



EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Tecnológico Nacional de México

Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico

Tesis de Doctorado

Análisis Térmico de una Habitación con una Ventana
de Vidrio Doble y Techo Reflectivo

presentada por

M.C. Yessenia Olazo Gómez

como requisito para la obtención del grado de

**Doctora en Ciencias en Ingeniería
Mecánica**

Director de tesis

Dr. Jesús Perfecto Xamán Villaseñor

Cuernavaca, Morelos, México. Septiembre de 2020.



“2020, Año de Leona Vicario, Benemérita Madre de la Patria”

Cuernavaca, Mor., a 25 de mayo de 2020

DR. GERARDO VICENTE GUERRERO RAMÍREZ
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

AT'n: DR. WILBERTH MELCHOR ALCOCER R.
PRESIDENTE DEL CLAUSTRO DOCTORAL
DEL DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA

Los abajo firmantes, miembros del Comité Tutorial de la estudiante **Yessenia Olazo Gómez** manifiestan que después de haber revisado el documento de tesis titulado **“Análisis térmico de una habitación con una ventana de vidrio doble y techo reflectivo”**, realizado bajo la dirección del **Dr. Jesús Perfecto Xamán Villaseñor**, el trabajo se **ACEPTA** para proceder a su impresión.

ATENTAMENTE

DRA. YVONNE CHÁVEZ CHENA
CENIDET

DR. EFRAÍN SIMÁ MOO
CENIDET

DR. JESÚS ARCE LANDA
CENIDET

DR. IVÁN ALEJANDRO HERNÁNDEZ PÉREZ
UJAT

DR. JESÚS PERFECTO XAMÁN VILLASEÑOR
CENIDET

c.c.p: M. E. Guadalupe Garrido Rivera Jefa del Departamento de Servicios Escolares
c.c.p: Dr. Gerardo Vicente Guerrero Ramírez Subdirector Académico
c.c.p: Expediente

"2020, Año de Leona Vicario, Benemérita Madre de la Patria"

Cuernavaca, Morelos **27/mayo/2020**

OFICIO No. SAC/ 153/2020

Asunto: Autorización de impresión de tesis

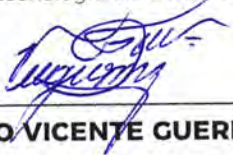
YESSENIA OLAZO GÓMEZ
CANDIDATA AL GRADO DE DOCTORA EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECÁNICA
P R E S E N T E

Por este conducto tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado "*Análisis térmico de una habitación con una ventana de vidrio doble y techo reflectivo*", 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.

A T E N T A M E N T E

Excelencia en Educación Tecnológica

"Conocimiento y tecnología al servicio de México"



DR. GERARDO VICENTE GUERRERO RAMÍREZ
SUBDIRECTOR ACADÉMICO



**CENTRO NACIONAL
DE INVESTIGACIÓN
Y DESARROLLO
TECNOLÓGICO
SUBDIRECCIÓN
ACADÉMICA**

C.c.p. M.E. Guadalupe Garrido Rivera, Jefa del Departamento de Servicios Escolares
Expediente
CVGR/CHG

Dedicatoria

*Dedico este trabajo a lo más querido que tengo en la vida, a mi madre **Yolanda Gómez Juárez** la persona que a pesar de las adversidades siempre me ha apoyado en todo momento y situación, a perseguir mis sueños, no arrepentirme de nada y a seguir adelante.*

Agradecimientos

Agradezco este trabajo al apoyo incondicional a mis hermanas **Rubi, Evinet y Valeria**, a mis sobrinos **Darien y Alejandro**, me han enseñado a que si la vida te da mil razones para llorar, demuestra que tienes mil y una para soñar. Haz de tu vida un sueño y de tu sueño una realidad. A mis abuelos **Pascuala Valencia y Justiniano Olazo** por los consejos que me han transmitido y que la vida les dio como aprendizaje. A mi tío y su familia **Armando Gómez, Gabriela, Leonardo y Xavier**, por acompañarme en mis alegrías y tristezas. A la familia **Juárez Gómez** por el apoyo emocional.

Agradezco el apoyo brindado por mi asesor **Dr. Jesús P. Xamán Villaseñor**, por confiar en mí y por toda la paciencia y dedicación que me brindo para crecer en esta etapa de mi vida profesional, que sin su orientación habría perdido el camino en el desarrollo de mi tesis. También el apoyo brindado por mis compañeros y amigos de laboratorio (L-MOTCAM). Doy gracias a Dios por haberlos puesto en mi camino, por los buenos momentos, vivencias, por todo el apoyo brindado académicamente y como amigos. Espero que Dios padre les de muchas cosas buenas a sus vidas y a sus familias. **Martin Rodríguez, Dr. Xamán, Irving Hernández, Ivan Hernández, Ivett, Ingrid, Miguel Jiménez, Javier, Daniel, Rogelio, Anita, Samanta, Edgar, Carlos, Miguel, Araceli.**

Agradezco al **Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT)** por el apoyo económico y el seguro médico, brindado para sostenerme durante el desarrollo de mi tesis doctoral así como en mi estancia. Al **Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET)** por brindarme la oportunidad de lograr una meta más en mi vida profesional.

Al comité revisor, **Dr. Arce, Dr. Simá, Dra. Yvonne y el Dr. Ivan**, por sus comentarios y sugerencias en la revisión de este trabajo.

A la **Dra. María José**, por el apoyo que me brindo en la estancia doctoral, realizado en la plataforma solar de Almería, España. A mis amigas y compañeras de casa **Nada y Fátima**, gracias por brindarme su amistad y compañía, gracias a ustedes no me sentí sola durante mi estancia.

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Estado del arte	3
1.1.1. Estudios de la transferencia de calor en ventanas	4
1.1.1.1. Estudios teóricos	4
1.1.1.2. Estudios experimentales	14
1.1.1.3. Estudios teóricos-experimentales	16
1.1.2. Estudios de la transferencia de calor en techos frescos	20
1.1.2.1. Estudios teóricos	20
1.1.2.2. Estudios experimentales	28
1.1.2.3. Estudios teóricos-experimentales	29
1.1.3. Conclusión de la revisión bibliográfica	34
1.2. Objetivo	36
1.3. Objetivos específicos	36
1.4. Alcance	37
1.5. Descripción de los capítulos	37
2. Modelo físico y matemático	39
2.1. Modelo físico	39
2.1.1. Modelo físico de caso de referencia: habitación con una ventana y techo gris	40
2.1.2. Modelo físico de la habitación con una ventana de vidrio doble y techo reflectivo	41
2.2. Consideraciones	47

2.3.	Modelo matemático	48
2.3.1.	Modelo matemático para la convección natural con flujo turbulento en la cavidad (habitación)	48
2.3.1.1.	Condiciones de frontera para el modelo de convección natural en la habitación	49
2.3.2.	Modelo matemático para la convección natural en la cavidad entre los dos vidrios de la ventana de vidrio doble	51
2.3.2.1.	Condiciones de frontera para la convección natural en la cavidad formada por la ventana de vidrio doble	51
2.3.3.	Modelo matemático conductivo en los vidrios	52
2.3.3.1.	Condiciones de frontera del vidrio 2	53
2.3.3.2.	Condiciones de frontera para el vidrio 1	54
2.3.4.	Modelo matemático conductivo en el techo	54
2.3.4.1.	Condiciones de frontera para el techo con y sin recubrimiento	55
2.3.5.	Modelo de intercambio radiativo superficial de la cavidad	57
3.	Metodología de solución	61
3.1.	Método de solución de las ecuaciones de conservación	61
3.2.	Método de volúmenes finitos (MVF).	62
3.2.1.	Generación de malla o espacio computacional	62
3.2.2.	Ecuación generalizada de convección-difusión	63
3.2.3.	Discretización de la ecuación generalizada de convección-difusión	64
3.2.4.	Esquemas de aproximación numérica	68
3.3.	Algoritmos de acople: SIMPLE Y SIMPLEC	70
3.3.1.	Malla desplazada o escalonada	70
3.3.2.	Gradiente de presión	71
3.4.	Secuencia de operación del algoritmo SIMPLE	72
3.4.1.	Formulación del algoritmo SIMPLEC (SIMPLE - Consistent)	74
3.4.2.	Ecuación de corrección de presión	75
3.4.3.	Algoritmo global del proceso iterativo (SIMPLEC)	76

3.5. Condiciones de frontera	78
3.5.1. Condiciones de Dirichlet (Condición de primera clase)	78
3.5.2. Condiciones de Neuman (Condición de segunda clase)	78
3.5.3. Condiciones de Robín (Condición de tercera clase)	79
3.5.4. Condiciones de frontera para la ecuación de presión corregida	80
3.6. Evaluación de las propiedades físicas	81
3.7. Método de solución de ecuaciones algebraicas	82
3.8. Relajación de la solución parcial	83
3.9. Criterio de convergencia	84
3.10. Método de solución del intercambio radiativo en la cavidad	85
3.11. Método de solución para el modelo conductivo en las paredes semitransparentes	87
3.12. Procedimiento general del proceso de solución conducción-convección-radiación	88
4. Verificación del código numérico	91
4.1. Convección natural en un recinto cuadrado: efecto de la conducción en una de las paredes vertical, Kaminski y Prakash (1986)	92
4.2. Transferencia de calor por conducción en una pared semitransparente en 2D	95
4.3. Cavidad calentada diferencialmente con flujo en régimen turbulento	98
4.3.1. Verificación de resultados para $Ra=10^9$ a 10^{12} con Markatos y Pericleous (1984) y Henkes et al. (1991)	100
4.3.2. Verificación de resultados para $Ra=5 \times 10^{10}$ (caso Benchmark) Henkes y Hoogendoorn (1995)	101
4.4. Método de radiación neta	104
4.5. Método de radiación neta en una cavidad	106
4.6. Radiación y convección en una cavidad calentada diferencialmente en flujo en regimen laminar y turbulento	107
4.7. Estudio de independencia de malla	112
4.7.1. Habitación con una ventana de vidrio claro y techo reflectivo	112
4.7.2. Habitación con una ventana de vidrio doble y techo reflectivo	117

5. Resultados	125
5.1. Parámetros de estudio	125
5.1.1. Confort térmico en la habitación	128
5.2. Patrones de flujo a lo largo del día cálido y frío	129
5.2.1. Día Cálido	129
5.2.1.1. Habitación con una ventana de vidrio claro y techo reflectivo (caso C1)	129
5.2.1.2. Habitación con una ventana de vidrio doble claro y techo reflectivo (caso C2)	131
5.2.1.3. Habitación con una ventana de vidrio doble (vidrio 2 reflectivo) y techo reflectivo (caso C3)	132
5.2.2. Día Frío	134
5.2.2.1. Habitación con una ventana de vidrio claro y techo reflectivo (caso C1)	134
5.2.2.2. Habitación con una ventana de vidrio doble claro y techo reflectivo (caso C2)	135
5.2.2.3. Habitación con una ventana de vidrio doble (vidrio 2 reflectivo) y techo reflectivo (caso C3)	136
5.3. Evaluación térmica a lo largo del día cálido y frío	139
5.3.1. Día Cálido	139
5.3.2. Día Frío	148
5.4. Evaluación térmica Anual	155
5.4.1. Día cálido	155
5.4.2. Día Frío	160
5.5. Flux de calor total promedio anual de la habitación-ventana y techo reflectivo para el día cálido y día frío	165
6. Conclusión	169
6.1. Sugerencias	170
Referencias Bibliográficas	171

Anexo

185

Índice de figuras

2.1. Sección transversal de la habitación con la ventana de vidrio doble y techo reflectivo.	40
2.2. Configuración de referencia: habitación con ventana de vidrio claro y techo gris.	41
2.3. Habitación con diferentes configuraciones de ventana y techo gris	42
2.4. Modelo físico de la habitación con una ventana de vidrio doble y techo con recubrimiento reflectivo.	43
2.5. Flujos de calor de la ventana de vidrio claro y techo gris.	44
2.6. Flujos de calor de la ventana de vidrio doble y techo recubrimiento blanco.	46
2.7. Modelo físico de la habitación.	46
2.8. Modelo físico de la cavidad representativa de la habitación (VC).	50
2.9. Modelo físico de la cavidad formada entre los vidrios de la ventana (VC).	52
2.10. Modelo físico del vidrio 2 de la ventana.	53
2.11. Modelo físico del vidrio 1 de la ventana.	54
2.12. Modelo físico del techo.	55
2.13. Cavidad con intercambio radiativo.	57
2.14. Método de cuerdas cruzadas para una cavidad.	58
3.1. Malla estructurada no uniforme.	63
3.2. Volumen de control sobre una malla bidimensional.	65
3.3. Arreglo de una malla desplazada bidimensional.	71
3.4. Campo de presión zig-zag.	71
3.5. Diagrama del flujo del algoritmo SIMPLEC.	77

3.6. Volumen de control en la frontera.	81
3.7. Distancia asociada en la interface e.	81
3.8. Diagrama del flujo para el intercambio radiativo en la cavidad.	86
3.9. Diagrama del flujo para la conducción de calor en las paredes semitranspa- rentes.	88
3.10. Diagrama del flujo para la transferencia de calor conjugada a) ventana, b) habitación.	90
4.1. Diagrama del flujo para el intercambio radiativo en la cavidad.	92
4.2. Variación del flujo de calor en la interface para un $Gr=10^3$	94
4.3. Variación del flujo de calor en la interface para un $Gr=10^7$	94
4.4. Modelo físico de una pared semitransparente.	95
4.5. Temperatura en el vidrio.	96
4.6. Modelo físico de la cavidad calentada diferencialmente.	98
4.7. Nusselt en la pared caliente.	102
4.8. Líneas de corriente, perfil de temperatura y energía cinética turbulenta para un $Ra=5 \times 10^{10}$	102
4.9. Perfil de velocidades, temperatura y energía cinética en la cavidad para un $Ra=1.58 \times 10^9$	104
4.10. Modelo físico de la cavidad.	105
4.11. Cavidad intercambio radiativo superficial.	106
4.12. Flujo de energía radiativa de la pared.	106
4.13. Modelo físico de la cavidad calentada diferencialmente.	108
4.14. Isotermas: a) Akiyama y Chong (1997) , b) presente trabajo.	109
4.15. Isotermas: a) Velusamy et al. (2001), b) presente trabajo.	111
4.16. Malla computacional, caso C1.	113
4.17. Independencia de malla fijo N_x , variable N_y	114
4.18. Independencia de malla fijo N_x , variable N_y	116
4.19. Malla computacional, (a) habitación y (b) ventana.	118
4.20. Estudio de independencia de malla para T , u , v para la habitación-ventana doble y techo reflectivo, en dirección-y.	119

4.21. Estudio de independencia de malla para T, u, v para la habitación-ventana doble y techo reflectivo, en dirección-x.	122
4.22. Malla computacional, (a) habitación y (b) ventana.	123
5.1. Habitación configuración de ventana y techo.	126
5.2. Perfil de temperatura promedio (a) al interior del techo y (b) al interior del vidrio (C1).	130
5.3. Perfil de temperatura promedio (a) al interior del techo y (b) al interior del vidrio 1, (C2).	131
5.4. Perfil de temperatura promedio (a) al interior del techo y (b) al interior del vidrio 1, (C3).	132
5.5. Isolíneas de corriente en la habitación, día Cálido (C3).	133
5.6. Isotermas en la habitación, día Cálido (C3).	134
5.7. Perfil de temperatura promedio (a) al interior del techo y (b) al interior del vidrio 1, (C1).	135
5.8. Perfil de temperatura promedio (b) al interior del techo y (c) al interior del vidrio 1, (C2).	136
5.9. Perfil de temperatura promedio (a) al interior del techo y (b) al interior del vidrio 1, (C3).	137
5.10. Isolíneas de corriente en la habitación, día Frío (C3).	138
5.11. Isotermas en la habitación, día Frío (C3).	138
5.12. Perfil de temperatura promedio al interior de la habitación-ventana-techo: (a) C1, (b) C2 y (c) C3, día cálido.	141
5.13. Perfil de temperatura promedio al interior de la habitación- ventana-techo: (a) C1, (b) C2 y (c) C3, día frío.	149
5.14. Perfiles T_{avg} . en el interior de la habitación: (a) C1, (b) C2 y (c) C3, día cálido.	157
5.15. Perfiles $q_{avg-int}^{glass}$ para el vidrio: (a) C1, (b) C2 y (c) C3, día cálido.	158
5.16. Perfiles $q_{avg-int}^{roof}$ para el techo: (a) C1, (b) C2 y (c) C3, día cálido.	159
5.17. Perfiles T_{avg} . en el interior de la habitación: (a) C1, (b) C2 y (c) C3, día frío.	162
5.18. Perfiles $q_{avg-int}^{glass}$ para el vidrio: (a) C1, (b) C2 y (c) C3, día frío.	163

5.19. Perfiles $q_{avg-int}^{roof}$ para el techo: (a) C1, (b) C2 y (c) C3, día frío. 164

Indice de tablas

2.1. Condiciones de frontera y constantes del modelo HH.	51
2.2. Propiedades ópticas y termofísicas del vidrio.	55
2.3. Propiedades del concreto.	56
2.4. Propiedades de los recubrimientos.	56
3.1. Términos equivalentes para la ecuación generalizada.	64
3.2. Función $A(Pe)$ para diferentes esquemas.	70
4.1. Día cálido y frío de la Ciudad de Mérida Yucatán (México).	93
4.2. Propiedades ópticas y termofísicas del vidrio.	95
4.3. Flujos de calor en el vidrio.	97
4.4. Propiedades del aire para los $Ra=10^9$ a 10^{12} y 5×10^{10}	99
4.5. Propiedades del aire para un $Ra=1.58 \times 10^9$	99
4.6. Comparacion del Nusselt promedio para diferentes números de Ra.	100
4.7. Comparación del presente estudio y el reportado por Henkes y Hoongendo- orn (1995), para $Ra=5 \times 10^{10}$	101
4.8. Comparación del presente estudio y el reportado Ampofo y Karayiannis (2003), para un $Ra=1.58 \times 10^9$	103
4.9. Comparación del presente estudio y el reportado por Sánchez y Smith (1992).	107
4.10. Comparación del Nu total promedio para diferentes Ra y ε	109
4.11. Número de Nusselt convectivo y radiativos Caso A	111
4.12. Número de Nusselt convectivo y radiativos Caso B.	112
4.13. Error porcentual absoluto para diferentes mallas numéricas dirección- y	115

4.14. Error porcentual absoluto para diferentes mallas numéricas dirección- x . . .	117
4.15. Error % absoluto para diferentes mallas numéricas (habitación) dirección- y .	120
4.16. Error % absoluto para diferentes mallas numéricas (Ventana) dirección- y . .	120
4.17. Error % absoluto para diferentes mallas numéricas (habitación) dirección- x .	122
4.18. Error % absoluto para diferentes mallas numéricas (Ventana) dirección- x . .	123
5.1. Día cálido y frío de la Ciudad de Mérida Yucatán (México).	128
5.2. Flux de calor total promedio a través del caso C1 y techo reflectivo (W/m^2), día cálido.	143
5.3. Flux de calor total promedio a través del caso C2 y techo reflectivo (W/m^2), día cálido.	145
5.4. Flux de calor total promedio a través del caso C3 y techo reflectivo (W/m^2), día cálido.	147
5.5. Flux de calor total promedio a través del caso C1 y techo reflectivo (W/m^2), día frío.	151
5.6. Flux de calor total promedio a través del caso C2 y techo reflectivo (W/m^2), día frío.	153
5.7. Flux de calor total promedio a través del caso C3 y techo reflectivo (W/m^2), día frío.	154
5.8. Flux de calor total promedio anual en la habitación (kWh/m^2) para el caso C1.	166
5.9. Flux de calor total promedio anual en la habitación (kWh/m^2) para el caso C2.	167
5.10. Flux de calor total promedio anual en la habitación (kWh/m^2) para el caso C3.	168

Nomenclatura

Símbolo	Descripción
Latinas	
$a_P a_E, a_W, a_N, a_S$	Coefficiente de la ecuación discretizada
C_p	Calor específico a presión constante (J/kg K)
C_1	Configuración de Ventana vidrio claro y techo reflectivo
C_2	Configuración de Ventana vidrio doble claro y techo reflectivo
C_3	Configuración de Ventana vidrio doble (vidrio2 reflectivo) y techo reflectivo
D_e, D_w, D_n, D_s	Flujos difusivos (kg/m s)
F_e, F_w, F_n, F_s	Flujos convectivos (kg (m ² s))
G_{roof}	Energía radiada por el Sol en el techo
G_{glass}	Energía radiada por el Sol en la ventana
$\alpha * G$	Energía absorbida (W/m ²)
$\rho * G$	Energía reflejada (W/m ²)
$\tau * G$	Energía transmitida (W/m ²)
g	Aceleración de la gravedad (9.81 m/s ²)
H	Altura de la habitación (m)
H_2	Altura de la ventana (m)
H_1 y H_3	Altura de los muros entre la ventana (m)
H_4	Altura del techo (m)
h_{ext}	Coefficiente de transferencia de calor convectivo al exterior (W/m ² K)
J_e, J_w, J_n, J_s	Flujos totales (convectivos+difusivos)
k	Parámetro de transferencia de calor

Nomenclatura

Nu	Número de Nusselt
P	Presión (Pa)
Pe	Número de Peclet
Pr	Número de Prandtl (ν/α)
S_C	Término fuente independiente de la variable
s_g	Coefficiente de extinción del vidrio (m^{-1})
S_P	Término fuente dependiente de la variable
T	Temperatura ($^{\circ}C$)
T_2	Temperatura de la pared 2 ($^{\circ}C$)
T_{aire_c}	Temperatura en la cavidad ($^{\circ}C$)
T_{int}	Temperatura al interior ($^{\circ}C$)
T_{ext}	Temperatura al exterior ($^{\circ}C$)
T_R	Temperatura del techo ($^{\circ}C$)
T_g	Temperatura del vidrio ($^{\circ}C$)
T_{g1}	Temperatura del vidrio 1 ($^{\circ}C$)
T_{g2}	Temperatura del vidrio 2 ($^{\circ}C$)
q	Flujo de calor (W/m^2)
q_{conv}	Flujo de calor convectivo (W/m^2)
q_{rad}	Flujo de calor radiativo (W/m^2)
$q_{conv-int}$	Flujo de calor convectivo hacia el interior (W/m^2)
$q_{conv-int}^1$	Flujo de calor convectivo hacia el interior de la cavidad por la pared 1 (W/m^2)
$q_{conv-int}^2$	Flujo de calor convectivo hacia el interior de la cavidad por la pared 2 (W/m^2)

$q_{conv-int}^3$	Flujo de calor convectivo hacia el interior de la cavidad por la pared 3 (W/m ²)
$q_{conv-int}^4$	Flujo de calor convectivo hacia el interior de la cavidad por la pared 4 (W/m ²)
q_{conv}^2	Flujo de calor convectivo del vidrio 1 (W/m ²)
q_{conv}^4	Flujo de calor convectivo del vidrio 2 (W/m ²)
$q_{conv-ext}$	Flujo de calor convectivo hacia el exterior (W/m ²)
$q_{rad-int}$	Flujo de calor radiativo hacia el interior (W/m ²)
$q_{rad-ext}$	Flujo de calor radiativo hacia el exterior (W/m ²)
q_{rad}^2	Flujo de calor radiativo del vidrio 1 (W/m ²)
q_{rad}^4	Flujo de calor radiativo del vidrio 2 (W/m ²)
q_o	Radiosidad (W/m ²)
q_i	Irradiación (W/m ²)
X	Espesor (m)
X_1	Espesor del vidrio1 en dirección x (cm)
X_2	Espesor del vidrio 2 en dirección x (cm)
$W1$	Espesor de la cavidad (ventana vidrio doble) en dirección x (cm)
W	Espesor de la cavidad (habitación) en dirección x (m)

Griegas

α_f	Absortividad de la película de control solar
ε	Emisividad
Γ	Coefficiente térmico difusivo
ΔT	Diferencia de temperatura entre el vidrio 1 y el vidrio 2 (°C)

Nomenclatura

Δx	Espesor de un volumen de control en la dirección x (m)
Δy	Espesor de un volumen de control en la dirección y (m)
Θ	Función de atenuación de energía del vidrio
λ_g	Conductividad térmica del vidrio (W/mK)
λ_R	Conductividad térmica del techo (W/mK)
ρ	Densidad (kg/m ³)
τ_g	Transmisividad del vidrio
τ_{g1}	Transmisividad del vidrio 1
τ_{g2}	Transmisividad del vidrio 2
τ_{xx}	Esfuerzos normales en la dirección x (Pa)
τ_{yy}	Esfuerzos normales en la dirección y (Pa)
τ_{xy}, τ_{yx}	Esfuerzos normales en el plano xy (Pa)
ϕ	Variable general (u, v, P, T)

Resumen

Se presenta el análisis térmico de una habitación con una ventana y techo reflectivo con condiciones de clima cálido y frío de Mérida Yucatán (México). Para ello, se realizó el estudio numérico de la transferencia de calor conjugada (conducción, convección y radiación) de una habitación modelada como una cavidad cuadrada. Así mismo el techo y la ventana son acoplados como condición de frontera al modelo de la habitación. La técnica numérica empleada para la solución de los modelos matemáticos considerados fue la de volúmenes finitos.

Para analizar el desempeño térmico del sistema se comparan tres configuraciones de ventana: (C1) una ventana de un vidrio claro, (C2) una ventana de vidrio doble (ambos vidrios son claros) y (C3) ventana de vidrio doble (el vidrio 1 es claro y el vidrio 2 es reflectivo) y para cada una de estas configuraciones se considera un techo con recubrimiento: gris, blanco y negro. Las dimensiones de la habitación fue de 3 m (H=W). La distancia desde el piso de la habitación hasta donde fue colocada la ventana de vidrio doble fue de 1.20 m. La altura de ventana fue de 0.8 m. Los vidrios que conforman la ventana fueron de un espesor de 6 mm. El estudio paramétrico realizado en esta tesis, consideró el día más cálido y frío de cada mes durante un año de Mérida Yucatán (México). Con base en los resultados de evaluación térmica para la condición de día cálido y frío durante un año muestra que usar el techo con recubrimiento blanco con una ventana de vidrio claro (C1), vidrio doble (C2) y vidrio doble (vidrio 2 reflectivo, C3) puede reducir el flujo de calor promedio total anual en la habitación de 1029.5, 986.7, 395.0 kWh/m² (15.8, 13.8 y 28.5 %), respectivamente, respecto al caso C1, C2 y C3 techo gris.

Abstract

The thermal analysis of a room with a reflective window and roof with hot and cold weather conditions from Mérida Yucatán (Mexico) is presented. For this, the numerical study of the conjugated heat transfer (conduction, convection and radiation) of a room modeled as a square cavity was performed. Likewise, the roof and the window are coupled as a boundary condition to the model of the room. The numerical technique used to solve the mathematical models considered was that of finite volumes.

Analyze the thermal performance of the system, three window configurations are compared: (C1) a clear glass window, (C2) a double glass window (both glasses are clear) and (C3) double glass window (glass 1 it is clear and glass 2 is reflective) and for each of these configurations a gray, white and black coated roof is considered. The dimensions of the room was 3 m ($H = W$). The distance from the room floor to where the double glass window was placed was 1.20 m. The window height was 0.8 m. The glasses that make up the window were 6 mm thick. The parametric study carried out in this thesis considered the hottest and coldest day of each month during a year in Mérida Yucatán (México). Based on the thermal evaluation results for the hot and cold day condition for one year shows that using the white coated roof with a window of clear glass (C1), double glass (C2) and double glass (2 reflective glass, C3) can reduce the average annual total heat flow in the room by 1029.5, 986.7, 395.0 kWh / m² (15.8, 13.8 and 28.5%), respectively, with respect to the case C1, C2 and C3 gray roof.

Capítulo 1

Introducción

En la actualidad uno de los problemas de la sociedad es la contaminación, existen diferentes causas que generan este problema, una de ellas es la sobrepoblación y esto se observa en zonas urbanizadas e industrializadas. La contaminación del aire son consecuencia de la presencia y actividades del hombre. Las edificaciones son responsables del 40 % del consumo anual de energía y de un 30 % de todas las emisiones de gases de efecto invernadero relacionadas con la energía (UNEP-SBCI, 2009). En México, el sector de edificaciones residenciales actualmente consume un 27 % de energía eléctrica (CEPAL-CONUEE, 2018).

Los generadores de las emisiones de gases que potencian el efecto invernadero (GEI) se atribuyen en su mayoría a la utilización de combustibles fósiles como el petróleo, el gas o el carbón, la descomposición de residuos urbanos y ganaderos. El dióxido de carbono, un gas de efecto invernadero, es uno de los contaminantes que está causando en mayor medida el calentamiento de la Tierra. Si bien todos los seres vivos emiten dióxido de carbono al respirar, éste se considera por lo general contaminante cuando se asocia con coches, aviones, centrales eléctricas y otras actividades humanas que requieren el uso de combustibles fósiles como la gasolina, el gas natural, los clorofluorocarbonos (CFCs) que se utilizaban para refrigerantes y propelentes de los aerosoles.

Debido a estas emisiones incontroladas de gases hay cambios en el medio ambiente, entre estos efectos se encuentran el cambio climático en la tierra. Este hecho provoca que el

clima sea más extremo en algunas zonas del planeta, por ejemplo en temporadas de verano e invierno se registran temperaturas altas o bajas para cada año. Sin embargo, existen organizaciones gubernamentales que han tomado medidas para reducir los niveles de dióxido de azufre, niebla tóxica y humo para mejorar la calidad de sus habitantes. En un nivel más amplio, los gobiernos están tomando medidas para limitar las emisiones de dióxido de carbono y de otros gases de efecto invernadero. Una de ellas es el Protocolo de Kioto, un acuerdo entre países para reducir las emisiones de dióxido de carbono, el objetivo de estas organizaciones en particular es ayudar a crear soluciones de energía que no contaminen el aire. Apoyando iniciativas para crear energía limpia, para educar y para presionar a los gobiernos hacia políticas que reduzcan las emisiones de carbono.

Es por ello que Centros de Investigación y Universidades se han unido para distribuir en estudios que contribuyan al ahorro energético y así disminuir el uso de equipos que aportan gases de efecto invernadero al medio ambiente. Estas instituciones han empezado con estudios de alternativas que aporten una buena calidad de vida, entre estas alternativas esta la arquitectura bioclimática y el uso eficiente de energía, las cuales reduzcan el consumo energético y a su vez disminuir los efectos de gases invernaderos. Para disminuir el uso de energía, las viviendas integran a la habitación techos reflectivos, pisos radiativos, muros Trombes, chimeneas solares y arreglo de ventanas (vidrios laminados, monocromáticos y de vidrios múltiples con o sin películas de control solar etc.), entre otros el uso de estas tecnologías hace que se consuma menor energía ayudando a que la contaminación disminuya y así los efectos que esta tenga sobre el medio ambiente.

Así la determinación del funcionamiento térmico de una edificación en diferentes climas es de suma importancia en el ahorro energético; por ejemplo, en las regiones cálidas las edificaciones presentan una elevada dependencia de sistemas de aire acondicionado para mantener condiciones de confort dentro de ellas, pero el uso de estos sistemas implica un elevado costo de operación y mantenimiento. Una edificación con materiales y aislamiento apropiados al clima puede disminuir esos costos y a su vez disminuir el consumo de energía eléctrica.

De manera particular, las tecnologías de ventanas de vidrio doble y las películas de recubrimientos reflectivas en los techos, conocidos como techos fríos (cool roof); minimizan el intercambio de calor entre el exterior e interior de una habitación, esto puede traducirse en un mayor nivel de confort, así como en una disminución en el consumo de energéticos; lo cual tiene un impacto tanto económico como ambiental. Las tecnologías de los techos (recubrimiento de películas selectivas al exterior) y ventanas (con recubrimientos de control solar) han venido refinándose cada vez más para poder reducir las ganancias o pérdidas de energía a las habitaciones y así lograr ahorros importantes de energía.

El presente trabajo de tesis doctoral continua con los estudios de transferencia de calor en componentes de edificaciones realizados en CENIDET para proponer alternativas que ayuden a reducir el consumo energético; así este trabajo está encaminada a realizar el estudio en detalle de la transferencia de calor con flujo turbulento en una habitación, simulada como una cavidad con una ventana y un techo con cubierta reflectiva, considerando la interacción con el medio ambiente externo (condiciones climáticas). Para ello, se propone usar un modelo de transferencia de calor particular para el sistema de vidrio doble, la convección natural hacia el fluido y el intercambio radiativo entre las paredes de la habitación, así como un modelo conductivo para el techo. Se consideró las ecuaciones de conservación de masa, momentum y energía para un fluido en régimen turbulento con condiciones de contorno acopladas a la ventana y al techo con la finalidad de evaluar el efecto en la habitación.

1.1. Estado del arte

Los estudios sobre el ahorro de energía en edificaciones es muy extenso, sin embargo, en este trabajo de tesis doctoral se presenta una breve revisión de la literatura de los últimos años, que se realizó con el fin de analizar los trabajos relacionados al presente trabajo de tesis, así como aportes al mismo. Para este trabajo de tesis la revisión de la literatura se dividió en dos secciones, la primera sección cuenta con artículos de ventanas de vidrio doble y la segunda sección de techos frescos, aunado también se subdividió en estudios teóricos, experimentales y teóricos-experimentales tanto para ventanas y techos.

1.1.1. Estudios de la transferencia de calor en ventanas

A continuación, se presentan trabajos relacionados al estudio de diferentes configuraciones de ventanas de vidrio doble, que tienen el objetivo de contribuir al ahorro de energía en edificaciones, aunado a ello obtener condiciones de confort y reducir el uso de equipos mecánicos de acondicionamiento y calefacción.

1.1.1.1. Estudios teóricos

Ben-Nakhi (2002) realizó el estudio teórico del puente térmico de un sistema de ventana en edificaciones en zona de clima cálido, Kuwait. El autor utilizó simulación dinámica integrada 3D con el programa ESP-r. Se consideró tres construcciones: (1) construcción clásica, (2) construcción sándwich, (3) block AAC (aerated autoclaved concrete), para determinar el efecto de la transmitancia térmica. La temperatura en el interior de la habitación es de 24 °C . Se observó que el puente térmico es mayor para la construcción (1) y menor para la construcción (3); también se apreció que al colocar un aislante interior, cambiar marcos de aluminio por madera, colocar aislante en los bordes, ventana de vidrio simple por ventana de vidrio doble y orientación de la construcción disminuyen los puentes térmicos. El autor concluyó que el puente térmico a través de ventanas típicas de Kuwait es significativo, es por ello que debe ser considerado en el diseño de los edificios.

Chow et al. (2006) realizaron el estudio numérico para evaluar una ventana ventilada reversible para la ciudad de Hong Kong. Los autores utilizaron el método de diferencias finitas y los resultados fueron validados con el trabajo reportado por Ismail y Henríquez (2005), para el estudio consideraron cuatro configuraciones de ventana; A: ventana absorbente, B: ventana doble con vidrio simple exterior y vidrio absorbente interior, C: ventana doble con vidrio absorbente exterior y vidrio simple interior, D: ventana ventilada con vidrio simple exterior y vidrio absorbente interior, E: ventana ventilada vidrio absorbente exterior y vidrio simple interior, con coeficientes de extinción para el vidrio simple y vidrio absorbente de 26 y 76 m⁻¹, respectivamente. Para condiciones climáticas de Hong Kong, para una oficina de dimensiones 3mx3mx3m, y una ventana de 2mx1.5m. Los autores observaron que la ventana A tiene la ganancia de calor más alta seguidos por D, B, C y E. Para

los meses de mayo a octubre la ventana E reduce la ganancia de calor hasta 66 y 88 % comparado con A. Para considerar las demandas de enfriamiento en primavera y otoño se cambió el coeficiente de extinción del vidrio absorbente de 56 m^{-1} , 96 m^{-1} comparado con 76 m^{-1} con lo que ya se tenía para la ventana E y D, donde se observó que las ganancias térmicas convectivas y radiativas fueron afectadas en $\pm 3\%$ de desviación en el rendimiento anual, mientras que para la ventana D no tuvo grandes cambios en la ganancia de calor. Los autores concluyeron que la ventana E para condiciones de clima cálido de Hong Kong disminuyen la ganancia de energía, mientras que la ventana D para condiciones de clima frío no hubo cambio.

Ahmadi y Yousefi (2009) realizaron el estudio numérico de la transferencia de calor de una ventana de vidrio doble. Los autores resolvieron el sistema a través del método de volumen finito. Se consideró conducción y convección en el sistema, con coeficientes de transferencia de calor en el exterior e interior de 20 y $10 \text{ W/m}^2\text{k}$ respectivamente; temperaturas de 20°C en un medio interior y -10°C en un medio exterior. Se analizaron 4 diferentes alturas de ventanas cada una con 10 diferentes espesores de la ventana, dos diferentes gases en el interior de la ventana de vidrio doble: aire y argón, marcos de aluminio y PVC, los cuales fueron comparados con una ventana de vidrio simple. Los autores observaron que la transferencia de calor disminuye con un espacio de 14 mm para una altura de 0.5m ; un incremento de transferencia de calor de 1.7% para marcos de aluminio en comparación de marcos de PVC. Además, se reduce la transferencia de calor un 25% cuando se tiene gas de argón en comparación con una ventada que encapsula aire. Los autores concluyeron que la reducción máxima de calor para un espesor óptimo 14 mm para una altura de 0.5m es de 82% y para las diferentes configuraciones en comparación con una ventana de vidrio simple.

Han et al. (2010) presentaron el análisis numérico de la transferencia de calor por convección mixta en una ventana de vidrio doble con una celda FV de a-Si. La ventana de vidrio doble estaba compuesta por un vidrio + celda FV + vidrio + recubrimiento de baja emisividad + aire + vidrio. Se utilizó el método de diferencias finitas, para modelar el fenómeno de convección mixta en la cavidad. Al utilizar una película con baja emisividad de $\varepsilon = 0.05$ y $\varepsilon = 0.12$, la ventana alcanzó valores de U entre 2.6 y $2.4 \text{ W/m}^2\text{K}$. Se concluyó que la

ventana de vidrio doble con la celda FV y el recubrimiento de baja emisividad es capaz de reducir la transferencia de calor hacia el interior de la ventana de vidrio doble.

Saeli et al. (2010) realizaron la simulación energética de vidrios termocrómicos. Los autores simularon el sistema en EnergyPlus. Se consideraron cuatro composiciones de vidrios termocrómicos, y estos fueron comparados con tres vidriados del mercado para diferentes ciudades. Los vidrios fueron simulados en un modelo que representa una habitación de 6mx5mx3m, la ventana fue colocado en la pared orientada al sur, una ventana doble que ocupa el 25 % de esa pared representando una casa común y una ventana doble que ocupa el 100 % de esta pared representando un edificio comercial; la temperatura del suelo se consideró de 18°C. En el caso donde la ventana ocupa un 25 % de la pared, los autores observaron un ahorro de energía de 27 y 20 % para la ventana de vidrio termocrómico y vidrio simple, respectivamente. Mientras que cuando la ventana ocupa el 100 % de la pared, la ventana de vidrio termocrómico presenta un ahorro de energía del 44 % y la ventana de vidrio simple 32 %. Por lo tanto, los autores concluyeron que el uso de vidrios termocrómicos ayuda a controlar la radiación solar incidente y disminuye el consumo de energía.

Chow et al. (2011) realizaron el estudio teórico de las características térmicas de una ventana de vidrio con flujo de agua. Los autores utilizaron el método diferencias finitas, consideraron una temperatura al interior de 25 °C en verano y 21 °C en invierno. Se observó que la ganancia de calor hacia a la habitación se reduce en verano y en invierno aumenta, por lo que, los autores concluyeron que el uso de una ventana de vidrio doble con flujo de agua presenta buena resistencia al calor transmitido hacia un medio exterior y es aplicable en regiones de clima cálido y templado.

Arici y Karabay (2012) realizaron el estudio teórico para determinar la aplicación de una ventana múltiple para diferentes ciudades de Turquía (entre ellas zona 1 (Iskenderun y izmir), zona 2 (Kocaeli y Sinop), zona 3 (Malatya y Ankara) y zona 4 (Van y Ardahan). Se consideró el espesor óptimo de 12mm de la capa de aire de una ventana de vidrio doble reportado por Arici y Karabay (2010). Ellos consideraron los costos de calefacción y los costos de inversión total, se utilizó el método de días-grados para cinco diferentes combus-

tibles (gas, carbón, petróleo, electricidad y LGP). Los resultados mostraron que el número óptimo de vidrios depende de la zona climática y el tipo de combustible. Se concluyó que el número óptimo de vidrios de la ventana para la zona 1: 2 y 3 vidrios, zona 2: 2 y 4 vidrios, zona 3: 3 y 4 vidrios y zona 4: 4 vidrios.

Gosselin et al. (2012) realizaron el estudio térmico de una ventana inteligente en el diseño de edificaciones para la reducción del consumo de energía anual. Los autores utilizaron dos paquetes de simulación: para las propiedades ópticas y térmicas WINDOW 6.3 y para la simulación del sistema eQUEST 3-63. Para el análisis, los autores presentaron tres configuraciones: una ventana de vidrio doble IGU, ventana de vidrio doble IGU TiPS de baja emisividad y ventana de vidrio doble IGU TiAC baja emisividad, la cavidad formada por los vidrios de cada configuración contienen argón. Se consideró que la temperatura en el interior es constante y valores de los coeficientes de transferencia de calor convectivo al interior y exterior de $h_{int}=4$ y $h_{out}=20$ W/m²K respectivamente. Se observó que la emisividad de una ventana inteligente $\varepsilon_{SW}=0.15$ es mayor a la $\varepsilon_{TiPS}=0.06$ y $\varepsilon_{TiAC}=0.04$, sin embargo el requerimiento de energía anual para la ventana inteligente (SW) se redujo en comparación de las otras configuraciones. Se concluyó que el uso de una ventana inteligente orientada al sur, este y oeste reduce el consumo de energía respectivamente en 8 % a 52 %, 10 % a 53 % y 11 % a 51 %, mientras que orientada en norte no hay eficiencia energética de la edificación, comparada con ventanas IGU de baja emisividad disponibles en el mercado.

Rongxin et al. (2012) analizaron la cantidad de energía que se ahorra por uso de una ventana de vidrio doble en edificios comerciales en Shanghai, para ello se utilizaron dos paquetes de simulación: para las propiedades ópticas y térmicas; OPTICS y WINDOW 6. Se usaron tres configuraciones: A (vidrios claro), A1 (ventana doble con película de control solar en el interior), A2 (ventana doble con película de control solar en el exterior). Se concluyó que la configuración A2 reduce el valor del SHGC del sistema mejorando el confort en el interior. En comparación a una edificación con una ventana de vidrio simple, los efectos de adherir una película de control favorece el confort térmico dentro de la edificación.

Skaff y Gosselin (2014) realizaron el estudio de una ventana ventilada para clima cálido. Los

autores utilizaron el software ANSYS FLUENT 3.0 para determinar las ganancias de calor y Windows 6.3 para proporcionar las propiedades del sistema. Se consideraron dos casos de estudios: i) ventana ventilada con entrada de aire en la parte inferior desde el exterior con salida en la parte superior hacia al exterior, ii) la ventana ventilada con la entrada de aire en el inferior desde el interior con salida en la parte superior hacia el exterior; aunado se compararon: ventana doble con vidrio exterior de baja emisividad y vidrio simple al interior y ventana con vidrio termocrómico en el exterior y vidrio simple en el interior con una ventana de vidrio doble con vidrio simple en el exterior e interior, un espacio entre vidrios de 1cm- 4cm; consideraron temperaturas $T_{int}=24^{\circ}\text{C}$ y $T_{ext}=32^{\circ}\text{C}$ y coeficientes de transferencia de calor al interior y exterior de 2.63 y 15 $\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$, respectivamente. Una incidencia solar normal a la ventana de 783 W/m^2 . Los autores observaron que la ganancia de calor solar se reduce para caso i) y ii) con vidrios simples en el exterior e interior es de 1.2 y 1.7%, respectivamente. Mientras cuando el espacio de aire entre la cavidad es 1cm la reducción de la ganancia de calor es de 7%, para 3cm es de 49%. Por lo que, los autores concluyeron que el uso de una ventana ventilada con vidrio exterior termocrómico tiene un mejor rendimiento para el caso i) que el caso ii) para condiciones de clima cálido.

Sabry et al. (2014) simularon térmicamente una ventana inteligente. En el estudio se utilizó el método de volumen finito usando un paquete comercial STAR CCM. Para el análisis los autores presentaron dos configuraciones, configuración 1: la ventana horizontal con cinco concentradores colocado en serie, configuración 2, la ventana vertical con concentradores colocados en paralelo, (cada uno con una lente de Fresnel y una celda fotovoltaica). Los autores observaron que para la configuración 1 la temperatura del agua en la salida aumento 30°C por cada dos unidades conectadas, mientras que la configuración 2 presenta temperaturas bajas, es decir con baja ganancia térmica por lo que no sería satisfactoria la demanda de agua caliente. Se concluyo que el uso de la ventana inteligente: configuración 1 es eficiente para controlar la radiación solar transmitida hacia un medio interior, permitiendo una producción de electricidad y energía térmica a partir de la radiación no deseada.

Xamán et al. (2014) presentaron los resultados numéricos para una ventana de vidrio doble, con tres configuraciones para condiciones de clima cálido y frío: C1 (ventana de vidrio

doble con película de control solar), C2 (ventana de vidrio doble sin película de control solar), C3 (ventana de vidrio solo). La ventana se consideró con una altura de 80 cm y un ancho de cavidad b que varía de 1-10cm. Se concluyó que la configuración óptima para clima cálido es C1 ya que disminuye el calor transmitido hacia el interior de la habitación, mientras que para clima frío es la configuración C2. La separación de los vidrios óptima para clima cálido o frío fue de 6 cm.

Arici et al. (2015) realizaron el estudio de la transferencia de calor de una ventana de vidrio múltiple. En el estudio se utilizó el software ANSYS FLUENT 12.1, se consideraron condiciones climáticas de Turquía. Para el estudio se comparó una ventana de vidrio doble con una ventana de vidrio triple y cuádruple, la temperatura interior se consideró constante de 20 °C y temperatura exterior de -28 y 5.2 °C , un espacio entre vidrio de 6, 9, 12, 15, 18 y 21 mm. Los autores observaron que cuando aumenta el número de vidrios la diferencia de temperatura es mayor causando mayores velocidades en el aire interior, también cuando aumenta la diferencia de temperatura de 15 a 45 °C con un espesor de 15 y 21 mm el perfil de temperaturas se comporta de manera no lineal. Los autores concluyeron que se tiene un ahorro de energía para un vidrio triple y cuádruple de 50 y 67 %, respectivamente, sí se tuviera un vidrio doble.

Trzaski y Rucińska (2015) realizaron el estudio del rendimiento energético de ventanas sus posibilidades y limitaciones. Los autores presentaron los factores que afectan el rendimiento térmico de las ventanas así como impacto en la demanda energética de calefacción, refrigeración e iluminación en Polonia. Se consideraron los factores y se compararon con una configuración base: orientación, ganancias térmicas internas, iluminación, aislamiento térmico en la construcción, ventilación, capacidad térmica en la construcción, contribución de ventanas y fachadas, condiciones climáticas. Los autores observaron que cuando se orienta la ventana al sur y al norte el balance de energía por calentamiento fue de 55.5 y 228.4 % respectivamente para la demanda de energía por enfriamiento siendo mejor la orientación sur. Los autores concluyeron que el impacto en la elección de los factores (los niveles de ganancia de calor interno e iluminación) no es significativo pero si cuando se tiene que tomar en cuenta los factores (orientación, ventilación, área de ventana-fachada,

condiciones climáticas), por lo que muestra que un análisis SWOT (method used to evaluate the Strengths, Weaknesses, Opportunities and Threats) puede servir de herramienta al evaluar el eficiencia energética de una ventana.

Vanhoutteghem et al. (2015) realizaron el estudio de una ventana para una casa de energía cero para condiciones de clima templado. Los autores utilizaron el software EnergyPlus para modelar el rendimiento térmico de la edificación y el software DAYSIM para modelar la cantidad de luz de día anual sobre la ventana y el edificio. Los autores consideraron relaciones de tamaño de la habitación (1:1, 2:1,1.5:1,1:2,1:1.5), orientación (norte y sur) y ventilación mecánica. Los autores observaron que, para grandes áreas de ventana orientadas al sur con bajos valores U, se reduce la demanda de calefacción, en cuanto a la geometría de habitaciones (grande o pequeña) orientada al norte muestra mejor confort térmico que la orientada al sur, mientras para orientación sur con valores de g (coeficiente de transmitancia térmica del vidrio) de 0.3–0.5 W/m²K son necesario para grandes ventanas para reducir la demanda de carga de calentamiento, para orientación norte los valores g de 0.3–0.4 W/m²K reducen la demanda de cargas de calentamiento. Los autores concluyeron que para ventanas orientada al sur es necesario valores grandes de g y con grandes dimensiones de ventana para reducir la demanda de calentamiento, para la ventana orientada al norte se recomienda valores g grandes y valores U bajos para disminuir la demanda de cargas de calentamiento.

Li et al. (2016a) realizaron el estudio térmico de una unidad de vidrio doble en su interior con material de cambio de fase (PCM) para condiciones climáticas de Danqing China. Los autores utilizaron el método de diferencias finitas para resolver el sistema. El sistema fue compuesto por dos vidrios de 6mm de espesor y el PCM con un espesor de 12mm. Consideraron un coeficiente de extinción y el índice de refracción para el vidrio de 19 m⁻¹ y 1.5 m⁻¹ respectivamente, emisividad del vidrio de .88, para el PCM el índice de refracción fue de 1.3 y el coeficiente de extinción del sólido y líquido fue de 50 y 40 m⁻¹ respectivamente. Los valores de h_{out} y h_{in} fueron de 7.75 y 7.43 W/m² K. Los autores concluyeron que el cambio de densidad, el incremento del calor latente sobre el control de la temperatura de PCM mejoraron el rendimiento térmico, mientras que el aumento de la conductividad

termina y el calor específico del PCM no mejora el comportamiento térmico del sistema debido a que hay aumento en la temperatura del PCM.

Xamán et al. (2016) realizaron el estudio numérico de una habitación con una ventana de vidrio doble con película de control solar. Los autores consideraron condiciones climáticas del día más cálido y frío de la ciudad de México. Se consideraron dos casos de estudio para clima cálido: Caso 1 (C1) la habitación con ventana de vidrio doble sin película de control solar; Caso 2 (C2) habitación con ventana de vidrio doble con película de control solar al interior del vidrio exterior. Para condiciones de clima frío: Caso 1 (C1) y Caso 3 (C3) habitación con ventana de vidrio doble con película de control solar al vidrio interior. Los autores concluyeron que para climas cálidos, la configuración C2 disminuye la ganancia de energía hacia un medio interior en un $\approx 67.7\%$ en comparación con la configuración C1, y para climas fríos la temperatura promedio al interior de la configuración C3 es similar a la configuración C1.

Li et al. (2016b) realizaron un estudio para evaluar el comportamiento térmico de una unidad de vidrio doble con material de cambio de fase (PCM) con diferentes propiedades ópticas. El sistema fue compuesto por dos vidrios de 6mm de espesor y el PCM con un espesor de 12mm. Los autores consideraron un coeficiente calor convectivo al exterior e interior de 7.75 y 7.43 W/m²K respectivamente, la temperatura al interior fue de 26 °C, el coeficiente de extinción y el índice de refracción del vidrio fue de 19 m⁻¹ y 1.5 m⁻¹, el índice de refracción es de 1.3 para el PCM. Los autores concluyeron que al aumentar el índice refractivo del PCM líquido y sólido la energía transmitida disminuye, así como la temperatura de la superficie de unidad de vidrio doble con PCM aumento.

Wang et al. (2016) realizaron el estudio de una ventana de vidrio triple conmutable con flujo de aire (SEA). Los autores desarrollaron un modelo y se validaron con datos medidos. Consideraron una ventana de vidrio triple con dos cavidades en su interior persianas, la persiana se contrae en la cavidad adyacente al medio interior para condiciones de clima cálido dejando pasar el aire del medio interior al exterior y para condiciones de clima frío se contrae en la cavidad adyacente al medio exterior y deja pasar el aire del exterior al

interior, la ventana (SEA) se comparó con una ventana de vidrio doble y triple. Los autores observaron que la ventana de vidrio doble y triple con la ventana (SEA) reduce 73.5 y 71.9% la ganancia de calor en verano, respectivamente, para condiciones de clima frío es de 74 y 46.8% en la pérdida de calor para invierno. Concluyeron que el análisis del rendimiento de una ventana de vidrio triple ventilada con persianas en su interior (SEA) tiene un mejor rendimiento térmico comparado con una ventana de vidrio doble y triple.

Mamdooh (2017) realizó el estudio de la relación ventana-pared, para condiciones climáticas de Arabia Saudita. Considero una relación ventana-pared de 5, 10, 20, 30 y 40%. El autor utilizó el software TAS EDSL para simular la edificación. Se observó que la temperatura máxima y mínima al interior para una ventana-pared de 40% es mayor a 30°C y constante a 29°C, respectivamente. También observó mejores condiciones al interior cuando el área de ventana es mayor para condiciones de clima cálido y húmedo. El autor concluyó que las orientaciones sur y este son las peores en términos de obtener la máxima cantidad de calor en todos los lugares de Arabia. También que la relación de ventana-pared para condiciones de clima cálido, seco y húmedo sea de 10%, mientras para clima moderado la relación es de 20%.

Li et al. (2018a) realizaron el estudio numérico de comportamiento térmico y óptico de unidades de ventanas llenas con nanopartículas de PCM. Los autores evaluaron el comportamiento térmico y óptico de la ventana en función del tipo, tamaño y volumen de nanopartículas del PCM, además, compararon el PCM con PCM puro (parafina). Los autores encontraron de manera general que el PCM de nanopartículas presenta mejor comportamiento térmico y óptico que el PCM puro. Sin embargo, su mejoría es independiente del tipo de nanopartículas. Los autores concluyeron que El efecto de la fracción de volumen y el tamaño de las nanopartículas en el rendimiento térmico y óptico es diferente durante el atardecer.

Li et al. (2018b) realizaron el estudio térmico de una ventana con PCM de nanopartículas en diferentes temporadas del año. Los autores estudiaron el efecto del volumen y el diámetro de las nanopartículas en la diferencia de temperatura entre la superficie interior

de vidrio y el ambiente interior, y el consumo de energía para un día representativo de cada temporada del año. Los resultados mostraron que el consumo de energía se puede reducir hasta un 4.0 % mediante una selección adecuada del volumen y el tamaño de las nanopartículas. El consumo de energía se puede reducir hasta 1.5 %, 2.0 % y 4.0 % para condiciones de verano, otoño e invierno, respectivamente.

Li et al. (2018c) realizaron un estudio numérico transitorio de la transferencia de calor en una ventana con un material de cambio de fase. Los autores consideraron una ventana triple en la que se presenta los tres mecanismos de transferencia de calor, la cavidad próxima al ambiente exterior fue llenada con parafina M-G29 como PCM, además el sistema fue evaluado bajo las condiciones de clima cálido y frío de china y comparado con una ventana de vidrio doble con PCM y una ventana de vidrio triple sin PCM. Los autores mostraron que la ventana de triple vidrio reduce hasta 24.8 % de flux de calor respecto a la ventana de vidrio doble y aumenta 5.6 % respecto a la ventana de vidrio triple sin PCM. Los autores concluyeron que bajo las condiciones de clima cálido la ventana de vidrio triple puede disminuir las cargas térmicas de enfriamiento, mientras que para clima frío reduce hasta 3 °C respecto a la ventana de vidrio con PCM.

Noh-Pat et al. (2019) evaluaron térmicamente una ventana de vidrio doble abierta anualmente. Los autores evaluaron la ventana bajo condiciones climáticas de México, además consideraron dos casos de ventanas, el primero considerando dos vidrios y al interior aire, y el segundo considerando el primer caso con un vidrio absorbente. Los resultados mostraron que para el clima extremadamente cálido y seco se tiene una disminución de flujo de calor de hasta 97 W / m², seguido del clima semiárido con 84 W / m² y el clima tropical húmedo y seco con 82 W / m², anualmente. Los autores concluyeron que la segunda configuración presenta mayor beneficio en el ahorro de energía para el clima cálido.

Zhou et al. (2019) analizaron numéricamente en dos dimensiones la transferencia de calor por convección natural y radiación en una cavidad dividida por dos paredes semitransparentes y una pared negra difusa formando dos espacios interiores. Los autores consideraron al interior de las dos cavidades medio participante, además el sistema fue sometido bajo

condiciones ideales. Los resultados mostraron que una pared semitransparente facilita una reducción en la pérdida de calor y obtienen una distribución de temperatura más alta. Los autores concluyeron que la transmitancia de una pared semitransparente tiene efecto sobre las características térmicas y de flujo en un recinto.

Zhu et al. (2020) estudiaron la transferencia de calor una ventana. Los autores consideraron una ventana al vacío con capas de baja emitancia a través de la modelación del sistema en ANSYS con el método de elemento finito (FEA por sus siglas en inglés). Los autores analizaron el comportamiento térmico de la ventana en función de diferentes aspectos, entre ellos, el espesor de los vidrios, el material de la ventana, el valor de la emisividad, entre otros. Los resultados mostraron que con el incremento del espesor de los vidrios de 2 a 6mm la temperatura del recinto disminuye hasta 10 °C. Los autores concluyeron que la disminución de la temperatura en función del espesor es casi de manera lineal.

Li et al. (2020) evaluaron el comportamiento térmico de una ventana de combinando areo-gel de silicio y PCM. Los autores consideraron las condiciones de Daqing, China del 7 a 11 enero del 2018, además el estudio se realizó de manera numérica y la evaluación del comportamiento térmico se realizó en función de la conductividad térmica, densidad, calor específico y espesor del aerogel de silicio. Los resultados mostraron que los parámetros de silicio tiene mayor impacto en el comportamiento térmico de la ventana son la conductividad y el espesor del aerogel de silicio, en el caso del espesor del aerogel apropiado es entre 20 y 30mm con reducción de 404.863 y 362.402 kJ del consumo de energía, respectivamente. Los autores concluyeron que el confort térmico y el ciclo de PCM en invierno dependen principalmente del espesor y la conductividad térmica del silicio.

1.1.1.2. Estudios experimentales

Naylor y Lai (2007) realizaron el estudio experimental de la transferencia de calor por convección de una ventana de vidrio doble con persianas en su interior. Se utilizó un interferómetro Mach-Zehnder para visualizar la temperatura promedio y las velocidades, también se instalaron termopares en el interior de la ventana. Los autores consideraron 17 persianas en el interior de la ventana de vidrio doble y un $\Delta T=20\text{ }^{\circ}\text{C}$; se analizaron

diferentes ángulos de las persianas = 0° , 45° y 90° y los valores de Raleigh de 4.6×10^4 , 6.7×10^4 , 1.3×10^5 . Se observó para $\theta = 0^\circ$ y 45° las velocidades dentro de la cavidad son mayores en comparación cuando $\theta = 90^\circ$. Además, se apreció que en los bordes de las persianas se forman puentes térmicos. Los autores concluyeron que el uso de persianas a $\theta = 90^\circ$ disminuye la transferencia de calor por convección.

Lollini et al. (2010) realizaron el estudio para determinar la eficiencia energética en una ventana de vidrio triple con persianas en su interior, para condiciones de clima cálido y frío de Italia. Para el estudio se utilizó el paquete EnergyPlus, WIS software y para el experimento un módulo de prueba en ITC-CNR (Construction Technologies Institute, Italia). El estudio se hizo para cuatro configuraciones de ventana triples: (a) sistema dinámico, (b) sistema dinámico sin vidrio de baja emisividad, (c) ventana doble con vidrio de baja emisividad y (d) sistema dinámico con vidrio de baja emisividad en el exterior, también se colocó un ventilador en la parte superior de cada configuración. Todas las configuraciones fueron comparadas con una ventana de vidrio doble con persianas en su interior. La temperatura para clima cálido y frío fue de 26°C y 20°C , respectivamente. Los autores observaron que el ahorro de energía para una configuración (a) es de 15% comparado con la ventana de referencia; para el sistema dinámico el confort térmico es de 60% cuando se tiene una temperatura exterior máxima de 30°C ; los valores de U para una ventana dinámica para clima cálido es de $1 \text{ W/m}^2\text{K}$ sin ventilación y baja hasta $0.45 \text{ W/m}^2\text{K}$ con una tasa de ventilación de $20 \text{ m}^3/\text{h}$. Mientras que para clima frío, U aumenta de $1.15 \text{ W/m}^2\text{K}$ sin ventilación a $2.8 \text{ W/m}^2\text{K}$ con una tasa de ventilación de $20 \text{ m}^3/\text{h}$. Los autores concluyeron que utilizar el sistema dinámico (a) para condiciones de clima cálido ayuda a reducir la ganancia de energía, mientras que para condiciones de clima frío la configuración (d) reduce las pérdidas de energía.

Goia et al. (2014) realizaron el estudio experimental para el análisis de la eficiencia energética de una ventana de vidrio doble con un material de cambio de fase (PCM). El estudio utilizó un módulo de prueba donde se instalaron los vidrios y la temperatura al interior fue controlado. Los autores analizaron dos configuraciones de vidrio: unidad de vidrio doble en su interior con material comercial cera de parafina (DGU_PCM) y vidrio doble tradicional

en su interior aire (DGU_CG). Se consideraron tres días típicos para observar la eficiencia energética, las condiciones de la temperatura del aire fueron de 26 °C en verano y 20 °C en invierno. Los autores observaron que el flujo de calor de 200 W/m² para DGU_PCM y 350 W/m² para DGU_CG. De los resultados, se concluyó que el uso del prototipo DGU_PCM disminuye la ganancia de energía en un 50% en comparación con la DGU_CG en verano, mientras que en invierno disminuyó la pérdida de energía durante el día con el uso de DGU_PCM.

