_1 - h_{r12} T_2 - h_1 T_F} &= U_t T_a + S_1 \end{aligned} \quad (2.3)$$

- Balance para el canal ventilado

El balance de energía para el aire que fluye a través del canal ventilado consiste en los intercambios convectivos entre el aire y las superficies adyacentes (cubierta y losa de concreto) y por el calor transportado por el flujo de aire en el canal.

$$q_1^{conv} A = q_2^{conv} A + Q$$

$$\begin{aligned}
 h_1(T_1 - T_F)A &= h_2(T_F - T_2)A + Q \\
 \underline{-h_1T_1 + (h_2 + h_1)T_F - h_2T_2} &= -q
 \end{aligned} \tag{2.4}$$

Para la losa de concreto se consideraron 3 puntos por lo tanto los balances de energía que corresponden a cada uno de los puntos se expresan de la siguiente manera:

- Balance para la superficie superior de la losa de concreto

El balance en la superficie superior de la losa que está en contacto con el aire dentro del canal ventilado consiste en el intercambio convectivo entre esta superficie y el aire dentro del canal e intercambio radiativo con la cubierta, adicionalmente se considera la transferencia de calor por conducción en la superficie.

$$\begin{aligned}
 q_2^{conv} A + q_{12}^{rad} A &= q_1^{cond} A \\
 h_2(T_F - T_2) + h_{r12}(T_1 - T_2) &= \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}}(T_2 - T_3) \\
 \underline{-h_{r12}T_1 - h_2T_F + \left(h_2 + h_{r12} + \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} \right) T_2 - \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} T_3} &= 0
 \end{aligned} \tag{2.5}$$

- Balance en el centro de la losa de concreto

El balance en el punto medio de la losa de concreto representa la transferencia de calor por conducción a través de la losa.

$$\begin{aligned}
 q_1^{cond} A &= q_2^{cond} A \\
 \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}}(T_2 - T_3) &= \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}}(T_3 - T_4) \\
 \underline{-\frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} T_2 + \left(\frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} + \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} \right) T_3 - \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} T_4} &= 0
 \end{aligned} \tag{2.6}$$

- Balance para la superficie inferior de la losa de concreto

Finalmente, el balance en la superficie inferior de la losa considera el intercambio convectivo y radiativo entre la losa y el aire interior.

$$q_2^{cond} A = q_{int}^{conv} A + q_{rint}^{rad} A$$

$$\frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} (T_3 - T_4) = h_{int} (T_4 - T_{room}) + h_{rint} (T_4 - T_{room})$$

$$\underline{-\frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} T_3 + \left(\frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} + U_b \right) T_4 = U_b T_{room}} \quad (2.7)$$

Distribución de la temperatura a lo largo de la dirección de flujo

Considérese un flujo de calor a la entrada y salida de un elemento diferencial de espesor δx en una corriente de aire en un ducto que está a una distancia x de la entrada de un canal de aire, como se muestra en la Figura 2.6. Las temperaturas en las paredes del canal de aire se consideran uniformes, pero diferentes entre sí.

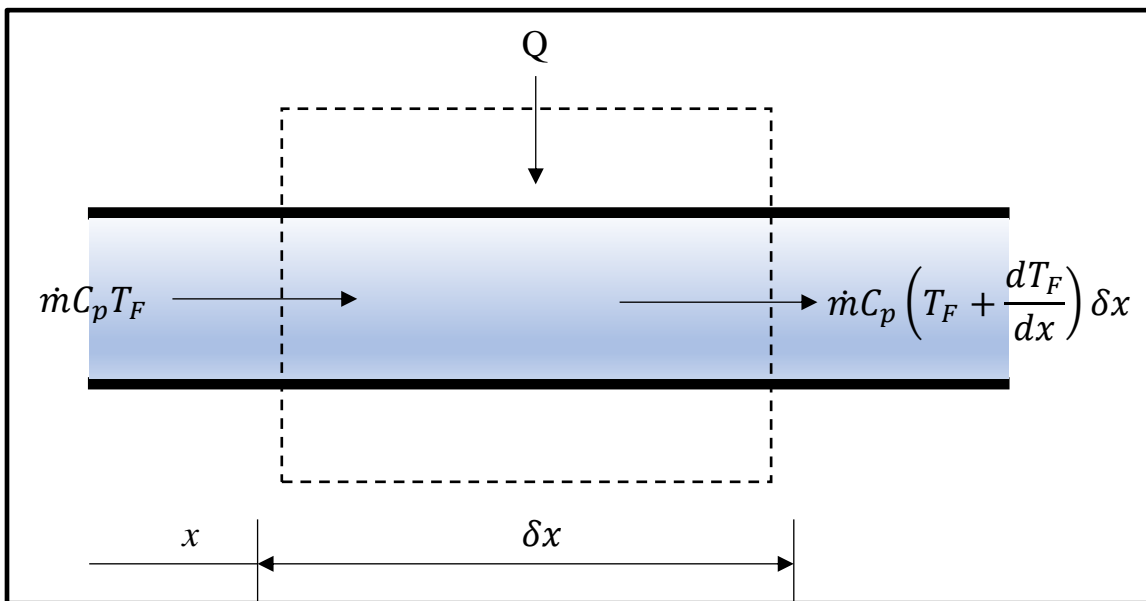


Figura 2.6 Balance de energía a lo largo de la dirección del flujo en un elemento diferencial.

La temperatura del flujo de aire a una distancia x de la entrada del techo ventilado está en T_F (de acuerdo con la Figura 2.6) y se considera uniforme en toda la sección transversal del volumen de control. En la salida de la sección ($x + \delta x$) la temperatura media del aire es igual a $[T_F + (dT_F/dx) \delta x]$. El balance global para el volumen de control considerando que no existe generación de energía y que el sistema está en estado permanente, se representa por la Ecuación (2.2) y se expresa de la siguiente manera:

$$\dot{E}_{in} = \dot{m} C_p T_F + qA \quad (2.8)$$

$$A = W \delta x \quad (2.9)$$

Donde:

W = Ancho del techo ventilado

$$\dot{E}_{out} = \dot{m} C_p \left(T_F + \frac{dT_F}{dx} \delta x \right) \quad (2.10)$$

Sustituyendo las Ecuaciones (2.8) y (2.10) en la Ecuación (2.2) se obtiene:

$$\dot{m} C_p T_F + qW \delta x = \dot{m} C_p \left[T_F + \frac{dT_F}{dx} \delta x \right] \quad (2.11)$$

Dividiendo la ecuación anterior entre δx y simplificando se obtiene:

$$\frac{dT_F}{dx} = \frac{qW}{\dot{m} C_p} \quad (2.12)$$

Asumiendo que el calor útil q transferido al aire es uniforme a lo largo de todo el canal ventilado de longitud Lx , la temperatura media a la salida puede calcularse integrando la Ecuación 2.12 desde una temperatura T_{Fi} hasta una temperatura T_{Fo} .

$$\int_{T_{Fi}}^{T_{Fo}} dT_F = \int_0^{Lx} \frac{qW}{mC_p} dx \quad (2.13)$$

Donde:

$$T_{Fo} = T_{Fi} + \frac{qW}{mC_p} Lx \quad (2.14)$$

La Ecuación (2.14) es una ecuación lineal, por lo tanto, se considera que la temperatura del aire varía linealmente a lo largo del techo ventilado. Entonces la temperatura media del fluido igual a la media aritmética propuesta por Ong (1995):

$$T_F = \frac{T_{Fi} + T_{Fo}}{2} \quad (2.15)$$

De esta manera el calor útil transferido a la corriente de aire en movimiento se describe en términos de las temperaturas medias del fluido y de la entrada como:

$$T_{Fo} = 2T_F - T_{Fi} \quad (2.16)$$

Sustituyendo la Ecuación 2.16 el valor de T_{Fo} en la Ecuación (2.14) y despejando q se obtiene:

$$q = 2mC_p(T_F - T_{Fi})/WLx \quad (2.17)$$

Definiendo $\Gamma = 2mC_p/WLx$ y sustituyendo en la Ecuación (2.17) se puede expresar como:

$$q = \Gamma(T_F - T_{Fi}) \quad (2.18)$$

Sustituyendo la Ecuación (2.18) en la Ecuación (2.4) quedando ésta en términos de T_F y manipulando algebraicamente, se obtiene la matriz equivalente al modelo matemático.

Matriz de coeficientes para las temperaturas del techo ventilado en estado permanente

Una vez sustituido el valor de q y manipulando algebraicamente las ecuaciones correspondientes al techo ventilado se plantea una matriz de 5x5.

$$\underbrace{\begin{bmatrix} a_1 & -b_1 & -c_1 & 0 & 0 \\ -a_2 & b_2 & -c_2 & 0 & 0 \\ -a_3 & -b_3 & c_3 & -d_3 & 0 \\ 0 & 0 & -c_4 & d_4 & -e_4 \\ 0 & 0 & 0 & -d_5 & e_5 \end{bmatrix}}_{\text{Matriz de coeficientes [A]}} \underbrace{\begin{bmatrix} T_1 \\ T_F \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \end{bmatrix}}_{\text{Vector incognita [T]}} = \underbrace{\begin{bmatrix} U_t T_a + S_1 \\ \Gamma T_{Fi} \\ 0 \\ 0 \\ U_b T_{room} \end{bmatrix}}_{\text{Vector término independiente [B]}} \quad (2.19)$$

Donde:

$$a_1 = (h_{r12} + h_1 + U_t), \quad b_1 = h_1, \quad c_1 = h_{r12}$$

$$a_2 = h_1, \quad b_2 = (h_1 + h_2 + \Gamma), \quad c_2 = h_2$$

$$a_3 = h_{r12}, \quad b_3 = h_2, \quad c_3 = \left(h_2 + h_{r12} + U_b + \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} \right), \quad d_3 = \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}}$$

$$c_4 = \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}}, \quad d_4 = \left(\frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} + \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} \right), \quad e_4 = \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}}$$

$$d_5 = \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}}, \quad e_5 = \left(\frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} + U_b \right)$$

Para resolver el sistema de ecuaciones algebraicas se puede utilizar un método directo o un método iterativo.

A continuación, se presenta el desarrollo del modelo matemático en estado transitorio.

2.4.2 Modelo matemático de un techo ventilado en estado transitorio.

Para simplificar el análisis se utilizó la analogía de circuitos térmicos resistivos. El modelo del techo ventilado en estado transitorio queda representado como se observa en las Figuras 2.7 a) y 2.7 b). El diagrama de la Figura 2.7 a) se simplificó combinando las dos resistencias térmicas superiores e inferiores, obteniéndose el diagrama de la Figura 2.7 b).

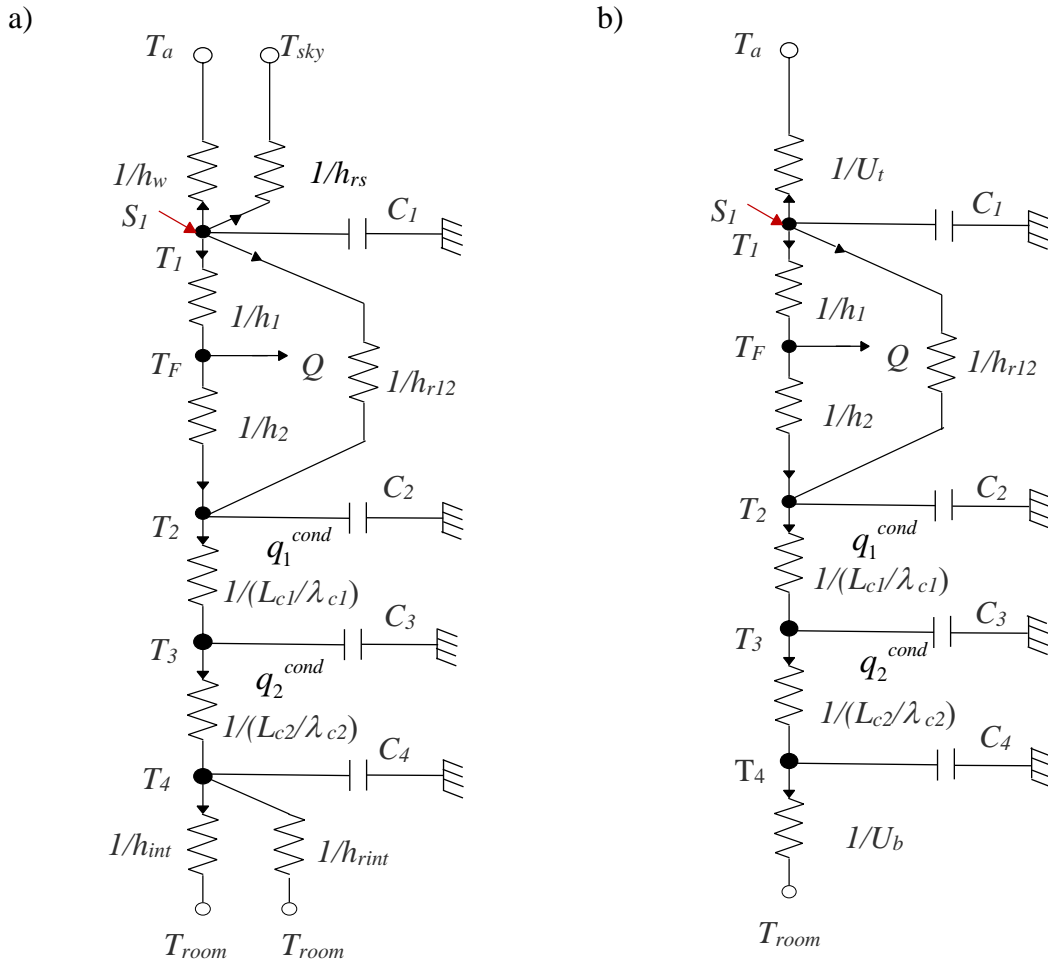


Figura 2.7. Diagramas resistivos en transitorio. a) Diagrama 1 y b) Diagrama 2

Donde:

$$C_{1,2,3,4} = \rho C_p V \frac{\partial T}{\partial t}$$

Ecuaciones de balance de energía en estado transitorio

El tema de tesis está planteado en estado transitorio por lo que es necesario establecer un modelo matemático que sea capaz de representar la evolución del sistema en el tiempo. Para esto se considera el término transitorio con propiedades constantes para un volumen de control. El término transitorio puede representarse con la Ecuación (2.20).

$$\rho C_p V \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.20)$$

Donde $V = A\delta z$, siendo A el área transversal y δz el espesor del volumen de control.

Considerando que en la Ecuación (2.20) E_{stor} no es cero, ésta queda expresada como:

$$\dot{E}_{stor} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} \quad (2.21)$$

Agregando el término de la rapidez de almacenamiento a los balances en estado permanente se obtienen las ecuaciones en estado transitorio.

Las ecuaciones del techo ventilado en estado transitorio son las siguientes:

$$\rho_l C_{p_l} (A\delta z_1) \frac{dT_1}{dt} = \alpha_l^* G_{sol} A - (q_1^{conv} A + q_{12}^{rad} A + q_w^{conv} A + q_{rs}^{rad} A) \quad (2.22)$$

$$\rho_F C_{p_F} (A\delta z_F) \frac{dT_F}{dt} = q_1^{conv} A - (q_2^{conv} A + Q) \quad (2.23)$$

$$\rho_c C_{p_c} (A\delta z_2) \frac{dT_2}{dt} = q_2^{conv} A + q_{12}^{rad} A - q_1^{cond} A \quad (2.24)$$

$$\rho_c C_{p_c} (A\delta z_3) \frac{dT_3}{dt} = q_1^{cond} A - q_2^{cond} A \quad (2.25)$$

$$\rho_c C_{p_c} (A\delta z_4) \frac{dT_4}{dt} = q_2^{cond} A - (q_{int}^{conv} A + q_{rint}^{rad} A) \quad (2.26)$$

Esquema completamente implícito

Para discretizar las ecuaciones resultantes antes descritas se aplica el método del esquema completamente implícito, el cual consiste en que el valor de $\theta=1$ se le aplica a la Ecuación (2.27).

$$\int_t^{t+\Delta t} T_p dt = [\theta T_p + (1-\theta)T^{old}] \Delta t \quad (2.27)$$

Donde ambos lados de las ecuaciones resultantes contienen temperaturas al nuevo instante de tiempo y debe resolverse un sistema de ecuaciones algebraicas en cada paso de tiempo. El sistema comienza a avanzar con un campo inicial de temperatura T^{old} , el sistema de ecuaciones se resuelve con un paso de tiempo Δt y cuando obtiene el valor de T este se renombra a T^{old} . Este procedimiento se repite para avanzar en la solución con el siguiente paso de tiempo.

Aplicando el método implícito a cada una de las ecuaciones resultantes que corresponden al techo ventilado se obtiene:

$$\rho_l C p_l (A \delta z_1) \frac{dT_1}{dt} = S_1 A - (h_1 A (T_1 - T_F) + h_{r12} A (T_1 - T_2) + U_i A (T_1 - T_a)) \quad (2.28)$$

Dividiendo entre el área e integrando en el tiempo:

$$\begin{aligned} \int_t^{t+\Delta t} \left[\rho_l C p_l \delta z_1 \frac{dT_1}{dt} \right] dt &= \int_t^{t+\Delta t} \left[S_1 - (h_1 (T_1 - T_F) + h_{r12} (T_1 - T_2) + U_i (T_1 - T_a)) \right] dt \\ \rho_l C p_l \delta z_1 \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{dT_1}{dt} \right] dt &= S_1 - (h_1 (T_1 - T_F) + h_{r12} (T_1 - T_2) + U_i (T_1 - T_a)) \\ \frac{\rho_l C p_l \delta z_1}{\Delta t} [T_1]_t^{t+\Delta t} &= S_1 - (h_1 (T_1 - T_F) + h_{r12} (T_1 - T_2) + U_i (T_1 - T_a)) \\ \frac{\rho_l C p_l \delta z_1}{\Delta t} [T_1^{t+\Delta t} - T_1^t] &= S_1 - (h_1 (T_1 - T_F) + h_{r12} (T_1 - T_2) + U_i (T_1 - T_a)) \end{aligned}$$

$$\frac{\rho_l C p_l \delta z_l}{\Delta t} [T_1^{t+\Delta t}] - \frac{\rho_l C p_l \delta z_l}{\Delta t} [T_1^t] = S_1 - (h_1(T_1 - T_F) + h_{r12}(T_1 - T_F) + U_t(T_1 - T_a))$$

$$\left[\frac{\rho_l C p_l \delta z_l}{\Delta t} + h_1 + h_{r12} + U_t \right] T_1 - h_1 T_F - h_{r12} T_2 = \frac{\rho_l C p_l \delta z_l}{\Delta t} T_1^{old} + U_t T_a + S_1 \quad (2.29)$$

Donde:

T_1 = representa la temperatura del nuevo tiempo ($t + \Delta t$)

T_1^{old} = representa la temperatura del tiempo anterior (t)

$$\rho_F C p_F (A \delta z_F) \frac{dT_F}{dt} = h_1 A (T_1 - T_F) - (h_2 A (T_F - T_2) + Q) \quad (2.30)$$

Dividiendo entre el área e integrando en el tiempo:

$$\int_t^{t+\Delta t} \left[\rho_F C p_F \delta z_F \frac{dT_F}{dt} \right] dt = \int_t^{t+\Delta t} [h_1(T_1 - T_F) - (h_2(T_F - T_2) + q)] dt$$

$$\rho_F C p_F \delta z_F \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{dT_F}{dt} \right] dt = h_1(T_1 - T_F) - (h_2(T_F - T_2) + q)$$

$$\frac{\rho_F C p_F \delta z_F}{\Delta t} [T_F]_t^{t+\Delta t} = h_1(T_1 - T_F) - (h_2(T_F - T_2) + q)$$

$$\frac{\rho_F C p_F \delta z_F}{\Delta t} [T_F^{t+\Delta t} - T_F^t] = h_1(T_1 - T_F) - (h_2(T_F - T_2) + q)$$

$$\frac{\rho_F C p_F \delta z_F}{\Delta t} [T_F^{t+\Delta t}] - \frac{\rho_F C p_F \delta z_F}{\Delta t} [T_F^t] = h_1(T_1 - T_F) - (h_2(T_F - T_2) + q)$$

$$-h_1 T_1 + \left[\frac{\rho_F C p_F \delta z_F}{\Delta t} + h_1 + h_2 \right] T_F - h_2 T_2 = \frac{\rho_F C p_F \delta z_F}{\Delta t} T_F^{old} - q \quad (2.31)$$

Considerando la distribución de la temperatura a lo largo de la dirección de flujo y sustituyendo $q = \Gamma(T_F - T_{Fi})$ en la Ecuación (2.31) esta queda:

$$-h_1 T_1 + \left[\frac{\rho_F C p_F \delta z_F}{\Delta t} + h_1 + h_2 + \Gamma \right] T_F - h_2 T_2 = \frac{\rho_F C p_F \delta z_F}{\Delta t} T_F^{old} + \Gamma T_{Fi} \quad (2.32)$$

Donde:

T_F = representa la temperatura del nuevo tiempo ($t + \Delta t$)

T_F^{old} = representa la temperatura del tiempo anterior (t)

$$\rho_c C p_c (A \delta z_2) \frac{dT_2}{dt} = h_2 A (T_F - T_2) + h_{r12} A (T_1 - T_2) - \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} A (T_2 - T_3) \quad (2.33)$$

Dividiendo entre el área e integrando en el tiempo:

$$\begin{aligned} \int_t^{t+\Delta t} \left[\rho_c C p_c \delta z_2 \frac{dT_2}{dt} \right] dt &= \int_t^{t+\Delta t} \left[h_2 (T_F - T_2) + h_{r12} (T_1 - T_2) - \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} (T_2 - T_3) \right] dt \\ \rho_c C p_c \delta z_2 \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{dT_2}{dt} \right] dt &= h_2 (T_F - T_2) + h_{r12} (T_1 - T_2) - \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} (T_2 - T_3) \\ \frac{\rho_c C p_c \delta z_2}{\Delta t} [T_2]_t^{t+\Delta t} &= h_2 (T_F - T_2) + h_{r12} (T_1 - T_2) - \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} (T_2 - T_3) \\ \frac{\rho_c C p_c \delta z_2}{\Delta t} [T_2^{t+\Delta t} - T_2^t] &= h_2 (T_F - T_2) + h_{r12} (T_1 - T_2) - \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} (T_2 - T_3) \\ \frac{\rho_c C p_c \delta z_2}{\Delta t} [T_2^{t+\Delta t}] - \frac{\rho_c C p_c \delta z_2}{\Delta t} [T_2^t] &= h_2 (T_F - T_2) + h_{r12} (T_1 - T_2) - \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} (T_2 - T_3) \\ -h_{r12} T_1 - h_2 T_F + \left[\frac{\rho_c C p_c \delta z_2}{\Delta t} + h_2 + h_{r12} + \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} \right] T_2 - \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} T_3 &= \frac{\rho_c C p_c \delta z_2}{\Delta t} T_2^{old} \end{aligned} \quad (2.34)$$

Donde:

T_2 = representa la temperatura del nuevo tiempo ($t + \Delta t$)

T_2^{old} = representa la temperatura del tiempo anterior (t)

$$\rho_c C p_c (A \delta z_3) \frac{dT_3}{dt} = \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} A (T_2 - T_3) - \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} A (T_3 - T_4) \quad (2.35)$$

Dividiendo entre el área e integrando en el tiempo:

$$\int_t^{t+\Delta t} \left[\rho_c C p_c \delta z_3 \frac{dT_3}{dt} \right] dt = \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} (T_2 - T_3) - \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} (T_3 - T_4) \right] dt$$

$$\begin{aligned}
\rho_c C p_c \delta z_3 \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{dT_3}{dt} \right] dt &= \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} (T_2 - T_3) - \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} (T_3 - T_4) \\
\frac{\rho_c C p_c \delta z_3}{\Delta t} [T_3]_t^{t+\Delta t} &= \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} (T_2 - T_3) - \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} (T_3 - T_4) \\
\frac{\rho_c C p_c \delta z_3}{\Delta t} [T_3^{t+\Delta t} - T_3^t] &= \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} (T_2 - T_3) - \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} (T_3 - T_4) \\
\frac{\rho_c C p_c \delta z_3}{\Delta t} [T_3^{t+\Delta t}] - \frac{\rho_c C p_c \delta z_3}{\Delta t} [T_3^t] &= \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} (T_2 - T_3) - \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} (T_3 - T_4) \\
-\frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} T_2 + \left[\frac{\rho_c C p_c \delta z_3}{\Delta t} + \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} + \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} \right] T_3 - \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} T_4 &= \frac{\rho_c C p_c \delta z_3}{\Delta t} T_3^{old}
\end{aligned} \tag{2.36}$$

Donde:

T_3 = representa la temperatura del nuevo tiempo ($t + \Delta t$)

T_3^{old} = representa la temperatura del tiempo anterior (t)

$$\rho_c C p_c (A \delta z_4) \frac{dT_4}{dt} = \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} A (T_3 - T_4) - (h_{int} A (T_4 - T_{room}) + h_{rint} A (T_4 - T_{room})) \tag{2.37}$$

Dividiendo entre el área e integrando en el tiempo:

$$\begin{aligned}
\int_t^{t+\Delta t} \left[\rho_c C p_c \delta z_4 \frac{dT_4}{dt} \right] dt &= \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} (T_3 - T_4) - (h_{int} (T_4 - T_{room}) + h_{rint} (T_4 - T_{room})) \right] dt \\
\rho_c C p_c \delta z_4 \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{dT_4}{dt} \right] dt &= \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} (T_3 - T_4) - (h_{int} (T_4 - T_{room}) + h_{rint} (T_4 - T_{room})) \\
\frac{\rho_c C p_c \delta z_4}{\Delta t} [T_4]_t^{t+\Delta t} &= \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} (T_3 - T_4) - (h_{int} (T_4 - T_{room}) + h_{rint} (T_4 - T_{room})) \\
\frac{\rho_c C p_c \delta z_4}{\Delta t} [T_4^{t+\Delta t} - T_4^t] &= \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} (T_3 - T_4) - (h_{int} (T_4 - T_{room}) + h_{rint} (T_4 - T_{room})) \\
\frac{\rho_c C p_c \delta z_4}{\Delta t} [T_4^{t+\Delta t}] - \frac{\rho_c C p_c \delta z_4}{\Delta t} [T_4^t] &= \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} (T_3 - T_4) - (h_{int} (T_4 - T_{room}) + h_{rint} (T_4 - T_{room})) \\
-\frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} T_3 + \left[\frac{\rho_c C p_c \delta z_4}{\Delta t} + \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} + U_b \right] T_4 &= \frac{\rho_c C p_c \delta z_4}{\Delta t} T_4^{old} + U_b T_{room}
\end{aligned} \tag{2.38}$$

Donde:

T_4 = representa la temperatura del nuevo tiempo ($t + \Delta t$)

T_4^{old} = representa la temperatura del tiempo anterior (t)

Matriz de coeficientes para las temperaturas del techo ventilado en estado transitorio

Una vez sustituido el valor de q y manipulando algebraicamente las ecuaciones correspondientes al techo ventilado en estado transitorio se obtiene un sistema de ecuaciones de 5x5.

Para resolver el sistema de ecuaciones algebraicas se puede utilizar algún método de solución iterativo.

$$\begin{array}{c}
 \begin{bmatrix}
 a_1 & -b_1 & -c_1 & 0 & 0 \\
 -a_2 & b_2 & -c_2 & 0 & 0 \\
 -a_3 & -b_3 & c_3 & -d_3 & 0 \\
 0 & 0 & -c_4 & d_4 & -e_4 \\
 0 & 0 & 0 & -d_5 & e_5
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 T_1 \\
 T_F \\
 T_2 \\
 T_3 \\
 T_4
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 \frac{\rho_l C p_l \delta z_1 T_1^{old} + U_t T_a + S_1}{\Delta t} \\
 \frac{\rho_F C p_F \delta z_F T_F^{old} + \Gamma T_{Fi}}{\Delta t} \\
 \frac{\rho_c C p_c \delta z_2 T_2^{old}}{\Delta t} \\
 \frac{\rho_c C p_c \delta z_3 T_3^{old}}{\Delta t} \\
 \frac{\rho_c C p_c \delta z_4 T_3^{old} + U_b T_{room}}{\Delta t}
 \end{bmatrix}
 \quad (2.39)
 \end{array}$$

Matriz de coeficientes [A]
Vector incognita [T]
Vector término independiente [B]

Donde:

$$a_1 = \left(\frac{\rho_l C p_l \delta z_1}{\Delta t} + h_{r12} + h_1 + U_t \right), \quad b_1 = h_1, \quad c_1 = h_{r12}$$

$$a_2 = h_1, \quad b_2 = \left(\frac{\rho_F C p_F \delta z_F}{\Delta t} + h_1 + h_2 + \Gamma \right), \quad c_2 = h_2$$

$$a_3 = h_{r12}, \quad b_3 = h_2, \quad c_3 = \left(\frac{\rho_c C p_c \delta z_2}{\Delta t} + h_2 + h_{r12} + U_b + \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} \right), \quad d_3 = \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}}$$

$$c_4 = \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}}, \quad d_4 = \left(\frac{\rho_c C p_c \delta z_3}{\Delta t} + \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} + \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} \right), \quad e_4 = \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}}$$

$$d_5 = \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}}, \quad e_5 = \left(\frac{\rho_c C p_c \delta z_4}{\Delta t} + \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} + U_b \right)$$

Coefficientes de transferencia de calor y coeficientes globales de pérdidas.

Para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor convectivo, radiativo y pérdidas globales, se utilizaron las correlaciones que propone Ong (1995). A continuación, se describen brevemente estas correlaciones.

Se considera que el coeficiente de transferencia de calor debido al viento h_w depende linealmente de la velocidad de éste. Para determinarlo, se utiliza la correlación de Mac Adams (1954):

$$h_w = 5.7 + 3.8U_{wind} \quad (2.40)$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación desde la superficie exterior del sistema hacia la bóveda celeste referido a la temperatura ambiente se puede escribir como h_{rs}

$$h_{rs} = \frac{\sigma \varepsilon_l (T_1 + T_s)(T_1^2 + T_{sky}^2)(T_1 - T_{sky})}{(T_1 - T_a)} \quad (2.41)$$

La temperatura de cielo T_{sky} es obtenida de Swinbank (1963) y está dada por:

$$T_{sky} = 0.0552T_a^{1.5} \quad (2.42)$$

Coefficiente de transferencia de calor por radiación entre placas paralelas h_{r2l} se determina con la relación de Duffie y Beckman (1991) el cual está dado por:

$$h_{r12} = \frac{\sigma(T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_l} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1\right)} \quad (2.43)$$

Coefficiente global de pérdidas de calor U_t con referencia a la cubierta superior.

$$U_t = h_w + h_{rs} \quad (2.44)$$

Coefficiente de pérdidas de calor por conducción U_b .

El coeficiente de pérdidas de calor por conducción de la parte inferior está dado por:

$$U_b = \frac{1}{\sum_1^n \frac{dz}{\lambda_c} + \frac{1}{h_{\text{int}}} + \frac{1}{h_{\text{rint}}}} \quad (2.45)$$

Flujos de calor absorbidos.

La fracción de la radiación solar absorbido por la primera superficie está dada por:

$$S_1 = \alpha_l G_{\text{sol}} \quad (2.46)$$

Los coeficientes de transferencia de calor por convección forzada h_1 y h_2 entre placas paralelas se describen de la siguiente forma:

$$h_1 = Nu \left(\frac{\lambda}{D_h} \right) \quad (2.48)$$

$$h_2 = Nu \left(\frac{\lambda}{D_h} \right) \quad (2.49)$$

Donde el Nusselt (Nu) se determina de acuerdo con las siguientes correlaciones:
Región de flujo laminar $Re < 2300$ (Heaton et al., 1964)

$$Nu = Nu_{\infty} + \frac{a \left(\text{Re Pr} \left(\frac{D_h}{L} \right) \right)^m}{1 + b \left(\text{Re Pr} \left(\frac{D_h}{L} \right) \right)^n} \quad (2.50)$$

Donde: $a=0.00190$, $b=0.00563$, $m=1.71$, $n=1.17$ y $Nu_{\infty}=5.4$

Región de transición de flujo $2300 < Re < 6000$ (Hausen, 1943)

$$Nu = (0.116(Re^{2/3} - 125) Pr^{1/3}) \left(1 + \left(\frac{D_h}{L} \right)^{2/3} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_W} \right)^{0.14} \quad (2.51)$$

Región de flujo turbulento $Re > 6000$ (Nusselt, 1931)

$$Nu = 0.036 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{D_h}{L} \right)^{0.055} \quad (2.52)$$

Para flujos entre placas planas paralelas el diámetro equivalente D_h será igual al doble de la separación entre las placas (Ong, 1995)

Propiedades termofísicas del aire

Se considera que las propiedades termofísicas del aire varían linealmente con la temperatura debido al bajo intervalo en que se manejan, Ong (1995) propuso:

Viscosidad dinámica

$$\mu = [1.983 + 0.00184(T - T_a)] 10^{-5} \quad (2.53)$$

Conductividad térmica

$$\lambda = 0.02624 + 0.0000758(T - T_a) \quad (2.54)$$

Calor específico

$$C_p = 1.0057 + 0.000066(T - T_a) 10^3 \quad (2.55)$$

Procedimiento de solución

El modelo transitorio del techo ventilado está compuesto por un sistema de cinco ecuaciones algebraicas, para resolverlas se lleva a cabo un proceso iterativo el cual se describe a continuación.

El procedimiento de solución consiste, en primero dividir el techo ventilado en pequeñas secciones Nx iguales para una longitud L_x , posteriormente se proponen las temperaturas de inicio para la cubierta, el flujo de aire en el canal y para los puntos en la losa considerando que la temperatura propuesta sea similar a la temperatura ambiente. Después se calculan los coeficientes de transferencia de calor y coeficientes globales de pérdidas, esto para poder determinar el primer vector de temperaturas, una vez obtenido este vector inicia un proceso iterativo donde las temperaturas calculadas se comparan con las anteriores. Este proceso iterativo se repite hasta que se cumpla el criterio de convergencia espacial, al cumplir este criterio pasa a la siguiente sección, donde las temperaturas propuestas son las que se calcularon en la sección anterior. Este proceso se repite hasta calcular las temperaturas de cada una de las secciones Nx , estas para el primer paso de tiempo $t=t_0$, se tiene un criterio de tiempo máximo de modelación si este cumple, termina el proceso e imprime resultados, de lo contrario incrementa $t=t_0+\Delta t$ y vuelve a realizar todo el proceso antes mencionado para todas las secciones. Al obtener el vector de temperaturas para el nuevo tiempo $t=t_1$ entra un segundo criterio de convergencia temporal que compara el vector de temperaturas del tiempo anterior contra el vector del tiempo actual, si este no cumple vuelve a realizar el proceso iterativo para $t=t_1+\Delta t$ para todas las secciones hasta que el sistema llegue al estado permanente o cumpla el tiempo máximo de modelación.

A continuación, se presenta un diagrama de flujo del código desarrollado para resolver el modelo matemático en estado transitorio.

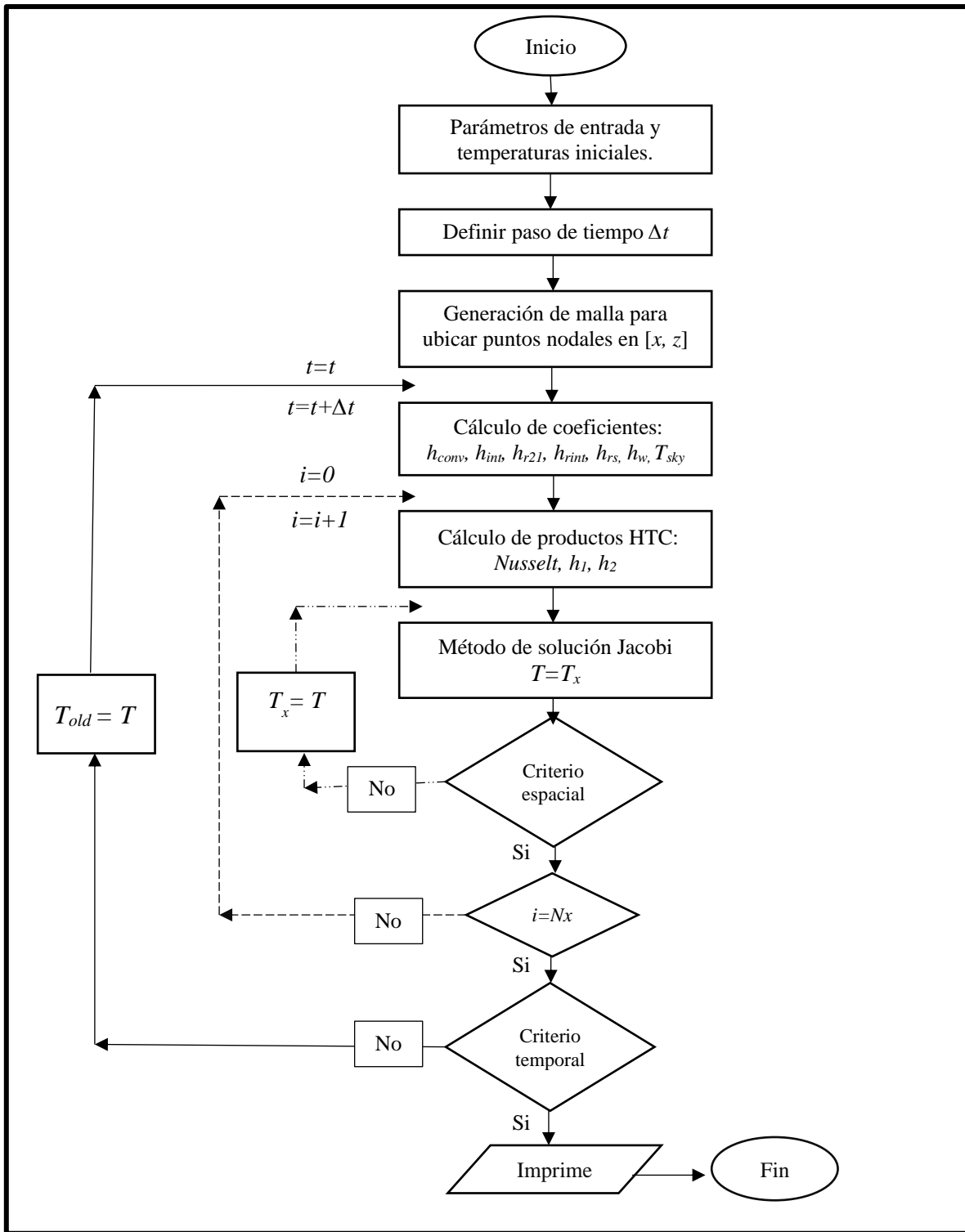


Figura 2.8. Diagrama de flujo del código desarrollado en transitorio.

A continuación, se presenta la verificación del código numérico desarrollado para dar solución a el modelo matemático en estado transitorio presentado en este Capítulo.

CAPÍTULO III

VERIFICACIÓN DEL CÓDIGO NUMÉRICO

En este capítulo se presenta la implementación del método de balances globales para la solución del modelo matemático. Se plantearon y resolvieron problemas diversos que van desde transferencia de calor por conducción unidimensional hasta resolver configuraciones que involucran transferencia de calor conjugada en situaciones bidimensionales. Adicionalmente, se presenta la verificación del código numérico desarrollado para la solución del modelo de techo ventilado, así como un estudio de dependencia temporal para el código desarrollado en estado transitorio.

3.1 Método de Balances Termodinámicos Globales.

El principio que rige a los balances globales de energía es la ley de conservación de energía, la cual establece que, en un sistema o volumen de control, la energía no se crea ni se destruye sólo se transforma de un tipo de energía en otro. Dentro de estas transformaciones, la energía total en el sistema/volumen de control permanece constante. Esto quiere decir que la energía es la misma antes y después de cada transformación. Esta ley también es conocida como la primera ley de la termodinámica, la cual establece una relación entre la energía interna de un sistema y la energía que intercambia con el entorno en forma de calor o trabajo.

Los balances de energía son aplicados para determinar la cantidad de energía que es intercambiada y acumulada en un sistema desde un punto de vista macroscópico, es decir, su propósito es determinar los efectos globales en el sistema o volumen de control sin estar interesados en analizar o comprender detalles de la fenomenología. Para esto, es necesario conocer las condiciones que existen entre el sistema y el entorno que lo rodea.

3.2 Solución de problemas de transferencia de calor por conducción.

A continuación, se plantean ejercicios de balances globales de energía en 1D con distintas condiciones de frontera. Esto con el propósito de implementar el método, así como de estudiar el efecto de estas sobre el sistema estudiado. Cada uno de los ejercicios se verificó contra su solución analítica (solución exacta del problema).

3.2.1 Conducción de calor en una losa monolítica en 1D en estado permanente: Condición de frontera convectiva.

El sistema tiene condiciones de frontera de tercera clase (lineal) y de primera clase. El modelo físico que se observa en la Figura 3.1 se planteó como una losa con propiedades del concreto ($\lambda=1.7$ W/mK), en la cual la frontera Norte del sistema está sometida a un flujo de calor impuesto $Q_s=750$ W y se consideran pérdidas convectivas $Q_{conv}=hA(T_1-T_A)$, donde $h=6$ W/m²K y $T_A=303$ K. La frontera Sur del sistema está sometida a una temperatura constante $T_B=297$ K.

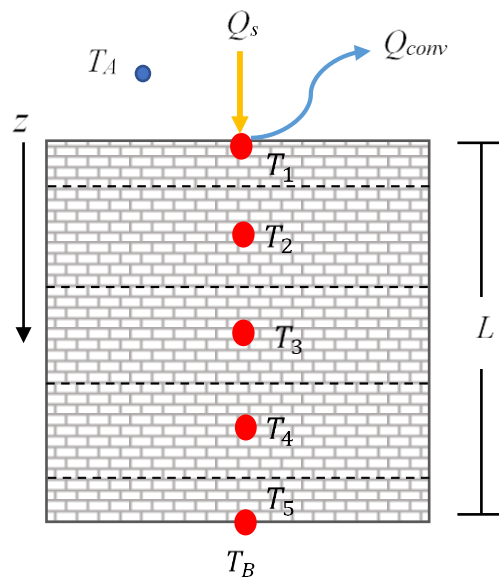


Figura 3.1. Modelo físico de una losa con una frontera de 3ra clase lineal.

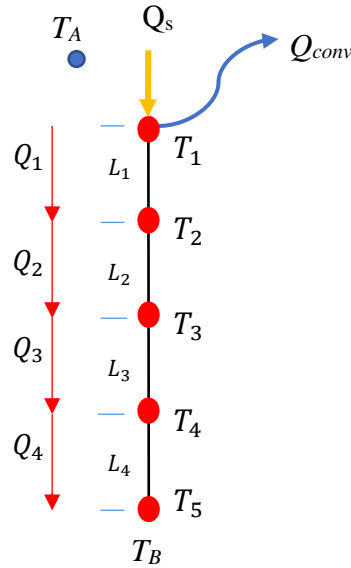


Figura 3.2 Esquema para los balances de energía.

Implementando el método de balances globales de energía en cada punto del diagrama mostrado en la Figura 3.2, se obtiene el sistema de ecuaciones algebraicas siguiente:

$$\begin{bmatrix} \frac{\lambda A}{L_1} + hA & -\frac{\lambda A}{L_2} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\lambda A}{L_1} & \frac{\lambda A}{L_1} + \frac{\lambda A}{L_2} & -\frac{\lambda A}{L_2} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{\lambda A}{L_2} & \frac{\lambda A}{L_2} + \frac{\lambda A}{L_3} & -\frac{\lambda A}{L_3} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{\lambda A}{L_3} & \frac{\lambda A}{L_3} + \frac{\lambda A}{L_4} & -\frac{\lambda A}{L_4} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_s A + hAT_A \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ T_5 \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

Para resolver el sistema de ecuaciones algebraicas se pueden utilizar diferentes métodos, los cuales pueden ser directos o iterativos. Dentro de los métodos directos se encuentran el método de Cramer, la eliminación Gaussiana y el algoritmo de Thomas o también conocido como algoritmo de matriz tridiagonal (TDMA). Entre los métodos iterativos se encuentra el método de Jacobi, Gauss-Seidel y el TDMA iterativo.

Se desarrolló un código numérico en el lenguaje de programación FORTRAN, y debido a que la matriz de coeficientes es tridiagonal, se implementó el TDMA.

En la Tabla 3.1 se muestran los resultados obtenidos con el método de balances globales, así como los obtenidos con su solución analítica. Los resultados mostrados son para el problema donde se consideró un flux de calor impuesto en la frontera Norte, así como perdidas convectivas y una temperatura constante en la frontera Sur.

La solución analítica del problema está dada por la Ecuación (3.2):

$$T(x) = C_1(x) + C_2 \quad (3.2)$$

Donde:

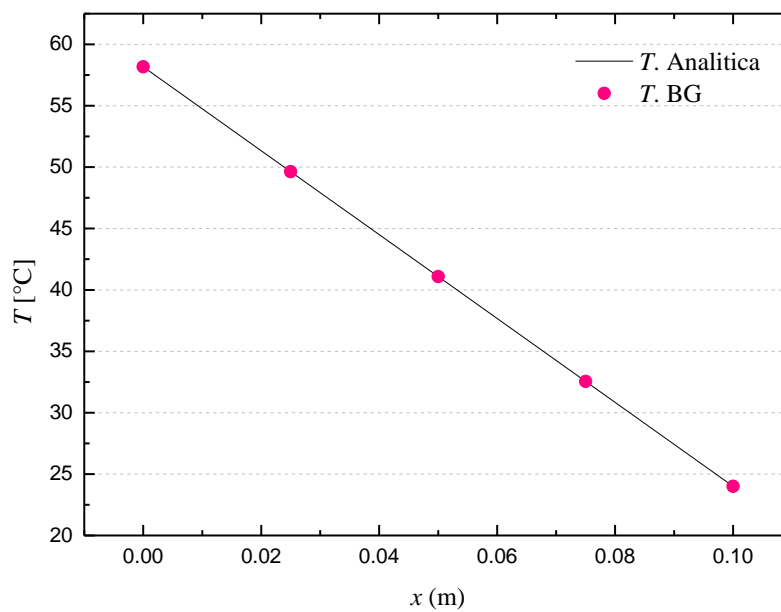
$$C_1 = -\frac{Q_s + h(T_A - T_B)}{\lambda + Lh} \quad (3.3)$$

$$C_2 = T_B + \frac{L}{\lambda + Lh}(Q_s + h(T_A - T_B)) \quad (3.4)$$

En la Tabla 3.1 se observa que los resultados obtenidos a partir del método de balances globales corresponden a los que predice la solución analítica. Adicionalmente, en la Figura 3.3 se puede ver que el comportamiento de la distribución de la temperatura es lineal y se observa un incremento de la temperatura en la frontera Norte de la losa. Esto es debido al flujo de calor impuesto $Q_s=750$ W, mientras que la frontera Sur conserva una temperatura constante de 24 °C.

Tabla 3.1 Comparación de la solución analítica y el método de balances globales: frontera convectiva

Punto nodal	x [m]	T [°C] (BG)	T [°C] (Analítica)
T_1	0.00	58.17	58.17
T_2	0.02	49.63	49.63
T_3	0.05	41.09	41.09
T_4	0.07	32.54	32.54
T_5	0.10	24.00	24.00

**Figura 3.3.** Comparación cualitativa de la solución analítica y el método de balances globales.

Con la finalidad de verificar que el algoritmo es correcto en el tratamiento de las fronteras se realizó un segundo ejercicio simétrico al Ejercicio 3.1. En la Figura 3.4 se observan los resultados obtenidos para ambos ejercicios donde se verifica la simetría en los resultados, por lo tanto, el tratamiento en las fronteras correspondientes fue correcto.

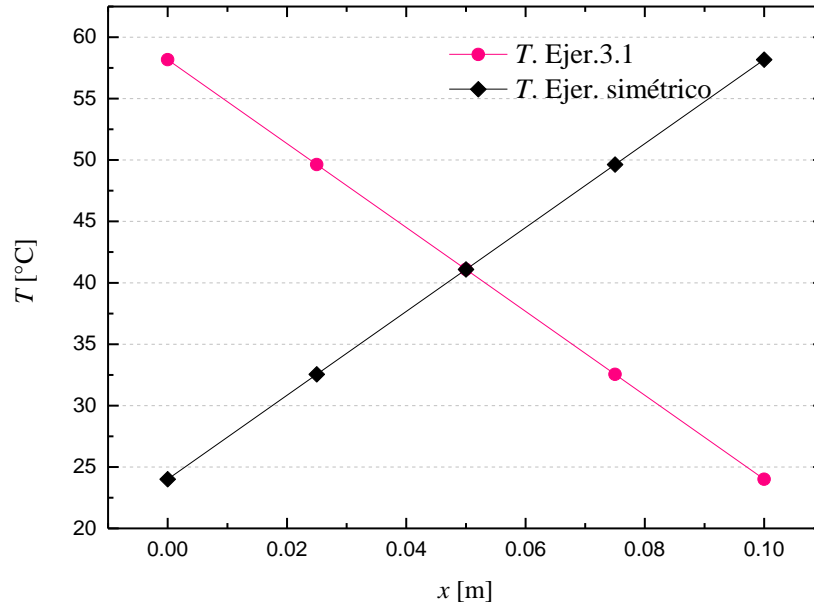


Figura 3.4 Ejercicio de simetría del ejercicio 3.1

3.2.2 Conducción de calor en una losa monolítica en 1D en estado permanente: Condición de frontera convectiva y radiativa.

En este caso, el sistema tiene condiciones de frontera de tercera clase no-lineal y de primera clase. El modelo físico se observa en la Figura 3.5. Se planteó como una losa con propiedades del concreto ($\lambda=1.7$ W/mK), en la cual la frontera Norte del sistema está sometida a un flujo de calor impuesto $Q_s=750$ W, se consideran pérdidas convectivas $Q_{conv}=hA(T_1-T_A)$ donde y pérdidas radiativas $Q_{rad}=\epsilon\sigma A(T_1^4 - T_{sky}^4)$ donde $\epsilon=0.90$, $\sigma=5.67 \times 10^{-8}$ W/m²K y $T_{sky}=T_A=303$ K. La frontera Sur del sistema está sometida a una temperatura constante $T_B=297$ K.

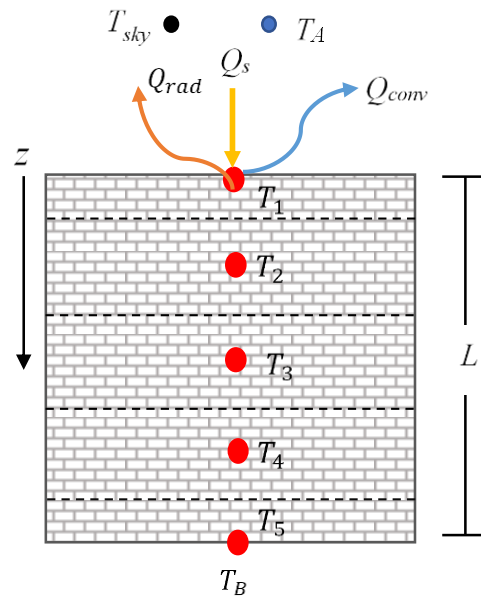


Figura 3.5 Modelo físico de una losa con una frontera de 3ra clase no-lineal.

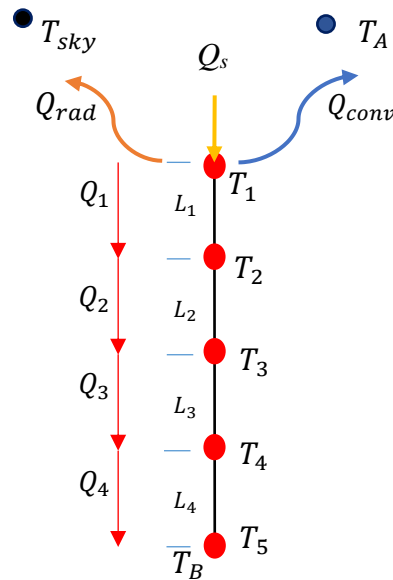


Figura 3.6 Esquema para los balances de energía.

La aplicación del método de balances globales produce un sistema de ecuaciones similar a la de la sección anterior. Sin embargo, en este modelo se incluye el término radiativo en la

frontera Norte. Este término presenta no linealidad, por lo tanto, es necesario tratarlo correctamente, ya que de lo contrario podría causar inestabilidad numérica.

Balance en frontera Norte, T_1 :

$$Q_s A = Q_{conv} + Q_{rad} + \lambda A \left(\frac{T_1 - T_2}{L_1} \right) \quad (3.5)$$

$$Q_s A = hA(T_1 - T_A) + \underbrace{\varepsilon \sigma A(T_1^4 - T_{sky}^4)}_{Gr} + \lambda A \left(\frac{T_1 - T_2}{L_1} \right) \quad (3.6)$$

El término radiativo se puede trabajar de distintas formas dependiendo del tratamiento que se le dé. A continuación, se presentan algunas alternativas.

- Tratamiento 1

El término radiativo queda completamente del lado derecho de la ecuación, quedando una formulación completamente implícita. El balance queda de la siguiente forma:

$$\left(hA + \frac{\lambda A}{L_1} \right) T_1 - \frac{\lambda A}{L_1} T_2 = Q_s A + hAT_A - \underbrace{\varepsilon \sigma A(T_1^4 - T_{sky}^4)}_{Gr} \quad (3.7)$$

- Tratamiento 2

El término radiativo se descompone de tal manera que se obtenga una factorización $(T_1 - T_{sky})$, quedando parte del término radiativo dentro de la matriz de coeficientes por lo tanto resulta una formulación semi implícita:

$$\underbrace{\varepsilon \sigma A(T_1^4 - T_{sky}^4)}_{Factorizando}$$

$$(T_1^4 - T_{sky}^4) = (T_1 + T_{sky})(T_1^2 + T_{sky}^2)(T_1 - T_{sky})$$

Sustituyendo en el término radiativo queda:

$$A \underbrace{\varepsilon \sigma (T_1 + T_{sky})(T_1^2 + T_{sky}^2)}_{h_r} (T_1 - T_{sky}) = h_r A T_1 - h_r A T_{sky}$$

De esta manera, el balance para la frontera Norte utilizando el tratamiento 2 queda:

$$\left(\frac{\lambda A}{L_1} + hA + h_r A \right) T_1 - \frac{\lambda A}{L_2} T_2 = Q_s A + hA T_A + h_r A T_{sky} \quad (3.8)$$

El modelo matemático del sistema analizado queda representado por el siguiente sistema matricial:

$$\begin{bmatrix} hA + h_r A + \frac{\lambda A}{L_1} & -\frac{\lambda A}{L_2} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\lambda A}{L_1} & \frac{\lambda A}{L_1} + \frac{\lambda A}{L_2} & -\frac{\lambda A}{L_2} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{\lambda A}{L_2} & \frac{\lambda A}{L_2} + \frac{\lambda A}{L_3} & -\frac{\lambda A}{L_3} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{\lambda A}{L_3} & \frac{\lambda A}{L_3} + \frac{\lambda A}{L_4} & -\frac{\lambda A}{L_4} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_s A + hA T_A + h_r A T_{sky} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ T_5 \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

Para resolver el sistema de ecuaciones algebraicas de este problema se utilizó el código numérico ya desarrollado en el lenguaje de programación FORTRAN. En éste, se modificó la frontera correspondiente y el método de solución de ecuaciones algebraicas, ya que al introducir el término radiativo al balance, el sistema se vuelve no-lineal, lo que demanda un método iterativo para hacer posible la solución.

La solución analítica está dada por la Ecuación (3.2). Sin embargo, en este caso, las constantes C_1 y C_2 se determinan mediante la solución numérica del sistema de ecuaciones no lineal siguiente:

$$C_1 = \frac{T_B - C_2}{L} \quad (3.10)$$

$$(\varepsilon\sigma L)C_2^4 + (\lambda + hL)C_2 + [-(\varepsilon\sigma LT_{sky}^4 + hLT_A + Q_s L)] = 0 \quad (3.11)$$

En la Tabla 3.2 se presenta la comparación de los resultados obtenidos, se observa que los resultados obtenidos con el método de balances globales son idénticos a los obtenidos con la solución analítica, por lo tanto, se puede decir que la implementación es correcta.

En la Figura 3.7 se puede observar que el comportamiento de la distribución de la temperatura es lineal al igual que en el caso con frontera puramente convectiva. Además, para el caso con frontera mixta, se observa un incremento de la temperatura en la frontera Norte de la losa esto debido al flujo de calor impuesto. Sin embargo, al existir un intercambio radiativo y convectivo con el medio ambiente el sistema tiene pérdidas que se reflejan en el valor alcanzando en esta frontera.

Tabla 3.2 Comparación de la solución analítica y el método de balances globales: frontera mixta.

Punto nodal	x [m]	T [°C] (BG)	T [°C] (Analítica)
T_1	0.00	51.94	51.94
T_2	0.02	44.92	44.92
T_3	0.05	37.90	37.90
T_4	0.07	30.87	30.87
T_5	0.10	24.00	24.00

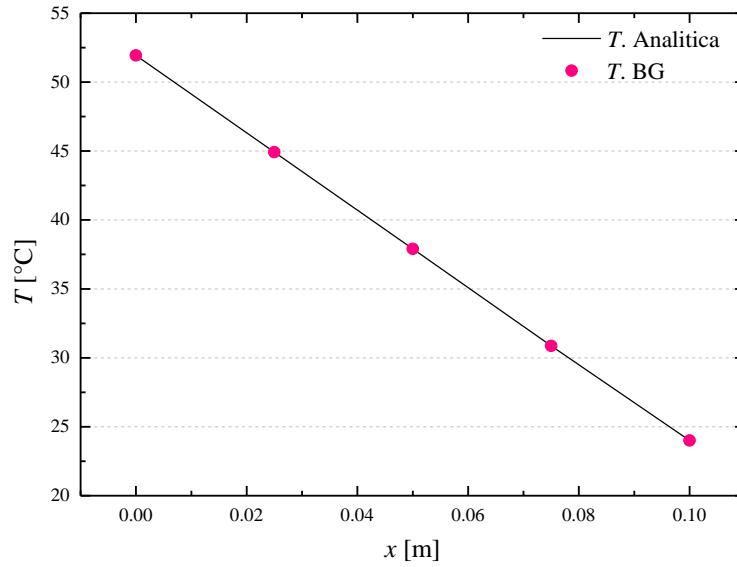


Figura 3.7. Comparación cualitativa de la solución analítica y el método de balances globales con la condición de frontera mixta.

Con la finalidad de verificar que el algoritmo es correcto en el tratamiento de las fronteras se realizó un segundo ejercicio simétrico al Ejercicio 3.2. En la Figura 3.8, se observa el comportamiento de ambos ejercicios donde se verifica la simetría en los resultados.

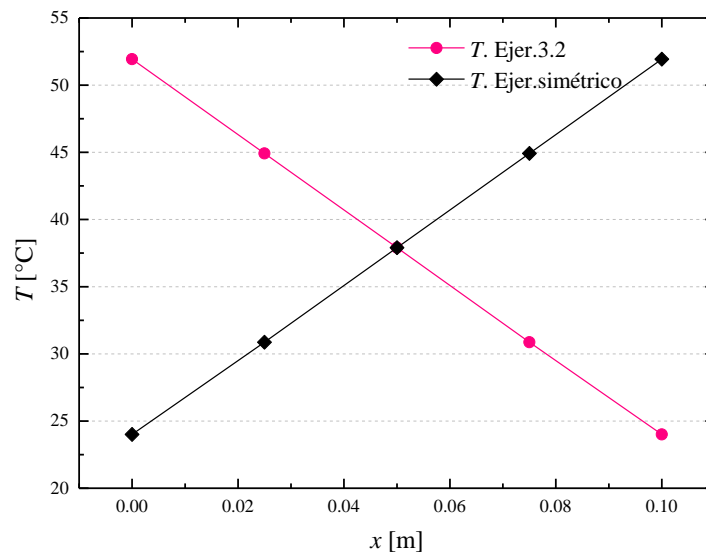


Figura 3.8 Ejercicio de simetría del ejercicio 3.2

En los resultados de los balances realizados se pudo observar que el resultado de la variable de interés T depende de la información establecida en la frontera y que sin importar el tipo de frontera que se impusiera en el sistema el comportamiento de la distribución de la temperatura fue siempre lineal. La linealidad del comportamiento se debe a las consideraciones que se tomaron para el análisis: 1D, estado permanente, sin generación de calor, propiedades constantes y homogéneas.

3.2.3 Conducción de calor unidimensional en estado transitorio.

Se plantea un ejercicio de balances de energía en 1D en estado transitorio con la finalidad de determinar la evolución de la temperatura en la transferencia de calor por conducción en una losa homogénea.

Se considera una losa homogénea con condiciones de frontera de primera clase, $T_A=303$ K y $T_B=297$ K. Con el propósito de analizar el efecto de las propiedades termofísicas, el estudio se realizó para tres tipos de materiales: concreto, plomo y aluminio. Las propiedades termofísicas de los materiales considerados se muestran en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3. Propiedades termofísicas de los materiales del Ejercicio 3.2.3

Material	λ [W/m.K]	ρ [kg/m ³]	C_p [J/kg.K]
Concreto	1.7	2240	880
Plomo	35.3	11340	129
Aluminio	237	2702	903

El modelo físico del problema es similar al modelo del Ejercicio 3.1 con la diferencia que la frontera Norte es de primera clase $T_A=303$ K y la frontera Sur está sometida a una temperatura constante de $T_B=297$ K.

Este ejercicio está planteado en estado transitorio, por lo que es necesario establecer un modelo matemático que sea capaz de representar la evolución del sistema en el tiempo, para esto se considera el término transitorio con propiedades constantes para un volumen de control. El término transitorio está dado por la Ecuación (2.20).

Al aplicar la Ecuación (2.21) de conservación de la energía, los balances nodales quedan de la siguiente manera:

Balance en la frontera Norte, T_1 :

$$\underline{T_1 = T_A} \quad (3.12)$$

Balances en nodos internos, T_2, T_3, T_4 :

De acuerdo con la Ecuación (2.21), los balances de energía para T_2 se plantean de la siguiente forma:

$$Q_1 - Q_2 = \rho C_p (A \delta z_2) \frac{\partial T_2}{\partial t} \quad (3.13)$$

Para obtener el sistema de ecuaciones algebraicas se discretizó el término transitorio, aplicando el método completamente implícito a la Ecuación (3.13).

$$Q_1 - Q_2 = \frac{\rho C_p (A \delta z_2)}{\Delta t} [T_2^{t+\Delta t} - T_2^t] \quad (3.14)$$

El balance final puede expresarse de la siguiente forma:

$$\underline{-\frac{A\lambda}{L_1}(T_1) + \left(\frac{\rho C_p A \delta z_2}{\Delta t} + \frac{A\lambda}{L_1} + \frac{A\lambda}{L_2} \right) (T_2) - \frac{A\lambda}{L_2} (T_3) = \frac{\rho C_p A \delta z_2}{\Delta t} (T_2^{old})} \quad (3.15)$$

Siguiendo el procedimiento del nodo 2 se obtienen las ecuaciones resultantes para T_3 y T_4 .

$$-\frac{A\lambda}{L_2}(T_2) + \left(\frac{\rho C_p A \delta z_3}{\Delta t} + \frac{A\lambda}{L_2} + \frac{A\lambda}{L_3} \right) (T_3) - \frac{A\lambda}{L_3}(T_4) = \frac{\rho C_p A \delta z_3}{\Delta t} (T_3^{old}) \quad (3.16)$$

$$-\frac{A\lambda}{L_3}(T_3) + \left(\frac{\rho C_p A \delta z_4}{\Delta t} + \frac{A\lambda}{L_3} + \frac{A\lambda}{L_4} \right) (T_4) - \frac{A\lambda}{L_4}(T_5) = \frac{\rho C_p A \delta z_4}{\Delta t} (T_4^{old}) \quad (3.17)$$

Balance en la frontera Norte, T_5 :

$$T_5 = T_B \quad (3.18)$$

Finalmente, manipulando las ecuaciones algebraicas resultantes, el modelo matemático se puede representar mediante el siguiente arreglo matricial:

$$\underbrace{\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\lambda A}{L_1} \left(\frac{\rho C_p A \delta z}{\Delta t} + \frac{\lambda A}{L_1} + \frac{\lambda A}{L_2} \right) & -\frac{\lambda A}{L_2} & \frac{\lambda A}{L_2} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{\lambda A}{L_2} & \left(\frac{\rho C_p A \delta z}{\Delta t} + \frac{\lambda A}{L_2} + \frac{\lambda A}{L_3} \right) & -\frac{\lambda A}{L_3} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{\lambda A}{L_3} & \left(\frac{\rho C_p A \delta z}{\Delta t} + \frac{\lambda A}{L_3} + \frac{\lambda A}{L_4} \right) & -\frac{\lambda A}{L_4} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}_{\substack{\text{Matriz de coeficientes} \\ [A]}} \underbrace{\begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \end{bmatrix}}_{\substack{\text{Vector incognita} \\ [T]}} = \underbrace{\begin{bmatrix} T_A \\ \frac{\rho C_p A \delta z}{\Delta t} T_2^{old} \\ \frac{\rho C_p A \delta z}{\Delta t} T_3^{old} \\ \frac{\rho C_p A \delta z}{\Delta t} T_3^{old} \\ T_B \end{bmatrix}}_{\substack{\text{Vector término independiente} \\ [B]}} \quad (3.19)$$

Para resolver el sistema de ecuaciones algebraicas de este problema se desarrolló un código numérico en estado transitorio en el lenguaje de programación FORTRAN donde se implementó el método de solución de ecuación algebraicas TDMA.

A continuación, se presentan los resultados obtenidos mediante el método balances globales, así como su comparación con los resultados obtenidos con la solución analítica del problema, la cual está dada por la Ecuación (3.20) (Ozisik, 1976).

$$T(x,t) = T_A + (T_B - T_A) \frac{x}{L} + \sum_{m=1}^{\infty} \left[f^*(x) \frac{2}{\beta_m x} [1 - \cos(\beta_m L)] \text{sen}(\beta_m x) e^{-\alpha \lambda t} \right] \quad (3.20)$$

donde:

$$f^*(x) = T_0 - T_A - (T_B - T_A) \frac{x}{L}$$

$$\beta_m = m\pi / L$$

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

En la Tabla 3.4 se muestran los resultados para el concreto obtenidos mediante el método de balances globales. Para este estudio, se estableció una condición inicial $T_0=313$ K (40 °C) con un $\Delta t=1$. Se propusieron 4 instantes de tiempo: $t = 0$, 100, 1000 s y hasta llegar al estado permanente.

Tabla 3.4 Resultados para el concreto.

	x [m]	T [°C] $t = 0$ s	T [°C] $t = 100$ s	T [°C] $t = 1000$ s	T [°C] $t = 5810$ s
T_1	0.00	40.00	30.00	30.00	30.00
T_2	0.02	40.00	38.79	33.34	28.59
T_3	0.05	40.00	39.79	33.93	27.12
T_4	0.07	40.00	38.06	30.54	25.59
T_5	0.10	40.00	24.00	24.00	24.00

En la Figura 3.9 se comparan los resultados obtenidos mediante la solución analítica del problema y los correspondientes al método de balances globales. En ella se observa la distribución de la temperatura para distintos instantes de tiempo hasta alcanzar su estado permanente.

Para $t=0$ s se observa una distribución de temperatura constante de 40 °C que es la condición de arranque del sistema. Conforme el sistema empieza a someterse a las condiciones impuestas en las fronteras, ésta influencia es transferida hacia el interior del sistema. Para $t=100$ s, la distribución de la temperatura cambia, las fronteras se mantienen a la temperatura impuesta $T_A=30$ °C y $T_B=24$ °C mientras que la temperatura en los nodos internos está en un rango de 38 °C a 40 °C. Cuando $t=1000$ s, el sistema sigue sin alcanzar el estado permanente, las fronteras siguen conservando su temperatura constante y las temperaturas en los nodos internos se encuentran en un rango de 30.5 °C a 33.5 °C. Finalmente el sistema llega al estado permanente cuando $t=5810$ s y la distribución de la temperatura tiene un comportamiento lineal.