Carlos y Carvacho (2015) realizaron el estudio experimental para definir valores de SHGC (coeficiente de ganancia de calor solar) de una ventana de vidrio doble ventilado para condiciones climáticas de Portugal Latitud 40.33 °N y longitud 7.35 °W. Para el estudio se utilizaron un pirómetro, termopares y un transductor para medir la radiación solar, temperatura y velocidad del aire, respectivamente. Se consideraron dos configuraciones de ventana de vidrio doble en su interior: vidrio simple, vidrio reflectivo, diferentes relaciones marco-vidrio para la ventana, una diferencia de temperatura de 10 y 20 °C y un coeficiente de transferencia de calor por convección al interior de 7.69 W/m²°C y 25 W/m²°C al exterior, incidencia de calor de 300, 600 y 900 W/m². Los autores observaron que cuando se tiene una diferencia de 20 °C la tasa de flujo es de 20 y 80 m³/h el valor de la transmitancia solar total (gv) es de .039 y .061, respectivamente. Cuando la diferencia de temperatura es de 10 °C la tasa de flujo de 20 y 80 m³/h, el valor de gv es de .05 y .053, respectivamente. También se observó que para un flujo de 80 m³/h el valor de SGHC es de 0.45 para una ventana de vidrio simple, 0.40 para una ventana de vidrio doble, 0.32 para una ventana de vidrio reflectivo; para un flujo de 20 m³/h los valores fueron de 0.43, 0.38 y .028, respectivamente. Los autores concluyeron para la ventana con vidrio simple con un radio de 40% los valores de SGHC es de 0.278 e incrementa a 0.482 cuanto se tiene un radio de 70%, y para la ventana con vidrio reflectivo el valor de SGHC de 0.242 y aumenta a 0.428, respectivamente.

1.1.1.3. Estudios teóricos-experimentales

Naylor y Collins (2005) implementaron un método para medir los valores de U de una ventana de vidrio doble con persianas en su interior. Los autores modelaron el sistema

con el software FLUENT y los resultados fueron validados con el trabajo experimental de Garnet (1999). Se consideró valores de temperatura de $T_{hot}=292$ K y $T_{cold}=274.3$ K, emisividades de 0.84 y 0.792 para los vidrios y las persianas, respectivamente. Se observaron que los valores de U tienen una diferencia de 3% comparado con el reportado en la literatura, mientras al comparar los resultados numéricos se obtuvo una diferencia del 1.5% para valores de U . Finalmente, los autores concluyeron que los resultados numéricos predicen los valores de U para la ventana de vidrio doble con persianas en su interior.

Loutzenhiser et al. (2007) realizaron la validación de la ganancia solar a través de una ventana con persianas en el exterior e interior. Los autores utilizaron cuatro software: (1) EnergyPlus, (2) DOE-2.1E, (3) TRNSYS-TUD y (4) ESP-r, para modelar la transferencia de calor. Los resultados teóricos se compararon con resultados experimentales; para el experimento se utilizó un módulo de prueba. Se consideró persianas (shading screen) en el exterior e interior de la ventana. Se observó que la potencia de refrigeración entre la mediciones y lo simulado con persianas en el exterior para los software (1), (2), (3) y (4) fueron de 3.7, 5.5, 10.6 y 7.5% respectivamente. En el caso, cuando se encuentra la persiana en el interior, la diferencia entre lo experimental y para los software (1), (2), (3) y (4) fueron de 6.7, 13.8, 5.7 y 4.3%, respectivamente. Los autores concluyeron que el software (1), (2), tiene 95% de límite de credibilidad comparado con los resultados experimentales cuando la persiana se encuentra en la parte exterior de la ventana, mientras que cuando la persiana se encuentra en el interior el límite creíble del 95% es para el software (4).

Kuznik et al. (2011) validaron un estudio numérico con un experimental sobre la transferencia de calor de una fachada de vidrio doble. Los autores utilizaron MATLAB para resolver el sistema de ecuaciones determinadas para el sistema; para el experimento se utilizó un módulo de prueba de una habitación con medidas de 3.10mx 3.10mx2.5m, donde se acoplo la fachada de vidrio doble con persianas integradas en su interior. Los autores consideraron ángulo de persianas de 0, 30, 45, 60, 90° y tasa de ventilación de 0, 200, 400 y 600 m³/h. Los autores observaron que para un ángulo de 0 a 45° la temperatura del vidrio aumenta, caso contrario cuando se tiene ángulos mayores a 45°. También se observó que la diferencia de ganancia en temperatura de la fachada para un flujo de aire natural y mecáni-

co de $200 \text{ m}^3/\text{h}$ para ángulos de 0 y 90° es de 1.8 y $3.8 \text{ }^\circ\text{C}$, respectivamente; mientras para un flujo de aire natural y mecánico de $600 \text{ m}^3/\text{h}$ para ángulos de 0 y 90° es de 40.6 y $32.4 \text{ }^\circ\text{C}$, respectivamente. Por lo que los autores concluyeron que el modelo planteado se ajusta a los datos experimentales, con una incertidumbre de $0.5 \text{ }^\circ\text{C}$ y que la relación ángulo de persiana y flujo de aire dentro del sistema ayuda a disminuir las ganancias de energía.

Bhamjee et al. (2013) realizaron un estudio numérico y experimental para una ventana de vidrio doble ventilada con flujo natural y forzado. Los autores utilizaron un paquete comercial ANSYS para los resultados teóricos y para la parte experimental se usaron termopares, un sistema de adquisición de datos (DAQ-PC) y un Velocímetro Láser Doppler (LDV). Para el estudio experimental se suministró humo a la ventana donde se observó que el humo fue removido en 2 min y 27 s con la ventana ventilada con flujo natural y 38 s con flujo forzado, por lo que, la temperatura aumentó para la ventana con flujo natural. La diferencia promedio del modelo CFD y el experimental fueron de 3.46 K para los valores de temperatura de salida, 35% para las velocidades axiales en la cavidad y 44% para la intensidad turbulenta en la cavidad. Los autores concluyeron que el modelo CFD se ajustó satisfactoriamente al modelo experimental.

Silva et al. (2015) evaluaron y midieron el flujo de aire en una fachada de vidrio doble para condiciones climáticas del Mediterráneo. Los autores utilizaron para la parte experimental un módulo de prueba y la técnica de gas. Se consideraron diferentes formas de ventilación (suministro de aire, aire de escape, cortina de aire en el interior y cortina de aire exterior) y protecciones solares (persiana enrollable y venecianas); la fachada de vidrio compuesta con un vidrio simple en el exterior y un vidrio de baja emisividad en el interior con medidas $3.5 \times 2.5 \text{ m}^2$ y un espesor de aire de 2 cm abiertas en la parte superior e inferior. Los autores observaron que la fachada con la persiana veneciana tiene una gran influencia en la temperatura en el interior cuando se encuentra abierta. Para la prueba de gas los valores de caudal fueron 680 y $1290 \text{ m}^3/\text{h}$, lo que implicó que las velocidades medias fueran de 0.25 a 0.50 m/s ; también se observó que la diferencia de presión debido al viento es generalmente dominante provocando un efecto chimenea. Los autores concluyeron que a mayor ángulo de la persiana mayor será la pérdida de carga y por lo tanto más bajo los valores de C_d

(coeficientes de descarga), aunado el flujo predicho del modelo simple que incorpora los valores de C_d y el experimental cae dentro de un ancho de banda de -10% a $+10\%$.

Năstase et al. (2016) realizaron el estudio teórico experimental de la transferencia de calor de una fachada doble en su interior una ventana de vidrio doble para las condiciones climáticas de Brasov, Rumanía. Los autores utilizaron una metodología Oosthuizen and Naylor, utilizaron el software REFPROP y para la parte experimental utilizaron un módulo de prueba y colocaron termopares para medir la temperaturas de la fachada doble. El sistema consiste un vidrio en el exterior de 10mm+ espacio de aire de 1m+ventana de vidrio doble (4mm+16mm+4mm), en el interior de la fachada se considera aire, mientras argón en el interior de la ventana. La temperatura al exterior para invierno es constante de -2°C y verano de 30°C . Los autores observaron que la fachada doble tiene una alta resistencia térmica de 37%, también que la mayor contribución para la resistencia térmica es debido a los gases entre los paneles de la fachada y la ventana de vidrio doble, teniendo un mayor valor de resistencia térmica para el argón seguido del aire. Los autores concluyeron que el principal objetivo fue crear un simple método ingenieril con la finalidad de indicar la transferencia de calor de una fachada doble, y la metodología presentada como un indicador de la transferencia de calor en estos sistemas para auditorías energéticas y no para el rendimiento energético.

Zhang et al. (2019) estudiaron el comportamiento térmico de una ventana de vidrio triple abierta. Los autores realizaron el estudio numérico y experimental. Para el estudio numérico, los autores consideraron las condiciones climatológicas de un año de la ciudad de Wuhan, China y para el estudio experimental los autores consideraron condiciones controladas de laboratorio, además compararon la ventana mencionada con una ventana convencional. Los resultados indicaron que, en comparación con la ventana convencional, la ventana de vidrio triple puede reducir el 25,3% y el 50,1% de las cargas anuales acumuladas de enfriamiento y calefacción, respectivamente. Los autores concluyeron que la ventana de vidrio triple puede recuperar y utilizar la energía del aire circundante dentro de la ventana para evitar la transferencia de calor a través de la ventana.

Hey et al. (2020) estudiaron la transferencia de calor de una ventana de vidrio doble instalada en una edificación. El estudio se realizó de manera experimental y analítica, además las dimensiones del sistema se consideraron con escala. Los resultados mostraron que la temperatura del aire interior en la estructura del edificio a escala bajo condiciones de calentamiento constante con la ventana de vidrio doble instalada se reduce alrededor de 10°C . Los autores concluyeron que la transferencia de calor a través de una ventana de vidrio doble se reduce hasta 90%.

1.1.2. Estudios de la transferencia de calor en techos frescos

Existen diferentes formas de medidas pasivas que tiene como objetivo ahorrar energía y reducir las emisiones de efecto invernadero y se están convirtiendo cada vez más importantes. Entre ellos, la aplicación de materiales reflectantes para los componentes de construcción y revestir los techos de la misma manera que una pintura común. A continuación, se presentan estudios teóricos, experimentales y teóricos-experimentales relacionados con lo llamado techos frescos que tiene el objetivo de contribuir al ahorro de energía en una edificación. Igualmente, mantener más frescos los espacios interiores sin el uso continuo de equipos de aire acondicionado.

1.1.2.1. Estudios teóricos

Labaki y Granja (2003) realizaron el estudio teórico del efecto de una superficie de color sobre un techo, el estudio fue realizado para el día 29 de enero para la ciudad Sao Paulo, Brasil por 24 h. Los autores analizaron el efecto de una superficie de color blanca y gris con una absorptancia de 0.26 y 0.61, respectivamente. Se consideró el espesor del techo de 5 a 40 cm. Se observó que la superficie blanca tiene un menor flujo de calor al interior que la superficie gris cuando el espesor del techo es de 5 a 14 cm. Adicionalmente los autores concluyeron que después de 15 cm de espesor del techo, la superficie gris disminuye el flujo de calor de forma similar a la superficie blanca, por lo que el impacto en el uso de una superficie gris o blanca es poco significativo para este espesor.

Nakhi (2003) realizó el estudio del puente térmico (zona donde se trasmite más fácil la

energía) en la esquina de un techo en un edificio y los resultados fueron validados con el software VOLTRA. El autor consideró para el análisis del sistema el software ESP-r y lo comparo con el software VOLTRA. Consideró condiciones climáticas típicas de Kuwait, para el estudio se tomó en cuenta la esquina del techo de un edificio. Se observó que los resultados de ESP-r comparados con el software VOLTRA son similares y que las diferencias en sus resultados son debido a la discretización del esquema; el software ESP-r utiliza el esquema implícito mientras que el VOLTRA utiliza el esquema Crank–Nicolson para el tiempo. Al comparar los resultados con el software ESP-r y un modelo analítico estos se obtuvieron valores similares. El autor concluyó que el uso del software ESP-r es un interfaz sencillo de utilizar y tiene bajo valor de error al compararlo con el software VOLTRA en la evaluación de puentes térmicos.

Xamán et al. (2010) analizaron la transferencia de calor conjugada en una cavidad (habitación) cuadrada con una pared semitransparente y los efectos de materiales en el techo. Consideraron irradiación de manera normal en el techo y la pared semitransparente de 875 W/m^2 y 736 W/m^2 , respectivamente. Se consideró un recubrimiento epóxido (impermeabilizante): negro, rojo, blanco, plata y gris (concreto). La pared opaca se define en dos casos: 1) mezcla homogénea de concreto; 2) concreto y poliestireno expandido. Los autores observaron que el recubrimiento negro tiene mayores flujos de energía al interior de la cavidad de 190.93 W/m^2 y con menor flujo es el recubrimiento blanco con 54.61 W/m^2 en una cavidad de 5m, la diferencia de temperatura promedio del aire entre el recubrimiento negro y blanco es 4.22°C . Los autores concluyeron que el recubrimiento blanco con un espesor de techo es de 20 cm compuesto concreto y poliestireno expandido es apropiado para una mayor reducción en la ganancia térmica al interior de la cavidad (habitación).

Sekar et al. (2012) realizaron el estudio teórico del confort en una habitación usando una pintura reflectante solar (solar reflective Paint- SRP). Consideraron dos techos con recubrimiento reflectante solar y sin recubrimiento. Los autores utilizaron ANSYS. Observaron que SRP tiene excelentes propiedades, además que reduce el 15-20 % del consumo en horas picos de aires acondicionados. Los autores concluyeron que el uso de SRP la temperatura se reduce en 7°C comparado con un techo sin recubrimiento de SRP, por lo que disminuye

los costos de confort.

Azemati et al. (2013) realizaron el estudio térmico de una pintura con aislante mineral para el ahorro energético. Los autores utilizaron el software FLUENT para modelar el campo de flujo y distribución de la temperatura en la habitación. Se comparó un techo con revestimiento cerámico y pintura acrílica sin revestimiento. Los autores observaron que la diferencia de utilizar el revestimiento con cerámica a solo la pintura acrílica sin revestimiento tiene una diferencia de temperatura de 4.5°C . Los autores concluyeron que el uso de un revestimiento reflectante en el techo llevó a una disminución del 17% en las ganancias de energía haciendo que la temperatura ambiente fuera cercana a la temperatura de confort.

Borge-Diez et al. (2013) estudiaron el efecto combinado de techo fresco y ventilación natural en una vivienda. Los autores utilizaron el software EnergyPlus. Se estudiaron ocho configuraciones de techo frío y ventilación. Los autores concluyeron que el uso de un techo frío y techo corredizo tenía el mejor rendimiento; esta combinación mejora la circulación de aire y la evacuación de calor siendo capaz de aumentar el confort térmico hasta 16%.

Dos Santos y Mendes (2013) realizaron el análisis numérico de un techo poroso para condiciones climáticas de Brasil. Los autores se basaron en la teoría de Philip y De Vries, para resolver el sistema de ecuaciones de conservación de masa y energía, los autores utilizaron el método de volumen finito, para encontrar los valores de la propiedad del concreto y capa de betún utilizaron el software MOIST 2.0 y la guía CIBSE, respectivamente. Se consideraron dos casos de estudio: caso 1) arena (5cm)+ betún (0.4cm)+ concreto (10cm); caso 2) arena húmeda de (5cm y 10 cm) sobre una placa de cobre que se encuentra en contacto con el aire del interior de la habitación. Los autores consideraron el coeficiente de transferencia de calor convectivo al interior de $3 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ y al exterior de $10 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, emisividades de 0.9 para el concreto y la arena. Los autores observaron que la diferencia de temperatura entre el exterior e interior del techo fue de 5°C , además el caso 1) y el techo con arena húmeda (10cm) reduce el calor en el interior de la habitación, también observaron que el efecto de inercia térmica es dominante cuando se compara con el efecto de refrigeración por evaporación en el techo. Los autores concluyeron que el caso 1) ayuda

a mejorar el confort en el interior de la habitación.

Thiele et al. (2015) realizaron el análisis térmico de una pared de concreto con micro encapsulado de material de cambio de fase (PCM). Los autores consideraron cuatro efectos de diseño para el estudio: (i) aumento de volumen del PCM, (ii) calor latente de fusión, (iii) temperatura de cambio de fase, (iv) cambio de temperatura en la ventana para la reducción o ganancia de energía. Para tratar el modelo de la pared con PCM también se consideraron: (1) todos los materiales como isotrópicos, (2) El calor específico del PCM es el mismo para la fase sólida y líquida, (3) la resistencia de contacto en la interface entre el hormigón, la cáscara y el PCM son insignificantes, (4) ausencia de la convección natural en el microencapsulado del PCM fundido basándose en el hecho de que el número Rayleigh es muy pequeño y (5) no hay generación de calor en la pared. Los autores observaron que el aumentar el volumen del PCM a 0.5 y aumentar el calor latente de fusión retrasa el tiempo de cambio de fase y a su vez reduce el flujo de energía a través de la pared; el tiempo máximo de retraso para el cambio de fase aumenta con el aumento de temperatura del aire exterior y la elección de la temperatura de cambio de fase y el cambio de temperatura en la ventana tuvo un bajo efecto sobre la reducción del flujo de energía y el tiempo de retardo de cambio de fase del material. Los autores concluyeron que el efecto de agregar microencapsulado de PCM en una pared de concreto puede servir como marco para diseño de paredes compuestas de PCM para diferentes climas y estaciones para reducir el flujo de calor y el consumo de energía eléctrica.

Daouas (2016) realizó el estudio del impacto de la radiación de onda larga sobre el espesor óptimo de aislamiento en el techo de una edificación en Túnez. Consideró condiciones climáticas de Túnez, dos configuraciones de techo y dos tipos de materiales aislantes, además consideró un modelo de análisis dinámico, tal modelo está basado CFFT (Complex Finite Fourier Transform). El autor observó para el techo considerado con rockwool y Roof II con un aislamiento de 7.9 cm, tuvo un ahorro de energía de 58.06 % con un periodo de recuperación de 6.06 años, mientras para el Roof I es de 8.4 cm, un ahorro en el ciclo de vida previsto de 52.96 TND/m², que representa 65.66 % del consumo de energía sin aislante, sin considerar LRW (nonlinear longwave radiation) el máximo porcentaje de cargas

enfriamiento es de 92.25 % y carga de calentamiento es de 44.57 %. Los autores concluyeron que el caso más económico es de 9.6 cm, con ahorro de energía de 61.08 % con un periodo de recuperación 5.55 años, y el modelo desarrollado estima las cargas de energía en la edificación con un tiempo de computo corto aplicable para diferentes condiciones climáticas.

Kharseh y Al-Khawaja (2016) realizaron el análisis económico para reducir las cargas de refrigeración de un edificio en Qatar. Los autores consideraron para el edificio (1) valores U revestimiento en las paredes (valores de U de 1.76 W/m² K a 0.56 W/m² K), (2) temperaturas en el interior (22 °C a 24 °C), (3) iluminación (lámpara incandescente a fluorescente), (4) color del revestimiento exterior (color medio a color claro), 5) configuración de ventana (ventana de vidrio simple a ventana de vidrio doble). Los autores observaron que el uso (1) disminuye las cargas de enfriamiento 28 %, (2) 14 %, (3) 10 %, (4) 12 % y (5) 5 %. Por lo cual, los autores concluyeron que implementar este tipos de cambios a una edificio de Qatar disminuye las cargas de enfriamiento por aire acondicionado de 53 % y el tiempo de inversión sería de 0.5 a 4 años.

Hosseini et al. (2017) realizaron el estudio del rendimiento energético de los techos frescos bajo el impacto de datos de condiciones climáticas reales. Los autores utilizaron los datos meteorológico típicos del año (TMY) Montreal, Canadá condiciones de clima frío en la evaluación de los techos. Consideraron 14 valores de aislamiento en el techo y 9 valores de reflectancia solar y utilizaron el software JePlus para el estudio paramétrico. Se compararon con los datos reales de 30 años (TMY) con los datos CWEC (Canadian Weather Year for Energy Calculation). Los autores observaron una desviación de 3 % a 29 % entre el rendimiento energético previsto en CWEC comparado con los datos meteorológicos reales; el nivel más alto de aislamiento del techo tiene menor estimación en la demanda de energía de acondicionamiento; el techo fresco con menor nivel de aislamiento tiene la mayor estimación en la demanda de energía de acondicionamiento y la mayoría de los techos frescos de los diseños estimados por CWEC tienden a ser sobreestimados. Los autores concluyeron la importancia de evaluar el rendimiento a largo plazo del techo fresco al tomar en cuenta los datos meteorológicos reales y las características de los techos en las simulaciones de energía.

Muscio y Akbari (2017) realizaron el estudio del índice de transmitancia solar (STI) en las paredes opacas de un edificio. Los autores consideraron una temperatura constante al interior de la pared opaca, considera el ciclo de radiación solar y las propiedades radiativas en el exterior de la pared opaca, así como las propiedades termofísicas. Los autores concluyeron que considerar las propiedades radiativas y termofísicas como parámetros de la pared opaca es de ayuda para definir los requerimientos y políticas para prevenir sobrecalentamiento en las edificaciones.

Algarni (2018) realizó el estudio de la reducción de las cargas en edificios residenciales utilizando techos fríos para condiciones climáticas de Arabia Saudita. Consideró para el estudio 13 ciudades de Arabia. El autor observó la reducción del consumo energético anual con el uso del techo fresco requerido para la refrigeración de edificios entre 110.3 y 181.9 kWh/m², mientras que el máximo consumo anual de energía debido a la calefacción en invierno con techo fresco fue solo 4.4 kWh/m². Los resultados mostraron que la instalación de un techo fresco en lugar de un techo típico produce una reducción en la conducción máxima del techo. El autor concluyó que el uso de la tecnología de techo frío pasivo es un método eficaz para mejorar el rendimiento térmico de un techo y, por lo tanto, reducción el consumo de energía de los edificios en las condiciones extremas clima de Arabia Saudita y climas extremos similares.

Baniassadi et al. (2018a) realizaron el estudio de techos para disminuir la demanda de energía HVCA para condiciones climáticas de U.S. Los autores consideraron tres diferentes techos para la simulación, techo hibrido, blanco, verde y aislamiento convencional. Utilizaron el software WUFI Plus para simular el sistema. Observaron que el uso de estas tecnologías tiene un ahorro en la demanda de calefacción y refrigeración, también observaron que el ahorro de energía depende de las condiciones climáticas del lugar. Los autores concluyeron que el techo hibrido propuesto supera a los techos blanco y verde en un factor de 1.7–1.8.

Baniassadi et al. (2018b) estudiaron los efectos directos e indirectos de los techos con alto albedo en el consumo de energía y confort térmico en las edificaciones. Los autores consi-

deraron la tres ciudades de California U.S. con condiciones climáticas (TMY3), también consideraron como efecto directo la absorción de la radiación de onda corta en el edificio, e indirectos los edificios vecinos. Utilizaron para modelar el sistema el software EnergyPlus. Los autores observaron que las simulaciones con los efectos directos e indirectos sobre la edificación son de la misma magnitud, aunado observaron que los efectos dependen de las condiciones climáticas del lugar y las características de las edificaciones. Concluyeron que el rendimiento energético es de 41 % y el confort térmico es de 23 % con la combinación de los efectos directos e indirectos.

Saafi y Daouas (2018) realizaron el estudio de costos beneficios de la combinación de revestimientos y aislante térmico en edificios de Túnez. Utilizaron el software EnergyPlus para el análisis de los sistemas. Consideraron dos configuraciones de techo R1 (techo de concreto reforzado), R2 (techo terracota hueca) y tres materiales aislantes (EPS) expanded polystyrene, (XPS) extruded polystyrene y (RW) rockwool, se comparan con un caso de referencia. Observaron que el consumo anual de energía de refrigeración disminuye 193.81 MJ/m² R1 y 58.7 MJ/m² R2, en el caso de R1-(RW) un espesor de 8.8 cm costo de 73.39 TND/m² con un periodo de recuperación de 2.66 años. Concluyeron del análisis de costos de vida de 20 años, el techo con base de concreto es más rentable que el techo con base terracota hueca, con un ahorro de 44.53 TND/m² y un periodo de recuperación de 3.4 años. En términos de ahorro neto máximo y considerando los beneficios ambientales de los techos frescos, recomendaron una combinación óptima del techo a base de concreto reforzado y un espesor de RW de 5.4 cm.

Abuseif y Gou (2018) presentaron un resumen de las diferentes tecnologías disponibles para el mejoramiento del comportamiento térmico de techos. Para ello, los autores realizaron la revisión de 574 publicaciones acerca de las tecnologías disponibles para techos. Los autores encontraron que los estudios realizados se evaluaron principalmente bajo condiciones de clima cálido y muy cálido, además encontraron que los países con mayor uso o estudios de estos sistemas son, Estados Unidos, China, India, Italia y Grecia. Los autores encontraron que los sistemas con mayor uso a nivel mundial son los techos verdes, seguido de los techos con materiales reflectivos, con materiales aislantes y los techos con paneles fotovoltaicos.

Los autores concluyeron que para climas cálidos se requiere sistemas con baja resistencia térmica y para un buen comportamiento térmico se debe hacer una selección adecuada.

Li et al. (2018) realizaron el estudio del efecto de un techo con vidrio doble con material de cambio de fase sobre el comportamiento térmico interior de una edificación, además del consumo de energía. Los autores compararon el efecto del techo acristalado con PCM de parafina contra el efecto de un techo acristalado lleno con aire (convencional). El estudio se realizó de manera experimental bajo condiciones controladas de laboratorio. Los resultados mostraron que el consumo de energía del techo acristalado lleno de PCM es significativamente menor que el del aire, y se puede tener hasta un 47.5% de ahorro de energía. Los autores concluyeron que conforme aumenta el espesor de la capa de PCM, la temperatura pico interior disminuye considerablemente.

Tükel et al. (2019) analizaron la transferencia de calor y flujo de fluidos en un techo de múltiples vidrios. Los autores evaluaron el rendimiento térmico del techo en función del espesor de la capa de aire, el número de cavidades del techo y la emisividad del vidrio. El estudio se realizó de manera numérica. Los resultados mostraron que el techo presenta un mejor comportamiento térmico para el ahorro de energía con el aumento de cavidades en el techo o con la disminución de la emisividad del vidrio, además el aumento del espesor del aire aumenta la transferencia de calor del ambiente exterior al interior de la edificación, el ahorro de energía que se puede conseguir es de hasta 71%. Los autores concluyeron que es notable el efecto del aumento de las cavidades del techo sobre el rendimiento térmico del techo.

Dnyandip et al. (2020) realizaron un modelo numérico para la evaluación del comportamiento térmico de un techo. Los autores consideraron un techo compuesto ladrillo, PCM y concreto ubicados del exterior al interior, además, consideraron el techo en tres dimensiones acoplado a un recinto. El modelo numérico se realizó en ANSYS fluent bajo las condiciones climatológicas de Chennai, India. Los autores consideraron el ángulo de inclinación solo del PCM a 0, 2 y 4° respecto al eje horizontal. Los resultados mostraron que el PCM inclinado a 2° reduce hasta 2.38°C de la temperatura respecto al techo tradicional. Los

autores concluyeron que el techo con el PCM inclinado a 2° reduce hasta 16% de calor ganado por el techo típico.

1.1.2.2. Estudios experimentales

Lu et al. (2016) realizaron el estudio experimental de un techo con material de cambio de fase (PCM) y materiales frescos para un edificio en china. Los autores utilizaron una mezcla eutéctica de PCM que fue encapsulado en el tubo de polietileno resistente a alta temperatura utilizado en la construcción de tejados, se utilizó un módulo de prueba para el experimento. Para el estudio se consideró tres configuraciones de techo, 1# techo con material cambio de fase (PCM), 2# techo con material fresco (recubrimiento reflectivo) y 3# techo con material cambio de fase (PCM) y material fresco (recubrimiento reflectivo); el valor de calor latente de fusión para el PCM es de 183 J/g y de solidificación de 186 J/g, con temperaturas máximas de fusión y solidificación de 34.97 y 28°C , respectivamente. Se observó que la diferencia de temperatura promedio en el exterior del techo de la configuración 1# y #3 es de 3.98°C , mientras para la configuración 2# y #3 es de 2.98°C y para el techo en el interior la diferencia de temperatura máxima promedio para 1# y #3 es de 0.25°C , 2# y #3 es de 0.58°C y su tiempo de retardo de 1# y #3 es de 24 min y para 2# y #3 es de 122 min; mientras que para los flujos de calor máximo al interior la diferencia 1# y #3 es de 1.28 W/m^2 ; y 2# y #3 es de 2.85 W/m^2 con un tiempo de retardo de 52 y 230 min, respectivamente. Los autores concluyeron que el nuevo techo con material de cambio de fase (PCM) y materiales frescos (recubrimiento reflectivo) 3# tiene un buen efecto de aislamiento térmico y reduce la temperatura al interior de la habitación y retarda el flujo energía al interior de la edificación comparado con 1# y 2#.

Chul et al. (2016) realizaron el estudio experimental de un techo con tejas con material de cambio de fase (PCM) para condiciones climáticas en corea del sur. Para el estudio se utilizó un modelo de prueba, donde se colocaron termopares al exterior e interior del techo y en la parte media de la cavidad, para simular condiciones de clima cálido de manera artificial, se realizaron dentro de un cuarto de prueba y para las condiciones de clima frío fueron expuestas al medio ambiente exterior. Los autores consideraron para el estudio cinco configuraciones de techo (a) recubrimiento verde de caucho de uretano, (b) recubrimiento

gris, (c) pintura fresca, (d) teja con PCM y (e) teja normal. Los autores observaron que en condiciones de clima de verano el techo con PCM mantiene la superficie fresca en comparación con las otras configuraciones disminuyendo el flujo de energía al interior y para invierno se adaptó bien las tejas. Los autores concluyeron que la configuración (d) es capaz de controlar el flujo de calor al interior y reducir el calentamiento al interior.

Kishort et al. (2017) realizaron la validación de la transferencia de calor de un techo doble para un edificio en Singapur. Se consideraron dos modelos para la evaluación para el techo: DRS (double-skin roof) y InsR (insulated roof), double-skin roof heat transfer (DSRHT). También consideraron diferentes ángulos de inclinación de 0 a 60° del techo para las configuraciones. Se observó que la ganancia de calor es menor en DRS que en InsR por 34%, en días soleados y 28% en días nublado, también que la ganancia de calor para el techo primario es de 6%. Las ganancias de calor al interior de la edificación para DSR es de 5.1 m²K/W a 5.3 m²K/W y las pérdidas de calor es 2.5 m²K/W a 2.8 m²K/W en el año. Los autores concluyeron que el nuevo modelo de techo DRS tiene una menor ganancia de calor con respecto a InsR, mientras que las pérdidas de calor en el año para ángulos de 0° a 60° reduce las cargas de ganancias de 6%.

1.1.2.3. Estudios teóricos-experimentales

Revel et al. (2014) evaluaron el efecto de materiales reflectantes de colores en una habitación. Los autores usaron para la modelación CFD. Analizaron dos casos y compararon los resultados con los proporcionados por la norma ISO 7726:199. El primer caso fue azulejo frío aplicado sobre una fachada y el segundo caso fue un revestimiento fresco aplicado al techo. Los autores observaron que la temperatura interior disminuyó utilizando azulejos en la fachada de 0.9 °C y 0.8 °C. Los autores concluyeron que el uso de azulejos y revestimiento en los techos ayudan a disminuir energía en el interior de la habitación.

Sheikhzadeh et al. (2014) realizaron el estudio teórico experimental sobre comportamiento de un revestimiento de micro partículas de mineral para reducir el consumo de energía y obtener confort en una habitación. Los autores utilizaron cámara térmica para tomar

imágenes de la temperatura de la pared externa para verificar los resultados numéricos de los resultados experimentales. Los autores consideraron 6 diferentes climas y compararon un revestimiento de mineral en lugar de pintura acrílica normal. Observaron que el usar un revestimiento de micro partículas y aplicarlo en el exterior de las paredes de la habitación disminuyó, la ganancia de calor en el interior de la habitación solo para condiciones de clima cálido. Los autores concluyeron que el uso del revestimiento mineral actúa como aislamiento térmico y reduce el consumo de energía aproximadamente 20 %, dando mejores resultado para clima cálido, seco, caluroso y húmedo.

Costanzo et al. (2014) realizaron el estudio teórico-experimental del coeficiente de transferencia de calor por convección de un techo fresco (cool roof). Los autores utilizaron el paquete comercial EnergyPlus (Simpe Combinet, TARP, MoWiTT, DOE-2, Adaptive) para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección en el exterior del techo que fueron comparados con datos experimentales medidos en un edificio de Italia. Se consideró condiciones de clima cálido y dos configuraciones: techo con pintura blanca y techo de tejas de arcilla con reflectancia solar de 0.8 y 0.1, respectivamente. Los autores observaron que la temperatura en la superficie exterior del techo es más fría 3 a 4 °C cuando se utiliza techo fresco, comparado con un techo de teja de arcilla para medidas experimentales, al comparar los resultados de EnergyPlus para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección el que mejor aproxima a los datos medidos es DOE-2 en 1 % y Adaptive 6 %. Los autores concluyeron que el uso de un techo fresco comparado con techo de arcilla disminuye la temperatura, mientras al comparar el paquete de EnergyPlus el que mejor aproxima el coeficiente de transferencia de calor por convección es DOE-2 en la superficie exterior del techo.

Alqalaf y Alawadhi (2015) evaluaron la eficiencia térmica de un techo de concreto con superficie reflectivo para kuwait, los autores utilizaron el método de elemento finito para resolver las ecuaciones del sistema, los resultados numérico fueron validado con los resultados experimentales. Se utilizó un módulo de prueba en donde controlaron la temperatura al interior para estudiar los efectos de reflectividad solar del techo, se estudiaron dos casos: a) techo de concreto; b) techo de concreto con una superficie blanca. Los autores concluyeron

que la reflectividad solar de 0.2 a 0.4 para a) la ganancia de calor disminuye aproximadamente 16 %, mientras que cuando la reflectividad solar del techo es de 0.8 b) el flujo de calor neto disminuye en 50 %.

Joudi et al. (2015) realizaron un estudio teórico experimental del efecto térmico de una superficie con recubrimiento. Los autores utilizaron un paquete comercial ANSYS/fluent para modelar el sistema; para la parte experimental se usó una caseta de pruebas en Borlänge, Suecia. Se estudiaron dos configuraciones: configuración 1 (C1) Caseta sin recubrimiento al interior, configuración 2 (C2) caseta con recubrimiento al interior. Los autores observaron la temperatura en la altura media de la caseta de 29.5 °C y 28.8 °C para C1 y C2, respectivamente. Los autores concluyeron que C2 presenta una mejor distribución de la temperatura al interior de la caseta de prueba en comparación con C1, para condiciones de clima frío.

Pisello et al. (2016) realizaron un estudio teórico experimental del efecto térmico del uso de tejas con recubrimiento. Se realizó para condiciones de clima cálido y frío durante dos años en Italia. Se estudiaron dos sistemas; sistema 1 (S1) techo con teja tradicional, sistema 2 (S2) techo con teja con recubrimiento. Los autores utilizaron el paquete COMSOL Multiphysical para la obtener la temperatura y el campo de velocidades del aire las cuales fueron validadas. Los resultados mostraron que la temperatura es menor para S2 en comparación con S1. Se concluyó que el uso de S2 disminuye 8.6 K aumentando el confort en el interior para condiciones de clima cálido, y 1K para condiciones de clima frío en comparación con S1.

Stavrakakis et al. (2016) realizaron la evaluación numérica y experimental de un techo fresco (cool roof) para condiciones climáticas de Grecia. Los autores utilizaron para la parte experimental dos salones de clases, donde colocaron sensores de temperatura y humedad y para el modelo numérico utilizaron el software DesignBuilder v.4.2, para obtener el rendimiento térmico del salón. Para el estudio se consideraron tres recubrimientos: blanco, amarillo y rojo. Los autores observaron en las imágenes termográficas que las temperaturas del techo fueron de 45.8 y 52.4 °C con y sin recubrimiento, respectivamente, mientras

que la temperaturas medidas fueron de 40.4 y 54.6 °C con y sin recubrimiento solar, respectivamente. También, se analizó el consumo de energía por (calefacción, ventiladores, consumo de electricidad) donde el salón con menos consumo de energía fue el salón al que se le aplicó la pintura fresca, reduciendo el consumo de electricidad un 72,5 % para el escenario 4 (supone que todo el edificio esté desocupado desde el 15 de junio hasta el 9 de septiembre), mientras que para el caso base se calcula una reducción que llega al 30 %. Para los escenarios 2 y 3 se sustituyeron los ventiladores por unidades split CA, las cargas de enfriamiento son reducidos al menos en un 18 %. Los autores concluyeron que las horas de confort térmico aumentan en verano (5 de junio) al menos un 24 % cuando se tiene un recubrimiento fresco, sin embargo, en invierno se tiene un aumento de consumo de energía por calefacción estimado del 12 %, así reduciendo un consumo total de energía de 1.8-7.4 % con el uso de un recubrimiento fresco.

Kibria et al. (2016) simularon los efectos de techo con PCM (Phase Change Materials) y se compararon con el techo fresco, para disminuir los efectos de UHI (Urban Heat Island) para siete zonas climáticas de E.U. Los autores utilizaron el software EnergyPlus y consideraron cinco configuraciones. Observaron que los techos de metal tienen mayor flujo de TRHG (through roof heat gain), seguido por el techo de hormigón y el más bajo está en techos de tejas asfálticas, sin embargo el flujo TRHG es menor 54 % en techos con PCM que en techos frescos, también observaron que el calor sensible para techo con PCM es 40 % más bajo que un techo fresco. Los autores concluyeron que el techo con PCM disminuye el impacto de UHI con respecto a los techos frescos.

Hagar et al. (2017) realizaron el estudio teórico- experimental de un techo con PCM (Phase Change Materials) para condiciones climáticas de Italia. Los autores utilizaron diferencias finitas para el modelo numérico, para la parte experimental utilizaron termopares medidores de flujo de calor y un piranómetro conectado a un adquisidor de datos DT600, las mediciones se llevaron a cabo con un intervalo de tiempo de 5 min. Se consideraron tres configuraciones, A: techo sin PCM, techo con PCM B: RT28HC y C: RT35. Los resultados experimentales se usaron para comparar el rendimiento de las diferentes configuraciones de techo y para validar un modelo numérico. Observaron que la configuración A presentó la

temperatura superficial más alta durante el día de 37.3°C , configuración C 35.2°C y configuración B con 29.1°C . También se observó que la configuración C, es capaz de eliminar el calor principalmente durante la mañana, mientras que la configuración B durante la tarde. Los autores concluyeron que la utilización de un techo con PCM reduce las ganancias de energía a lo largo del día de 13 a 59 %, mientras el modelo fue validado a través de una comparación con los datos medidos, mostrando una desviación media cuadrada entre 0.4°C (interior temperatura superficial) y 4°C (temperatura de la superficie exterior).

Qin et al. (2017) realizaron el estudio teórico experimental de la ganancia de calor interna en el techo con diferentes valores de albedo. Los autores realizaron un modelo teórico que evalúa la ganancia de calor, el modelo fue validado experimental. Se observó que DAIH (daily accumulative inward heat) se reduce cuando aumento el aislante del techo y cuando se incrementa el albedo del techo. En el experimento observaron que con una albedo menor la ganancia de energía es de $200\text{-}300\text{ W/m}^2$ y si aumenta el albedo es de 100 W/m^2 . Los autores concluyeron que el modelo teórico propuesto estima una alta ganancia de calor en edificios para diferentes albedos y evalúa el ahorro energético de los techos frescos con alta reflectividad.

Qiu et al. (2018) realizaron el estudio teórico del rendimiento térmico y el diseño de un método para un sistema híbrido pared y techo en Shangai. Los autores realizaron tres análisis de ΔReq (equivalent thermal resistance); análisis teórico para la pared y techo; experimentalmente ΔReq de dos módulos de prueba para la pared y techo en Shangai; y utilizaron el software EnergyPlus para obtener ΔReq anual del sistema. Para el primer análisis observaron que el ΔReq en verano es de 1.9 y en invierno es de -0.13, en el experimento observaron que en verano reduce el flujo de calor 15.1 % y en invierno de 3.7 %, R en verano fue de $0.08\text{ m}^2\cdot\text{KW-1}$ y invierno de $-0.02\text{ m}^2\cdot\text{KW-1}$. En la simulación observaron un ahorro en la energía total de 1,3 %. Los autores concluyeron que el sistema de techo compuesto de materiales de aislamiento térmico y recubrimientos reflectantes solares son convenientes y útil para la construcción de envolventes de diseño de eficiencia energética.

Beemkumar et al. (2020) realizaron un estudio del comportamiento térmico de una habita-

ción con un techo con un PCM. Los autores realizaron el estudio de manera experimental y numéricamente, el estudio experimental se realizó bajo las condiciones climatológicas de Chennai, India, de la misma manera se realizó el estudio numérico, adicionalmente, el estudio numérico se realizó a través del software FLUENT, los resultados obtenidos se compararon con los resultados obtenidos con un habitación con techo tradicional. Los resultados mostraron que la temperatura se puede reducir entre 2 y 4 °C, adicionalmente, el aumento del espesor del PCM disminuye la demanda de energía. Los autores concluyeron que el confort térmico puede aumentar con la implementación de varias capas de PCM en el techo de la edificación.

1.1.3. Conclusión de la revisión bibliográfica

Con respecto a la revisión bibliográfica de los estudios relacionados con el trabajo de tesis, se puede concluir que entre los estudios de la transferencia de calor en estos sistemas de ventana de vidrio doble, se han estudiado diversas configuraciones de ventanas de vidrio doble, por ejemplo, ventanas con y sin película de control solar, ventanas con cavidad abierta o cerrada, o incluso ventanas reversibles, ventanas con vidrios múltiples entre otros. No obstante, la mayoría de los estudios teóricos se limitan a analizar sólo dos mecanismos de transferencia de calor (conducción y convección).

De los estudios presentados de techos reflectivos por medio de simulaciones CFD se han realizado variando el material del techo y además se han aplicado en las paredes exteriores de la habitación, mostrando que disminuye la temperatura en el interior de la habitación aunado a ello se ha utilizado material con cambio de fase (PCM), y han mostrado que disminuye la temperatura en el interior de la habitación, sin embargo, estos estudios solo se han hecho para cavidades cerradas solo con techos reflectivos o en paredes sin el uso de otro sistema pasivo.

En CENIDET se han realizados estudios sobre la transferencia de calor en ventanas y techos, como el trabajo realizado por Cortina (2000) realizó el estudio de la transferencia de calor de una ventana duvent en una dimensión, consideró conducción en el sistema,

utilizó el método de diferencias finitas. En 2011 Noh Pat realizó el estudio del estado transitorio de la transferencia de calor conjugada con flujo turbulento en una cavidad con ventana irradiada angularmente, consideró una película de control al interior de la ventana. Posteriormente, Pérez (2012) realizó el estudio de la transferencia de calor conjugada (conducción, convección y radiación) de una ventana de vidrio doble, el estudio consideró tres configuraciones para la ventana y una película de control solar, en el interior de la ventana doble se consideró flujo en régimen laminar, más tarde Olazo (2015) hizo el análisis térmico de una habitación con una ventana de vidrio doble analizando los tres mecanismos de transferencia de calor, el sistema se consideró en dos dimensiones, en la ventana se consideró flujo en régimen laminar mientras que la habitación se consideró flujo en régimen turbulento, ese mismo año Jiménez realizó la aplicación del método multimalla al problema de la transferencia de calor conjugada en una ventana de vidrio. En 2017 González realizó la evaluación térmica de vidrios de control solar disponibles en el mercado Mexicano para ventana de vidrio doble, bajo condiciones de clima cálido.

Aunado en los estudios de techos, se han realizado los estudios de la transferencia de calor con flujo turbulento por convección-radiación de una cavidad con paredes conductoras de calor por Mejía (2008), también en 2016 Hernández realizó el estudio teórico-experimental de la transferencia de calor de cubiertas reflectivas (cool roofs) en techos de edificaciones bajo condiciones climáticas de la república mexicana, ese mismo año Chávez realizó el estudio teórico-experimental de la evaluación y caracterización de recubrimientos reflectivos para techos y su comportamiento térmico en climas cálidos, templados y fríos.

El modelado de la transferencia de calor en ventanas dobles suele llevarse a cabo considerando únicamente sus cristales y el aire atrapado entre ellos, también los techos normalmente son simulados como una sola componente. Con base en la revisión bibliográfica, se concluye que los estudios numéricos realizados hasta la fecha no han reportado el estudio térmico una habitación con una ventana y techo reflectivo tomando en cuenta los tres mecanismos de transferencia de calor.

1.2. Objetivo

Estudiar y analizar la transferencia de calor conjugada en una habitación con una ventana y un techo reflectivo para una condición de clima cálido de México.

1.3. Objetivos específicos

1. Formular tres configuraciones de la habitación con la ventana y techo reflectivo.
2. Formular los modelos físicos y matemáticos para la habitación con una ventana y techo reflectivo.
3. Implementar un programa computacional para la solución de la convección natural en una habitación con flujo en régimen turbulento y una ventana con flujo en régimen laminar.
4. Realizar pruebas numéricas para la verificación y/o validación del código desarrollado con resultados de la literatura.
5. Implementar una subrutina computacional para intercambio radiativo en una cavidad.
6. Resolver conducción de calor en una pared opaca (techo) y semitransparente (ventana).
7. Resolver el problema de transferencia de calor conjugada por conducción, convección y radiación del sistema del cual represente la ventana de vidrio doble y la habitación con el techo reflectivo.
8. Realizar un estudio para una condición de clima cálido (Mérida) de la República Mexicana.
9. Realizar un estudio paramétrico para los vidrios y recubrimiento en el techo disponible en México: vidrio claro, vidrio reflectivo. Para el techo: gris, blanco, negro (Hernández, 2016).

1.4. Alcance

Implementar un código numérico para la transferencia de calor conjugada para un sistema de ventana y techo reflectivo, estos modelos serán acoplados como condición de frontera a un modelo de convección natural e intercambio radiativo superficial en una cavidad con flujo turbulento. El estudio se realizara en estado permanente y en dos dimensiones. Se pretende analizar el sistema para una condición de clima cálido de la república Mexicana, considerando diferentes vidrios al exterior de la ventana de vidrio doble como vidrio claro, vidrio reflectivo y para el techo diferentes recubrimientos reflectivos como blanco y negro.

1.5. Descripción de los capítulos

En el **Capítulo 2: Modelo físico y matemático**, se presentan los modelos físicos de las configuraciones para la habitación con una ventana y techo reflectivo. También, se muestran los modelos matemáticos que describen el comportamiento del sistema y las condiciones de frontera del sistema, determinados a partir de las ecuaciones de conservación de masa, momentum y energía, así como sus consideraciones.

Posteriormente, se presenta el **Capítulo 3: Metodología de solución**, en el cual muestra la metodología de solución numérica utilizada en este proyecto de tesis. Primero, se establece el método de volumen finito en donde se describe la discretización del modelo matemático. También, se describe el algoritmo de acople de las ecuaciones de conservación de masa y momentum y por último se presenta el Método de Radiación Neta empleado para resolver el intercambio radiativo superficial entre las paredes de la cavidad formada por la habitación y la cavidad formada por la ventana de vidrio doble.

En el **Capítulo 4: Verificación del código numérico**, se presentan los casos de referencia para verificar y validar el código numérico desarrollado. Todos los resultados de los problemas presentados fueron comparados con los reportados en la literatura.

Los resultados del comportamiento térmico de las tres configuraciones de la habitación con una ventana y techo reflectivo con condiciones de día cálido y frío de cada mes a lo largo de un año, se describen en el **Capítulo 5: Resultados**. En este capítulo se analiza el desempeño térmico habitación con una ventana de vidrio claro y vidrio doble (vidrios

claros y vidrio reflectivo) y para cada una de estas configuraciones se consideró un techo con diferentes recubrimientos (gris, blanco y negro). También se muestran los patrones de flujo para cada configuración.

Por último en el **Capítulo 6: Conclusiones**, se muestran las conclusiones obtenidas a partir del análisis de resultados. Además se presentan las recomendaciones para trabajos posteriores.

Capítulo 2

Modelo físico y matemático

En este capítulo se presenta el modelo de la habitación con una ventana de vidrio doble y techo reflectivo, se consideran tres configuraciones de ventana: (C1) una ventana de un vidrio claro, (C2) una ventana de vidrio doble (ambos vidrios son claros) y (C3) ventana de vidrio doble (el vidrio 1 es claro y el vidrio 2 es reflectivo) y para cada una de estas configuraciones se considera un techo con recubrimiento: gris, blanco y negro. Se presentan los flujos de energía que ocurren debido a la diferencia de temperaturas entre las componentes del sistema y el medio exterior. Las consideraciones para el desarrollo y solución de la transferencia de calor en la habitación con la ventana y techo reflectivo. Además, se presentan los modelos matemáticos que describen el comportamiento del sistema y las condiciones de frontera de la habitación con una ventana de vidrio doble y techo reflectivo, determinados a partir de las ecuaciones de conservación de masa, momentum y energía.

2.1. Modelo físico

El modelo físico es una representación geométrica de un sistema en la vida real, el cual se pretende estudiar. En este caso particular es una habitación con una ventana y techo reflectivo, y para simplificar el problema se considera el modelo en dos dimensiones. En la (Figura 2.1) se muestra el corte transversal de la habitación, por lo que, la sección de habitación representa la habitación con el acoplamiento de la ventana y el techo con recubrimiento reflectivo de los cuales son integrados para caso de estudio, para observar el efecto que estas tengan sobre una cavidad (habitación). A partir de ello se describirán los

siguientes modelos de la habitación con la ventana de vidrio doble y techo reflectivo.

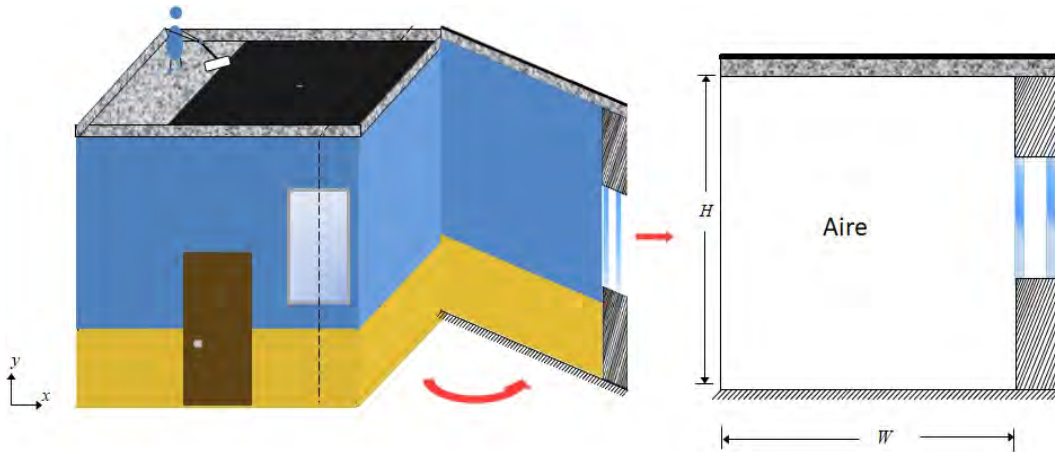


Figura 2.1. Sección transversal de la habitación con la ventana de vidrio doble y techo reflectivo.

2.1.1. Modelo físico de caso de referencia: habitación con una ventana y techo gris

Para observar el beneficio de integrar una ventana y un techo con un recubrimiento reflectivo a la habitación, se presenta una habitación con una ventana (C1, C2 y C3) y techo gris, que servirá como referencia (Figura 2.2). El modelo está compuesto de cuatro paredes, la superficie horizontal izquierda es una isoterma, y la superficie horizontal derecha está compuesta por dos muros adiabáticos y entre ellos una ventana, la superficie inferior es adiabática mientras que la superficie superior se considera un muro conductor (techo gris).

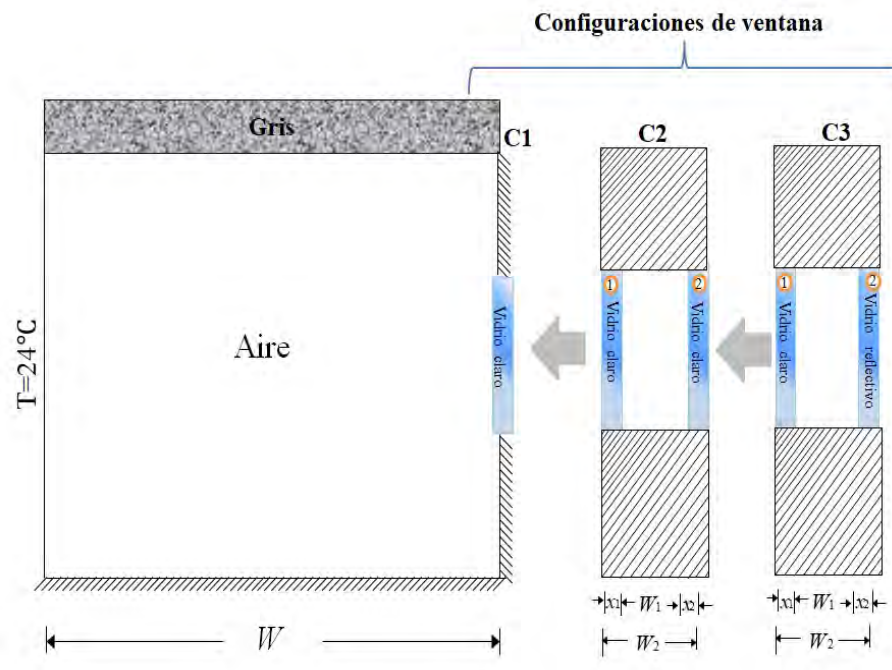


Figura 2.2. Configuración de referencia: habitación con ventana de vidrio claro y techo gris.

2.1.2. Modelo físico de la habitación con una ventana de vidrio doble y techo reflectivo

En esta sección se muestra el modelo físico de la habitación con una ventana y se considera tres configuraciones de ventana (C1, C2 y C3) y para cada una de estas configuraciones se considera un techo con recubrimiento: blanco y negro, de tal manera que se varía la configuración: habitación con una ventana con un vidrio claro (C1), ventana de vidrio doble (ambos vidrios son claros) (C2) y una ventana de vidrio doble el vidrio 1 es claro y el vidrio 2 es reflectivo (C3) (Figura 2.3).

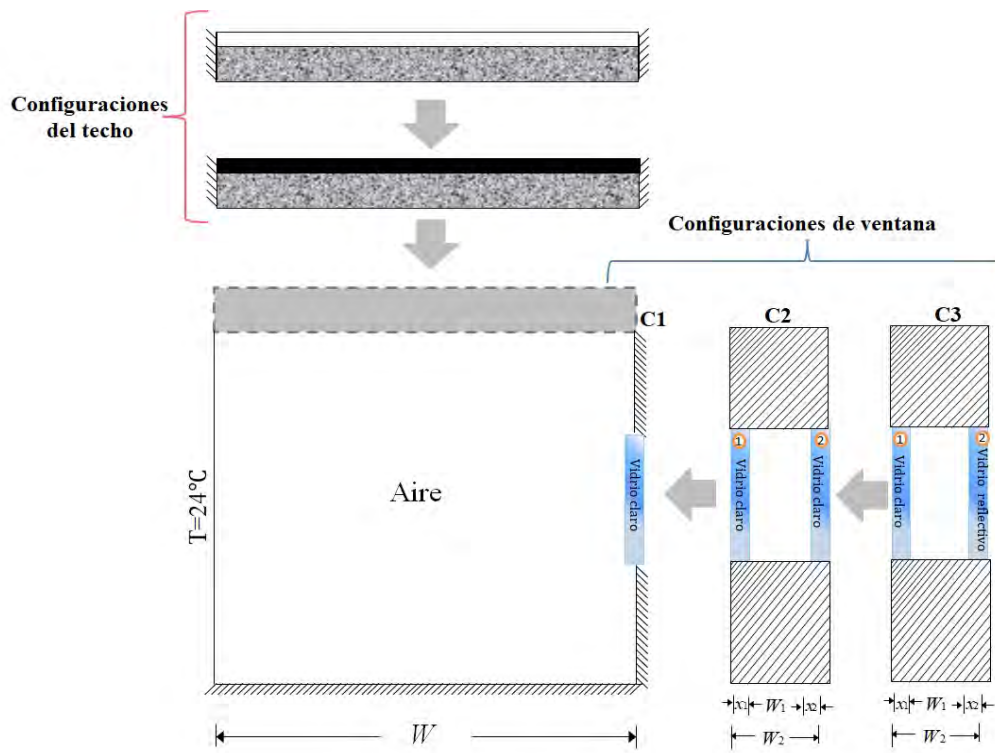


Figura 2.3. Habitación con diferentes configuraciones de ventana y techo gris .

Descrito los modelos físicos de la habitación con una ventana y techo con diferentes configuraciones (Figura 2.3), de los cuales, los resultados de cada modelo se van a comparar con el caso de referencia (Figura 2.2) , es decir, la habitación con ventana (C1, C2 y C3) y el techo sin recubrimiento reflectivo (techo gris). Finalmente, se establece el modelo físico de la tesis, el cual se describe a continuación.

Para evaluar el comportamiento térmico de una habitación con una ventana y techo reflectivo, las configuraciones C1, C2 y C3 y un techo con recubrimiento (gris, blanco y negro) fueron considerados (Figura 2.4). De tal manera que el sistema está compuesto por una cavidad (habitación) con una altura y ancho de 3m ($H=W$), formada con cuatro paredes, la pared horizontal izquierda se considera isoterma (24°C). Los valores de emisividad de la superficie de la paredes al interior de la habitación se consideró de 0.9, mientras que la pared derecha está compuesta por dos muros que se consideran adiabáticos y entre estos muros una ventana, la distancia donde fue colocada la ventana es de 1.20 m desde el piso

de la habitación, el espesor de cada vidrio es de 6mm. De acuerdo a Xamán et al. (2018), la separación entre los vidrios que conforman la ventana es de 2 cm, la pared vertical inferior adiabática y la pared superior se considera un muro conductor de 10 cm. En la configuración C2 y C3 se asignó como vidrio 1, al correspondiente en contacto con el aire de la habitación y vidrio 2 al vidrio en contacto con el medio ambiente exterior, cabe mencionar que el sistema se estudió bajo condiciones climáticas reales.

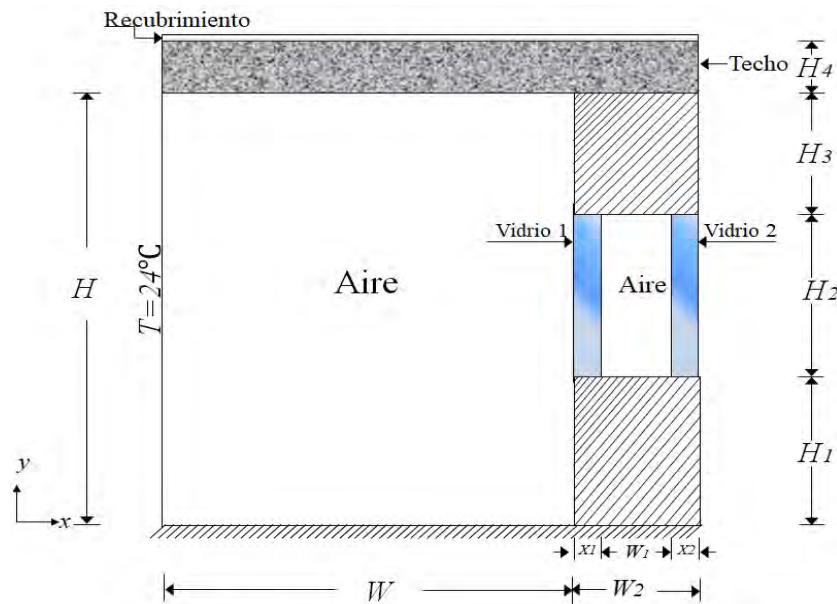


Figura 2.4. Modelo físico de la habitación con una ventana de vidrio doble y techo con recubrimiento reflectivo.

A continuación, se describen los flujos de energía para la configuración de referencia (habitación con una ventana con un solo vidrio y techo gris), seguido de la descripción de los flujos de energía para el modelo de la habitación con una ventana de vidrio doble y techo con recubrimiento reflectivo.

Para la ventana de vidrio simple se muestra en la Figura 2.5 los flujos de calor generados a partir de la incidencia de radiación solar sobre la ventana (vidrio 1), esta incidencia se considera normal a ella, debido a las propiedades ópticas del vidrio, la incidencia de radiación solar G_{glass} sobre el vidrio, una fracción es reflejada al medio exterior, otra fracción es absorbida por el vidrio, aunado a ello, por el calentamiento del vidrio por esta fracción de

energía absorbida ocurre transferencia de calor por conducción sobre el vidrio y a su vez se generan flujos de calor por convección y radiación al exterior e interior; mientras otra fracción de G_{glass} es transmitida directamente a un medio interior (habitación).

Otra contribución de flujo de energía que tiene a la habitación es por el techo, por lo que también se muestran los flujos de calor que se generan por la incidencia de una radiación G_{roof} sobre la superficie superior de la cavidad (habitación); se hace incidir de manera normal, debido a las propiedades de una pared opaca, esta energía es reflejada y absorbida, la fracción de energía absorbida por esta superficie provoca un aumento gradual de la temperatura de esté y debido a la diferencia de temperaturas del aire adyacente tanto interior como exterior del techo, se generan flujos de calor convectivos y radiativos.