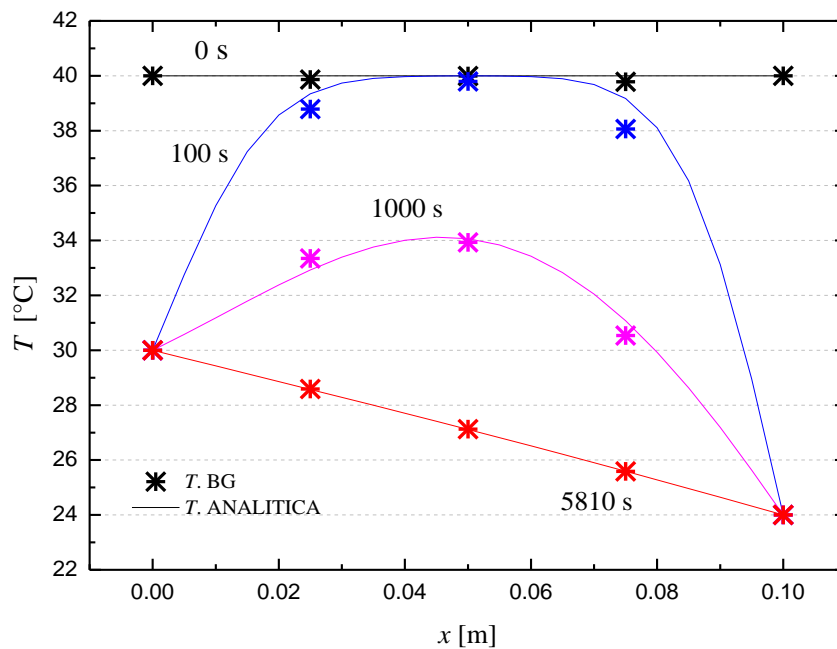


Figura 3.9. Comparación de la evolución del perfil de temperatura para el concreto.

En la Tabla 3.5 se presentan los resultados para el plomo, para 4 instantes de tiempo $t = 0, 10, 50$ s y hasta llegar al estado permanente. Para este material se consideró un rango de instantes de tiempo más pequeño, ya que se supuso que el plomo alcanzaría el estado permanente más rápido que el concreto esto debido a sus propiedades termofísicas.

La evolución del sistema en el tiempo dependerá directamente de su difusividad térmica, la cual para el plomo es de $2.413 \times 10^{-05} \text{ m}^2/\text{s}$.

En la Figura 3.10 se comparan los resultados obtenidos por ambos métodos. En ella se observa que para cuando $t=10\text{s}$, la distribución de las temperaturas ya no tiene un comportamiento lineal, las fronteras se mantienen a la temperatura impuesta, mientras que la temperatura en los nodos internos se encuentra en un rango de 35.5°C a 37.2°C . Para $t=50$ s el sistema sigue sin alcanzar el estado permanente manteniendo una temperatura máxima de 31.91°C . Finalmente, el sistema alcanza el estado permanente cuando $t=366$ s y su comportamiento vuelve a ser lineal.

Como se supuso inicialmente el plomo alcanzo más rápido el estado permanente (6.1 min.) en comparación al concreto (96.83 min), esto debido a sus propiedades termofísicas que se ven reflejadas en la difusividad térmica.

Tabla 3.5 Resultados para el plomo.

	$x[\text{m}]$	$T[^\circ\text{C}]$ $t = 0 \text{ s}$	$T[^\circ\text{C}]$ $t = 10 \text{ s}$	$T[^\circ\text{C}]$ $t = 50 \text{ s}$	$T[^\circ\text{C}]$ $t = 366 \text{ s}$
T_1	0.00	40.00	30.00	30.00	30.00
T_2	0.02	40.00	37.21	32.01	28.50
T_3	0.05	40.00	38.77	32.02	27.00
T_4	0.07	40.00	35.64	29.09	25.50
T_5	0.10	40.00	24.00	24.00	24.00

Adicionalmente, se observa que la solución a través del método de BG corresponde a la solución analítica encontrando una diferencia máx. de 1.5 % para el tercer nodo computacional para $t=10$ s.

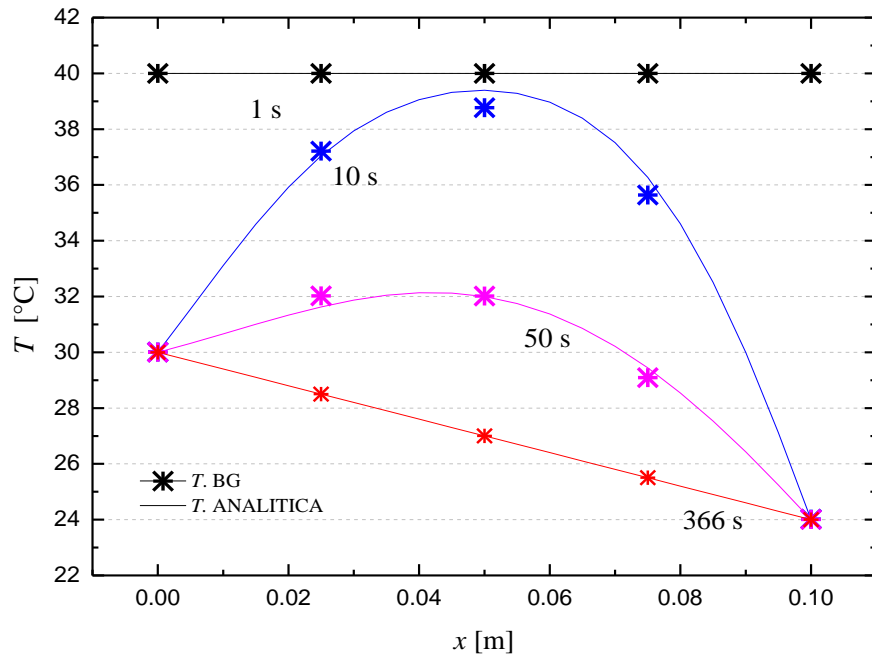


Figura 3.10. Comparación de la evolución del perfil de temperatura para el plomo.

Finalmente, en la Tabla 3.6 se muestran los resultados para el aluminio, éstos se obtuvieron para 4 instantes de tiempo $t=0, 5, 10$ s y hasta llegar al estado permanente. Para este material se consideró un rango de instantes de tiempo aún más pequeño que el utilizado para el plomo, ya que se supuso que el aluminio al ser altamente conductivo alcanzaría el estado permanente más rápido que los otros dos materiales analizados.

Tabla 3.6 Resultados para el aluminio.

	x [m]	T [°C] $t = 0$ s	T [°C] $t = 5$ s	T [°C] $t = 10$ s	T [°C] $t = 100$ s
T_1	0.00	40.00	30.05	30.03	29.99
T_2	0.02	40.00	35.55	33.10	28.49
T_3	0.05	40.00	36.85	33.56	27.00
T_4	0.07	40.00	33.34	30.32	25.51
T_5	0.10	40.00	24.09	24.06	24.01

Como se mencionó anteriormente, la evolución del sistema en el tiempo dependerá directamente de su difusividad térmica, la cual para el aluminio es de $1.11 \times 10^{-04} \text{m}^2/\text{s}$. En la Figura 3.11 se observa que para $t=5$ s la distribución de las temperaturas ya no tiene un comportamiento lineal y las fronteras se mantienen a una temperatura impuesta, mientras que la temperatura en los nodos internos está en un rango de 33.5 °C a 35 °C. Para $t=10$ el sistema continua sin alcanzar su estado permanente manteniendo una temperatura máxima en el tercer nodo de 33.5 °C. Finalmente, el sistema llega al estado permanente cuando $t=100$ s y se observa que la distribución de la temperatura ya tiene un comportamiento de una línea recta. El aluminio alcanza más rápido el estado permanente (1.6 min) que el plomo (1.6 min) y el concreto (96.83 min), esto se debe a sus propiedades termofísicas del aluminio.

Adicionalmente, en los resultados se observa que la solución a través del método de BG corresponde a la solución analítica encontrando una diferencia máx. de 1.9 % para el segundo nodo computacional para $t=10$ s.

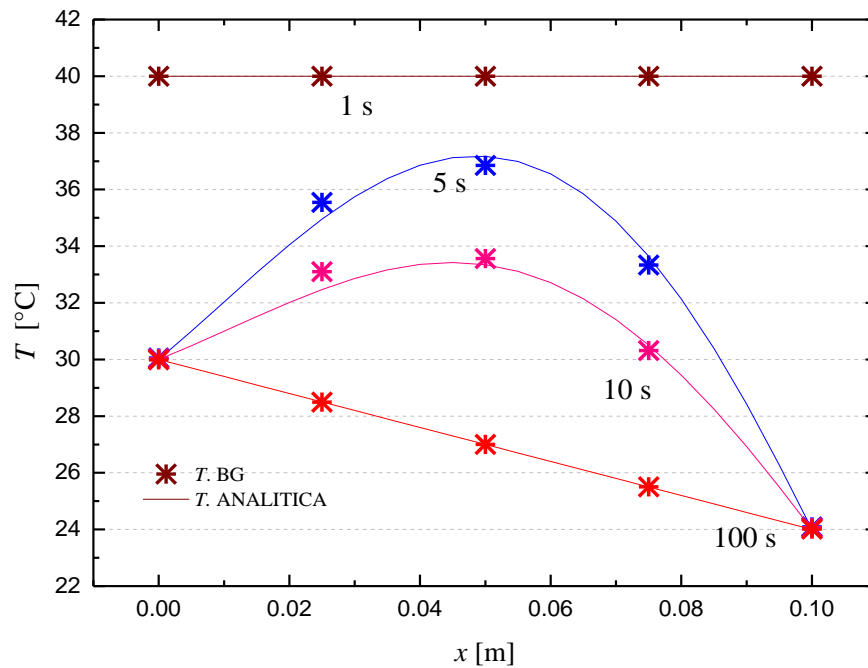


Figura 3.11. Comparación de la evolución del perfil de temperatura para el aluminio.

En las Figuras 3.9, 3.10 y 3.11 descritas anteriormente se observa la comparación de los valores obtenidos mediante el método de balances globales y la solución analítica del problema. De esta comparación se obtuvo un error porcentual para $t \neq 0$ s menor al 2% y para cuando $t = \text{steady}$ el error fue de 0.01%. Este error se debe a que el método de solución implementado es una aproximación, sin embargo, el error es muy pequeño por lo tanto los resultados obtenidos mediante el método de balances globales son correctos.

En los resultados se observó que el concreto es un material de baja difusividad térmica $8.624 \times 10^{-07} \text{ m}^2/\text{s}$ y esto da como resultado que tarde más tiempo en alcanzar el estado permanente con respecto a los otros materiales (aluminio y plomo), por otro lado, el aluminio es un material más con una difusividad térmica más alta que la del concreto ($1.11 \times 10^{-04} \text{ m}^2/\text{s}$) y por lo tanto alcanza el equilibrio térmico en menor tiempo.

Finalmente, se puede concluir que las propiedades termofísicas de los materiales determinan cómo se comportan cuando transportan calor en estado transitorio. Estas propiedades ayudan a elegir al material correcto para cada aplicación.

3.3 Balances globales para problemas de convección forzada en un canal.

Para complementar el desarrollo de la metodología y verificación del código numérico, se resolvieron dos problemas donde se involucra la solución de la transferencia de calor por convección forzada en un canal horizontal. El primer ejercicio involucra la solución de un canal con régimen de flujo laminar (1D) mediante el método de balances globales y se compara con su solución analítica. El segundo ejercicio (2D) está basado en el modelo teórico propuesto por Ong (1995) para la solución de un canal por convección forzada.

3.3.1 Convección forzada en un canal horizontal con flujo laminar.

En la Figura 3.12, se muestra el modelo físico de un canal rectangular con una distancia de separación $H_y=0.4$ m y una longitud H_x de 60 veces el diámetro hidráulico ($D_h= 2H_y$). Las placas se consideran isotermas ($T_{w1}=T_{w2}=47$ °C). Se considera una temperatura de entrada $T_{in}=27$ °C y la velocidad es definida en función al número de Reynolds ($Re_{Dh}=\rho U_{in}D_h/\mu$), donde U_{in} es la velocidad de entrada en el canal. Cabe mencionar, que las propiedades termofísicas se calcularon a partir de una temperatura de referencia, $T_0=(T_w+T_{in})/2$.

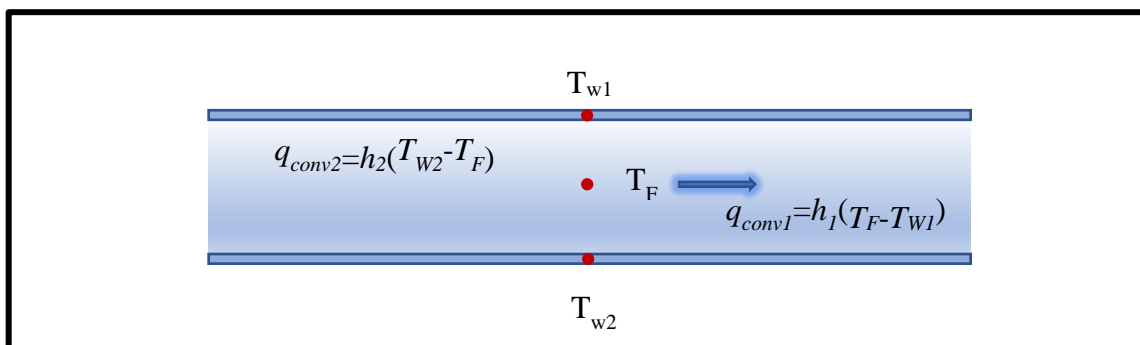


Figura 3.12. Modelo físico de un canal horizontal.

Se realizó un balance de energía en cada uno de los puntos mostrados en el modelo físico. De este balance se obtuvieron 3 ecuaciones, las cuales se muestran a continuación.

Balance en la superficie superior:

$$T_1 = T_{w1} \tag{3.21}$$

Balance en el fluido:

$$\begin{aligned} T_F: q_{conv2} + q_{conv1} + q &= 0 \\ -h_2(T_{w2} - T_F) + h_1(T_F - T_{w1}) + q &= 0 \\ -h_1T_{w1} + (h_2 + h_1) T_F - h_2T_{w2} + q &= 0 \\ -h_1T_{w1} + (h_2 + h_1) T_F - h_2T_{w2} &= -q \end{aligned} \tag{3.22}$$

Balance en la superficie inferior:

$$T_2 = T_{w2} \tag{3.23}$$

Considerando la distribución de la temperatura a lo largo de la dirección de flujo y sustituyendo $q = \Gamma(T_F - T_{Fi})$ en la Ecuación (3.22) esta queda:

$$-h_1T_{w1} + (h_2 + h_1 + \Gamma) T_F - h_2T_{w2} = \Gamma T_{Fi} \tag{3.24}$$

De las ecuaciones anteriores se obtiene el modelo matemático del problema, el cual queda representado por el sistema de ecuaciones:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ -h_1T_{w1} & (h_2 + h_1 + \Gamma) & -h_2T_{w2} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{w1} \\ T_F \\ T_{w2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \Gamma T_{Fi} \\ 0 \end{bmatrix} \tag{3.25}$$

Para la solución de las ecuaciones algebraicas del modelo matemático se desarrolló un código computacional, en el cual se implementó un método de solución de ecuaciones algebraicas.

Se dispone de la solución analítica de la velocidad (Fox y McDonald, 1995) y de la temperatura a la salida del canal (Oosthuizen y Naylor,1999) para verificar los resultados de la solución mediante el método de balances globales de energía.

$$u(y) = 6U_{in} \left(\frac{H_y y - y^2}{H_y^2} \right) \tag{3.26}$$

$$T(y) = 36 \frac{\mu U_{in}^2}{\lambda H_y^4} \left(\frac{1}{2} H_y^2 y^2 - \frac{2}{3} H_y y^3 + \frac{1}{3} y^4 \right) - 6 \frac{\mu U_{in}^2}{\lambda H_y} + T_w \tag{3.27}$$

En la Tabla 3.7 se muestran los resultados analíticos y los obtenidos mediante el método de balances globales, así como la diferencia porcentual entre ellos. Se presentan los valores obtenidos en el punto medio del canal ($y=0.2$ m), para un número de Reynolds de 500, 1000,1400 ,2000 y 2300. Los resultados se obtuvieron para 10 secciones en dirección x .

Tabla 3.7 Comparación de la temperatura a la salida del canal entre la solución analítica y balances globales.

<i>Re</i>	<i>T</i> [°C] (Oosthuizen y Naylor,1999)	<i>T</i> [°C] (Presente estudio)	<i>Dif.</i> [%]
500	47.00	46.99 °C	0.02
1000	47.00	46.99 °C	0.02
1400	47.00	46.98 °C	0.04
2000	47.00	46.88 °C	0.26
2300	47.00	46.79 °C	0.45

De la Tabla 3.7 se observa que para los diferentes números de Reynolds se obtuvo una diferencia menor al 0.5 % con referencia a la solución analítica. Considerando lo anterior, se puede concluir que el código numérico desarrollado ofrece resultados satisfactorios para la solución de un canal horizontal por donde circula un fluido y el movimiento de este es originado por convección forzada.

3.3.2 Convección forzada en un canal horizontal.

A continuación, se presenta el modelo teórico que se utilizó para el desarrollo de un código numérico en 2D, que permite modelar el comportamiento térmico en un canal por donde circula un fluido. El movimiento del fluido es originado por un flujo de aire constante “convección forzada”.

El modelo utilizado para el planteamiento es el propuesto por Ong (1995), el modelo tiene como fundamento los balances de energía para colectores solares propuestos en el libro *Solar Engineering of Thermal Processes* (Duffie y Beckman, 1991)

Se plantearon dos modelos físicos, estos se observan en la Figura 3.13 a) y 3.13 b). El modelo 3.13 a) está compuesto por un vidrio en la superficie superior y una placa absorbente en la superficie inferior y entre estas se forma un canal por donde circula un fluido. El modelo 3.13 b) a diferencia del primer modelo considera una superficie opaca en la superficie superior (sin vidrio).

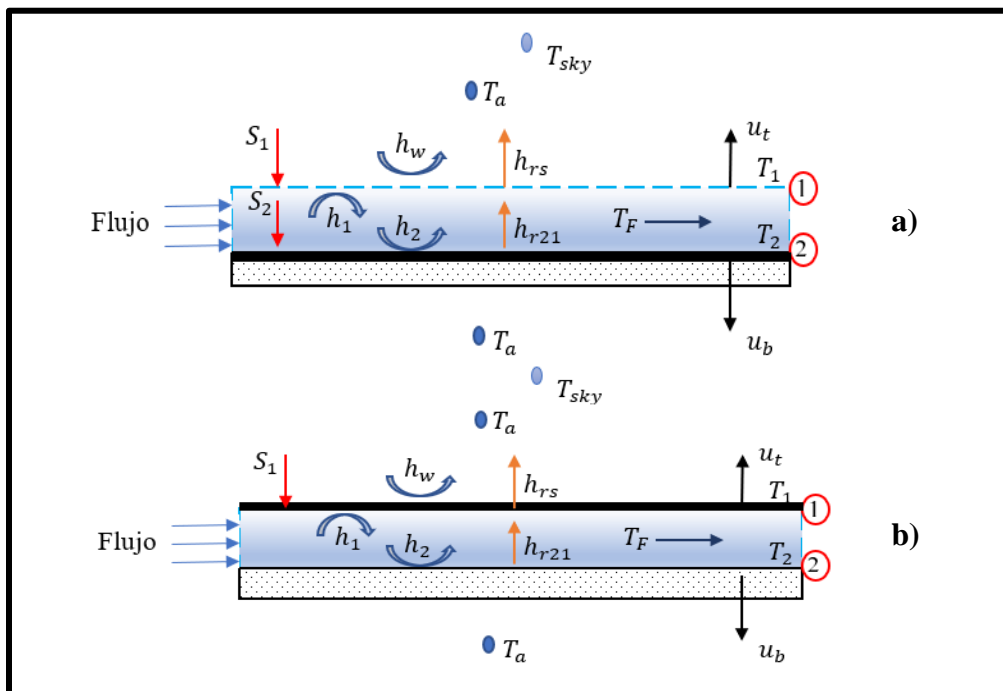


Figura 3.13 Modelos físicos. a) Modelo 1 y b) Modelo 2.

Para realizar el análisis de forma simplificada se utilizó la analogía de circuitos térmicos resistivos, en las Figuras 3.14 a) y 3.14 b) se observan los diagramas correspondientes.

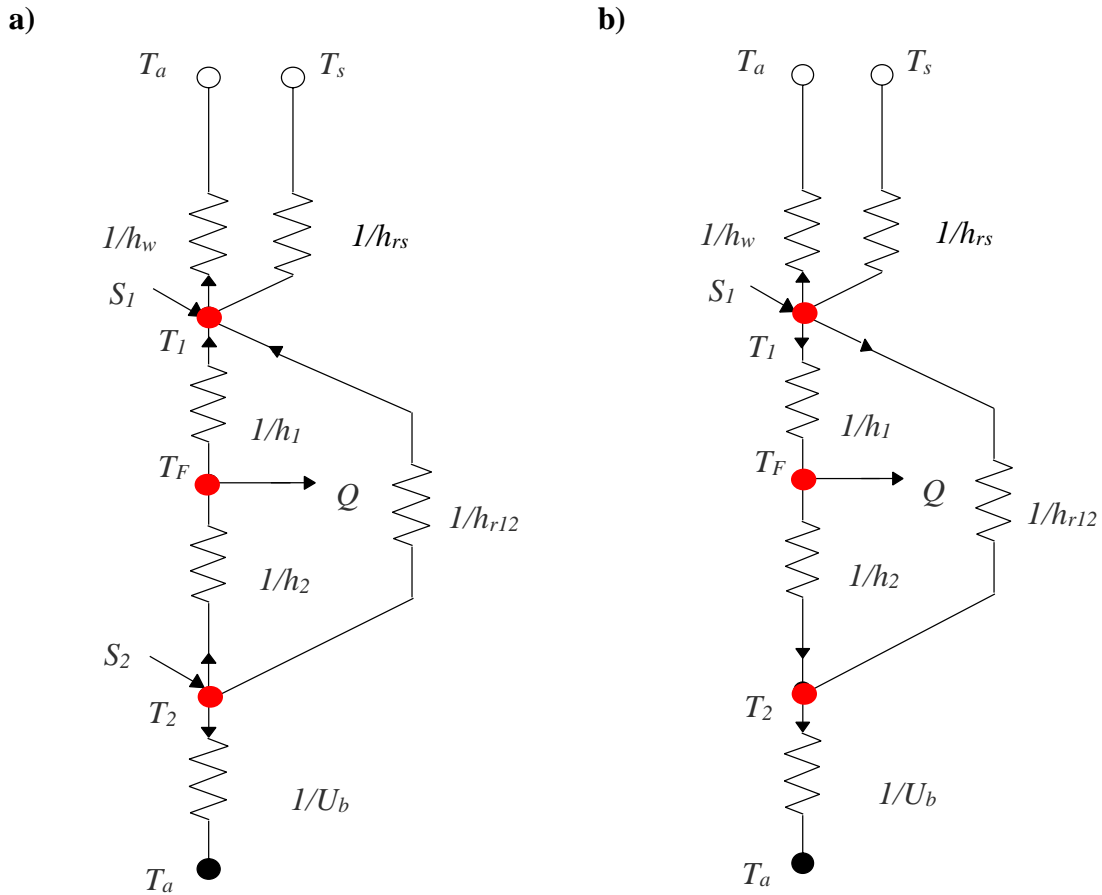


Figura 3.14 Diagrama resistivo, a) Tipo 1 y b) Tipo 2.

De los balances realizados en cada uno de los nodos para T_1 , T_F y T_2 se obtuvieron las siguientes ecuaciones algebraicas correspondientes:

$$T_1 : S_1 + h_{r21}(T_2 - T_1) + h_1(T_F - T_1) = U_i(T_1 - T_a) \quad (3.28)$$

$$T_F : h_2(T_2 - T_F) = h_1(T_F - T_1) + q \quad (3.29)$$

$$T_2 : S_2 = h_2(T_2 - T_F) + h_{r21}(T_2 - T_1) + U_b(T_2 - T_a) \quad (3.30)$$

Para el Tipo 2, la superficie del absorbente no es transparente y, por lo tanto, no hay transferencia de radiación solar a la placa inferior, es decir, S_2 es igual a cero. En este caso, la Ecuación (3.29) se reemplaza por la siguiente Ecuación.

$$T_2 : 0 = h_2(T_2 - T_F) + h_{r21}(T_2 - T_1) + U_b(T_2 - T_a) \quad (3.31)$$

Considerando la distribución de la temperatura a lo largo de la dirección de flujo sustituyendo $q = \Gamma(T_F - T_{Fi})$ en la Ecuación (3.29) y manipulando algebraicamente las ecuaciones resultantes se obtiene la matriz equivalente al modelo matemático.

$$\begin{bmatrix} (h_1 + h_{r21} + U_i) & -h_1 & -h_{r21} \\ h_1 & -(h_1 + h_2 + \Gamma) & h_2 \\ -h_{r21} & -h_2 & (h_2 + h_{r21} + U_b) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_F \\ T_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} U_i T_a + S_1 \\ -\Gamma T_{Fi} \\ S_2 + U_b T_a \end{bmatrix} \quad (3.31)$$

El vector de la temperatura promedio fue resuelto mediante el desarrollo de un código numérico en FORTRAN. Para el cálculo de los coeficientes que aparecen en la matriz se emplearon las correlaciones antes descritas que utilizó Ong en 1995 y que tienen referencia a diferentes autores.

A continuación, se presenta el diagrama de flujo del código desarrollado.

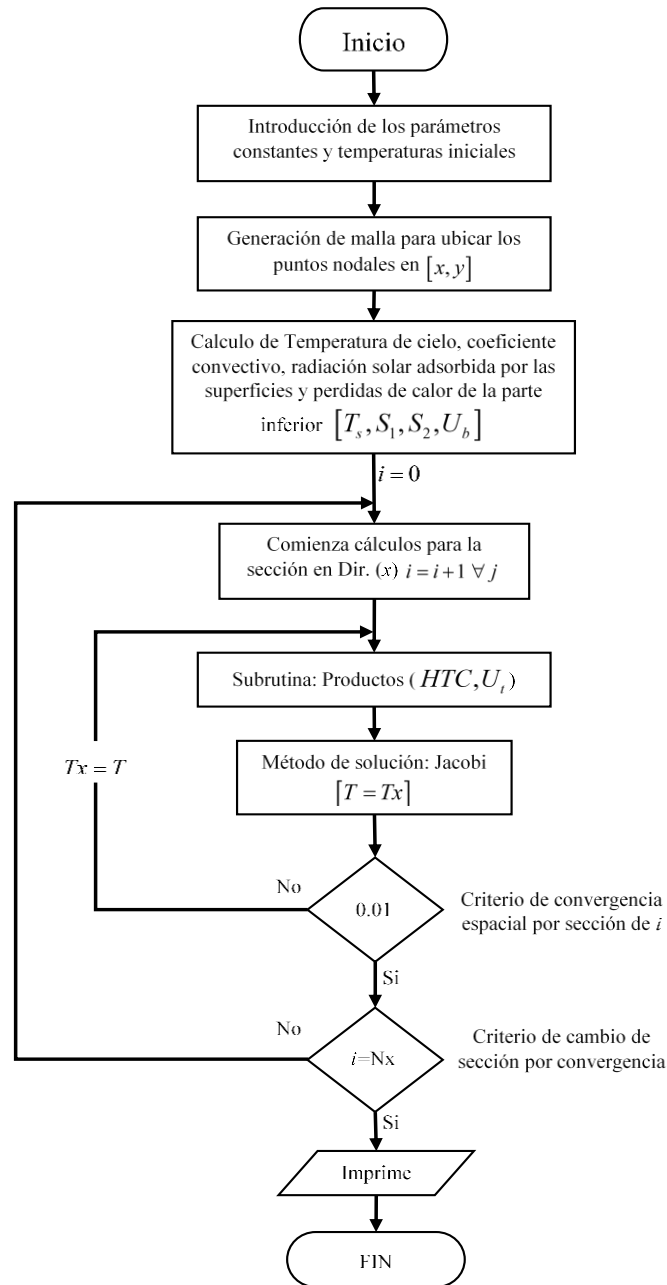


Figura 3.15 Diagrama de flujo del código desarrollado.

Se compararon los resultados obtenidos con el código numérico desarrollado contra los resultados reportados por Ong (1995) para un colector solar simple de un solo canal.

Los parámetros que el autor consideró para su estudio se observan en la Tabla 3.8.

Tabla 3.8 Parámetros utilizados por Ong, 1995.

Simulación	Tipo	\dot{m} (kg/s)	U_{wind} (m/s)	T_a °C	G_{sol} (W/m)	Re
1	1	0.040	1.0	27	700	4000
2	1	0.400	1.0	27	700	40,000
3	2	0.040	1.0	27	700	4000
4	2	0.400	1.0	27	700	40,000

En las Figuras 3.16 a) y 3.17 a) se observa el comportamiento de las simulaciones 1 y 2 de la Tabla 3.8. Los resultados obtenidos de las temperaturas, así como los de la eficiencia se compararon con los obtenidos por Ong que se muestran en las Figuras 3.16 b) y 3.17 b).

En las Figuras 3.16 a) y 3.17 a) se observa el comportamiento térmico del colector tipo 1 para un $Re=4000$ y para un $Re=40,000$, las temperaturas a lo largo del colector, así como el comportamiento de la eficiencia tienen un comportamiento similar al presentado por Ong (1995).

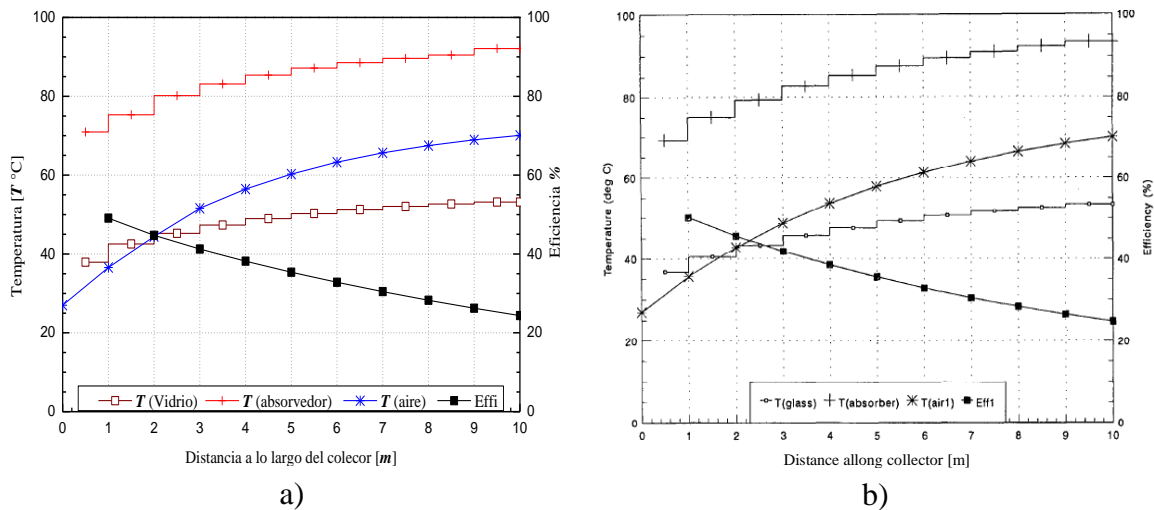


Figura 3.16 Variación de las temperaturas teóricas a lo largo del colector $Re=4000$.

a) Presente estudio y b) Ong (1995)

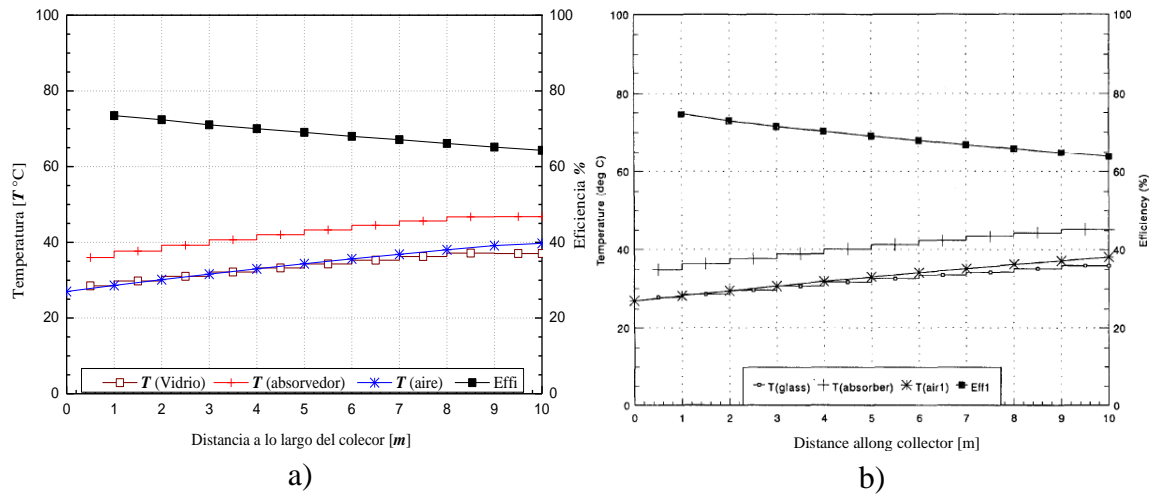


Figura 3.17. Variación de las temperaturas teóricas a lo largo del colector Re=40000.

a) Presente estudio y b) Ong (1995)

En las Figuras 3.18 a) y 3.19 a) se observa el comportamiento de las simulaciones 3 y 4 de la Tabla 3.8. Los resultados obtenidos de las temperaturas, así como los de la eficiencia se compararon con los obtenidos por Ong que se muestran en las Figuras 3.18 b) y 3.19 b).

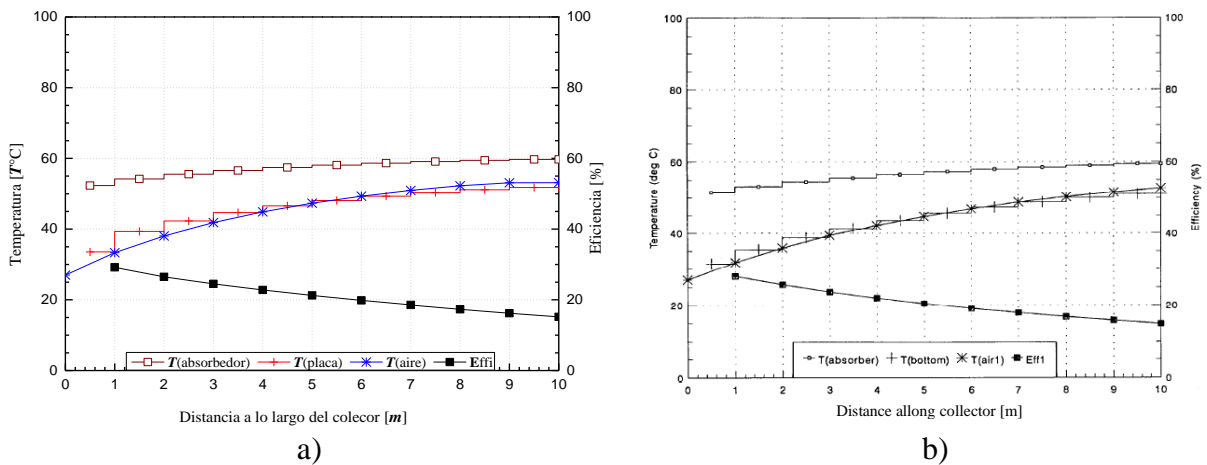


Figura 3.18 Variación de las temperaturas teóricas a lo largo del colector 2 Re=4000.

a) Presente estudio y b) Ong (1995)

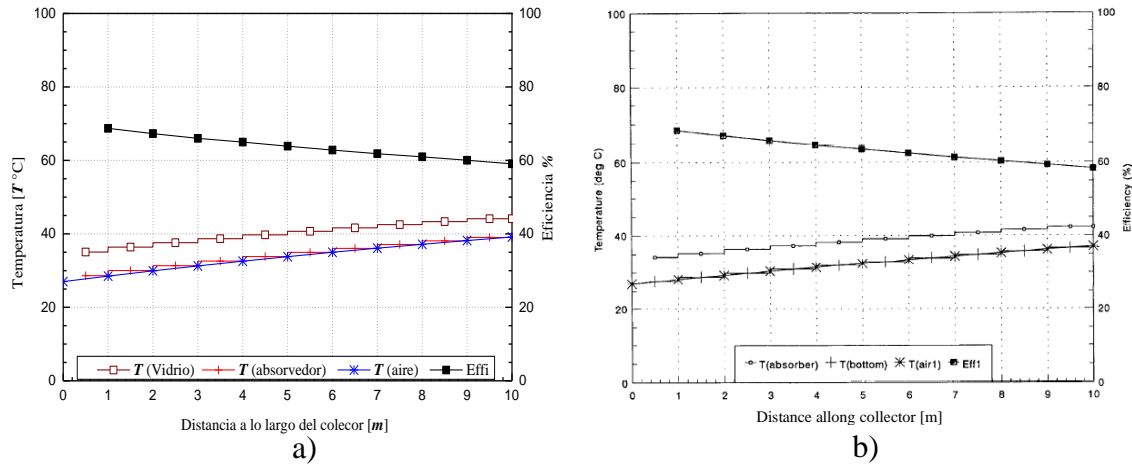


Figura 3.19. Variación de las temperaturas teóricas a lo largo del colector 2 $Re=40000$.

a) Presente estudio y b) Ong (1995)

En las figuras anteriores se observa el comportamiento térmico del colector tipo 2 para un $Re=4000$ y para un $Re=40,000$, las temperaturas a lo largo del colector, así como el comportamiento de la eficiencia tienen un comportamiento similar al presentado por Ong.

Al comparar los resultados obtenidos del código numérico desarrollado con los obtenidos por Ong, se pudo observar de manera cualitativa que los resultados son similares para las cuatro simulaciones realizadas. Por lo tanto, se puede concluir que el código numérico desarrollado en 2D ofrece resultados satisfactorios para modelar un canal por donde circula un fluido y el movimiento de este es ocasionado únicamente por convección forzada.

3.4 Estudio del paso de tiempo

En esta sección se presenta un estudio para determinar el paso de tiempo óptimo para el código desarrollado en estado transitorio que permite la solución del comportamiento térmico del techo ventilado.

Para realizar el estudio de paso de tiempo, se procedió a fijar el número de secciones adecuadas para modelar el techo ventilado, esto con la finalidad de obtener resultados que no muestren cambios significativos. Para determinar este número se realizó un estudio en estado permanente, el cual consistió en variar la cantidad de secciones desde 5 hasta 35 en incrementos de 5 en dirección x y obtener la temperatura de los elementos del techo ventilado (cubierta, fluido y la superficie superior de la losa de concreto) para cada número de las secciones. Posteriormente, se obtuvieron temperaturas promedio y se determinó la diferencia porcentual máxima.

Para llevar a cabo este estudio, se consideraron las condiciones más extremas del día más cálido de Hermosillo Sonora (03 de junio del 2014): $G_{sol}=590 \text{ W/m}^2$, $T_a=49.4 \text{ °C}$ y $U_{wind}=3.5 \text{ m/s}$.

En la Tabla 3.9 se presentan los valores de las temperaturas promedio y las diferencias relativas porcentuales obtenidas de la variación de 5 a 35 secciones. Se propuso alcanzar una diferencia porcentual menor al 0.1 %. Considerando lo anterior, se determinó que para 25 secciones del techo ventilado la variación o contribución del error es mínima cumpliendo entonces el criterio mencionado.

Tabla 3.9 Variación de las secciones para el techo ventilado.

Numero de secciones [Nx]	T_1 ave. [°C]	Dif. [%]	T_F ave. [°C]	Dif. [%]	T_2 ave. [°C]	Dif. [%]
5	55.346	---	49.488	---	45.293	---
10	55.359	0.024	49.551	0.126	45.355	0.137
15	55.380	0.038	49.610	0.119	45.404	0.108
20	55.402	0.039	49.666	0.112	45.447	0.094
25	55.424	0.039	49.708	0.084	45.486	0.086
30	55.445	0.038	49.718	0.020	45.522	0.079
35	55.465	0.036	49.730	0.025	45.556	0.074

Una vez que se determinó el número de secciones ($Nx=25$) para el techo ventilado, se procedió a realizar el estudio para determinar el paso de tiempo (Δt) óptimo con la finalidad de que la solución del sistema sea independiente del paso de tiempo. El estudio consistió en variar el Δt de 3600 hasta 30 segundos para obtener la temperatura de los elementos del techo ventilado y flujos de calor al interior del techo ventilado en cada Δt , posteriormente se determinaron valores promedio de temperatura y valores promedio de los flujos de calor al interior, para posteriormente obtener las cargas térmicas para cada Δt .

Para la elección del número óptimo de secciones se consideraron datos meteorológicos constantes e independientes del tiempo, sin embargo, para determinar el paso de tiempo óptimo se utilizaron funciones que describen el comportamiento de la radiación solar y la temperatura ambiente y para la velocidad del viento se tomó un promedio para cada hora. Los datos meteorológicos se tomaron del día más cálido (03 de junio del 2014) de la ciudad de Hermosillo Sonora. En el Anexo A se presentan los datos climáticos para este día, así como las funciones generadas a partir de estos.

A continuación, se presentan los resultados de manera cualitativa para las temperaturas promedio de los componentes del techo ventilado para diferentes Δt .

En las Figuras 3.20,3.21 y 3.22 se observa el comportamiento de las temperaturas promedio para los componentes del techo ventilado (cubierta, fluido y superficie superior de la losa), esto para diferentes Δt . Cualitativamente se puede apreciar que las curvas de temperatura tienden al mismo valor conforme disminuye el valor del paso de tiempo, teniendo que para un $\Delta t=60$ s el cambio de las temperaturas resulta ser mínimo.

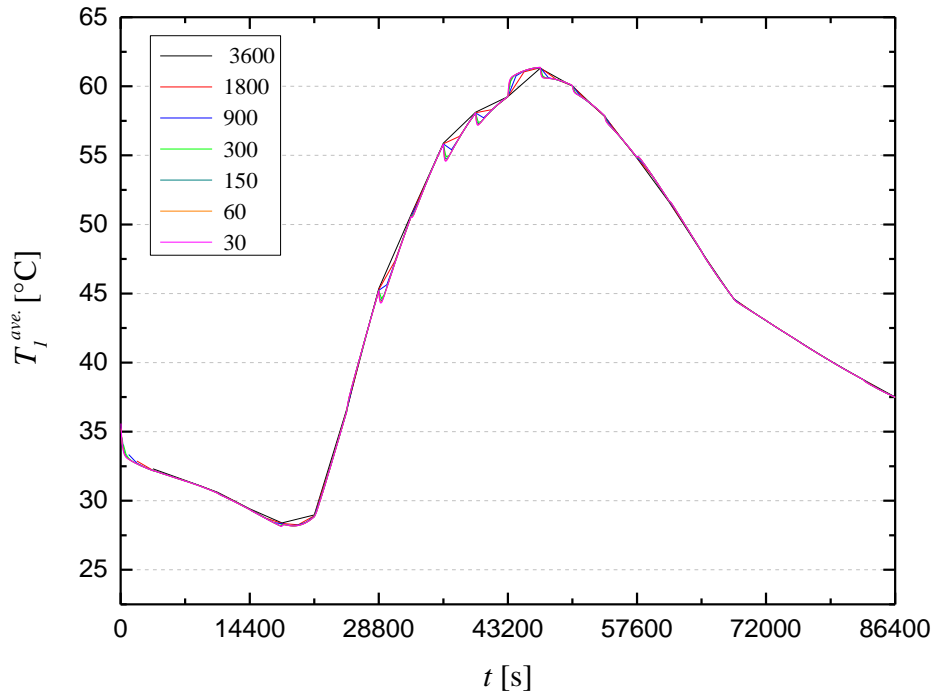


Figura 3.20. Temperatura promedio en la lámina para diferentes pasos de tiempo.

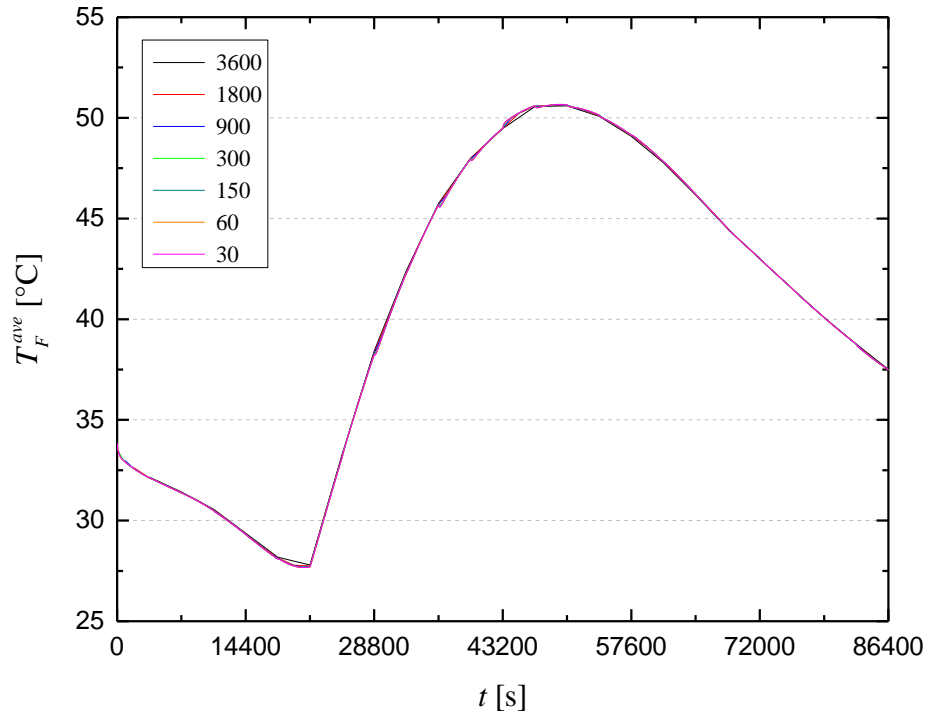


Figura 3.21. Temperatura promedio en el fluido para diferentes pasos de tiempo.

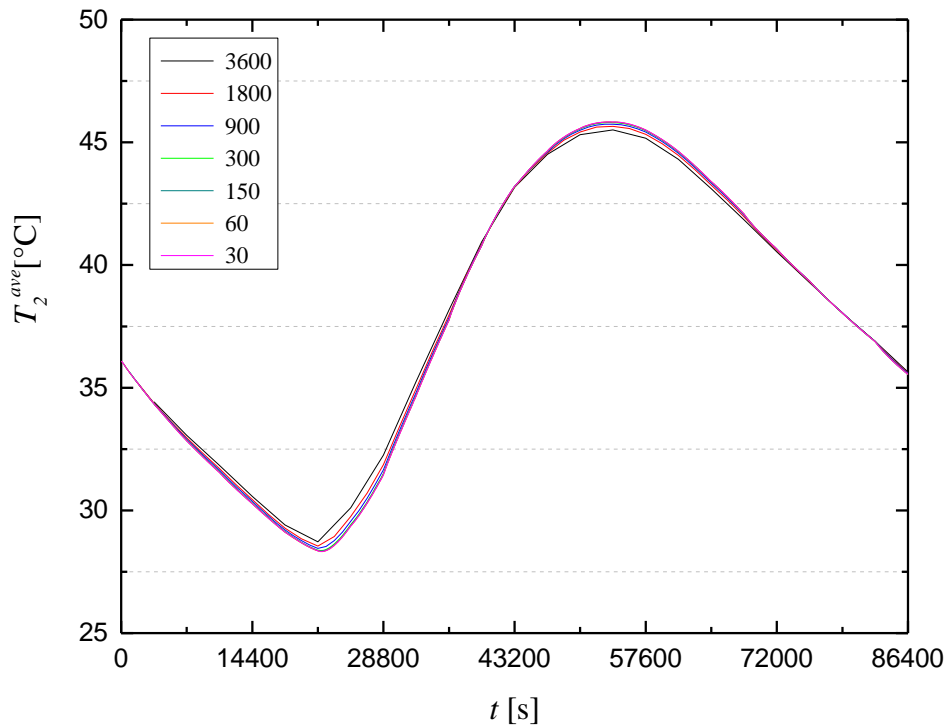


Figura 3.22. Temperatura promedio en la losa para diferentes pasos de tiempo.

Adicionalmente, se obtuvo el flujo de calor promedio al interior del techo ventilado. En la Figura 3.23 se presenta el comportamiento del flujo de calor promedio al interior para distintos instantes de tiempo, se observa que la solución comienza a ser independiente del paso de tiempo para Δt menores a 60 s.

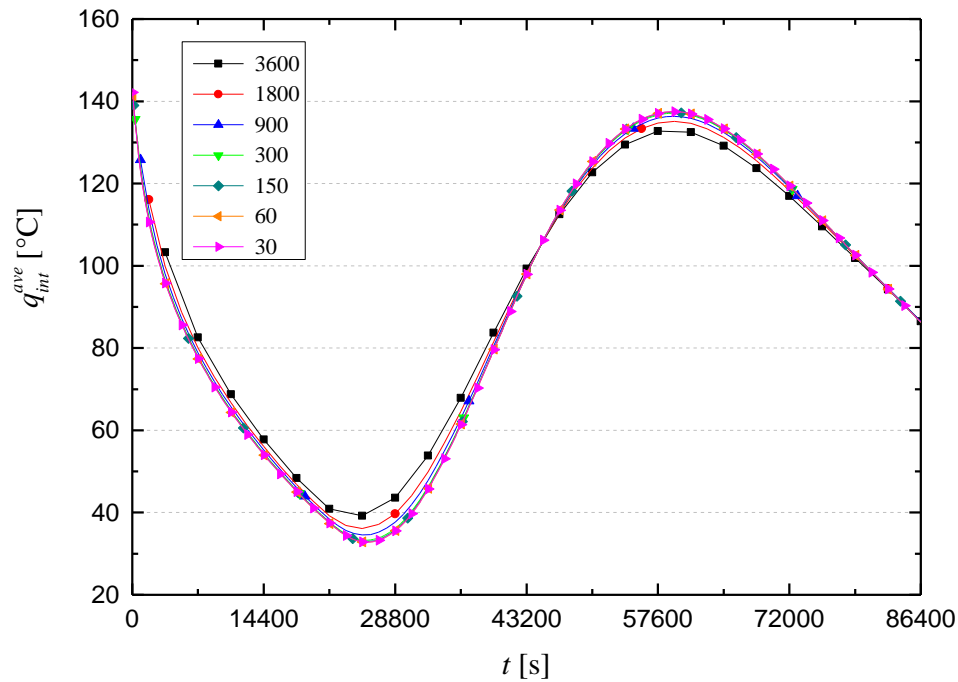


Figura 3.23. Flujo de calor promedio al interior para diferentes pasos de tiempo.

En la Tabla 3.10 se presentan los resultados cuantitativos de las cargas térmicas expresados en kWh/m², observándose que para un $\Delta t = 60$ s el cambio en la variable no es significativo teniendo un error igual al 0.1%, por lo tanto, se seleccionó este paso de tiempo como el óptimo para resolver el sistema del techo ventilado en estado transitorio.

Tabla 3.10 Dependencia temporal

Δt [s]	Q_{int} [kWh/m ²]	$Dif.$ [%]
3600	2.086	--
1800	2.125	1.80
900	2.147	1.04
300	2.160	0.61
150	2.165	0.20
60	2.167	0.11
30	2.168	0.05

De acuerdo con los resultados presentados en este Capítulo, se puede decir que el método implementado y el código desarrollado para obtener la solución del problema produce resultados satisfactorios. Por lo tanto, tiene el soporte necesario para realizar el estudio del sistema de techo ventilado para evaluar su desempeño en climas de México.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

En este Capítulo se presentan los resultados obtenidos del análisis del comportamiento térmico de un techo convencional representativo de la República Mexicana y un techo ventilado. Para esto, se consideraron dos ciudades de la República Mexicana: Hermosillo Sonora y Mérida Yucatán. El análisis térmico se realizó para el día más cálido y frío de cada mes del año 2014. Este capítulo está compuesto en primer lugar por un estudio sobre el efecto que tiene la inercia térmica del día anterior al día de interés en el comportamiento térmico del techo ventilado. Posteriormente, se presenta la evaluación térmica del techo ventilado y del techo convencional, así como el análisis de las cargas térmicas obtenidas por ambos techos.

El comportamiento térmico del techo ventilado se analizó para el día más cálido y el día más frío de cada mes del año 2014 para las ciudades de Hermosillo y de Mérida. Para este estudio se consideró una losa de concreto de 12 cm de espesor, un canal ventilado formado por la losa de concreto y una lámina galvanizada con una separación de 10 cm de acuerdo con las recomendaciones de Beltrán (2018).

En la Tabla 4.1 se presentan las propiedades termofísicas del concreto (ASHRAE,2009) y de la lámina galvanizada calibre 26 (ATSM-924).

Tabla 4.1 Propiedades termofísicas del concreto y la lámina galvanizada.

Lámina galvanizada (ATSM-924)		Concreto (ASHRAE,2009)	
λ_l	58 W/m ²	λ_c	1.7 W/m ²
ρ_l	7850 kg/m ³	ρ_c	2240 kg/m ³
C_{pl}	460 J/kg.K	C_{pc}	880 J/kg.K
\mathcal{E}_l	0.82	\mathcal{E}_c	0.90

Se realizó una comparación del comportamiento térmico del techo ventilado y de un techo de referencia. El techo de referencia se consideró como un techo convencional compuesto de una losa de concreto de 12 cm de espesor que es el más común en edificaciones de la República Mexicana.

En la Tabla 4.2 se presenta la nomenclatura que se utilizó para identificar ambos techos.

Tabla 4.2 Nomenclatura de Techos.

Tipo de techo	Nomenclatura
Convencional	TC
Ventilado	TV

En la Figura 4.1 se observa la representación de un TC en donde $T_{ext}=T_{1c}$ corresponde a la temperatura en la superficie superior de la losa y $T_{int}=T_{3c}$ corresponde a la temperatura en la superficie interior de la losa.

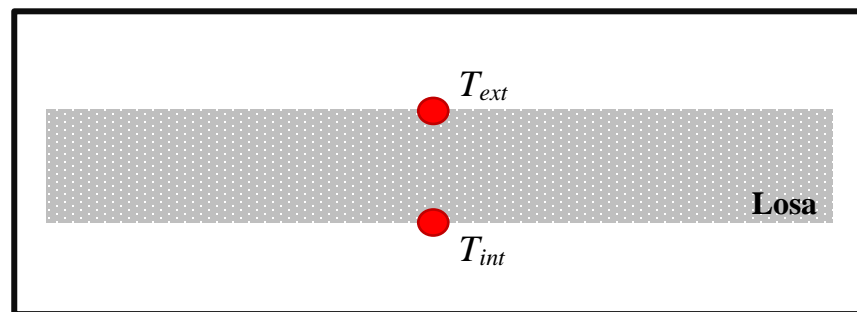


Figura 4.1 Representación del TC.

En la Figura 4.2 se observa la representación de un TV en donde $T_{ext}=T_1$ corresponde a la temperatura en la superficie superior de la lámina y $T_{int}=T_5$ corresponde a la temperatura en la superficie interior de la losa.

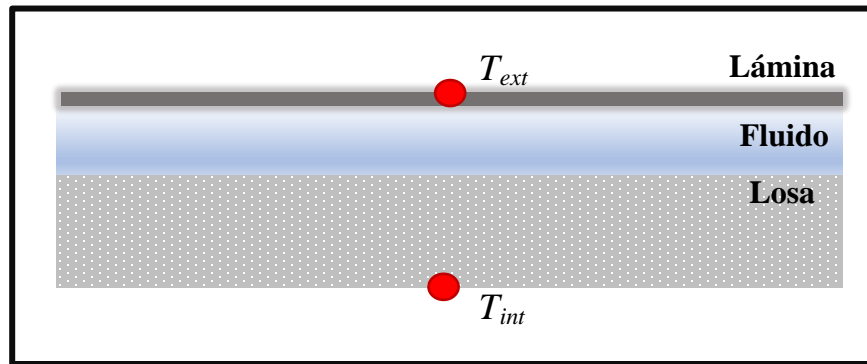


Figura 4.2 Representación del TV.

Como ya se mencionó anteriormente el estudio se realizó para dos ciudades de la República Mexicana: Hermosillo y Mérida. En el Anexo A se presentan los datos climáticos de ambas ciudades, así como las funciones generadas a partir de estos.

Hermosillo es la capital del Estado Sonora. Se encuentra en la latitud $29^{\circ} 05'$ Norte y longitud $110^{\circ} 57'$ al Oeste. El clima de Hermosillo es cálido y muy seco, incluso es considerado como un clima desértico. Tiene una temperatura promedio anual de 25°C . La mayor parte del año el clima es cálido. Sin embargo, las temperaturas pueden variar desde un mínimo de 5°C en febrero y un máximo de 49°C en junio.

Por otro lado, la ciudad de Mérida es la capital del Estado de Yucatán. Se encuentra en la península del mismo nombre, con coordenadas $20^{\circ} 58'$ al Norte y $89^{\circ} 37'$ al Oeste. Mérida se caracteriza por tener un clima cálido-subhúmedo y es considerado como tropical. Su temperatura máxima promedio es de 33°C , que va desde los 28°C en enero a los 36°C en abril y mayo. Sin embargo, las temperaturas a menudo se elevan por encima de 38°C por la tarde. Las temperaturas bajas se mantienen entre los 18°C en enero y a 23°C en abril.

Es importante mencionar que para la evaluación térmica se consideró una temperatura constante al interior de la edificación de 25°C para ambas ciudades, esto de acuerdo con las condiciones de confort que establece norma ASHRAE-55 (2004).

4.1 Estudio del efecto de la inercia térmica

El sistema techo ventilado será estudiado en estado transitorio, lo que significa que su comportamiento cambiará con respecto al tiempo. En este tipo de problemas es necesario establecer condiciones iniciales para que las variables de interés en el tiempo $t=0$ s inicien su evolución a partir de un estado de equilibrio.

La condición inicial de un problema transitorio influye en los resultados ya que el sistema trata de alcanzar un nuevo estado de equilibrio a partir de esa condición. Considerando lo anterior, se presenta un estudio sobre la influencia que tiene la inercia térmica del día anterior sobre el día de interés en el comportamiento térmico del sistema de techo ventilado.

Para analizar la influencia de la condición inicial sobre los resultados del techo ventilado, se analizaron dos casos:

Caso 1: Las condiciones iniciales del sistema se establecieron a partir de las 12:00 AM del día de interés.

Caso 2: Las condiciones iniciales del sistema se establecieron a partir de las 12:00 AM del día anterior al día de interés.

La influencia de la condición inicial en el comportamiento del TV se analizó en intervalos de un minuto para del día más cálido del año 2014 de la Ciudad de Hermosillo, Sonora. Los resultados se compararon con los resultados obtenidos del TC para ambos casos.

En la Figura 4.3 se observan los resultados cualitativos de la temperatura al interior del TV y del TC obtenidos del Caso 1 y del Caso 2 donde se considera la influencia de la inercia térmica de un día anterior al día de interés. Se observa que existe una diferencia entre ambos Casos para las dos configuraciones observándose la mayor diferencia al inicio de la modelación ya que para el Caso 1 la temperatura interior para el TC y para el TV inicia en 36 °C, mientras que para el Caso 2 el TC inicia en 29.50°C y el TV en 29.79 ° C.

A partir de las 7:00 horas la temperatura interior del TC comienza a tener un comportamiento similar para ambos Casos, teniendo que para el Caso 1 se alcanza una temperatura máxima de 41.48 °C a las 15:00 horas y para el Caso 2 se alcanza una temperatura máxima de 41.70 °C a la misma hora. Para el TV se observa que después de las 8:00 horas ambos Casos tienden a un comportamiento similar, sin embargo, para el Caso 1 se observa que el TV alcanza una temperatura máxima al interior de 36.70 °C mientras que para el Caso 2 la temperatura máxima al interior es de 35.60 °C. Sin embargo, a diferencia del TC, TV para ambos casos, alcanza su valor máximo a las 16:00 horas.

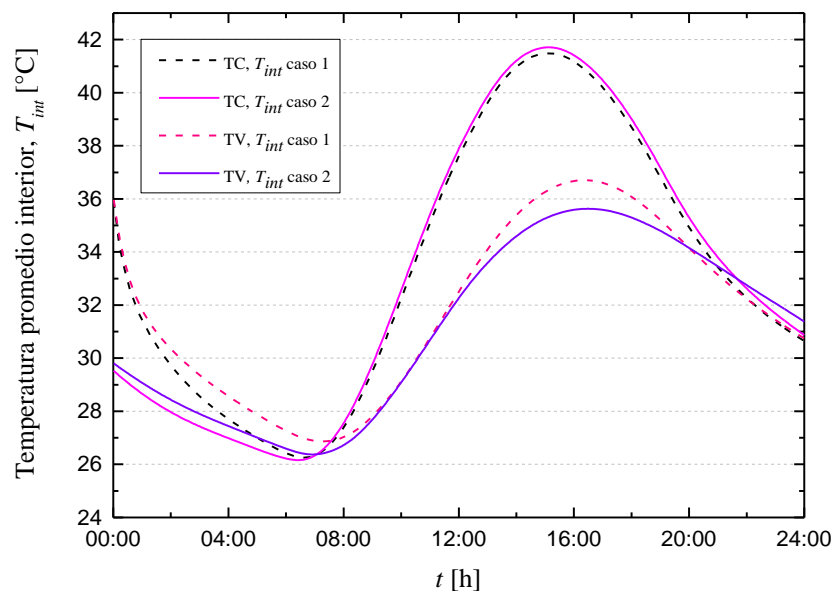


Figura 4.3 Efecto de la inercia térmica sobre la temperatura promedio interior de la losa para el día más cálido: Hermosillo.

En la Figura 4.4 se observan los resultados cualitativos del flujo de calor al interior del TC y del TV obtenidos para los Caso 1 y 2. Se observa que existe diferencia entre ambos casos para los dos techos, en particular al inicio de la modelación, ya que el TC y el TV para el Caso 1 inician con un flujo de calor al interior de 173.22 W/m² y 141.33 W/m², respectivamente. Por otro lado, para el Caso 2 el TC inicia con 81 W/m² mientras que el TV inicia con 67.42 W/m². A partir de las 7:00 horas los dos Casos para el TC comienzan a presentar un comportamiento similar, observándose que para el Caso 1, se alcanza un flujo de calor máximo al interior de 264.14 W/m² a las 15 horas mientras que para el Caso 2, se alcanza un flujo calor máximo al interior de 267.61 W/m² a la misma hora. Por otro lado,

para el TV después de las 8:00 horas los dos Casos comienzan a tener un comportamiento similar. Sin embargo, para el Caso 1 el TV alcanza un flujo de calor máximo al interior de 150.32 W/m², mientras que para el Caso 2 se obtiene 137.05 W/m²

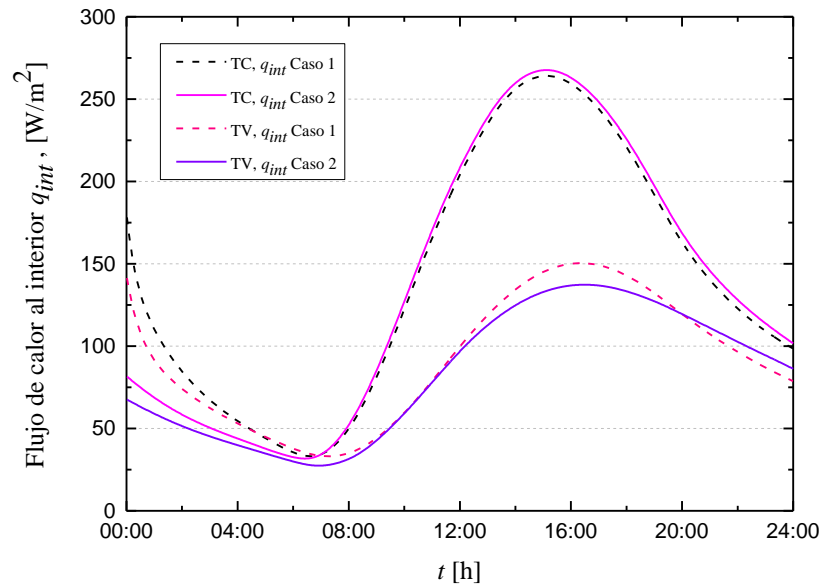


Figura 4.4 Efecto de la inercia térmica sobre el flujo de calor interior de la losa para el día más cálido: Hermosillo.

De los resultados cualitativos obtenidos del análisis de la temperatura interior promedio y del flujo de calor interior promedio, se concluye que existe diferencia entre el Caso 1 y el Caso 2, siendo esta diferencia mayor en las primeras horas del día debido a las condiciones iniciales con las que el sistema arranca. A pesar de que ambos casos alcanzan un valor máximo similar, tanto para temperatura con una diferencia de 3 % como para flujo de calor con una diferencia de 9 %, al inicio de la modelación existen diferencias.

Por lo tanto, para cuantificar de manera más global estas diferencias, se obtuvieron las cargas térmicas totales a lo largo de todo el día mediante La regla del trapecio (Chapra y Canale, 2006) Ecuación (4.1)

$$\int_{0:00}^{24:00} |q_{int}(t)| dt = \frac{\Delta t}{2} \left[|q_{int}(0:00)| + \sum_{1:00}^{23:00} 2 * |q_{int}(t)| + |q_{int}(24:00)| \right] \quad (4.1)$$

En la Tabla 4.3 se presentan los resultados cuantitativos de las cargas térmicas totales al interior del TC y del TV para el Caso 1 y para el Caso 2.

Tabla 4.3 Cargas térmicas totales para el día más cálido: Hermosillo.

Configuración	Caso	Carga Térmica [kWh/m ²]	Diferencia relativa [%]
TC	1	3.39	--
	2	3.32	2.08
TV	1	2.16	--
	2	2.00	8.00

De acuerdo con lo anterior, se observa que existen diferencias significativas para ambos casos para los dos techos. El TC para el Caso 1 obtiene una carga térmica total de 3.39 kWh/m² mientras que para el Caso 2 obtiene una carga térmica de 3.32 kWh/m², teniendo una diferencia porcentual del 2.08%. El TV para el Caso 1 obtiene una carga térmica de 2.16 kWh/m² mientras que el Caso 2 se obtiene una carga térmica de 2.00 kWh/m², observándose una diferencia de 8.00 %.

Del estudio realizado, se concluye que el considerar o no la inercia térmica de un día anterior al día de interés, influye en los resultados del comportamiento térmico de los sistemas analizados, alcanzándose diferencias de hasta 8.0 % en las cargas térmicas totales.

De acuerdo con los resultados obtenidos se considerará la influencia de la inercia térmica para la evaluación térmica del TC y del TV, con el propósito de que la modelación a lo largo de todo el día ofrezca resultados más realísticos.

4.2 Resultados para Hermosillo

En esta sección se presentan los resultados de la evaluación térmica del TV, así como su comparación con el TC para el día más cálido y para el día más frío del año 2014 de la ciudad de Hermosillo.

4.2.1 Día cálido

En la Figura 4.5 se presenta el comportamiento de la temperatura promedio al exterior y al interior de TV y del TC para el día más cálido del año (03 de junio del 2014).

En la Figura 4.5 se observa que ambas configuraciones de techo presentan un comportamiento similar para las primeras 7 horas de modelación, manteniendo una temperatura promedio interior descendente de 29° C a 26 °C. A partir de las 8:00 horas, la temperatura interior del TC comienza a ascender debido al incremento de la incidencia solar. La temperatura interior alcanza un valor máximo de 41.70 °C a las 15:00 horas. Después de esa hora, la temperatura interior promedio comienza a descender hasta un valor de 30.86 °C a las 24:00 horas (final del tiempo de simulación).

La temperatura interior para el TV al igual que la temperatura interior del TC comienza a ascender a partir de las 8:00 horas hasta alcanzar una temperatura máxima de 35.6 °C a las 16:00 horas. Se aprecia que existe un factor de retraso de una hora y se obtiene una diferencia de 6.1 °C en comparación al TC, este efecto se debe a la configuración del TV. Después de esa hora la temperatura interior promedio del TV comienza a descender debido a la disminución de la radiación solar incidente y de la temperatura ambiente hasta llegar a los 31.6 °C al final del día.

Como se mencionó con anterioridad al inicio del día ambos techos presentan un comportamiento térmico similar. Sin embargo, el efecto de implementar el TV en la edificación es más notable durante las horas de Sol (08:00-20:00). Después de las 20:00 horas el TV vuelve a presentar un comportamiento similar al TC hasta llegar al final del día: T_{int}

no presenta un efecto notable debido al techo ventilado y T_{ext} presenta una diferencia de hasta 2 °C a las 24:00 horas entre las dos configuraciones.