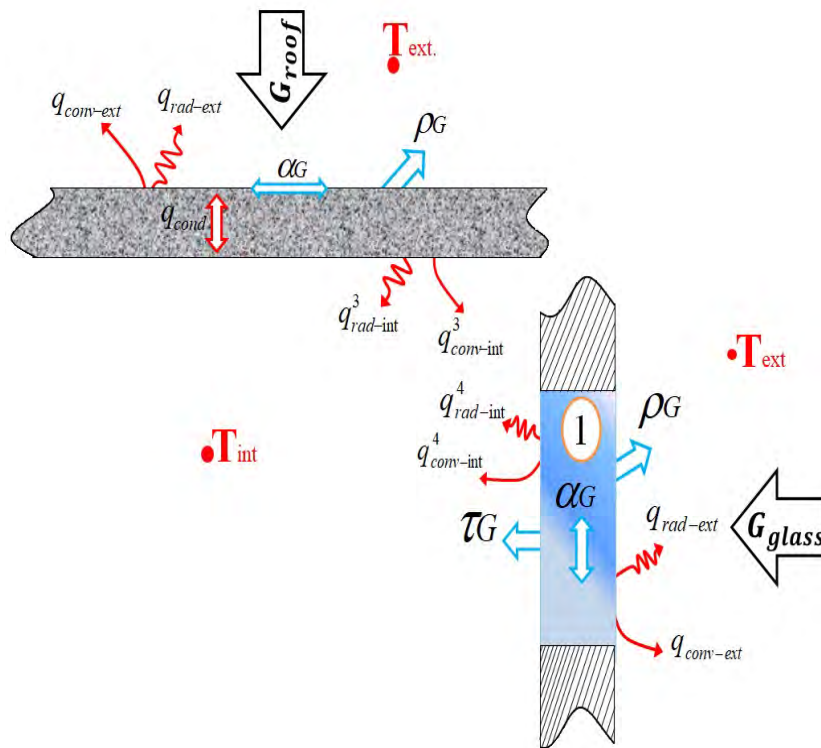


Figura 2.5. Flujos de calor de la ventana de vidrio claro y techo gris.

Para la habitación con la ventana de vidrio doble y techo con recubrimiento reflectivo, de la misma manera se hace incidir sobre el vidrio 2 una radiación solar G_{glass} , parte de

la energía irradiada sobre el vidrio 2 es reflejada, otra parte es absorbida y otra fracción de energía que incidió sobre el vidrio es transmitida al vidrio 1. Debido a la fracción de energía absorbida que incidió sobre el vidrio 2, de manera gradual la temperatura del vidrio aumenta provocando sobre este transferencia de calor por conducción; a causa de la diferencia de temperatura entre el vidrio 2 y el aire adyacente a este se desarrollan flujos de calor convectivo y radiativo hacia el exterior de la cavidad formada por el vidrio 2 y el aire confinado. La energía directa transmitida del vidrio 2 llega a la superficie del vidrio 1; parte de esta energía es absorbida otra parte reflejada al interior de la cavidad formada por los vidrios y otra fracción es transmitida hacia un medio interior (habitación). Al igual que en el vidrio 2, en el vidrio 1 se presenta un flujo de calor conductivo a través de él, debido a la diferencia de temperaturas entre las fronteras ocurriendo un flujo de calor convectivo y radiativo al interior de la cavidad formada por el vidrio 1 y la habitación. También sobre el techo reflectivo de la cavidad (habitación) se hace incidir una radiación considerada de manera normal G_{roof} , esta energía es absorbida y reflejada por la misma superficie, debido a la incidencia de energía sobre el techo ocasiona que aumente su temperatura, por lo que, se genera transferencia de calor por conducción. La temperatura del recubrimiento y el techo se consideran iguales debido a que se considera el recubrimiento es muy delgado. Otros de los flujos que se generan por la diferencia de temperatura entre el aire exterior e interior son los flujos convectivos y radiativos, como se muestran en la (Figura 2.6).

2.2. Consideraciones

Para el estudio térmico de una habitación con una ventana de vidrio doble y techo con recubrimiento reflectivo, se toman en cuenta las siguientes consideraciones para la modelación matemática:

- El flujo en el interior de la habitación y la ventana es aire, se supone aire seco y no participante radiativamente.
- El flujo de la habitación es turbulento mientras que el flujo en la cavidad de la ventana doble es laminar. Ambas consideraciones son debido a las dimensiones.
- Las paredes horizontales de la ventana se consideran adiabáticas, las pared inferior de la habitación se considera adiabática, mientras que la pared superior se considera un muro conductor.
- Las paredes opacas y semitransparentes son consideradas emisores grises, difusos y reflectoras de radiación.
- En el interior de la cavidad de la habitación y la cavidad de la ventana se considera intercambio radiativo superficial entre las paredes, las cuales se consideran grises y difusas.
- Las propiedades termofísicas del fluido son constantes excepto la densidad, la cual varía con la temperatura. Se aplica la aproximación de Boussinesq, la cual se aplica en la ecuación de conservación de momentum.
- La radiación que incide en la superficie derecha y superior se considera una radiación en dirección normal.
- Las propiedades ópticas se consideran independientes de la longitud de onda y de la temperatura.
- El estudio se realiza en dos dimensiones, esta consideración se justifica porque se supone que la habitación se considera alargada en una tercera dimensión, de tal manera que se eliminan los efectos tridimensionales, además al considerar el sistema

en dos dimensiones, éste simplifica el problema, debido a que al tomar en cuenta una geometría en tres dimensiones agregará la complejidad del problema e incrementará el tiempo de cómputo de la solución.

2.3. Modelo matemático

A continuación, se presentan las ecuaciones de masa, momentum y energía, las cuales describen las leyes que rigen el comportamiento del sistema. En particular, se pretende estudiar y analizar la transferencia de calor conjugada bidimensional en una habitación con una ventana de vidrio doble y techo reflectivo.

2.3.1. Modelo matemático para la convección natural con flujo turbulento en la cavidad (habitación)

A continuación, se muestran las ecuaciones en forma tensorial (Pérez-Segarra et al., 1995)

:

Ecuación de conservación de masa

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2.1)$$

Ecuación de conservación de momentum

$$\frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u_i u_j'} \right] - \rho g_i \beta (T - T_\infty) \quad (2.2)$$

Ecuación de conservación de energía

$$\frac{\partial(\rho u_j T)}{\partial x_j} = \frac{1}{C_p} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho C_p u_j' \overline{T'} \right) \quad (2.3)$$

Los términos $\overline{u_i' u_j'}$ y $u_j' \overline{T'}$ de las ecuaciones anteriores son el tensor de esfuerzos de Reynolds y el vector de flujo de calor turbulento, respectivamente. La presencia de ambos términos hacen que el sistema de ecuaciones de conservación no este cerrado, es decir, hay más variables que ecuaciones, a esto se le conoce como el problema de cerradura. La cerradura requiere del uso de algunas aproximaciones, las cuales usualmente toman la forma del tensor de esfuerzos de Reynolds y del vector de flujo de calor turbulento en términos

de cantidades medias, en donde estas aproximaciones son llamadas modelos de turbulencia.

Los modelos de turbulencia más usados, son los modelos de dos ecuaciones, los cuales utilizan una Ecuación para la energía cinética turbulenta (k) y una Ecuación para la disipación de la energía cinética turbulenta (ε), el modelo k - ε utiliza un enfoque fenomenológico para evaluar el tensor de esfuerzos de Reynolds y el flujo de calor turbulento. Entonces, por analogía con la ley de viscosidad de Newton y la ley de Fourier de conducción de calor, los términos anteriores se pueden escribir en la siguiente forma:

$$\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2.4)$$

$$\rho C_p \overline{u'_j T'} = \frac{\mu_t}{\sigma_T} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (2.5)$$

Las ecuaciones de la energía cinética turbulenta y la disipación de energía cinética turbulenta, se obtienen a partir de sus ecuaciones de transporte. Las ecuaciones resultantes k - ε , junto con las expresiones de Kolmogorov-Prandtl, pueden escribirse de la siguiente manera:

$$\mu_t = C_\mu \frac{\rho k^2}{\varepsilon} \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P_k + G_k - \rho \varepsilon \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{\varepsilon 1} [P_k + C_{\varepsilon 3} G_k] \frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2} \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \quad (2.8)$$

La producción de esfuerzos de corte y la producción-destrucción de flotación de la energía cinética turbulenta, se definen respectivamente de la siguiente manera:

$$P_k = \overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (2.9)$$

$$G_k = -\beta \overline{\rho u'_j T'} g_i = -\frac{\mu_t}{\sigma_T} g_i \beta \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (2.10)$$

2.3.1.1. Condiciones de frontera para el modelo de convección natural en la habitación

La cavidad de la habitación está compuesta por una pared inferior adiabática, una pared superior considerada como un muro conductor, una pared izquierda isotérmica y una pared

derecha con dos muros aislados y entre ellos una ventana de vidrio doble. Las condiciones de frontera de las componentes de velocidad son de no deslizamiento en todas las paredes de la cavidad, es decir el valor de la velocidad en las fronteras es cero.

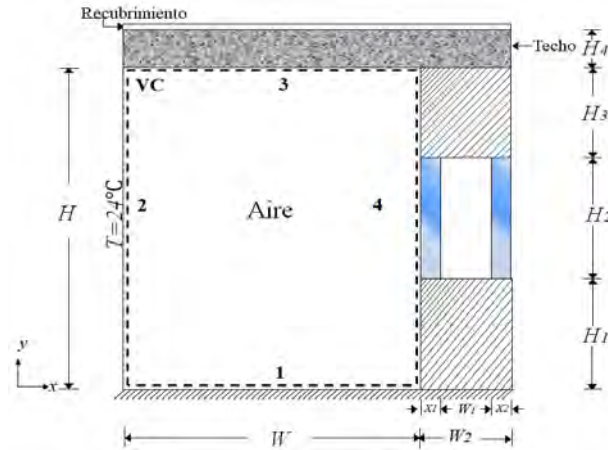


Figura 2.8. Modelo físico de la cavidad representativa de la habitación (VC).

En la Figura 2.8 se muestra el volumen de control que representa la habitación, donde se realiza un balance de energía. Por lo tanto, las condiciones de frontera se expresan de la siguiente manera:

$$q_{conv-int}^1 + q_{rad-int}^1 = 0 \quad \text{para } y = 0 \quad 0 < x < W \quad (2.11)$$

$$T = 24^\circ C \quad \text{para } x = 0 \quad 0 \leq y \leq H \quad (2.12)$$

$$q_{cond}^3 = q_{conv-int}^3 + q_{rad-int}^3 \quad \text{para } y = H \quad 0 < x < W \quad (2.13)$$

$$q_{conv-int}^4 + q_{rad-int}^4 = 0 \quad \text{para } x = W \quad 0 \leq y < H_1 \quad (2.14)$$

$$q_{cond}^4 = q_{conv-int}^4 + q_{rad-int}^4 \quad \text{para } x = W \quad H_1 \leq y \leq (H_1 + H_2) \quad (2.15)$$

$$q_{conv-int}^4 + q_{rad-int}^4 = 0 \quad \text{para } x = W \quad (H_1 + H_2) < y \leq H \quad (2.16)$$

Donde, q_{cond} es el flujo de calor por conducción del vidrio, mientras que q_{rad} son los flujos de calor radiativos resultantes en la pared correspondiente. Para el modelo de turbulencia, Henkes y Hoogendoorn (1991) sugirieron usar una condición de frontera de primera clase en la pared para la disipación de energía cinética turbulenta. Éste es conocido como modelo de turbulencia HH. En la Tabla 2.1 se presentan las constantes empíricas y condiciones de frontera para este modelo.

Tabla 2.1. Condiciones de frontera y constantes del modelo HH.

K_w	ε_w	C_μ	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	σ_k	σ_ε
0.0	∞	0.09	1.44	1.92	1.0	1.3

2.3.2. Modelo matemático para la convección natural en la cavidad entre los dos vidrios de la ventana de vidrio doble

A continuación, se muestran las expresiones que gobiernan el fenómeno de convección natural en la cavidad formada por los dos vidrios de la ventana:

Ecuación de conservación de masa

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2.17)$$

Ecuación de conservación de momentum

$$\frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \rho g_i \beta (T - T_\infty) \quad (2.18)$$

Ecuación de conservación de energía

$$\frac{\partial(\rho u_j T)}{\partial x_j} = \frac{1}{C_p} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (2.19)$$

Donde la expresión para el tensor de esfuerzo para un flujo incompresible y newtoniano es:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.20)$$

2.3.2.1. Condiciones de frontera para la convección natural en la cavidad formada por la ventana de vidrio doble

Para las condiciones de frontera de la cavidad se tomará en cuenta las consideraciones anteriormente mencionadas, la cavidad formada por los dos vidrios cuenta con dos paredes horizontales consideradas adiabáticas y en las fronteras verticales hay flujos de energía interactuando. Las condiciones de frontera de las componentes de velocidad son de no deslizamiento en todas las paredes de la cavidad, es decir el valor de la velocidad en las fronteras es cero. En la Figura 2.9 se muestra el modelo de la cavidad de la ventana de vidrio doble, donde se realiza un balance de energía.

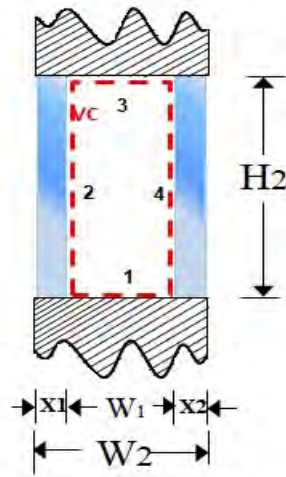


Figura 2.9. Modelo físico de la cavidad formada entre los vidrios de la ventana (VC).

Las condiciones de frontera quedan expresadas de la siguiente manera:

$$\frac{\partial T_1}{\partial y} = 0 \quad \text{para } y = H_1 \quad (W + x_1) < x < (W + x_1 + W_1) \quad (2.21)$$

$$\frac{\partial T_3}{\partial y} = 0 \quad \text{para } y = (H_1 + H_2) \quad (W + x_1) < x < (W + x_1 + W_1) \quad (2.22)$$

$$-\lambda_g \frac{\partial T_{g1}}{\partial x} = q_{conv}^2 + q_{rad}^2 \quad \text{para } x = (W + x_1) \quad H_1 \leq y \leq (H_1 + H_2) \quad (2.23)$$

$$-\lambda_g \frac{\partial T_{g2}}{\partial x} = q_{conv}^4 + q_{rad}^4 \quad \text{para } x = (W + x_1 + W_1) \quad H_1 \leq y \leq (H_1 + H_2) \quad (2.24)$$

Para completar el modelo matemático para el sistema de habitación con ventana de vidrio doble y techo reflectivo, donde la pared derecha de la habitación está compuesta por un muro superior e inferior considerados aislados y entre ellos una ventana de vidrio doble aunado un techo considerado un muro conductor, por lo que será necesario hacer un balance de energía para cada uno de estos elementos, por lo que a continuación se presentan el modelo conductivo para los vidrios de la ventana y el techo; así como el modelo de intercambio radiativo superficial de la cavidad para la habitación y la formada por los dos vidrios.

2.3.3. Modelo matemático conductivo en los vidrios

La ecuación que gobierna la transferencia de calor por conducción a través del vidrio es:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\lambda_g}{Cp_g} \frac{\partial T_g}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\lambda_g}{Cp_g} \frac{\partial T_g}{\partial y} \right) + \frac{1}{Cp_g} \frac{\partial \Theta(x)}{\partial x} = 0 \quad (2.25)$$

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

2.3.3.1. Condiciones de frontera del vidrio 2

En la Figura 2.10 se observa el vidrio 2, los flujos de energía que se generan a partir de la incidencia de radiación solar (G_{glass}).

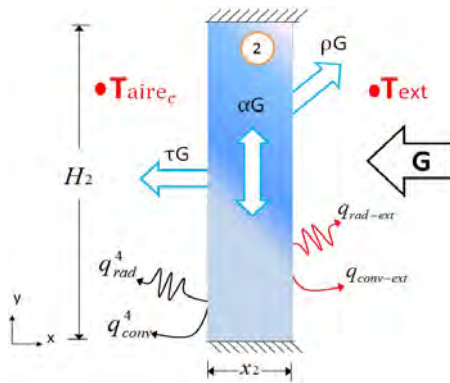


Figura 2.10. Modelo físico del vidrio 2 de la ventana.

Para obtener las condiciones de frontera del vidrio, se realiza un balance de energía a continuación se expresan tales condiciones de frontera:

$$\frac{\partial T_{g2}}{\partial y} = 0 \quad \text{para } y = H_1$$

$$(W + x_1 + W_1) < x < (W + x_1 + W_1 + x_2) \quad (2.26)$$

$$\frac{\partial T_{g2}}{\partial y} = 0 \quad \text{para } y = (H_1 + H_2)$$

$$(W + x_1 + W_1) < x < (W + x_1 + W_1 + x_2) \quad (2.27)$$

$$-\lambda_{g2} \frac{\partial T_{g2}}{\partial x} = h_{int}(T_{int} - T_g) + \varepsilon_{int} \sigma (T_{int}^4 - T_g^4) \quad \text{para } x = (W + x_1 + W_1)$$

$$H_1 \leq y \leq (H_1 + H_2) \quad (2.28)$$

$$-\lambda_{g2} \frac{\partial T_{g2}}{\partial x} = h_{out}(T_g - T_{ext}) + \varepsilon_{out} \sigma (T_g^4 - T_{ext}^4) \quad \text{para } x = (W + x_1 + W_1 + x_2)$$

$$H_1 \leq y \leq (H_1 + H_2) \quad (2.29)$$

2.3.3.2. Condiciones de frontera para el vidrio 1

En la Figura 2.11 se realiza un balance de energía en cada una de las fronteras verticales para el vidrio que se encuentra adyacente a la habitación.

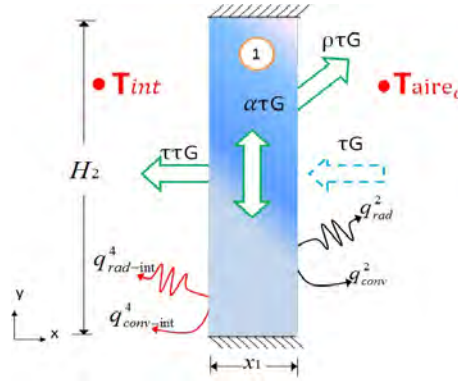


Figura 2.11. Modelo físico del vidrio 1 de la ventana.

$$\frac{\partial T_{g1}}{\partial y} = 0 \quad \text{para } y = H_1 \quad W < x < (W + x_1) \quad (2.30)$$

$$\frac{\partial T_{g1}}{\partial y} = 0 \quad \text{para } y = (H_1 + H_2) \quad W < x < (W + x_1) \quad (2.31)$$

$$-\lambda_{g1} \frac{\partial T_{g1}}{\partial x} = q_{conv-int}^4 + q_{rad-int}^4 \quad \text{para } x = W \quad H_1 \leq y \leq (H_1 + H_2) \quad (2.32)$$

$$-\lambda_{g1} \frac{\partial T_{g1}}{\partial x} = q_{conv}^2 + q_{rad}^2 \quad \text{para } x = (W + x_1) \quad H_1 \leq y \leq (H_1 + H_2) \quad (2.33)$$

En la Tabla 2.2 se muestran las propiedades termofísicas y ópticas de cada uno de los elementos de la ventana de vidrio doble.

2.3.4. Modelo matemático conductivo en el techo

La ecuación que gobierna la transferencia de calor por conducción a través del techo es:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\lambda_T}{C_{pT}} \frac{\partial T_T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\lambda_T}{C_{pT}} \frac{\partial T_T}{\partial y} \right) = 0 \quad (2.34)$$

Donde λ_T es el coeficiente conductivo de calor y T la temperatura, ambos del techo.

Tabla 2.2. Propiedades ópticas y termofísicas del vidrio.

	Vidrio Claro (6mm)	Vidrio Reflectivo (6mm)
Emisividad (ε)	0.85	0.837
Absortividad (α)	0.07	0.62
Reflectividad (ρ)	0.09	0.30
Transmitividad (τ)	0.84	0.08
Densidad (ρ , Kg/m ³)	2500	2500
Conductividad térmica (λ , W/mK)	1.0	1.0
Calor específico (C_p , J/KgK)	750	750

2.3.4.1. Condiciones de frontera para el techo con y sin recubrimiento

En la Figura 2.12 se muestra los flujos de calor que se generan por la incidencia de energía G , por lo que para resolver el sistema, se proponen las condiciones de frontera que interpretan estos flujos, tanto para el techo con y sin recubrimiento.

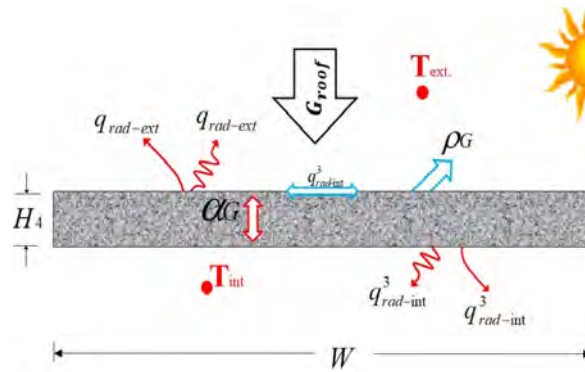


Figura 2.12. Modelo físico del techo.

Para obtener las condiciones de frontera del techo, se realiza un balance de energía, en donde a continuación se expresan tales condiciones de frontera:

$$\frac{\partial T_R}{\partial x} = 0 \text{ para } x = 0 \quad H < y < (H + H_4) \quad (2.35)$$

$$\frac{\partial T_R}{\partial x} = 0 \text{ para } x = W \quad H < y < (H + H_4) \quad (2.36)$$

- Sin recubrimiento reflectivo

$$-\lambda_R \frac{\partial T}{\partial y} + \alpha G_{roof} = h_{ext}(T - R_{ext}) + \varepsilon^* \sigma (T_R^4 - T_{ext}^4)$$

para $y = (H + H_4) \quad 0 \leq x \leq W$ (2.37)

$$-\lambda_R \frac{\partial T}{\partial y} = q_{conv-int}^3 + q_{rad-int}^3$$

para $y = H \quad 0 \leq x \leq W$ (2.38)

- Con recubrimiento reflectivo

$$-\lambda_R \frac{\partial T}{\partial y} + \alpha_{coating} G_{roof} = h_{ext}(T - R_{ext}) + \varepsilon^* \sigma (T^4 - T_{ext}^4)$$

para $y = (H + H_4) \quad 0 \leq x \leq W$ (2.39)

$$-\lambda_R \frac{\partial T}{\partial y} = q_{conv}^3 + q_{rad}^3 \quad \text{para } y = H \quad 0 \leq x \leq W$$
(2.40)

Donde αG_{roof} es la energía absorbida por la superficie del techo y $\alpha_{coating} G_{roof}$ es la energía absorbida por el recubrimiento reflectivo que se aplicó al techo.

En la Tabla 2.3 - 2.4 se muestra las propiedades para el techo y el recubrimiento reflectivo, cabe mencionar que las siguientes propiedades fueron medidas en el laboratorio de térmica en el departamento de ingeniería mecánica de CENIDET, el equipo utilizado para las mediciones es un espectrofotómetro Shimadzu 3101 PC, aunado reportados por Chávez 2016 y Hernández 2016.

Tabla 2.3. Propiedades del concreto.

Densidad (ρ , Kg/m ³)	Conductividad térmica (λ , W/mK)	Calor específico (C_p , J/KgK)
2400	1.8	1080

Tabla 2.4. Propiedades de los recubrimientos.

Rrecubrimiento	Reflectancia (ρ)	Emisividad (ε)
Concreto	0.33	0.87
Comex blanco	0.84	0.89
Negro	0.05	0.88

2.3.5. Modelo de intercambio radiativo superficial de la cavidad

El método que se utiliza es el método de radiación neta, el cual calcula el intercambio radiativo que hay entre las paredes internas de la cavidad ó habitación. Las consideraciones para el modelo radiativo son: las paredes son supuestas como emisoras grises, difusas, reflectoras y absorbedoras de la radiación térmica. Para explicar el modelo se toma un analisis de áreas diferenciales (Figura 2.13), donde se tiene una cavidad con altura H y ancho W.

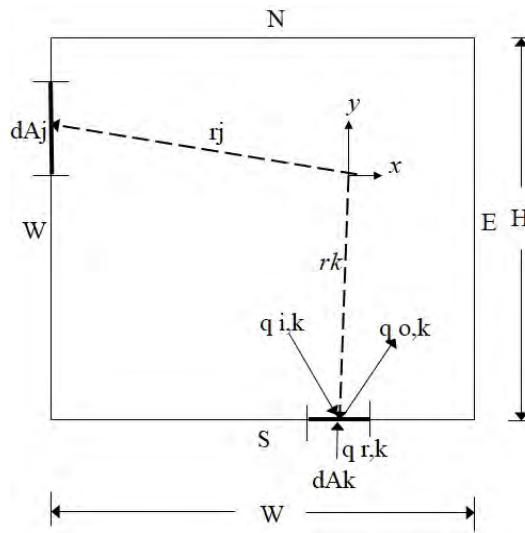


Figura 2.13. Cavidad con intercambio radiativo.

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

$$q_{r_s}(x_s) = q_{o_s} - q_{i_s}(x_s) \tag{2.41}$$

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

$$q_{o_s}(x_s) = \varepsilon_s \sigma T_s^4(x_s) + \rho_s q_{i_s}(x_s) \quad (2.42)$$

Donde $q_{o_s}(x_s)$ es el flujo de calor radiativo que sale de la superficie Sur (S) y que llegan a la superficie Este (E) donde se hace el balance de energía mientras que ε_s y ρ_s es la conductividad y reflectividad de la superficie para el caso de una pared semitransparente, también se tiene una energía transmitida que sale de la superficie Sur (S). Para la irradiación, es la sumatoria de energía que salen de las superficies Oeste (W), Este (E) y Norte (N) y llegan a la superficie Sur (S), esto se ve en la siguiente ecuación.

$$q_{i_s}(x_s) = \sum_{i=s}^m \int_{A_j} q_{o_j}(x_j) dF_{dA_s-dA_j} \quad (2.43)$$

q_{i_s} es el flujo de calor radiativo que llega en la superficie Sur (S) a analizar en dirección x_s , mientras que $F_{dA_s-dA_j}$ es el factor de vista; se utilizó el método de cuerdas cruzadas; este se utiliza para determinar el intercambio de energía radiante entre las superficies, este método se puede aplicar para superficies planas, convexas, concavas o cualquier forma irregular. En este método se calculan las distancias diagonales y laterales, para calcular el factor de vista, lo cual se puede observar en la (Figura 2.14).

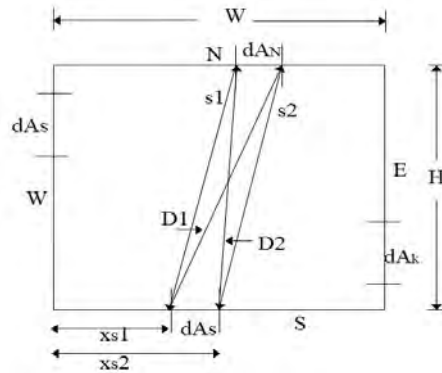


Figura 2.14. Método de cuerdas cruzadas para una cavidad.

A partir de la (Figura 2.14) el factor de vista del área diferencial dA_s a el área diferencial dA_n , se expresa de la siguiente manera:

En la pared sur (S) se puede observar:

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

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

$$F_{1-2} = \frac{\text{diagonales} - \text{lados}}{2 * \text{Área de origen}} \quad (2.44)$$

$$D_1 = \frac{(X_1S)^2 + (Y_2W)^2}{2} \quad D_2 = \frac{(X_2S)^2 + (Y_1W)^2}{2}$$

$$S_1 = \frac{(X_1S)^2 + (Y_1W)^2}{2} \quad S_2 = \frac{(X_2S)^2 + (Y_2W)^2}{2}$$

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

$$D_1 = \frac{(X_1S)^2 + (X_2N)^2 + H^2}{2} \quad D_2 = \frac{(X_2S)^2 + (X_1N)^2 + H^2}{2}$$

$$S_1 = \frac{(X_1S)^2 + (X_1N)^2 + H^2}{2} \quad S_2 = \frac{(X_2S)^2 + (X_2N)^2 + H^2}{2}$$

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

$$D_1 = \frac{(W - X_1S)^2 + (Y_1E)^2}{2} \quad D_2 = \frac{(W - X_2S)^2 + (Y_2E)^2}{2}$$

$$S_1 = \frac{(W - X_1S)^2 + (Y_2E)^2 + H^2}{2} \quad S_2 = \frac{(W - X_2S)^2 + (Y_1E)^2 + H^2}{2}$$

En la pared oeste (W) se puede observar:

$$F_{d_{A_W}-d_{A_S}} = \frac{d_{A_S}}{d_{A_W}} * F_{d_{A_S}-d_{A_W}}$$

$$F_{d_{A_W}-d_{A_N}} = \frac{d_{A_N}}{d_{A_W}} * F_{d_{A_N}-d_{A_W}}$$

$$F_{d_{A_W}-d_{A_E}} = \frac{d_{A_E}}{d_{A_W}} * F_{d_{A_E}-d_{A_W}}$$

En la pared norte (N) se puede observar:

$$F_{d_{A_N}-d_{A_S}} = \frac{dA_S}{dA_N} * F_{d_{A_S}-d_{A_N}}$$

$$F_{d_{A_N}-d_{A_W}} = \frac{dA_W}{dA_N} * F_{d_{A_W}-d_{A_N}}$$

$$F_{d_{A_N}-d_{A_E}} = \frac{dA_E}{dA_N} * F_{d_{A_E}-d_{A_N}}$$

En la pared este (E) se puede observar:

$$F_{d_{A_E}-d_{A_S}} = \frac{dA_S}{dA_E} * F_{d_{A_S}-d_{A_E}}$$

$$F_{d_{A_E}-d_{A_W}} = \frac{dA_W}{dA_E} * F_{d_{A_W}-d_{A_E}}$$

$$F_{d_{A_E}-d_{A_N}} = \frac{dA_N}{dA_E} * F_{d_{A_N}-d_{A_E}}$$

En las paredes que no se ven a si misma se observa:

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

Capítulo 3

Metodología de solución

En este capítulo se presenta la metodología de solución que se utilizó en el desarrollo de la tesis. Primero se establece el método de volumen finito en donde se muestra la discretización del modelo matemático. También, se describe el algoritmo de acople de las ecuaciones de conservación de masa y momentum y por último se presenta el Método de Radiación Neta empleado para resolver el intercambio radiativo superficial entre las paredes de las cavidades formadas por la habitación y por la ventana de vidrio doble.

3.1. Método de solución de las ecuaciones de conservación

Las ecuaciones gobernantes del flujo de fluidos y transferencia de calor, no tienen una solución analítica, debido a la no linealidad de los términos inerciales de las ecuaciones de momentum. Además, estas ecuaciones contienen gradientes de presión que no se conocen, puesto que no se cuenta con una ecuación que describa a esta variable. En consecuencia, es necesario elegir y utilizar un método numérico para dar solución a las ecuaciones gobernantes. Los métodos más utilizados para resolver las ecuaciones de conservación son: Método de Diferencias Finitas (MDF), Método de Volumen Finito (MVF) y el Método de Elemento Finito (MEF). La diferencia entre ellos radica en la manera en que las variables son aproximadas (proceso de discretización). En este trabajo se eligió el método de volúmenes finitos para resolver las ecuaciones gobernantes del fluido, debido a que las ecuaciones discretizadas bajo esta formulación expresan el principio de conservación de las diferentes cantidades físicas en un volumen de control, exactamente como las ecuaciones

diferenciales expresan este principio a través de un volumen de control infinitesimal.

3.2. Método de volúmenes finitos (MVF).

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

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

En el centro de cada volumen de control se tiene un nodo computacional en el cual las variables se calculan. Como resultado de la discretización de las ecuaciones de conservación se obtiene una ecuación algebraica para cada volumen de control, donde aparecen valores de los nodos vecinos. El MVF puede ser acomodado para cualquier tipo de geometrías complejas. El método es conservativo, ya que considera la conservación integral de masa, momentum y energía, y estos se satisfacen para un número cualquiera de volúmenes de control.

3.2.1. Generación de malla o espacio computacional

El tipo de malla debe de estar bien adaptada a la geometría del caso a estudiar, ya que esto permite introducir las condiciones de contorno adecuadas para que los resultados sean físicamente aceptables. Para el sistema bajo estudio (modelo físico) se generará una malla computacional que consiste en representar las características geométrica del sistema,

es decir, es dividir el sistema en un determinado número de volúmenes de control, de tal manera que cada punto de la malla pueda asignarse un volumen de control. Dentro de cada VC se determina un nodo computacional en el cual se determina el valor de la variable. El tipo de malla que representa el problema se muestra en la Figura 3.1, esta malla se conoce como malla estructurada no-uniforme. Es no-uniforme porque en las regiones próximas a las paredes se tiene una distribución más densa de volúmenes de control; esto es necesario porque los gradientes de temperatura, velocidad, etc. en estas regiones son mayores que en el centro de la cavidad (fenómeno de capa límite). Este tipo de malla se genera mediante relaciones trigonométricas.

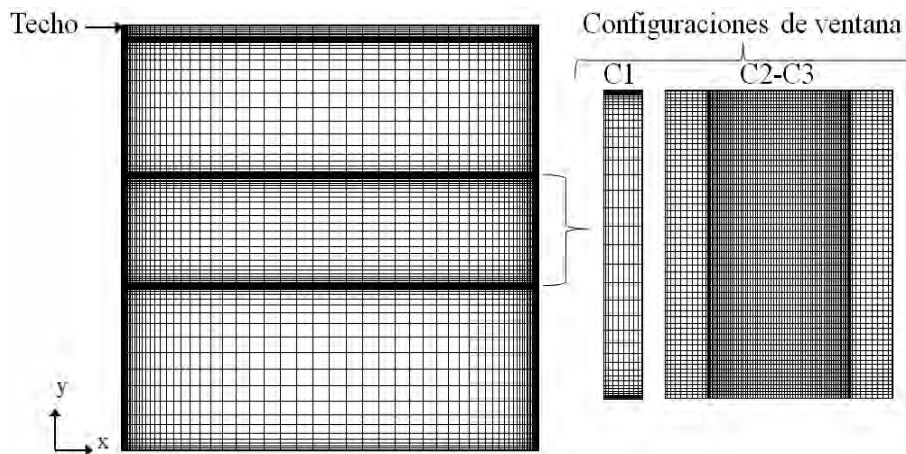


Figura 3.1. Malla estructurada no uniforme.

También, es importante cuidar la densidad de la malla, pues de acuerdo a ella se puede aumentar exponencialmente el tiempo de cómputo en el proceso de solución. Esta configuración de malla se usa para la habitación y para la ventana.

3.2.2. Ecuación generalizada de convección-difusión

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

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

La ecuación (3.1) puede ser expresada en forma tensorial:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i\phi) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x_i} \right) + S \quad (3.2)$$

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

Las ecuaciones de conservación de masa, momentum, energía para modelar la habitación, y las ecuaciones del modelo k- ε (modelo HH), ecuaciones (2.1-2.3, 2.7 y 2.8) pueden ser expresadas en términos generales ϕ , Γ y S . En la Tabla 3.1 se muestran la equivalencia de los términos respecto a la ecuación generalizada.

Tabla 3.1. Términos equivalentes para la ecuación generalizada.

Ecuación de consevación	ϕ	Γ	S
Masa	1	0	0
Momentum en x	u	$\mu + \mu_t$	$-\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} [(\Gamma) \frac{\partial u}{\partial x}] + \frac{\partial}{\partial y} [(\Gamma) \frac{\partial v}{\partial x}]$
Momentum en y	v	$\mu + \mu_t$	$-\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g \beta (T - T_0) + \frac{\partial}{\partial x} [(\Gamma) \frac{\partial u}{\partial y}] + \frac{\partial}{\partial y} [(\Gamma) \frac{\partial v}{\partial y}]$
Energía	T	$\frac{\lambda}{C_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_t}$	0
Energía cinética turbulenta	k	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$	$P_k + G_k - \rho \varepsilon$
Disipacion de k	ε	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}$	$[C_{1\varepsilon}(P_k + C_{3\varepsilon}G_k) - C_{2\varepsilon}\rho\varepsilon] \frac{\varepsilon}{k}$

3.2.3. Discretización de la ecuación generalizada de convección-difusión

En la Figura 3.2 se muestra un volumen de control sobre una malla cartesiana bidimensional. Esta malla se utiliza para la discretización de la ecuación generalizada (3.1). El

volumen de control representa cualquier volumen de la malla y está relacionado con los nodos vecinos norte (N), sur (S), este (E) y oeste (W) a través de los flujos J_i .

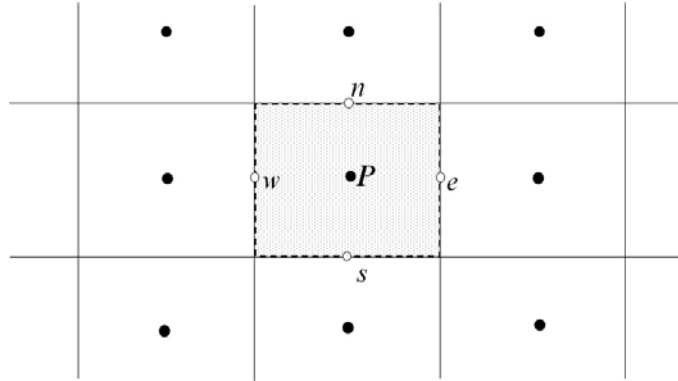


Figura 3.2. Volumen de control sobre una malla bidimensional.

Se discretiza la Ecuación generalizada para el caso de los nodos internos, en los que se desconoce la variable de interés (ϕ); se tiene la Ecuación generalizada de convección-difusión de ϕ en dos dimensiones en coordenadas cartesianas:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u\phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v\phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y} \right) + S \quad (3.3)$$

Integrando la Ecuación (3.3) sobre los límites geométricos del volumen de control, es decir sobre las interfaces w, e, n, s del volumen de control, se obtiene:

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

Es importante mencionar que $(\overline{\rho\phi}, \bar{S})$ son términos promedios representativos de todo el volumen de control. Sin embargo, la Ecuación (3.4) todavía no ha sido integrada en el tiempo, esto, para tomar en cuenta la variación de las ϕ 's en el tiempo de $t(n)$ a $t+\Delta t(n+1)$, se hace uso de la siguiente expresión:

$$\int_t^{t+\Delta t} \phi dt = [f\phi^{n+1} + (1-f)\phi^n] \Delta t \quad (3.5)$$

Donde:

- si $f = 0.0$ el esquema es explícito.

- si $f = 0.5$ el esquema es Crank Nicolson.
- si $f = 1.0$ el esquema es implícito.

El esquema que se uso en el presente trabajo de tesis es el esquema implícito ($f=1.0$). Finalmente, siguiendo la consideración de $f=1.0$, el resultado de la integración temporal de la Ecuación (3.4) en el volumen de control es:

$$\begin{aligned}
 & \frac{[(\rho\phi)_P^{n+1} - (\rho\phi)_P^n]}{\Delta t} \Delta x \Delta y + [(\rho u\phi)_e^{n+1} - (\rho u\phi)_w^{n+1}] \Delta y + [(\rho v\phi)_n^{n+1} - (\rho v\phi)_s^{n+1}] \Delta x \\
 = & \left[\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e^{n+1} - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w^{n+1} \right] \Delta y + \left[\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_n^{n+1} - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_s^{n+1} \right] \Delta x \\
 + & S^{n+1} \Delta x \Delta y
 \end{aligned} \tag{3.6}$$

Para la simplificación de la ecuación anterior, se definen los siguientes términos:

- Flujos convectivos a través de las caras del volumen de control

$$\begin{aligned}
 F_e &= (\rho u)_e \Delta y & F_w &= (\rho u)_w \Delta y \\
 F_n &= (\rho v)_n \Delta x & F_s &= (\rho v)_s \Delta x
 \end{aligned} \tag{3.7}$$

- Términos difusivo a través de las caras del volumen de control

$$\begin{aligned}
 D_e &= \frac{\Gamma_e}{(\delta x)_e} \Delta y & D_w &= \frac{\Gamma_w}{(\delta x)_w} \Delta y \\
 D_n &= \frac{\Gamma_n}{(\delta y)_s} \Delta x & D_s &= \frac{\Gamma_s}{(\delta y)_s} \Delta x
 \end{aligned} \tag{3.8}$$

- Número de Peclet

$$\begin{aligned}
 P_e &= \frac{F_e}{D_e} & P_w &= \frac{F_w}{D_w} \\
 P_n &= \frac{F_n}{D_n} & P_s &= \frac{F_s}{D_s}
 \end{aligned} \tag{3.9}$$

Flujos totales a través de las caras del volumen de control (flujos convectivos más flujos difusivos)

$$\begin{aligned}
 J_e &= \left[(\rho u\phi)_e - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e \right] \Delta y & J_w &= \left[(\rho u\phi)_w - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w \right] \Delta y \\
 J_n &= \left[(\rho v\phi)_n - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_n \right] \Delta x & J_s &= \left[(\rho v\phi)_s - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_s \right] \Delta x
 \end{aligned} \tag{3.10}$$

Sustituyendo los términos de flujos totales de las caras del volumen de control en la Ecuación (3.4) y tomando $n = 0$, se obtiene la siguiente expresión:

$$\frac{(\rho\phi)_P - (\rho\phi)_P^0}{\Delta t} \Delta x \Delta y + (J_e - J_w) + (J_n - J_s) = S \Delta x \Delta y \quad (3.11)$$

El término fuente S puede depender de la variable ϕ , entonces para tomar en cuenta esta situación, el término se separa en dos partes. Una parte que dependa de la variable y la otra que no dependa de la variable directamente. Entonces el término fuente se puede escribir como: $S = S_c + S_P \phi_P$. El término S_c no depende de la variable directamente. Bajo esta modificación, la Ecuación (3.11) se expresa como:

$$\frac{(\rho\phi)_P - (\rho\phi)_P^0}{\Delta t} \Delta x \Delta y + (J_e - J_w) + (J_n - J_s) = (S_c + S_P \phi_P) \Delta x \Delta y \quad (3.12)$$

Para el caso particular de la ecuación de conservación de continuidad, la Ecuación (3.12) se reduce a:

$$\frac{(\rho_P - \rho_P^0)}{\Delta t} \Delta x \Delta y + (F_e - F_w) + (F_n - F_s) = 0 \quad (3.13)$$

Para asegurar, que cada ecuación discreta cumple con el principio de conservación, se introduce la ecuación de continuidad. De esta manera, se asegura que la solución final obtenida mediante el proceso iterativo cumplirá con el principio de conservación de la masa. Multiplicando la Ecuación (3.13) por ϕ_P y restando la ecuación resultante a la Ecuación (3.12), se llega a la ecuación que finalmente se usará como discreta:

$$\begin{aligned} (\phi_P - \phi_P^0) \frac{\rho_P^0}{\Delta t} \Delta x \Delta y + [(J_e - F_e \phi_P) - (J_w - F_w \phi_P)] + [(J_n - F_n \phi_P) - (J_s - F_s \phi_P)] = \\ (S_c + S_P \phi_P) \Delta x \Delta y \end{aligned} \quad (3.14)$$

En el desarrollo anterior se presentó como convertir las ecuaciones diferenciales a ecuaciones discretas. Ahora se mostrará como pasar la ecuación discreta a una notación de coeficientes agrupados (expresar la variable de un nodo P en función de la variable de los nodos vecinos E, W, N, S , y en función de otros parámetros que engloben el término fuente). Para ello se usa la formulación de esquema generalizado para evaluar los siguientes términos (Patankar, 1980):

$$\begin{aligned} (J_e - F_e \phi_P) &= a_E (\phi_P - \phi_E) & (J_w - F_w \phi_P) &= a_W (\phi_W - \phi_P) \\ (J_n - F_n \phi_P) &= a_N (\phi_P - \phi_N) & (J_s - F_s \phi_P) &= a_S (\phi_S - \phi_P) \end{aligned} \quad (3.15)$$

Finalmente, se obtiene la ecuación de convección-difusión (Ecuación generalizada) en notación de coeficientes agrupados, como resultado de sustituir la Ecuación (3.15) en la Ecuación (3.14), así:

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (3.16)$$

ó también como:

$$a_P \phi_P = \sum_{vecinos} a_{vecinos} \phi_{vecinos} + b \quad (3.17)$$

donde:

$$a_E = D_e A(|Pe_e|) + \max[-F_e, 0] \quad (3.18)$$

$$a_W = D_w A(|Pe_w|) + \max[F_w, 0] \quad (3.19)$$

$$a_N = D_n A(|Pe_n|) + \max[-F_n, 0] \quad (3.20)$$

$$a_S = D_s A(|Pe_s|) + \max[F_s, 0] \quad (3.21)$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + \rho_P^0 \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} - S_P \Delta x \Delta y \quad (3.22)$$

$$b = \rho_P^0 \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} \phi_P^0 - S_c \Delta x \Delta y \quad (3.23)$$

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

3.2.4. Esquemas de aproximación numérica

Evaluar la función $A(|Pe|)$ implica conocer los valores de las variables dependientes en las fronteras de los volúmenes de control. Esto a su vez, permitirá calcular los flujos totales a través de las mismas, así como los coeficientes que aparecen en la Ecuación discretizada (3.16). Para ello, el método de volumen finito utiliza esquemas de aproximación, que pueden ser de bajo o alto orden. Patankar (1980) muestra algunos esquemas de bajo orden como: upwind, híbrido, exponencial y ley de potencia. En particular, el autor recomienda este último, por bajo costo computacional y por sus buenos resultados.

Un breve resumen de los esquemas es :

- **CORRIENTE ARRIBA** (upwind scheme). Aproxima el valor de la variable en la frontera del volumen de control con el valor nodal inmediatamente a la frontera, según el sentido de la velocidad. Presenta resultados físicamente aceptables pero con baja exactitud, para mejorar la exactitud de los resultados se tiene que usar una malla más densa, pero tiene un buen comportamiento para la convergencia, ya que no es oscilatorio.
- **HÍBRIDO** (hybrid scheme). Combina las características del esquema centrado y del esquema Upwind. Usa el esquema centrado para velocidades bajas y para velocidades elevadas utiliza las características del esquema Upwind.
- **EXPONENCIAL** (exponential scheme). Este esquema se desarrolló de acuerdo a la solución analítica (exacta) del problema unidimensional en estado permanente, por lo que produce la solución exacta para cualquier valor del número de Peclet y para cualquier número de puntos de malla en este tipo de problemas. Sin embargo, el esquema exponencial no es muy utilizado ni recomendable en problemas de convección-difusión de dos o tres dimensiones, debido a que no es exacto en este tipo de problemas, además de presentar demasiado tiempo de cómputo.
- **LEY DE POTENCIA** (power law scheme). Este esquema fue desarrollado por Patankar (1980), y es una modificación del esquema híbrido basado en el esquema exponencial. Esta formulación asume que la diferenciación de la difusión es cero cuando el número de Peclet es mayor a 10. Si $0 < Pe < 10$ el flujo es evaluado por una expresión polinomial. Este esquema presenta la misma exactitud en los resultados que el esquema exponencial pero además, mejora la convergencia, por lo que es el más utilizado y recomendable en problemas de convección-difusión.

En la Tabla 3.2 se muestran los valores de la función $A | Pe |$ para los diferentes esquemas comentados.

Tabla 3.2. Función $A(|Pe|)$ para diferentes esquemas.

Esquema numérico	Función $A(Pe)$
Upwind	1.0
Centrado	$1 - 0.5 Pe $
Híbrido)	$\max[0, (1 - 0.5 Pe)]$
Exponencial	$ Pe / (\exp(Pe) - 1)$
Ley de potencia	$\max [0, (1 - 0.1 Pe)^5]$

3.3. Algoritmos de acople: SIMPLE Y SIMPLEC

El algoritmo SIMPLE es una técnica para el acople de las ecuaciones de conservación de masa y momentum. Uno de los problemas que se tiene en la solución de las ecuaciones de conservación de momentum es la no linealidad. Por otra parte, si se discretiza el gradiente de presión sobre la malla computacional utilizada para la variable escalar (Temperatura, Presión) se introduce una aproximación para las velocidades que provocan oscilaciones y hace que ésta se aleje del resultado esperado. Para sobrellevar el problema, de representar el gradiente de presión adecuado se tiene como opción utilizar mallas desplazadas (Patankar, 1980). El algoritmo SIMPLEC fue propuesto por Van Doormaal y Raithby (1984) sigue el mismo procedimiento que el algoritmo SIMPLE, con la diferencia que las ecuaciones de momentum se manipulan de forma diferente.

3.3.1. Malla desplazada o escalonada

La malla desplazada o escalonada se utiliza para el acople de las ecuaciones de masa y momentum, se usa para el cálculo de las componentes de velocidad. La malla escalonada es superpuesta sobre la malla principal en la cual se calculan las variables escalares (presión, temperatura, etc), de tal modo que las fronteras de los volúmenes de control coinciden con los nodos de la malla principal, como se muestra en la Figura 3.3.

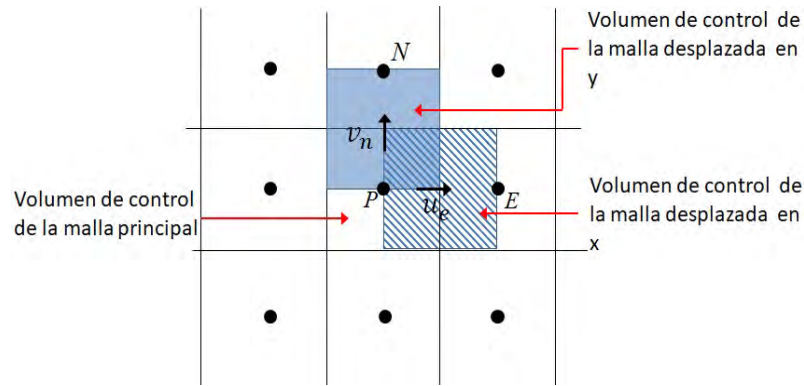


Figura 3.3. Arreglo de una malla desplazada bidimensional.

3.3.2. Gradiente de presión

Para la discretización de la Ecuación de momentum en x, la representación del gradiente de presión en el nodo $(-\partial P/\partial x)$ integrado sobre el volumen de control da como resultado la caída de presión $(p_w - p_e)/\Delta x$, lo cual es la presión ejercida sobre la frontera Oeste menos la presión ejercida sobre la frontera Este del volumen de control, éste término es la presión neta ejercida sobre el volumen de control. Debido a que las presiones se calculan en la malla principal, no se encuentra con información en las fronteras de los volúmenes de control, por lo que se realiza una interpolación lineal con los valores de los nodos vecinos, de tal manera que si la malla usada es uniforme el gradiente de presión puede escribirse como:

$$\frac{P_w - P_e}{\Delta x} = \frac{P_W + P_P}{2\Delta x} - \frac{P_P + P_E}{2\Delta x} = \frac{P_W - P_E}{2\Delta x} \quad (3.24)$$

De la ecuación anterior, se observa que el gradiente de presión queda en función de dos puntos alternantes de la malla, y no adyacentes, lo cual físicamente no es posible. En la Figura 3.4 se observa con mayor claridad el problema que se presenta al tener una distribución de presión no uniforme, pues el gradiente sería igual a cero; tomando la distribución de presión como uniforme, lo cual no es correcto e irreal con este tipo de interpolación.

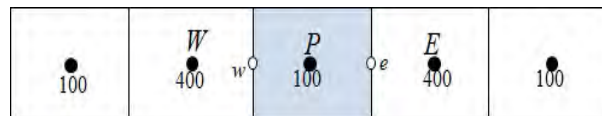


Figura 3.4. Campo de presión zig-zag.

3.4. Secuencia de operación del algoritmo SIMPLE

El algoritmo SIMPLE consiste en suponer un campo de presión para obtener campos de velocidades nuevos ó mejorados. Posteriormente, se hace la corrección de los valores de presión supuestos y de los valores de velocidades mediante la solución de una Ecuación de corrección de presión, llamada P' . Por lo tanto, se discretizan las ecuaciones de momentum en notación de coeficientes en su respectiva malla desplazada, de tal manera que el campo de presión aparezca en la ecuación, como sigue:

$$\begin{aligned} a_e u_e &= \Sigma a_{vecinos} u_{vecinos} + (P_P - P_E) A_e + b^u \\ a_n u_n &= \Sigma a_{vecinos} v_{vecinos} + (P_P - P_N) A_n + b^v \end{aligned} \quad (3.25)$$

Donde $(P_P - P_E) A_e$ representa la fuerza de presión que actúa sobre un volumen de control de u , así como $(P_P - P_N) A_n$ describe la fuerza de presión que actúa sobre un volumen de control de v . Al inicio del algoritmo SIMPLE se supone un campo de presión p^* . Las ecuaciones de momentum discretizadas (3.25) se resuelven con el campo de presión p^* , lo que conduce a un campo de velocidades propuesto denominado u^* y v^* , las cuales pueden se representa como:

$$\begin{aligned} a_e u_e^* &= \Sigma a_{vecinos} u_{vecinos}^* + (P_P^* - P_E^*) A_e + b^u \\ a_n u_n^* &= \Sigma a_{vecinos} v_{vecinos}^* + (P_P^* - P_N^*) A_n + b^v \end{aligned} \quad (3.26)$$

El campo de velocidades obtenido puede no cumplir continuidad, a menos que el campo de presión propuesto sea el correcto. Por lo tanto, se designa a P' como una corrección de presión, que es la diferencia entre la presión correcta P y la presión supuesta P^* , se tiene:

$$P = P^* + P' \quad P' = P - P^* \quad (3.27)$$

De la misma forma se definen las correcciones para las velocidades u' y v' , para relacionar los campos correctos de velocidades u y v con el campo supuesto de velocidades u^* y v^* .

$$v = v^* + v' \quad v' = v - v^* \quad (3.28)$$

$$u = u^* + u' \quad u' = u - u^* \quad (3.29)$$

Si se sustituyen los valores corregidos de P, u y v en la Ecuación (3.25), se tiene:

$$\begin{aligned} a_e(u_e^* + u') &= \Sigma a_{vecinos}(u^* + u')_{vecinos} + [(P_P^* - P_P^*) - (P_E^* - P_E^*)A_e + b^u \\ a_n(v_n^* + v'_u) &= \Sigma a_{vecinos}(v^* + v')_{vecinos} + [(P_P^* - P_P^*) - (P_N^* - P_N^*)A_e + b^u \end{aligned} \quad (3.30)$$

A las ecuaciones (3.30) se les resta las ecuaciones (3.26), y se obtiene una nueva expresión de las ecuaciones de momentum discretizadas en función de las velocidades y presión corregidas.

$$\begin{aligned} a_e u'_e &= \Sigma a_{vecinos} u'_{vecinos} + (P'_P - P'_E)A_e \\ a_n v'_n &= \Sigma a_{vecinos} v'_{vecinos} + (P'_P - P'_N)A_n \end{aligned} \quad (3.31)$$

En las ecuaciones anteriores se observa que cualquier punto nodal depende de la presión y velocidades corregidas en los puntos vecinos. Con el fin de simplificar la relación entre las velocidades y las presiones corregidas, se introduce la siguiente aproximación (aproximación principal del algoritmo SIMPLE (Patankar, 1978)):

$$\begin{aligned} \Sigma a_{vecinos} u'_{vecinos} &\approx 0 \\ \Sigma a_{vecinos} v'_{vecinos} &\approx 0 \end{aligned} \quad (3.32)$$

Debido a la omisión de estos términos las ecuaciones (3.31) se pueden reducir a:

$$u'_e = d_e(P'_P - P'_E) \quad , \quad v'_n = d_n(P'_P - P'_N) \quad (3.33)$$

En donde d_e y d_n son el resultado de despejar u'_e y v'_n , los cuales se expresan de la siguiente manera:

$$d_e = \frac{A_e}{a_e^u} \quad , \quad d_n = \frac{A_n}{a_n^v} \quad (3.34)$$

Esta aproximación es precisamente, la esencia del algoritmo SIMPLE; se considera que al final del ciclo iterativo estos términos se desvanecen, de tal manera que la omisión de ellos no representa ningún error en la solución de las ecuaciones de conservación. El criterio anterior sobreestima el valor de la presión de corrección durante el proceso iterativo y por lo tanto es necesario sub-relajar su valor para conseguir una convergencia; esto es:

$$P = P^* + \alpha_P P' \quad (3.35)$$

$$u = u^* + \alpha_u u' \quad (3.36)$$

$$v = v^* + \alpha_v v' \quad (3.37)$$

Cuando se elige un factor de relajación entre 0 y 1, se tiene un efecto de bajorelajación, éste es el caso del algoritmo SIMPLE. Por el contrario, si se elige un factor de relajación mayor que 1 el efecto es de sub-relajación (Patankar,1980).

3.4.1. Formulación del algoritmo SIMPLEC (SIMPLE - Consistent)

La diferencia entre el algoritmo SIMPLE y SIMPLEC consiste en como se considera la relación de las velocidades corregidas y la presión corregida, es decir, los valores "d_e" y "d_n" son diferentes. A continuación, se presenta una breve explicación de ello: En el algoritmo SIMPLEC se considera que la omisión de los términos dados por las ecuaciones (3.32) es una inconsistencia en el algoritmo SIMPLE, ya que si se corrige la presión P por P', las componentes de velocidad son susceptibles a este cambio de presión por u'_e y v'_n y los coeficientes vecinos responden a este cambio mediante u'_{vecinos} y v'_{vecinos}. Tales cambios de velocidad serán del mismo orden de magnitud, por lo tanto, se considera una aproximación más 'consistente' el sustraer de ambos lados de la Ecuación los términos:

$$\begin{aligned} \Sigma a_{vecinos} u'_e \\ \Sigma a_{vecinos} v'_n \end{aligned} \quad (3.38)$$

Ahora las ecuaciones (3.31) son:

$$\begin{aligned} a_e u'_e - \Sigma a_{vecinos} u'_e &= \underline{\Sigma a_{vecinos} (u'_{vecinos} - u'_e)} + (P'_P - P'_E) A_e \\ a_n v'_n - \Sigma a_{vecinos} v'_n &= \underline{\Sigma a_{vecinos} (v'_{vecinos} - v'_n)} + (P'_P - P'_N) A_n \end{aligned} \quad (3.39)$$

La aproximación del algoritmo SIMPLEC consiste en omitir los términos subrayados de las ecuaciones anteriores. En consecuencia, las ecuaciones (3.39) quedan de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} a_e u'_e - \Sigma a_{vecinos} u'_e &= (P'_P - P'_E) A_e \\ a_n v'_n - \Sigma a_{vecinos} v'_n &= (P'_P - P'_N) A_n \end{aligned} \quad (3.40)$$

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

$$\begin{aligned} d_e &= \frac{A_e}{a_e - \Sigma a_{vecinos}} \\ d_n &= \frac{A_n}{a_n - \Sigma a_{vecinos}} \end{aligned} \quad (3.41)$$

Para el caso del algoritmo SIMPLEC no es necesario sub-relajar los valores de la presión corregida P' , lo cual evita el tener que elegir un valor óptimo para el factor de relajación; y por lo tanto, el tiempo de cálculo es menor. Una vez obtenidas las velocidades corregidas se pueden calcular los campos de velocidades a partir de las Ecuaciones (3.28) y (3.29), de la misma manera que se aplica para el algoritmo SIMPLE.

3.4.2. Ecuación de corrección de presión

Hasta el momento sólo falta conocer el campo de presión corregida adecuada P' . La cual se obtendrá de la Ecuación de continuidad, la cual se integra sobre un volumen de control de la malla centrada o principal.

$$(\rho_P - \rho_P^0) \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} + [(\rho u)_e - (\rho u)_w] \Delta y + [(\rho v)_n - (\rho v)_s] \Delta x = 0 \quad (3.42)$$

Al sustituir las Ecuaciones de corrección (3.33) y agrupar la Ecuación en coeficientes agrupados se obtiene:

$$a_P P'_P = a_E P'_E + a_W P'_W + a_N P'_N + a_S P'_S + b \quad (3.43)$$

En la Ecuación (3.43), los coeficientes están dados por:

$$a_E = \rho_e d_e \Delta y \quad (3.44)$$

$$a_W = \rho_w d_w \Delta y \quad (3.45)$$

$$a_N = \rho_n d_n \Delta y \quad (3.46)$$

$$a_S = \rho_s d_s \Delta y \quad (3.47)$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S \quad (3.48)$$

$$b = (\rho_P^0 - \rho_P) \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} + [(\rho u^*)_w - (\rho u^*)_e] \Delta y + [(\rho v^*)_s - (\rho v^*)_n] \Delta x \quad (3.49)$$

Si el término “ b ” es cero, significa que las velocidades estimadas satisfacen la Ecuación de continuidad, y por lo tanto, no es necesaria la Ecuación de corrección de presión. A medida que el proceso iterativo avanza en la solución de las ecuaciones de conservación el término “ b ” debe tender a cero.

3.4.3. Algoritmo global del proceso iterativo (SIMPLEC)

El algoritmo utilizado en este trabajo es el algoritmo SIMPLEC, el cual pertenece a la familia del algoritmo SIMPLE, estos algoritmos usan una forma secuencial para la solución del sistema global de las ecuaciones de Navier-Stokes. El algoritmo SIMPLE es una técnica para el acople de las ecuaciones de conservación de masa y momentum. La estructura del algoritmo SIMPLEC está compuesta de dos partes básicamente: la suposición de una distribución de presiones que facilita la obtención de un campo de velocidades y la corrección de estas distribuciones, cumpliendo continuidad de manera iterativa hasta llegar a una solución correcta.