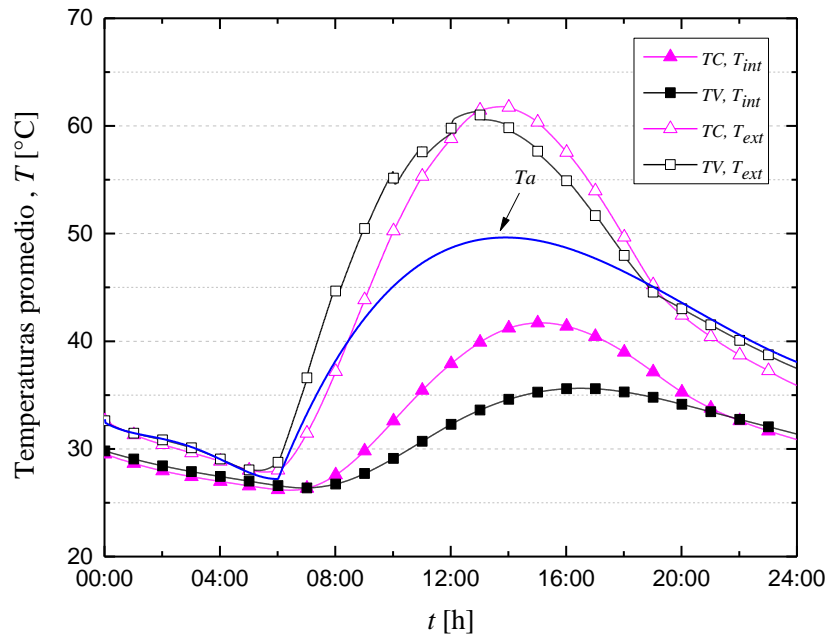


Figura 4.5 Comparación de las temperaturas promedio exterior e interior para el día más cálido del año: Hermosillo.

De acuerdo con los resultados, el TC al no tener un escudo que lo proteja de la radiación solar directa, éste incrementa la temperatura de la superficie interior hasta alcanzar un valor máximo superior a los 40 °C, mientras que el TV se mantiene durante todo el día debajo de este valor, en un intervalo de 26 °C y 36 °C.

En la Figura 4.6 se presenta el comportamiento del flujo de calor al interior del techo para ambas configuraciones. Para el caso del TC, para las primeras 7 horas de modelación se presenta un comportamiento descendente de 81 W/m² a 32 W/m² y se observa que todos los valores para el flujo de calor al interior son positivos, es decir, la energía está entrando a la habitación.

Conforme aumenta la incidencia de la radiación solar, también aumenta el flujo de calor hacia el interior hasta alcanzar un flujo de calor máximo de 267.61 W/m² a las 15:00 horas. Después

de esta hora, comienza a descender la radiación solar incidente, así como la temperatura ambiente, por lo tanto, el flujo de calor desciende hasta llegar a 101.88 W/m^2 al final del día.

Por otro lado, el flujo de calor al interior del TV presenta un comportamiento descendente en las primeras 8 horas del día de 67.57 W/m^2 a 27.45 W/m^2 . De igual forma que para el TC, sólo se presentan flujos de calor positivos que se traduce en una ganancia de energía en la edificación. Conforme aumenta la radiación solar incidente en el TV aumenta la temperatura al interior de este y lo cual provoca que el flujo de calor promedio al interior incremente hasta alcanzar un flujo de calor máximo de 137.05 W/m^2 para las 16:00 horas el cual representa el 51.21 % de la energía que entra a la edificación con un TC. Adicionalmente de la disminución del flujo de calor al interior al implementar el TV se aprecia que existe un factor de retraso de una hora con respecto al TC. Después de las 16:00 horas la radiación solar incidente comienza a descender lo cual provoca que desciendan los flujos de calor al interior hasta llegar a 93.63 W/m^2 al final del día.

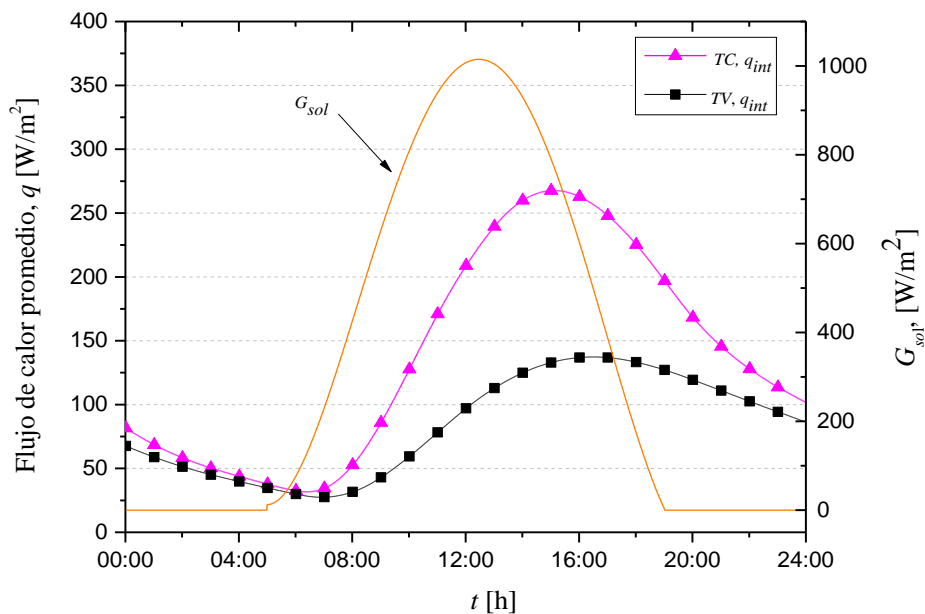


Figura 4.6 Comportamiento del flujo de calor promedio al interior para el día más cálido del año: Hermosillo.

En la Figura 4.7 se muestra la temperatura interior promedio anual del TC y TV para los días más cálidos de cada mes del año 2014. Se observa que el TC mantiene un intervalo de temperaturas interiores promedio anuales de $24.83 \text{ }^\circ\text{C}$ a $33.24 \text{ }^\circ\text{C}$, teniendo que la

temperatura más alta representa a el mes de junio y la temperatura más baja el mes de enero. Para el TV se presenta un intervalo inferior de temperaturas promedio anuales de 23.27 °C a 31.13 °C presentándose éstas en enero y junio, respectivamente. El mes que representa mayor diferencia con referencia al convencional es el mes de junio y la menor es en el mes de diciembre. De acuerdo con estos resultados el TV logra cumplir con el objetivo de disminuir la temperatura al interior de la edificación para todos los meses del año.

La disminución de la temperatura al interior se debe gracias a la cubierta de lámina galvanizada del TV y al canal formado por esta cubierta y la losa. La cubierta logra reducir de manera significativa el paso de la radiación solar directa en la losa, que es la que ocasiona que esta se caliente y transfiera calor al interior de la edificación y el canal ventilado remueve parte de la energía que logra transferir el ambiente exterior a al interior, esto gracias a la circulación del aire dentro del canal.

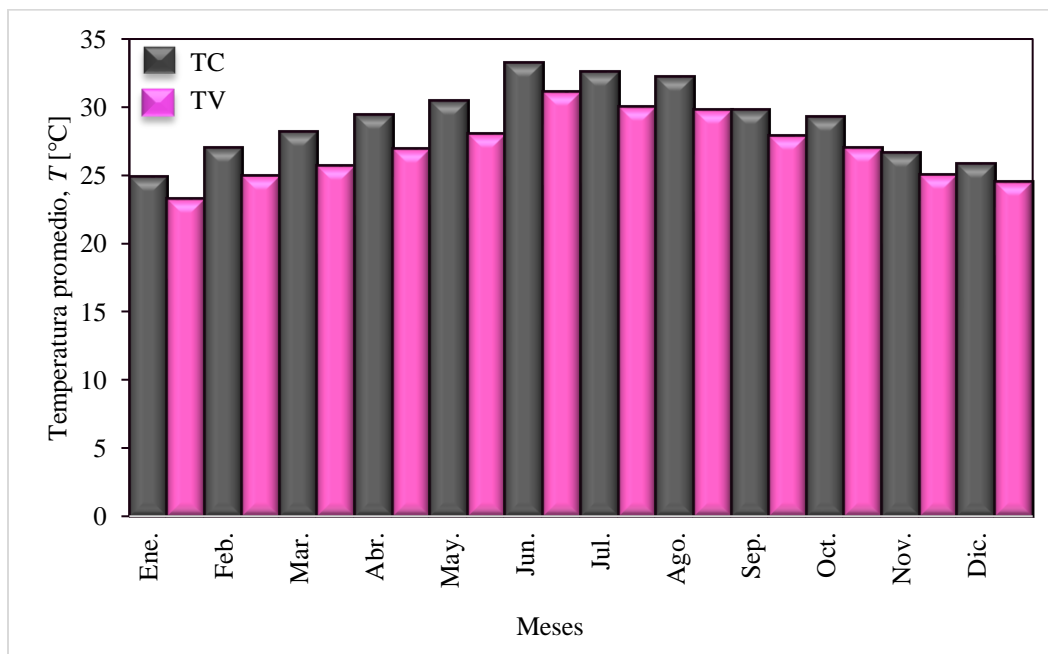


Figura 4.7 Comportamiento de la temperatura interior promedio para los días más cálidos de cada mes: Hermosillo.

4.2.2 Día frío

En la Figura 4.8 se observa el comportamiento de la temperatura promedio al interior y al exterior del TV y del TC para el día más frío (3 de febrero del 2014) de la ciudad de Hermosillo.

Como se observa en la Figura 4.8, la temperatura ambiente se encuentra en un intervalo de 5.51 °C a 22.0 °C, mientras que tanto la temperatura al interior como al exterior para ambas configuraciones siempre se mantiene por arriba de la temperatura ambiente. El TC para las primeras horas de modelación mantiene una temperatura promedio interior que desciende de 21.51 °C a 18.61 °C. A partir de las 10:00 horas su temperatura interior comienza a ascender hasta alcanzar una temperatura interior máxima de 29.30 °C a las 16:00 horas. Después de esa hora, la temperatura interior promedio comienza a descender de manera suave hasta llegar a 22.59 °C al final del día.

Por otro lado, la temperatura promedio al interior para el TV presenta para las primeras 9:00 horas valores similares a los del TC, manteniéndose en un intervalo de 21.74 °C a 19.00 °C. Posteriormente, la temperatura al interior del TV asciende muy ligeramente hasta llegar a una temperatura máxima de 23.87 °C a las 17:00 horas. Se observa que existe un retraso de una hora en la respuesta térmica del TV con respecto en el TC. Además, entre sus valores máximos se encuentra una diferencia de 5.43 °C. Este efecto se debe a la configuración del TV. A partir de las 17:00 horas después de alcanzar su temperatura máxima al interior, el TV logra amortiguar el comportamiento de T_{in} a lo largo del día. De esta manera, se llega al final del día con una temperatura de 22.20 °C siendo este valor muy aproximado al obtenido por el TC. Como se mencionó anteriormente la temperatura interior de ambas configuraciones para las primeras horas del día presentan un comportamiento térmico similar. Sin embargo, a partir de las 11:00 horas la implementación del TV en la edificación es más notable, esto hasta las 23:00 horas que el TV vuelve a tener un comportamiento térmico similar al TC.

De acuerdo con los resultados, a pesar de ser el día más frío del año para la ciudad de Hermosillo, el TC alcanza una temperatura máxima al interior de casi 30 °C mientras que el TV se mantiene 5.43 °C debajo del TC.

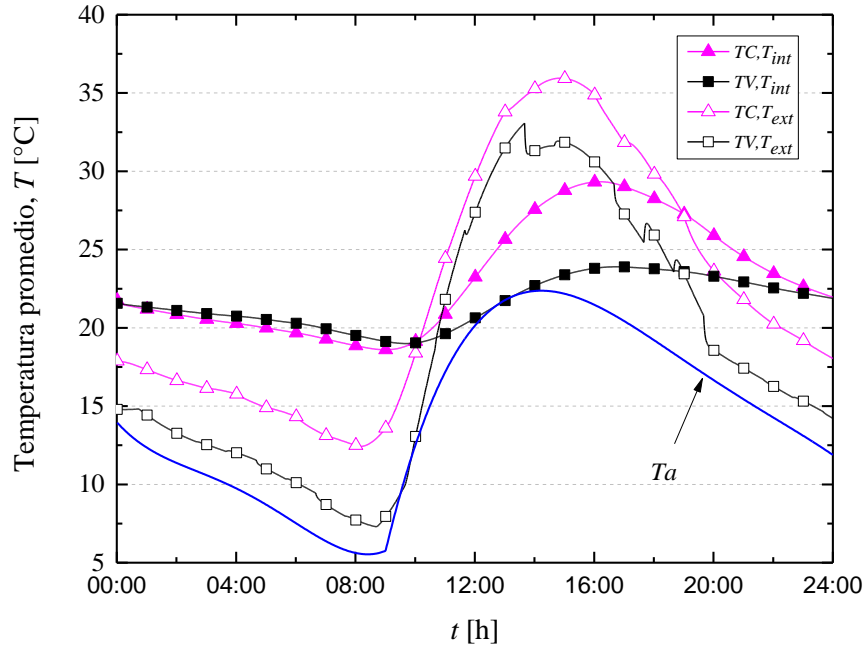


Figura 4.8 Comparación de las temperaturas promedio exterior e interior para el día más frío: Hermosillo.

A continuación, se presenta el comportamiento de los flujos de calor promedio al interior del TC y se comparan con los flujos de calor promedio al interior obtenidos para el TV.

En la Figura 4.9 se observa el comportamiento del flujo de calor al interior del TC y del TV, ambas configuraciones presentan flujos de calor negativos la mayor parte del día debido a que la temperatura interior de los techos es mayor a la temperatura ambiente, por lo tanto, la transferencia de calor se da del interior de la edificación hacia el exterior. El flujo de calor al interior para el TC presenta un comportamiento descendente desde el inicio de la modelación hasta las 9:00 horas, conforme aumenta la incidencia de la radiación solar aumenta el flujo de calor y a pesar de ser un día frío éste alcanza un flujo de calor máximo al interior de 78.61 W/m^2 a las 16:00 horas. Después de esa hora la incidencia de la radiación solar disminuye, por lo tanto, el flujo de calor desciende hasta llegar a un flujo de calor negativo y nuevamente la transferencia de calor se da del interior al exterior de la edificación.

Para el caso del TV al igual que el TC el flujo de calor presenta un comportamiento descendente al inicio de la modelación hasta las 9:00 horas. A partir de esa hora el flujo de

calor comienza a ascender, sin embargo, este se mantiene con valores negativos a lo largo de todo el día debido a que la temperatura ambiente siempre es menor a la temperatura interior de la edificación por lo tanto el TV cede energía al exterior. El flujo de calor máximo que alcanza el TV es de -1.30 W/m^2 esto las 17:00 horas. La reducción de energía se debe al escudo formado por la lámina galvanizada que evita que la radiación solar incida directamente en la losa de concreto y esta aumente su temperatura. Finalmente, a partir de las 17:00 horas el flujo de calor comienza a descender hasta llegar al final del día a un valor de -22.95 W/m^2 similar al que presenta el TC.

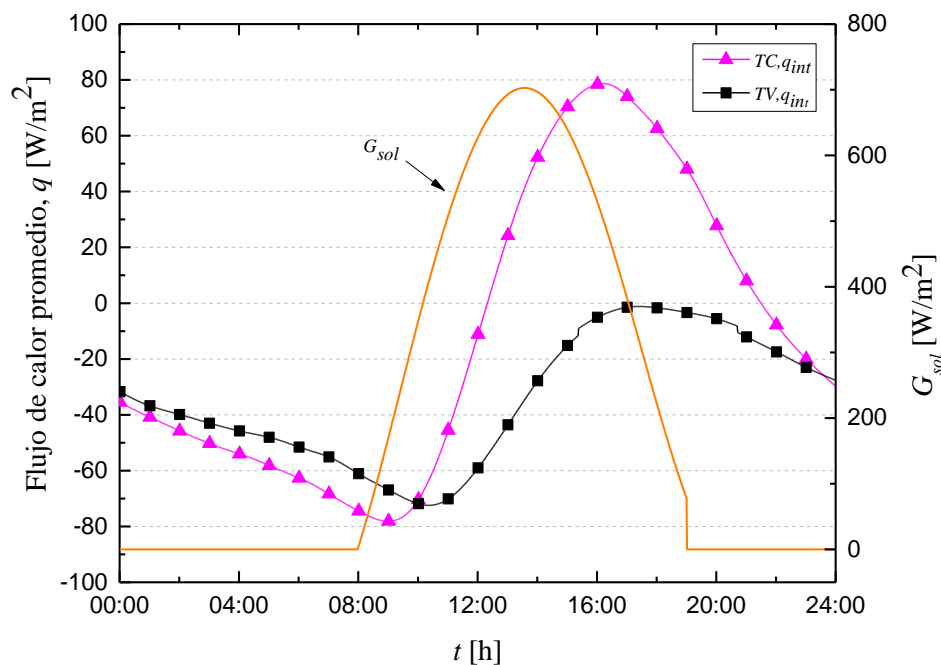


Figura 4.9 Comportamiento del flujo de calor promedio al interior para el día más frío: Hermosillo.

En la Figura 4.10 se observa la temperatura interior promedio anual del TC y TV para el día más frío de cada mes del año 2014 de la ciudad de Hermosillo.

Se observa que el TC mantiene un intervalo de temperaturas interiores promedio anuales de $22.07 \text{ }^\circ\text{C}$ a $31.70 \text{ }^\circ\text{C}$. Se aprecia que la temperatura más alta se presenta en el mes de junio y la más baja en el mes de febrero. Mientras que el TV presenta la mayor parte de los meses temperaturas interiores promedio menores a los 25.00°C , mantenido un intervalo de temperaturas promedio de $20.89 \text{ }^\circ\text{C}$ a $29.59 \text{ }^\circ\text{C}$ a lo largo del año.

Como se observó en los resultados, a pesar de ser un día frío la temperatura en el interior del TC alcanza valores mayores a 30.00 °C mientras que el TV se mantiene por debajo de este valor. Este efecto se debe a la configuración del TV, el cual está compuesto por una cubierta de lámina galvanizada y un canal de aire. La cubierta logra reducir de manera significativa el paso de la radiación solar directa en la losa, que es la que ocasiona que ésta se caliente y transfiera calor al interior de la edificación. Adicionalmente, el canal ventilado remueve parte de la energía que logra transferir el ambiente exterior a al interior, esto gracias a la circulación del aire dentro del canal.

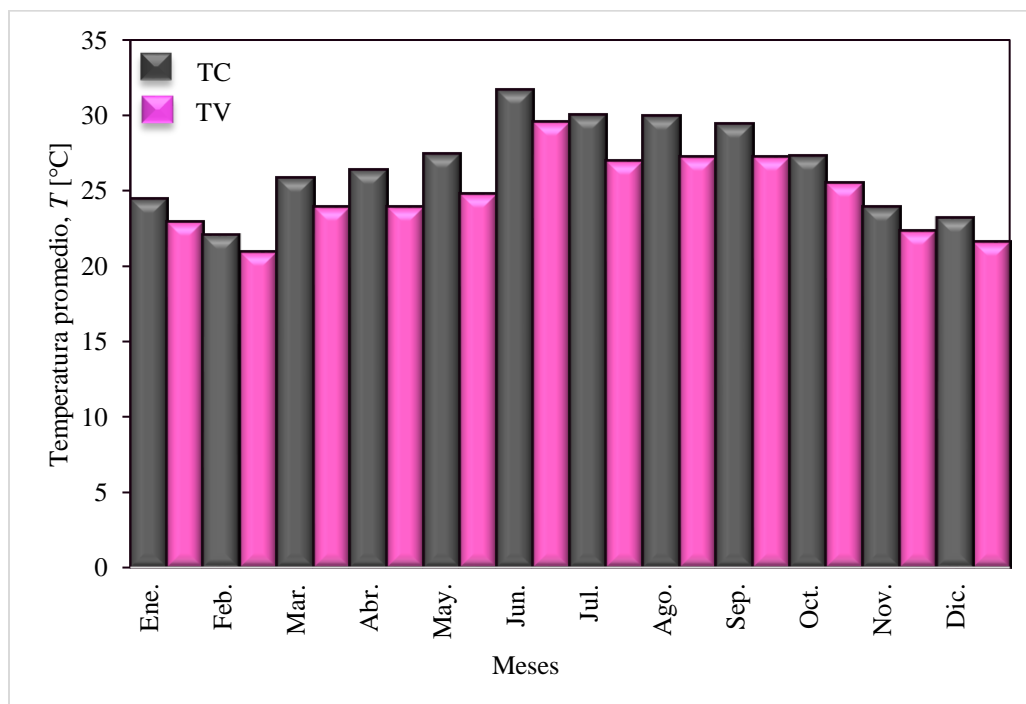


Figura 4.10 Comportamiento de la temperatura interior promedio para los días más fríos de cada mes: Hermosillo.

4.2.3 Evaluación térmica anual para Hermosillo

Para obtener las cargas térmicas al interior de la edificación de cada mes del año 2014 para la Ciudad de Hermosillo se utilizó la Ecuación (4.1).

En la Tabla 4.4 se presentan los valores de la carga térmica expresados en kWh/m² para el día más cálido de cada mes para las configuraciones de TC y TV, así como la comparación de éstas. Se observa que la mayor carga térmica se alcanza en el mes de junio para ambas

configuraciones, encontrando que el mayor consumo de energía lo presenta el TC con 3.32 kWh/m² mientras que el TV consume 2.00 kWh/m². Esto se debe a que junio es el mes más cálido del año y por lo tanto ambos techos aportan más energía a la edificación, observándose que existe una disminución de 40.00 % cuando se utiliza la tecnología de TV. Sin embargo, la mayor disminución de cargas térmicas al implementar el TV se presenta para el mes de marzo, con una reducción del 60.15 %, esto es debido a las condiciones climáticas que se presentan en este mes.

Finalmente, se observa que para todos los meses existe una reducción considerable de las cargas térmicas con la implementación del TV, siendo mayor al 40.00 %. La razón es debido a la reducción de las temperaturas en la superficie interior, encontrando que la reducción anual de las cargas térmicas totales es de 48.26%.

Tabla 4.4 Carga térmica para los días más cálidos de Hermosillo Sonora.

Mes	Día cálido (kWh/m ²)		Disminución %
	TC	TV	
Enero	1.40	0.83	40.60
Febrero	1.63	0.81	50.36
Marzo	1.74	0.69	60.15
Abril	2.18	1.02	53.00
Mayo	2.35	1.14	51.33
Junio	3.32	2.00	40.00
Julio	3.06	1.68	45.03
Agosto	2.93	1.62	44.84
Septiembre	2.05	1.07	47.79
Octubre	1.91	0.87	54.28
Noviembre	1.34	0.65	51.65
Diciembre	1.08	0.53	50.77
Total	24.98	12.92	48.26

De acuerdo con lo observado en los resultados presentados en la sección anterior, el TV podría no ser una alternativa viable para los días fríos extremos, ya que en Hermosillo el invierno es intenso. En este sentido, se busca que la edificación pierda la menor energía posible y en este caso, el TV presenta pérdidas de energía durante todo el día. Sin embargo, para poder confirmar esto, es necesario analizar las cargas térmicas del sistema. Así, en la

Tabla 4.5 se presentan los valores de la carga térmica expresados en kWh/m² para el día más frío de cada mes del año 2014 para las configuraciones de TC y TV, así como la comparación de éstas. Se observa que la mayor carga térmica se presenta en el mes de junio para ambos casos teniendo un valor de 2.76 kWh/m² para el TC y 1.57 kWh/m² para el TV. Por otro lado, mayor disminución de cargas térmicas haciendo uso del TV se da en el mes de mayo con un 62.75 %, mientras que la menor disminución se da en el mes de febrero con un 28.48 %. Considerando las cargas térmicas de todos los meses se obtuvo una reducción anual total de 49.91% al implementar el TV.

Debido a que la temperatura ambiente para los días fríos es inferior a la temperatura interior de la edificación (25°C), la temperatura en el interior del techo tiende a disminuir, ocasionado que la transferencia de calor sea del interior de la edificación hacia el exterior, provocando así que las cargas térmicas que se presentan sean principalmente de calefacción.

A pesar de que el caso de TV presente pérdida de calor hacia el exterior durante todo el tiempo de simulación a diferencia del TC que hasta antes de mediodía presenta pérdidas y posteriormente ganancias, el flujo de calor al interior para TV tiene un comportamiento más suave que el que corresponde a TC. En este último se presentan cambios muy drásticos y de mayor intensidad. Esto se traduce en un mayor consumo de energía por parte del sistema electromecánico para mantener la temperatura de la edificación a 25°C como puede apreciarse en la comparación de la Tabla 4.5.

Así, existe reducción de las cargas térmicas tanto para los días fríos como para los días cálidos de la ciudad de Hermosillo al implementar el TV. La reducción de cargas térmicas totales, tomando en cuenta ambos días es de 49.04 %.

Tabla 4.5 Carga térmica para los días más fríos de Hermosillo Sonora.

Mes	Día frío (kWh/m ²)		Disminución %
	TC	TV	
Enero	1.39	0.83	40.09
Febrero	1.16	0.83	28.48
Marzo	1.34	0.63	53.23
Abril	1.60	0.68	57.39
Mayo	1.64	0.61	62.75
Junio	2.76	1.57	43.20
Julio	2.15	0.82	61.74
Agosto	2.14	0.89	58.29
Septiembre	1.93	0.90	53.42
Octubre	1.42	0.63	55.84
Noviembre	0.98	0.65	33.99
Diciembre	1.18	0.82	30.15
Total	19.69	9.86	49.91

4.3 Resultados para Mérida

En esta sección se presentan los resultados de la evaluación térmica del TV, así como su comparación con el TC para el día más cálido y para el día más frío del año 2014 de la ciudad de Mérida.

4.3.1 Día cálido

En la Figura 4.11 se presenta el comportamiento de la temperatura promedio al exterior y al interior de TV y del TC para el día más cálido del año (07 de abril del 2014) de la ciudad de Mérida. Se observa que ambas configuraciones presentan un comportamiento similar durante las primeras 6 horas de modelación manteniendo una temperatura promedio interior descendente de 26.00 °C a 24.00 °C. A partir de las 6:00 horas, la temperatura interior y exterior de ambos techos comienza a ascender debido a que la radiación solar incidente y la temperatura ambiente incrementan. La temperatura interior del TC asciende hasta alcanzar una temperatura máxima de 38.84 °C a las 15:00 horas. Después de esa hora la temperatura interior promedio comienza a descender hasta llegar a una temperatura de 26.62 °C al final del día.

Para el caso del TV su temperatura interior comienza a ascender a partir de las 6:00 horas hasta alcanzar una temperatura máxima de 31.66 °C a las 16:00 horas. Se aprecia que existe una diferencia de 7.18 °C y un factor de retraso de una hora en comparación al TC. Esto es gracias a su configuración (cubierta y canal ventilado). Después de las 16:00 horas su temperatura interior comienza a descender debido a la disminución de la temperatura ambiente y de la radiación solar incidente hasta llegar a 26.75 °C al final del día. Como se ha indicado anteriormente, ambos techos al inicio del día presentan un comportamiento térmico similar. Sin embargo, el efecto de implementar el TV en la edificación es más notable durante las horas de sol siendo de las 8:00 horas hasta las 20:00 horas, tendiendo un total de 12:00 horas efectivas. Después de las 20:00 horas el TV vuelve a presentar un comportamiento similar al TC hasta llegar al final del día.

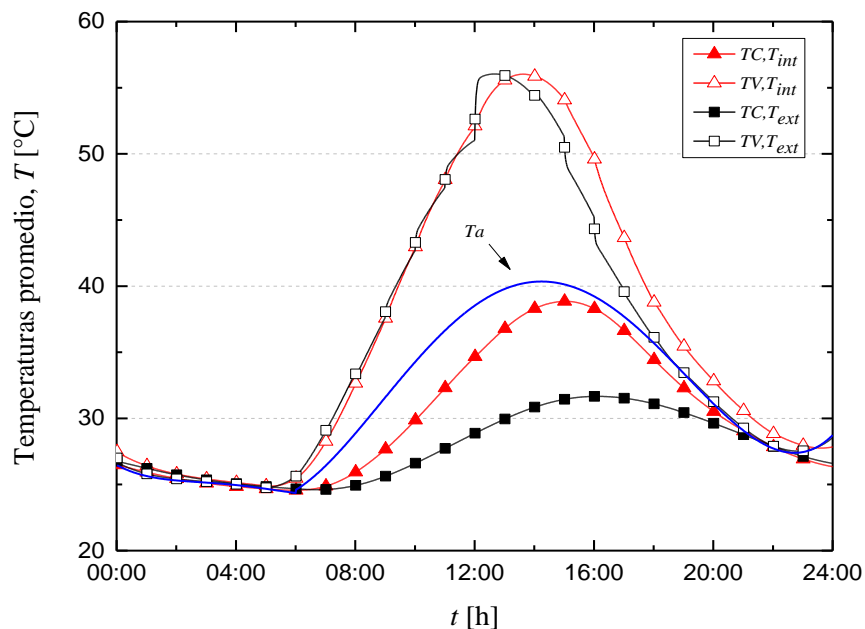


Figura 4.11 Comparación de las temperaturas promedio exterior e interior para el día más cálido: Mérida.

De acuerdo con los resultados, el TV logra disminuir la temperatura promedio al interior para todo el día más cálido del año de la ciudad de Mérida, manteniéndose debajo de los 32.00 °C mientras que el TC supera este valor.

A continuación, se presenta el comportamiento de los flujos de calor promedio al interior del TV y se comparan con los flujos de calor promedio al interior obtenidos para el TC para el día cálido de Mérida.

En la Figura 4.12 se observa el comportamiento del flujo de calor en la superficie interna del techo para ambas configuraciones. Se observa que a lo largo de todo el día el flujo de calor es positivo para ambos techos. Esto se debe a que la temperatura ambiente siempre es mayor a la temperatura interior provocando que la transferencia de calor neta sea del exterior al interior del techo ya que se inhiben las pérdidas radiativas y convectivas en la superficie exterior. El flujo de calor al interior del TC para las primeras 7 horas de modelación presenta un comportamiento descendente de 36.60 W/m^2 a 8.25 W/m^2 . Conforme aumenta la radiación solar incidente aumenta de manera severa el flujo de calor hacia el interior hasta alcanzar un flujo de calor máximo de 223.17 W/m^2 a las 15:00 horas. Posterior a esa hora, el flujo calor comienza a descender hasta llegar a los 39.00 W/m^2 al final del día.

En el caso del flujo de calor al interior para el TV, se presenta un comportamiento descendente similar al TC. De hecho, no existe un efecto en el uso del TV hasta las 6:00 horas. Sin embargo, a partir de las 7:00 horas, el flujo de calor comienza a incrementarse de una manera moderada hasta alcanzar un flujo de calor máximo de 89.63 W/m^2 a las 16:00 horas el cual representa el 40.16 % de la energía que entra a la edificación con respecto al TC. Adicionalmente de la disminución del flujo de calor implementando el TV, se observa que el valor máximo de flujo de calor lo alcanza una hora después en comparación al TC. Después de las 16:00 horas el flujo de calor al interior comienza a descender también de manera moderada hasta llegar a 35.59 W/m^2 al final del día, prácticamente el mismo valor que el correspondiente al TC.

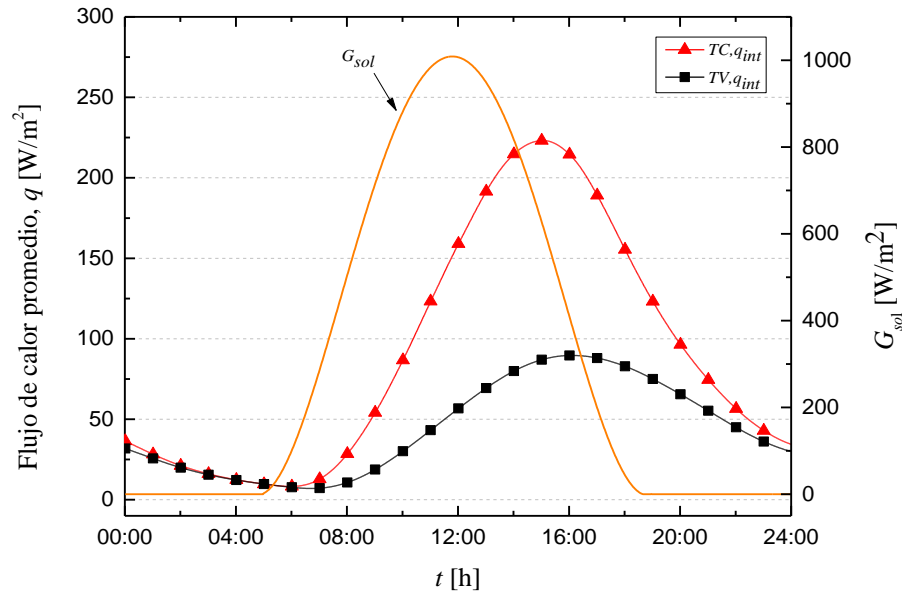


Figura 4.12 Comportamiento del flujo de calor promedio al interior para el día más cálido: Mérida.

La temperatura interior promedio anual del TC y del TV para el día más cálido de cada mes del año 2014 de la ciudad de Mérida se muestra en la Figura 4.13. Para el TC se observa que se mantiene un intervalo de temperaturas interiores promedio anuales de 26.93 °C a 30.00 °C, observándose que la mayor temperatura se presenta en el mes de abril y la temperatura más baja en el mes de enero. Para el TV se presenta un intervalo de temperaturas promedio anuales de 24.78 °C a 27.80 °C, observándose que el TV logra mantenerse debajo de los 30 °C, cumpliendo el objetivo de disminuir la temperatura al interior de la edificación para todos los meses del año.

La disminución de la temperatura al interior se debe gracias a que la cubierta funciona como un escudo que evita el paso de la radiación solar directa a la losa, evitando así que ésta se caliente y transfiera calor al interior de la edificación y el canal ventilado remueve parte de la energía que logra transferir el ambiente exterior a al interior gracias a la circulación de aire dentro del canal.