A continuación se presenta el orden de ejecución del algoritmo (Figura 3.5):

- i) Suponer un campo de presión p^* .
- ii) Resolver las ecuaciones discretizadas de momentum para obtener un campo de velocidades supuesto u^* y v^* .
- iii) Resolver la Ecuación de corrección de presión p' .
- iv) Calcular la presión p , a partir del campo de corrección de presión p' y la presión supuesta p^* : $p = p^* + p'$.
- v) Calcular las velocidades u y v utilizando los valores de corrección de velocidades u' y v' .
$$u = u^* + u'$$
$$v = v^* + v'$$
- vi) Resolver otras ecuaciones de conservación de variables escalares.
- vii) Aplicar el criterio de convergencia, si se cumple se finaliza se ha obtenido la solución del problema, de lo contrario se renombran las variables y se repite apartir del paso ii).

3.4. Secuencia de operación del algoritmo SIMPLE

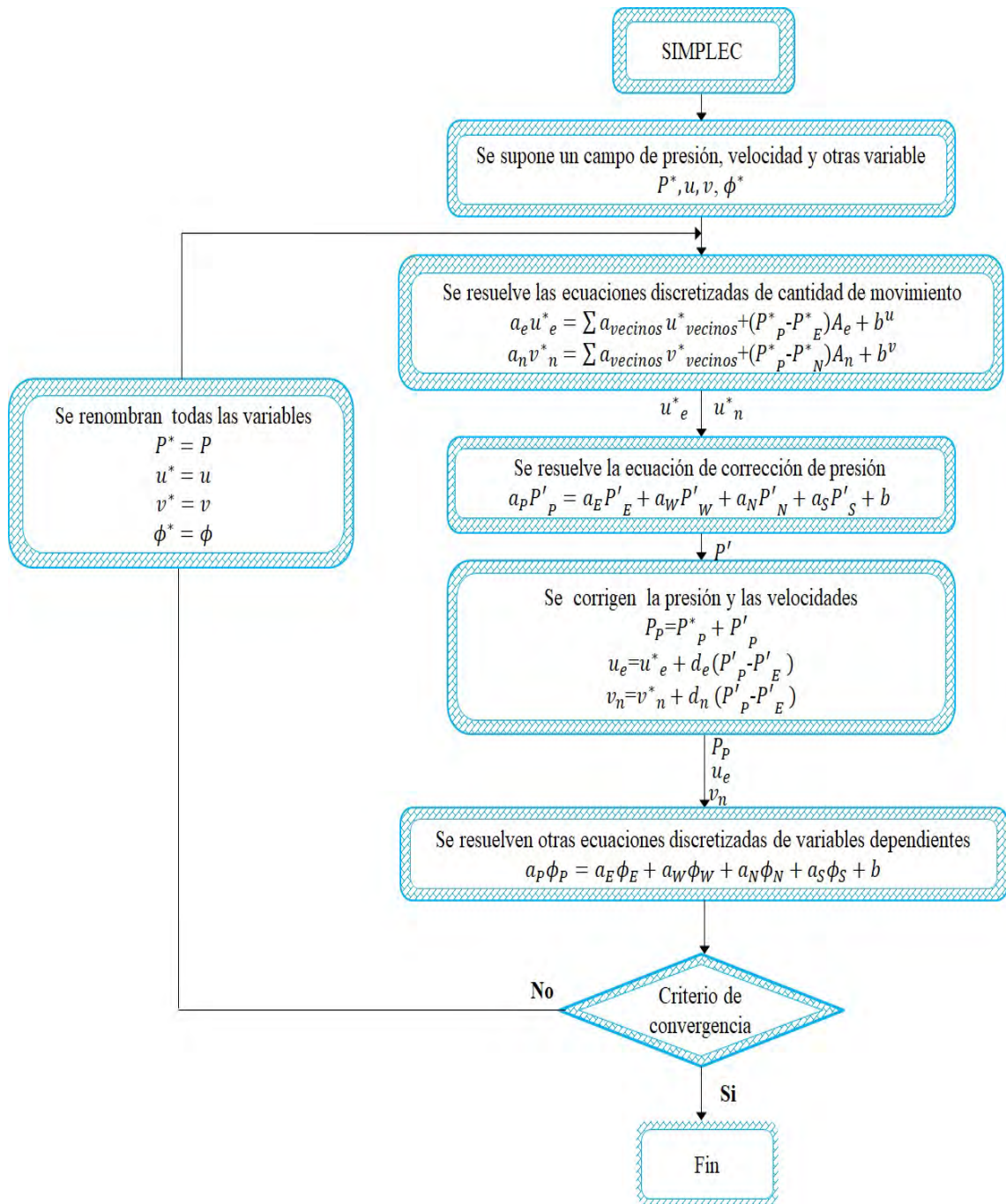


Figura 3.5. Diagrama del flujo del algoritmo SIMPLEC.

3.5. Condiciones de frontera

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

3.5.1. Condiciones de Dirichlet (Condición de primera clase)

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

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (3.50)$$

Con:

$$a_P = 1$$

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

$$b = \phi_{frontera}$$

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

$$\phi_P = \phi_{frontera} \quad (3.51)$$

3.5.2. Condiciones de Neuman (Condición de segunda clase)

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

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

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

con el nodo más cercano en la dirección de variación.

$$\begin{aligned}\frac{\partial T}{\partial y} &= A \\ \left[\frac{T_N - T_P}{\delta_{yN}} \right] &= A \\ T_N - T_P &= A\delta_{yN} \\ T_P &= T_N - A\delta_{yN}\end{aligned}$$

Con:

$$\begin{aligned}a_P &= 1 \\ a_E &= 0, \quad a_W = 0, \quad a_S = 0 \\ a_N &= 1 \\ b &= -A\delta_{yN}\end{aligned}\tag{3.52}$$

Un caso particular de este tipo de conducción es cuando el valor de la derivada es nulo, en cuyo caso el término “ b ” sería igual a cero.

3.5.3. Condiciones de Robín (Condición de tercera clase)

Esta condición establece que la frontera analizada se encuentra gobernada por una Ecuación diferencial de primer orden no homogéneo se expresa como:

$$a \cdot \frac{\partial \phi_{frontera}}{\partial n} + b \cdot \phi_{frontera} = A\tag{3.53}$$

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

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

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

$$\lambda \cdot \frac{\phi_P - \varphi_W}{\delta x_W} = h(\phi_{medio} - \phi_P)\tag{3.54}$$

Al reescribir esta expresión se tiene:

$$\left(\frac{\delta x_w}{\lambda} + h\right) \phi_P = \left(\frac{\delta x_w}{\lambda}\right) \phi_W + h\phi_{medio} \quad (3.55)$$

Esta Ecuación toma la forma de coeficientes agrupados:

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

3.5.4. Condiciones de frontera para la ecuación de presión corregida

La ecuación de la presión corregida P' no es una ecuación básica, por lo tanto, el tratamiento de sus condiciones de frontera deben ser comentadas. Hay dos clases de condiciones de frontera, con la presión conocida en la frontera (velocidad desconocida) ó con la componente de velocidad normal a la frontera dada. Presión conocida en la frontera. Si el campo de presión propuesto P^* se arregla de tal forma que en la frontera $P^* = P_{frontera}$, entonces el valor de P' en la frontera debe ser cero. Velocidad normal a la frontera dada. Si la malla se diseña de tal forma que la frontera coincida con la cara del volumen de control, como se muestra en la Figura 3.6, en donde la velocidad u_e es dada. Por lo tanto, en la derivación de la Ecuación de P' para el volumen de control mostrado, no es necesario que el flujo a través de la frontera sea expresado en términos de u_e^* y su corrección correspondiente, pero si en términos de u_e . Entonces, P'_E no aparecerá, ó a_E será cero en la Ecuación de P' . Así que, ninguna información de P'_E será necesaria.

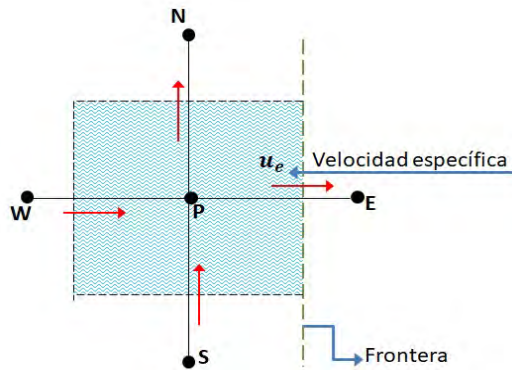


Figura 3.6. Volumen de control en la frontera.

3.6. Evaluación de las propiedades físicas

Para evaluar las propiedades físicas en las fronteras de volumen de control en la formulación del algoritmo SIMPLE, las cuales se encuentran definidas en el nodo central del volumen de control, es necesario usar la interpolación para llevar esa información a las fronteras del volumen de control. Como alternativa para tener esta información se usa la interpolación lineal entre dos puntos, por lo que la propiedad Γ_e de la Figura 3.7 puede expresarse en función de los puntos P y E, por lo que:

$$\Gamma_e = \Gamma_P + \frac{\delta x_{Pe}}{\delta x_{PE}} (\Gamma_E - \Gamma_P) \quad (3.56)$$

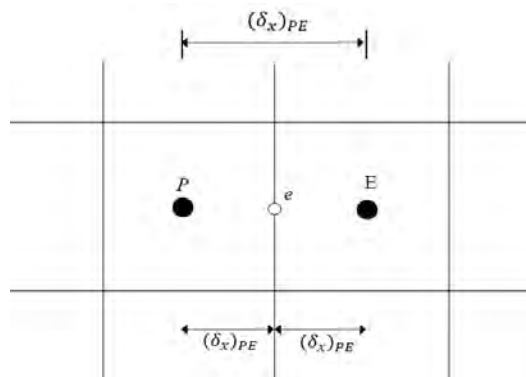


Figura 3.7. Distancia asociada en la interface e.

Si la interface "e" se encuentra a la mitad entre los dos puntos P y E, la relación de

dimensiones en la Ecuación (3.56) sería igual a 0.5, y por tanto, Γ_e sería la media aritmética de Γ_P y Γ_E . En 1978, Patankar propuso una aproximación armónica para determinar el valor de la propiedad en la interface del volumen de control, la cual permite aproximaciones más reales evitando implicaciones incorrectas de la aproximación lineal. Esta aproximación armónica se explica mediante el siguiente ejemplo:

La expresión del flujo está dada por:

$$q_e = \frac{\lambda_e(T_P - T_E)}{(\delta x)_{PE}} \quad (3.57)$$

Si se considera que el volumen de control del punto P es un material de conductividad λ_P y que el volumen del punto E, se encuentra lleno por un material de conductividad λ_E , se lograría un medio compuesto. De lo que Patankar (1980) propuso lo siguiente:

$$q_e = \frac{(T_P - T_E)}{((\delta x)_{PE}/\lambda_P + ((\delta x)_{PE}/\lambda_E)} \quad (3.58)$$

De la cual se deduce comparando la Ecuación (3.57) con la Ecuación (3.58), la propiedad efectiva en la interface (aproximación armónica para la interface del volumen de control):

$$\lambda_e = \frac{\lambda_P \lambda_E (\delta x)_{PE}}{\lambda_E (\delta x)_{PE} + \lambda_P (\delta x)_{PE}} \quad (3.59)$$

Si la interface u_e se encuentra a la mitad entre los puntos P y E, entonces se tendrá una aproximación armónica media:

$$\lambda_e = \frac{2\lambda_P \lambda_E}{\lambda_E + \lambda_P} \quad (3.60)$$

3.7. Método de solución de ecuaciones algebraicas

La complejidad y el tamaño del sistema de ecuaciones algebraicas dependerán de las dimensiones del problema, el número de nodos de la malla. Hay dos técnicas de solución para las ecuaciones algebraicas: métodos directos que involucran realizar un cierto número de operaciones y los métodos indirectos o iterativos que resuelven el sistema mediante procedimientos iterativos que involucran la repetida aplicación de algoritmos sencillos hasta que se cumpla cierto criterio de convergencia. Una vez discretizadas, las ecuaciones diferenciales parciales se produce un sistema de ecuaciones algebraicas cuya matriz de coeficientes agrupados es generalmente de forma tridiagonal, pentadiagonal, heptagonal para casos unidimensional, bidimensional y tridimensional respectivamente. En este trabajo se utilizarán

los métodos de solución de ecuaciones algebraicas modificados del TDMA (Algoritmo de Thomas) Así también, como lo es el método iterativo de línea Gauss- Seidel de direcciones alternantes implícitas (LGS-ADI), el cual es una combinación del método de línea por línea (LBL) con el método de Gauss-Seidel (GS) usado alternadamente.

3.8. Relajación de la solución parcial

En la solución iterativa de las ecuaciones algebraicas o en el esquema iterativo global empleado para manejar la no linealidad es a menudo deseable acelerar o suavizar los cambios, de iteración a iteración, en los valores de la variable dependiente. Este proceso se llama sobre-relajación y sub-relajación, dependiendo si los cambios de la variable son acelerados o alentados. La sobre-relajación se usa a menudo en conjunto con el método Gauss-Seidel, esto se conoce como esquema Sucesiva sobre-relajación (Successive Over- Relaxation, SOR).

Con el método de línea por línea (LBL) el uso de la sobre-relajación es menos común. La sub-relajación es muy útil para problemas no lineales. Esta se emplea para evitar la divergencia en la solución iterativa de ecuaciones no lineales. Existen muchas maneras para introducir estas dos técnicas, en seguida se presenta el desarrollo para la relajación de una variable ϕ utilizada para la solución de las ecuaciones algebraicas. Se considera la Ecuación de discretización general de la forma:

$$a_P \phi_P = \sum a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (3.61)$$

Se define el valor de ϕ_P^* como el valor de la iteración anterior de ϕ_P de la Ecuación (3.61) :

$$\phi_P = \frac{\sum a_{nb} \phi_{nb} + b}{a_P} \quad (3.62)$$

Si se añade ϕ_P^* y resta al lado derecho, queda lo siguiente:

$$\phi_P = \phi_P^* + \left(\frac{\sum a_{nb} \phi_{nb} + b}{a_P} - \phi_P^* \right) \quad (3.63)$$

Donde lo que se encuentra dentro del paréntesis representa los cambios en ϕ_P producido por la iteración actual. Este cambio puede modificarse por la introducción de un factor de

relajación, así que:

$$\phi_P = \phi_p^* + \alpha \left(\frac{\sum a_{nb} \phi_{nb} + b}{a_P} - \phi_p^* \right) \quad (3.64)$$

$$\frac{a_P}{\alpha} \phi_P = \sum a_{nb} \phi_{nb} + b + (1 - \alpha) \frac{a_P}{\alpha} \phi_p^* \quad (3.65)$$

Cuando el proceso iterativo converge, esto es, $\phi_P = \phi_p^*$, implica que en la Ecuación (3.64) los valores convergentes de ϕ_P satisfacen la Ecuación original (3.62). Un esquema de relajación debe poseer esta propiedad, una solución final convergente aunque obtenida de un valor arbitrario de relajación debe satisfacer la Ecuación original. Si se utilizan valores para el factor de relajación α ente 0 y 1, el efecto es de sub-relajación, es decir, el valor de ϕ_P es muy cercano al valor de ϕ_p^* , por otro lado, si el valor de α es mayor que 1 se produce una sobre-relajación. La ecuación (3.64) se aplica para recalcular la variable después que se aplicó el método de solución de las ecuaciones algebraicas, por el contrario, la ecuación (3.65) se usa antes de aplicar el método de solución de las ecuaciones.

3.9. Criterio de convergencia

Al emplear los métodos iterativos para la solución de un sistema de ecuaciones, la solución tiende a converger y se aproxima a una solución del problema. La solución numérica después de ciertos números de iteraciones no cambia, ya no se tiene una mejora en los resultados hacia la solución, debido a ello es necesario establecer un criterio de convergencia del proceso iterativo a partir del cual se considera la solución convergente. El residuo másico es un criterio que se utiliza para comprobar que una solución converge, además comprobar que se ha cumplido el principio de continuidad en cada volumen de control, el residuo másico es:

$$R_{masico} = \frac{\max \left[\frac{(\rho^0 p - \rho p)}{\Delta t} \Delta x \Delta y + [(\rho u^*)_w - (\rho u^*)_e] \Delta y + [(\rho v^*)_s - (\rho v^*)_n] \Delta x \right]}{\sum_{V.C} \rho \Delta x \Delta y / \Delta t} \leq \varepsilon_{masico} \quad (3.66)$$

El residuo para las demás variables se calcula por la desviación cuadrática media:

$$R_\phi = \sqrt{\sum_{V.C} \left[a_p \phi_p - \left(\sum_{vecinos} a_{vecinos} \phi_{vecinos} + b \right) \right]^2} \leq \varepsilon_\phi \quad (3.67)$$

Se estableció que el residuo másico y el residuo para todas las variables (velocidades,

temperaturas, energía cinética turbulenta y la disipación de energía cinética) sean menores o iguales a 10^{-10} .

3.10. Método de solución del intercambio radiativo en la cavidad

En el apartado 2.3.5 de la sección anterior se planteó el método de radiación neta, para el cual se hace un balance de energía en cada volumen de control, considerando los factores de forma (Método de cuerdas cruzadas). En forma resumida, el método consiste en realizar un balance de energía considerando la energía de salida (radiosidad) Ecuación (2.42) y de llegada (irradiación) Ecuación (2.43) y (2.44) a la pared bajo estudio. Entonces, para determinar los flujos de calor radiativo resultantes en las paredes de la cavidad, es necesario resolver las ecuaciones de radiosidad. Las ecuaciones fueron resueltas por el método de aproximaciones sucesivas, este es un proceso iterativo que estima la distribución de radiosidad de las ecuaciones para obtener una nueva distribución, esta se sustituye de nueva cuenta en las ecuaciones integrales y se vuelve a calcular hasta que la diferencia entre las nuevas y las anteriores sean menores a un criterio determinado. En la Figura 3.8 se presenta el diagrama de flujo del método radiosidad/irradiancia (MRI) (Siegel y Howell, 1981), para el cálculo de la transferencia de calor radiativa entre las paredes de la cavidad que representa la habitación, de manera similar se calcula para la cavidad entre los vidrios.

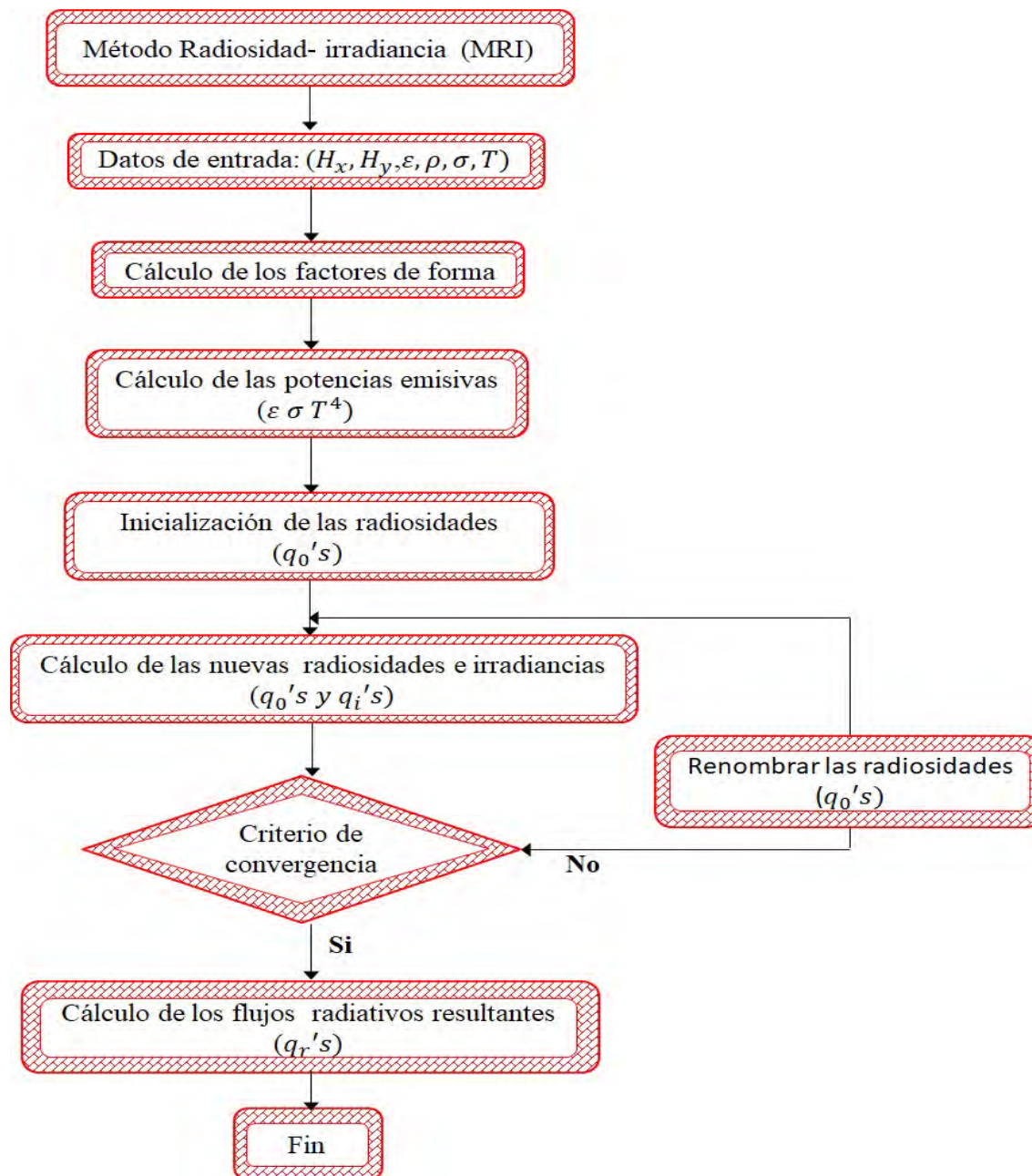


Figura 3.8. Diagrama del flujo para el intercambio radiativo en la cavidad.

3.11. Método de solución para el modelo conductivo en las paredes semitransparentes

El modelo matemático para la conducción de calor se presentó en el capítulo anterior. En las ecuaciones generalizadas los términos de flujo convectivo desaparecen, ya que se habla de medios sólidos, y se utiliza la discretización general obtenida para la Ecuación convección-difusión, la cual se hace válida para el modelo conductivo de las paredes semitransparentes, si los F 's se anulan, con esto la Ecuación (3.14) se reduce a:

$$a_P T_P = a_E T_E + a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S + b \quad (3.68)$$

Donde:

$$a_E = D_e = \frac{(\lambda/C_p)_e \Delta y}{(\delta x)_e} \quad (3.69)$$

$$a_W = D_w = \frac{(\lambda/C_p)_w \Delta y}{(\delta x)_w} \quad (3.70)$$

$$a_N = D_n = \frac{(\lambda/C_p)_n \Delta x}{(\delta y)_n} \quad (3.71)$$

$$a_S = D_s = \frac{(\lambda/C_p)_s \Delta x}{(\delta y)_s} \quad (3.72)$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + \rho_P^0 \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} \quad (3.73)$$

$$b = \rho_P^0 \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} T_P^0 + \frac{1}{C_p} (\exp[-Sg(Lx - x_i)] - \exp[-Sg(Lx - x_{i-1})]) \Delta x \quad (3.74)$$

Donde Δ es el espesor del vidrio. En la Figura 3.9 se muestra un diagrama de flujo para la conducción de calor en las paredes semitransparentes.

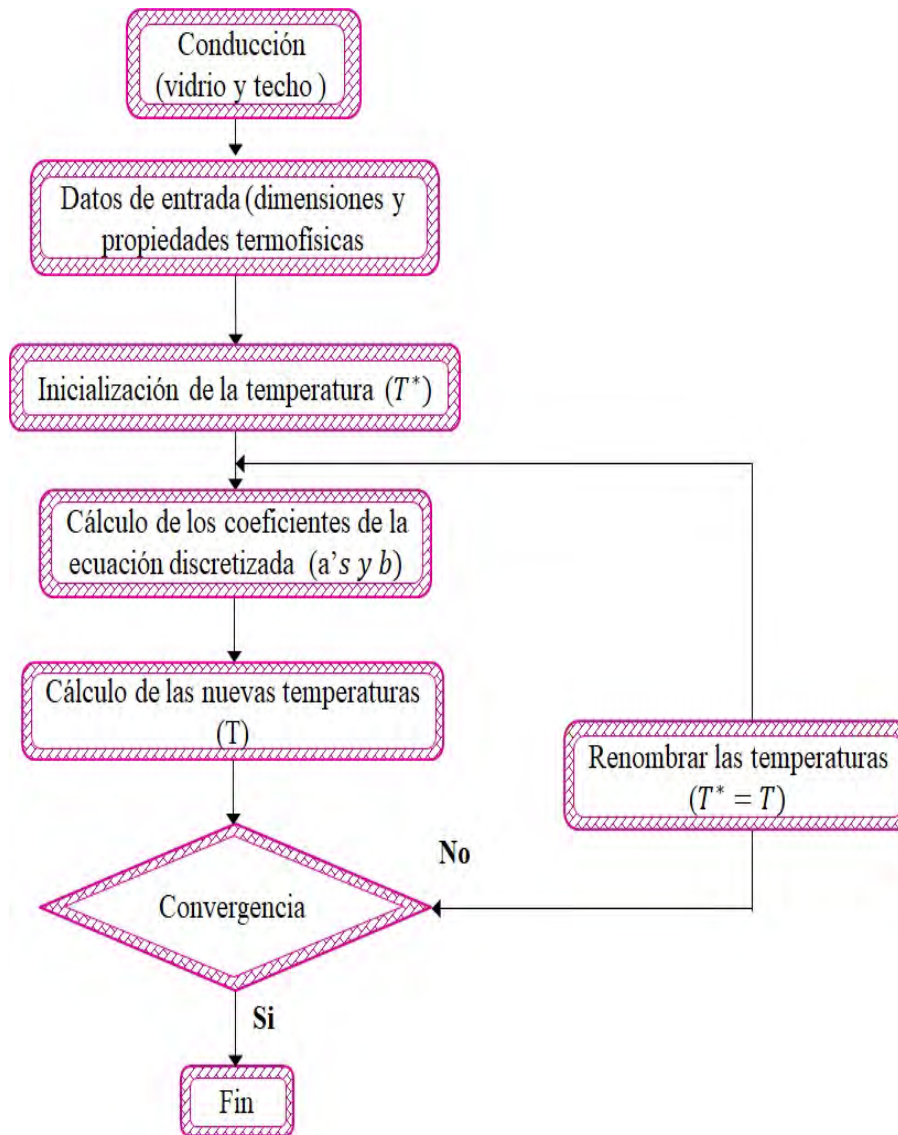


Figura 3.9. Diagrama del flujo para la conducción de calor en las paredes semitransparentes.

3.12. Procedimiento general del proceso de solución conducción-convección-radiación

En las secciones anteriores se han presentado los algoritmos de acople de las ecuaciones de masa y momentum para la transferencia de calor por convección, el intercambio radiativo y el cálculo del modelo conductivo. En la Figura 3.10 se presenta el algoritmo del procedi-

3.12. Procedimiento general del proceso de solución conducción-convección-radiación

miento general para la solución de la transferencia de calor conjugada en una habitación con una ventana de vidrio doble. Cabe mencionar que habitación y ventana de vidrio doble se considera un sistema y la solución de este sistema es simultánea, sin embargo para comprensión se muestra en la (Figura 3.10) el procedimiento general del proceso de solución de la transferencia de calor conjugada de la ventana y la habitación.

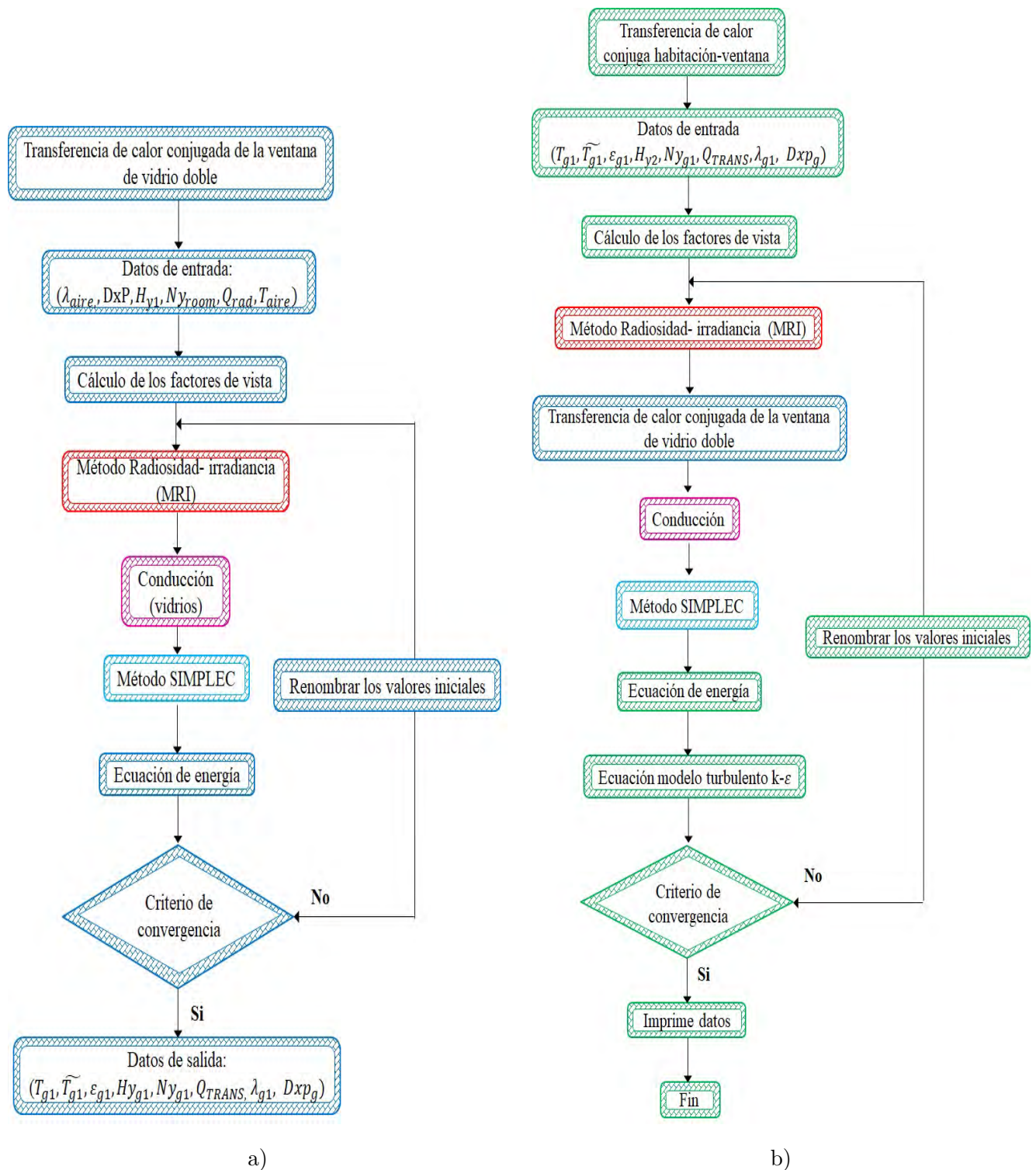


Figura 3.10. Diagrama del flujo para la transferencia de calor conjugada a) ventana, b) habitación.

Capítulo 4

Verificación del código numérico

Con el propósito de verificar el código que se desarrollará para la solución de la transferencia de calor conjugada de una habitación con una ventana y techo reflectivo, se propusieron resolver los siguientes ejercicios para verificar la solución del código con trabajos reportados en la literatura:

- Convección natural en un recinto cuadrado: efecto de la conducción en una de las paredes vertical, Kaminski y Prakash (1986).
- Transferencia de calor por conducción en una pared semitransparente en 2D.
- Cavity calentada diferencialmente con flujo en régimen turbulento.
 - ◊ Verificación de resultados para $Ra=10^9$ a 10^{12} con Markatos y Pericleous (1984) y Henkes et al. (1991).
 - ◊ Verificación de resultados para $Ra=5 \times 10^{10}$ (caso Benchmark) Henkes y Hoogendoorn (1995).
 - ◊ Validación del modelo convectivo para $Ra=1.58 \times 10^9$ con Ampofo y Karayiannis (2003)
- Método de radiación Neta: Sánchez y Smith (1992).
- Radiación y convección en una cavity calentada diferencialmente en flujo en régimen laminar Balaji y Venkateshan (1994) y Akiyama y Chong (1997) y flujo en régimen turbulento Velusamy et al.(2001).

4.1. Convección natural en un recinto cuadrado: efecto de la conducción en una de las paredes vertical, Kaminski y Prakash (1986)

Se modeló una cavidad con un muro conductor, las dimensiones se calculan con la ecuación (4.2) para L y t , se considera flujo en régimen laminar, la frontera *oeste* y *este* se impone una temperatura de 283 y 293 K, respectivamente (Figura 4.1). El fluido (aire) tiene las siguientes propiedades: $\rho=1.2047\text{kg/m}^3$, $C_p=1.004\text{ kJ}/(\text{K}\cdot\text{kg})$, $\mu=1.817\text{E-}05\text{ kg/s}\cdot\text{m}$, $g=9.81\text{ m/s}^2$, $Pr=0.71$, $Gr=10^3, 10^5, 10^6, 10^7$ y un factor de estrechamiento igual a 1. La solución estudiada se compara con el trabajo reportado en la literatura por Kaminski y Prakash (1986). Para obtener los valores de longitud de la pared t , la conductividad térmica del fluido y la pared k_w y k respectivamente, se utilizaron las siguientes expresiones:

$$Ra = Pr * Gr \tag{4.1}$$

$$L = \sqrt{\frac{v * \alpha * Ra}{g * \beta * (T_H - T_c)}} \tag{4.2}$$

$$k = \frac{C_p * \mu}{Pr} \tag{4.3}$$

$$\frac{t}{L} = 0,2, 0,4 \tag{4.4}$$

$$\frac{k_w}{k} * \frac{t}{L} = 5, 25, 50, \infty(5000) \tag{4.5}$$

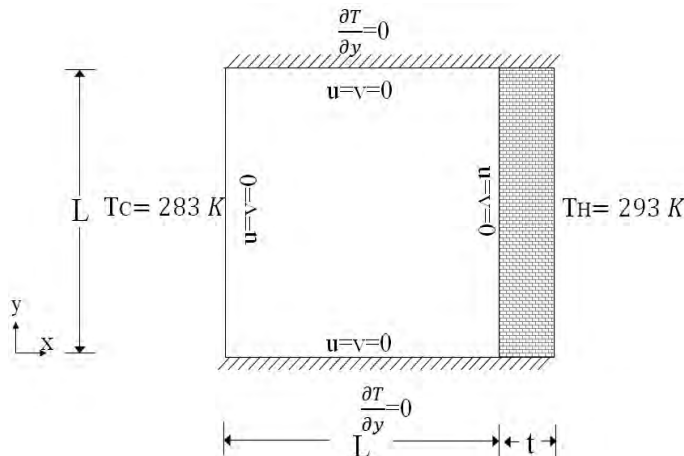


Figura 4.1. Diagrama del flujo para el intercambio radiativo en la cavidad.

Las expresiones que gobiernan el fenómeno en la cavidad, son las ecuaciones de conservación

de masa, momentum y energía en régimen laminar como se mostraron en la ecuación (17)-(20) del capítulo 2. La ecuación que representa el transporte de energía por conducción en el muro es la ecuación (34). En la Tabla 4.1 se presenta la comparación del presente estudio respecto al reportado por Kaminski y Prakash (1986) para diferentes números de Grashof, razón de conductividad térmica y razón de dimensiones de la cavidad-muro , además se presenta el porcentaje de error para el presente estudio comparado con los reportados en la literatura.

Tabla 4.1. Día cálido y frío de la Ciudad de Mérida Yucatán (México).

Gr	$\frac{k_w L}{kt}$	Kaminski y	Presente	Error (%)	Kaminski y	Presente	Error (%)
		Prakash (1986) $\frac{t}{L}=0.2$	estudio $\frac{t}{L}=0.2$		Prakash (1986) $\frac{t}{L}=0.4$	estudio $\frac{t}{L}=0.4=0.4$	
10^3	5	0.87	0.86	1.14	0.87	0.86	1.14
	25	1.02	1.02	0	1.02	1.02	0
	50	1.04	1.04	0	1.04	1.04	0
	5000	1.06	1.06	0	1.06	1.06	0
10^5	5	2.08	2.08	0	2.08	2.08	0
	25	3.42	3.42	0	3.41	3.41	0
	50	3.72	3.72	0	3.71	3.71	0
	5000	4.08	4.07	0.24	4.08	4.07	0.24
10^6	5	2.87	2.85	0.69	2.87	2.85	0.69
	25	5.89	5.88	0.16	5.88	5.86	0.34
	50	6.81	6.80	0.14	6.80	6.78	0.29
	5000	7.99	8.02	0.35	7.99	8.02	0.37
10^7	5	3.53	3.51	0.56	3.53	3.51	0.56
	25	9.08	9.05	0.33	9.06	9.01	0.55
	50	11.39	11.37	0.17	11.38	11.31	0.61
	5000	15.09	15.14	0.33	15.09	15.14	0.33

Se observa cuantitativamente en la Tabla 4.1, que los resultados del número de Nusselt no marcan mucha diferencia% de los resultados del presente trabajo y el reportado en la literatura, se observa que el error es menor al 2 % para los diferentes número de Grashof y la razón de conductividad y dimensiones del sistema. En la (Figura 4.2 y 4.3) se presenta el flujo de calor en la interface del sistema, se observa cualitativamente que para los valores de $Gr=10^3$ son iguales, la distribución del flujo en la interface disminuye conforme se aumenta la distancia en dirección al muro. De igual manera sucede cuando se tiene un

valor de $Gr=10^7$ el flujo para las diferentes razones de conductividad térmica disminuye en la interface para valores de 25, 50 y 5000 mientras que para cuando se tiene una razón de 5, los valores son aproximadamente constantes en la cavidad, esto es debido a que la transferencia de calor por convección todavía no son muy fuertes venciendo la viscosidad cinemática que tiene el fluido evitando suficiente movimiento del fluido.

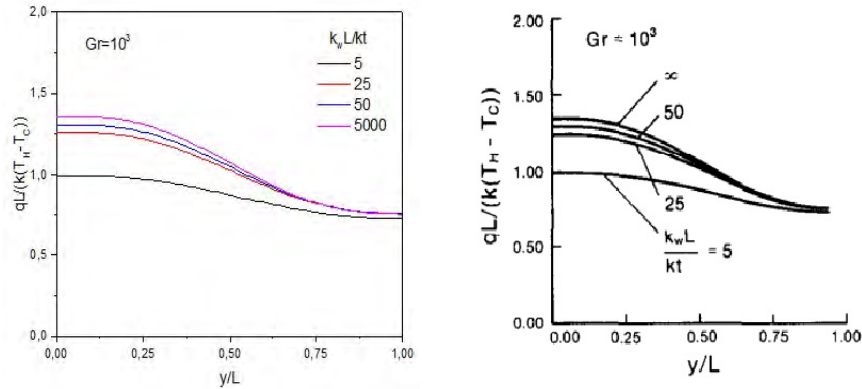


Figura 4.2. Variación del flujo de calor en la interface para un $Gr=10^3$.

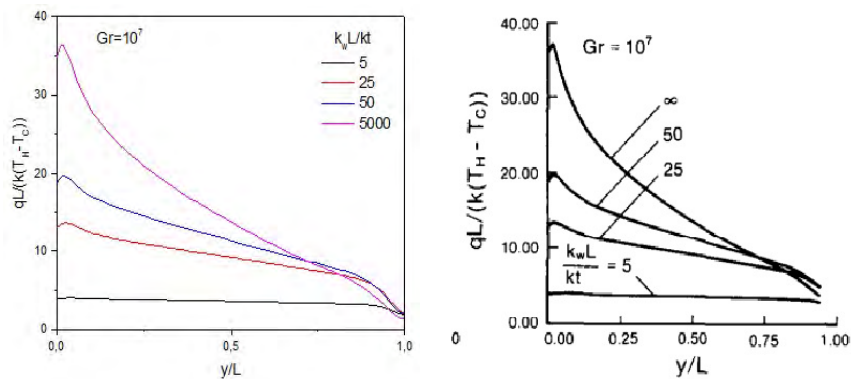


Figura 4.3. Variación del flujo de calor en la interface para un $Gr=10^7$.

De los resultados para la verificación del código desarrollado, el máximo porcentaje de error del presente estudio con el reportado en la literatura es menor a 2%, por lo que se concluye que el código desarrollado predice satisfactoriamente la solución del trabajo expuesto en la literatura.

4.2. Transferencia de calor por conducción en una pared semitransparente en 2D

En el siguiente problema se resuelve la transferencia de calor por conducción en una pared semitransparente (Figura 4.4), con dimensiones $H_y=0.05\text{m}$, $H_{x_g}=0.006\text{m}$, se considera las propiedades ópticas del vidrio que se muestran en la Tabla 4.2 (Xamán , 2004), con temperaturas en el interior de $21\text{ }^\circ\text{C}$ y en el exterior se varió de $0\text{-}50\text{ }^\circ\text{C}$ en incrementos de $5\text{ }^\circ\text{C}$, un coeficiente de transferencia de calor por convección al interior (hint) de $6.2\text{ W/m}^2\text{ K}$ con velocidad de 2.5 m/s y exterior (hout) de $6.8\text{ W/m}^2\text{ K}$ con velocidad del aire de 3 m/s (ASHRAE, 2003), y una radiación solar (G) de 750 W/m^2 . Para resolver el sistema se utilizó la ecuación general de conducción junto con el término de función de atenuación que se presenta en la ecuación (2).

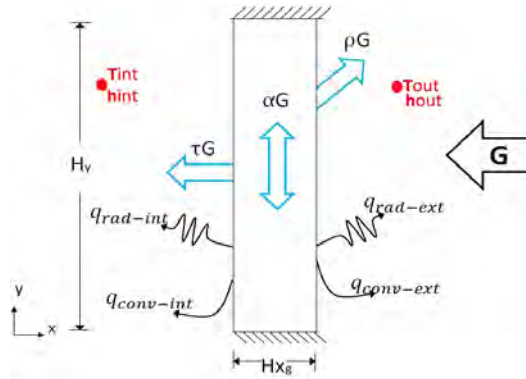


Figura 4.4. Modelo físico de una pared semitransparente.

Tabla 4.2. Propiedades ópticas y termofísicas del vidrio.

	vidrio (6mm)
Emisividad (ε)	0.85
Absortividad (α)	0.14
Reflectividad (ρ)	0.08
Transmitividad (τ)	0.78
Densidad (ρ , Kg/m^3)	2500
Conductividad térmica (λ , W/mK)	1.4
Calor específico (C_p , J/KgK)	750

En la (Figura 4.5) se presenta el valor de temperatura del vidrio para $0 \leq x \leq Hx_g$ para diferentes temperaturas al exterior, se observa que la temperatura del vidrio aumenta. Cuando se tiene temperatura en el exterior de 0°C la temperatura del vidrio es de aproximadamente de 15°C , este aumento se debe a que el muro se calienta por la temperatura que hay en el exterior y también por la energía (G solar) impuesta sobre este vidrio, la absorptancia del vidrio es de 0.14 es decir que la energía que se queda en el vidrio es del 14% de los 100% (750 W/m^2) que llega al vidrio. Así mismo sucede para las diferentes temperaturas impuestas en el exterior.

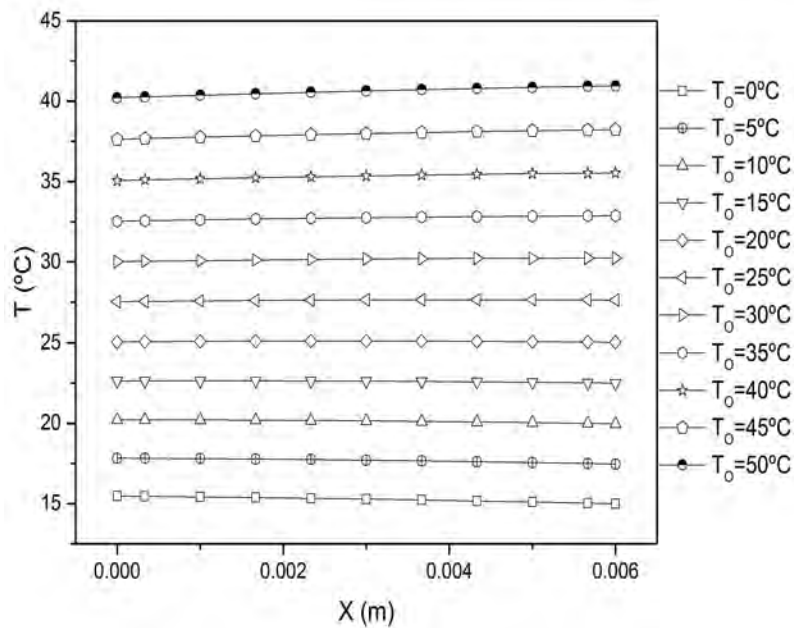


Figura 4.5. Temperatura en el vidrio.

El SHGC (Solar Heat Gain Coefficient) es la razón de la energía solar transmitida más el flujo de calor transmitido desde la superficie del sistema hacia el interior con respecto a la energía solar incidente en el vidrio, el SHGC se expresa como un número adimensional de 0 a 1. Un coeficiente alto significa una alta ganancia de calor, mientras que bajo coeficiente de ganancia de calor significa baja ganancia de calor, esto es:

$$SHGC = \frac{(q_{int} + \tau G)_{sistema(vidrio)}}{G}$$

4.2. Transferencia de calor por conducción en una pared semitransparente en 2D

En la Tabla 4.3 se presentan todos los flujos de calor que ocurre debido al cambio de temperatura del vidrio y su interacción con el medio exterior, en ella se pueden observar la cantidad de energía transmitida, reflejada, absorbida, flujo de calor total al interior y exterior del sistema por el vidrio, aunado se muestra el valor de SHGC. Se observa que el flujo total de calor al interior es mayor que el flujo total de calor al exterior, esto se debe a las propiedades del material, en este caso el vidrio, el cual el valor de su transmitancia es de .78, es decir, que el 100 % de la energía que llega al vidrio se transmite al interior el 78 %, el 14 % queda en el vidrio y el resto es reflejado.

Tabla 4.3. Flujos de calor en el vidrio.

T °C	$q\tau$ (W/m ²)	$q\alpha$ (W/m ²)	$q\rho$ (W/m ²)	q_i (W/m ²)	q_o (W/m ²)	q_i+q_o (W/m ²)	$q_o+q\rho$ (W/m ²)	q_{Total} (W/m ²)	G (W/m ²)	SGHC (%)
0	585	105	60	-60.6	165.6	524.3	225.6	749.99	750	69.91
5	585	105	60	-34.9	139.9	550.09	199.9	749.99	750	73.34
10	585	105	60	-8.6	113.6	576.3	173.6	749.99	750	76.84
15	585	105	60	18.1	86.8	603.1	146.8	749.99	750	80.42
20	585	105	60	45.5	59.4	630.5	119.4	749.99	750	84.07
25	585	105	60	73.5	31.4	658.5	91.4	749.99	750	87.80
30	585	105	60	102.1	2.8	687.1	62.8	749.99	750	91.61
35	585	105	60	131.3	-26.3	716.3	33.6	749.99	750	95.51
40	585	105	60	161.1	-56.1	746.1	3.8	749.99	750	99.48
45	585	105	60	191.6	-86.6	776.6	-26.6	749.99	750	—
50	585	105	60	222.8	-117.8	807.8	57.8	749.99	750	—

Se observó que las propiedades del material, en este caso el vidrio, juega un papel importante en la ganancia o pérdida de energía. También se observó que la energía total (q_{total}) del sistema con la energía solar (G) que incide en el vidrio tiene una diferencia porcentual de 0.001 %. Por lo cual, se puede concluir del problema realizado, que el balance de energía del sistema se calculó satisfactoriamente.

4.3. Cavity calentada diferencialmente con flujo en régimen turbulento

Se modeló una cavidad cuadrada calentada diferencialmente en dos dimensiones en estado permanente, con una razón de aspecto de 1 ($A=H/W$). En el interior de la cavidad se considera flujo en régimen turbulento, donde las fronteras horizontales son adiabáticas y las fronteras verticales *oeste* y *este* se impone una temperatura de T_H , T_C , respectivamente (Figura 4.6). El modelo de turbulencia que se usó para resolver el problema es el modelo de dos ecuaciones $k-\varepsilon$ de Henkes y Hoogendoorn (HH). Para el problema se realizó la comparación con trabajos reportados en la literatura. Para obtener los valores de longitud de la pared W y H , se utilizó la siguiente ecuación:

$$H = W = \sqrt{\frac{\nu * \alpha * Ra}{g * \beta * (T_H - T_C)}} \quad (4.6)$$

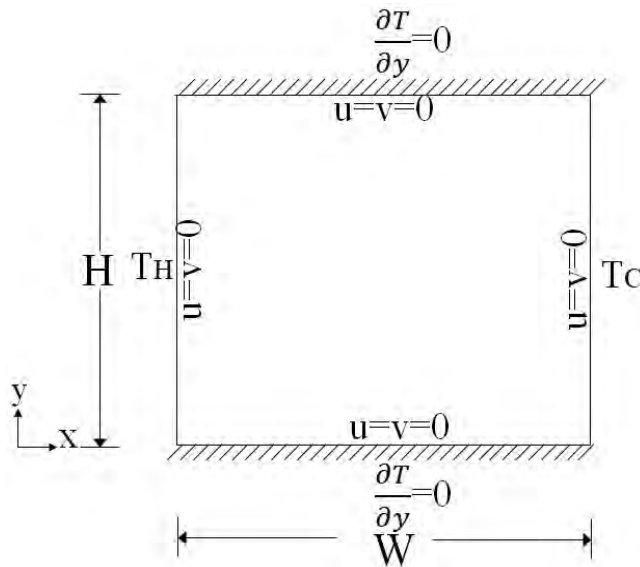


Figura 4.6. Modelo físico de la cavidad calentada diferencialmente.

- **Verificación de resultados para $Ra=10^9$ a 10^{12} con Markatos y Pericleous (1984) y Henkes et al. (1991) y Verificación de resultados para $Ra=5 \times 10^{10}$ (caso Benchmark) Henkes y Hoogendoorn (1995).**

Las propiedades del fluido (aire) se muestran en la Tabla 4.4 y se usó un valor de $g=9.81$ m/s^2 . Se consideró una malla numérica de 81×81 , 121×121 , para $Ra=10^9$ a 10^{12} y 5×10^{10} , respectivamente. Una temperatura en las fronteras verticales *oeste* y *este* de $T_H=300$ K, $T_C=288$ K, respectivamente. Se usaron factores de estrechamiento de la malla numérica en las paredes de 4 y 3 en x y en y , respectivamente, el esquema utilizado para los términos advectivos es el Upwind. La solución obtenida se comparó con el trabajo reportado de Markatos y Pericleous (1984), Henkes et al. (1991) y Henkes y Hoogendoorn (1995).

Tabla 4.4. Propiedades del aire para los $Ra=10^9$ a 10^{12} y 5×10^{10} .

Ra	ρ (kg/m.s)	μ (W/m.K)	λ (W/m.K)	Cp (J/kg.K)	β (1/K)
10^9 a 10^{12} y 5×10^{10}	1.18	1.847×10^{-5}	2.617×10^{-2}	1006	3.322×10^{-3}

- **Validación del modelo convectivo para $Ra=1.58 \times 10^9$ con Ampofo y Karayiannis (2003)**

En la Tabla 4.5 se presenta las propiedades del aire, el problema de la cavity calentada diferencialmente se resolvió con una malla de 121×121 , se comparó con los datos experimentales obtenidos por Ampofo y Karayiannis (2003), para un $Ra=1.58 \times 10^9$, temperaturas constantes en las fronteras verticales *oeste* y *este* de $T_H=323$ K, $T_C=283$ K, respectivamente. Para las corridas computacionales el factor de estrechamientos en las paredes de la malla numérica es de 4 y 3 para x y y , respectivamente, el esquema utilizado fue Upwind.

Tabla 4.5. Propiedades del aire para un $Ra=1.58 \times 10^9$.

Ra	ρ (kg/m.s)	μ (W/m.K)	λ (W/m.K)	Cp (J/kg.K)	β (1/K)
1.58×10^9	0.7048	1.860×10^{-5}	2.650×10^{-2}	1004.22	3.300×10^{-3}

Se muestran los resultados de la solución de la cavidad calentada diferencialmente, para la verificación para un número Rayleigh de 10^9 a 10^{12} , y se compara con el trabajo de Markatos y Pericleous (1984) y Henkes (1991). Para el caso de un $Ra=5 \times 10^9$, los resultados se verifican con el trabajo de Henkes y Hoogendoorn (1995). Posteriormente, también se presenta la validación con el trabajo reportado por Ampofo y Karayiannis (2003) en el cual se comparan los valores del Nusselt en la pared caliente, aunado se gráfica la velocidad v , temperatura y la energía cinética turbulenta.

4.3.1. Verificación de resultados para $Ra=10^9$ a 10^{12} con Markatos y Pericleous (1984) y Henkes et al. (1991)

En la Tabla 4.6 se presenta el valor del número de Nusselt promedio del presente ejercicio y el reportado por Markatos y Pericleous (1984) y Henkes (1991) para diferentes números de Rayleigh, además se presenta el porcentaje de error respecto a la literatura. Los valores del número de Nusselt fueron reportados por Markatos y Pericleous (1984) derivados por una relación de regresión lineal de mínimos cuadrados, mientras que los valores presentados por Henkes et al. (1991) fueron extraídos de los resultados de su trabajo. El modelo de turbulencia presentada para resolver el sistema es el modelo Henkes y Hoogendoorn (HH), por lo que se observa que los valores porcentuales en comparación con el trabajo reportado por Henkes es menor del 5%.

Tabla 4.6. Comparacion del Nusselt promedio para diferentes números de Ra.

Ra	Markatos y Pericleous (1984)	Henkes y Hoogendoorn (1990)	Presente estudio	diferencia porcentual (%)
10^9	74.96	58.51	58.85	0.58*
10^{10}	159.89	137.5	133.04	3.24*
10^{11}	341.05	320.96	308.83	3.77*
10^{12}	727.47	744.68	711.79	4.41*

*Respecto a Henkes y Hogendoorn (1991)

4.3.2. Verificación de resultados para $Ra=5 \times 10^{10}$ (caso Benchmark) Henkes y Hoogendoorn (1995)

En la Tabla 4.7 Se observa los valores del Nusselt promedio, el valor de las velocidades máxima a la mitad de la cavidad, la temperatura, la energía cinética, también se presentan los valores obtenidos por el código desarrollado y por los presentados en la literatura, por lo que se observa que la diferencia presentado en este trabajo con los reportados en la literatura es menor a 9 %.

Tabla 4.7. Comparación del presente estudio y el reportado por Henkes y Hoogendoorn (1995), para $Ra=5 \times 10^{10}$.

Cantidad	Henkes et al. solución de referencia	Henkes et al. intervalo de solución	Presente estudio (modelo HH)
\overline{Nu}	256	249-261	234.0 (8.59 %)
Nu ($y=H/2$)	261	256-268	260.0 (0.38 %)
Nu_{max}	730	717-750	746.0 (2.19 %)
y/H (Nu_{max})	0.00102	0.000993-0.00105	0.00105 (2.94 %)
$v_{max}/\sqrt{g\beta\Delta TH}$ ($y = H/2$)	0.167	0.167-0.168	0.168 (0.59 %)
x/H (v_{max})	0.00323	0.00315-0.00334	0.00319 (1.23 %)
$u_{max}/\sqrt{g\beta\Delta TH}$ ($x = W/2$)	0.0124	0.0118-0.0130	0.0114 (8.06 %)
y/H (u_{max})	0.985	0.984-0.986	0.985 (0 %)
$(T-T_c)/\Delta$ ($x=W/2, y=H$)	0.873	0.859-0.886	0.893 (2.29 %)
$(T-T_c)/\Delta$ ($x=W/2, y=3H/4$)	0.660	0.647-0.668	0.671 (1.66 %)
$k_{max}/g\beta\Delta TH$ ($y=H/2$)	0.00195	0.00186-0.00201	0.00185 (5.12 %)
x/H (k_{max})	0.0196	0.0194-0.021	0.0195 (0.51 %)

En la Figura 4.7 se muestra cualitativamente el valor del Nusselt en la pared caliente, se observa que el Nusselt disminuye en cuanto aumenta la distancia en y^* . Se observa que ambas gráficas se sobreponen en la parte inferior y superior de la pared, sin embargo entre $y^*=0.1-0.3$ se forma una curva irregular, debido a que la energía cinética y la disipación de esta energía, es más influyente en estas zonas como se muestra en la Figura 4.8

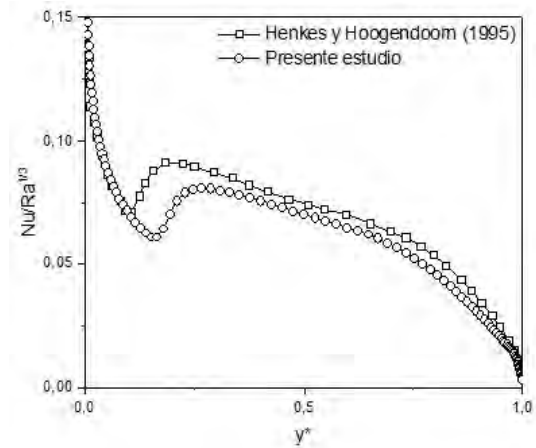


Figura 4.7. Nusselt en la pared caliente.

En la Figura 4.8 a) y b) se observa la solución cualitativamente para la cavidad calentada diferencialmente a) por el trabajo de Henkes y Hoogendoorn y b) presente estudio, se puede observar que ambas soluciones son iguales las líneas de corriente, la temperatura y la energía cinética turbulenta.

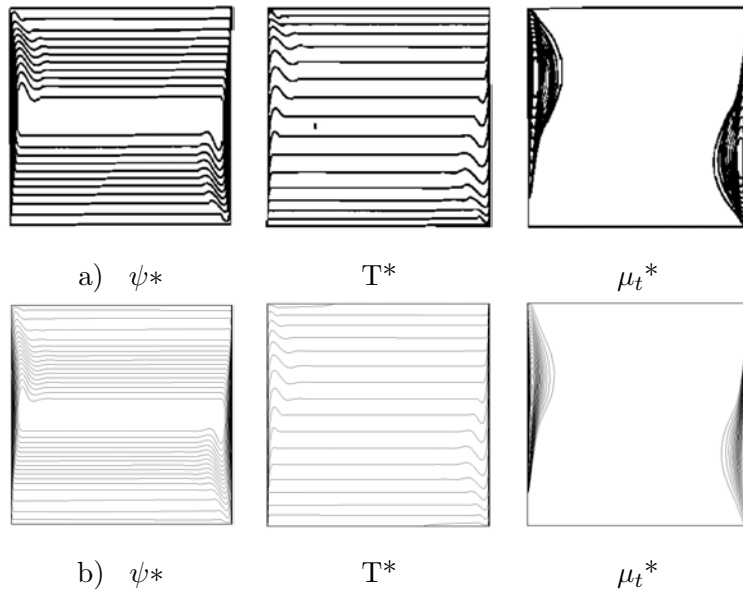


Figura 4.8. Líneas de corriente, perfil de temperatura y energía cinética turbulenta para un $Ra=5 \times 10^{10}$.

4.3.-Validación del modelo convectivo para $Ra=1.58 \times 10^9$ con Ampofo y Karayiannis (2003)

En la Tabla 4.8 se presentan la comparación de los valores del nusselt en la pared caliente reportados por el trabajo experimental de Ampofo y Karayiannis (2003) y el presente estudio. La diferencia porcentual del Nusselt promedio es menor del 3 %.

Tabla 4.8. Comparación del presente estudio y el reportado Ampofo y Karayiannis (2003), para un $Ra=1.58 \times 10^9$.

Y	Nu Ampofo y Karayiannis (2003)	Presente estudio
0.02	136	173.5 (27.5 %)
0.0493	122	138.5 (13.54 %)
0.1	95	113.0 (18.94 %)
0.2	84	88.3 (5.11 %)
0.3	72	74.1 (2.91 %)
0.4	65	63.7 (2.0 %)
0.5	58	58.7 (1.2 %)
0.6	52	58.6 (12.6 %)
0.7	47	51.8 (10.2 %)
0.8	40	40.9 (2.25 %)
0.9	36	28.9 (19.72 %)
0.9493	28	22.1 (21.0 %)
0.9867	17	11.0 (35.29 %)
\overline{Nu}	65.53	67.40 (2.85 %)

En la Figura 4.9 se presenta el perfil de velocidad en v , el perfil de temperatura a la mitad de la cavidad $y^*=0.05$, donde se observa que ambas graficas están sobrepuestas, de la misma manera sucede para la energía cinética turbulenta, en ella se observa que a lo largo de la cavidad las gráficas están sobrepuestas sin embargo, en las fronteras los valores de la energía cinética están sobre los valores resultantes por el modelo desarrollado, cabe mencionar que la turbulencia es un fenómeno que hasta el momento no se puede predecir,

es por ello la cantidad de modelos que se utilizan para aproximar el comportamiento de la turbulencia, en general se puede decir que el código desarrollado predice los efectos de la turbulencia en la cavidad con base a las comparaciones.

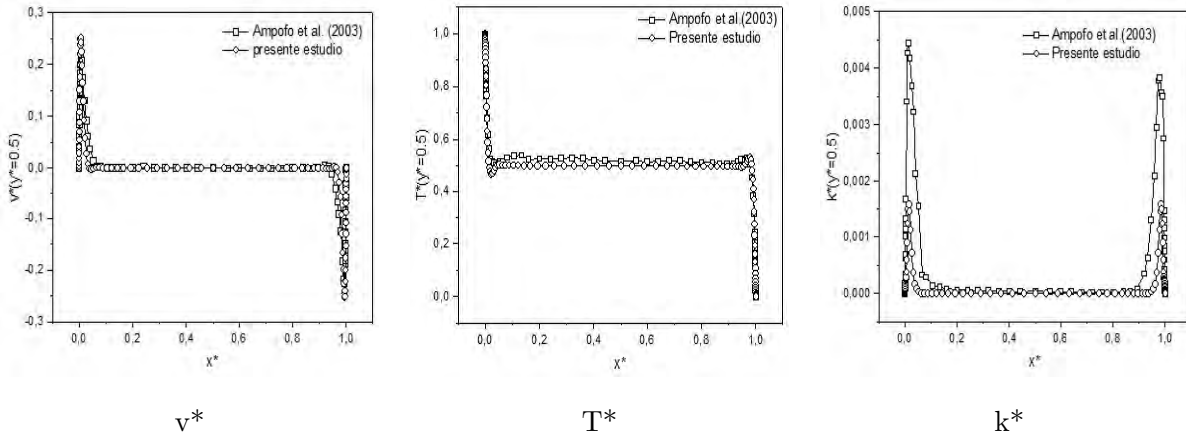


Figura 4.9. Perfil de velocidades, temperatura y energía cinética en la cavidad para un $Ra=1.58 \times 10^9$.

Con base a los resultados del presente código desarrollado y comparados con los trabajos teóricos desarrollados por Markatos y Pericleous (1984) y Henkes et al. (1991), y Henkes et al. (1995), la diferencia porcentual del Nusselt es menor a 5 y 9 % respectivamente. Mientras que cuando se comparó con el trabajo experimental reportado por Ampofo y Karayiannis (2003) la diferencia porcentual entre el trabajo reportado y el presente estudio es menor 3 %. De los resultados para la verificación y validación del código desarrollado, el máximo porcentaje de error es menor a 9 y 3 %, respectivamente. Por lo que se concluye que el código desarrollado predice satisfactoriamente la solución con los trabajos expuesto en la literatura.

4.4. Método de radiación neta

Para analizar la dinámica de cómo interactúan radiativamente las superficies de una cavidad, se realizó el ejercicio del método de intercambio radiativo neto en una cavidad cerrada, con dimensiones de 1m en dirección x y dirección y (Figura 4.10). La emisividad y la temperatura de las superficies 1 y 3 son 0.2 y 350 K, mientras que las superficies 2 y 4 son de 0.8 y 290 K.

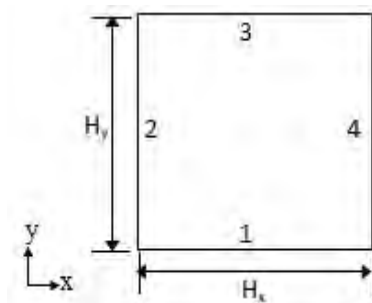


Figura 4.10. Modelo físico de la cavidad.

El primer paso es calcular el flujo radiativo que sale de cada superficie (radiosidad) con la ecuación:

$$q_o = \varepsilon_k \sigma T^4 + \rho_k q(i - k) \quad (4.7)$$

Se sustituyen los valores tanto de las emisividades y el factor de vista de cada superficie. De las ecuaciones anteriores se forma un sistema de ecuación el cual se resuelve para obtener el flujo radiativo de cada superficie. Por lo que la solución de $q_{0,1}$, $q_{0,2}$, $q_{0,3}$, $q_{0,4}$ se presenta a continuación.

$$q_{0,1} = 548,6394; q_{0,2} = 419,7704; q_{0,3} = 548,6394; q_{0,4} = 419,7704.$$

Cabe mencionar que los valores de radiosidad no siempre serán iguales, ya que esto depende de la geometría del sistema. Seguido del cálculo de la radiosidad se procede a calcular la irradiación de las superficies de la cavidad en donde se hace uso de la ecuación:

$$q_i = \sum_{j=1}^n q_{o,j} F_{i-1} \quad (4.8)$$

El resultado del flujo radiativo que llega a cada superficie (radiosidad) es:

$$q_{i-1} = 473,1496; q_{i-2} = 495,2599; q_{i-3} = 473,1496; q_{i-4} = 495,2599$$

La radiación de total del sistema es:

$$q_k = q_o - q_i$$

$$q_1 = 548,6394 - 473,1496 = 75,4898 \text{ W/m}^2$$

$$q_2 = 419,7704 - 495,2599 = -75,4895 \text{ W/m}^2$$

$$q_3 = 548,6394 - 473,1496 = 75,4898 \text{ W/m}^2$$

$$q_4 = 419,7704 - 495,2599 = -75,4895 \text{ W/m}^2$$

$$\text{balance} = 0,0006 \text{ W/m}^2$$

El método descrito anteriormente se basa en un balance de energía de entrada y salida de cada elemento de área, por lo que el valor de salida y entrada es de aproximadamente 0.

4.5. Método de radiación neta en una cavidad

Otro de los ejercicios a resolver utilizando el método de radiación neta, es el problema expuesto en la literatura por Sánchez y Smith (1992) sobre una cavidad cerrada con dimensiones de 1m de largo y ancho como se muestra en la (Figura 4.11). La emisividad y temperatura de las superficies 1, 3 y 4 son de 1 y 300K, para las superficies 2 es de 1 y 310K.

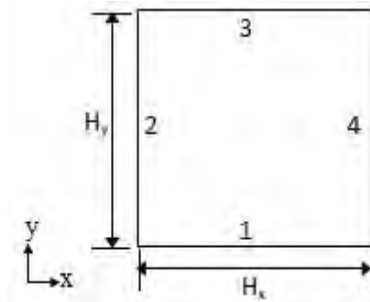


Figura 4.11. Cavidad intercambio radiativo superficial.

En la (Figura 4.12) se presenta el flujo de energía para la pared este o la pared (4), a la distancia de 2.0 a 2.5, reportada en la literatura y el presente estudio, se observa que el flujo en esta pared cualitativamente es similar.

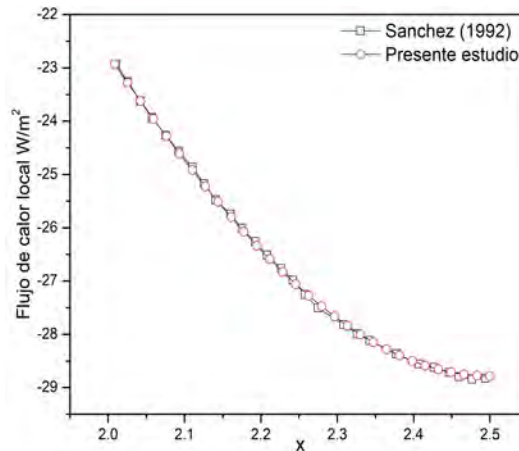


Figura 4.12. Flujo de energía radiativa de la pared.

4.6. Radiación y convección en una cavidad calentada diferencialmente en flujo en regimen laminar y turbulento

En la (Tabla 4.9) se presenta cuantitativamente el valor de radiación neta en la pared norte y este, reportado por Sánchez y Smith (1992) y se observa que la diferencia porcentual en el presente trabajo es menor a 0.2%, por lo que se concluye que el código desarrollado predice satisfactoriamente la solución del trabajo expuesto en la literatura.

Tabla 4.9. Comparación del presente estudio y el reportado por Sánchez y Smith (1992).

Sanchez y Smith (1992)		Presente estudio		Diferencia porcentual	Nu Norte Diferencia porcentual
Norte	Este	Norte	Este	(%) Este	(%) Norte
-18.849	-26.657	-18.8524	-26.6643	0.015	0.13

La radiación neta de las superficies se presenta a continuación y se puede observar que el balance de energía es aproximadamente 0.

$$q_k = q_o - q_i q_1 = -18,8524 \text{ W/m}^2$$

$$q_2 = 64,3664 \text{ W/m}^2$$

$$q_3 = -18,8524 \text{ W/m}^2$$

$$q_4 = -26,6643 \text{ W/m}^2$$

$$balance = -0,0027 \text{ W/m}^2$$

4.6. Radiación y convección en una cavidad calentada diferencialmente en flujo en regimen laminar y turbulento

En la Figura 4.13 se presenta el modelo de la cavidad calentada diferencialmente, la cual se modela con flujo en régimen laminar y turbulento, estos se verifican con trabajos reportados en la literatura. En el caso de la cavidad calentada diferencialmente con flujo en régimen laminar, se compara los resultados con Balaji y Venkateshan (1994) y Akiyama y Chong (1997); mientras que para la cavidad calentada diferencialmente con flujo en régimen turbulento, se hace lo propio con el trabajo reportado por Velusamy et al.(2001).

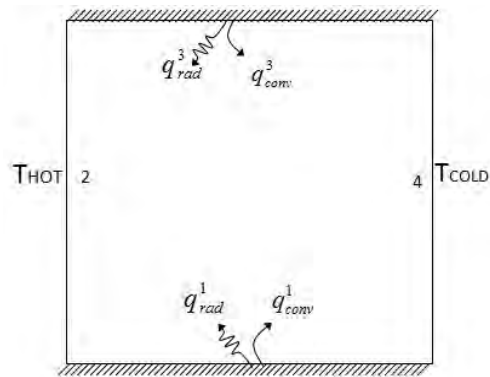


Figura 4.13. Modelo físico de la cavidad calentada diferencialmente.

Régimen de flujo laminar

Para la cavidad calentada diferencialmente con flujo en régimen laminar se acopla intercambio radiativo a las paredes, se consideran diferentes número de Rayleigh y emisividades presentadas en la Tabla 4.10, para el ejercicio se consideran un $\Delta T=10$ entre la pared *oeste* y *este*. Los valores de Nusselt convectivo mas el radiativo son presentados y se comparan con resultados presentados por Balaji y Venkateshan (1994), también se presentan algunos valores reportados en el trabajo de Akiyama y Chong (1997).

Para observar los resultados y compararlos con los trabajos en la literatura se presenta:

1. Comparación de cualitativamente
2. Comparacion cuantitativamente

1.- comparación de cualitativamente

En la Figura 4.14 se muestra la comparación de las isotermas de Akiyama y Chong (1997) y el presente trabajo para un Rayleigh de 10^6 y $\varepsilon=1.0$. Se observa que los valores de las isotermas en el centro de la cavidad es cero, los valores mas altos se encuentran en la parte superior de la pared izquierda y menores en la parte inferior de la pared derecha.

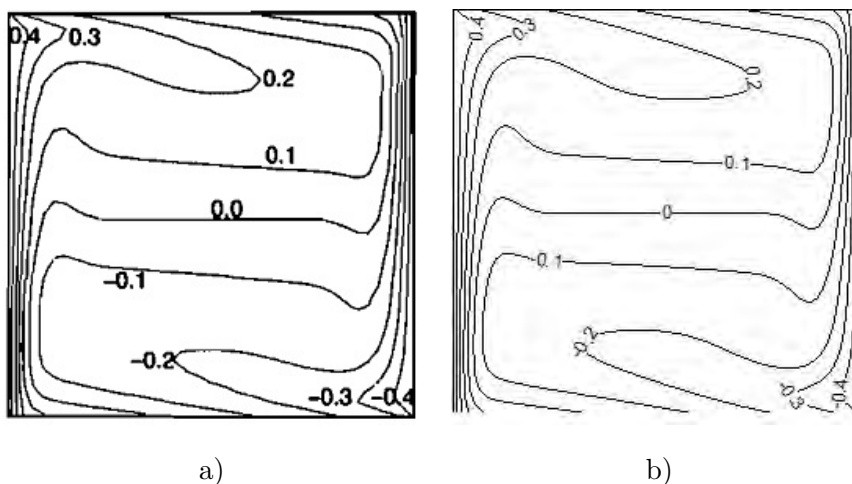


Figura 4.14. Isotermas: a) Akiyama y Chong (1997) , b) presente trabajo.

2.- Comparación cuantitativamente

En la Tabla 4.10 se presenta la comparación cuantitativamente del Nusselt promedio total obtenido del código desarrollado y de los trabajos expuestos en la literatura, los cuales se comparan con los reportados en la literatura. Se observa que a Ra de 10^3 y 10^4 para emisividades de 1.0 se tiene mayor el porcentaje con el trabajo presentado por Balaji y Venkateshan (1994), debido a que la energía que incide sobre esta pared será totalmente emitida

Tabla 4.10. Comparación del Nu total promedio para diferentes Ra y ϵ .

Ra	ϵ	Balaji y Venkateshan (1994)	Akiyama y Chong (1997)	Presente trabajo	Error porcentual(%) respecto a Balaji y Venkateshan (1994)
10^3	0.1	1.31	—	1.26	3.96
	1.0	2.44	—	2.68	8.95
10^4	0.5	3.57	—	3.6	0.83
	1.0	5.12	5.37	5.38	4.83
10^5	0.8	9.28	—	9.32	0.42
	1.0	10.72	11.22	11.02	2.72
10^6	0.4	13.70	—	13.11	4.50
	1.0	22.53	23.08	22.71	0.79

En la Tabla 4.10 se puede observar el porcentaje de error para cada número de Ra y número de emisividades, se obtuvieron un error máximo de 8.95 % y mínimo de 0.42 %. Con base a los resultados, se puede concluir que el código desarrollado reproduce satisfactoriamente la solución de la transferencia de calor conjugada (conv+rad) en una cavidad calentada diferencialmente con flujo en régimen laminar.

Régimen de flujo turbulento

Se modela la cavidad calentada diferencialmente con flujo en régimen turbulento con el acople del intercambio radiativo superficial por el método de radiosidad-irradiación (RIM). Para observar que el código desarrollado resuelva la transferencia de calor conjugada para la cavidad presentada en la Figura 4.13, se compara con el trabajo reportado en la literatura por Velusamy (2001).

Se consideran dos casos de estudio:

- Caso A: se consideran temperaturas en la superficie 2 y 4 de $T_{HOT}=328$ K, $T_{COLD}=318$ K respectivamente, emisividades en todas las paredes de 0.9, para un número de Rayleigh de 10^{11}
- Caso B: se consideran temperaturas en la superficie 2 y 4 de $T_{HOT}=348$ K, $T_{COLD}=298$ K respectivamente, emisividades en todas las paredes de 0.9, para un número de Rayleigh de 10^{11}

En la Figura 4.15 se presentan las isotermas del Caso B, cabe mencionar que el trabajo reportado por Velusamy et al. (2001) utilizó una malla de 42x42, mientras que el reportado en este trabajo se presenta una malla de 81x81, se observa que cualitativamente los perfiles son similares.

4.6. Radiación y convección en una cavidad calentada diferencialmente en flujo en régimen laminar y turbulento

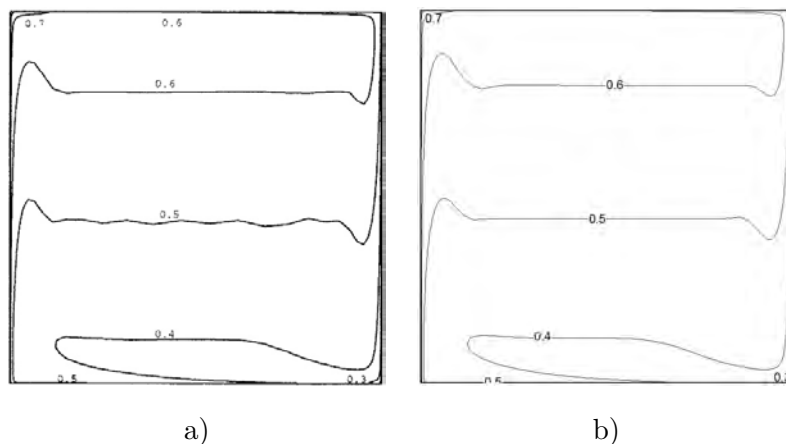


Figura 4.15. Isotermas: a) Velusamy et al. (2001), b) presente trabajo.

Mientras que en la Tabla 4.11 se presenta cuantitativamente el valor del Nusselt para la pared caliente, frío y total tanto radiativo como convectivo, se analizaron para diferentes tamaños de mallas, se observa que para cada valor de Nusselt es aproximado al reportado en la literatura y el que más se aproxima es cuando la malla es de 101x101, sin embargo se observa que el valor del Nusselt radiativo tanto en la pared caliente como en la fría ya no cambia, esto es por que se realiza un balance de energía considerando la energía de salida (radiosidad) y de llegada (irradiación) a la pared bajo estudio, mientras que las diferencias del Nusselt convectivo se deban a los volúmenes de control que se consideran para la solución del problema en toda la cavidad y no solo en la frontera.

Tabla 4.11. Número de Nusselt convectivo y radiativos Caso A .

Nusselt	Velusamy et al (2001)	Presente trabajo 81x81
$Nu_{c_{hot}}$	334.90	355.63
$Nu_{c_{cold}}$	339.34	360.45
$Nu_{r_{hot}}$	873.58	828.58
$Nu_{r_{cold}}$	869.14	823.99
$Nu_{Totalconv+radhot}$	1208.5	1184.36 (1.9%)
$Nu_{Totalconv+radcold}$	1208.5	1184.36 (1.9%)

De igual manera en la Tabla 4.12 se presentan cuantitativamente los valores de los Nusselt

convectivos y radiativos para la pared caliente y fría, se observa que los valores de Nu_{cold} tienen un porcentaje de 0.8% y 0.7 para la pared fría para una malla de 41x41, también se observa que entre mas grande sea la malla tambien aumenta el porcentaje al comparar los valores de Nusselt convectivo, mientras que el radiativo permanece igual, también se observa que los valores de Nusselt total para la pared caliente y fría disminuye su desviación cuando aumenta el tamaño de la malla, obteniendo valores de error de 3.4% a 0.2%.

Tabla 4.12. Número de Nusselt convectivo y radiativos Caso B.

	Velusamy et al (2001)	Presente trabajo 81x81
Nu_{cold}	326.03	346.60
Nu_{cold}	344.57	365.78
Nu_{rhot}	523.06	496.51
Nu_{rcold}	504.52	477.33
$Nu_{Totalconv+radhot}$	849.09	843.11(0.7%)
$Nu_{Totalconv+radcold}$	849.09	843.11(0.7%)

Para este ejercicio de la cavidad calentada diferencialmente con flujo en régimen turbulento con el acople de intercambio radiativo superficial se puede concluir que los resultados son aceptables ya que se obtuvieron desviaciones menores de 1%, por lo que el código desarrollado predice satisfactoriamente la solución.

4.7. Estudio de independencia de malla

4.7.1. Habitación con una ventana de vidrio claro y techo reflectivo

En esta sección se presenta el estudio de independencia de malla para el sistema habitación –ventana-techo reflectivo, la densidad de la malla debe ser apropiada para el problema, debido a que se toman en cuenta dos aspectos; que el error presentado sea mínimo y que el tiempo de cómputo sea menor; estos aspectos sirven de base al elegir una malla. Para efectuar este estudio se tomó un caso con parámetros considerados extremos, en comparación con los demás casos analizados. Para la configuración de clima cálido con condiciones climáticas a las 15:00 h, en este horario corresponde un valor de radiación solar

de 619 W/m^2 y una temperatura ambiente de $41.5 \text{ }^\circ\text{C}$. En este estudio de independencia de malla se varió la malla en dirección- x y en dirección- y . Para hacer la independencia de malla en dirección- y se mantuvo fijo en $N_x=101$ variando N_y2 , la componente del techo se dejó fijo en 10 nodos en dirección- y , el vidrio claro se fijó en 10 nodos en dirección- x , para la habitación se varió en N_y2 de 11 hasta 61 con incrementos de 10 nodos dirección- y como se muestra en la Tabla 4.13, cabe mencionar que la malla de la habitación está dividida en 3 mallas internas y solo a nivel de altura de la ventana se varió N_y2 como se muestra en la Figura 4.16.

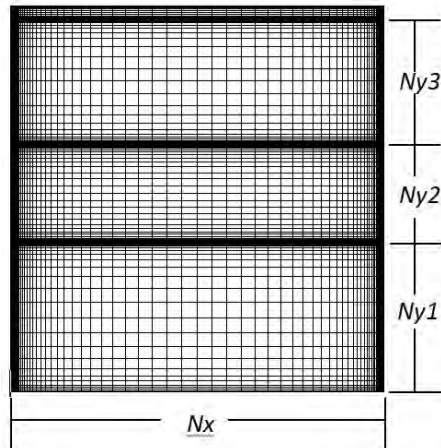
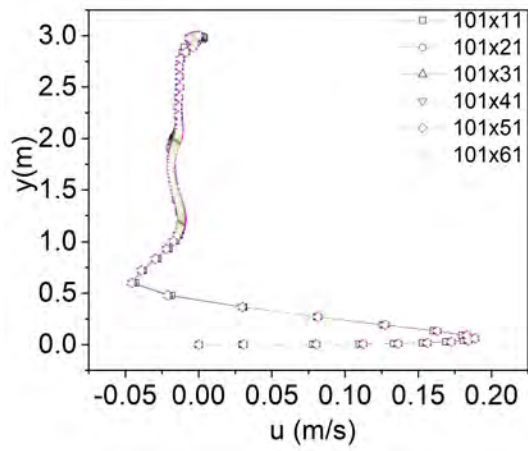
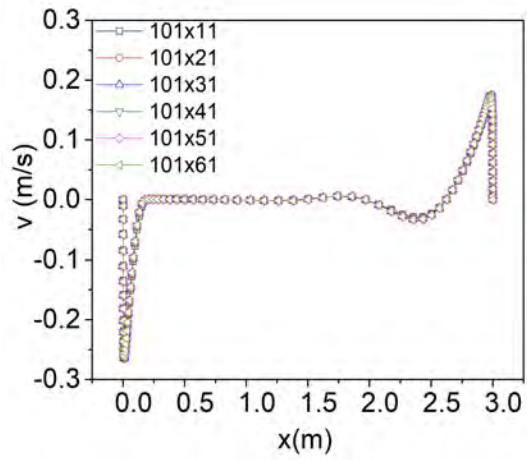


Figura 4.16. Malla computacional, caso C1.

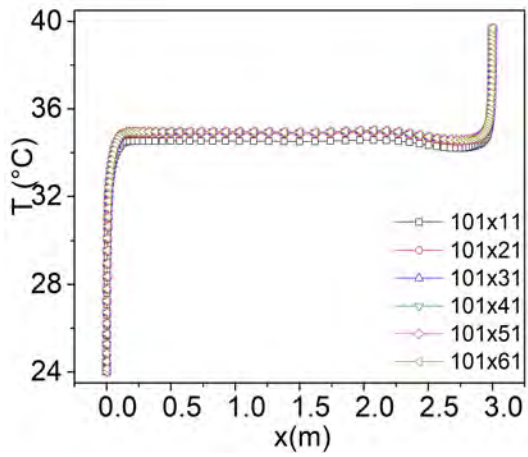
En la Figura 4.17 se presentan los perfiles de temperaturas, las componentes de velocidad horizontal (u) y vertical (v), la viscosidad turbulenta en la parte media de la cavidad, para diferentes mallas numéricas de la habitación (101×11 , 101×21 , 101×31 , 101×41 , 101×51 y 101×61) y malla fija en N_y1 y N_y3 de 31 nodos. El número de nodos totales que corresponden en la dirección- y del sistema habitación-ventana de vidrio claro- techo reflectivo es desde 81 a 131 (con incrementos de 10 nodos), conformado por 10 nodos fijos para el techo en dirección y y 10 nodos para el vidrio en dirección x . En las Figuras en los perfiles se aprecia que no existen cambios cualitativos significativos al aumentar el número de nodos en dirección y para N_y2 a partir de una malla de 101×51 .



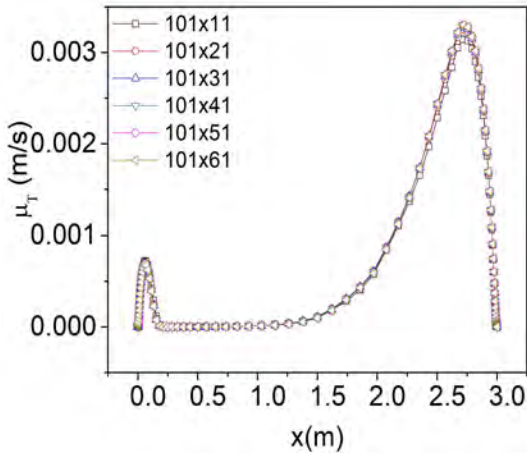
a)



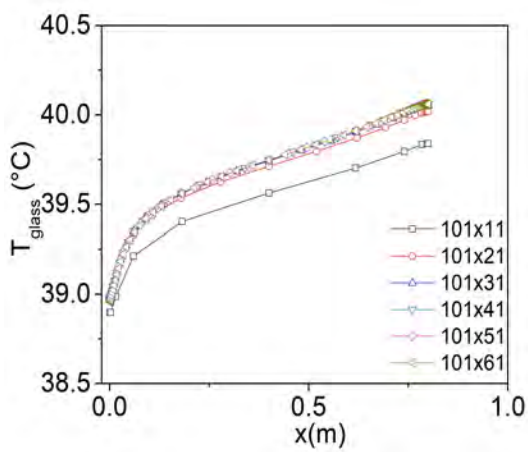
b)



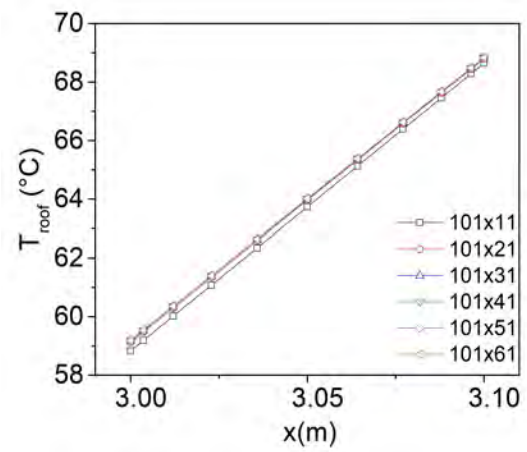
c)



d)



e)



f)

Figura 4.17. Independencia de malla fijo N_x , variable N_y .

En la Tabla 4.13 se muestran los errores porcentuales máximos obtenidos con distinto número de malla para la temperatura promedio y máxima al interior de la habitación, techo y el vidrio. Con base en los resultados presentados en las figuras y en la tabla, se concluye para el número de nodos en dirección- y para $Ny2$ es de 51 nodos con un error porcentual menor a 0.5 %.

Tabla 4.13. Error porcentual absoluto para diferentes mallas numéricas dirección- y .

Nxx Ny2	Cavidad (habitación)		Techo		Vidrio	
	Tmax (°C)	Tavg. (°C)	Tmax (°C)	Tavg. (°C)	Tmax (°C)	Tavg. (°C)
101x11	59.20(——)	35.63(——)	68.83(——)	59.18(——)	39.90(——)	39.45(——)
101x21	59.72(0.87)	36.12(1.37)	69.10(0.39)	62.91(6.31)	40.07(0.43)	39.60(0.38)
101x31	60.06(0.57)	36.07(0.14)	69.26(0.24)	64.12(1.93)	40.11(0.09)	39.63(0.07)
101x41	60.72(1.09)	35.90(0.45)	69.56(0.43)	64.40(0.43)	40.12(0.02)	39.63(0.01)
101x51	60.72(0.00)	35.73(0.47)	69.56(0.00)	64.40(0.00)	40.11(0.00)	39.63(0.01)
101x61	60.72(0.00)	35.59(0.40)	69.56(0.00)	64.40(0.00)	40.11(0.00)	39.63(0.00)

Con el resultado de los de 51 nodos en dirección y y para $Ny2$, se hace la independencia de malla en dirección- x para la cavidad, por lo que los nodos para la malla será (71x51, 81x51, 91x51, 101x51, 111x51, 121x51), con 10 nodos fijos en el vidrio. En la Figura 4.18 se presentan los perfiles de temperatura en la habitación, las componentes de velocidad horizontal u , vertical v , la viscosidad turbulenta, también se muestra la temperatura el perfil de temperatura para el vidrio y el techo. Se observa de las figuras que cualitativamente son similares a partir de 71x91.

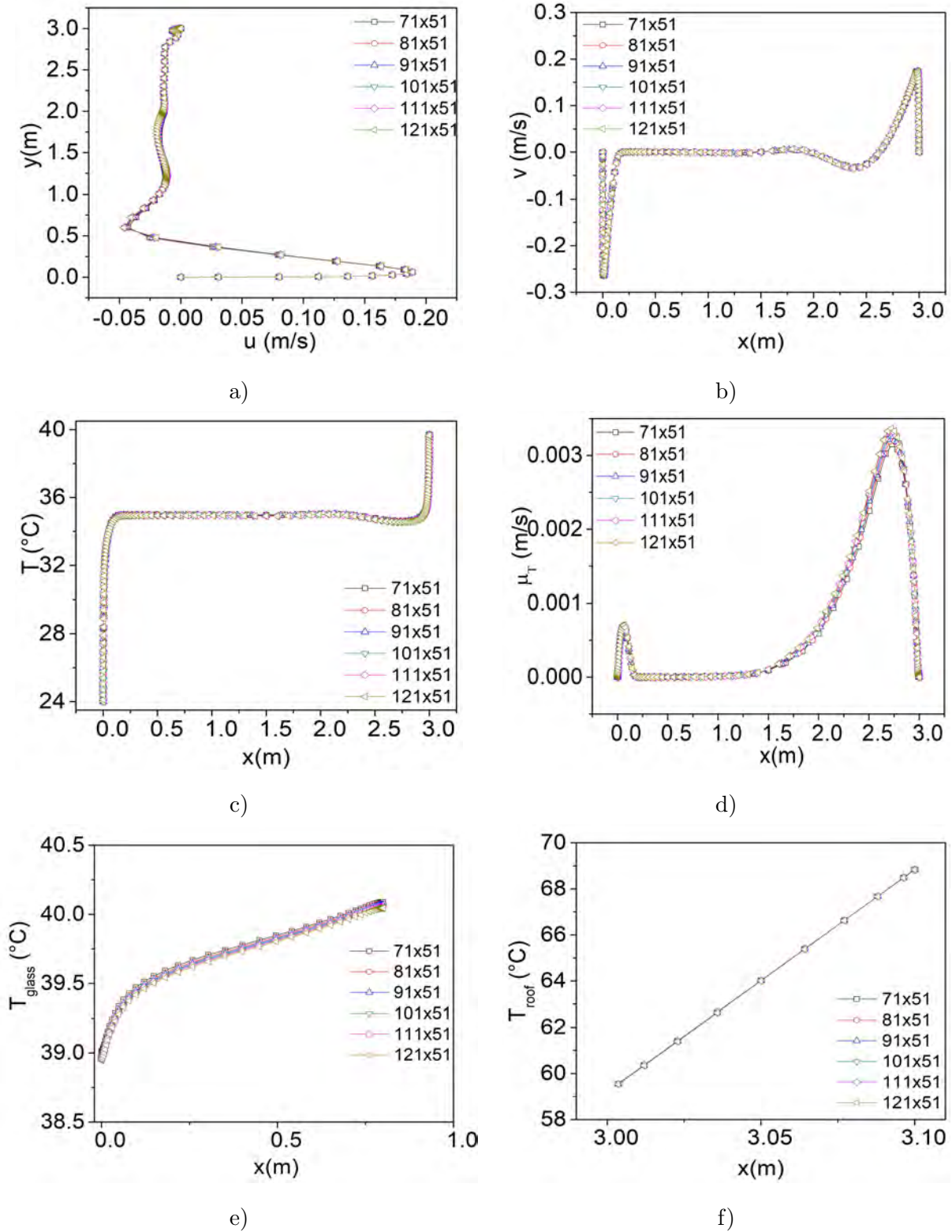


Figura 4.18. Independencia de malla fijo N_x , variable N_y .

En la Tabla 4.14 se muestran los errores porcentuales máximos obtenidos, con distinto número de malla para la temperatura promedio y máxima al interior de la habitación, también se muestra el valor promedio y máximo para el vidrio y el techo. Con base en los resultados presentados en las figuras y en la tabla, se concluye que la malla de 91x51 nodos con un error porcentual de menor de 0.1 % para la independencia de malla en dirección- x . Se concluye que la malla final para la ventana es 10x51, para la cavidad 91x121 de los cuales 10 nodos en dirección- y es para el techo, con un total de 101x121 nodos para realizar las corridas computacionales.

Tabla 4.14. Error porcentual absoluto para diferentes mallas numéricas dirección- x .

N _{xx} N _{y2}	Cavidad (habitación)		Techo		Vidrio	
	Tmax (°C)	Tavg. (°C)	Tmax (°C)	Tavg. (°C)	Tmax (°C)	Tavg. (°C)
71x51	60.73(—)	35.75(—)	69.57(—)	64.41(—)	40.14(—)	39.66(—)
81x51	60.73(0.00)	35.74(0.01)	69.56(0.01)	64.41(0.00)	40.13(0.02)	39.65(0.02)
91x51	60.72(0.01)	35.74(0.00)	69.56(0.00)	64.40(0.01)	40.12(0.02)	39.64(0.02)
101x51	60.72(0.00)	35.73(0.01)	69.56(0.00)	64.40(0.00)	40.11(0.02)	39.63(0.02)
111x51	60.71(0.01)	35.73(0.00)	69.56(0.00)	64.40(0.00)	40.11(0.00)	39.62(0.01)
121x51	60.14(0.93)	35.70(0.08)	69.30(0.37)	64.20(0.31)	40.10(0.02)	39.61(0.02)

4.7.2. Habitación con una ventana de vidrio doble y techo reflectivo

Se presenta la independencia de malla para la configuración de la habitación con una ventana de vidrio doble (vidrios claros) y techo con recubrimiento negro, se consideró el caso con parámetros extremos, con un valor de radiación solar de 619 W/m² y una temperatura ambiente de 41.5 °C, del día más cálido de la ciudad de Mérida, Yucatán. La malla de la habitación está dividida en 3 mallas internas y solo a nivel de altura de la ventana se varió $Ny2$ como se muestra en la Figura 4.19.

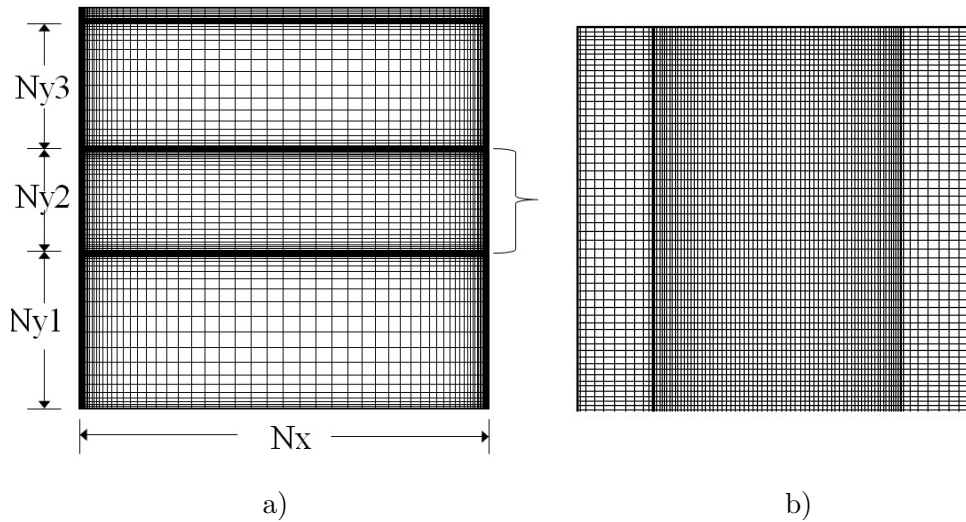


Figura 4.19. Malla computacional, (a) habitación y (b) ventana.

El número de nodos totales que corresponden en la dirección- y para la habitación es de 101×121 a 101×181 con incrementos de 10 nodos, conformado por 10 nodos fijos para el techo y 81 nodos al interior de la habitación. Para la ventana es de 101×31 a 101×91 (con incrementos de 10 nodos), 10 nodos fijos para cada vidrio y 81 nodos fijos para la cavidad formada por los dos vidrios esto en dirección- x . En la Figura 4.20 se presentan los perfiles (a) (d) temperatura, (b) (e) velocidad en dirección- x (u), (c) (f) velocidad en dirección- y (v), para la cavidad (habitación) y para la ventana, para diferentes tipos de malla; de las figuras se aprecia que no existen cambios cualitativos significativos al aumentar el número de nodos a partir de una malla de 101×61 para la habitación y para la ventana de 81×61 .

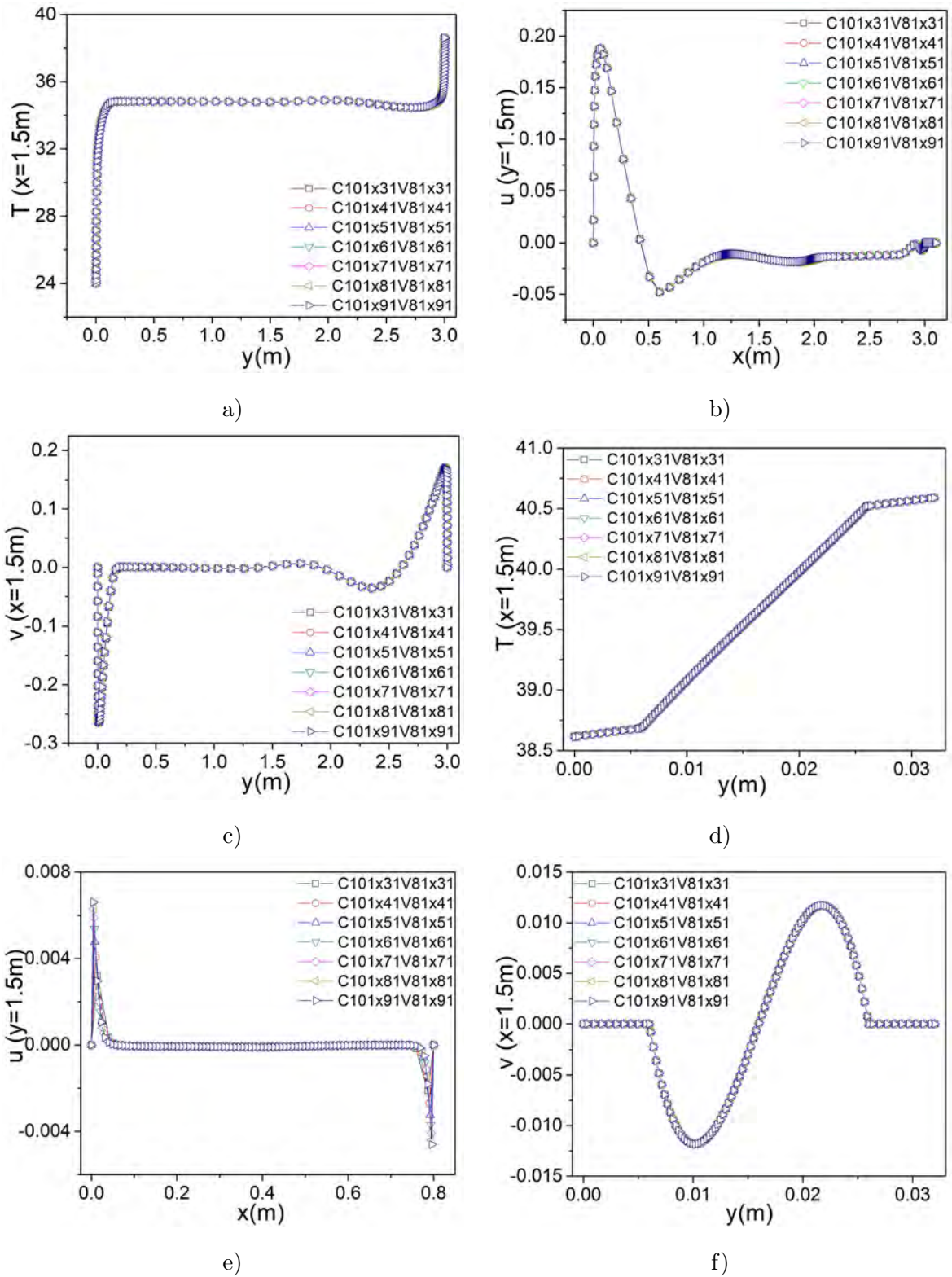


Figura 4.20. Estudio de independencia de malla para T , u , v para la habitación-ventana doble y techo reflectivo, en dirección- y .

En la Tabla 4.15 y 4.16 se muestran los errores porcentuales máximos obtenidos con los distintos números de malla para la temperatura máxima y promedio al interior de la habitación. Se observa que los valores de temperatura promedio en la habitación a partir de 101x61 para la habitación y para la ventana de 81x61 nodos, disminuyen y corresponden a un error porcentual menor de 0.5 %. Con base a estos resultados presentados en las figuras y en la tabla, se concluye para el estudio de independencia de malla en dirección-*y*, esta malla es adecuada para realizar la siguiente parte del estudio de independencia de malla en dirección-*x*.

Tabla 4.15. Error % absoluto para diferentes mallas numéricas (habitación) dirección-*y*.

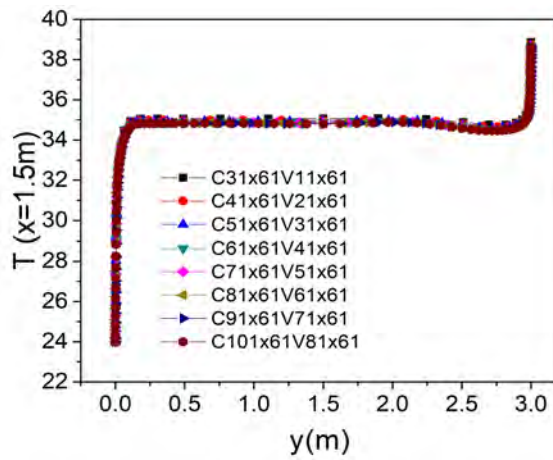
N _{xx} N _{y2}	Cavidad (habitación)		Techo	
	Tmax (°C)	Tavg. (°C)	Tmax (°C)	Tavg. (°C)
C101x31V81x31	60.71	36.12	69.547	64.3588
C101x41V81x41	60.71(0.001)	35.93(0.532)	69.548(0.001)	64.3590(0.0004)
C101x51V81x51	60.71(0.001)	35.76(0.454)	69.548(0.000)	64.3592(0.0003)
C101x61V81x61	60.71(0.001)	35.62(0.391)	69.548(0.000)	64.3593(0.0002)
C101x71V81x71	60.71(0.000)	35.50(0.341)	69.548(0.000)	64.3594(0.0001)
C101x81V81x81	60.71(0.000)	35.39(0.300)	69.548(0.000)	64.3595(0.0001)
C101x91V81x91	60.71(0.000)	35.30(0.265)	69.548(0.000)	64.3595(0.0001)

Tabla 4.16. Error % absoluto para diferentes mallas numéricas (Ventana) dirección-*y*.

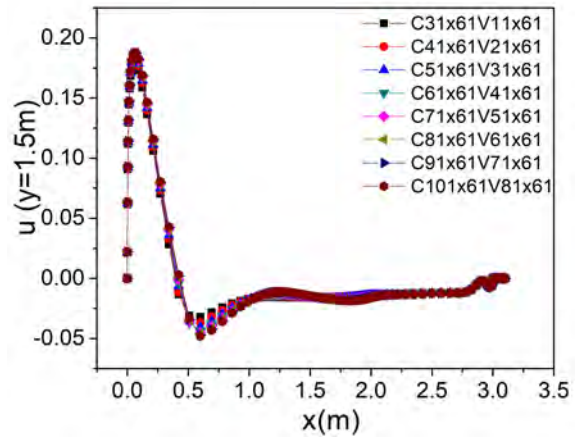
N _{xx} N _{y2}	Cavidad (ventana)		vidriol		vidrio 2	
	Tmax (°C)	Tavg. (°C)	Tmax (°C)	Tavg. (°C)	Tmax (°C)	Tavg. (°C)
C101x31V81x31	40.808	39.54	40.808	39.52	40.81	39.56
C101x41V81x41	40.812(0.008)	39.54(0.006)	40.812(0.008)	39.52(0.004)	40.81(0.008)	39.55(0.018)
C101x51V81x51	40.813(0.002)	39.54(0.004)	40.813(0.002)	39.52(0.003)	40.81(0.002)	39.55(0.011)
C101x61V81x61	40.813(0.000)	39.53(0.002)	40.813(0.000)	39.52(0.002)	40.81(0.000)	39.55(0.007)
C101x71V81x71	40.812(0.001)	39.53(0.001)	40.812(0.001)	39.52(0.002)	40.81(0.001)	39.55(0.005)
C101x81V81x81	40.812(0.001)	39.53(0.001)	40.812(0.001)	39.53(0.002)	40.81(0.001)	39.54(0.004)
C101x91V81x91	40.811(0.001)	39.53(0.001)	40.811(0.001)	39.53(0.001)	40.81(0.001)	39.54(0.003)

Para el estudio de independencia de malla en dirección-*x*, se consideró diferentes tamaños de malla, desde 31x61 hasta 101x61 para la cavidad (habitación) y 11x61 hasta 81x61 para la ventana, ambos con incremento de 10 nodos en dirección-*x*. En la Figura 4.21 (b)-(c) y

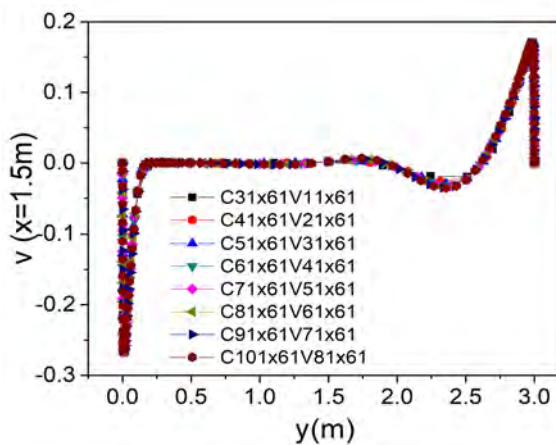
(e)-(f) se muestran los perfiles de las componentes de velocidad (u y v) y de la temperatura a la mitad para la habitación y la ventana. Se observa cualitativamente que después de una malla de 91x61 nodos para la habitación y 71x61 nodos para la ventana, por lo que se observa que no hay cambios significativos en los resultados.



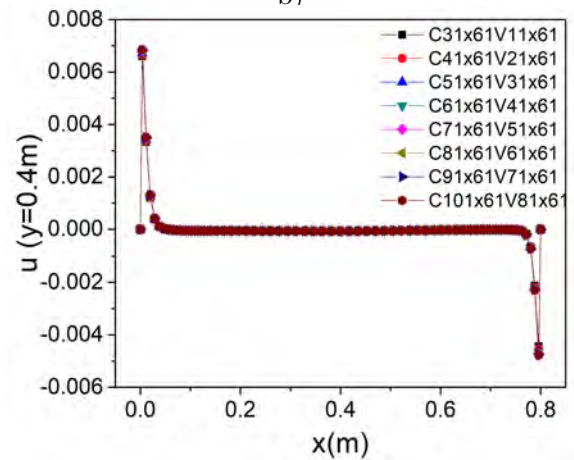
a)



b)



c)



d)

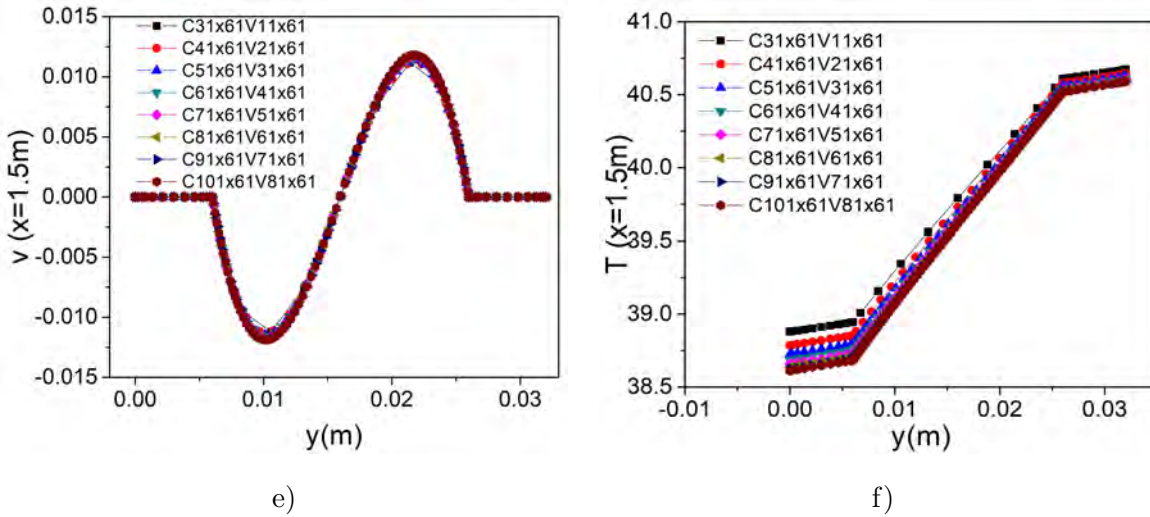


Figura 4.21. Estudio de independencia de malla para T , u , v para la habitación-ventana doble y techo reflectivo, en dirección- x .

En la Tabla 4.17 y 4.18 se muestran los errores porcentuales máximos y promedios obtenidos con distintos números de malla para la temperatura de cada elemento del sistema (habitación-ventana doble- techo). Con base en los resultados presentados en las figuras y en la tabla, se observó que la malla de 91x61 nodos para la habitación y 71x61 nodos para la ventana, es la malla adecuada para el estudio de independencia de malla para dirección- x debido que el error porcentual no hay cambio significativo a partir de esta malla.

Tabla 4.17. Error % absoluto para diferentes mallas numéricas (habitación) dirección- x .

N _{xx} N _{y2}	Cavidad (habitación)		Techo	
	T _{max} (°C)	T _{avg.} (°C)	T _{max} (°C)	T _{avg.} (°C)
C31x61V11x61	60.776	35.686	69.587	64.415
C41x61V21x61	60.762(0.023)	35.680(0.018)	69.580(0.011)	64.399(0.024)
C51x61V31x61	60.746(0.026)	35.661(0.053)	69.570(0.014)	64.386(0.021)
C61x61V41x61	60.733(0.020)	35.648(0.037)	69.563(0.010)	64.377(0.014)
C71x61V51x61	60.724(0.015)	35.639(0.027)	69.558(0.008)	64.371(0.010)
C81x61V61x61	60.717(0.012)	35.632(0.020)	69.554(0.006)	64.366(0.007)
C91x61V71x61	60.711(0.009)	35.626(0.015)	69.551(0.005)	64.362(0.006)
C101x61V81x61	60.707(0.008)	35.622(0.012)	69.548(0.004)	64.359(0.005)

Tabla 4.18. Error % absoluto para diferentes mallas numéricas (Ventana) dirección-*x*.

NxxNy2	Cavidad (ventana)		vidrio1		vidrio 2	
	Tmax (°C)	Tavg. (°C)	Tmax (°C)	Tavg. (°C)	Tmax (°C)	Tavg. (°C)
C31x61V11x61	40.884	39.714	40.884	39.701	40.884	39.725
C41x61V21x61	40.858(0.063)	39.651(0.158)	40.858(0.063)	39.639(0.155)	40.858(0.063)	39.663(0.156)
C51x61V31x61	40.842(0.039)	39.610(0.104)	40.842(0.039)	39.598(0.103)	40.842(0.039)	39.622(0.103)
C61x61V41x61	40.832(0.025)	39.582(0.070)	40.832(0.025)	39.571(0.069)	40.832(0.025)	39.595(0.069)
C71x61V51x61	40.825(0.018)	39.563(0.048)	40.825(0.018)	39.552(0.047)	40.825(0.018)	39.576(0.047)
C81x61V61x61	40.820(0.013)	39.549(0.035)	40.820(0.013)	39.539(0.035)	40.820(0.013)	39.563(0.035)
C91x61V71x61	40.816(0.010)	39.539(0.027)	40.816(0.010)	39.528(0.026)	40.816(0.010)	39.552(0.026)
C101x61V81x61	40.812(0.008)	39.530(0.021)	40.812(0.008)	39.520(0.021)	40.812(0.008)	39.544(0.021)

Por lo tanto, el número de nodos elegidos para la malla numérica para realizar las corridas computacionales de este trabajo es de 91x151 para la habitación, correspondiente para el techo 10 nodos y la cavidad es de 91x141 nodos para la cavidad, mientras para la ventana es de 91x61, 10 nodos para cada vidrio y la cavidad formada por ambos vidrios es de 71x61.

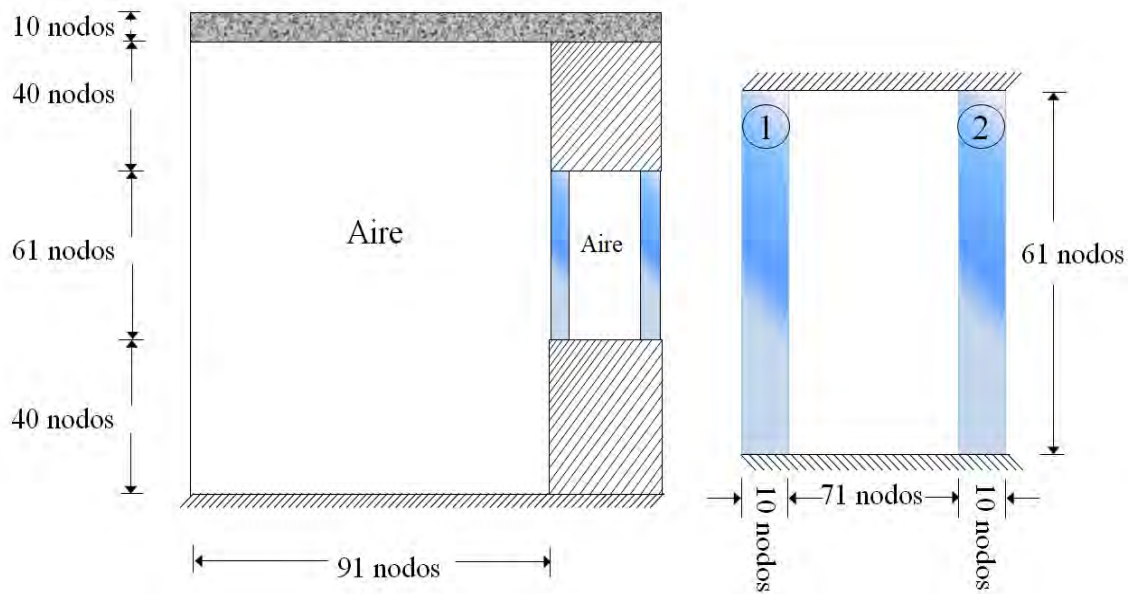


Figura 4.22. Malla computacional, (a) habitación y (b) ventana.

Capítulo 5

Resultados

Se presentan los resultados del comportamiento térmico de una habitación con una ventana y techo reflectivo, con condiciones de clima cálido y frío de Mérida Yucatán (México). Para analizar el desempeño térmico del sistema se comparan tres configuraciones de ventana: (C1) una ventana de un vidrio claro, (C2) una ventana de vidrio doble (ambos vidrios son claros) y (C3) ventana de vidrio doble (el vidrio 1 es claro y el vidrio 2 es reflectivo) y para cada una de estas configuraciones se considera un techo: gris, blanco y negro. Para analizar estas configuraciones se dividieron los resultados en 2 análisis. Para el primer análisis se muestran los perfiles de temperatura promedio de techo, ventana y habitación, aunado se presentan cuantitativamente el flux de calor promedio interior de la habitación, a lo largo de un día (cálido y frío). Para el segundo análisis, se presentan los perfiles de temperatura promedio en la habitación y el flux de calor promedio al interior por parte de la ventana y el techo, ambos para el día más cálido y frío de cada mes del año.

5.1. Parámetros de estudio

Para evaluar el comportamiento térmico de una habitación con una ventana y techo reflectivo, las configuraciones C1, C2 y C3 y un techo con recubrimiento (gris, blanco y negro) fueron considerados (ver Figura 5.1). De tal manera que el sistema está compuesto por una cavidad (habitación) con una altura y ancho de 3m ($H = W$), formada con cuatro paredes, la pared izquierda se considera isoterma (24°C). Los valores de emisividad de las paredes

al interior de la habitación se consideraron de 0.9; la pared derecha está compuesta por dos muros que se consideran adiabáticos y entre estos muros una ventana, la distancia donde fue colocada la ventana es de 1.20 m desde el piso de la habitación, el espesor de cada vidrio es de 6mm. De acuerdo a Xamán et al. (2018), el espesor de aire entre los vidrios que conforman la ventana es de 2 cm, la pared inferior se considera adiabática y la pared superior se considera un muro conductor de 10 cm. El vidrio en contacto con el medio ambiente exterior (vidrio 2) de la habitación considera pérdidas o ganancias convectivas y radiativas desde el exterior al interior de la habitación o viceversa. También, se considera un coeficiente de transferencia de calor exterior convectivo (h_{ext}) de $6.8 \text{ W/m}^2\text{K}$, para una velocidad del aire exterior de 3 m/s (ASHRAE, 2003). Las emisividades de las paredes (norte y sur) al interior de la cavidad para la configuración de ventana de vidrio doble son de 0.87, mientras que para las superficies (oeste, este) la emisividad es de 0.85 correspondiente a la propiedad del vidrio claro. En la configuración C2 y C3 se asignó como vidrio 1, al correspondiente en contacto con el aire de la habitación y vidrio 2 al vidrio en contacto con el medio ambiente exterior.

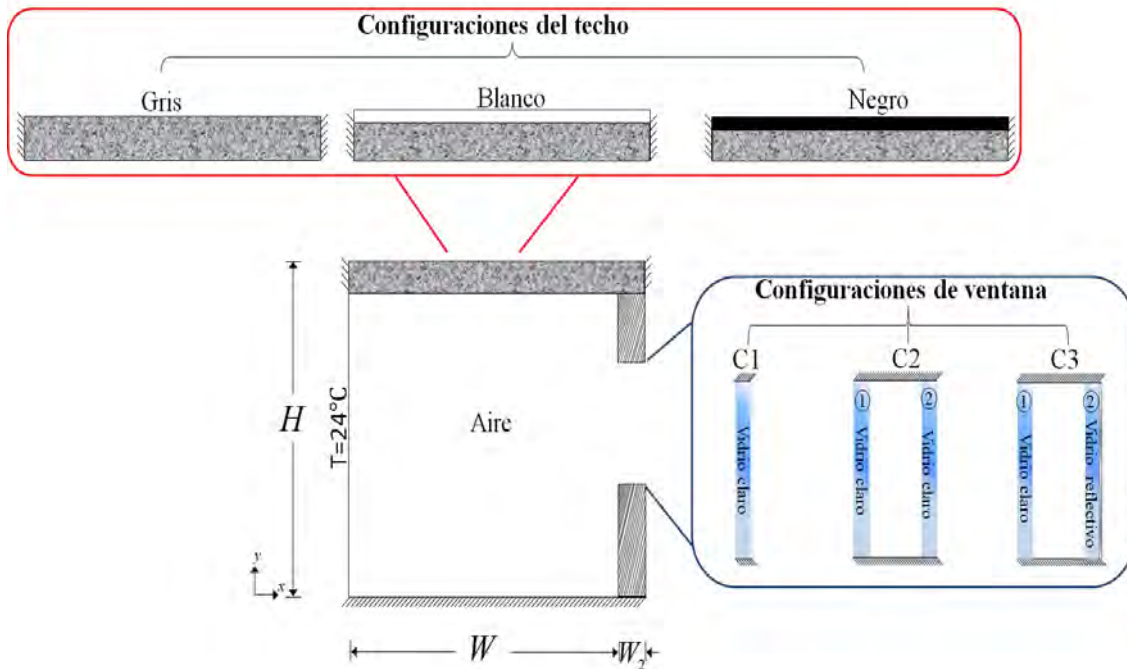


Figura 5.1. Habitación configuración de ventana y techo.

La modelación numérica de la habitación-ventana-techo reflectivo se realizó considerando las condiciones ambientales de la ciudad de Mérida Yucatán, por 24 h., del cual se seleccionó el día más frío y el más cálido de cada mes por un año, de acuerdo a los valores de temperatura mínima y máxima. Las condiciones ambientales fueron la temperatura ambiente T_{ext} , la radiación solar G_{roof} (normal al techo) y G_{glass} (normal a la ventana), velocidad del viento en el exterior (v). Se consideró la orientación Este, debido a que presenta altos valores de radiación normal a la ventana en comparación de la otras orientaciones. La G_{glass} es una transformación a partir de los valores de radiación medida respecto a una superficie horizontal, proporcionada por el sistema Nacional de Meteorología. Los datos que se muestran en la Tabla 5.1 son los datos considerados para el análisis del comportamiento térmico a lo largo de un día, el día más cálido (07/Abril/2014) y más frío (17/enero/2014). Los datos de los otros meses se presentan en el anexo A.

Tabla 5.1. Día cálido y frío de la Ciudad de Mérida Yucatán (México).