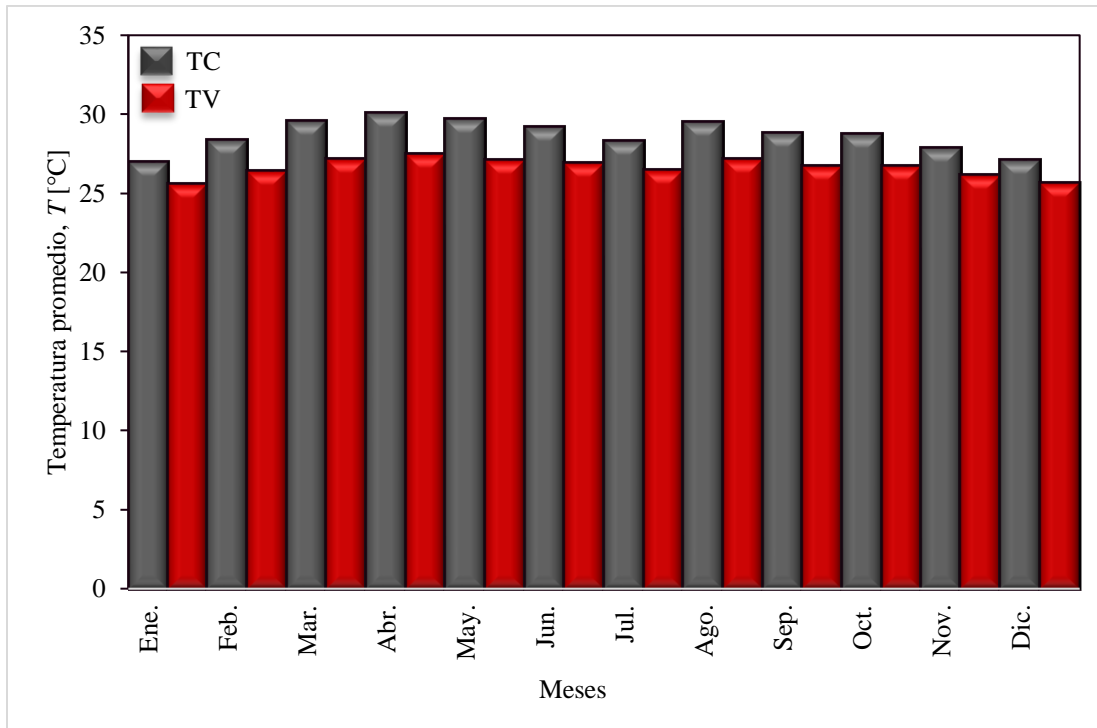


Figura 4.13 Comportamiento de la temperatura interior promedio para los días más cálidos de cada mes: Mérida.

4.3.2 Día frío

En la Figura 4.14 se muestra el comportamiento de la temperatura promedio al interior y al exterior del TV y del TC para el día más frío (17 de enero del 2014) de la ciudad de Mérida. Se aprecia que la temperatura ambiente para el día más frío se encuentra en un intervalo de 10.96 °C - 25.15 °C, mientras que la temperatura promedio interior y exterior del TC durante todo el día se mantiene por arriba de la temperatura ambiente. La temperatura interior del TC para las primeras horas de modelación presenta un comportamiento lineal manteniéndose en un intervalo de 21.18 °C a 19.82 °C. Conforme incrementa la temperatura ambiente, incrementa la temperatura interior del TC hasta alcanzar una temperatura máxima de 32.74 °C a las 15:00 horas, a medida que disminuye la temperatura ambiente desciende la temperatura interior hasta llegar a 23 °C al final del día.

La temperatura promedio al interior para el TV presenta un comportamiento similar al TC manteniéndose en un intervalo de 21.9 °C - 20.37 °C durante las primeras 8 horas de modelación. A partir de las 9:00 horas, la temperatura interior promedio comienza a ascender

de manera suave. Sin embargo, a partir de las 10:00 horas hasta las 13:00 horas, la temperatura interior del TV se mantiene por debajo de la temperatura ambiente. Después de esa hora la temperatura asciende hasta que alcanza una temperatura máxima de 25.62 °C a las 15:00 horas, obteniendo una diferencia de 7.12 °C. Una vez más, debido a la cubierta de lámina galvanizada. Después de alcanzar su temperatura interior máxima, ésta comienza a descender hasta llegar a una temperatura de 22.95 °C al final del día.

Como se observó en los resultados a pesar de ser un día frío el TV logra mantener una temperatura interior promedio debajo de los 30 °C, mientras que el TC no.

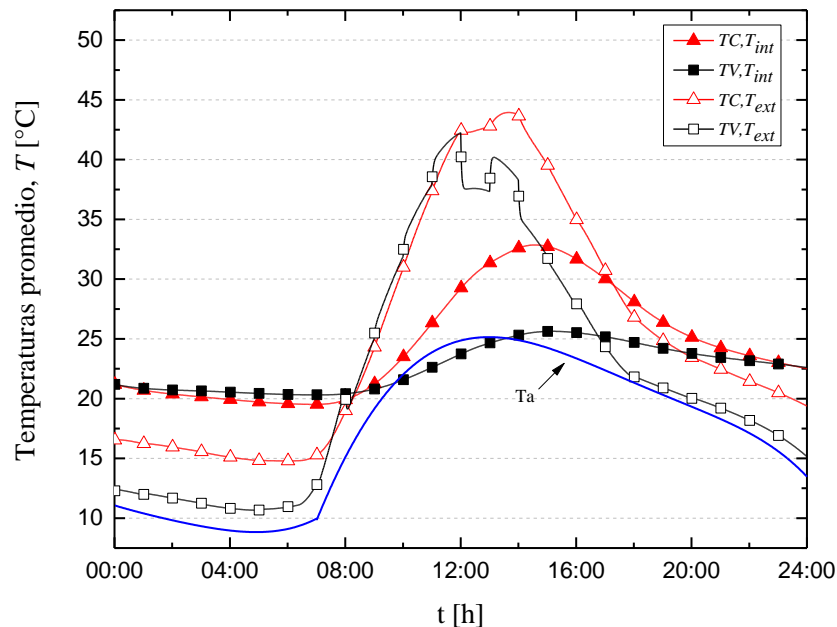


Figura 4.14 Comparación de las temperaturas promedio exterior e interior para el día más frío: Mérida.

En la Figura 4.15 se observa el comportamiento de los flujos de calor promedio al interior del TC y del TV. El flujo de calor interior para ambas configuraciones presenta valores negativos antes de mediodía: hasta las 10:00 h para TC y hasta 12:00 h para TV; y en el periodo nocturno: después de 21:00 para TC y de 19:00 h para TV. Ello se debe a que durante esos periodos la radiación solar es baja y/o nula además de que la temperatura ambiente es menor a la temperatura interior de los techos, ocasionando que la transferencia de calor sea del interior al exterior de la edificación. Conforme aumenta la radiación solar incidente y la

temperatura ambiente, los flujos de calor al interior de ambos techos aumentan, teniendo que a pesar de ser un día frío, el TC alcanza un flujo de calor al interior máximo de 129.25 W/m^2 a las 15:00 horas mientras que el TV alcanza un flujo de calor máximo al interior de 18.79 W/m^2 , el cual representa el 14.53% de la energía total que entra a la edificación con respecto al TC. La disminución del flujo de calor al interior del TV se debe a la disminución que existe de la temperatura al interior. Después de las 15:00 horas, el flujo calor al interior para ambos techos comienza a descender. A partir de las 20:00 horas, se presentan pérdidas de energía lo cual se refleja en la presencia de un flujo de calor negativo, llegando al final del día con un valor de -16 W/m^2 . En el caso del TC, ocurre un comportamiento similar. Sin embargo, los flujos de calor negativos se presentan a partir de las 22:00 horas.

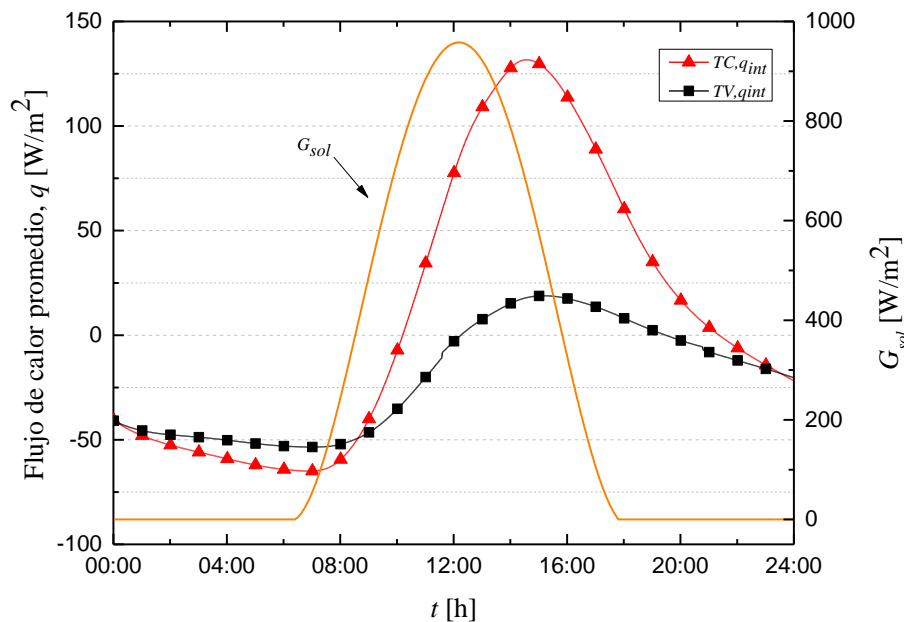


Figura 4.15 Comportamiento del flujo de calor promedio al interior para el día más frío: Mérida.

En la Figura 4.16 se muestra la temperatura interior promedio anual para el TC y el TV para el día más frío de cada mes del año 2014 de la ciudad de Mérida. Se observa que el TC mantiene un intervalo de temperaturas interiores promedio anuales de $29.15 \text{ }^\circ\text{C}$ a $24.62 \text{ }^\circ\text{C}$. Además, se observa que su temperatura más alta se presenta en el mes de julio y la más baja en enero. Por otro lado, el TV mantiene un intervalo de temperaturas interiores promedio de $26.64 \text{ }^\circ\text{C}$ y $22.64 \text{ }^\circ\text{C}$ presentando su temperatura más alta mes de julio y la más baja al igual

que el TC se presenta en el mes de enero. A pesar de que se analizaron los días más fríos del año, la temperatura interior del TC supera los 26 °C la mayor parte de este, mientras que el TV logra mantenerla debajo de este valor la mayoría de los meses.

Como se observó en los resultados, el TC alcanza mayor temperatura al interior a lo largo del año en comparación al TV.

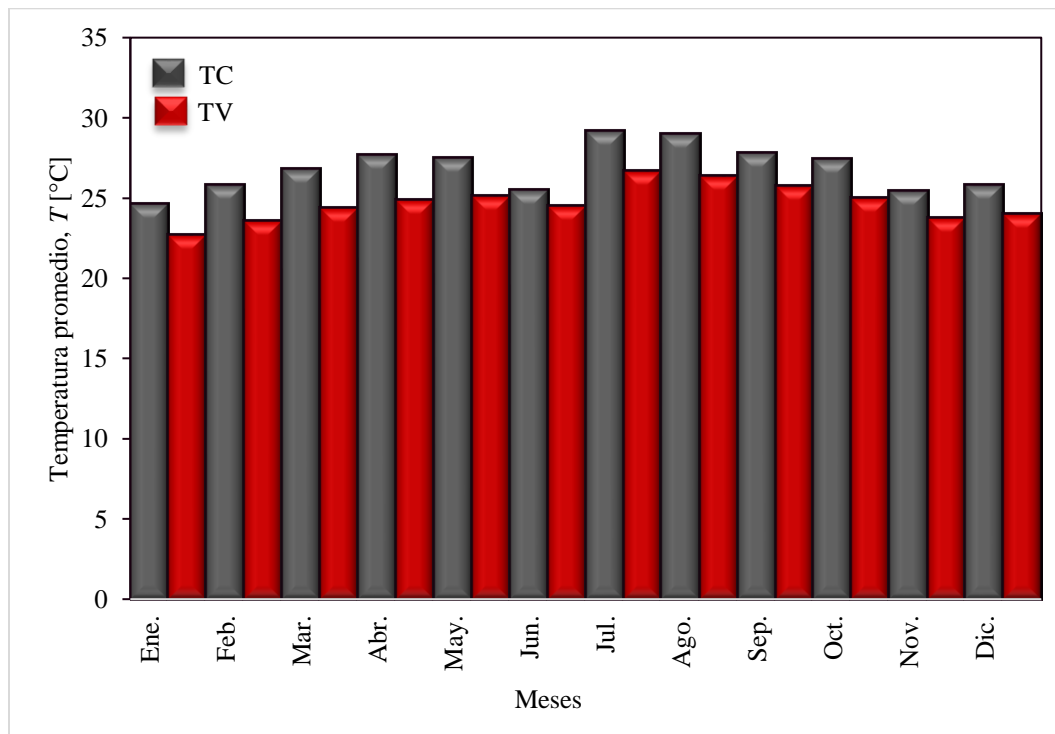


Figura 4.16 Comportamiento de la temperatura interior promedio para los días más fríos de cada mes: Mérida.

4.3.3 Evaluación térmica anual para Mérida

Para obtener las cargas térmicas al interior de la edificación de cada mes del año 2014 para la ciudad de Mérida, se realizó una integración numérica utilizando la Ecuación (4.1).

En la Tabla 4.6 se presentan los valores de la carga térmica expresados en kWh/m² para el día más cálido de cada mes para las configuraciones de TC y TV, así como la comparación de éstas. Se observa que la mayor carga térmica se obtiene en el mes de abril para ambas configuraciones, teniendo que el TC obtiene 2.17 kWh/m² y el TV 1.06 kWh/m². Esto es

consecuencia de que el mes de abril es el más cálido del año y por lo tanto, ambos techos reciben más energía, misma que puede ser transferida a la edificación. Por otro lado, se encontró que existe una disminución en la carga térmica del 51.25% al implementar el TV. Sin embargo, la mayor disminución de cargas térmicas al implementar el TV se presenta en el mes julio con una reducción del 63.94 %.

Finalmente, se observa que para todos los meses existe una reducción de las cargas térmicas mayor al 50 % al implementar el TV. La razón de esto es debido a la reducción de las temperaturas en la superficie interior, encontrando que la reducción anual de las cargas térmicas totales es de 57.66 %.

Tabla 4.6 Carga térmica para los días más cálidos de Mérida Yucatán.

Mes	Día cálido (kWh/m ²)		Disminución %
	TC	TV	
Enero	1.32	0.49	62.54
Febrero	1.59	0.62	60.52
Marzo	1.99	0.93	52.85
Abril	2.17	1.06	51.25
Mayo	2.02	0.95	52.56
Junio	1.85	0.88	52.54
Julio	1.53	0.55	63.94
Agosto	1.95	0.80	58.93
Septiembre	1.71	0.64	62.42
Octubre	1.70	0.65	61.45
Noviembre	1.39	0.51	62.94
Diciembre	1.19	0.52	56.12
Total	20.47	8.66	57.66

En la Tabla 4.7 se presentan los valores de carga térmica expresados en kWh/m² para el día más frío de cada mes para las configuraciones de TC y TV, así como la comparación de estas.

Se observa que la mayor carga térmica se presenta en el mes de julio para para ambos casos teniendo un valor de 1.848 kWh/m² para el TC y 0.742 kWh/m² para el TV, que se traduce en una disminución de 59.85 %. Sin embargo, la mayor disminución de cargas térmicas haciendo uso del TV se da en el mes de mayo con un 70.91 % y la menor disminución se da

en el mes de enero con 51.62 %. Considerando las cargas térmicas de todos los meses se obtuvo una reducción anual total de 61.58% al implementar el TV.

Como se observa que existe una reducción de las cargas térmicas mayor al 50 % para los días fríos y para los días cálidos de la ciudad de Mérida al implementar el TV. La reducción de cargas térmicas total tomando en cuenta ambos días es de 59.54 %.

Tabla 4.7 Carga térmica para los días más fríos de Mérida Yucatán.

Mes	Día frío (kWh/m ²)		Disminución %
	TC	TV	
Enero	1.362	0.659	51.62
Febrero	1.486	0.624	58.04
Marzo	1.550	0.588	62.07
Abril	1.710	0.648	62.12
Mayo	1.333	0.388	70.91
Junio	0.603	0.212	64.94
Julio	1.848	0.742	59.85
Agosto	1.802	0.668	62.93
Septiembre	1.381	0.490	64.48
Octubre	1.611	0.623	61.33
Noviembre	1.051	0.417	60.31
Diciembre	1.061	0.395	62.77
Total	16.798	6.453	61.58

Una vez analizados los resultados obtenidos de la evaluación térmica del techo ventilado, se procedió a redactar las conclusiones obtenidas de este estudio, mismas que serán presentadas en el siguiente Capítulo.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En este Capítulo se presentan las conclusiones obtenidas después de analizar e interpretar los resultados de la evaluación térmica realizada al TV para dos ciudades de la República Mexicana: Hermosillo, Sonora y Mérida, Yucatán. Adicionalmente, se proponen las recomendaciones para trabajos futuros.

5.1 Conclusiones

Acorde con los resultados presentados en el Capítulo IV, se puede concluir primeramente que el objetivo general, los objetivos específicos y el alcance descritos en el Capítulo I se cumplieron de manera satisfactoria.

Se realizó la evaluación transitoria del comportamiento térmico de un TV y se comparó con el comportamiento térmico de un TC para las condiciones climáticas del día más cálido y del día más frío de dos ciudades de la República Mexicana para cada mes del año 2014.

De acuerdo con los resultados obtenidos de la evaluación térmica del TV y su respectiva comparación con el TC, puede concluirse lo siguiente:

- El beneficio que ofrece el TV al reducir los flujos de calor al interior de la edificación se debe a su configuración. La cubierta que funciona como un escudo protege a la losa de concreto de la radiación solar directa, provocando un efecto de sombreado y disminuyendo la acumulación de calor en la losa. Una parte del calor que logra acumularse entre la cubierta y la losa de concreto es removido por el flujo de aire en el canal, mismo que es inducido por la velocidad del viento. Por lo tanto, se reduce la ganancia de calor al interior de la edificación.

- De la implementación del TV en un clima cálido muy seco se observó que se reduce considerablemente la temperatura interior de la edificación con respecto al TC en hasta 6°C. Adicionalmente, se observó una reducción en el flujo calor al interior, obteniéndose una disminución de 48.78 % en flujo de calor máximo alcanzado con referencia al TC. Además de la disminución de la temperatura y del flujo de calor al interior, la configuración del TV retrasa el tiempo de respuesta en que el TV alcanza los valores máximos de las variables mencionadas.
- A pesar del comportamiento del TV en el día más frío, su implementación es recomendable, ya que la mayor parte del año la ciudad de Hermosillo presenta un clima cálido teniendo una temperatura promedio anual de 25 °C y una temperatura máxima de 49 °C. Para los días más cálidos y fríos de cada mes de esta ciudad, se observó un comportamiento similar.
- El comportamiento térmico del TV en un clima cálido subhúmedo resulto ser también muy favorable, ya que su implementación disminuyó durante el día más cálido hasta 7.18 °C la temperatura interior con respecto al TC. Asimismo, presentó una disminución del flujo de calor al interior máximo de 59.83 % con respecto al TC. Del día frío se observó que a pesar de que la temperatura ambiente se mantuvo en un intervalo de 10.96 °C a 25.15°C, el TC alcanzó una temperatura interior máxima superior a los 30 °C mientras que el TV alcanzó una temperatura máxima interior de 25.62 °C. cumpliendo el objetivo de disminuir la temperatura al interior de la edificación.
- En cuanto a los días más cálidos y fríos de cada mes, se encontró que existe una disminución de la temperatura interior y por consecuencia una disminución en las cargas térmicas mayor al 50%, la disminución total de las cargas térmicas fue de 59.54%. Considerando todo lo anterior la implementación del TV en un clima cálido subhúmedo es recomendable.

A manera de conclusión general, puede afirmarse que la incorporación del TV en una edificación es una buena alternativa para reducir la transmisión de calor al interior de ésta bajo condiciones climáticas de clima cálido seco y cálido subhúmedo de México. Esta tecnología permite obtener un beneficio no solo el ahorro energético en la edificación, sino también una contribución al cuidado del medio ambiente. En otras palabras, el implementar el TV permite realizar un consumo de energía en edificaciones de una manera tal que se mantiene dentro de la filosofía del desarrollo sustentable.

5.2 Recomendaciones para trabajos futuros

El estudio del TV como un sistema pasivo de ahorro de energía tiene un amplio campo de investigación y con la finalidad de que se le dé seguimiento a esta alternativa tecnológica, se enlistan las siguientes recomendaciones para trabajos futuros.

1. Analizar el comportamiento térmico del TV para condiciones climáticas de otros climas de la República Mexicana.
2. Implementar diferentes tecnologías de ahorro de energía en el TV tales como películas reflectivas, materiales de cambio de fase (PCM), barreras radiantes y aislantes térmicos. Esto con el propósito de explorar alternativas para incrementar el ahorro de energía en la edificación.
3. Realizar un estudio paramétrico de diferentes materiales para la cubierta.
4. Realizar un estudio numérico de un sistema de TV acoplado a una cavidad. De esta manera se podrá analizar la transferencia de calor entre la componente y la habitación en una condición más real.
5. Realizar estudios experimentales con la finalidad de validar el modelo teórico.

6. Considerar un estudio de gestión de ventilación mediante la implementación persianas en el canal ventilado.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. ASHRAE Standard 55-2004, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy Approve.
2. Abdau O., Joseph V., Etienne V., Damien V., Abdoukader I., Energy saving potential with a double-skin roof ventilated by natural convection in Djibouti. Energy procedia. Vol. 140, págs. 361-373, 2017.
3. Abuseif M., Gou Z., A Review of Roofing Methods: Construction Features, Heat Reduction, Payback Period and Climatic Responsiveness. Energies, Vol. 11, págs. 3916, 2018.
4. Arce J., Rediseño, Construcción y Caracterización de un Colector Solar de Aire para un Sistema de Secado de Grano. (Tesis de maestría). Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico. Cuernavaca Morelos, 2002.
5. Baskaya, S., Aktas, M. K., Onur, N., Numerical simulation of the effects of plate separation and inclination on heat transfer in buoyancy driven open channels, Heat and Mass Transfer, Vol.35, págs. 273-280, 1999.
6. Beltrán M., Modelación computacional de techos ventilados para climas de la República Mexicana (Tesis de maestría). Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico. Cuernavaca Morelos, 2018.
7. Biowole P., Woloszyn M., Pompeo C., “Heat transfers in a double-skin roof ventilated by natural convection in summer time” Energy and Buildings, Vol. 40, págs. 1487-1497, 2008.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

8. Bianco V., Diana A., Manca O., Nardini S., Numerical investigation of an inclined rectangular cavity for ventilated roofs applications. *Thermal Science and Engineering Progress*, Vol. 6, págs. 426-435, 2018
9. Cengel A., Ghajar J., *Transferencia de calor y masa*, McGraw-Hill, 2011.
10. Chang P., Chiang C., Lai C., Development and preliminary evaluation of double roof prototypes incorporating RBS. *Energy and buildings*, Vol. 40, págs.140-147, 2008.
11. Chapra S. y Canale R., “Métodos numéricos para ingenieros” 5ta edición, Mc Graw Hill, 2006.
12. Dai Y.J., Sumathy K., Wang R.Z., Li Y.G., Enhancement of natural ventilation in a solar house with a solar chimney and solid adsorption cooling cavity. *Solar Energy*, Vol. 74, págs.65-75, 2003.
13. Dimoudi A., Androutsopoulos A., Lykoudis S., Summer performance of a ventilated roof component. *Energy and Buildings*, Vol. 38, págs. 610-617, 2006.
14. Duffie, J. A. y Beckman W. A., “Solar Engineering of thermal processes”, 2da. Edición, Editorial John Wiley & Sons, Inc, 1991.
15. Ferziger J.H., Peric M., *Computational methods for fluid dynamics*. Springer, New York, 2002.
16. Fox W. y McDonald T., “Introducción a la Mecánica de Fluidos” Mc Graw- Hill, 1995.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

17. Gagliano A., Patania F., Nocera F., Ferlito A., Galesi A., “Thermal performance of ventilated roofs during summer period”. *Energy and Buildings*, Vol.49, págs. 611-618, 2012.
18. Giuseppe D., Sabbatini S., Cozzolino N., Stipa P., D’Orazio M., Optical properties of traditional clay tiles for ventilated roofs and implication on roof thermal performance. *Building Physics*, Vol. 42, págs. 484-505, 2018.
19. Gullbrekken L., Krande T., Time B., Ventilated wooden roofs: Influence of local weather conditions measurements. *Energy Procedia*, Vol. 32, págs. 777-782, 2017.
20. Hernández V., Contreras J., González G., Morillón D., Fernández J, Modelo analítico que describe el comportamiento térmico de un sistema de descarga de calor en techos, *Ingeniería Investigación y Tecnología*, Vol. 8, págs. 33-42, 2012.
21. Hernández V., Morillón D., Analytical model for double skin roofs. *Applied Thermal Engineering*, Vol.60, págs. 218-224, 2013.
22. INEGI, primera encuesta nacional sobre consumo de energéticos en viviendas particulares (ENCEVI), 2018.
23. IPCC, Climate Change, Mitigation of Climate Change. Contribution of Working Group III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, 2014.
24. Kosny J., Biswas K., Miller W., Kriner S., “Field thermal performance of naturally ventilated solar roof whit PCM heat skin”. *Solar energy*, Vol. 86, págs. 2504-2514, 2012.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

25. Lai C. M., Huang J. Y., Chiou J. S., Optimal spacing for double skin roofs. *Building and Environment*, Vol. 43, págs. 1749-1754, 2008.
26. Lee S., Park S.H., Yeo M.S., Kim K.W., An experimental study on airflow in the cavity of a ventilated roof. *Building and Environment*, Vol. 44, págs. 1431-1439, 2009.
27. Li D., Zheng Y., Liu C., Qi H., Liu X., Numerical analysis on thermal performance of naturally ventilated roofs with different influencing parameters. *Sustainable Cities and Society*, vol. 22, págs. 86-93, 2016.
28. Ong, K.S. "Thermal Performance of Solar Air Heaters: Mathematical Model and Solution Procedure" *Solar Energy*, Vol. 55, págs. 93-109, 1995.
29. Oosthuizen P. y Naylor D., "Introduction to Convective Heat Transfer Analysis", 1ra edición, Mc Graw Hill, 1999.
30. Patania F., Gagliano A., Nocera F., Ferlito, A., Galesi, A., Energy Analysis of Ventilated Roof. *Smart Innovation, Systems and Technologies*. Vol. 7, págs. 15-23, 2011.
31. Reynoso E., Análisis Térmico de un Captador Solar de Aire Ubicado en el Techo de una Habitación con Fines de Ventilación (Tesis de maestría). Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico. Cuernavaca Morelos, 2011.
32. SENER, Balance Nacional de Energía, 2017.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

33. Susanti, L., Homma, H., Matsumoto, H., Suzuki, Y., & Shimizu, M., “Numerical simulation of natural ventilation of a factory roof cavity”. *Energy and Buildings*, Vol. 42, págs. 1337-1343, 2011.
34. Tong S., Li H., An efficient model development and experimental study for the Heat transfer in naturally ventilated inclined roofs. *Building and Environment*, Vol. 81, págs.296-308, 2014.
35. Tzuc M., Hernández I., Macias M., Bassam A., Xamán J., Cruz B., Multi-gene genetic programming for predicting the heat gain of flat naturally ventilated roof using data from outdoor Environmental monitoring. Vol. 138, págs.106-117, 2019.
36. Villi G., Pasut W., De Carli M., CFD modeling and thermal performance analysis of a wooden ventilated roof structure. *Building Simulation*, Vol.2, págs. 215-228, 2009.
37. Yew M.C., Ramli Sulong N.H., Chong W.T., Poh S.C., Ang B.C., Tan K.H., Integration of thermal insulation coating and moving-air-cavity in a cool roof system for attic temperature reduction. *Energy Conversion and Management*, Vol. 75, págs.241-248, 2013.
38. Zingre K., Wan S., Wong S., Toh W., Lee I., Modelling of cool performance for double-skin roofs in tropical Climate, *Energy*, Vol. 82, págs. 813-826, 2015.

ANEXO A: DATOS CLIMÁTICOS Y FUNCIONES GENERADAS

Tabla A.1 Datos meteorológicos para el día más cálido de la ciudad de Hermosillo Sonora.

t [h]	G_{sol} [W/m^2]	T_a [°C]	U_{wind} [m/s]
12:00:00 a. m.	0	35.3	1.2
01:00:00 a. m.	0	33.4	1.2
02:00:00 a. m.	0	31.3	1.0
03:00:00 a. m.	0	30.2	0.9
04:00:00 a. m.	0	29.9	1.5
05:00:00 a. m.	0	28.9	1.7
06:00:00 a. m.	0	27.4	1.4
07:00:00 a. m.	22	27.0	1.4
08:00:00 a. m.	221	31.5	1.0
09:00:00 a. m.	458	39.4	1.8
10:00:00 a. m.	523	41.3	1.8
11:00:00 a. m.	820	44.4	2.7
12:00:00 p. m.	938	46.1	3.3
01:00:00 p. m.	1000	46.6	2.8
02:00:00 p. m.	982	47.9	3.2
03:00:00 p. m.	939	48.3	3.4
04:00:00 p. m.	811	48.9	3.7
05:00:00 p. m.	650	48.5	3.8
06:00:00 p. m.	380	48.1	3.2
07:00:00 p. m.	121	45.0	3.7
08:00:00 p. m.	21	43.5	3.2
09:00:00 p. m.	0	42.3	2.5
10:00:00 p. m.	0	41.4	2.4
11:00:00 p. m.	0	40.1	2.4
12:00:00 a. m.	0	39.0	2.4

Tabla A.2 Funciones para la radiación solar del día cálido de Hermosillo Sonora

Clima	Horario [h]	Funciones
Cálido	12:00 am-6:00 am	$G_{sol}(t) = 0$
	6:00 am-8:00 pm	$G_{sol}(t) = 5249.023 - 0.630 t + 2.530 \times 10^{-5} t^2 - 3.877 \times 10^{-10} t^3 + 1.998 \times 10^{-15} t^4$
	8:00 pm-12:00 pm	$G_{sol}(t) = 0$

Tabla A.3 Funciones para la temperatura ambiente del día cálido de Hermosillo Sonora.

Clima	Horario [h]	Funciones
Frío	12:00 am-9:00 am	$T_a(t) = 10130.866 - 0.408 t + 6.362 \times 10^{-6} t^2 - 4.394 \times 10^{-11} t^3 + 1.135 \times 10^{-16} t^4$
	9:00 am-12:00 am	$T_a(t) = -1013.408 + 0.028 t - 2.140 \times 10^{-7} t^2 + 6.538 \times 10^{-13} t^3 - 6.477 \times 10^{-19} t^4$

Tabla A.4 Datos meteorológicos para el día más frío de la ciudad de Hermosillo Sonora.

t [h]	G_{sol} [W/m^2]	T_a [°C]	U_{wind} [m/s]
12:00:00 a. m.	0	13.6	2.0
01:00:00 a. m.	0	12.3	1.0
02:00:00 a. m.	0	10.8	2.7
03:00:00 a. m.	0	11.4	1.8
04:00:00 a. m.	0	10	1.4
05:00:00 a. m.	0	8.5	2.0
06:00:00 a. m.	0	6.8	1.6
07:00:00 a. m.	0	5.8	2.0
08:00:00 a. m.	10	5.3	2.2
09:00:00 a. m.	66	5.3	1.6
10:00:00 a. m.	321	13	2.2
11:00:00 a. m.	504	17.5	1.6
12:00:00 p. m.	631	21.3	1.0
01:00:00 p. m.	708	21.9	2.6
02:00:00 p. m.	708	22.4	3.7
03:00:00 p. m.	648	22.5	4.3
04:00:00 p. m.	529	21.8	5.4
05:00:00 p. m.	363	21.2	4.7
06:00:00 p. m.	170	20.6	4.5
07:00:00 p. m.	5	18.5	3.5
08:00:00 p. m.	0	17.1	3.2
09:00:00 p. m.	0	15.9	2.3
10:00:00 p. m.	0	14.7	1.5
11:00:00 p. m.	0	12.6	0.9
12:00:00 a. m.	0	11.9	0.6

Tabla A.5 Funciones para la radiación solar del día más frío de Hermosillo Sonora.

Clima	Horario [h]	Funciones
Frío	12:00 am-7:00 am	$G_{sol}(t) = 0$
	7:00 am-8:00 pm	$G_{sol}(t) = 657300.134 - 20.135 t + 2.287 \times 10^{-4} t^2 - 1.141 \times 10^{-9} t^3 + 2.112 \times 10^{-15} t^4$
	8:00 pm-12:00 am	$G_{sol}(t) = 0$

Tabla A.6 Funciones para la temperatura ambiente del día más frío de Hermosillo Sonora.

Clima	Horario [h]	Funciones
Frío	12:00 am-9:00 am	$T_a(t) = 4165.416 - 0.153 t + 2.287 \times 10^{-4} t^2 - 1.141 \times 10^{-9} t^3 + 2.112 \times 10^{-15} t^4$
	9:00 am-12:00 am	$T_a(t) = -5992.638 + 0.158 t - 1.495 \times 10^{-6} t^2 + 6.236 \times 10^{-12} t^3 - 9.739 \times 10^{-18} t^4$

Tabla A.7 Datos meteorológicos para el día más cálido de la ciudad de Mérida Yucatán.

t [h]	G_{sol} [W/m^2]	T_a [$^{\circ}C$]	U_{wind} [m/s]
12:00:00 a. m.	0	26.6	3.4
01:00:00 a. m.	0	25.8	3.8
02:00:00 a. m.	0	25.4	4.0
03:00:00 a. m.	0	25.3	3.9
04:00:00 a. m.	0	25.1	3.4
05:00:00 a. m.	0	24.8	3.5
06:00:00 a. m.	17	24.5	3.5
07:00:00 a. m.	192	26.2	4.7
08:00:00 a. m.	513	29.3	4.8
09:00:00 a. m.	715	31.5	5.4
10:00:00 a. m.	885	34.6	4.5
11:00:00 a. m.	986	36.3	3.6
12:00:00 p. m.	999	37.9	2.9
01:00:00 p. m.	959	39.2	1.5
02:00:00 p. m.	845	39.9	1.5
03:00:00 p. m.	619	41.5	1.4
04:00:00 p. m.	389	40.3	2.2
05:00:00 p. m.	192	37.9	4.2
06:00:00 p. m.	9	32.2	5.0
07:00:00 p. m.	0	29.8	3.2
08:00:00 p. m.	0	28.6	3.5
09:00:00 p. m.	0	28.2	3.0
10:00:00 p. m.	0	28	2.0
11:00:00 p. m.	0	28.2	2.4
12:00:00 a. m.	0	28.1	1.5

Tabla A.8 Funciones para la radiación solar del día más cálido de Mérida Yucatán.