Hora (h)	Condición de clima cálido				Condición de clima frío			
	07/04/2014				17/01/2014			
	Groof (W/m ²)	Gglass (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)	Groof (W/m ²)	Gglass (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)
01:00	0	0	25.8	3.8	0	0	10.5	0.6
02:00	0	0	25.4	4.0	0	0	9.5	0.0
03:00	0	0	25.3	3.9	0	0	9.3	0.0
04:00	0	0	25.1	3.4	0	0	8.9	0.6
05:00	0	0	24.8	3.5	0	0	8.8	0.0
06:00	17	34	24.5	3.5	0	0	10	0.0
07:00	192	273	26.2	4.7	31	0	9.9	0.8
08:00	513	870	29.3	4.8	108	18	13.1	0.0
09:00	715	807	31.5	5.4	256	22	17.8	0.0
10:00	885	695	34.6	4.5	612	62	22.9	3.4
11:00	986	521	36.3	3.6	961	537	24.3	2.7
12:00	999	302	37.9	2.9	924	625	24.2	2.1
13:00	959	73	39.2	1.5	826	341	24.9	1.6
14:00	845	0	39.9	1.5	729	228	24.0	3.1
15:00	619	0	41.5	1.4	631	114	24.5	2
16:00	389	0	40.3	2.2	339	0	24.6	3.3
17:00	192	0	37.9	4.2	51	0	22	3.6
18:00	9	0	32.2	5.0	0	0	21	2.9
19:00	0	0	29.8	3.2	0	0	20.2	2.7
20:00	0	0	28.6	3.5	0	0	19.7	2.0
21:00	0	0	28.2	3.0	0	0	18.9	1.7
22:00	0	0	28.0	2.0	0	0	17.0	1.0
23:00	0	0	28.2	2.4	0	0	15.7	1.0
24:00	0	0	28.1	1.5	0	0	13.7	0.8

5.1.1. Confort térmico en la habitación

Para el análisis de los resultados de temperatura promedio en el interior de la habitación se presenta una zona de confort establecida por Nicol (2004), el autor presenta un modelo

estándar de confort adaptativo, donde considera el efecto del movimiento del aire, la humedad, las condiciones del medio ambiente, el tipo de vestimenta etc. Para el cual, el autor determina para el intervalo de zona de confort la siguiente relación:

$$T_c = 0,534T_o + 12,9 \quad (5.1)$$

Donde la T_c es la temperatura de confort y T_o es la temperatura promedio de la temperatura exterior, el autor considera que para zonas cálidas una escala de confort entre el valor de $T_c \pm 2$ ($T_{c,Max}$ y $T_{c,Min}$).

5.2. Patrones de flujo a lo largo del día cálido y frío

En esta sección se presenta el análisis del comportamiento de la habitación con las diferentes configuraciones en la ventana y techo, se muestran los perfiles de temperatura promedio al interior del techo y la ventana. Las configuraciones son comparadas entre cada caso de referencia (C1 techo gris, C2-techo gris y C3 techo gris), con el objetivo de observar el comportamiento de la configuración expuesto a condiciones climatológicas reales a lo largo del día más cálido y frío del 2014.

5.2.1. Día Cálido

5.2.1.1. Habitación con una ventana de vidrio claro y techo reflectivo (caso C1)

Para observar la causa del incremento de la temperatura promedio al interior de la habitación se presenta la temperatura promedio en el techo y el vidrio para el caso C1, para el día más cálido del año. En la Figura 5.2(a) se presenta el perfil de temperatura en la superficie exterior del techo, se observa que los valores de temperatura a las 15:00 son mayores para el techo convencional y el techo con recubrimiento negro de 52.4 y 59.2 °C respectivamente, mientras que la temperatura para el techo con recubrimiento blanco es de 38.5 °C. Al comparar el techo convencional con el techo blanco y el negro se reduce 13.9 y 6.8 °C, respectivamente. Esto se debe a las propiedades del recubrimiento, en el caso del techo con recubrimiento blanco su reflectancia es de 0.84, es decir que el 84% de la G_{roof} que incide sobre la superficies es reflejada por el sistema en los horarios de radiación, en

horarios sin radiación la transferencia de calor es por difusión, lo mismo sucede para el techo convencional y el techo negro, en el caso del techo convencional la reflectancia es de 0.33 y el techo negro es de 0.05. En la Figura 5.2(b) se muestra cualitativamente los valores de temperatura promedio en el vidrio, se observa que la temperatura del vidrio son próximos a los valores de la temperatura en el medio exterior (caso gris y negro), mientras que la temperatura del vidrio del caso con recubrimiento blanco en el techo se mantiene debajo de la temperatura del medio ambiente. Debido a las propiedades del vidrio, en el caso de horarios con radiación la energía que se trasmite al interior de la habitación por esta ventana de vidrio claro es de 84% de G_{glass} incidente sobre la superficie, además que esta superficie al igual que el techo tiene ganancias y pérdidas de energía a lo largo del día.

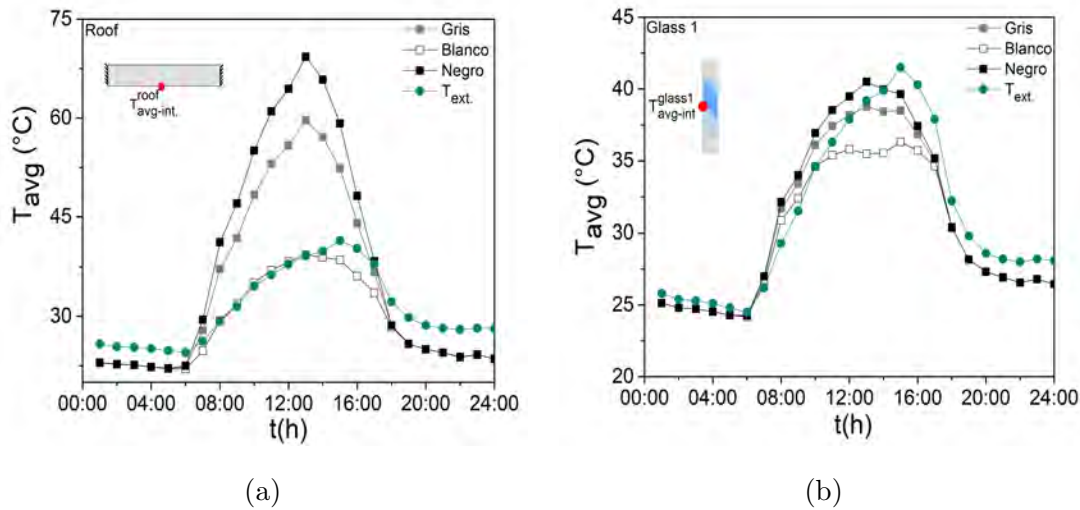


Figura 5.2. Perfil de temperatura promedio (a) al interior del techo y (b) al interior del vidrio (C1).

5.2.1.2. Habitación con una ventana de vidrio doble claro y techo reflectivo (caso C2)

En la Figura 5.3 (a) se presenta el perfil de temperatura promedio en la superficie interior del techo, se observa de forma general que la temperatura en la superficie interior del techo es menor cuando se usa el techo con recubrimiento blanco seguido del techo gris (concreto) y con recubrimiento negro. En el horario de 8:00-13:00 h se aprecia que el perfil de temperatura promedio del techo con recubrimiento blanco es similar al perfil de temperatura del exterior (T_{ext}), a partir de las 14:00 h se observa una diferencia de temperatura entre ambas temperaturas es de 1.1 y 4.7 °C para las 24:00 h. En la Figura 5.3 (b) se muestra cualitativamente los valores de temperatura promedio en el vidrio 1, se observa que la temperatura del vidrio del caso con un recubrimiento blanco en el techo es menor con respecto al techo gris y negro. La temperatura máxima en el medio exterior para el día cálido se registra a las 15:00 h de 41.5 °C, mientras que la temperatura promedio máxima en el vidrio es a las 13:00 h de 41.3 °C para el techo negro, de 38.4 °C para el techo gris.

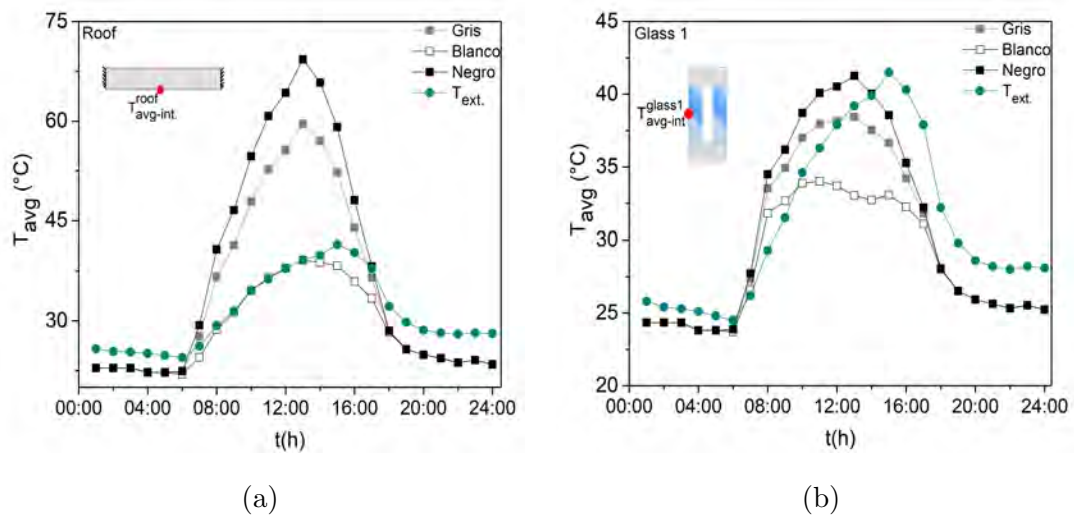


Figura 5.3. Perfil de temperatura promedio (a) al interior del techo y (b) al interior del vidrio 1, (C2).

5.2.1.3. Habitación con una ventana de vidrio doble (vidrio 2 reflectivo) y techo reflectivo (caso C3)

En la Figura 5.4 (a) se presenta la temperatura promedio al interior del techo para el caso C3. Se observa que la temperatura del techo con recubrimiento blanco a las 8:00 a 13:00 h. es similar a la T_{ext} . La temperatura promedio máxima es de 59.6 y 69.3 °C para el techo gris y negro, respectivamente. En la Figura 5.4 (b) se muestra la temperatura promedio en el interior del vidrio 1 para el caso C3. La temperatura promedio máxima en el vidrio para el techo negro y gris es de 40.8 y 42.9 °C y se registró a las 11:00 h. También, se observó que la temperatura promedio máxima en el vidrio 1 con el uso del recubrimiento blanco es de 37.3 °C a las 10:00 h., cabe mencionar que la temperatura máxima en el exterior sucede a las 15:00 h con una temperatura de 41.5 °C.

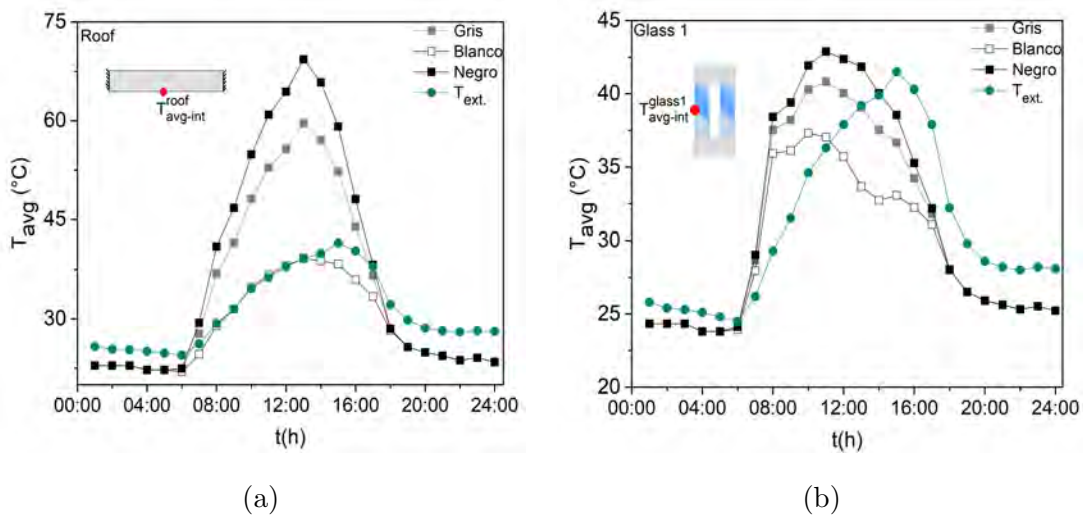


Figura 5.4. Perfil de temperatura promedio (a) al interior del techo y (b) al interior del vidrio 1, (C3).

En la Figura 5.5 se presenta las isóneas de corriente y las isotermas en la habitación para horarios sin radiación (3:00 y 24:00 h), con máxima radiación en el vidrio (8:00 h), máxima radiación en el techo (12:00 h) y la máxima temperatura del día cálido (15:00 h). En esta figura se muestran las isóneas de corriente para la configuración de ventana C3, para las tres configuraciones de techo (gris, blanco y negro), se observa que el movimiento del fluido es horario, esto indica que la superficie derecha de la habitación tiene mayores

temperaturas que la superficie derecha donde se encuentra la ventana, esto solo se observa en horarios sin radiación. Mientras que en horarios con radiación solar en el techo el fluido se mueve en sentido de las manecillas del reloj.

De manera cualitativa en la Figura 5.6 se muestran las temperaturas alcanzadas en el interior de la habitación por la perturbación por las condiciones en el exterior. Se observa que las temperaturas al interior de la habitación para el techo blanco son menores comparados con el techo gris y el techo negro en horarios con radiación solar. Mientras que en horarios sin radiación las temperaturas son similares en el interior de la habitación para los tres casos. Debido a la similitud de las isolíneas de corriente y las isotermas para la configuración C1 y C2 junto con las tres configuraciones en el techo se muestran en el anexo B.

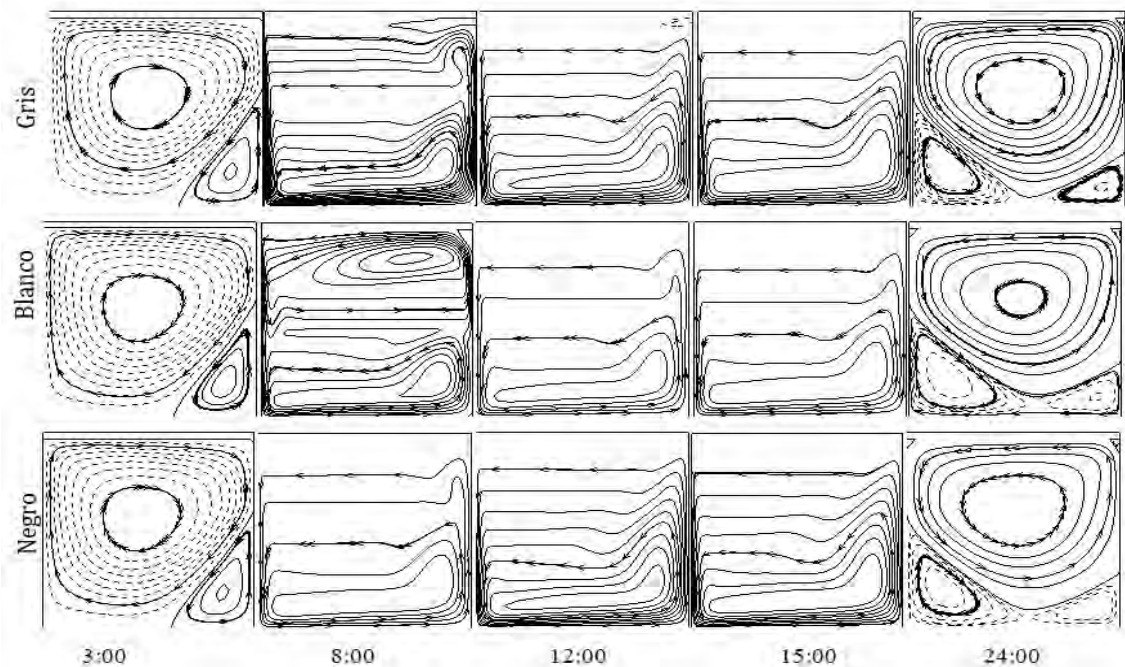


Figura 5.5. Isolíneas de corriente en la habitación, día Cálido (C3).

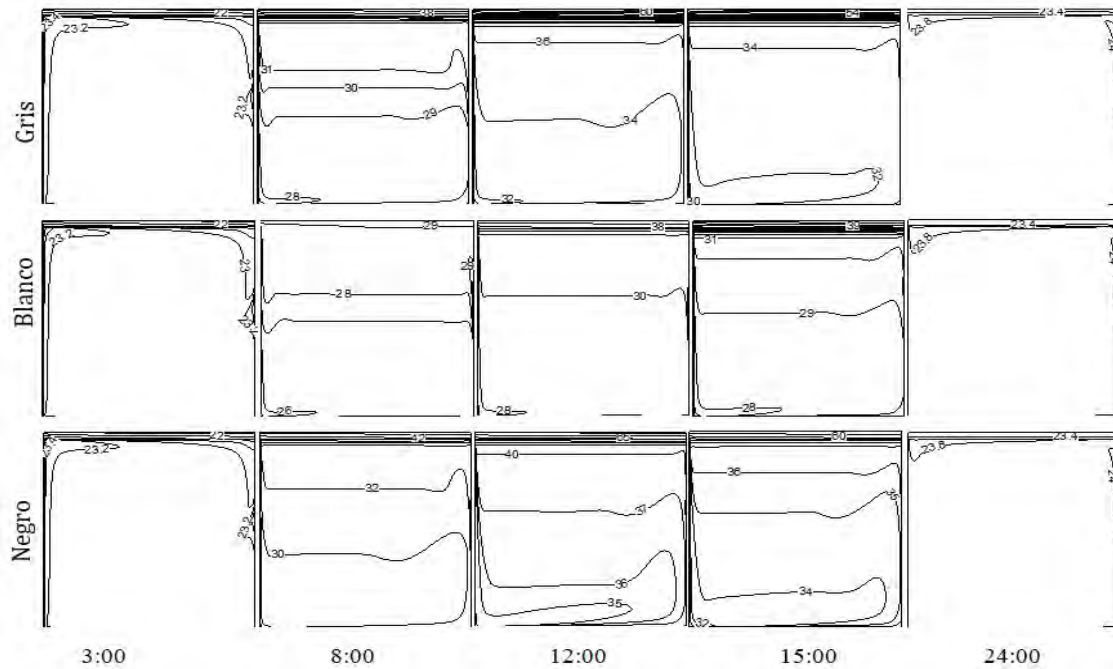


Figura 5.6. Isotermas en la habitación, día Cálido (C3).

5.2.2. Día Frío

5.2.2.1. Habitación con una ventana de vidrio claro y techo reflectivo (caso C1)

En la Figura 5.7(a) se presenta el perfil de temperatura promedio en la superficie exterior del techo del caso C1, para el día más frío del año. Se observa que el techo convencional (gris) y el techo con recubrimiento negro están sobre la temperatura exterior, caso contrario al techo con recubrimiento blanco este se mantiene aproximadamente a la temperatura del medio ambiente, esto se debe que la absorptancia del techo gris y negro es de 0.67 y 0.95 , mientras que el techo blanco es de 0.16, es decir que el 67 y 95 % de energía aportada por G_{roof} se absorbe en la superficie del techo, para el techo blanco solo se absorbe el 16 %, esto se ve reflejado en el aumento de temperatura en las superficie del techo cuando se tiene recubrimiento negro y sin recubrimiento (gris) la temperatura máxima que alcanza el techo gris es 47.0 °C, blanco 27.0 °C y negro 56 °C, en horario 1:00pm con una radiación sobre el techo de 826 W/m². Similar sucede con otros horarios con radiación cualitativamente

se observa que la temperatura en el techo negro está por arriba del techo gris y blanco. En la Figura 5.7(b) se muestra la temperatura promedio al interior del vidrio para el caso C1, se observa que la temperatura del vidrio con recubrimiento blanco es muy similar a la temperatura del medio ambiente esto se debe a las propiedades del vidrio, en los horarios sin radiación la transferencia de calor a través del vidrio es por difusión entre el medio ambiente y la habitación.

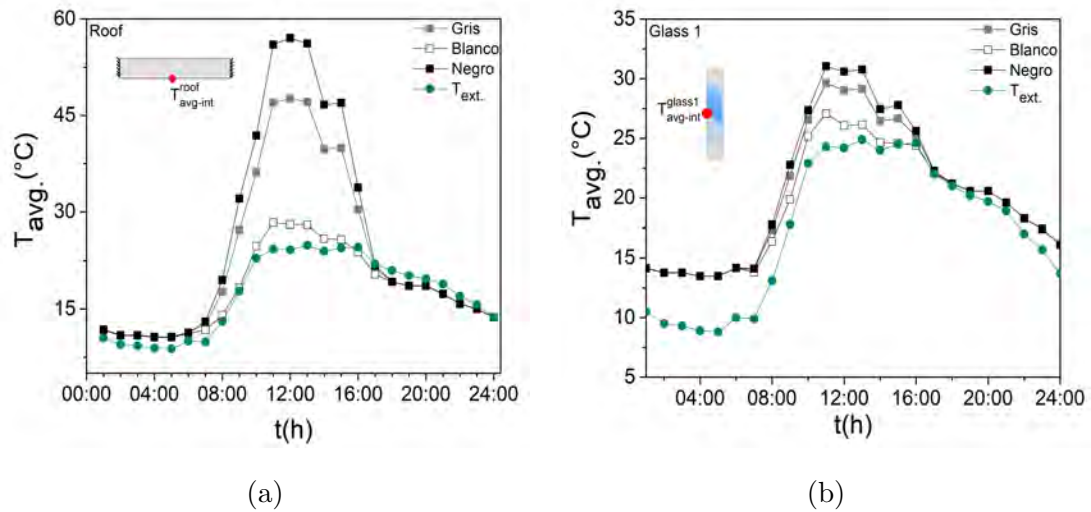


Figura 5.7. Perfil de temperatura promedio (a) al interior del techo y (b) al interior del vidrio 1, (C1).

5.2.2.2. Habitación con una ventana de vidrio doble claro y techo reflectivo (caso C2)

En la Figura 5.8(a) se presenta la temperatura promedio al interior del techo del caso C2. Se observa que a las 12:00 h., la temperatura promedio máxima en el techo gris y negro es de 47.6 y 57.0 °C, respectivamente. Mientras que la temperatura promedio máxima para el techo blanco es de 27.9 °C a las 11:00 h. En la Figura 5.8(b) se presenta la temperatura promedio interior del vidrio 1. Se observa de forma general que la temperatura del techo blanco tiene menores valores en comparación con el techo gris y negro. Así mismo se aprecia que la temperatura promedio del vidrio 1 con el uso del recubrimiento blanco es cercana a la temperatura exterior.

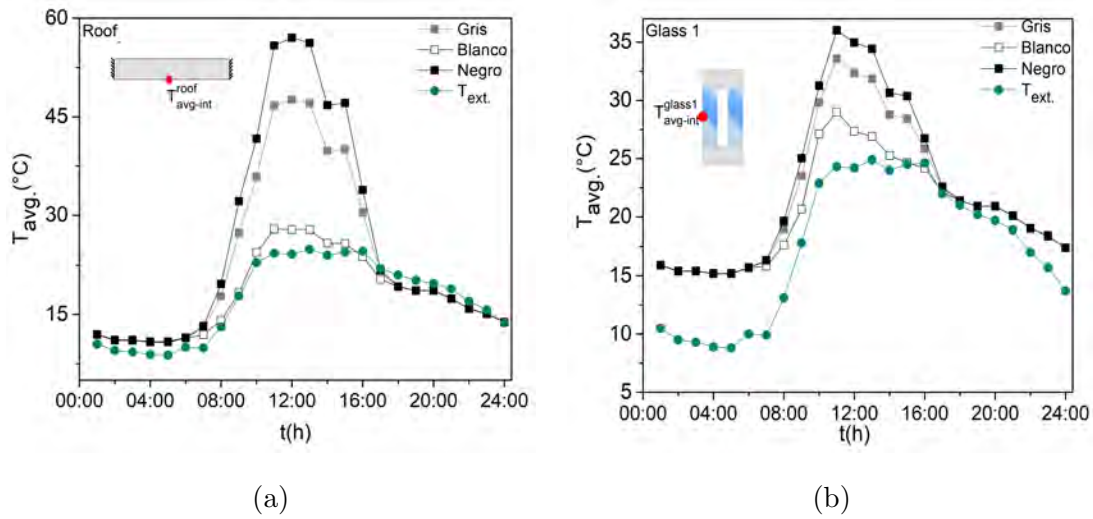


Figura 5.8. Perfil de temperatura promedio (b) al interior del techo y (c) al interior del vidrio 1, (C2).

5.2.2.3. Habitación con una ventana de vidrio doble (vidrio 2 reflectivo) y techo reflectivo (caso C3)

En la Figura 5.9(a) se muestra la temperatura promedio interior en el techo para el caso C3. Se observa que la temperatura del techo gris y negro alcanzan un valor de 47.7 y 57.2 °C y se presenta a las 12:00 h, mientras que la temperatura máxima con el interior del techo es de 28.2 °C a las 11:00 h. En esta figura se sigue observando que el techo blanco es muy similar a la T_{ext} . Se presenta en la Figura 5.9(b) la temperatura promedio del vidrio 1 de C3. Se observa que la temperatura exterior con la temperatura de los tres recubrimientos de techo se aproxima a las 17:00 h. La temperatura máxima correspondientes para el techo gris, blanco y negro fueron 37.7, 33.5 y 40.1 °C con una diferencia de temperatura con respecto al techo gris de 4.2 y 2.4 °C para el blanco y negro, respectivamente.

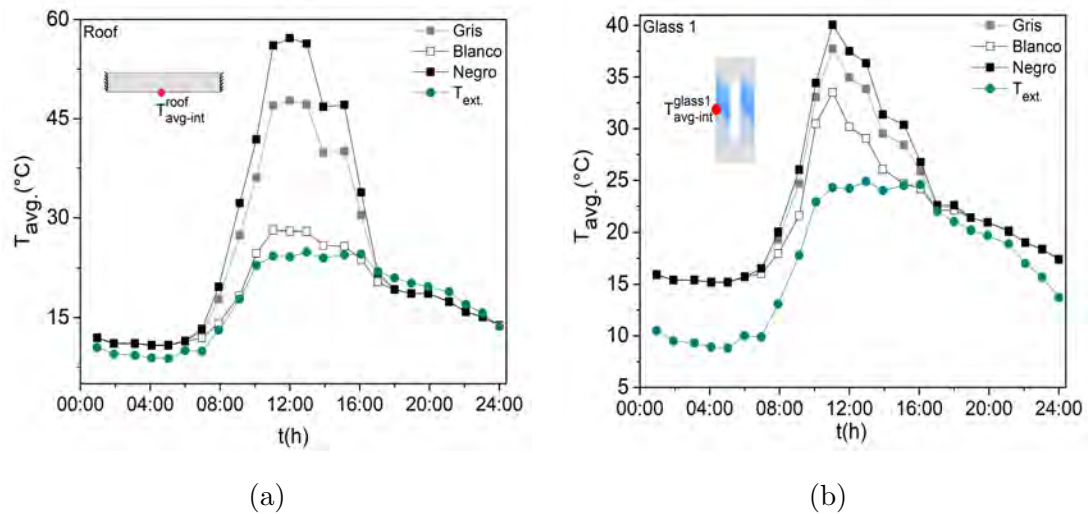


Figura 5.9. Perfil de temperatura promedio (a) al interior del techo y (b) al interior del vidrio 1, (C3).

En las dos siguientes figuras se presentan las isolíneas de corriente y las isotermas para la habitación con una ventana de vidrio doble (el vidrio 1 es claro y el vidrio 2 es reflectivo) y las tres configuraciones en el techo. En la Figura 5.10 se presentan las isolíneas de corriente, se muestran horarios sin incidencia de energía solar, incidencia en el techo y la ventana, incidencia solo en el techo. Para el horario de 5:00, 17:00 y 24:00 h el movimiento del fluido en el interior de la habitación es en sentido de las manecillas de reloj, es decir la temperatura de la superficie derecha es mayor que la superficie superior e inferior. Cuando se presenta radiación sobre las componentes de techo y ventana, el fluido se mueve en sentido contrario a las manecillas del reloj. En la Figura 5.11 se presentan las isotermas en la cavidad para los mismos horarios anteriores, se observa que la temperatura en la parte media de la habitación es menor en los horarios con incidencia de radiación para el techo con recubrimiento blanco, con una diferencia entre 4 y 5 °C con respecto al techo gris y 5-8 °C con respecto al techo con recubrimiento negro. En el anexo B se presenta las isolíneas e isotermas para las configuraciones C1 y C2.

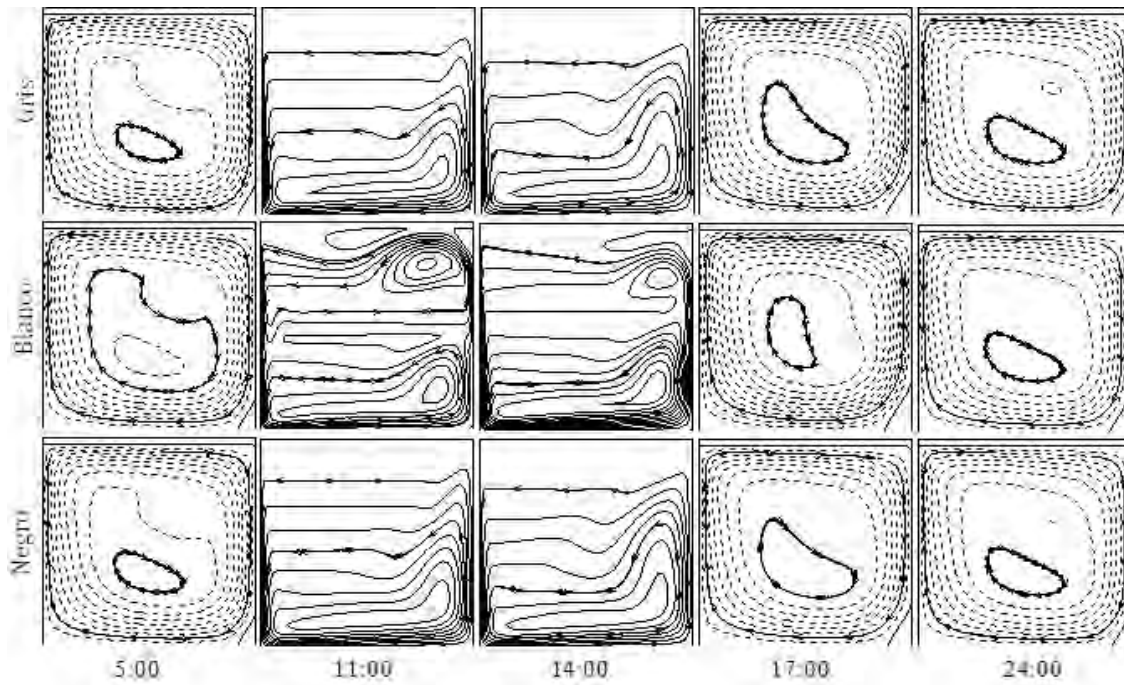


Figura 5.10. Isolíneas de corriente en la habitación, día Frío (C3).

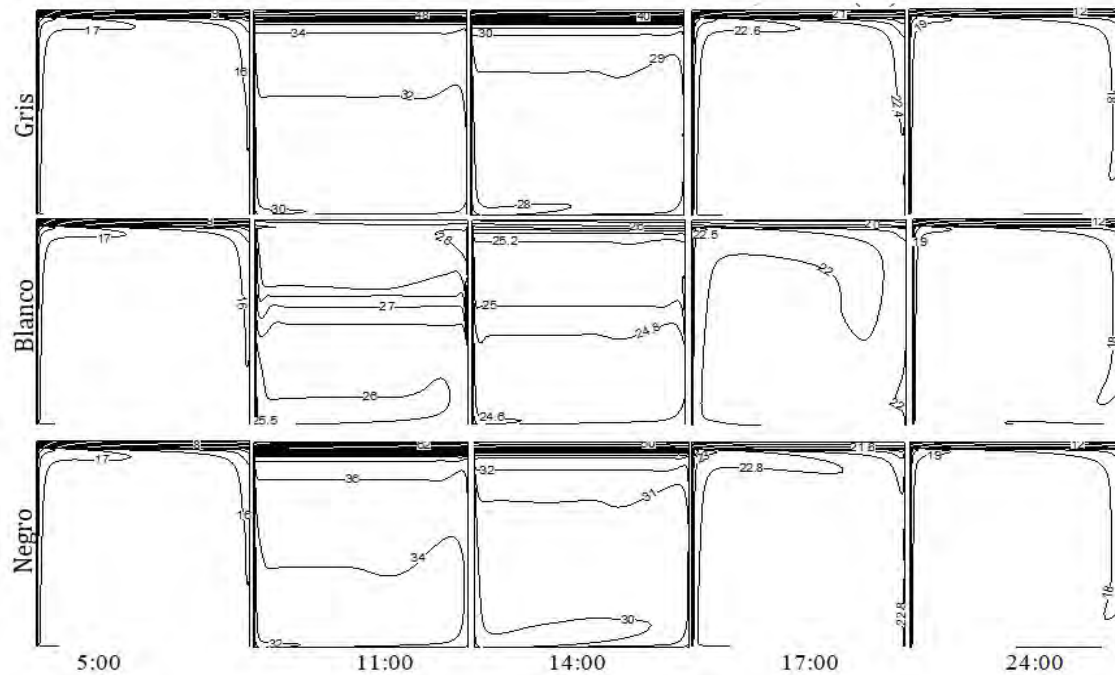


Figura 5.11. Isotermas en la habitación, día Frío (C3).

5.3. Evaluación térmica a lo largo del día cálido y frío

5.3.1. Día Cálido

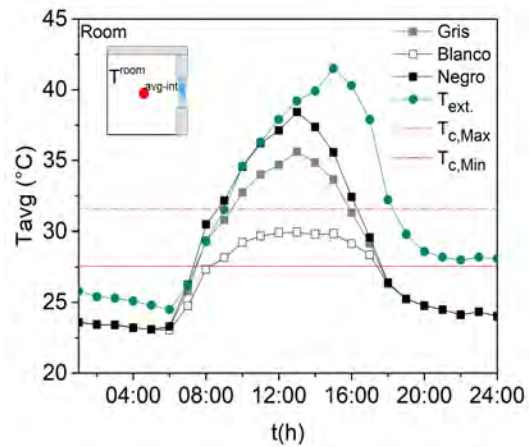
Como parte del análisis térmico, se presenta primero la temperatura promedio al interior de la habitación para las configuraciones C1, C2, C3 cada una de ellas con la configuración de techo (gris, blanco y negro) y los fluxes de calor total promedio a través de la ventana y el techo, esto se realizó con un balance de energía considerando los fluxes convectivos y radiativos al interior y exterior en estas componentes, con el objetivo de cuantificar la cantidad de energía que se gana o se pierde, a causa de la interacción entre el sistema con el medio ambiente (T_{ext} , G_{roof} , G_{glass} y v).

En la Figura 5.12 (a) se muestra la temperatura promedio en la habitación para una ventana de vidrio claro (C1) y los tres recubrimientos (gris, blanco y negro) para cada hora, para el día más cálido. Se presenta el perfil de temperatura promedio al interior de la habitación, la temperatura máxima se presenta a las 13:00 h, de 35.6, 30.0 y 38.4 °C para el techo gris, blanco y negro, respectivamente. Por lo que se observa que se reduce la temperatura de 5.6 °C para el techo blanco y aumenta 2.8 °C para el techo negro, con respecto al techo gris. También, se aprecia que en horarios de 1:00-6:00 am y 18:00-24:00 pm sin radiación los valores de temperatura son similares para los techos gris, blanco y negro.

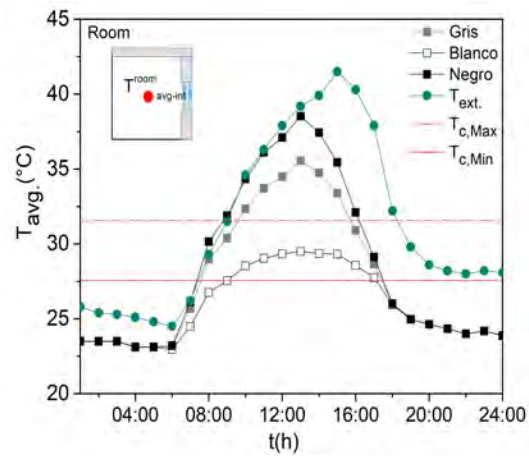
En la Figura 5.12 (b) se presenta la temperatura promedio en el interior de la habitación para la configuración C2 junto con las tres configuraciones de techo para cada hora, para el día más cálido. En la figura se observa la temperatura en el interior de la habitación para el recubrimiento blanco es menor en comparación con el techo gris y negro. La máxima temperatura promedio al interior de la habitación se registra a las 13:00 h. para el techo gris es de 35.6 °C, para el techo blanco de 29.5 °C y para el techo negro es de 38.5 °C, se observa una reducción en la temperatura interior para el techo blanco de 6.1 °C y un aumento 2.9 °C para el techo negro, ambos tomando como referencia el techo gris. También, se aprecia que en horarios de 9:00-17:00 h. para el techo blanco permanece en la zona de confort, mientras que para el techo gris y negro son menos horas.

Como parte de los resultados analizados para la configuración C3 y los tres recubrimientos de techo (gris, blanco y negro) se presentan las temperaturas promedios en el interior de la habitación, techo y vidrio 1. En la Figura 5.12 (c) se muestra la temperatura promedio al interior de la habitación. Se observa cualitativamente que el techo blanco tiene temperaturas menores que el techo gris y negro, además que es la única configuración donde se tienen más horas en la zona de confort.

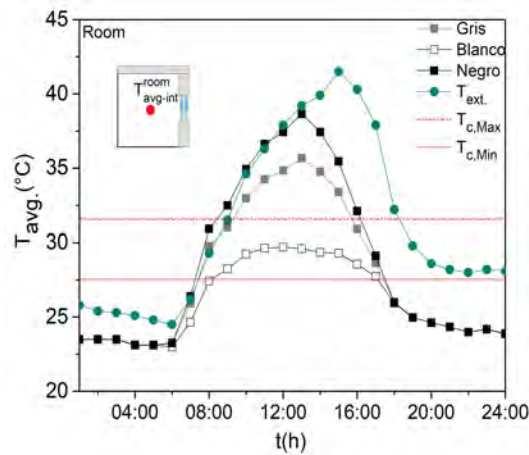
5.3. Evaluación térmica a lo largo del día cálido y frío



(a)



(b)



(c)

Figura 5.12. Perfil de temperatura promedio al interior de la habitación-ventana-techo:

(a) C1, (b) C2 y (c) C3, día cálido.

En las siguientes tablas se muestran los fluxes de calor promedio para las configuraciones de ventana C1, C2, C3 y para las tres configuraciones de techo. En la Tabla 5.2 se muestra el flux de calor promedio al interior a través de C1 ($q_{avg-int}^{glass} = q_{conv} + q_{rad} + q_{trans}$) por el vidrio, el techo ($q_{avg-int}^{roof} = q_{conv} + q_{rad}$) y el efecto de ambos componentes $q_{avg-int}^{room} = |q_{avg-int}^{glass} + q_{avg-int}^{roof}|$ a lo largo del día. Se presenta $q_{avg-int}^{roof}$ a través del techo, se observa que horarios sin incidencia solar (1:00-6:00, 18:00-24:00 h) la energía sale del sistema, es decir hay pérdidas de energía. En horarios de radiación se observan ganancias de energía la energía ingresa a la habitación. Para las 13:00 h, el máximo valor de $q_{avg-int}^{roof}$ por parte del techo convencional (gris) es de 167.0 W/m², techo blanco de 58.93 W/m² y negro de 225.94 W/m², se disminuye el $q_{avg-int}^{roof}$ con el recubrimiento blanco con respecto al techo convencional (gris) en un 65 %, diferente al techo negro este tiene una ganancia de 35 %. Para el flux de calor al interior por el vidrio se observa que el uso del vidrio claro la energía que atraviesa es la misma cantidad y prácticamente toda la radiación de la que le está incidiendo, como se mencionó anteriormente esto se debe a las propiedades del vidrio. Cabe mencionar que los valores negativos de los flux de calor indican que la energía está saliendo de la habitación. Por lo que, el $q_{avg-int}^{room}$ por parte de ambas componentes es de 4475.68, 4082.75, 4694.02 Wh/m², para el caso techo Gris, Blanco y Negro, respectivamente. Esto es 8.8 % en el ahorro de energía para el techo con recubrimiento blanco y 4.9 % mayor con el techo con recubrimiento negro en comparación de tener un techo convencional.

Tabla 5.2. Flux de calor total promedio a través del caso C1 y techo reflectivo (W/m^2), día cálido.

Hora	$q_{avg-int}^{glass}$ (W/m^2)			$q_{avg-int}^{roof}$ (W/m^2)			Diferencia absoluta		
	Gris	Blanco	Negro	Gris	Blanco	Negro	$ q_{avg-int}^{glass} + q_{avg-int}^{roof} $ (W/m^2)		
	■	□	■	■	□	■	■	□	■
01:00	11.59	11.71	11.65	-5.98	-6.17	-6.08	5.61	5.54	5.57
02:00	10.60	10.76	10.68	-6.89	-7.08	-6.98	3.72	3.68	3.70
03:00	9.99	10.05	10.02	-7.32	-7.51	-7.41	2.67	2.54	2.61
04:00	9.30	9.40	9.35	-8.61	-8.82	-8.72	0.68	0.58	0.63
05:00	8.31	8.42	8.37	-9.31	-9.52	-9.42	1.00	1.10	1.05
06:00	34.79	35.70	34.42	-8.59	-10.31	-7.88	26.20	25.39	26.54
07:00	235.12	241.59	231.83	10.71	-2.21	17.66	245.84	239.37	249.50
08:00	740.51	756.99	731.53	42.84	7.41	62.50	783.36	764.40	794.03
09:00	688.88	710.93	676.74	65.29	18.22	91.63	754.17	729.15	768.37
10:00	600.04	629.40	583.86	98.14	32.61	134.87	698.18	662.01	718.73
11:00	452.25	487.33	432.96	124.84	42.81	170.69	577.10	530.14	603.65
12:00	269.23	306.71	248.74	142.51	51.14	193.27	411.74	357.85	442.01
13:00	71.25	111.09	49.87	167.00	58.93	225.94	238.24	170.02	275.80
14:00	17.83	52.94	-1.00	152.81	57.79	204.68	170.64	110.74	203.68
15:00	36.01	61.95	22.16	125.59	55.07	164.06	161.60	117.02	186.21
16:00	48.47	63.92	40.19	82.52	43.96	103.65	130.99	107.88	143.84
17:00	54.81	61.36	51.30	47.36	33.04	55.13	102.17	94.40	106.43
18:00	37.20	37.54	37.08	14.01	13.31	14.27	51.21	50.84	51.35
19:00	26.03	26.12	26.08	4.29	4.15	4.22	30.32	30.27	30.30
20:00	21.46	21.53	21.49	1.52	1.36	1.44	22.98	22.89	22.94
21:00	19.77	19.84	19.81	-0.45	-0.63	-0.54	19.32	19.21	19.26
22:00	18.63	18.73	18.68	-3.16	-3.35	-3.26	15.48	15.38	15.43
23:00	19.56	19.63	19.59	-1.67	-1.85	-1.76	17.89	17.77	17.83
24:00	19.05	19.17	19.11	-4.30	-4.51	-4.41	14.75	14.66	14.71
Integración numérica por la regla trapezoidal							4475.68	4082.75	4694.02
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$							(Wh/m ²)	(Wh/m ²)	(Wh/m ²)
								(8.8%)↓	(4.9%)↑

En la Tabla 5.3 se presenta el flux calor promedio a través de una ventana de vidrio doble ($q_{avg-int}^{glass1} = q_{conv} + q_{rad} + q_{trans}$), el techo ($q_{avg-int}^{roof} = q_{conv} + q_{rad}$) y el flux de calor total promedio al interior de la habitación ($q_{avg-int}^{room} = |q_{avg-int}^{glass} + q_{avg-int}^{roof}|$). Se observa que los valores de flux de calor promedio para la ventana son positivos, es decir el flux de calor

entra a la habitación. El $q_{avg-int}^{glass1}$ máximo se registra en el horario de 08:00 h, se observa una diferencia mínima entre las configuraciones de techo. En el caso del $q_{avg-int}^{roof}$ el valor máximo se registra a la 13:00 h, se observa que disminuye 63.8 % para el techo blanco y aumenta 34.9 % para el techo negro ambos recubrimientos con respecto al techo convencional (techo gris). Por último se presenta los valores de $q_{avg-int}^{room}$ con valores 3987.97, 3471.42, 4274.03 (Wh/m²) para el techo gris, blanco y negro, respectivamente. Al compararlo con el caso de referencia que es C2-Gris el flux de calor disminuye para el techo blanco 13 % y aumenta 7 % para el techo negro.

5.3. Evaluación térmica a lo largo del día cálido y frío

Tabla 5.3. Flux de calor total promedio a través del caso C2 y techo reflectivo (W/m^2), día cálido.

Hora	$q_{avg-int}^{glass}$ (W/m^2)			$q_{avg-int}^{roof}$ (W/m^2)			Diferencia absoluta		
	Gris	Blanco	Negro	Gris	Blanco	Negro	$ q_{avg-int}^{glass} + q_{avg-int}^{roof} $ (W/m^2)		
	■	□	■	■	□	■	■	□	■
01:00	5.98	6.03	6.00	-5.40	-5.58	-5.49	0.58	0.44	0.51
02:00	5.98	6.03	6.00	-5.40	-5.58	-5.49	0.58	0.44	0.51
03:00	5.98	6.03	6.00	-5.40	-5.58	-5.49	0.58	0.44	0.51
04:00	5.01	5.07	5.04	-8.19	-8.39	-8.29	3.18	3.32	3.25
05:00	5.01	5.07	5.04	-8.19	-8.39	-8.29	3.18	3.32	3.25
06:00	28.68	29.18	28.47	-8.10	-9.80	-7.39	20.58	19.38	21.07
07:00	207.30	210.54	205.67	12.51	-0.12	19.34	219.81	210.42	225.01
08:00	656.94	664.97	652.57	48.04	13.42	67.31	704.97	678.39	719.88
09:00	610.12	620.74	604.32	70.11	24.04	95.97	680.23	644.77	700.29
10:00	529.18	543.45	521.36	102.27	37.92	138.43	631.45	581.38	659.79
11:00	398.15	415.53	388.64	127.86	47.09	173.09	526.01	462.62	561.73
12:00	234.67	253.62	224.34	144.34	54.18	194.52	379.01	307.80	418.87
13:00	60.09	81.37	48.73	167.50	60.50	225.93	227.59	141.87	274.66
14:00	9.56	28.34	-0.49	153.16	59.07	204.59	162.72	87.41	204.10
15:00	19.36	33.25	11.92	126.37	56.54	164.49	145.73	89.79	176.41
16:00	25.24	33.22	20.94	83.72	45.61	104.61	108.96	78.83	125.54
17:00	27.02	30.22	25.30	48.94	34.84	56.60	75.96	65.06	81.90
18:00	18.28	18.45	18.22	15.17	14.48	15.43	33.45	32.93	33.65
19:00	13.51	13.55	13.53	5.09	4.95	5.02	18.61	18.50	18.55
20:00	11.09	11.13	11.11	2.28	2.13	2.20	13.37	13.26	13.31
21:00	10.41	10.45	10.43	0.34	0.17	0.26	10.75	10.62	10.68
22:00	10.24	10.29	10.26	-2.41	-2.60	-2.51	7.82	7.69	7.76
23:00	10.49	10.53	10.51	-0.88	-1.06	-0.97	9.61	9.47	9.54
24:00	10.63	10.71	10.67	-3.57	-3.77	-3.67	7.06	6.94	7.00
Integración numérica por la regla trapezoidal							3987.97	3471.42	4274.03
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$							(Wh/m^2)	(Wh/m^2)	(Wh/m^2)
								(13%)↓	(7%)↑

En la Tabla 5.4 se presenta el flux calor promedio a través de C3 ($q_{avg-int}^{glass1} = q_{conv} + q_{rad} + q_{trans}$), el techo ($q_{avg-int}^{roof} = q_{conv} + q_{rad}$) y el flux de calor total promedio al interior de la habitación ($q_{avg-int}^{room} = |q_{avg-int}^{glass} + q_{avg-int}^{roof}|$). El $q_{avg-int}^{roof}$ de calor promedio máximo se

presenta a las 13:00 h. con valores de 167.19 (techo gris), 60.17 (techo blanco) y 225.63 (techo negro) W/m^2 , la diferencia porcentual considerando como referencia el techo gris es menor a 64.01 y mayor 34.95 % correspondiente al techo blanco y negro. Así también, para cuantificar la ganancia o pérdida de energía para las configuraciones del sistema se presenta $q_{avg-int}^{room}$ considerando el techo gris como caso de referencia se observa que el techo blanco disminuye 28 % y para el techo negro es 15 % mayor que C3-Gris.

Tabla 5.4. Flux de calor total promedio a través del caso C3 y techo reflectivo (W/m²), día cálido.

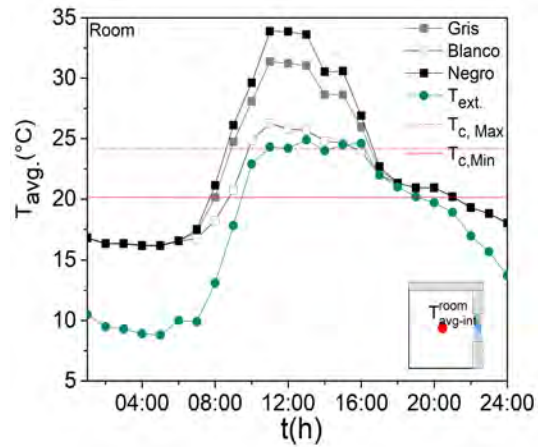
Hora	$q_{avg-int}^{glass}$ (W/m ²)			$q_{avg-int}^{roof}$ (W/m ²)			Diferencia absoluta		
	Gris	Blanco	Negro	Gris	Blanco	Negro	$ q_{avg-int}^{glass} + q_{avg-int}^{roof} $ (W/m ²)		
	■	□	■	■	□	■	■	□	■
01:00	5.95	6.00	5.97	-5.40	-5.58	-5.49	0.55	0.42	0.49
02:00	5.95	6.00	5.97	-5.40	-5.58	-5.49	0.55	0.42	0.49
03:00	5.95	6.00	5.97	-5.40	-5.58	-5.49	0.55	0.42	0.49
04:00	4.98	5.04	5.01	-8.18	-8.39	-8.29	3.20	3.34	3.27
05:00	4.98	5.04	5.01	-8.18	-8.39	-8.29	3.20	3.34	3.27
06:00	8.77	9.27	8.57	-8.24	-9.94	-7.55	0.53	0.67	1.02
07:00	43.92	47.06	42.28	11.82	-1.10	18.63	55.74	45.96	60.91
08:00	141.17	149.13	136.84	45.76	11.07	65.07	186.93	160.21	201.92
09:00	128.33	138.87	122.63	68.23	22.04	94.11	196.55	160.91	216.74
10:00	119.77	133.96	112.12	100.40	35.96	136.59	220.17	169.92	248.72
11:00	95.97	113.13	86.69	126.26	45.41	171.53	222.24	158.54	258.22
12:00	61.66	80.31	51.54	143.32	53.10	193.52	204.98	133.42	245.06
13:00	20.04	41.11	8.79	167.19	60.17	225.63	187.23	101.28	234.41
14:00	9.52	28.21	-0.49	153.16	59.07	204.59	162.68	87.28	204.10
15:00	19.27	33.10	11.86	126.37	56.55	164.49	145.64	89.64	176.36
16:00	25.12	33.06	20.84	83.73	45.62	104.61	108.85	78.68	125.45
17:00	26.88	30.06	25.17	48.95	34.85	56.61	75.83	64.92	81.78
18:00	18.19	18.36	18.13	15.18	14.49	15.43	33.37	32.85	33.56
19:00	13.45	13.48	13.47	5.10	4.95	5.03	18.55	18.44	18.49
20:00	11.04	11.08	11.06	2.28	2.13	2.21	13.32	13.21	13.26
21:00	10.36	10.40	10.38	0.34	0.18	0.26	10.70	10.57	10.64
22:00	10.19	10.24	10.22	-2.41	-2.60	-2.50	7.78	7.65	7.71
23:00	10.45	10.48	10.47	-0.88	-1.06	-0.97	9.57	9.43	9.50
24:00	10.59	10.66	10.62	-3.56	-3.76	-3.66	7.02	6.90	6.96
Integración numérica por la regla trapezoidal							1871.95	1354.76	2159.09
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$							(Wh/m ²)	(Wh/m ²)	(Wh/m ²)
								(28%)↓	(15%)↑

5.3.2. Día Frío

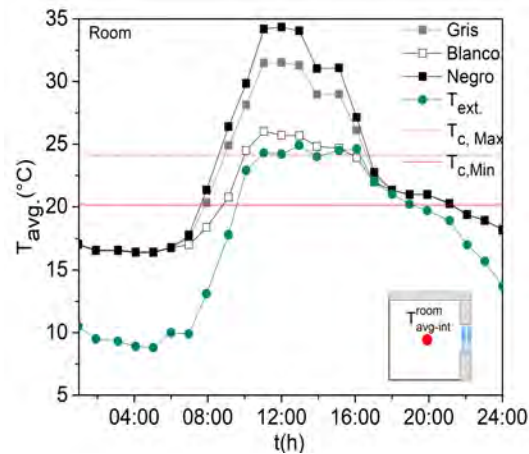
En esta sección se muestra los resultados para el día frío (17/enero/2014), en la Figura 5.13 (a) se presenta la temperatura promedio del aire en la habitación con una ventana vidrio claro (C1) con el uso de un techo convencional (gris), blanco, negro. Se observa que a las 18:00 h la temperatura de las tres configuraciones de techo junto con la temperatura exterior son similares, sin embargo, la diferencia de temperatura entre las configuraciones y la temperatura en el exterior aumentan, esto se observa a partir de las 19:00 h, la temperatura de la configuraciones para el gris es de 20.95 °C, para el blanco 20.93 °C y el techo negro es de 20.94 °C, la temperatura al medio exterior es de 20.2 °C, donde la diferencia de temperatura entre la configuraciones y la temperatura exterior es de 0.75, 0.73, 0.74 °C para el techo gris, blanco y negro, respectivamente. Para las 24:00 h la temperatura del aire en la habitación es 18.04, 18.0 y 18.02 °C para el techo gris, blanco y negro, respectivamente. La temperatura del aire al exterior es de 13.7 °C por lo que la diferencia de temperatura con el medio exterior con los recubrimientos es de 4.3 °C para las tres configuraciones de techo.

En la Figura 5.13 (b) se presenta la temperatura promedio en el interior de la habitación, ventana de vidrio doble (C2) y techo reflectivo para clima frío. Se observa cualitativamente que en horarios de radiación, la temperatura del aire es menor cuando se usa el techo blanco en comparación del techo gris y negro. También, se observa para las tres configuraciones de techo en horarios sin radiación (1:00-6:00 h) una diferencia de temperatura máxima entre el exterior e interior de 7.7 °C y para los horarios de 18:00 a 24:00 h la diferencia entre temperatura exterior e interior aumenta de 0.3 a 2.4 °C. En la Figura 5.13 (c) se presenta la temperatura promedio interior para la configuración de ventana C3 y los tres recubrimientos en los techos, para la habitación. Se observa que la mayor parte del día para los tres recubrimientos de techo se encuentra fuera de la zona de confort. Sin embargo, la temperatura promedio en el interior con el uso del recubrimiento blanco se acerca a la T_{ext} en comparación con el techo gris y negro.

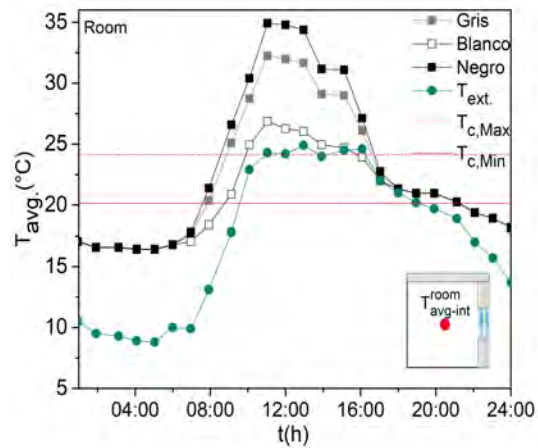
5.3. Evaluación térmica a lo largo del día cálido y frío



(a)



(b)



(c)

Figura 5.13. Perfil de temperatura promedio al interior de la habitación- ventana-techo:

(a) C1, (b) C2 y (c) C3, día frío.

En la Tabla 5.5 se presenta cuantitativamente el flux de calor promedio al interior de la habitación ($q_{avg-int}^{room}$), obtenidos de la evaluación de una habitación con una ventana de vidrio claro y techo (gris, blanco y negro) para cada hora del día frío. Se observa que la mayor parte de horas del día, la energía está saliendo de la habitación, como se mencionó anteriormente los valores negativos de flux de calor indican que la energía está saliendo. También se aprecia que el recubrimiento blanco fue capaz de reducir un máximo de 89.1 % comparado con el techo gris en el horario 12:00 h. Por otro lado, el techo negro alcanzó un $q_{avg-int}^{roof}$ máximo de 49.6 % por encima del techo gris a esa misma hora. En resumen los valores de $q_{avg-int}^{room}$ a lo largo del día frío, para el recubrimiento blanco redujo 9.6 % comparado con el techo gris, mientras que el techo negro aumento 5.6 % el $q_{avg-int}^{room}$ comparado la configuración convencional (gris).

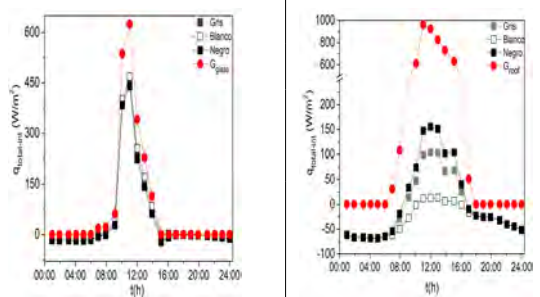
Tabla 5.5. Flux de calor total promedio a través del caso C1 y techo reflectivo (W/m^2), día frío.

Hora	$q_{avg-int}^{glass}$ (W/m^2)			$q_{avg-int}^{roof}$ (W/m^2)			Diferencia absoluta		
	Gris	Blanco	Negro	Gris	Blanco	Negro	$ q_{avg-int}^{glass} + q_{avg-int}^{roof} (W/m^2)$		
	■	□	■	■	□	■	■	□	■
01:00	-31.54	-31.36	-31.45	-60.59	-61.12	-60.86	92.13	92.48	92.31
02:00	-31.14	-30.94	-31.04	-65.65	-66.28	-65.96	96.79	97.22	97.01
03:00	-31.14	-30.94	-31.04	-65.65	-66.28	-65.96	96.79	97.22	97.01
04:00	-32.54	-32.34	-32.44	-67.04	-67.68	-67.36	99.58	100.02	99.80
05:00	-32.54	-32.34	-32.44	-67.04	-67.68	-67.36	99.58	100.02	99.80
06:00	-29.18	-28.98	-29.08	-63.69	-64.31	-64.00	92.87	93.29	93.08
07:00	-21.68	-19.70	-22.54	-55.50	-61.02	-53.07	77.18	80.72	75.61
08:00	-9.69	-3.03	-12.90	-28.50	-49.23	-18.27	38.19	52.26	31.17
09:00	27.20	41.72	20.18	14.17	-27.62	34.15	41.38	14.10	54.33
10:00	426.72	449.51	414.09	45.17	-4.12	72.77	471.88	445.40	486.86
11:00	487.72	525.62	466.69	96.57	8.67	145.85	584.29	534.29	612.54
12:00	246.33	285.05	225.09	103.71	11.31	155.19	350.04	296.35	380.27
13:00	155.80	191.79	136.23	101.82	12.29	151.30	257.61	204.08	287.53
14:00	64.84	93.05	49.15	67.50	5.91	102.14	132.34	98.95	151.29
15:00	-27.91	-0.98	-42.65	69.60	6.69	104.60	41.68	5.71	61.95
16:00	-9.45	3.09	-16.36	25.87	-1.07	40.81	16.42	2.02	24.44
17:00	-3.38	-0.92	-4.54	-11.84	-16.73	-9.47	15.22	17.65	14.00
18:00	-3.05	-2.92	-2.98	-22.39	-22.66	-22.53	25.44	25.58	25.51
19:00	-5.54	-5.41	-5.47	-25.36	-25.64	-25.50	30.90	31.05	30.97
20:00	-5.54	-5.41	-5.47	-25.36	-25.64	-25.50	30.90	31.05	30.97
21:00	-8.37	-8.22	-8.30	-31.77	-32.11	-31.94	40.14	40.33	40.24
22:00	-12.88	-12.72	-12.80	-39.73	-40.13	-39.93	52.61	52.85	52.73
23:00	-16.98	-16.82	-16.90	-43.74	-44.16	-43.95	60.72	60.98	60.85
24:00	-22.56	-22.39	-22.47	-50.45	-50.91	-50.68	73.01	73.30	73.15
Integración numérica por la regla trapezoidal							2835.14	2564.03	2990.72
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$							(Wh/m ²)	(Wh/m ²)	(Wh/m ²)
								(9.6%)↓	(5.5%)↑

En la Tabla 5.6 se presenta cuantitativamente el flux de calor promedio y total promedio al interior de la habitación ($q_{roomavg-int}$), a través del techo ($q_{roofavg-int} = q_{conv} + q_{rad}$) y a través de la ventana de vidrio doble (C2) ($q_{avg-int}^{glass} = q_{conv} + q_{rad} + q_{rad}$) para cada hora del día frío. En la tabla se observa que a las 12:00 h. se presenta el $q_{avg-int}^{roof}$ máximo con valores

de 104.32, 13.12 y 155.22 W/m² para el techo gris, blanco y negro, respectivamente, siendo menor el flux de calor para el techo blanco. Por último se presenta el $q_{avg-int}^{room}$ a lo largo del día frío, el cual se muestra que el flux de calor disminuye 14 % si se utiliza el recubrimiento en comparación al techo gris y aumenta 8 % para el techo negro con respecto al techo gris. En la parte inferior de la tabla se muestra cualitativamente los flux promedios a través de la ventana y del techo.

Tabla 5.6. Flux de calor total promedio a través del caso C2 y techo reflectivo (W/m^2), día frío.

Hora	$q_{avg-int}^{glass}$ (W/m^2)			$q_{avg-int}^{roof}$ (W/m^2)			Diferencia absoluta		
	Gris	Blanco	Negro	Gris	Blanco	Negro	$ q_{avg-int}^{glass} + q_{avg-int}^{roof} (W/m^2)$		
	■	□	■	■	□	■	■	□	■
01:00	-17.12	-17.01	-17.06	-61.61	-62.14	-61.87	78.72	79.15	78.94
02:00	-17.69	-17.57	-17.63	-66.56	-67.19	-66.88	84.25	84.76	84.51
03:00	-17.69	-17.57	-17.63	-66.56	-67.19	-66.88	84.25	84.76	84.51
04:00	-18.48	-18.35	-18.41	-67.98	-68.63	-68.31	86.46	86.98	86.72
05:00	-18.48	-18.35	-18.41	-67.98	-68.63	-68.31	86.46	86.98	86.72
06:00	-16.59	-16.47	-16.53	-64.55	-65.17	-64.86	81.14	81.64	81.40
07:00	-6.34	-5.19	-6.84	-56.57	-62.07	-54.15	62.91	67.26	60.99
08:00	0.24	4.35	-1.76	-29.11	-49.78	-18.92	28.87	45.43	20.67
09:00	31.82	40.76	27.49	13.81	-27.67	33.74	45.62	13.09	61.24
10:00	389.86	401.25	383.77	47.37	-1.13	74.52	437.23	400.11	458.29
11:00	449.66	468.70	439.37	98.74	12.24	147.38	548.39	480.94	586.74
12:00	235.01	254.82	224.36	104.32	13.12	155.22	339.33	267.94	379.58
13:00	151.96	170.84	141.89	102.01	13.49	150.99	253.97	184.33	292.89
14:00	69.37	83.64	61.66	67.19	6.47	101.39	136.57	90.11	163.04
15:00	-14.94	-0.58	-22.51	68.81	6.63	103.43	53.87	6.05	80.92
16:00	-5.05	1.70	-8.60	25.56	-0.95	40.29	20.51	0.76	31.69
17:00	-1.74	-0.46	-2.35	-11.98	-16.79	-9.65	13.72	17.24	12.00
18:00	-1.54	-1.47	-1.51	-22.55	-22.82	-22.69	24.09	24.29	24.19
19:00	-2.82	-2.75	-2.78	-25.61	-25.89	-25.75	28.43	28.64	28.54
20:00	-2.82	-2.75	-2.78	-25.61	-25.89	-25.75	28.43	28.64	28.54
21:00	-4.38	-4.30	-4.34	-32.12	-32.46	-32.29	36.50	36.76	36.63
22:00	-6.92	-6.83	-6.87	-40.22	-40.62	-40.42	47.14	47.45	47.29
23:00	-9.10	-9.00	-9.05	-44.36	-44.78	-44.57	53.45	53.78	53.62
24:00	-12.16	-12.07	-12.11	-51.22	-51.69	-51.46	63.39	63.75	63.57
Integración numérica por la regla trapezoidal							2652.64	2289.39	2861.96
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$							(Wh/m ²)	(Wh/m ²)	(Wh/m ²)
								(14%)↓	(8%)↑

En la Tabla 5.7 se muestra cuantitativamente el $q_{avg-int}^{glass1}$ (C3), $q_{avg-int}^{roof}$ y $q_{avg-int}^{room}$ y en la parte inferior de la tabla se muestra cualitativamente el $q_{avg-int}^{glass1}$ y $q_{avg-int}^{roof}$. Se observa que es menor el flux de calor a través de la ventana y mayor a través del techo.

También se presenta el $q_{avg-int}^{room}$ y se observa que disminuye 21 % al utilizar el recubrimiento blanco en comparación con el techo gris (techo de referencia) y aumenta 13 % para el techo negro en comparación con el techo gris.

Tabla 5.7. Flux de calor total promedio a través del caso C3 y techo reflectivo (W/m^2), día frío.

Hora	$q_{avg-int}^{glass}$ (W/m^2)			$q_{avg-int}^{roof}$ (W/m^2)			Diferencia absoluta		
	Gris ■	Blanco □	Negro ■	Gris ■	Blanco □	Negro ■	$ q_{avg-int}^{glass} + q_{avg-int}^{roof} $ (W/m^2) ■	□	■
01:00	-17.04	-16.93	-16.99	-61.61	-62.15	-61.88	78.65	79.08	78.87
02:00	-17.62	-17.50	-17.56	-66.56	-67.19	-66.88	84.18	84.69	84.43
03:00	-17.62	-17.50	-17.56	-66.56	-67.19	-66.88	84.18	84.69	84.43
04:00	-18.40	-18.28	-18.34	-67.99	-68.63	-68.31	86.39	86.91	86.65
05:00	-18.40	-18.28	-18.34	-67.99	-68.63	-68.31	86.39	86.91	86.65
06:00	-16.52	-16.40	-16.46	-64.56	-65.18	-64.87	81.08	81.58	81.33
07:00	-15.80	-14.65	-16.30	-56.67	-62.17	-54.25	72.46	76.82	70.55
08:00	-11.20	-7.06	-13.22	-29.26	-49.93	-19.06	40.46	56.99	32.29
09:00	-0.76	8.62	-4.98	13.38	-27.97	33.36	12.62	19.35	28.37
10:00	76.35	87.34	70.47	45.65	-3.69	72.84	122.00	83.64	143.31
11:00	92.21	110.69	82.32	96.52	9.86	145.22	188.73	120.56	227.55
12:00	42.04	61.28	31.73	102.99	11.69	153.93	145.03	72.97	185.66
13:00	25.22	43.64	15.42	101.03	12.46	150.05	126.26	56.10	165.47
14:00	3.05	17.04	-4.53	66.83	6.09	101.03	69.87	23.13	96.50
15:00	-14.87	-0.58	-22.41	68.80	6.63	103.43	53.93	6.05	81.02
16:00	-5.02	1.70	-8.56	25.56	-0.95	40.28	20.54	0.75	31.73
17:00	-1.73	-0.45	-2.34	-11.98	-16.79	-9.65	13.71	17.24	11.99
18:00	-1.53	-1.46	-1.50	-22.56	-22.82	-22.69	24.09	24.28	24.19
19:00	-2.80	-2.73	-2.77	-25.61	-25.89	-25.75	28.42	28.63	28.52
20:00	-2.80	-2.73	-2.77	-25.61	-25.89	-25.75	28.42	28.63	28.52
21:00	-4.36	-4.28	-4.32	-32.13	-32.46	-32.29	36.48	36.74	36.61
22:00	-6.89	-6.80	-6.84	-40.22	-40.62	-40.42	47.11	47.42	47.26
23:00	-9.05	-8.96	-9.01	-44.36	-44.78	-44.57	53.41	53.74	53.58
24:00	-12.11	-12.01	-12.06	-51.23	-51.69	-51.46	63.33	63.70	63.52
Integración numérica por la regla trapezoidal $\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$							1576.74 (Wh/m ²)	1249.19 (Wh/m ²) (21 %)↓	1787.79 (Wh/m ²) (13 %)↑

5.4. Evaluación térmica Anual

En las secciones 5.2 y 5.3 se describió los patrones de flujo y se compararon las diferentes configuraciones, también se presentó el flux de calor total promedio en el interior de la habitación considerando el análisis a lo largo de un día (cálido y frío), dos días extremos de la ciudad de Mérida. Sin embargo, en esta sección se muestra el análisis del comportamiento térmico de la habitación con una ventana (C1, C2 y C3) y techo reflectivo. Se consideró para la modelación 24 horas del día más cálido y frío por 12 meses. Se muestra las temperaturas promedios al interior de la habitación para las configuraciones, el flux de calor promedio a través del vidrio y del techo.

5.4.1. Día cálido

En la Figura 5.14 (a) se muestra cualitativamente la temperatura promedio de C1 para el día más cálido. Se observa que la temperatura al interior de la habitación y la temperatura del medio exterior se aproximan para el techo sin recubrimiento (gris) y con recubrimiento negro. En el caso del techo con recubrimiento blanco la temperatura es menor a la temperatura del medio exterior y por consiguiente del techo convencional y el techo negro. En el caso del mes de enero la temperatura máxima para el techo gris es de 32.6 °C, blanco 27.5 °C, negro 35.2 °C y ambiente 32.4 °C, la diferencia entre el techo gris y blanco es de 5.1 °C mientras con el negro es de 2.6 °C por arriba del gris. Para el mes de junio para el techo gris, blanco, negro y ambiente de 33.0, 28.7, 35.2 y 36.0 °C, respectivamente. Si se compara el recubrimiento blanco y negro con el techo gris se tiene una diferencia de 4.3 y 2.2 °C, en el caso del techo negro es por arriba del gris. Para el mes de diciembre es de 31, 27.5, 32.9 y 33.6 °C para el techo gris, el blanco, el negro y la temperatura ambiente, respectivamente; la diferencia entre el techo blanco y el techo gris es de 3.5 °C, mientras que el techo negro con el techo gris de 1.9 °C. En la Figura 5.14 (b) se muestra cualitativamente la temperatura promedio para el día más cálido por un año. Se observa para el día cálido la temperatura al interior para el techo con recubrimiento blanco se encuentra dentro de la zona de confort, caso contrario al techo gris y negro. En la Figura 5.14 (c) se muestra cualitativamente los perfiles de temperatura promedio al interior de la habitación a lo largo del año. Se observa que la temperatura promedio para el techo blanco es menor

que el techo gris y el techo negro, además que en los horarios de incidencia solar (G_{roof} y G_{glass}) se encuentra en la zona de confort.

En la Figura 5.15 (a) y 5.16 (a) se muestra el flujo de calor promedio al interior de la habitación ($q_{avg-int}^{glass} = q_{conv} + q_{rad} + q_{trans}$) por el vidrio y el techo ($q_{avg-int}^{roof} = q^{conv} + q_{rad}$). En la Figura 5.15 (a) se muestra el $q_{avg-int}^{glass}$ a través de C1 hacia la habitación, se observa que el flujo de calor a través del vidrio es igual en todas las configuraciones del recubrimiento en el techo, es decir la energía que incide sobre el vidrio pasa completamente al interior de la habitación. En la Figura 5.16 (a) se presenta el perfil del $q_{avg-int}^{roof}$ por parte del techo, se observa que en horarios de radiación la G_{roof} incidente sobre el techo ingresa a la habitación, mientras que en horarios sin incidencia de radiación el $q_{avg-int}^{roof}$ es negativo, es decir, que el sistema tiene pérdidas de energía.

En la Figura 5.15 (b) y 5.16 (b) se muestra el flux de calor promedio al interior por parte del vidrio 1 adyacente a la habitación ($q_{avg-int}^{glass} = q_{conv} + q_{rad} + q_{trans}$) y el techo ($q_{avg-int}^{roof} = q^{conv} + q_{rad}$) para el día cálido de cada mes por un año. En la Figura 5.15 (b) se observa que el flux de calor a través del vidrio para los días cálidos es menor a la radiación incidente al vidrio, esto es debido a la capa de 2cm de aire contenida entre los vidrios. En la Figura 5.16 (b) se presenta el perfil del $q_{avg-int}^{roof}$ por parte del techo, se observa que en horarios de radiación la G_{roof} incidente sobre el techo ingresa a la habitación, mientras que en horarios sin incidencia de radiación el valor del $q_{avg-int}^{roof}$ es negativo, esto es, el sistema tiene pérdidas de energía.

En la Figura 5.15 (c) se presenta el $q_{glass1avg-int}$. Se observa que el flux de calor total promedio a través de la ventana es menor, puesto que la energía transmitida para el vidrio reflectivo es de 8% de G_{glass} y es la energía que incide sobre el vidrio 1. En la Figura 5.16 (c) se presenta $q_{roofavg-int}$. También se observa que el $q_{roofavg-int}$ es menor cuando se utiliza un recubrimiento de color blanco en el techo que tener un techo gris o con recubrimiento negro, los máximos fluxes para el día cálido después del mes de abril, están en el mes de agosto para el techo gris y negro.

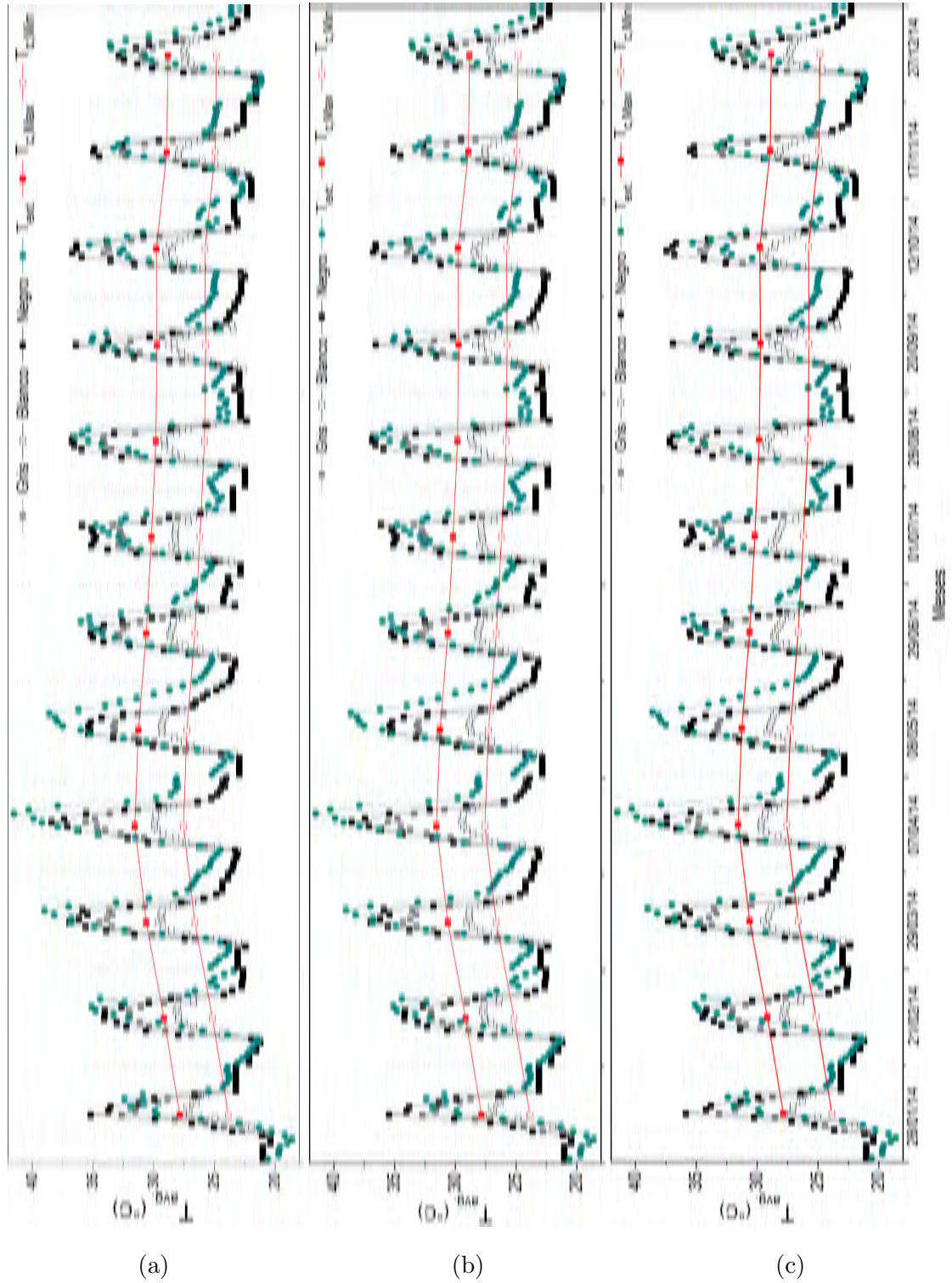


Figura 5.14. Perfiles T_{avg} en el interior de la habitación: (a) C1, (b) C2 y (c) C3, día cálido.

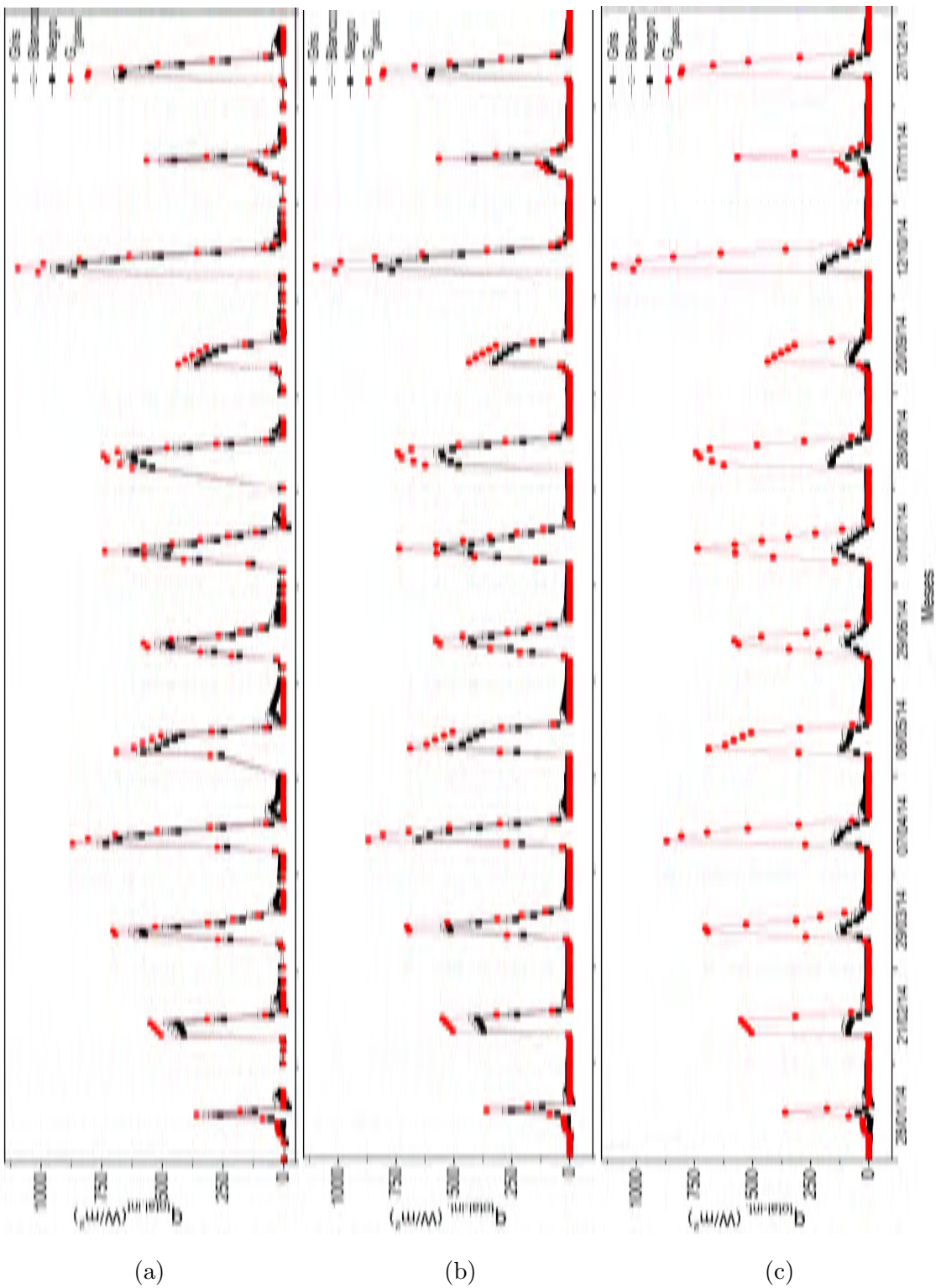


Figura 5.15. Perfiles $q_{avg-int}^{glass}$ para el vidrio: (a) C1, (b) C2 y (c) C3, día cálido.

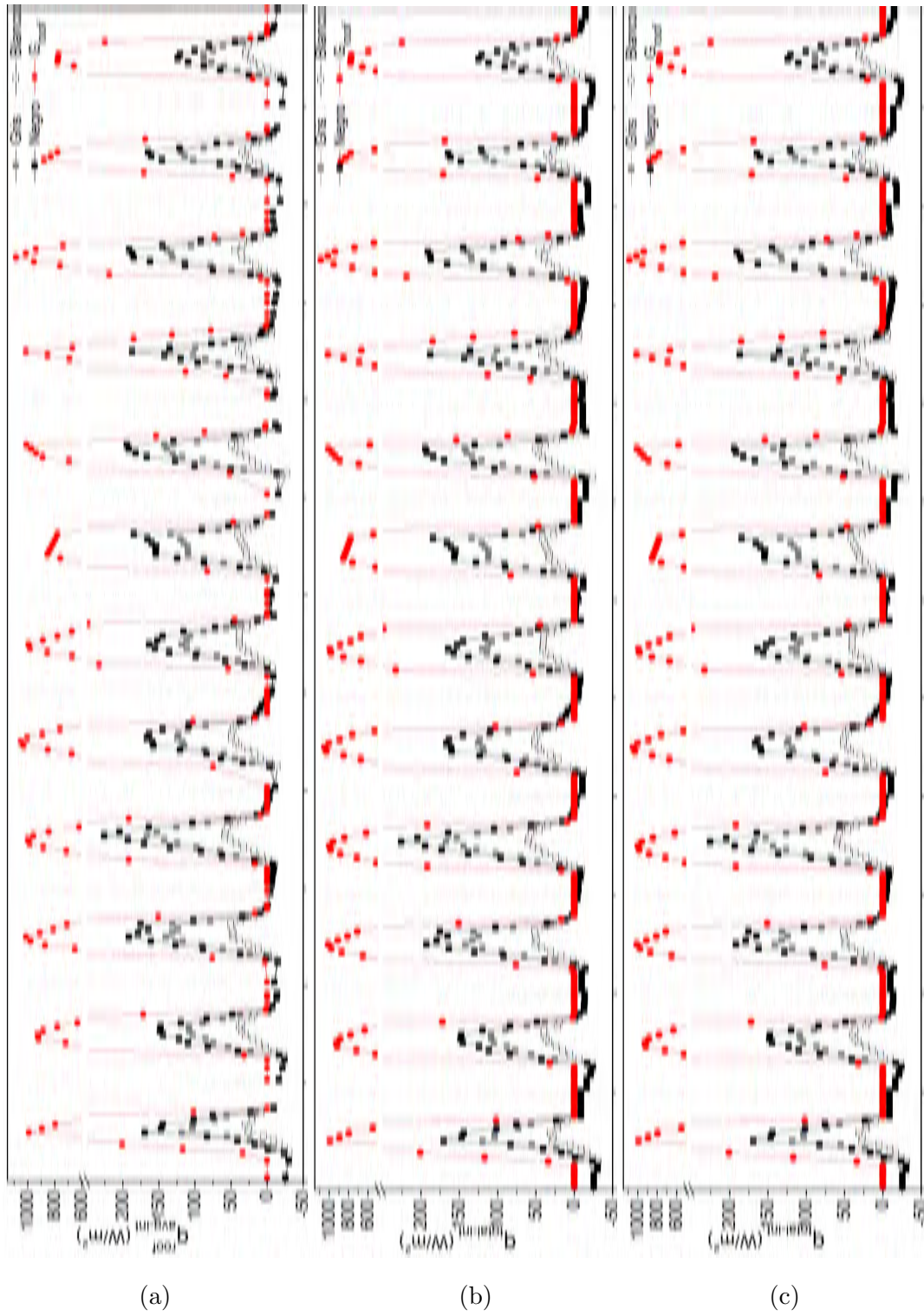


Figura 5.16. Perfiles $q_{avg-int}^{roof}$ para el techo: (a) C1, (b) C2 y (c) C3, día cálido.

5.4.2. Día Frío

En esta sección se presentan los comportamientos de la temperatura en el interior de la habitación, el flux de calor promedio al interior a través de C1 y del techo a lo largo de un año. En la Figura 5.17 (a) se presenta el perfil de temperatura de cada hora por cada mes en el interior de la habitación, se observa que en horarios con valores de radiación la temperatura de la habitación con el techo blanco se aproxima a la temperatura del medio exterior, que se encuentra alrededor de los 25-30 °C, mientras que el techo gris y negro tiene temperaturas máximas de aproximadamente 30 a 35 °C. También, se aprecia que en horarios sin radiación donde la transferencia de calor es por difusión, las temperaturas en el interior de la habitación con el uso de los tres techos se encuentran por encima de la temperatura del medio exterior. En la Figura 5.17 (b) se muestra cualitativamente la temperatura promedio para el día frío por un año para la configuración C2. Se observa para el día frío la temperatura al interior para el techo con recubrimiento blanco se encuentra dentro de la zona de confort, caso contrario al techo gris y negro. En la Figura 5.17 (c) se muestra cualitativamente los perfiles de temperatura promedio al interior de la habitación a lo largo del año para C3. Se observa que la temperatura promedio para el techo blanco es menor que el techo gris y el techo negro, además que en los horarios de incidencia solar (G_{roof} y G_{glass}) se encuentra en la zona de confort.

En la Figura 5.18 (a) se presenta el perfil de $q_{avg-int}^{glass}$ de la habitación, al igual que el caso con el clima cálido para las tres configuraciones para el techo, el vidrio deja pasar toda la energía que incide sobre ella. Caso diferente se observa en la Figura 5.19 (a) donde se presenta el perfil de $q_{avg-int}^{roof}$ de la habitación donde se observa que en la mayoría de los meses el flux es negativo, es decir hay una pérdida de energía, esto se pudiera ver de forma negativa, sin embargo, a pesar de la pérdida de energía el sistema mantiene en la habitación temperaturas cercanas al medio ambiente en horarios de radiación y debajo del techo convencional (gris).

En la Figura 5.18 (b) y 5.19 (b) se muestra el flux de calor promedio al interior por parte de la ventana de vidrio doble a la habitación ($q_{avg-int}^{glass} = q_{conv} + q_{rad} + q_{trans}$) y el techo

$(q_{avg-int}^{roof} = q^{conv} + q_{rad})$ para el día frío de cada mes por un año. En la Figura 5.18 (b) se observa que el flux de calor a través del vidrio para el día frío, se observa que el flux de calor promedio por parte de la ventana, es similar a la radiación incidente del vidrio, es decir la energía que incide sobre el vidrio pasa completamente al interior de la habitación. En la Figura 5.19 (b) se presenta el perfil del $q_{avg-int}^{roof}$ por parte del techo, se observa que en horarios de radiación la G_{roof} incidente sobre el techo ingresa a la habitación, mientras que en horarios sin incidencia de radiación el valor del $(q_{avg-int}^{roof})$ es negativo, esto es, el sistema tiene pérdidas de energía.

En la Figura 5.18 (c) se presenta el $q_{avg-int}^{glass}$, para la configuración C3. Se observa que el flux de calor total promedio a través de la ventana es menor, puesto que la energía transmitida para el vidrio reflectivo es de 8% de G_{glass} en comparación con las configuraciones C1 y C2. En la Figura 5.19 (c) se presenta $q_{avg-int}^{roof}$. También se observa que el $(q_{avg-int}^{roof})$ es menor cuando se utiliza un recubrimiento de color blanco en el techo, que tener un techo gris o con recubrimiento negro, los máximos fluxes para el día frío es el mes de agosto y septiembre.

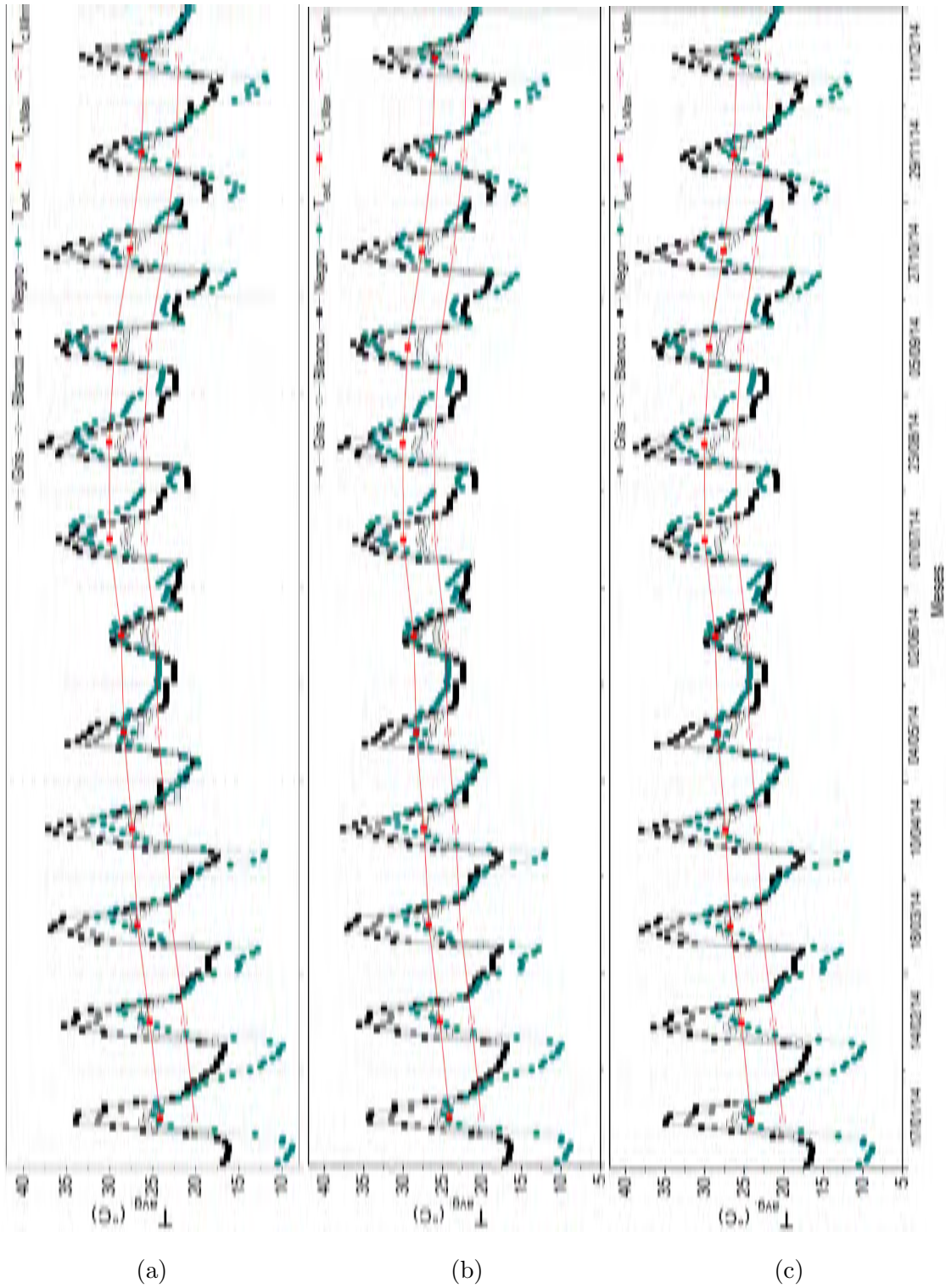


Figura 5.17. Perfiles T_{avg} . en el interior de la habitación: (a) C1, (b) C2 y (c) C3, día frío.

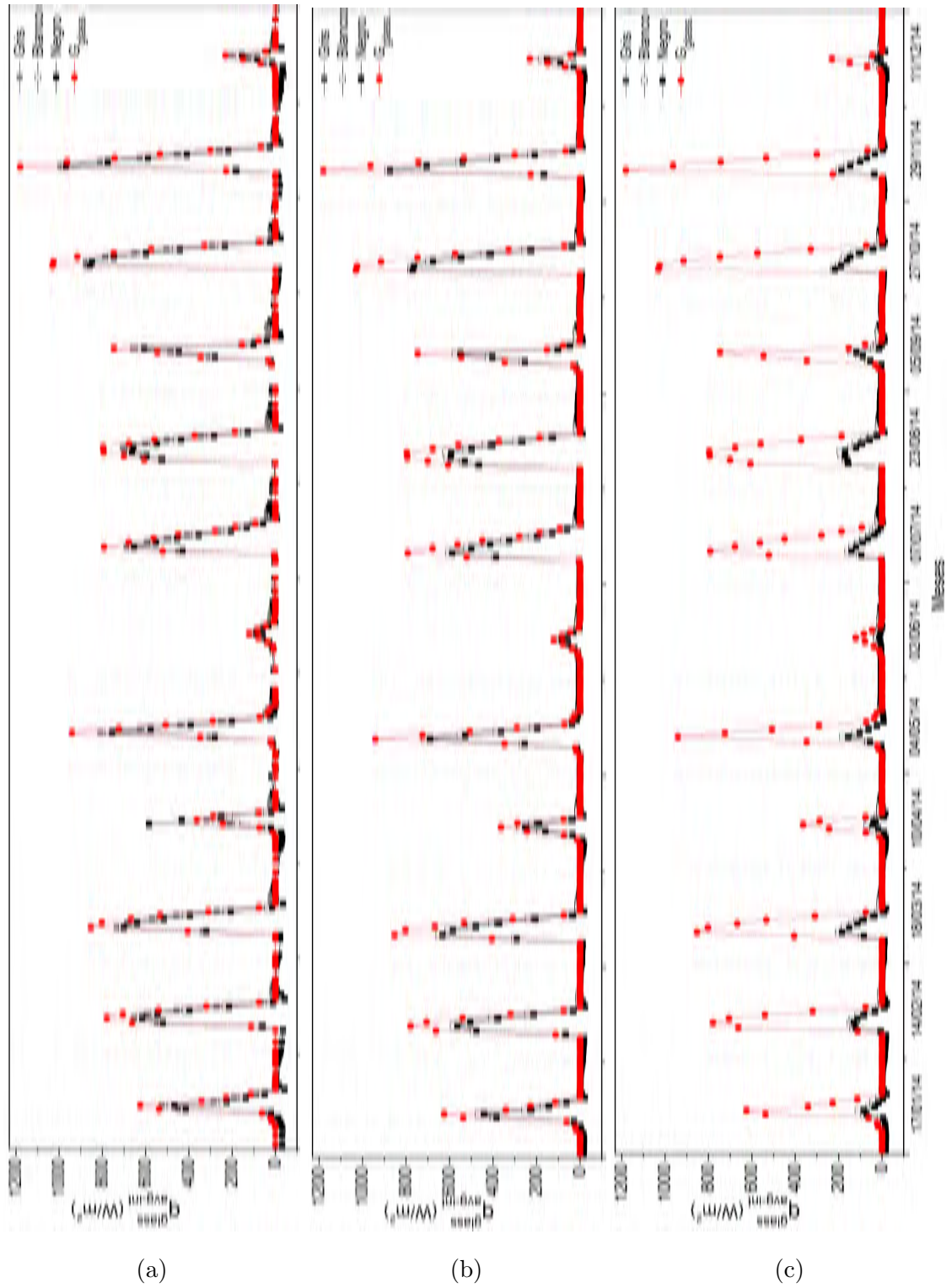


Figura 5.18. Perfiles $q_{avg-int}^{glass}$ para el vidrio: (a) C1, (b) C2 y (c) C3, día frío.

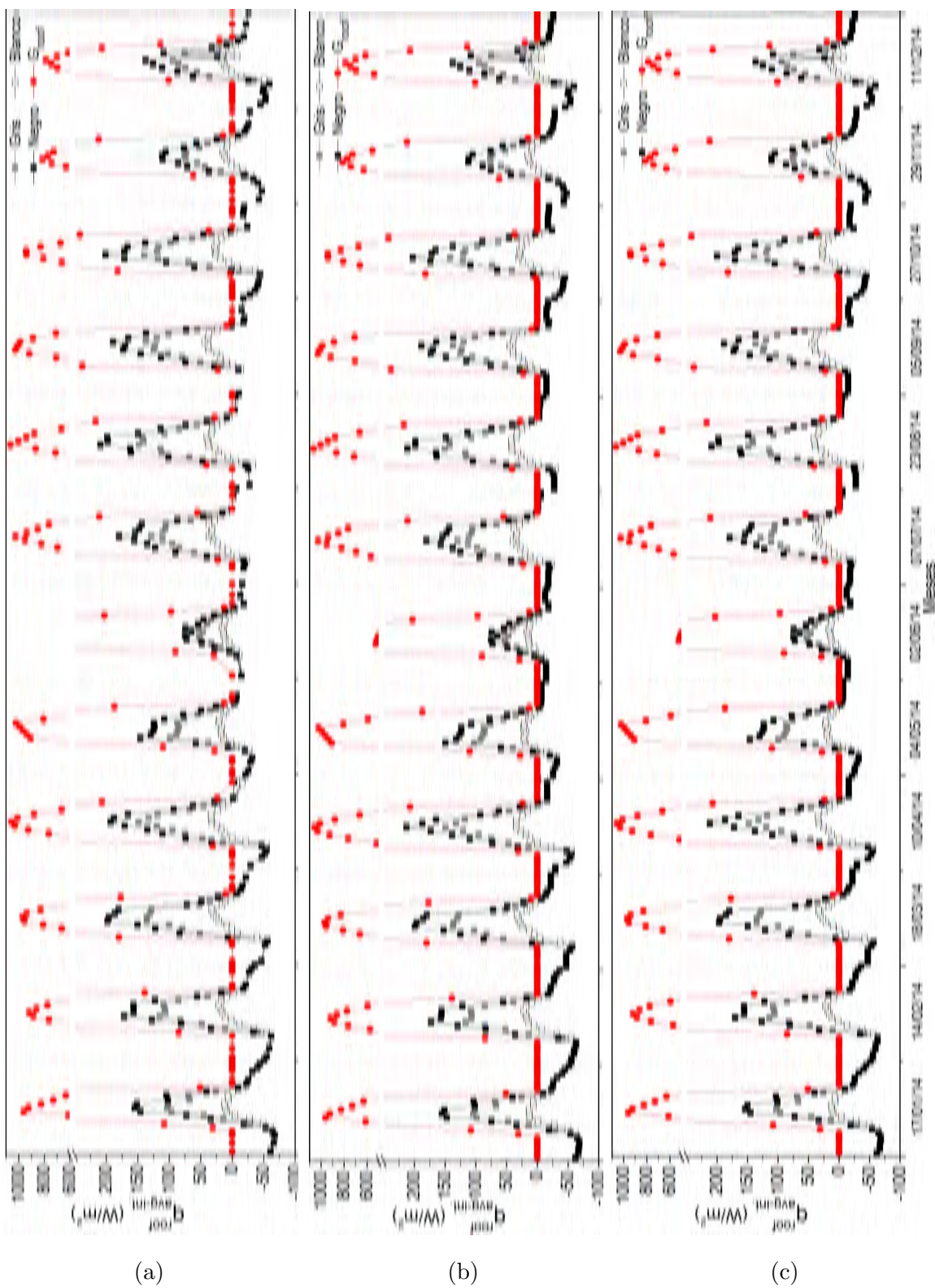


Figura 5.19. Perfiles $q_{avg-int}^{roof}$ para el techo: (a) C1, (b) C2 y (c) C3, día frío.

5.5. Flux de calor total promedio anual de la habitación-ventana y techo reflectivo para el día cálido y día frío

Para la modelación numérica de una habitación-ventana vidrio doble claro-techo reflectivo por un año, se consideró el día más cálido y más frío de cada mes, y las condiciones ambientales como la temperatura ambiente (T_{ext}), velocidad del aire al exterior (v), radiación global para el techo (G_{roof}) y la radiación normal a la ventana (G_{glass}) de cada hora fueron usadas de la ciudad de Mérida Yucatán (México).

En las Tablas 5.8-5.10 se presentan cuantitativamente el flux de calor total promedio a lo largo de un día, un mes y un año por el sistema, a través de la ventana y el techo para los casos C1, C2 y C3. Se presentan los fluxes de calor total promedio ($q_{avg-int}^{room}$) en las columnas 2-4 (día cálido), 5-7 (día frío). En las columnas 8-13 se presenta $\log q_{avg-int}^{room}$ para cada mes del año, se realizó el cálculo considerando mitad de mes, en el caso de enero se consideró 16 días cálido y 15 días fríos, así sucesivamente de acuerdo a los días de cada mes. En las columnas 14-16 se presentan los fluxes de calor total promedio en la habitación considerando los días cálidos y fríos. En la Tabla 5.8 se observa para C1 que el $q_{avg-int}^{room}$ para el techo con recubrimiento negro es mayor, seguido del techo gris y blanco. Al comparar el flux de calor total anual de los recubrimientos con el techo gris, se observa que disminuye el flux 15.8% para el techo blanco y aumenta 3.5% para el techo negro. En la Tabla 5.9 se muestra para la configuración C2 los fluxes de calor total promedio para el día y los días del mes cálido y frío. Al comparar el flux de calor total en un año de los recubrimientos con el techo gris, se observa que disminuye el flux 13.8% para el techo blanco y aumenta 7.9% para el techo negro. Y para la configuración C3 (ver Tabla 5.10) el $q_{avg-int}^{room}$ a lo largo de un año, se observa que el recubrimiento blanco fue capaz de reducir 28.5% comparado con el techo gris. Al comparar el recubrimiento negro con el techo gris se observó un aumento del 16.3%.

Tabla 5.8. Flux de calor total promedio anual en la habitación (kWh/m²) para el caso C1.

Meses	Día cálido (kWh/m ²)			Día frío (kWh/m ²)			Mensual cálido (kWh/m ²)			Mensual frío (kWh/m ²)			Mensual total (Mensual cálido +Mensual frío) (kWh/m ²)		
	Gris	Blanco	Negro	Gris	Blanco	Negro	Gris	Blanco	Negro	Gris	Blanco	Negro	Gris	Blanco	Negro
Enero	1.3	1.1	1.4	2.8	2.6	3.0	20.8	16.9	23.2	42.5	38.5	44.9	63.4	55.3	68.0
Febrero	3.0	2.7	3.2	4.1	3.1	4.0	42.3	38.0	44.8	56.7	43.5	56.1	99.1	81.6	100.9
Marzo	3.6	3.2	3.8	4.5	3.5	4.5	57.5	51.8	60.6	68.2	52.6	67.7	125.7	104.4	128.4
Abril	4.5	4.1	4.7	2.3	1.5	2.9	67.1	61.2	70.4	35.0	21.8	43.7	102.2	83.1	114.1
Mayo	4.4	4.1	4.6	3.5	2.7	3.4	70.4	65.3	73.3	52.3	40.4	51.1	122.7	105.7	124.4
Junio	3.4	3.1	3.6	1.0	0.6	0.9	51.1	46.3	53.9	14.4	8.3	13.7	65.5	54.5	67.6
Julio	4.1	3.7	4.4	4.4	3.5	4.4	66.4	59.6	70.1	66.5	52.1	65.5	132.9	111.7	135.6
Agosto	4.6	4.3	4.8	5.5	4.4	5.5	74.2	68.2	77.5	82.8	66.7	82.1	157.0	134.9	159.7
Septiembre	2.5	2.3	2.7	2.9	2.0	2.9	38.1	34.1	40.4	44.1	30.4	43.2	82.3	64.5	83.6
Octubre	5.2	4.8	5.4	1.1	0.5	1.5	83.1	77.2	86.3	17.2	8.2	22.4	100.2	85.4	108.7
Noviembre	1.8	1.6	2.0	4.4	3.8	4.3	27.6	23.7	29.8	65.4	56.4	64.5	93.0	80.0	94.2
Diciembre	3.5	3.3	3.6	1.5	1.1	1.5	55.6	52.1	57.6	23.2	16.3	22.7	78.8	68.4	80.3
Total													1222.6 (kWh/m ²)	1029.5 (kWh/m ²) (15.8%)↓	1265.4 (kWh/m ²) (3.5%)↑

5.5. Flux de calor total promedio anual de la habitación-ventana y techo reflectivo para el día cálido y día frío

Tabla 5.9. Flux de calor total promedio anual en la habitación (kWh/m²) para el caso C2.

Meses	Día cálido (kWh/m ²)			Día frío (kWh/m ²)			Mensual cálido (kWh/m ²)			Mensual frío (kWh/m ²)			Mensual total (Mensual cálido +Mensual frío) (kWh/m ²)		
	Gris	Blanco	Negro	Gris	Blanco	Negro	Gris	Blanco	Negro	Gris	Blanco	Negro	Gris	Blanco	Negro
Enero	1.3	0.9	1.4	2.7	2.3	2.9	20.0	14.7	23.1	39.8	34.3	42.9	59.8	49.1	66.1
Febrero	2.8	2.4	3.0	3.5	3.0	3.8	39.3	33.6	42.6	49.5	42.2	53.6	88.8	75.8	96.2
Marzo	3.2	2.8	3.5	4.0	3.4	4.3	51.9	44.4	56.1	59.6	50.8	64.4	111.5	95.1	120.6
Abril	4.0	3.5	4.3	2.0	1.5	2.3	59.8	52.1	64.1	29.7	22.4	34.1	89.5	74.5	98.2
Mayo	3.9	3.5	4.2	3.0	2.6	3.2	62.7	56.3	66.7	45.1	39.0	48.6	107.9	95.3	115.4
Junio	3.0	2.6	3.3	0.8	0.6	0.9	45.7	39.1	49.5	11.9	8.8	13.6	57.6	47.9	63.1
Julio	3.8	3.2	4.1	3.8	3.3	4.1	60.6	51.7	65.5	56.8	49.0	61.2	117.4	100.8	126.7
Agosto	4.3	3.8	4.5	4.8	4.2	5.1	68.2	60.5	72.5	71.3	62.3	76.3	139.5	122.8	148.8
Septiembre	2.3	2.0	2.5	2.5	2.0	2.8	34.7	29.4	37.7	37.7	30.3	41.9	72.4	59.7	79.6
Octubre	4.7	4.3	5.0	4.7	4.1	5.0	75.9	68.2	80.2	69.9	62.1	74.3	145.8	130.3	154.5
Noviembre	1.7	1.4	1.9	3.8	3.5	4.0	26.2	21.1	29.0	57.6	52.9	60.4	83.8	74.0	89.4
Diciembre	3.2	2.9	3.3	1.3	1.0	1.5	50.7	45.8	53.4	19.9	15.7	22.6	70.5	61.6	76.0
Total													1144.5	986.7	1234.5
													(kWh/m ²)	(kWh/m ²)	(kWh/m ²)
													(13.8%)↓		(7.9%)↑

Tabla 5.10. Flux de calor total promedio anual en la habitación (kWh/m²) para el caso C3.

Meses	Día cálido (kWh/m ²)			Día frío (kWh/m ²)			Mensual cálido (kWh/m ²)			Mensual frío (kWh/m ²)			Mensual total (Mensual cálido + Mensual frío) (kWh/m ²)		
	Gris	Blanco	Negro	Gris	Blanco	Negro	Gris	Blanco	Negro	Gris	Blanco	Negro	Gris	Blanco	Negro
Enero	0.9	0.6	1.1	1.6	1.2	1.8	14.1	9.4	17.0	23.7	18.7	26.8	37.7	28.2	43.8
Febrero	1.4	0.9	1.6	1.8	1.3	2.1	19.1	13.2	22.3	25.7	18.5	29.7	44.8	31.8	52.0
Marzo	1.6	1.1	1.8	2.0	1.4	2.3	25.3	17.8	29.2	29.9	21.0	34.9	55.2	38.8	64.1
Abril	1.9	1.4	2.2	1.4	0.9	1.7	28.1	20.3	32.4	20.6	13.3	25.2	48.7	33.6	57.6
Mayo	1.8	1.3	2.0	1.3	0.9	1.5	28.4	21.3	32.4	19.2	13.3	22.8	47.7	34.6	55.2
Junio	1.5	1.0	1.7	0.6	0.4	0.7	21.8	15.1	25.5	8.4	5.4	10.2	30.2	20.5	35.7
Julio	1.7	1.2	2.0	1.7	1.2	2.0	27.6	18.7	32.6	26.2	18.4	30.6	53.9	37.1	63.2
Agosto	1.9	1.4	2.2	2.2	1.6	2.5	30.2	22.6	34.7	33.0	23.8	38.0	63.2	46.4	72.7
Septiembre	1.1	0.8	1.3	1.4	0.9	1.7	16.5	11.3	19.5	21.1	13.8	25.3	37.6	25.1	44.8
Octubre	1.8	1.4	2.1	2.1	1.5	2.4	29.4	21.7	33.8	30.9	22.9	35.3	60.3	44.6	69.1
Noviembre	1.0	0.6	1.1	1.5	1.2	1.7	14.3	9.3	17.1	22.3	17.5	25.1	36.6	26.8	42.2
Diciembre	1.3	1.0	1.5	1.0	0.8	1.2	21.1	16.2	23.8	15.6	11.5	18.3	36.7	27.6	42.1
Total													552.5 (kWh/m ²)	395.0 (kWh/m ²) (28.5%)↓	642.5 (kWh/m ²) (16.3%)↑

Capítulo 6

Conclusión

Se realizó la modelación numérica de una habitación con una ventana de vidrio claro y vidrio doble y para cada una de estas configuraciones se consideró un techo con diferentes recubrimientos (gris, blanco y negro). Para el análisis se presentaron las temperaturas promedios al interior de la habitación, techo y ventana, así también, para cuantificar la ganancia o pérdida de energía se presentó el flux calor promedio a través de la ventana ($q_{avg-int}^{glass}$), el techo ($q_{avg-int}^{roof}$) y el flux de calor total promedio al interior de la habitación ($q_{roomavg-int}$) a lo largo del día más cálido y más frío de cada mes durante un año para la ciudad de Mérida, Yucatán (México). Con base a los resultados se puede concluir lo siguiente:

- Para la habitación con configuración C1, se observó que los valores de flux de calor promedio ($q_{avg-int}^{room}$) a lo largo del día, disminuye para el recubrimiento blanco en 8.8% comparado con el techo gris y aumenta 4.9% para el caso con recubrimiento negro en comparación con el gris. Adicionalmente, para el día frío, el $q_{avg-int}^{room}$ total promedio en el día disminuye 9.6% (techo blanco) y 5.5% (techo negro) comparado con el techo gris. Para el análisis anual, el flujo de calor promedio al interior de la habitación para el techo con recubrimiento blanco ($q_{avg-int}^{room}$) reduce aproximadamente un 15.8 y aumenta 3.5% para el techo negro.
- Para la habitación con configuración C2 y los diferentes recubrimientos en el techo; se observó con respecto al techo gris, que el $q_{avg-int}^{room}$ del techo blanco disminuye en

un 13 y 14 % para el día cálido y frío, respectivamente. Mientras que el $q_{avg-int}^{room}$ del caso del techo negro aumenta en un 7 y 8 % para el día cálido y frío, respectivamente. En el análisis anual se observó que el $q_{avg-int}^{room}$ disminuye en un 13.8 % para el techo blanco y aumenta 7.9 % para el techo negro.

- Para la configuración C3 y respecto a la configuración de techo gris, se observó para el día cálido que el $q_{avg-int}^{room}$ disminuye en un 28 % con el uso del recubrimiento blanco y aumenta con el recubrimiento negro en un 15 %. Para el día frío se observa que el $q_{avg-int}^{room}$ disminuye 21 % al utilizar el recubrimiento blanco y aumenta 13 % para el techo negro en comparación con el techo gris. En el análisis anual se mostró que el recubrimiento blanco fue capaz de reducir el $q_{avg-int}^{room}$ en un 28.5 y un incremento del $q_{avg-int}^{room}$ con el techo negro del 16.3 %.

Con base a los resultados de comparación C1, C2, C3 para cada una de estas configuraciones los tres recubrimientos, se puede concluir que en el clima de la ciudad de Mérida, Yucatán (Mexico), el uso de un techo con recubrimiento blanco presenta un comportamiento térmico deseado respecto a las otras configuraciones analizadas.

6.1. Sugerencias

- Realizar un análisis considerando otra componente como el suelo y el aporte de ello.
- Realizar el estudio en estado transitorio.
- Realizar el estudio considerando el aire como medio participante en la habitación y en la ventana de vidrio doble.
- Realizar el el aporte de las paredes de la ventana.
- Considerar un gas inerte en la ventana de vidrio doble en lugar de aire.
- Realizar el estudio para otros estados representativos de la república mexicana.
- Realizar el experimento a escala real, bajo condiciones controladas para validar del código desarrollado con datos que correspondan a la configuración modelada.

Referencias bibliográficas

Abuseif M., Gou Z., A review of roofing methods: construction features, heat reduction, payback period and climatic Resposiveness. *Energies*. 2018 ;11: 1-22.

Ahmadi Mehran, Yousefi Tooraj, Numerical analysis of heat transfer in a double glass window. *Proceedings of the 7th IASME / WSEAS International Conference on Heat Transfer, Thermal Engineering And Environment 2009 Russia*; 232-238.

Akiyama M., Chong P, Q Numerical analysis of natural convection with surface radiation in a square enclosure. *Numerical Heat Transfer* 1997; 32, 419-433.

Algarni Salem, Potential for cooling load reduction in residential buildings using cool roofs in the harsh climate of Saudi Arabia . *Energy & Environment* 2018; 0958305X1878734, <https://doi.org/10.1177/0958305X18787340>.

Alqalaf J. Hashem, Alawadhi M. Esam, Thermal Analysis of a Concrete Roof with an Outdoor Reflective Surface. *American Society of Civil Engineers, Journal Energy Engineering* 2015;142(3) 05015001, doi:10.1061/(asce)ey.1943-7897.0000321.

Ampofo F., Karayiannis G. T., Experimental benchmark data for turbulent natural convection in an air filled square cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2003; 46: 3551–3572

Arici M., Karabay H., Multiple pane window applications in various climatic regions of Turkey. *Energy and Buildings* 2012; 45: 67-71.

Arici M., Karabay H., Kan M., Flow and heat transfer in double, triple and quadruple pane Windows. *Energy and Buildings* 2015, 86; 394–402.

ASHRAE Standart 55P., Thermal Environmental conditions for human occupancy. American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 2003

Azemati A.A., Hadavand B.S., Hosseini H., Tajarrood A.S., Thermal modeling of mineral insulator in paints for energy savings, *Energy* 2013; 56: 109–114.

Balaji C. y Venkateshan S.P. . Correlations for free convection and surface radiation in a square cavity. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 1994;15:249–251.

Baniassadi Amir, Heusinger Jannik, Sailor David J. Building energy savings potential of a hybrid roofing system involving high albedo, moisture retaining foam materials. *Energy & Buildings* 2018a; 169:283–294.

Baniassadi Amir, Sailor David J., Crank Peter J., Ban-Weiss George A., Direct and indirect effects of high-albedo roofs on energy consumption and thermal comfort of residential buildings. *Energy and Buildings* 2018b; 178:71–83.

Beemkumar N., Yuvarajan D., Arulprakasajothi M., Ganesan S., Elangovan K., Senthilkumar G., Experimental investigation and numerical modeling of room temperature control in buildings by the implementation of phase change material in the roof. *Journal of Solar Energy Engineering*. 2020; 142: 0110111-0110117.

Bhamjee M., Nurick A., Madyira D.M., An experimentally validated mathematical and CFD model of a supply air window: Forced and natural flow. *Energy and Buildings* 2013; 57:289-301

Borge-Diez D., Colmenar-Santos A., Pérez-Molina C., Castro-Gil M., Passive climatization using a cool roof and natural ventilation for internally displaced persons in hot climates: case study for Haiti, *Building and Environment* 2013; 59 : 116–126.

Carlos S. Jorge, Corvacho Helena, Evaluation of the performance indices of a ventilated double window through experimental and analytical procedures: SHGC-values. *Energy and Buildings* 2015;86: 886–897.

CEPAL-CONUEE (Informe nacional de monitoreo de la eficiencia energética de México, 2018), https://repositorio.cepal.org/bitstream/handle/11362/43612/1/S1800496_es.pdf

Chávez Manzo María de Lourdes, Evaluación y caracterización de recubrimientos reflectivos para techos y su comportamiento térmico en climas cálidos, templados y fríos, Tesis de Maestría, CENIDET, Cuernavaca Mor. 2016.

Chow T.T., Lin Z., He W., Chan A.L.S., Fong K.F., Use of ventilated solar screen window in warm climate. *Applied Thermal Engineering* 2006; 26: 1910–1918.

Chow Tin-tai, Chunying Li, Zhang Lin., Thermal characteristics of water-flow double-pane window. *International Journal of Thermal Sciences* 2011; 50: 140-148.

Chul Jin Park, Chung Hee Min, Development of PCM cool roof system to control urban heat island considering temperate climatic conditions. *Energy and Buildings* 2016; 116: 341–348.

Cortina C., Estudio de la transferencia de calor en ventanas de vidrio douvent, Tesis de maestría, CENIDET , Cuernavaca, Morelos, 2000

Costanzo V., Evola G., Marletta L.,Gagliano A.,Proper evaluation of the external convective heat transfer for the thermal analysis of cool roofs. *Energy and Buildings* 2014; 77: 467–477.

D.A. Kaminski and C. Prakash, Conjugate natural convection in a square enclosure: effect of conduction in one of the vertical walls. *Int. J. Heat Mass Transfer* 1986; 29:1979-1988.

Dos Santos Gerson H. , Mendes Nathan, Numerical analysis of passive cooling using a porous sandy roof. *Applied Thermal Engineering* 2013; 51: 25-31.

Daouas Naouel. Impact of external longwave radiation on optimum insulation thickness in Tunisian building roofs based on a dynamic analytical model. *Applied Energy* 2016; 177:136–148.

Dnyandip K. B., Manish K. R., Jyotirmay B., Numerical model for evaluating thermal performance of residential building roof integrated with inclined phase change material (pcm) layer. *Journal of Building Engineering* 2020; 28:1-10.

Frank Kreith , Raj M. Manglik , Mark S. Bohn, *Principios De Transferencia De Calor*. Séptima edición. Cengage Learning, 2012.

Goia Francesco, Perino Marco, Serra Valentina, Experimental analysis of the energy performance of a full-scale PCM glazing prototype. *Solar Energy* 2014; 100: 217-233.

González Julián Edgar Carmen, Evaluación térmica de vidrios de control solar disponibles en el mercado Mexicano para ventanas de vidrio doble, Tesis de Maestría, CENIDET, Cuernavaca Mor. 2017.

Gosselin L., Dussault J.-M., Galstian T., Integration of smart windows into building desing for reduction of yearly overall energy consumption and peak loads. *Solar Energy* 2012; 86: 3405-3416.

Hagar Elarga, Stefano Fantucci, Valentina Serra, Roberto Zecchin, Ernesto Benini. Experimental and numerical analyses on thermal performance of different typologies of PCMs integrated in the roof space. *Energy and Buildings* 2017; 150: 546–557.

Han J., Lu L., Yang H., Numerical evaluation of the mixed convective heat transfer in a double-pane window integrated with see-through a-Si PV cells with low-e coatings. *Applied Energy* 2010; 87:3431-3437.

Henkes R. A. W. M., Van Der Vlugt F. F., Hoogendoorn C. J., Natural-convection flow in a square cavity calculated with low-Reynolds-number turbulence models. *International Journal of Heat Mass Transfer* 1991; 34: 377-388.

Henkes R. A. W. M., Hoogendoorn C., Comparison exercise for Computations Of turbulent natural convection In Enclosures. *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals: An International Journal of Computation and Methodology* 1995; 28: 59-78.

Hernández Pérez Iván Alejandro, Estudio de la transferencia de calor de cubiertas reflectivas (cool roofs) en techos de edificaciones bajo condiciones climáticas de la república mexicana. Tesis de doctorado, CENIDET, Cuernavaca, Morelos, 2016.

Hey J., Ding D., Tan J. L., An investigation of the heat absorption and transmission into a scaled building structure installed with a fluidic window. *Energy and Buildings* 2020; 209: 1-10.

Hosseini Mirata, Lee Bruno, Shahin Vakili. Energy performance of cool roofs under the impact of actual weather data. *Energy and Buildings* 2017;145: 284–292.

Ismail K.A.R. , Henriquez J.R. , Two-dimensional model for the double glass naturally ventilated window, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2005; 48: 461–475.

Joudi Ali, Cehlin Mathias, Svedung Harald, Rönnelid Mats, Moshfegh Bahram, Numerical and experimental investigation of the influence of infrared reflective interior surfaces on building temperature distributions. *Indoor and Built Environment* 2015; 26(3): 355-367, doi: 10.1177/1420326X15609966.

Kishor T. Zingre, En-Hua Yang, Man Pun Wan, Dynamic thermal performance of inclined double-skin roof: Modeling and experimental investigation. *Energy* 2017 ; 133: 900- 912.

Kaminski D.A. and Prakash C. , Conjugate natural convection in a square enclosure: effect of conduction in one of the vertical walls. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1986 ;29:1979-1988.

Kibria K. Roman, Timothy O'Brien, Jedediah B. Alvey, OhJin Woo. Simulating the effects of cool roof and PCM (phase change materials) based roof to mitigate UHI (urban heat island) in prominent US cities. *Energy* 2016; 96: 103-117.

Kharseh Mohamad, Al-Khawaja Mohammed, Retrofitting measures for reducing buildings cooling requirements in cooling-dominated environment: Residential house. *Applied Thermal Engineering* 2016; 98: 352–356.