Clima	Horario [h]	Funciones
Frío	12:00 am-5:00 am	$G_{sol}(t) = 0$
	5:00 am-7:00 pm	$G_{sol}(t) = 637433.014 - 20.572 t + 2.458 \times 10^{-4} t^2 - 1.288 \times 10^{-9} t^3 + 2.498 \times 10^{-15} t^4$
	7:00 pm-12:00 am	$G_{sol}(t) = 0$

Tabla A.9 Funciones para la temperatura ambiente del día más cálido de Mérida Yucatán.

Clima	Horario [h]	Funciones
Frío	12:00 am-6:00 am	$T_a(t) = 3545.466 - 0.129t + 1.927 \times 10^{-6}t^2 - 1.275 \times 10^{-11}t^3 + 3.157 \times 10^{-17}t^4$
	6:00 am-12:00 am	$T_a(t) = 4655.465 - 0.13508t + 1.540 \times 10^{-6}t^2 - 7.653 \times 10^{-12}t^3 + 1.399 \times 10^{-17}t^4$

Tabla A.10 Datos meteorológicos para el día más frío de la ciudad de Mérida Yucatán.

t [h]	G_{sol} [W/m^2]	T_a [°C]	U_{wind} [m/s]
12:00:00 a. m.	0	11.0	1.0
01:00:00 a. m.	0	10.5	0.6
02:00:00 a. m.	0	9.5	0.9
03:00:00 a. m.	0	9.3	0.9
04:00:00 a. m.	0	8.9	0.6
05:00:00 a. m.	0	8.8	1.0
06:00:00 a. m.	0	10.0	1.0
07:00:00 a. m.	31	9.9	0.8
08:00:00 a. m.	108	13.1	0.9
09:00:00 a. m.	256	17.8	1.0
10:00:00 a. m.	612	22.9	3.4
11:00:00 a. m.	961	24.3	2.7
12:00:00 p. m.	924	24.2	2.1
01:00:00 p. m.	535	24.9	1.6
02:00:00 p. m.	244	24.0	3.1
03:00:00 p. m.	631	24.5	2.0
04:00:00 p. m.	339	24.6	3.3
05:00:00 p. m.	51	22.0	3.6
06:00:00 p. m.	0	21.0	2.9
07:00:00 p. m.	0	20.2	2.7
08:00:00 p. m.	0	19.7	2.0
09:00:00 p. m.	0	18.9	1.7
10:00:00 p. m.	0	17.0	1.0
11:00:00 p. m.	0	15.7	1.0
12:00:00 a. m.	0	13.7	0.8

Tabla A-11. Funciones para la radiación solar del día más frío de Mérida Yucatán.

Clima	Horario [h]	Funciones
Frío	12:00 am-6:00 am	$G_{sol}(t) = 0$
	6:00 am-6:00 pm	$G_{sol}(t) = 1.238 \times 10^6 - 39.069 t + 4.581 \times 10^{-4} t^2 - 2.365 \times 10^{-9} t^3 + 4.539 \times 10^{-15} t^4$
	6:00 pm-12:00 am	$G_{sol}(t) = 0$

Tabla A.12. Funciones para la temperatura ambiente del día más frío de Mérida Yucatán.

Clima	Horario [h]	Funciones
Frío	12:00 am-7:00 am	$T_a(t) = 1299.552 - 0.0431 t + 6.929 \times 10^{-7} t^2 - 4.990 \times 10^{-12} t^3 + 1.353 \times 10^{-17} t^4$
	7:00 am-12:00 am	$T_a(t) = 2807.240 - 0.126 t + 2.256 \times 10^{-6} t^2 - 1.868 \times 10^{-11} t^3 + 7.391 \times 10^{-17} t^4 - 1.133 \times 10^{-22} t^4$

ANEXO B: PRODUCTOS OBTENIDOS

En este anexo se presenta la escritura de un borrador de artículo.

Evaluación dinámica de un sistema de techo ventilado para condiciones climáticas de México.

T. Lima-Téllez^a, Y. Chávez^a, I. Hernández-López^b, J. Xamán^a

¹ Tecnológico Nacional de México/Cenidet, Prol. Av. Palmira S/N Col. Palmira, Cuernavaca, Morelos, C.P. 62490, México.

² Universidad de Sonora, Unison, Blvd. Encinas y Rosales S/N Col. Centro, Hermosillo, Sonora, C.P. 8300, México.

Nomenclatura

Símbolos latinos	Definición
T	Temperatura [°C] o [K]
T_a	Temperatura ambiente [°C]
T_{sky}	Temperatura de cielo [K]
T_{room}	Temperatura en la habitación [°C]
G_{sol}	Radiación solar [W/m ²]
U_{wind}	Velocidad del viento [m/s]
TC	Techo convencional
TV	Techo Ventilado
q_w^{conv}	Flujo de calor convectivo al exterior [W/m ²]
q_{rs}^{rad}	Flujo de calor radiativo exterior [W/m ²]
q_1^{conv}, q_2^{conv}	Flujos de calor convectivos en el canal [W/m ²]
q_{12}^{rad}	Flujo de calor radiativo entre la losa y la lámina [W/m ²]
q_{cond}	Flujo de calor conductivo [W/m ²]
q_{rint}^{rad}	Flujo de calor radiativo interior [W/m ²]
q_{int}^{conv}	Flujo de calor convectivo interior [W/m ²]
h_1, h_2	Coefficientes convectivos en el canal [W/m ² K]
h_{r12}	Coefficiente radiativo entre la cubierta y la losa [W/m ² K]
h_{rs}	Coefficiente radiativo exterior [W/m ² K]
h_w	Coefficiente convectivo debido al viento [W/m ² K]
h_{rint}	Coefficiente radiativo interior [W/m ² K]
h_{int}	Coefficiente convectivo interior [W/m ² K]
q	Calor transportado por el fluido [W/m ² K]

A	Área [m ²]
\dot{m}	Flujo másico [kg/s]
C_p	Calor específico [J/kgK]
T_{int}	Temperatura en el interior de los techos [°C]
T_{ext}	Temperatura en el exterior de los techos [°C]
t	Tiempo [h]
q_{int}	Flujo de calor promedio al interior de los techos [W/m ²]
q_{ext}	Flujo de calor promedio al exterior de los techos [W/m ²]
Nu	Número de Nusselt
Re	Número de Reynolds
Pr	Número de Prandtl

	Símbolo Griegos	Definición
	λ	Conductividad térmica [W/m K]
	ρ	Densidad [kg/m ³]
	μ	Viscosidad dinámica [kg/ms]
	\mathcal{E}	Emitancia
	ρ^*	Reflectancia
	α^*	Absortancia

	Subíndice	Definición
	l	Lámina galvanizada
	c	Concreto

1.- Introducción

Actualmente, el sector de las edificaciones es responsable de una tercera parte del consumo global de energía y de una quinta parte de las emisiones mundiales de gases de efecto invernadero [1]. Adicionalmente, la demanda de energía en el mundo se ha incrementado de manera más rápida en esta última década; tan solo en el 2018, la demanda de energía incrementó un 2.3 %. Como resultado, las emisiones mundiales de CO₂ relacionadas con la energía aumentaron un 1.7% [2]. Una quinta parte del aumento de la demanda mundial de energía es originada por la mayor demanda de calefacción y refrigeración en las edificaciones, ya que las temperaturas medias de invierno y

verano en algunas regiones del mundo se superaron sus datos históricos registrados. Por lo anterior se busca incrementar el uso eficiente de la energía en las edificaciones.

Para el caso de refrigeración en climas cálidos, una alternativa es la reducción de la ganancia de energía solar en las componentes de la envolvente de la edificación. Estas componentes son las paredes, ventanas y techos. En particular, el techo es el componente esencial de la edificación ya que ésta protege al resto de las componentes; quedando más expuesto a los efectos climáticos como la radiación solar, la lluvia o la nieve y de acuerdo con Nahar et al. [3], en un clima cálido un techo puede aportar hasta el 50% de la carga térmica. Debido a esto, en las últimas décadas se ha incrementado el estudio de tecnologías para techos que regulen las ganancias al interior de una edificación. Ejemplo de ello son los techos frescos, techos aislados, techos verdes y techos ventilados o de doble cubierta. Estos últimos pueden ser de dos configuraciones: inclinados o totalmente horizontales. Además, de acuerdo con Majed y Zhoghua [4], son los que presentan menos estudios realizados. Sin embargo, los techos ventilados han demostrado ser una alternativa factible para reducir las ganancias de calor al interior de una edificación de manera muy significativa. Dentro de la literatura se encontró que se han realizado diferentes estudios experimentales, teóricos y teórico-experimentales sobre el desempeño térmico de techos ventilados. Dimoudi et al. [5] realizaron un estudio experimental de un techo ventilado a gran escala. Los autores reconocieron que el techo ventilado contribuye significativamente en la reducción del impacto de la radiación solar en una edificación durante el verano, reduciendo la temperatura del techo 8 K con respecto a un techo convencional. En 2007, Chang et al. [6] evaluaron experimentalmente los ahorros de energía logrados al incorporar un sistema de barrera radiante en un techo ventilado, encontrando el sistema RBS es muy eficaz para bloquear la transferencia de calor por radiación entre la cubierta y el techo. Posteriormente, Biwole et al. [7] estimaron en un estudio teórico-experimental, que el ancho óptimo para el canal de ventilación debe estar entre 6 cm y 10 cm. Más tarde, basado en el estudio del comportamiento del fluido térmico del aire dentro del techo ventilado y los flujos de calor a través de techos ventilados, Gagliano et al. [8] encontraron que la ventilación de los techos puede reducir significativamente los flujos de calor hasta en 50% durante la temporada de verano. Basado en el método de balances globales Hernández et al. [9] en 2012 y Hernández y Morillón [10] en 2013, obtuvieron un modelo que describe con un pequeño margen de error el comportamiento térmico de un techo de descarga

de calor, cuando este tiene superficies opacas o translucidas, encontrando una diferencia de hasta 4.9 °C con respecto a un prototipo experimental. En 2015, Zingre et al. [11] realizaron un estudio transitorio del desempeño térmico de un techo ventilado combinado con un techo fresco. De este estudio los autores encontraron que agregar una película reflectiva a un techo ventilado reduce el aumento de calor hasta en un 51% en comparación con un techo ventilado sin película reflectiva. Dentro de los estudios más actuales, se encontró que Beltrán [12] realizó un estudio numérico mediante el método de volumen finito de la transferencia de calor pseudo-transitorio de un techo ventilado. De los resultados, el autor obtuvo que la altura optima del canal en un techo ventilado es de 10 cm y concluyó que los flujos de calor al interior se reducen gracias al sombreado del segundo techo y debido a la circulación de aire dentro del canal del techo ventilado. Finalmente, en 2019 Tzuc et. al. [13] a través de un modelo predictivo de algoritmos genéticos realizaron un análisis de sensibilidad en donde encontraron que el ancho de canal y la temperatura ambiente son los parámetros con mayor influencia en el flujo de calor al interior de un techo ventilado.

Con base a la revisión, se observa que, a pesar de ser una alternativa muy efectiva para la reducción de la ganancia de energía solar, existen pocos estudios del sistema de techo ventilado en configuración horizontal. Adicionalmente, sólo el trabajo de Beltrán considera las condiciones de un clima cálido de México [12], un país en el cual la mayoría de las edificaciones presentan techos completamente horizontales. En este sentido, la meta de este trabajo es realizar una evaluación transitoria de un techo ventilado horizontal bajo condiciones de climas cálidos representativos de México y comparar los beneficios obtenidos con respecto a un techo convencional.

2.- Modelo teórico

2.1 Modelo físico

En la Figura 1 se muestra el modelo físico un techo convencional de la República Mexicana. Esta configuración es la que se considera como referencia para realizar el estudio. El modelo considera en la parte exterior del techo pérdidas por radiación y convección debido a la interacción con el ambiente exterior. Adicionalmente, se considera transferencia de calor por conducción a través de la losa de concreto. Finalmente se considera transferencia de calor por convección y radiación de la superficie interna de la losa hacia el aire de la habitación.

En la Figura 2 se presenta el modelo físico para el techo ventilado. El sistema está compuesto por una losa de concreto de 12 cm en la parte inferior, una cubierta de lámina galvanizada en la parte superior la cual funciona como escudo protegiendo a la losa de concreto de la radiación solar directa. Entre la losa y la cubierta existe un canal ventilado de 10 cm por donde circula un fluido, el movimiento de este fluido es inducido por la velocidad del viento (convección forzada), la función de este canal es extraer el calor que se pueda acumular entre la losa y la cubierta. El modelo considera transferencia de calor por conducción en la losa de concreto y transferencia de calor por convección y radiación en el canal ventilado. Adicionalmente se consideran pérdidas radiativas y convectivas del ambiente exterior a la parte superior de la cubierta. Finalmente se considera la transferencia de calor por convección y pérdidas radiativas de la superficie interna de la losa hacia el aire de la habitación.

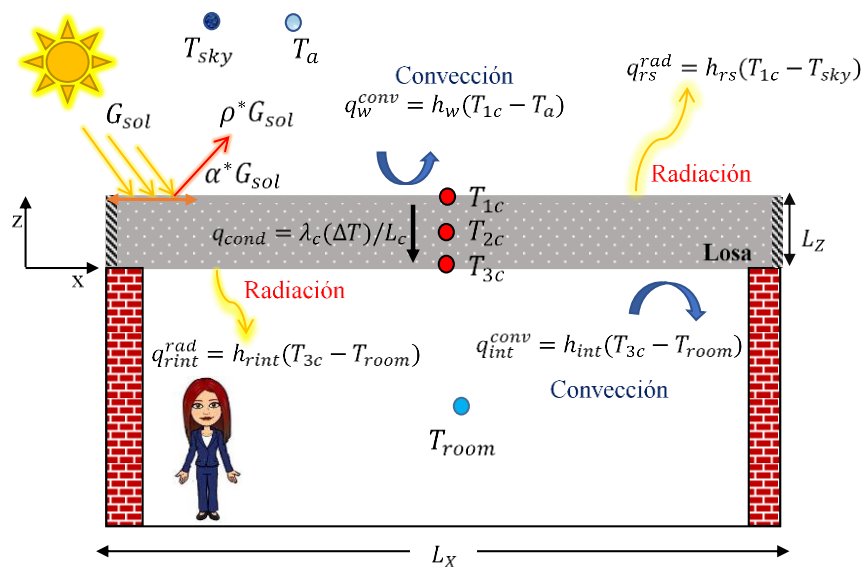


Figura 1. Modelo físico de un techo convencional.

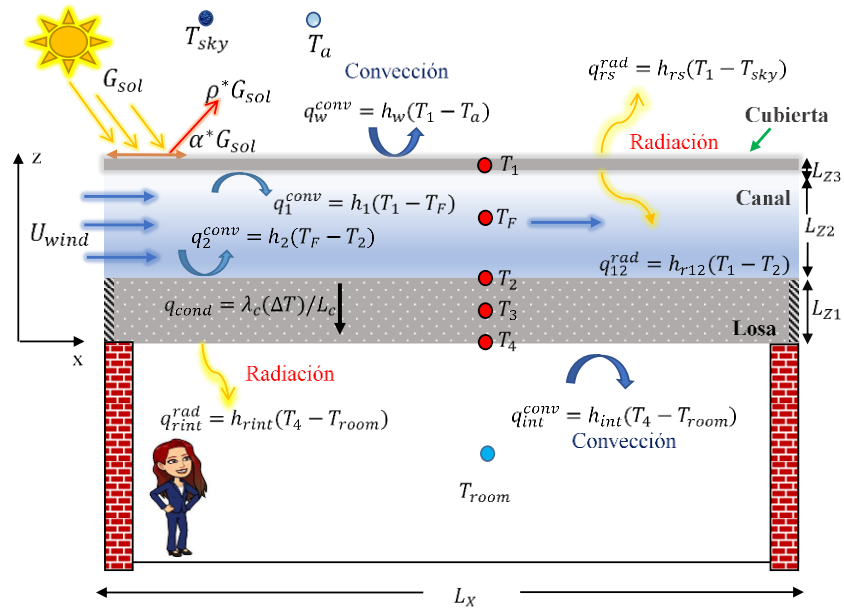


Figura 2. Modelo físico de un techo ventilado.

2.2 Modelo analítico

Para definir el modelo matemático se realizó un balance termodinámico en cada uno de los puntos mostrados en la Figura 2, bajo las siguientes consideraciones:

- El fluido dentro del canal se consideró como aire seco y por lo tanto no se consideró radiativamente participante.
- El aire dentro del canal se consideró como un fluido newtoniano e incompresible con un comportamiento del gas ideal.
- El fenómeno se desarrolló en estado transitorio.
- En el canal se presenta la transferencia de calor por convección forzada.

Del balance termodinámico realizado a cada uno de los elementos del sistema techo ventilado se obtuvieron las siguientes ecuaciones.

Balance en la cubierta, T_1 :

$$\rho_l C_{p_l} (A \delta z_1) \frac{dT_1}{dt} = \alpha_l^* G_{sol} A - (q_1^{conv} A + q_{12}^{rad} A + q_w^{conv} A + q_{rs}^{rad} A) \quad (1)$$

Balance en el fluido, T_F :

$$\rho_F C p_F (A \delta z_F) \frac{dT_F}{dt} = q_1^{conv} A - (q_2^{conv} A + Q) \quad (2)$$

Balance en la superficie exterior de la losa, T_2 :

$$\rho_c C p_c (A \delta z_2) \frac{dT_2}{dt} = q_2^{conv} A + q_{21}^{rad} A - q_1^{cond} A \quad (3)$$

Balance en la losa, T_3 :

$$\rho_c C p_c (A \delta z_3) \frac{dT_3}{dt} = q_1^{cond} A - q_2^{cond} A \quad (4)$$

Balance en la superficie interior de la losa, T_4 :

$$\rho_c C p_c (A \delta z_4) \frac{dT_4}{dt} = q_2^{cond} A - (q_{int}^{conv} A + q_{rint}^{rad} A) \quad (5)$$

En la Figura 3 se muestra un balance de transferencia de calor para un flujo de aire que circula dentro de un canal ocasionado por una corriente de aire. Se asume que las temperaturas en las paredes del canal de aire son uniformes, pero diferentes entre sí para un pequeño volumen de control.

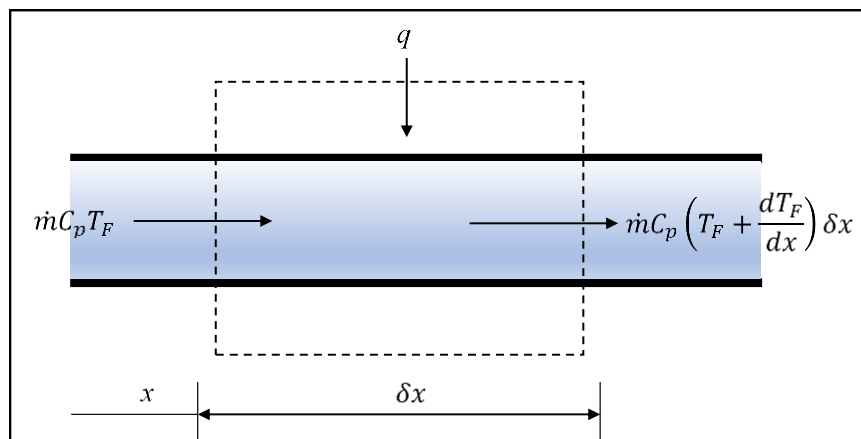


Figura 3. Balance de energía a lo largo de la dirección del flujo en un elemento diferencial.

A partir de un balance global de energía en el pequeño volumen de control, el calor transferido al aire que circula dentro del canal se puede expresar como:

$$q = 2m C_p (T_F - T_{Fi}) / WLx \quad (6)$$

Definiendo $\Gamma = 2m C_p / WLx$ y sustituyendo en la Ecuación (6) se puede expresar como:

$$q = \Gamma(T_F - T_{Fi}) \quad (7)$$

Asumiendo que el calor útil q transferido al aire es uniforme a lo largo de todo el canal ventilado de longitud Lx , la temperatura media del fluido es igual a la media aritmética propuesta por Ong [14].

$$T_F = \frac{T_{Fi} + T_{Fo}}{2} \quad (8)$$

De esta manera el calor útil transferido a la corriente de aire en movimiento se describe en términos de las temperaturas medias del fluido y de la entrada como:

$$T_{Fo} = 2T_F - T_{Fi} \quad (9)$$

Sustituyendo el valor de q en la ecuación (2) y manipulando algebraicamente las ecuaciones correspondientes al techo ventilado se obtuvo un sistema de ecuaciones de 5x5.

$$\underbrace{\begin{bmatrix} a_1 & -b_1 & -c_1 & 0 & 0 \\ -a_2 & b_2 & -c_2 & 0 & 0 \\ -a_3 & -b_3 & c_3 & -d_3 & 0 \\ 0 & 0 & -c_4 & d_4 & -e_4 \\ 0 & 0 & 0 & -d_5 & e_5 \end{bmatrix}}_{\substack{\text{Matriz de coeficientes} \\ [A]}} \underbrace{\begin{bmatrix} T_1 \\ T_F \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \end{bmatrix}}_{\substack{\text{Vector incognita} \\ [T]}} = \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{\rho_t C p_t \delta z_1 T_1^{old} + U_t T_a + S_1}{\Delta t} \\ \frac{\rho_F C p_F \delta z_F T_F^{old} + \Gamma T_{Fi}}{\Delta t} \\ \frac{\rho_c C p_c \delta z_2 T_2^{old}}{\Delta t} \\ \frac{\rho_c C p_c \delta z_3 T_3^{old}}{\Delta t} \\ \frac{\rho_c C p_c \delta z_4 T_3^{old} + U_b T_{room}}{\Delta t} \end{bmatrix}}_{\substack{\text{Vector término independiente} \\ [B]}} \quad (10)$$

Donde:

$$\begin{aligned}
 a_1 &= \left(\frac{\rho_l C p_l \delta z_1}{\Delta t} + h_{r12} + h_1 + U_t \right), \quad b_1 = h_1, \quad c_1 = h_{r12} \\
 a_2 &= h_1, \quad b_2 = \left(\frac{\rho_F C p_F \delta z_F}{\Delta t} + h_1 + h_2 + \Gamma \right), \quad c_2 = h_2 \\
 a_3 &= h_{r12}, \quad b_3 = h_2, \quad c_3 = \left(\frac{\rho_c C p_c \delta z_2}{\Delta t} + h_2 + h_{r12} + U_b + \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} \right), \quad d_3 = \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} \\
 c_4 &= \frac{\lambda_1}{L_1}, \quad d_4 = \left(\frac{\rho_c C p_c \delta z_3}{\Delta t} + \frac{\lambda_{c1}}{L_{c1}} + \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} \right), \quad e_4 = \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} \\
 d_5 &= \frac{\lambda_2}{L_2}, \quad e_5 = \left(\frac{\rho_c C p_c \delta z_4}{\Delta t} + \frac{\lambda_{c2}}{L_{c2}} + U_b \right)
 \end{aligned}$$

El sistema de ecuaciones algebraicas se resolvió mediante el desarrollo de un código computacional en ForTran con la implementación de un algoritmo numérico.

Para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor convectivo, radiativo y pérdidas globales, se utilizaron las correlaciones que propone Ong [14]. A continuación, se describen brevemente estas correlaciones.

Se considera que el coeficiente de transferencia de calor debido al viento h_w depende linealmente de la velocidad de éste. Para determinarlo, se utiliza la correlación de Mac Adams en 1954, y referenciado por Duffie and Beckman [15]:

$$h_w = 5.7 + 3.8U_{wind} \quad (11)$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación desde la superficie exterior del sistema hacia la bóveda celeste referido a la temperatura ambiente se puede escribir como h_{rs}

$$h_{rs} = \frac{\sigma \varepsilon_l (T_1 + T_s)(T_1^2 + T_{sky}^2)(T_1 - T_{sky})}{(T_1 - T_a)} \quad (12)$$

La temperatura de cielo T_{sky} es obtenida de Swinbank en 1963, y referenciado por Duffie y Beckman [15]:

$$T_{sky} = 0.0552T_a^{1.5} \quad (13)$$

Coefficiente de transferencia de calor por radiación entre placas paralelas h_{r21} se determina con la relación de Duffie y Beckman [15] el cual está dado por:

$$h_{r12} = \frac{\sigma(T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_l} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1\right)} \quad (14)$$

Coefficiente global de pérdidas de calor U_t con referencia a la cubierta superior.

$$U_t = h_w + h_{rs} \quad (15)$$

El coeficiente de pérdidas de calor por conducción U_b de la parte inferior está dado por:

$$U_b = \frac{1}{\sum_1^n \frac{dz}{\lambda_c} + \frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{rint}}} \quad (16)$$

La fracción de la radiación solar absorbido por la primera superficie está dada por:

$$S_1 = \alpha_l G_{sol} \quad (17)$$

Los coeficientes de transferencia de calor por convección forzada h_1 y h_2 entre placas paralelas se describen de la siguiente forma:

$$h_1 = Nu \left(\frac{\lambda}{D_h} \right) \quad (18)$$

$$h_2 = Nu \left(\frac{\lambda}{D_h} \right) \quad (19)$$

Donde el Nusselt (Nu) se determina de acuerdo con las siguientes correlaciones:

Región de flujo laminar $Re < 2300$, Heaton et al [16]

$$Nu = Nu_{\infty} + \frac{a \left(\text{Re Pr} \left(\frac{D_h}{L} \right) \right)^m}{1 + b \left(\text{Re Pr} \left(\frac{D_h}{L} \right) \right)^n} \quad (20)$$

Donde: $a=0.00190$, $b=0.00563$, $m=1.71$, $n=1.17$ y $Nu_{\infty}=5.4$

Región de transición de flujo $2300 < Re < 6000$, Hausen [17]

$$Nu = (0.116(Re^{2/3} - 125) Pr^{1/3}) \left(1 + \left(\frac{D_h}{L} \right)^{2/3} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_W} \right)^{0.14} \quad (21)$$

Región de flujo turbulento $Re > 6000$, Nusselt [18]

$$Nu = 0.036 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{D_h}{L} \right)^{0.055} \quad (22)$$

Para flujos entre placas planas paralelas el diámetro equivalente D_h será igual al doble de la separación entre las placas [15]

Se considera que las propiedades termofísicas del aire varían linealmente con la temperatura debido al bajo intervalo en que se manejan, Ong [15] propuso:

Viscosidad dinámica

$$\mu = [1.983 + 0.00184(T - T_a)] 10^{-5} \quad (23)$$

Conductividad térmica

$$\lambda = 0.02624 + 0.0000758(T - T_a) \quad (24)$$

Calor específico

$$C_p = 1.0057 + 0.000066(T - T_a) 10^3 \quad (25)$$

2.3 Verificación del modelo

En la Tabla 1. se observan los resultados de la verificación realizada con la solución analítica para la velocidad propuesta por Fox y McDonald [19] y de la temperatura a la salida del canal propuesta por Oosthuizen y Naylor [20].

Tabla 1. Comparación de las temperatura a la salida del canal entre la solución analítica y balances globales.

Re	T [°C] (Oosthuizen y Naylor,1999)	T [°C] (Presente estudio)	$Dif.$ [%]
500	47.00	46.99 °C	0.02
1000	47.00	46.99 °C	0.02
1400	47.00	46.98 °C	0.04
2000	47.00	46.88 °C	0.26
2300	47.00	46.79 °C	0.45

De la Tabla 1 se observa que para los diferentes números de Reynolds se obtuvo una diferencia menor al 0.5 % con referencia a la solución analítica. Considerando lo anterior, se puede concluir que el código numérico desarrollado ofrece resultados satisfactorios para la solución de un canal horizontal por donde circula un fluido y el movimiento de este es originado por convección forzada.

Adicionalmente, el modelo se verifico con el modelo teórico propuesto por Ong [15] para la solución de un canal por convección forzada. En la Tabla 2 se observan los parámetros que el autor consideró para su estudio.

Tabla 2. Parámetros utilizados por Ong, 1995.

Simulación	Tipo	\dot{m} (kg/s)	U_{wind} (m/s)	T_a °C	G_{sol} (W/m)	Re
1	1	0.040	1.0	27	700	4000
2	1	0.400	1.0	27	700	40,000
3	2	0.040	1.0	27	700	4000
4	2	0.400	1.0	27	700	40,000

En las Figuras 4 a) y 5 a) se observa el comportamiento de las simulaciones 1 y 2 de la Tabla 2. Los resultados obtenidos de las temperaturas, así como los de la eficiencia se compararon con los obtenidos por Ong que se muestran en las Figuras 4 b) y 5 b).

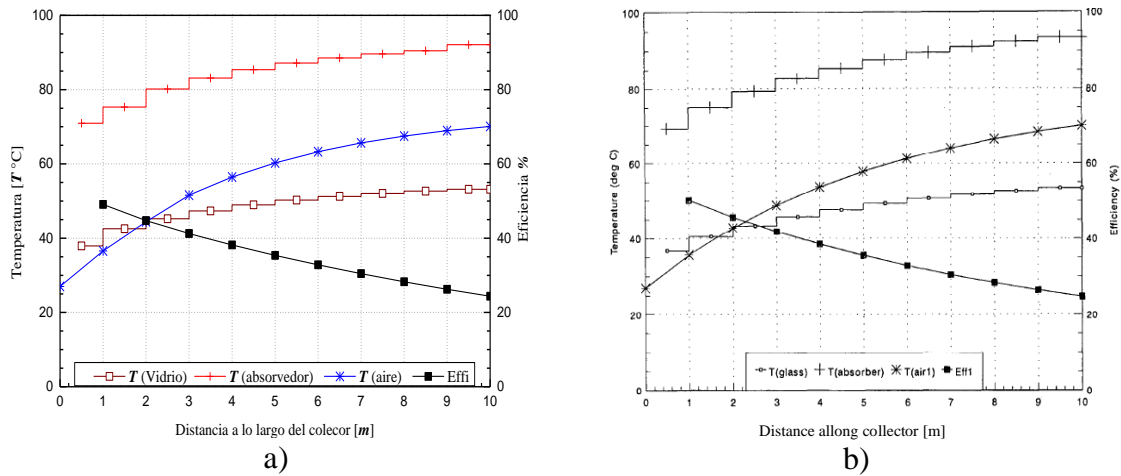


Figura 4. Variación de las temperaturas teóricas a lo largo del colector $Re=4000$.
a) Presente estudio y b) Ong (1995)

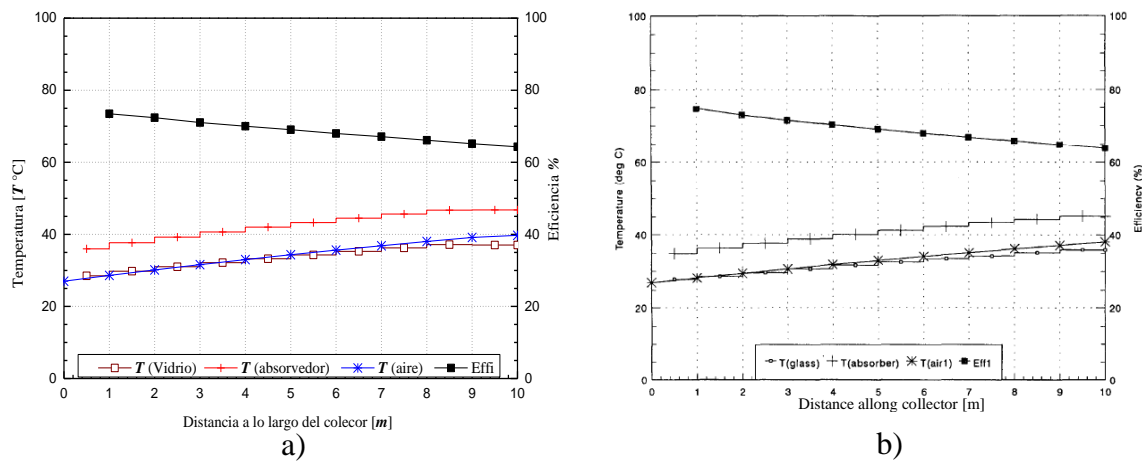


Figura 5. Variación de las temperaturas teóricas a lo largo del colector $Re=40000$.
a) Presente estudio y b) Ong (1995)

En las Figuras 6 a) y 7 a) se observa el comportamiento de las simulaciones 3 y 4 de la Tabla 2. Los resultados obtenidos de las temperaturas, así como los de la eficiencia se compararon con los obtenidos por Ong que se muestran en las Figuras 6 b) y 7 b).

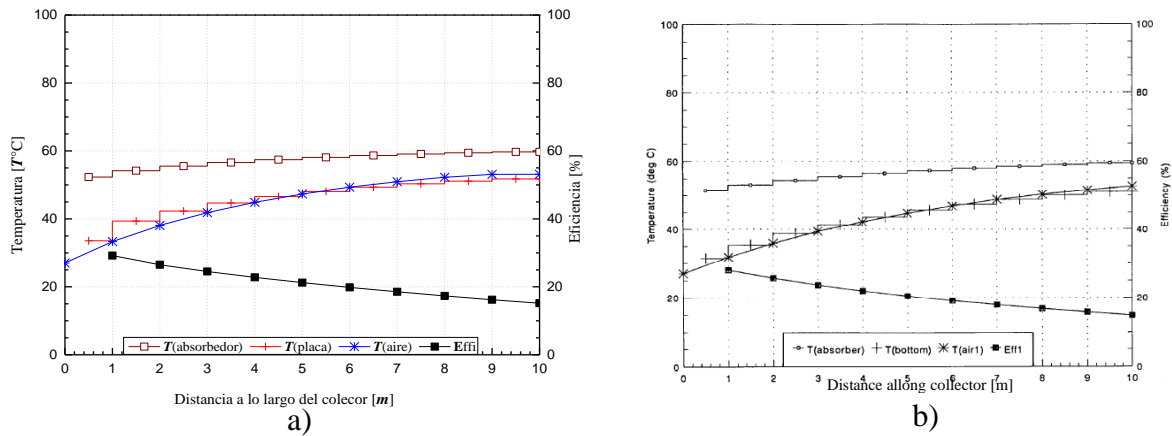


Figura 6. Variación de las temperaturas teóricas a lo largo del colector $Re=40000$.
a) Presente estudio y b) Ong (1995)

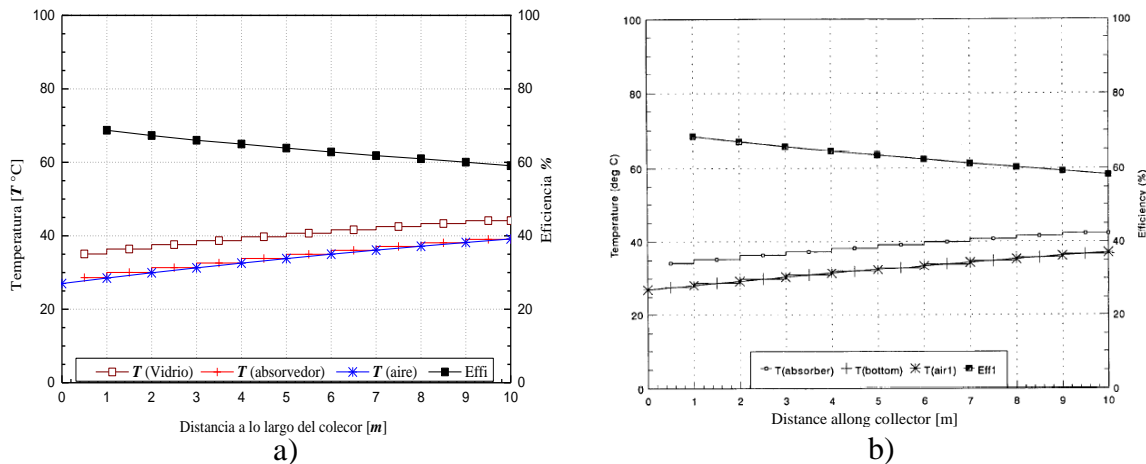


Figura 7. Variación de las temperaturas teóricas a lo largo del colector $2 Re=40000$.
a) Presente estudio y b) Ong (1995)

Al comparar los resultados obtenidos del código numérico desarrollado con los obtenidos por Ong, se pudo observar de manera cualitativa que los resultados son similares para las cuatro simulaciones realizadas. Por lo tanto, se puede concluir que el código numérico desarrollado ofrece resultados satisfactorios para modelar un canal por donde circula un fluido y el movimiento de este es ocasionado únicamente por convección forzada.

3.- Resultados y discusión

El comportamiento térmico del techo ventilado se analizó cada minuto del día más cálido y de el día más frío de cada mes del año 2014 para las ciudades de Hermosillo y de Mérida. En la Tabla 3 se presentan las propiedades termofísicas del concreto y de la lámina galvanizada calibre 26 utilizadas para el modelo.

Tabla 3. Propiedades termofísicas del concreto y la lámina galvanizada

Lámina galvanizada		Concreto	
λ_l	58 W/m ²	λ_c	1.7 W/m ²
ρ_l	7850 kg/m ³	ρ_c	2240 kg/m ³
C_{pl}	460 J/kg K	C_{pc}	880 J/kg K
ϵ_l	0.82	ϵ_c	0.90

Es importante mencionar que para la evaluación térmica se consideró una temperatura constante al interior de la edificación de 25°C para ambas ciudades, esto de acuerdo con las condiciones de confort que establece norma ASHRAE-55 [21].

3.1 Resultados para Hermosillo

3.1.2 Día cálido

En la Figura 8 se presenta el comportamiento de la temperatura promedio al exterior y al interior del techo ventilado [TV] y del techo convencional [TC] para el día más cálido de año (03 de junio del 2014). Se observa que la temperatura interior del TC alcanza un valor máximo de 41.70 °C a las 15:00 horas mientras que el TV alcanza una temperatura máxima de 35.6 °C a las 16:00 horas. Se aprecia que existe un factor de retraso de una hora y se obtiene una diferencia de 6.1 °C en comparación al TC. Adicionalmente, se observa que el efecto de implementar el TV en la edificación es más notable durante las horas de sol (8:00-20:00).

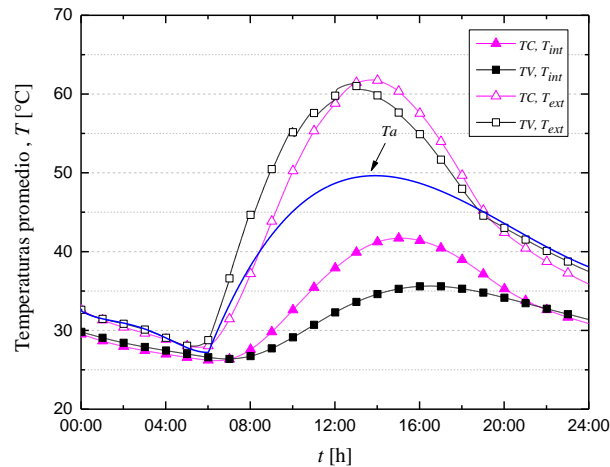


Figura 8. Comparación de las temperaturas promedio exterior e interior para el día más cálido del año: Hermosillo.

En la Figura 9. Se presenta el comportamiento del flujo de calor al interior del techo para ambas configuraciones, se observa que todos los valores para el flujo de calor son positivos, es decir, la energía está entrando a la edificación. El TC alcanza un flujo de calor interior máximo de 267.61 W/m^2 a las 15:00 horas mientras que el TV se mantiene en 137.05 W/m^2 para las 16:00 horas el cual representa el 51.21% de la energía que entra a la edificación con un TC.

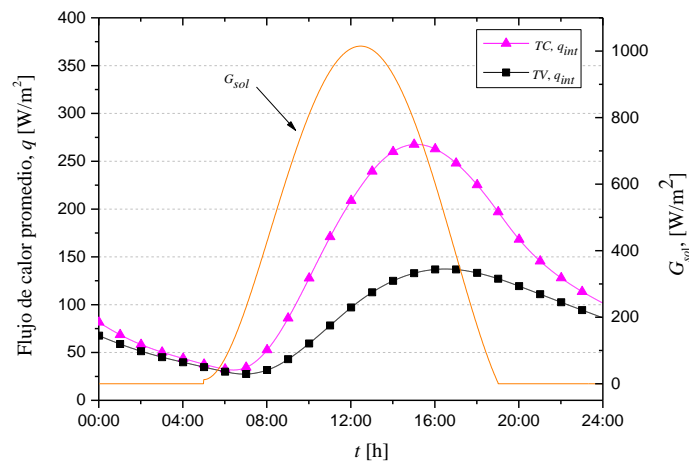


Figura 9. Comportamiento del flujo de calor promedio al interior para el día más cálido del año: Hermosillo.

En la Figura 10 se muestra la temperatura interior promedio anual del TC y TV para los días más cálidos de cada mes del año 2014. Se observa que el TC mantiene un intervalo de temperaturas interiores promedio anuales de 24.83 °C a 33.24 °C , mientras que el TV presenta un intervalo inferior de temperaturas promedio anuales de 23.27 °C a 31.13 °C . De acuerdo con estos resultados

el TV logra cumplir con el objetivo de disminuir la temperatura al interior de la edificación para todos los meses del año.

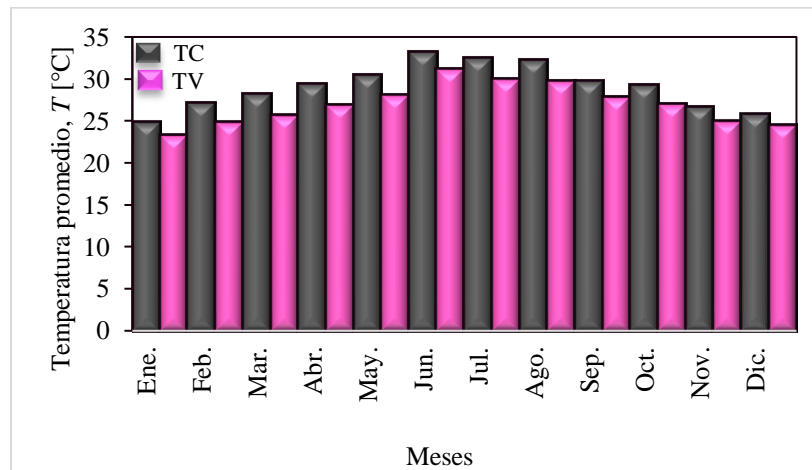


Figura 10. Comportamiento de la temperatura interior promedio para los días más cálidos de cada mes: Hermosillo.

3.1.3 Día frío

En la Figura 11 se presenta el comportamiento de la temperatura promedio al interior y al exterior del TV y del TC para el día más frío (3 de febrero del 2014) de la ciudad de Hermosillo. Se observa que el TC alcanza una temperatura interior máxima de 29.30 °C a las 16:00 horas, mientras que el TV solamente alcanza una temperatura interior máxima de 23.87 °C a las 17:00 horas. Observándose un retraso de una hora en la respuesta térmica del TV con respecto al TC. Además, se encontró una diferencia de 5.43 °C. De acuerdo con los resultados, a pesar de ser el día más frío del año para la ciudad de Hermosillo, el TC alcanza una temperatura máxima al interior de casi 30 °C mientras que el TV se mantiene 5.43 °C debajo del TC.

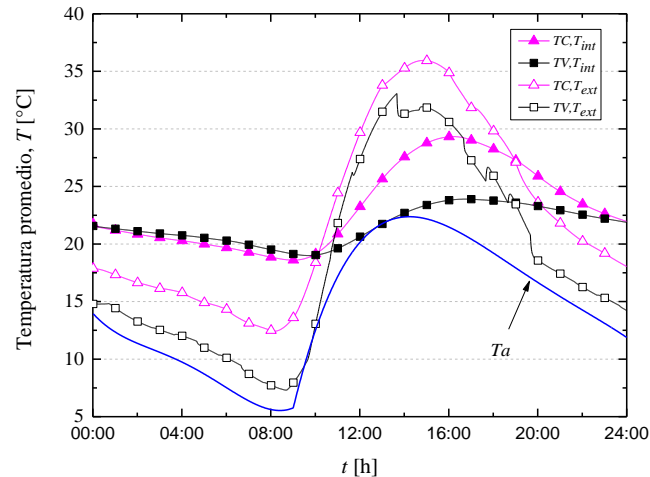


Figura 11. Comparación de las temperaturas promedio exterior e interior para el día más frío: Hermosillo.

En la Figura 12 se observa el comportamiento del flujo de calor al interior del TC y del TV, ambas configuraciones presentan flujos de calor negativos la mayor parte del día debido a que la temperatura interior de los techos es mayor a la temperatura ambiente, por lo tanto, la transferencia de calor se da del interior de la edificación hacia el exterior. El flujo de calor al interior para el TC alcanza un valor máximo de 78.61 W/m^2 a las 16:00 horas, mientras que el TV alcanza un valor de -1.30 W/m^2 esto a las 17:00 horas. La reducción de energía se debe al escudo formado por la lámina galvanizada que evita que la radiación solar incida directamente en la losa de concreto y esta aumente su temperatura.

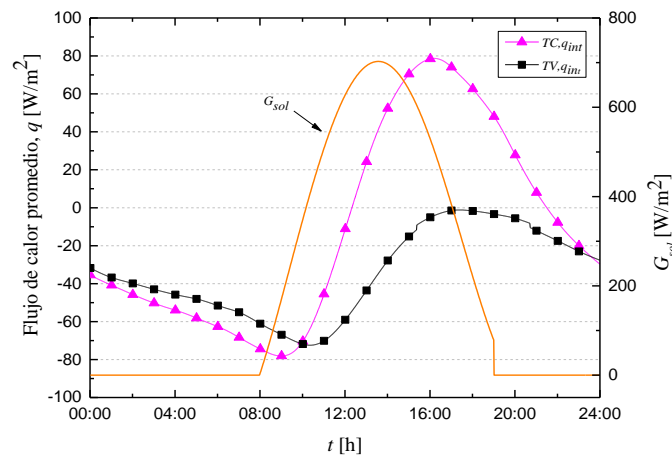


Figura 11. Comportamiento del flujo de calor promedio al interior para el día más frío: Hermosillo.

En la Figura 12 se observa la temperatura interior promedio anual del TC y TV para el día más frío de cada mes del año 2014 de la ciudad de Hermosillo. Se observa que el TC mantiene un intervalo

de temperaturas interiores promedio anuales de 22.07 °C a 31.70 °C. Mientras que el TV presenta la mayor parte de los meses temperaturas interiores promedio menores a los 25°C, mantenido un intervalo de temperaturas promedio de 20.89 °C a 29.59 °C a lo largo del año.

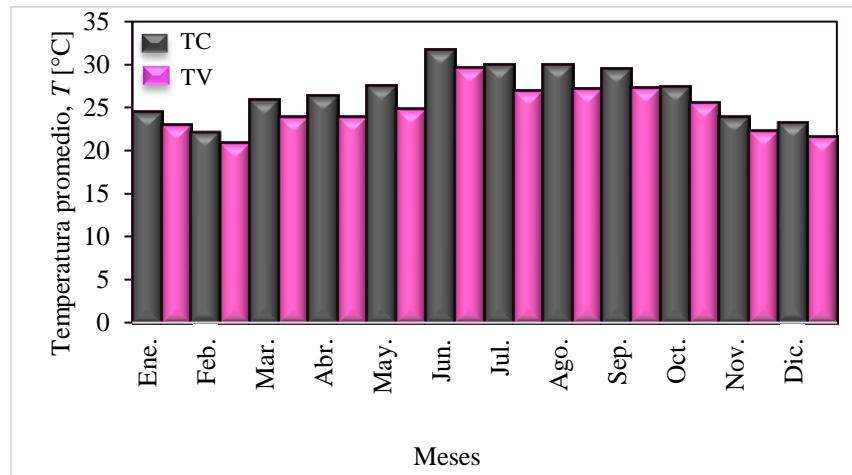


Figura 12. Comportamiento de la temperatura interior promedio para los días más fríos de cada mes: Hermosillo.

3.1.4 Evaluación térmica anual para Hermosillo

En la Tabla 4 se presentan los valores de la carga térmica para el día más cálido de cada mes para las configuraciones de TC y TV, así como la comparación de éstas. Se observa que para todos los meses existe una reducción considerable de las cargas térmicas con la implementación del TV, siendo mayor al 40 %. La razón es debido a la reducción de las temperaturas en la superficie interior, encontrando que la reducción anual de las cargas térmicas totales es de 48.26%.

Tabla 5 se presentan los valores de la carga térmica para el día más frío de cada mes del año 2014 para las configuraciones de TC y TV, así como la comparación de éstas. Considerando las cargas térmicas de todos los meses se obtuvo una reducción anual total de 49.91% al implementar el TV. Debido a que la temperatura ambiente para los días fríos es inferior a la temperatura interior de la edificación, la temperatura en el interior del techo tiende a disminuir, ocasionado que la transferencia de calor sea del interior de la edificación hacia el exterior, provocando así que las cargas térmicas que se presentan sean principalmente de calefacción.

ANEXO B

Finalmente se observa que existe reducción de las cargas térmicas tanto para los días fríos como para los días cálidos de la ciudad de Hermosillo al implementar el TV. La reducción de cargas térmicas totales, tomando en cuenta ambos días es de 49.04 %.

Tabla 4. Carga térmica para Hermosillo, día cálido.

Mes	Día cálido (kWh/m ²)		Disminución %
	TC	TV	
Ene.	1.40	0.83	40.60
Feb.	1.63	0.81	50.36
Mar.	1.74	0.69	60.15
Abr.	2.18	1.02	53.00
May.	2.35	1.14	51.33
Jun.	3.32	2.00	40.00
Jul.	3.06	1.68	45.03
Ago.	2.93	1.62	44.84
Sep.	2.05	1.07	47.79
Oct.	1.91	0.87	54.28
Nov.	1.34	0.65	51.65
Dic.	1.08	0.53	50.77
Total	24.98	12.92	48.26

Tabla 5. Carga térmica para Hermosillo, día frío.

Mes	Día frío (kWh/m ²)		Disminución %
	TC	TV	
Ene.	1.39	0.83	40.09
Feb.	1.16	0.83	28.48
Mar.	1.34	0.63	53.23
Abr.	1.60	0.68	57.39
May.	1.64	0.61	62.75
Jun.	2.76	1.57	43.20
Jul.	2.15	0.82	61.74
Ago.	2.14	0.89	58.29
Sep.	1.93	0.90	53.42
Oct.	1.42	0.63	55.84
Nov.	0.98	0.65	33.99
Dic.	1.18	0.82	30.15
Total	19.69	9.86	49.91

3.2 Resultados para Mérida

3.2.1 Día cálido

En la Figura 13. se presenta el comportamiento de la temperatura promedio al exterior y al interior de TV y del TC para el día más cálido del año (07 de abril del 2014) de la ciudad de Mérida. Se observa que el TC alcanza una temperatura máxima de $38.84\text{ }^{\circ}\text{C}$ a las 15:00 horas, mientras que el TV alcanza un valor máximo de $31.66\text{ }^{\circ}\text{C}$ a las 16:00 horas, observándose una diferencia de $7.18\text{ }^{\circ}\text{C}$ y un factor de retraso de una hora en comparación al TC.

En la Figura 14 se observa el comportamiento del flujo de calor en la superficie interna del techo para ambas configuraciones. Se observa que a lo largo de todo el día el flujo de calor es positivo para ambos techos. Esto se debe a que la temperatura ambiente siempre es mayor a la temperatura interior provocando que la transferencia de calor neta sea del exterior al interior del techo. El flujo de calor al interior para el TC alcanza un valor máximo de 223.17 W/m^2 a las 15:00 horas, mientras que el TV alcanza un valor máximo de 89.63% a las 16:00 horas el cual representa el 40.16% de la energía que entra a la edificación con respecto al TC.

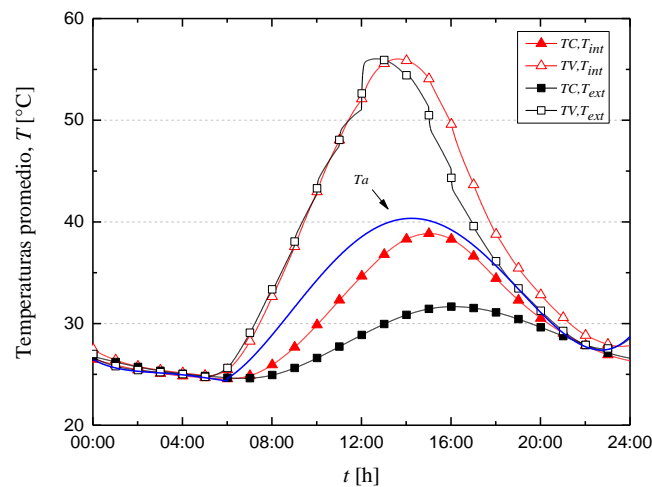


Figura 14. Comparación de las temperaturas promedio exterior e interior para el día más cálido: Mérida.

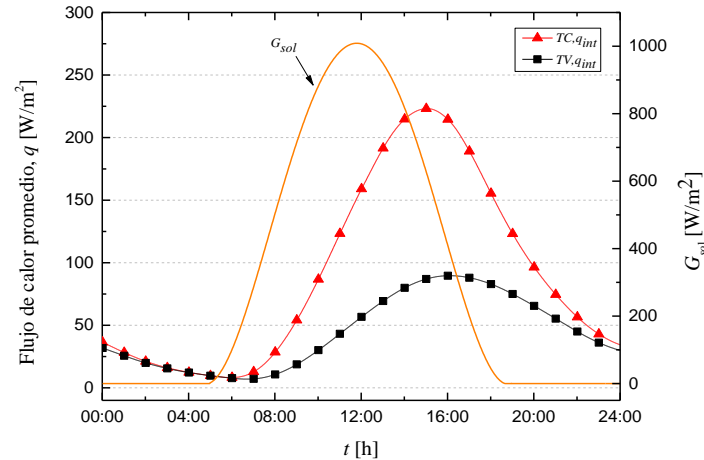


Figura 14. comportamiento del flujo de calor promedio al interior para el día más cálido: Mérida.

La temperatura interior promedio anual del TC y del TV para el día más cálido de cada mes del año 2014 de la ciudad de Mérida se muestra en la Figura 15. Para el TC se observa que se mantiene un intervalo de temperaturas interiores promedio anuales de 26.93 °C a 30 °C, por otro lado para el TV se presenta un intervalo de temperaturas promedio anuales de 24.78 °C a 27.80 °C, observándose que el TV logra mantenerse debajo de los 30 °C, cumpliendo el objetivo de disminuir la temperatura al interior de la edificación para todos los meses del año.

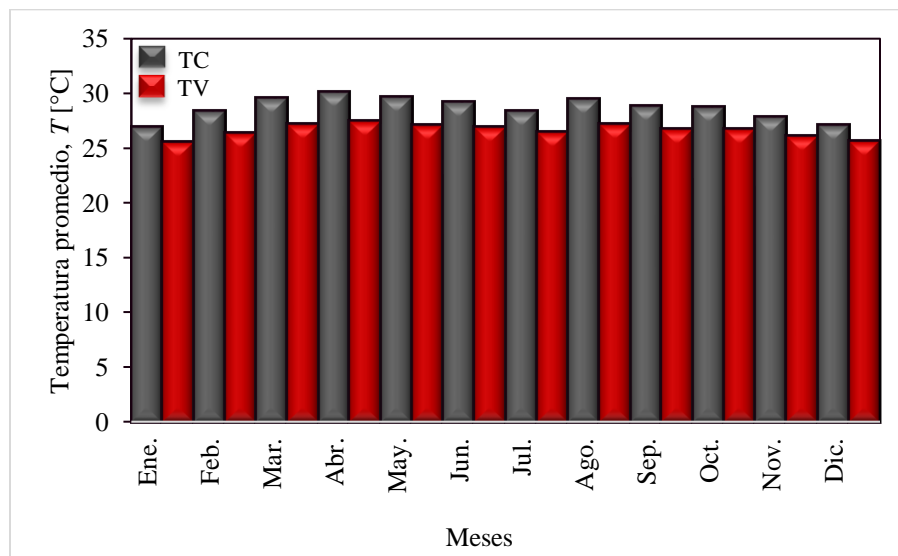


Figura 15. Comportamiento de la temperatura interior promedio para los días más cálidos de cada mes: Mérida.

3.2.2 Día frío

En la Figura 16 se muestra el comportamiento de la temperatura promedio al interior y al exterior del TV y del TC para el día más frío (17 de enero del 2014) de la ciudad de Mérida. Se aprecia que la temperatura interior máxima del TC alcanza un valor de $32.74\text{ }^{\circ}\text{C}$ a las 15:00 horas, por otro lado, el TV se mantiene debajo de ese valor alcanzando una temperatura al interior máxima de $25.62\text{ }^{\circ}\text{C}$.

En la Figura 17 se observa el comportamiento de los flujos de calor promedio al interior del TC y del TV. Se observa que el flujo de calor al interior para ambas configuraciones presenta valores negativos antes de mediodía y en el periodo nocturno. El flujo de calor al interior para el TC alcanzó un valor máximo 129 W/m^2 , mientras que el TV alcanzó solo un valor de 18.79 W/m^2 , el cual representa el 14.53% de la energía total que entra a la edificación con respecto al TC.

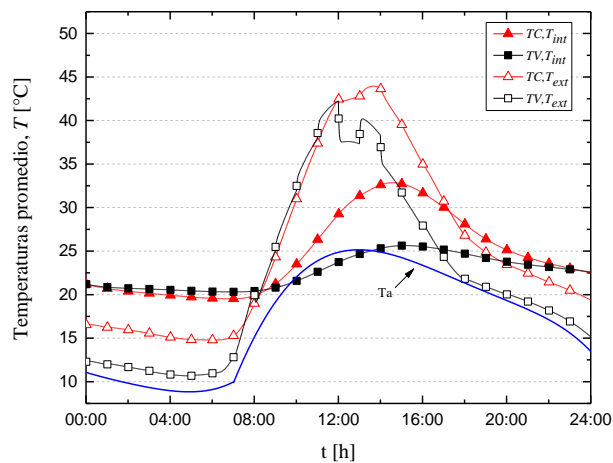


Figura 16. Comparación de las temperaturas promedio exterior e interior para el día más frío: Mérida.

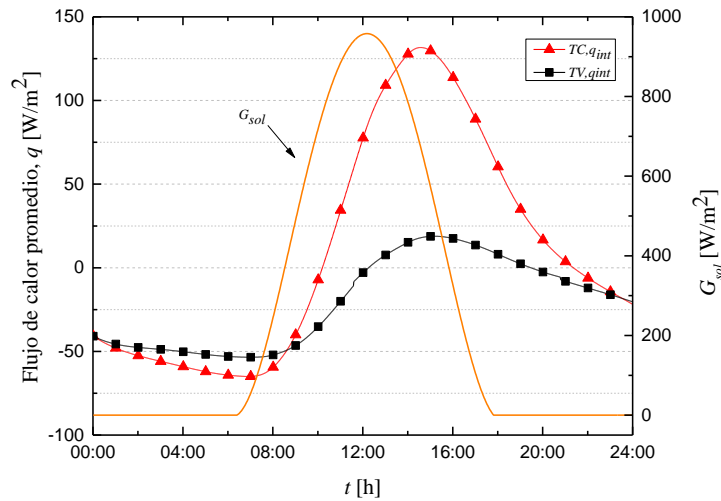


Figura 4.15 Comportamiento del flujo de calor promedio al interior para el día más frío: Mérida.

En la Figura 16 se presenta la temperatura interior promedio anual para el TC y el TV para el día más frío de cada mes del año 2014 de la ciudad de Mérida. Se observa que el TC mantiene un intervalo de temperaturas interiores promedio anuales de 29.15 °C a 24.62 °C. Por otro lado, el TV mantiene un intervalo de temperaturas interiores promedio de 26.64 °C y 22.64 °C. A pesar de que se analizaron los días más fríos del año, la temperatura interior del TC supera los 26 °C la mayor parte de este, mientras que el TV logra mantenerla debajo de este valor la mayoría de los meses.

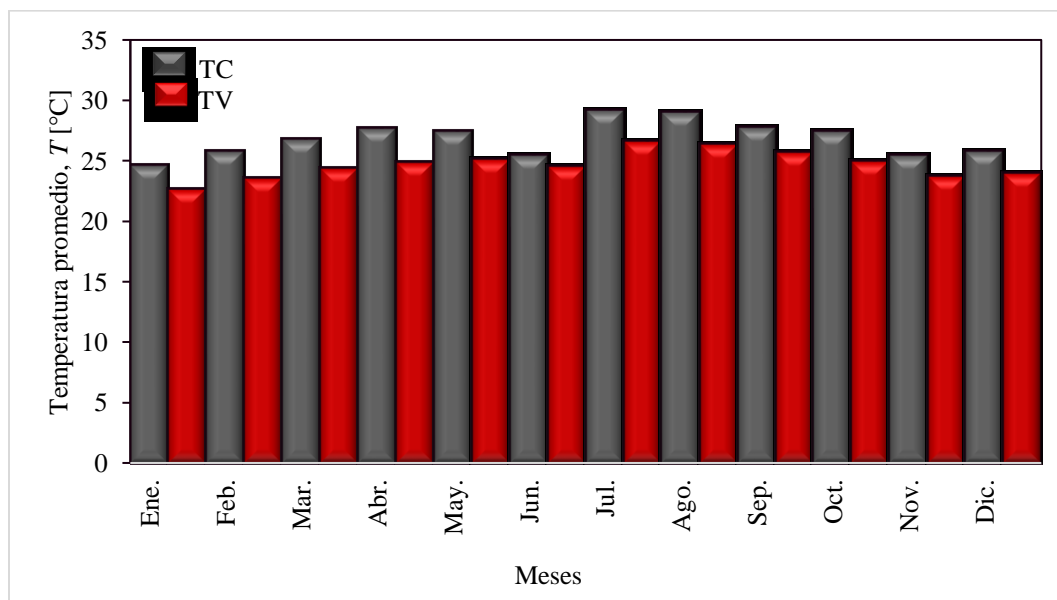


Figura 16. Comportamiento de la temperatura interior promedio para los días más fríos de cada mes: Mérida.

3.2.3 Evaluación térmica anual para Mérida

En la Tabla 6 se presentan los valores de la carga térmica para el día más cálido de cada mes para las configuraciones de TC y TV, así como la comparación de éstas. Se observa que la mayor disminución de cargas térmicas al implementar el TV se presenta en el mes julio con una reducción del 63.94 %. Adicionalmente, se observa que para todos los meses existe una reducción de las cargas térmicas mayor al 50 % al implementar el TV. La razón de esto es debido a la reducción de las temperaturas en la superficie interior, encontrando que la reducción anual de las cargas térmicas totales es de 57.66 %.

En la Tabla 7 se presentan los valores de carga térmica para el día más frío de cada mes para las configuraciones de TC y TV, así como la comparación de estas. Se observa la mayor disminución de cargas térmicas haciendo uso del TV se da en el mes de mayo con un 70.91 %. Considerando las cargas térmicas de todos los meses se obtuvo una reducción anual total de 61.58% al implementar el TV.

Como se observa existe una reducción de las cargas térmicas mayor al 50 % para los días fríos y para los días cálidos de la ciudad de Mérida al implementar el TV. La reducción de cargas térmicas total tomando en cuenta ambos días es de 59.54 %.

Tabla 6. Carga térmica para Mérida, día cálido.

Mes	Día cálido (kWh/m ²)		Disminución %
	TC	TV	
Ene.	1.32	0.49	62.54
Feb.	1.59	0.62	60.52
Mar.	1.99	0.93	52.85
Abr.	2.17	1.06	51.25
May.	2.02	0.95	52.56
Jun.	1.85	0.88	52.54
Jul.	1.53	0.55	63.94
Ago.	1.95	0.80	58.93
Sep.	1.71	0.64	62.42
Oct.	1.70	0.65	61.45
Nov.	1.39	0.51	62.94
Dic.	1.19	0.52	56.12
Total	20.47	8.66	57.66

Tabla 7. Carga térmica para Mérida, día frío.

Mes	Día frío (kWh/m ²)		Disminución %
	TC	TV	
Ene.	1.362	0.659	51.62
Feb.	1.486	0.624	58.04
Mar.	1.550	0.588	62.07
Abr.	1.710	0.648	62.12
May.	1.333	0.388	70.91
Jun.	0.603	0.212	64.94
Jul.	1.848	0.742	59.85
Ago.	1.802	0.668	62.93
Sep.	1.381	0.490	64.48
Oct.	1.611	0.623	61.33
Nov.	1.051	0.417	60.31
Dic.	1.061	0.395	62.77
Total	16.798	6.453	61.58

4.- Conclusiones

El beneficio que ofrece el TV al reducir los flujos de calor al interior de la edificación se debe a su configuración. La cubierta que funciona como un escudo protege a la losa de concreto de la radiación solar directa, provocando un efecto de sombreado y disminuyendo la acumulación de

calor en la losa. Una parte del calor que logra acumularse entre la cubierta y la losa de concreto es removido por el flujo de aire en el canal, mismo que es inducido por la velocidad del viento. Por lo tanto, se reduce la ganancia de calor al interior de la edificación.

De la implementación del TV en un clima cálido muy seco y un clima cálido subhúmedo se observó una reducción de las cargas térmicas totales anuales de 49.04 % y 59.54 %, respectivamente. A manera de conclusión general, puede afirmarse que la incorporación del TV en una edificación es una buena alternativa para reducir la transmisión de calor al interior de ésta bajo condiciones climáticas de clima cálido seco y cálido subhúmedo de México. Esta tecnología permite obtener un beneficio no solo el ahorro energético en la edificación, sino también una contribución al cuidado del medio ambiente. En otras palabras, el implementar el TV permite realizar un consumo de energía en edificaciones de una manera tal que se mantiene dentro de la filosofía del desarrollo sustentable.

Bibliografía

- [1] IPCC, Climate Change, Mitigation of Climate Change. Contribution of Working Group III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, 2014.
- [2] IEA, Global Energy and CO₂ Status Report, 2018.
- [3] Nahar M., Sharma P., Purohit M., Performance of different passive techniques for cooling of buildings in arid regions. Build Environ, Vol.38, págs. 109–116, 2003.
- [4] Abuseif M., Gou Z., A Review of Roofing Methods: Construction Features, Heat Reduction, Payback Period and Climatic Responsiveness. Energies, Vol. 11, págs. 3916, 2018.
- [5] Dimoudi A., Androutsopoulos A., Lykoudis S., Summer performance of a ventilated roof component. Energy and Buildings, Vol. 38, págs. 610-617, 2006.
- [6] Chang P., Chiang C., Lai C., Development and preliminary evaluation of double roof prototypes incorporating RBS. Energy and buildings, Vol. 40, págs.140-147, 2008.
- [7] Biowole P., Woloszyn M., Pompeo C., “Heat transfers in a double-skin roof ventilated by natural convection in summer time” Energy and Buildings, Vol. 40, págs. 1487-1497, 2008.
- [8] Gagliano A., Patania F., Nocera F., Ferlito A., Galesi A., “Thermal performance of ventilated roofs during summer period”. Energy and Buildings, Vol.49, págs. 611-618, 2012.

- [9] Hernández V., Contreras J., González G., Morillón D., Fernández J, Modelo analítico que describe el comportamiento térmico de un sistema de descarga de calor en techos, Ingeniería Investigación y Tecnología, Vol. 8, págs. 33-42, 2012.
- [10] Hernández V., Morillón D., Analytiical model for double skin roofs. Applied Thermal Engineering, Vol.60, págs. 218-224, 2013.
- [11] Zingre K., Wan S., Wong S., Toh W., Lee I., Modelling of cool performance for double-skin roofs in tropical Climate, Energy, Vol. 82, págs. 813-826, 2015.
- [12] Beltrán M., Modelación computacional de techos ventilados para climas de la República Mexicana (Tesis de maestría). Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico. Cuernavaca Morelos, 2018.
- [13] Tzuc M., Hernández I., Macias M., Bassam A., Xamán J., Cruz B., Multi-gene genetic programming for predicting the heat gain of flat naturally ventilated roof using data from outdoor Environmental monitoring. Vol. 138, págs.106-117, 2019.
- [14] Ong, K.S. "Thermal Performance of Solar Air Heaters: Mathematical Model and Solution Procedure" Solar Energy, Vol. 55, págs. 93-109, 1995.
- [15] Duffie, A. J., and Beckman, A. W., Solar Engineering of Thermal Processes, John Wiley, New York, 1966.
- [16] Heaton H., Reynolds W., Kays W., Heat transfer in annular passages, simultaneous development of velocity and temperature fields in laminar flow, Heat Mass Transfer 7, 753, 1964.
- [17] Hausen H., Darstellung des warmensberganges in rohren durch verallgemeinerte potenzbeziehungen, VDIZ 4, 91-98, 1943.
- [18] Nusselt W., Der Warmaustatsch zwischen wans und wasser im rohr. Forsch. Geb. Ingenieurwes 2, 309, 1931.
- [19] Fox W. y McDonald T., "Introducción a la Mecánica de Fluidos" Mc Graw- Hill, 1995.
- [20] Oosthuizen P. y Naylor D., "Introduction to Convective Heat Transfer Analysis", 1ra edition, Mc Graw Hill, 1999.
- [21] ASHRAE Standard 55-2004, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy Approve.