Kuznik Frédéric, Catalina Tiberiu, Gauzere Lucie, Woloszyn Monika, Roux Jean-Jacques, Numerical modelling of combined heat transfers in a double skin façade Full-scale laboratory experiment validation. *Applied Thermal Engineering* 2011; 31 :3043-3054.

Labaki L.C. y Granja A.D., Influence of external surface colour on the periodic heat flow through a flat solid roof with variable thermal resistance. *International journal of energy research* 2003; 27: 771-779.

Li Dong , Li Zaiwu , Zheng Yumeng , Liu Changyu , Kadhim Hussein Ahmed, Liu Xiaoyan, Thermal performance of a PCM-filled double-glazing unit with different thermophysical parameters of PCM. *Solar Energy* 2016a; 133: 207-220.

Li Dong , Ma Tengfei , Liu Changyu , Zheng Yumeng , Wang Zhiguo , Liu Xiaoyan , Thermal performance of a PCM-filled double glazing unit with different optical properties of phase change material. *Energy and Buildings* 2016b; 119:143-152.

Li Dong., Wu Y., Liu C., Zhang G., Arici M., Numerical investigation of thermal and optical performance of window units filled with nanoparticle enhanced PCM. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2018a; 125: 1321-1332.

Li Dong., Wu Y., Liu C., Zhang G., Arici M., Energy investigation of glazed windows containing nano-pcm in different seasons. *Energy Conversion and Management* 2018b ;172: 119-128.

Li Dong., Wu Y., Zhang G., Arici M., Liu C., Wang F., Influence of glazed roof containing phase change material on indoor thermal environment and energy consumption. *Applied Energy* 2018; 222: 343-350.

Li Dong., Zhang C., Li Q., Liu C., Arici M., Wu Y., Thermal performance evaluation of glass window combining silica aerogels and phase change materials for cold climate of China. *Applied Thermal Engineering* 2020; 165: 1-10.

Li S., Zou K., Sun G., Zhang X., Simulation research on the dynamic thermal performance of a novel triple-glazed window filled with pcm. *Sustainable Cities and Society* 2018c; 40: 266-273.

Lollini R., Danza L., Meroni I., Energy efficiency of a dynamic glazing system. *Solar Energy* 2010 ;84: 526–537.

Loutzenhiser P.G., Manz H., Felsmann C., Strachan P.A., Maxwell G.M., An empirical validation of modeling solar gain through a glazing unit with external and internal shading screens. *Applied Thermal Engineering* 2007; 27: 528–538.

Lu Shilei, Chen Yafei, Liu Shangbao, Kong Xiangfei Experimental research on a novel energy efficiency roof coupled with PCM and cool materials. *Energy and Buildings* 2016; 127: 159–169.

Markatos N. C., Pericleous K. A., Laminar And Turbulent Natural Convection In An Enclosed Cavity. *International Journal of Heat Mass Transfer* 1984; 27: 755-772.

Mamdooh Alwetaishi. Impact of glazing to wall ratio in various climatic regions: A case study. *Journal of King Saud University – Engineering Sciences* 2019; 31: 6-18.

Mejía G., Estudio de la Transferencia de Calor Con Flujo Turbulento por Convección-Radiación de una Cavidad con Paredes Conductoras de calor, Tesis Maestría, CENIDET, Cuernavaca Mor. 2008.

Modest M., Radiative Heat Transfer, Mc. Graw Hill Co., 1993.

Muscio Alberto, Akbari Hashem. An index for the overall performance of opaque building elements subjected to solar radiation. *Energy and Buildings* 2017; 157: 184–194.

Nakhi-Ben Abdullatif E., Minimizing thermal bridging through window systems in buildings of hot regions. *Applied Thermal Engineering* 2002; 22: 989–998.

Nakhi-Ben Abdullatif E., Development of an integrated dynamic thermal bridging assessment environment. *Energy and Buildings* 2003; 35: 375–382.

Năstase Gabriel, Șerban Alexandru , Dragomir George , Bolocan Sorin, Brezeanu Ionuț Alin, Box window double skin façade Steady state heat transfer model proposal for energetic audits. *Energy and Buildings* 2016; 112: 12–20.

Naylor D., Collins M., Evaluation of an approximate method for predicting the uvalue of a window with a between-panes blind. *Numerical Heat Transfer* 2005; 47: 233–250.

Naylor D. y Lai B. Y., Experimental study of natural convection in a window with a between-panes venetian blind. *Experimental Heat Transfer* 2007; 20:1-17.

Nicol Fergus, “Adaptive thermal comfort standards in the hot–humid tropics”. *Energy and Buildings* 2004; 36: 628–637.

Noh Pat Felipe, Estudio del Estado Transitorio de la Transferencia de Calor Conjugada con Flujo Turbulento en una Cavidad con Ventana Irradiada Angularmente, Tesis de Doctorado, CENIDET, Cuernavaca Mor. 2011.

Noh-Pat F., Gijón-Rivera M., Xamán J., Zavala-Guillén I., Aguilar J. O., Rodríguez-Pérez M., Modelling of an energy-efficient open double-glazing unit for the main climatic conditions of Mexico. *Indoor and Built Environment* 2019; <https://doi.org/10.1177/1420326X19862601>

Olazo Gómez Yessenia, Análisis Térmico de una Habitación con una Ventana de Vidrio Doble, Tesis de Maestría, CENIDET, Cuernavaca Mor. 2015.

Patankar S. V., *Numerical heat transfer and fluid flow*, 1980.

Pérez-Nucamendi C., Análisis Térmico de una Ventana de Vidrio Doble. Tesis de maestría, CENIDET Cuernavaca Morelos , 2012.

Pisello Anna Laura , Castaldo Veronica Lucia, Fabiani Claudia, Cotana Franco, Investigation on the effect of innovative cool tiles on local indoor thermal conditions: Finite element modeling and continuous monitoring. *Building and Environment* 2016; 97: 55-68.

Qin Yinghong , Zhang Mingyi , Hiller Jacob E., Theoretical and experimental studies on the daily accumulative heat gain from cool roofs. *Energy* 2017; 129: 138-147.

Qiu Tong, Wang Guojian , Xu Qiang, Ni Gang. Study on the thermal performance and design method of solar reflective-thermal insulation hybrid system for wall and roof in Shanghai. *Solar Energy* 2018; 171: 851-862.

Revel G. M., Martarelli M., Emiliani M., Celotti L., Nadalini R., Ferrari A., Hermanns S., Beckers E., Cool products for building envelope – Part II: Experimental and numerical evaluation of thermal performances, *Solar Energy* 2014; 105: 780-791.

Rongxin Y., Peng X., Pengyuan S. Case study: Energy savings from solar window film in two commercial buildings in Shanghai. *Energy and Buildings* 2012;45:132–140.

Sanchez A., Smith T. F., Surface Radiation Exchange for Two-Dimensional Rectangular Enclosures Using the Discrete Ordinates Method. *Journal of Heat Transfer*. 1992: 114/465.

Saafi Khawla, Daouas Naouel. A life-cycle cost analysis for an optimum combination of cool coating and thermal insulation of residential building roofs in Tunisia. *Energy* 2018; 152: 925-938.

Sabry M., Eames P. C., Singh H., Wu Y., Smart windows: Thermal modelling and evaluation. *Solar Energy* 2014; 103: 200-209.

Saeli Manfredi, Piccirillo Clara, Parkin Ivan P., Binions Russell, Ridley Ian, Energy modelling studies of thermochromic glazing. *Energy and Buildings* 2010; 42: 1666–1673.

Sekar, M., M. Sakthivel, S. Satheesh Kumar., C. Ramesh. Attaining the room comfort by solar reflective Paint, *American Journal of Environmental Science*, 2012; 8: 556-562.

Sheikhzadeh G.A., Azemati A.A., Khorasanizadeh H., Shirkavand Hadavand B., Saraei A., The effect of mineral micro particle in coating on energy consumption reduction and thermal comfort in a room with a radiation cooling panel in different climates, *Energy and Buildings* 2014; 82: 644–650.

Siegel R. y Howell J. *Thermal radiation heat transfer*. Hemisphere Publishing Co. 1981.

Silva da Marques F., Gomes Gloria M., Rodrigues Moret A., Measuring and estimating airflow in naturally ventilated double skin facades. *Building and Environment* 2015; 87:

292-301.

Skaff Michael Cain, Gosselin Louis, Summer performance of ventilated windows with absorbing or Smart glazings. *Solar Energy* 2014; 105: 2–13.

Stavrakakis G.M., Androutsopoulos A.V., Vyörykkä J., Experimental and numerical assessment of cool-roof impact on thermal and energy performance of a school building in Greece. *Energy and Buildings* 2016; 130: 64–84.

UNEP-SBCI (The United Nation's Environment Programme's Sustainable Building and Climate Initiative, Buildings and Climate Change 2009) <http://www.unep.org/sbci/index.asp>

Thiele M. Alexander, Sant Gaurav, Pilon Laurent, Diurnal thermal analysis of microencapsulated PCM-concrete composite walls. *Energy Conversion and Management* 2015; 93: 215–227.

Trzaski Adrian, Joanna Rucińska, Energy labeling of windows: Possibilities and limitations. *Solar Energy* 2015;120:158–174.

Tükel M., Mumcuoğlu K., Arici M., Karabay H., Analysis of fluid flow and heat transfer characteristics in multiple glazing roofs with a special emphasis on the thermal performance. *Applied Thermal Engineering* 2019; 148: 694-703.

Vanhoutteghem Lies, Skarning Jensen Gunnlaug Cecilie, Hviid Anker Christian, Svendsen Svend, Impact of facade window design on energy, daylighting and thermal comfort in nearly zero-energy houses. *Energy and Buildings* 2015; 102:149–156.

Velusamy K., Sundararajan T., Seetharamu K. N., Interaction effects between surface radiation and turbulent natural convection in square and rectangular enclosures. *Heat of Transfer* 2001; 123: 1062-1070.

Versteeg H. K. and Malalasekera W., *An introduction to computational fluid dynamics the finite volume method*, 1995.

Wang Jinbo ,Zhang Chong, , Xu Xinhua, Zou Fuxi, Yu Jinghua, Modeling and thermal performance evaluation of a switchable triple glazing exhaust air window. *Applied Thermal Engineering* 2016; 92: 8–17.

Wilcox David C., *Turbulence Modeling for CFD, Second Edition*, DCW Industries, 2000.

Xamán Villaseñor Jesús Perfecto , *Estudio De La Transferencia De Calor Con Flujo Turbulento En Una Cavidad Cuadrada Con Pared Semitransparente*, Tesis de doctorado, CENIDET Cuernavaca Morelos, 2004.

Xamán J., Arce J., Álvarez G., Chávez Y., Laminar and turbulent natural convection combined with surface termal radiation in a square cavity with a glass Wall. *International Journal of Thermal Sciences* 2008; 47: 1630–1638.

Xamán J., Mejía G., Álvarez G., Chávez Y., Analysis on the heat transfer in a square cavity with a semitransparent wall: Effect of the roof materials, *International Journal of Thermal Sciences* 2010; 49:1920-1932.

Xamán J., Pérez-Nucamendi C., Arce J., Hinojosa J., Álvarez G., Zavala-Guillén I., Thermal analysis for a double pane window with a solar control film for using in cold and warm climates. *Energy and Buildings* 2014; 76: 429–439.

Xamán J. y Gijón M., *Dinámica de fluidos computacional*, Primera Ed. Palibrio, 2016.

Xamán J., Olazo-Gómez Y., Chávez Y., Hinojosa J.F., Hernández-Pérez I., Hernández-López I., Zavala-Guillén I., *Computational fluid dynamics for thermal evaluation of a room with a double glazing window with a solar controlfilm*, *Renewable Energy* 2016; 94: 237-250.

Xamán J., González-Julián E., Moragab Nelson O., Chávez Y., Zavala-Guillén I., Simá., *Annual thermal evaluation of a double pane window using glazing available in the Mexican market*, *Applied Thermal Engineering* 2018; 143: 100–111.

Zhang C., Gang W., Wang J., Xu X., Du Q., *Numerical and experimental study on the thermal performance improvement of a triple glazed window by utilizing low-grade exhaust air*. *Energy* 2019 ;167 :1132-1143.

Zhou L., Liu J., Huang Q., Wang Y., *Analysis of combined natural convection and radiation heat transfer in a partitionado rectangular enclosure with semitransparent walls*. *Transactions of Tianjin University* 2019;25; 472-487.

Zhu Q., Wu W., Yang Y., Han Z., Bao Y., *Finite element analysis of heat transfer performance of vacuum glazing with low-emittance coatings by using ansys* 2020; 206: 1-10.

Anexo

- A** .-Datos Meteorológicos de Mérida Yucatán , Mex.
- B** .-Isolneas de corriente e isothermas para C1 y C2 del día más cálido y frío.
- C** .-Flux de calor total promedio de cada mes para el día cálido y frío.
- D** .-Estancia doctoral.
- E** .-Publicación.

Anexo A: Datos meteorológicos.

Tabla 1A. Datos meteorológicos para el mes de Enero.

Hora (h)	Condición de clima cálido 28/01/2014				Condición de clima frío 17/01/2014			
	G_{roof} (W/m ²)	G_{glass} (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)	G_{roof} (W/m ²)	G_{glass} (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)
01:00	0	0	20.6	2.2	0	0	10.5	0.6
02:00	0	0	19.7	1.4	0	0	9.5	0
03:00	0	0	19.7	2.2	0	0	9.3	0
04:00	0	0	19.6	2.4	0	0	8.9	0.6
05:00	0	0	19	2.4	0	0	8.8	0
06:00	0	0	18.6	1.6	0	0	10	0
07:00	34	16	19.2	1.4	31	18	9.9	0.8
08:00	117	23	20.3	1.4	108	22	13.1	0
09:00	201	25	21.3	1.6	256	62	17.8	0
10:00	285	26	23	1.2	612	537	22.9	3.4
11:00	452	87	26.1	1.3	961	625	24.3	2.7
12:00	992	359	29.7	2.7	924	341	24.2	2.1
13:00	895	180	29.9	3.1	826	228	24.9	1.6
14:00	797	0	31.9	2.7	729	114	24	3.1
15:00	550	0	30.8	2.4	631	0	24.5	2
16:00	403	0	32.4	3	339	0	24.6	3.3
17:00	102	0	30.9	2.3	51	0	22	3.6
18:00	0	0	25.5	2.6	0	0	21	2.9
19:00	0	0	24.3	2.9	0	0	20.2	2.7
20:00	0	0	24	2.1	0	0	19.7	2
21:00	0	0	23.8	2.2	0	0	18.9	1.7
22:00	0	0	23.8	3	0	0	17	1
23:00	0	0	24	2.4	0	0	15.7	1
24:00	0	0	23.9	2	0	0	13.7	0.8

Tabla 2A. Datos meteorológicos para el mes de Febrero.

Hora (h)	Condición de clima cálido 21/02/2014				Condición de clima frío 14/02/2014			
	G_{roof} (W/m ²)	G_{glass} (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)	G_{roof} (W/m ²)	G_{glass} (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)
01:00	0	0	23.1	2.6	0	0	12.5	0.7
02:00	0	0	22.7	2.3	0	0	12.1	0.7
03:00	0	0	22.3	2.4	0	0	11.1	0.7
04:00	0	0	22.1	1.9	0	0	10.4	1
05:00	0	0	21.8	2.1	0	0	10.3	0.9
06:00	0	0	21.4	1.7	0	0	9.9	0.9
07:00	32	7	21.5	1.5	85	112	11.4	0.7
08:00	323	505	23.9	2	339	662	15.6	0.8
09:00	522	520	26	2.1	574	779	21.1	1.8
10:00	720	535	27.7	3	764	705	23.2	1.7
11:00	919	550	29.6	4.7	885	540	24.5	1.2
12:00	927	316	32.1	3.9	918	319	25.9	2.2
13:00	886	76	33.3	3.6	863	76	26.4	1.9
14:00	781	0	34.8	2.9	775	0	28.2	1.4
15:00	633	0	35.1	3.2	596	0	28.9	1.3
16:00	403	0	32.4	2	372	0	27.9	3.2
17:00	172	0	34.4	1.3	139	0	26.5	2.3
18:00	2	0	27.2	3.8	0	0	22.8	2.5
19:00	0	0	26.6	2	0	0	21.4	2.7
20:00	0	0	24.8	1.9	0	0	20.8	2
21:00	0	0	25.3	1.3	0	0	20.5	2
22:00	0	0	25	1.4	0	0	20.3	1.9
23:00	0	0	24.2	2.1	0	0	19.4	1.5
24:00	0	0	23.4	2.3	0	0	17.9	1.4

Tabla 3A. Datos meteorológicos para el mes de Marzo.

Hora (h)	Condición de clima cálido 29/03/2014				Condición de clima frío 18/03/2014			
	G_{roof} (W/m ²)	G_{glass} (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)	G_{roof} (W/m ²)	G_{glass} (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)
01:00	0	0	25.3	2.4	0	0	15.1	0.8
02:00	0	0	24.9	2.6	0	0	14.9	0.9
03:00	0	0	24.6	2.6	0	0	15.1	0.7
04:00	0	0	24.1	2.2	0	0	14.5	0.6
05:00	0	0	23.8	2.3	0	0	13.4	0.6
06:00	3	3	23.8	2.3	1	0	12.8	0
07:00	76	17	24.5	2.4	180	405	16.2	0
08:00	329	271	25.7	3.8	455	853	23.8	0.6
09:00	652	693	29.3	4.1	663	802	24.1	1.1
10:00	872	703	32.4	4.4	809	667	25.2	1.4
11:00	978	529	34.9	3.8	955	533	27.1	1.1
12:00	1012	313	36.8	2.9	970	309	28.2	1.4
13:00	911	209	36.8	2.7	939	75	29.6	1.7
14:00	811	104	38.2	2.8	830	0	31.4	1.3
15:00	710	0	39	1.4	466	0	29.9	3.8
16:00	484	0	37	3.1	322	0	29.2	3.8
17:00	151	0	33.1	4.6	177	0	27.3	3.9
18:00	17	0	30.4	5.6	10	0	24.9	4.1
19:00	0	0	28.2	5	0	0	23.3	3.7
20:00	0	0	27.2	4.6	0	0	22.3	4
21:00	0	0	26.9	4.3	0	0	21.6	3.4
22:00	0	0	26.7	4.1	0	0	21	3.3
23:00	0	0	26.5	3.5	0	0	20.8	4.5
24:00	0	0	26.3	3.6	0	0	20.6	5.2

Tabla 4A. Datos meteorológicos para el mes de Abril.

Hora (h)	Condición de clima cálido 07/04/2014				Condición de clima frío 10/04/2014			
	G_{roof} (W/m ²)	G_{glass} (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)	G_{roof} (W/m ²)	G_{glass} (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)
01:00	0	0	25.8	3.8	0	0	19.7	1.8
02:00	0	0	25.4	4	0	0	19.4	1.9
03:00	0	0	25.3	3.9	0	0	16	0
04:00	0	0	25.1	3.4	0	0	13.3	0.8
05:00	0	0	24.8	3.5	0	0	12.1	1.2
06:00	17	34	24.5	3.5	31	0	12	0.9
07:00	192	273	26.2	4.7	269	0	19.1	0.7
08:00	513	870	29.3	4.8	518	12	23.2	2.4
09:00	715	807	31.5	5.4	765	74	25.8	3.3
10:00	885	695	34.6	4.5	926	243	26.9	3.3
11:00	986	521	36.3	3.6	1030	363	28.5	2.7
12:00	999	302	37.9	2.9	1058	287	29.7	1.6
13:00	959	73	39.2	1.5	1009	76	30.7	2.3
14:00	845	0	39.9	1.5	880	0	31.9	2.4
15:00	619	0	41.5	1.4	665	0	30.8	5
16:00	389	0	40.3	2.2	449	0	29.6	4.8
17:00	192	0	37.9	4.2	207	0	28.3	4.6
18:00	9	0	32.2	5	24	0	26	4.3
19:00	0	0	29.8	3.2	0	0	24.4	4.8
20:00	0	0	28.6	3.5	0	0	23.7	4.6
21:00	0	0	28.2	3	0	0	23.4	4.2
22:00	0	0	28	2	0	0	22.8	3.2
23:00	0	0	28.2	2.4	0	0	22.1	3.5
24:00	0	0	28.1	1.5	0	0	21.3	3.1

Tabla 5A. Datos meteorológicos para el mes de Mayo.

Hora (h)	Condición de clima cálido 08/05/2014				Condición de clima frío 04/05/2014			
	G_{roof} (W/m ²)	G_{glass} (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)	G_{roof} (W/m ²)	G_{glass} (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)
01:00	0	0	26.1	2.8	0	0	22.4	1.4
02:00	0	0	25.2	2.1	0	0	21.8	0.8
03:00	0	0	24.9	2.8	0	0	21.1	1.1
04:00	0	0	24.5	2.5	0	0	20.8	0.8
05:00	0	0	24.2	2.7	0	0	19.7	0.9
06:00	0	0	23.6	3.2	0	0	19.8	0.5
07:00	75	302	23.9	3.2	28	15	21.3	0.6
08:00	312	689	26.4	3.7	110	21	23.7	0.8
09:00	496	618	29.2	4.5	405	347	26.5	2.7
10:00	674	581	30.6	5.6	907	941	27.7	2.6
11:00	851	543	32.5	4.8	936	724	28.8	4.1
12:00	1029	506	35.2	4.6	965	507	28.4	4.7
13:00	1050	296	36	5	993	290	27.2	5
14:00	1004	71	37.5	4.5	1022	73	28.3	5.6
15:00	892	0	37.9	3.7	807	36	29	4.8
16:00	761	0	38.1	3.6	593	24	28	4.6
17:00	530	0	38.6	3.8	378	0	28.1	4.7
18:00	103	0	36.2	3.8	187	0	27.7	3.5
19:00	17	0	34	2.7	13	0	26.2	3.8
20:00	0	0	32.8	5.1	0	0	25.7	3.7
21:00	0	0	31.4	4.1	0	0	25.5	3.6
22:00	0	0	30	5.1	0	0	25.2	3.1
23:00	0	0	28.7	3.6	0	0	24.8	3.3
24:00	0	0	27.6	3.6	0	0	24.4	2.9

Tabla 6A. Datos meteorológicos para el mes de Junio.

Hora (h)	Condición de clima cálido 29/06/2014				Condición de clima frío 02/06/2014			
	G_{roof} (W/m ²)	G_{glass} (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)	G_{roof} (W/m ²)	G_{glass} (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)
01:00	0	0	26.1	3.1	0	0	24.5	1.6
02:00	0	0	25.8	2.7	0	0	24.3	2
03:00	0	0	25.6	2.8	0	0	24.3	2.3
04:00	0	0	25.4	3.1	0	0	24.3	2.7
05:00	0	0	25.2	3.3	0	0	24.3	2.1
06:00	54	26	25.2	3.2	29	8	24.3	2.9
07:00	233	215	26.9	2.7	90	12	25	3.5
08:00	427	343	28.6	4	255	37	26.2	4.5
09:00	672	560	30.2	3.8	390	79	26.6	4.2
10:00	855	578	32.1	3.6	524	121	28.1	4
11:00	983	463	33.2	3.9	514	83	28.8	3.8
12:00	994	269	34.2	3.8	503	45	28.9	5.2
13:00	887	179	34.7	3.6	493	6	29.7	3.9
14:00	780	90	35.2	3.1	401	3	29.2	5
15:00	673	0	36	4.4	308	0	29.4	4.3
16:00	340	0	35.3	3.3	203	0	28.1	3.8
17:00	249	0	32.7	4.5	97	0	26.9	2.2
18:00	45	0	30.5	4.4	13	0	26.4	3.6
19:00	0	0	26.4	1.6	0	0	22.2	3.1
20:00	0	0	28.3	2	0	0	22.9	1
21:00	0	0	28.1	2.4	0	0	23.7	3.5
22:00	0	0	27.3	3.1	0	0	23.4	3
23:00	0	0	26.8	2.3	0	0	23.3	3.5
24:00	0	0	26.6	2.5	0	0	23.2	2.7

Tabla 7A. Datos meteorológicos para el mes de Julio.

Hora (h)	Condición de clima cálido 01/07/2014				Condición de clima frío 07/07/2014			
	G_{roof} (W/m ²)	G_{glass} (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)	G_{roof} (W/m ²)	G_{glass} (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)
01:00	0	0	26.6	3.3	0	0	24.3	2.2
02:00	0	0	25.9	2.7	0	0	23.8	2.2
03:00	0	0	25.7	2.2	0	0	23.3	2.2
04:00	0	0	25.3	1.6	0	0	23	2
05:00	0	0	25.2	2	0	0	22.4	1.9
06:00	83	146	25.5	1.7	23	5	21.9	1.2
07:00	284	412	27.2	2.9	305	521	24.9	1.9
08:00	522	575	29.3	2.4	568	792	28	2.4
09:00	759	737	31.1	3	696	678	29.5	2.2
10:00	854	576	32.5	2.6	823	563	31	3.1
11:00	839	461	32.1	2.4	951	449	32.1	3.4
12:00	824	345	32.9	2.5	1026	279	32.9	3
13:00	809	230	33.7	2.2	939	186	32.2	3.5
14:00	794	115	34.2	1.9	851	93	32.3	3.1
15:00	779	0	34.8	1.1	764	0	34.4	2.9
16:00	544	0	32.7	4	464	0	34	3.4
17:00	309	0	32.3	4.4	211	0	33.2	3.1
18:00	47	0	30.6	5.5	55	0	31	3.1
19:00	0	0	24.9	4.9	0	0	29.1	2.6
20:00	0	0	25.5	3.9	0	0	27.9	4.4
21:00	0	0	24.7	3.4	0	0	27.2	4.1
22:00	0	0	24.4	2.4	0	0	27	4.3
23:00	0	0	24.9	3.5	0	0	26.5	2.6
24:00	0	0	25.1	2.9	0	0	26.2	3

Tabla 8A. Datos meteorológicos para el mes de Agosto.

Hora (h)	Condición de clima cálido 28/08/2014				Condición de clima frío 23/08/2014			
	G_{roof} (W/m ²)	G_{glass} (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)	G_{roof} (W/m ²)	G_{glass} (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)
01:00	0	0	25.2	0.8	0	0	22.5	0
02:00	0	0	25.4	1.2	0	0	23	1
03:00	0	0	24.9	1.3	0	0	23.1	1.3
04:00	0	0	24.5	1	0	0	22.8	1.2
05:00	0	0	24.1	1.1	0	0	22.2	0.6
06:00	52	624	23.8	0	41	606	22.1	0
07:00	271	675	28.4	0.8	268	700	27.1	0.7
08:00	489	727	30.7	1.2	495	794	28.8	0.9
09:00	695	743	31.4	2.2	712	796	31.1	0.8
10:00	890	684	32.1	2.2	868	677	31.8	2.2
11:00	938	481	34.3	2.3	1066	559	32.8	2
12:00	974.00	278	35.4	2.4	1003	373	33.3	2.1
13:00	1010	75	36.5	2.8	941	186	33.7	1.7
14:00	580	0	35.9	1.9	878	0	32.3	3.3
15:00	154	0	35.4	1.9	666	0	33.7	3.8
16:00	87	0	28.5	4.7	447	0	32.8	4.4
17:00	3	0	24	1.7	217	0	31.7	4.1
18:00	2	0	24.6	2.6	28	0	29.7	3.5
19:00	0	0	23.9	0.8	0	0	28.4	2.8
20:00	0	0	24.6	1.3	0	0	28.1	1.6
21:00	0	0	24.1	0.9	0	0	27.9	2.4
22:00	0	0	24	1	0	0	27.7	2.5
23:00	0	0	24.5	1.9	0	0	27.3	2
24:00	0	0	24.4	2	0	0	26.4	1.2

Tabla 9A. Datos meteorológicos para el mes de Septiembre.

Hora (h)	Condición de clima cálido 20/09/2014				Condición de clima frío 05/09/2014			
	G_{roof} (W/m ²)	G_{glass} (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)	G_{roof} (W/m ²)	G_{glass} (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)
01:00	0	0	25.8	2.6	0	0	24.3	1.9
02:00	0	0	25	2.4	0	0	24.2	3.1
03:00	0	0	24.8	2.3	0	0	24	1.6
04:00	0	0	24.5	1.9	0	0	23.9	2.1
05:00	0	0	24.3	1.4	0	0	23.9	2.7
06:00	57	21	24.2	1.6	23	16	23.8	2.6
07:00	113	42	25.2	1.6	238	32	25.7	3.2
08:00	368	435	26.5	2.7	495	346	28.2	3.1
09:00	530	406	30	2.1	706	546	30.6	3.2
10:00	691	377	31.8	2.9	917	746	31.4	3.4
11:00	853	348	33.2	3.5	1028	153	33	3.4
12:00	1014	319	33.9	2.7	1009	78	33.3	3.5
13:00	669	160	35.1	2.4	989	2	34.5	2.6
14:00	323	0	35	1.9	889	0	33.8	2.8
15:00	185	0	33.9	2.4	709	0	34.8	2.8
16:00	132	0	24.6	4	433	0	32.8	4.2
17:00	78	0	26.3	1.6	9	0	28.8	2.6
18:00	2	0	27.2	2.6	1	0	21.6	4.5
19:00	0	0	26.8	2.3	0	0	22.5	2.2
20:00	0	0	26.4	1.5	0	0	23.5	1.8
21:00	0	0	25.9	2.3	0	0	23.8	2.2
22:00	0	0	25.5	2	0	0	23.7	2.1
23:00	0	0	25.4	1.9	0	0	23.5	2.1
24:00	0	0	25.2	2.4	0	0	1.8	0

Tabla 10A. Datos meteorológicos para el mes de Octubre.

Hora (h)	Condición de clima cálido 12/10/2014				Condición de clima frío 27/10/2014			
	G_{roof} (W/m ²)	G_{glass} (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)	G_{roof} (W/m ²)	G_{glass} (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)
01:00	0	0	24.9	2.3	0	0	20.3	1.5
02:00	0	0	25.1	1.7	0	0	18.1	1.1
03:00	0	0	25	1.7	0	0	17.1	0.8
04:00	0	0	25	1.9	0	0	16.5	0.9
05:00	0	0	24.9	1.1	0	0	16.3	0.6
06:00	9	0	24.8	1.6	3	0	15.6	0.9
07:00	219	1013	26.7	2.3	182	1030	19	1
08:00	527	1096	28.5	3	452	1025	24.7	2.2
09:00	761	991	30.4	3.5	663	915	26.9	2.3
10:00	954	842	32.1	2.9	808	747	28.9	1
11:00	1087	637	32.8	3.1	940	574	29.5	1.1
12:00	1014	358	32.5	2.5	942	328	29.3	2.2
13:00	940	79	35.3	2.2	830	73	30.2	1.7
14:00	739	40	33.8	2.4	674	0	30.6	1.6
15:00	537	0	32.2	3.5	467	0	30.2	2
16:00	73	0	30.9	3.7	242	0	29.9	2.1
17:00	34	0	25.2	3.6	37	0	27.8	1.6
18:00	0	0	25.5	2.1	0	0	21.8	1.3
19:00	0	0	24.8	0.5	0	0	24.4	3.3
20:00	0	0	26.3	1.9	0	0	24	2.3
21:00	0	0	26.2	2.8	0	0	23.4	1.8
22:00	0	0	25.9	2.6	0	0	22.8	2.2
23:00	0	0	25.1	2.4	0	0	22.3	2.5
24:00	0	0	24.8	2.9	0	0	22.1	2.1

Tabla 11A. Datos meteorológicos para el mes de Noviembre.

Hora (h)	Condición de clima cálido 17/11/2014				Condición de clima frío 29/11/2014			
	G_{roof} (W/m ²)	G_{glass} (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)	G_{roof} (W/m ²)	G_{glass} (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)
01:00	0	0	23	2	0	0	15.9	1.3
02:00	0	0	22.7	2.3	0	0	15.5	0.8
03:00	0	0	22.7	1.9	0	0	14.6	1.1
04:00	0	0	22.7	1.7	0	0	15.4	1.1
05:00	0	0	23.3	2.3	0	0	16.3	1.4
06:00	0	0	23.5	2	0	0	18.2	1.9
07:00	48	36	23.8	2.9	62	227	19.1	2.1
08:00	171	96	25.3	2.7	444	1180	22.2	3.7
09:00	289	117	26.8	2.9	630	963	23.1	3.5
10:00	407	138	29.3	3	742	743	24.8	4.3
11:00	880	565	30.8	3	814	534	25.9	3.6
12:00	830	319	32.1	2.1	771	300	26.8	3.4
13:00	779	72	33.3	1.7	727	67	27.5	3.6
14:00	530	36	32.9	1.2	555	0	26.4	3.6
15:00	280	0	32.2	0.7	454	0	26.9	4.5
16:00	169	0	25.7	3.3	212	0	25.9	3.6
17:00	26	0	25.8	2.9	15	0	24.3	2.8
18:00	0	0	25.3	2.6	0	0	22.3	2.2
19:00	0	0	25	1.3	0	0	21.7	1.7
20:00	0	0	25	1.7	0	0	20.7	1.8
21:00	0	0	24.9	2	0	0	20.7	3.5
22:00	0	0	24.8	0.8	0	0	19.9	3.3
23:00	0	0	24.9	2.1	0	0	19.2	3.1
24:00	0	0	24.6	3.3	0	0	18.9	2.8

Tabla 12A. Datos meteorológicos para el mes de Diciembre.

Hora (h)	Condición de clima cálido 27/12/2014				Condición de clima frío 11/12/2014			
	G_{roof} (W/m ²)	G_{glass} (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)	G_{roof} (W/m ²)	G_{glass} (W/m ²)	T (°C)	v (m/s)
01:00	0	0	22.1	2	0	0	15.5	0.9
02:00	0	0	22.1	2.5	0	0	13.9	0
03:00	0	0	21.5	2	0	0	12.9	0.8
04:00	0	0	21.7	2.6	0	0	14	1.2
05:00	0	0	21.2	2.1	0	0	13.4	1.4
06:00	0	0	21.1	2.3	0	0	11.8	0
07:00	20	11	21.2	2.7	101	0	12	0.6
08:00	294	809	23.1	2.8	331	0	20.9	0
09:00	515	804	25.9	3.3	540	7	23.3	1.8
10:00	658	670	28.2	4	697	68	25.1	2.4
11:00	780	519	30.2	4.3	743	149	26.2	2.2
12:00	776	296	30.7	3.4	788	231	27.5	2.2
13:00	772	74	32.6	4.2	701	44	25.6	0.8
14:00	596	0	33.5	4	614	0	27.8	2.1
15:00	444	0	33.6	3.7	207	0	27.2	2
16:00	225	0	32.3	3.6	114	0	25.2	3.1
17:00	23	0	30.4	2.4	20	0	24	3.1
18:00	0	0	28.2	2.6	0	0	22.6	2.2
19:00	0	0	26.6	1.9	0	0	22.3	2.4
20:00	0	0	25.4	2.3	0	0	22	2.3
21:00	0	0	24.6	3.1	0	0	21.6	2.3
22:00	0	0	23.6	3.2	0	0	21	2.1
23:00	0	0	23.6	3.4	0	0	20.9	3
24:00	0	0	22.9	3.9	0	0	20.3	2.4

Anexo B

Se presenta los perfiles de temperatura en la habitación para horarios sin radiación (3:00 y 24:00 h), con máxima radiación en el vidrio (8:00 h), máxima radiación en el techo (12:00 hora) y la máxima temperatura del día cálido (15:00 h). Mientras para el día frío se presenta los perfiles a las 5:00am-24am, 11am, 14 y 17 pm, correspondientes a (07/Abril/2014) y (17/enero/2014), para el caso C1 y C2.

1B.- Habitación con una ventana de vidrio claro y techo reflectivo (caso C1).

1.1B.-Día cálido.

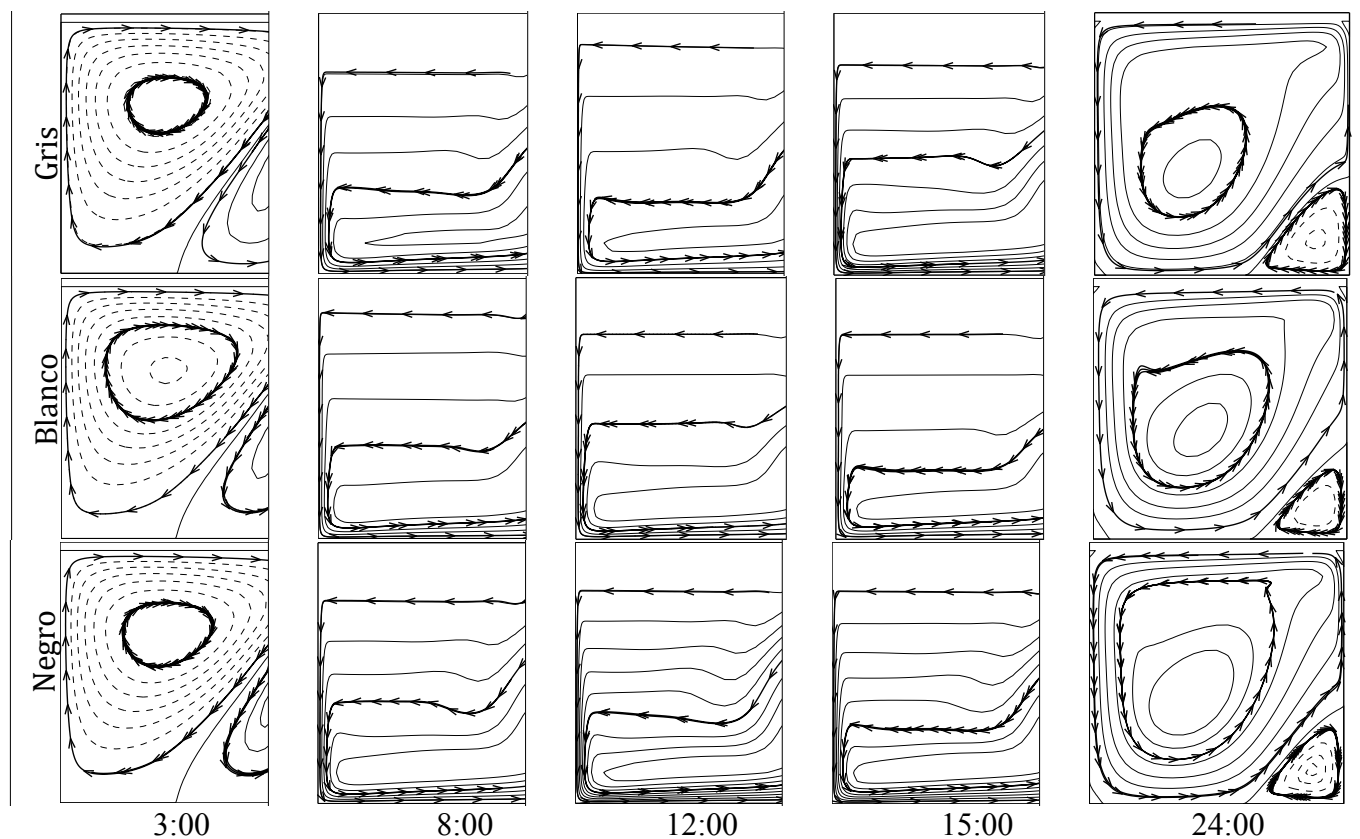


Figura 1B. Isolíneas de corriente para diferentes horarios del día cálido (C1).

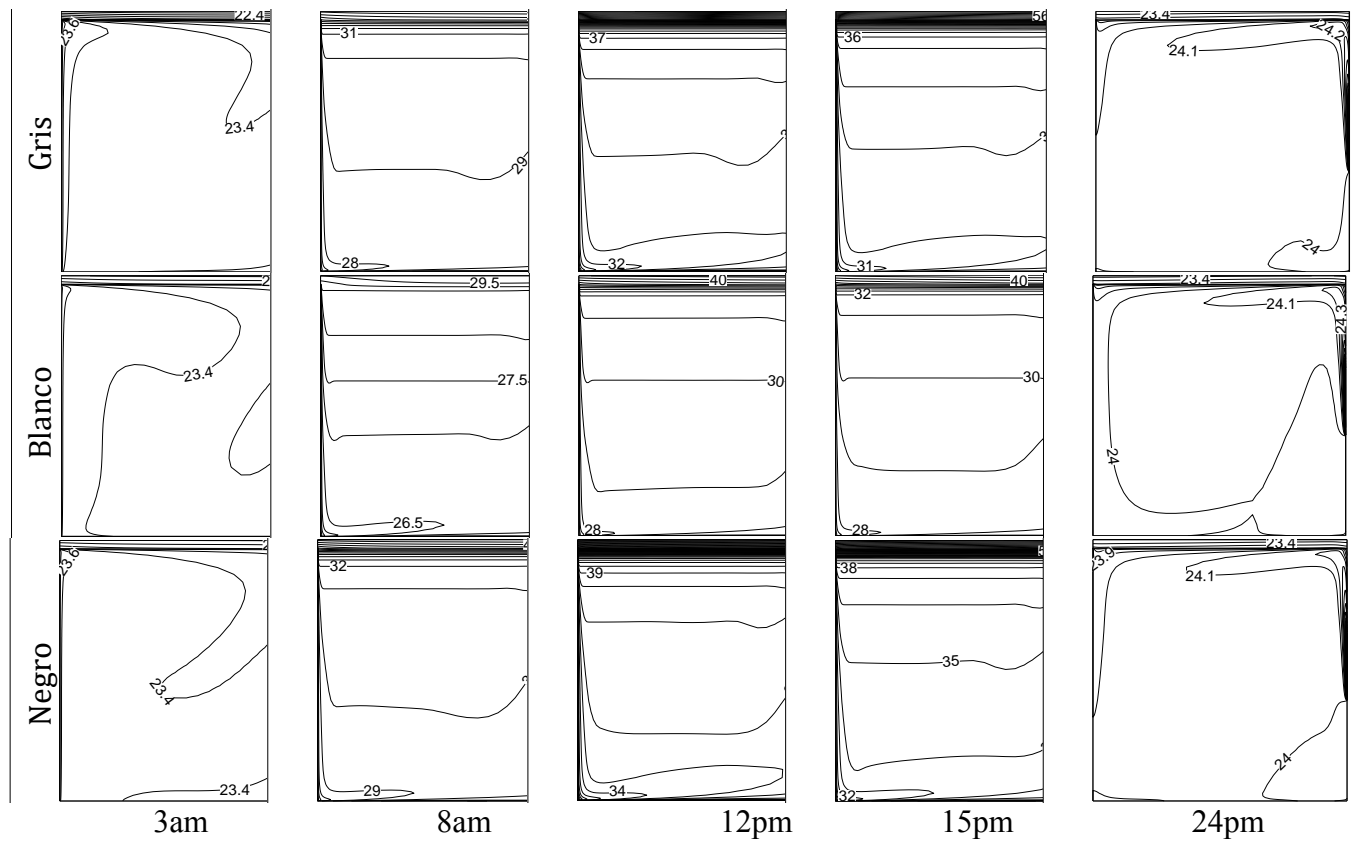


Figura 2B. Perfiles de temperaturas para algunos horarios del día cálido (C1).

1.2B.- Día frío

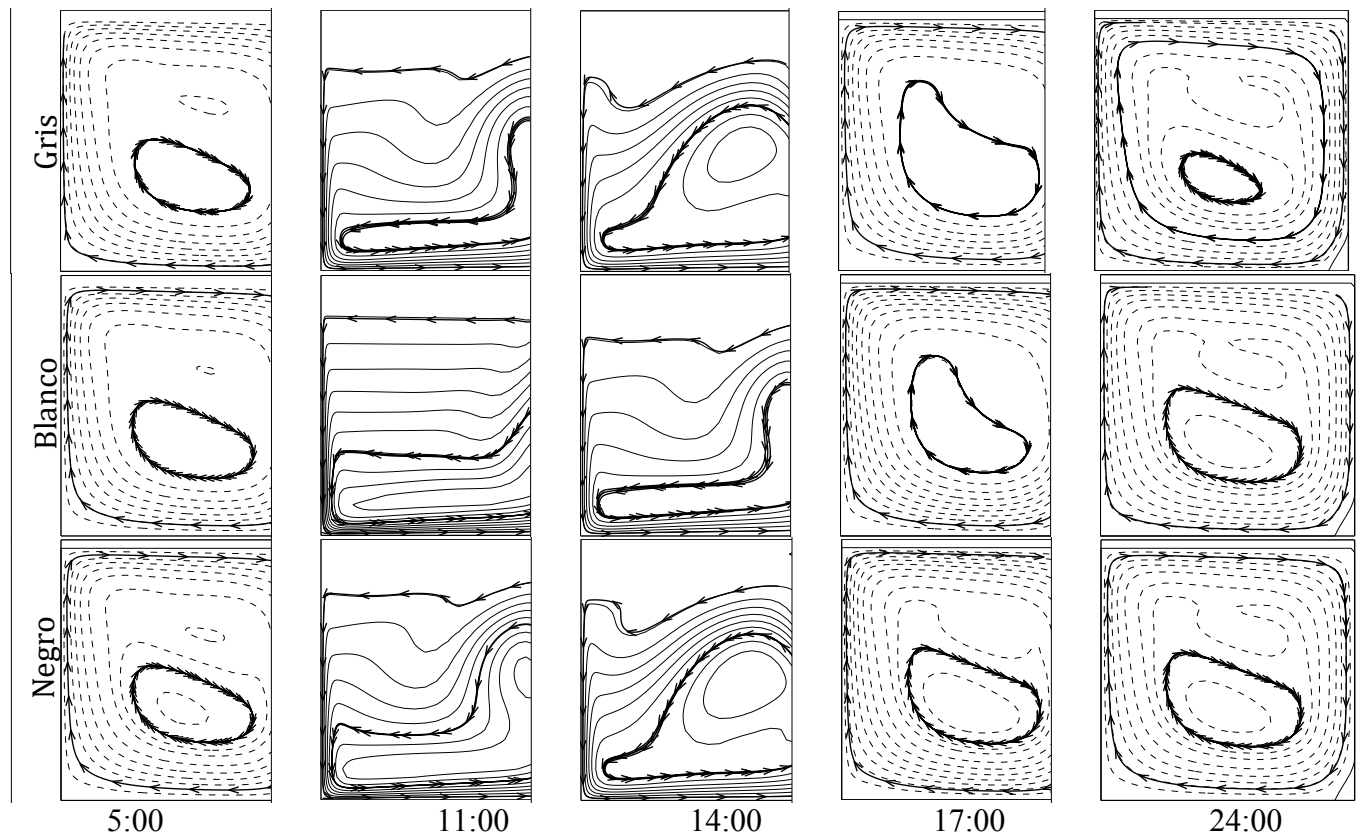


Figura 3B. Isolíneas de corriente para diferentes horarios del día frío.
2B.-Habitación con una ventana de vidrio doble claro y techo reflectivo (caso C2).
2.1B.-Día cálido.

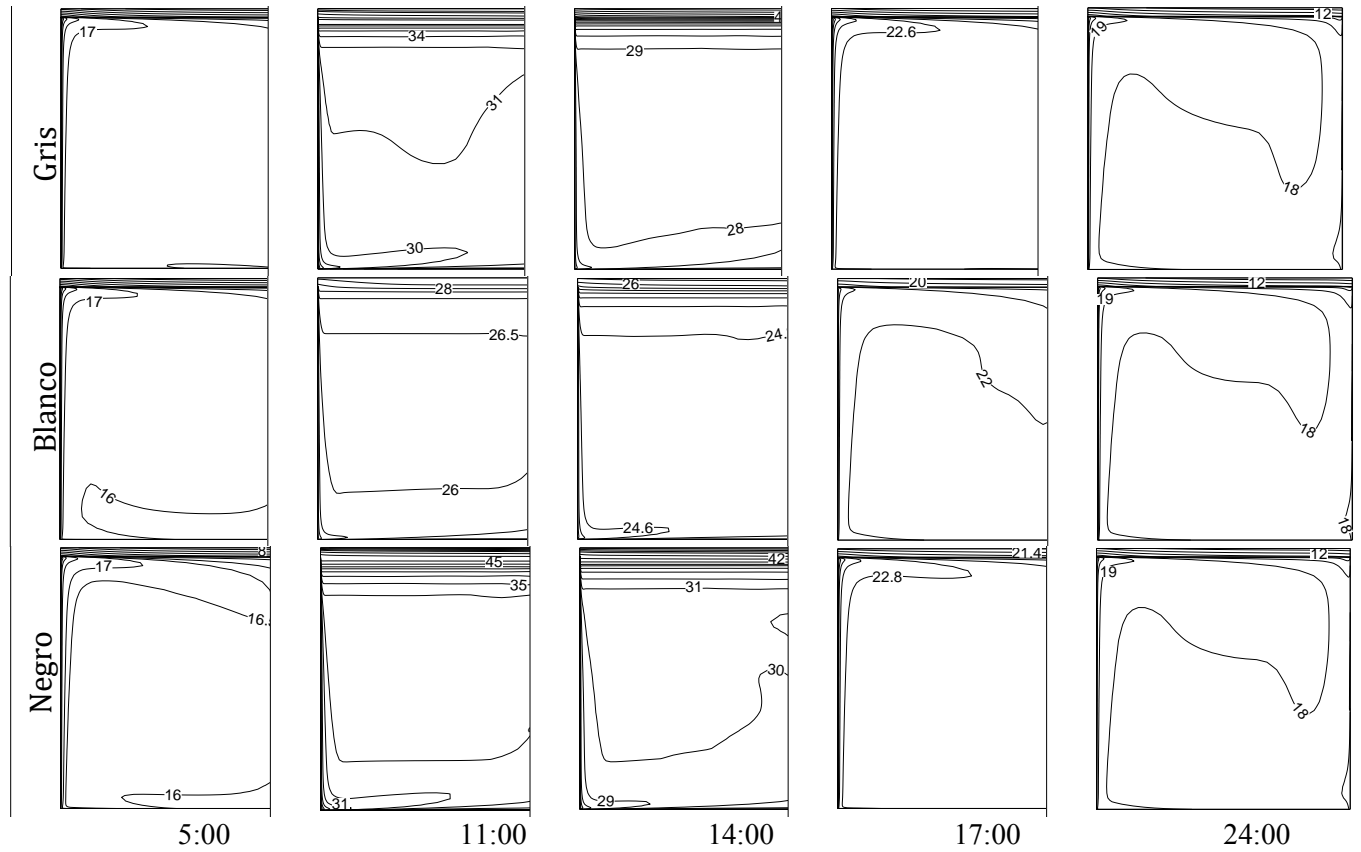
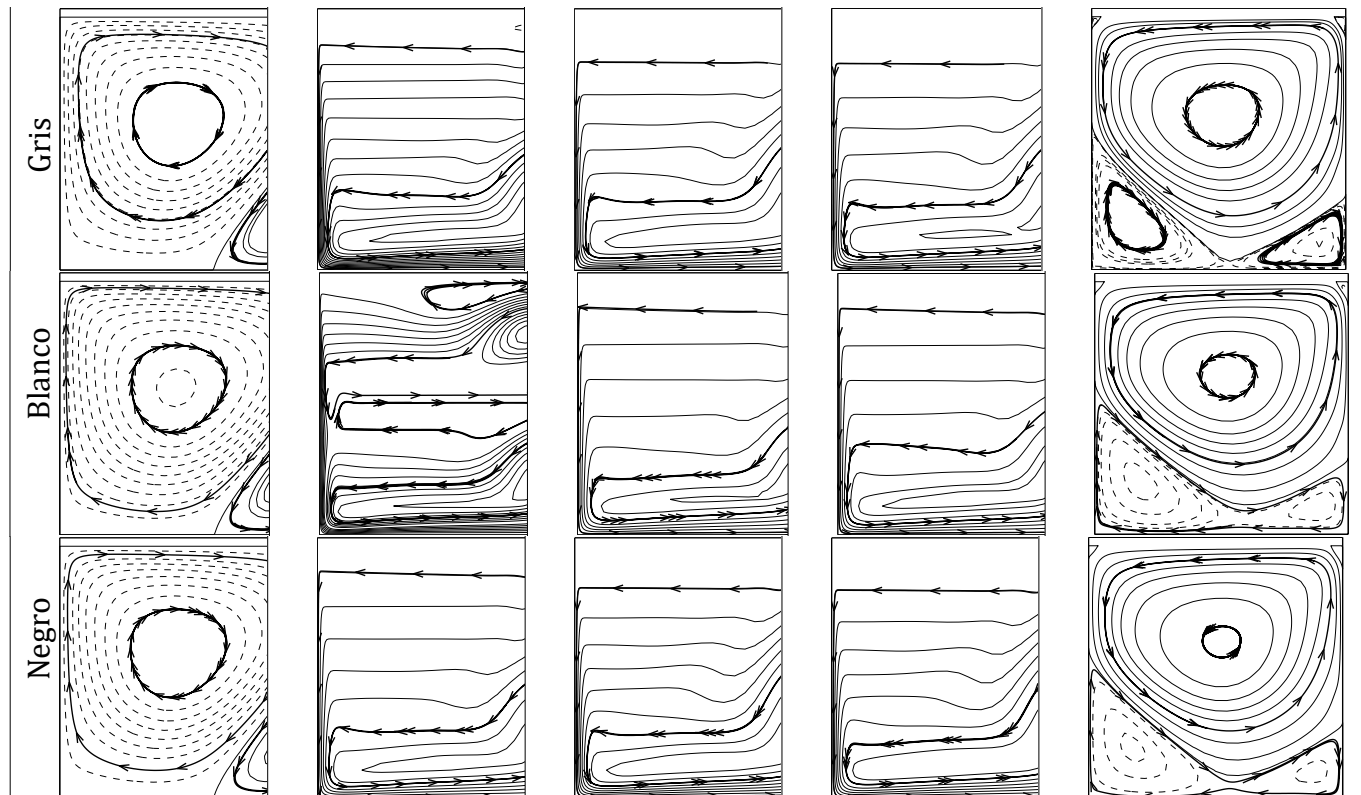


Figura 4B. Perfiles de temperaturas para diferentes horarios del día frío (C1).



3:00

8:00

12:00

15:00

24:00

Figura 4B. Isolíneas de corriente, día cálido (C2).

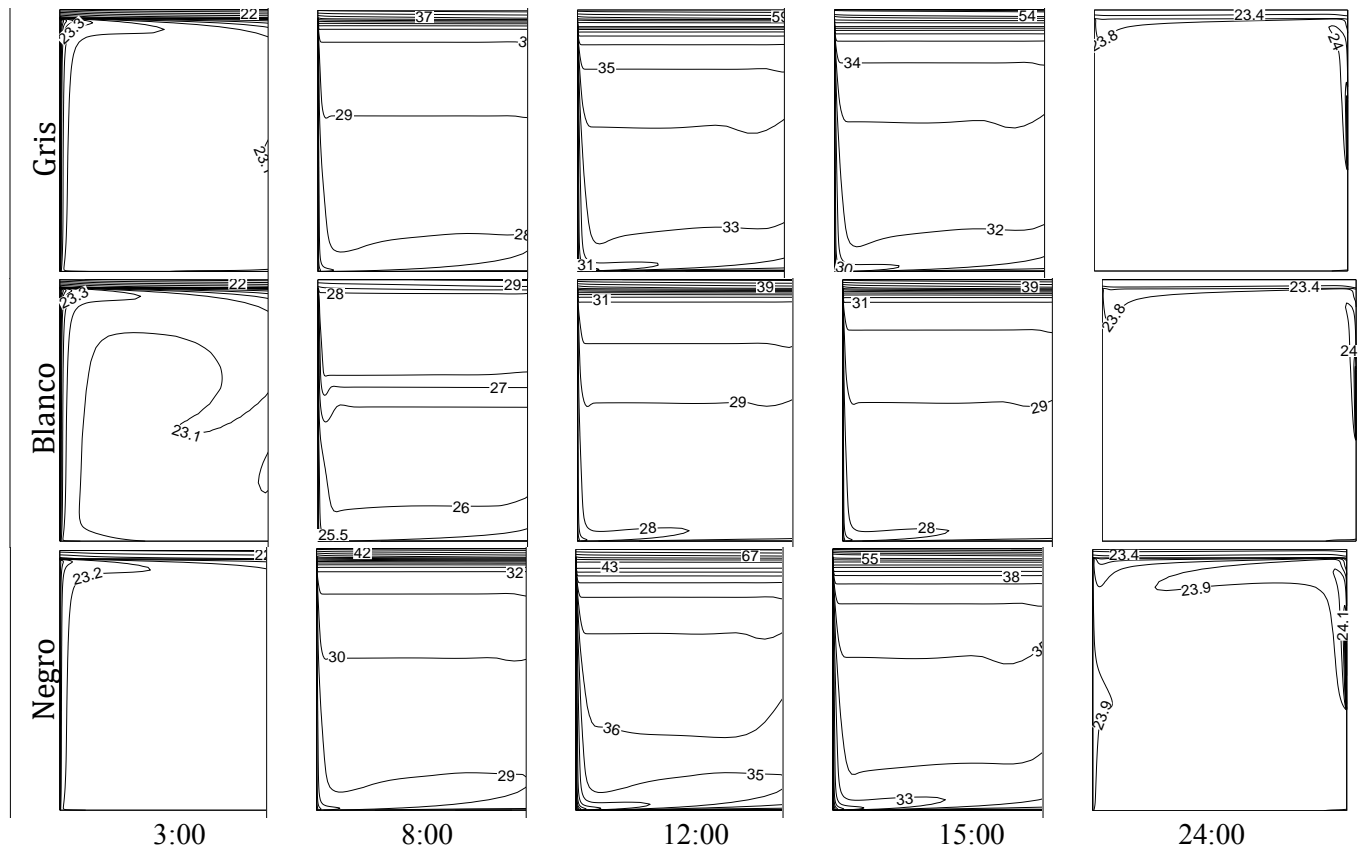
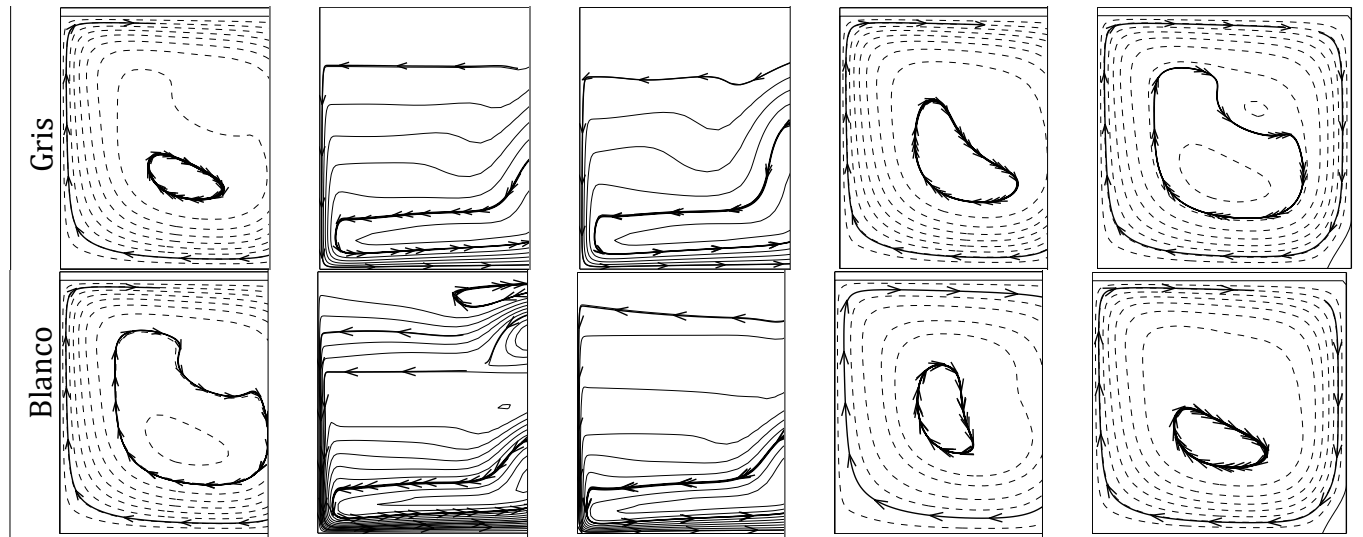


Figura 5B. Isotermas en la habitación, día cálido (C2).

2.2B.-Día frío



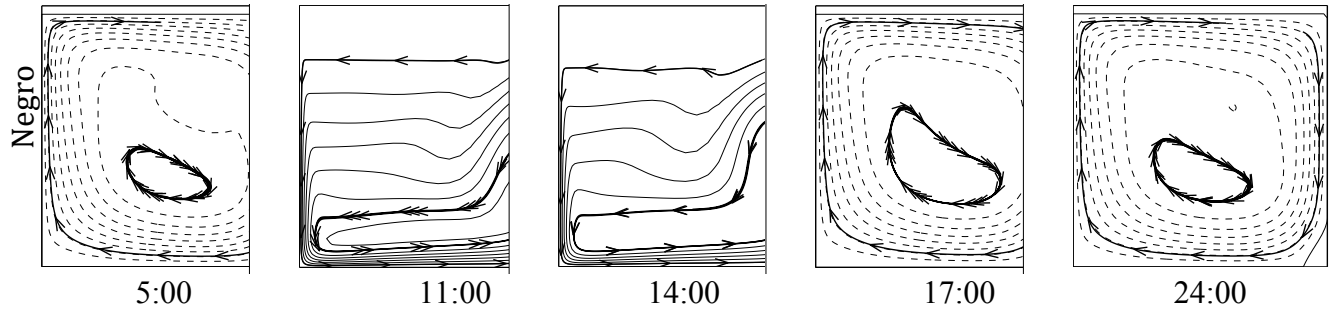


Figura 6B. Isolíneas de corriente en la habitación, día frío (C2).

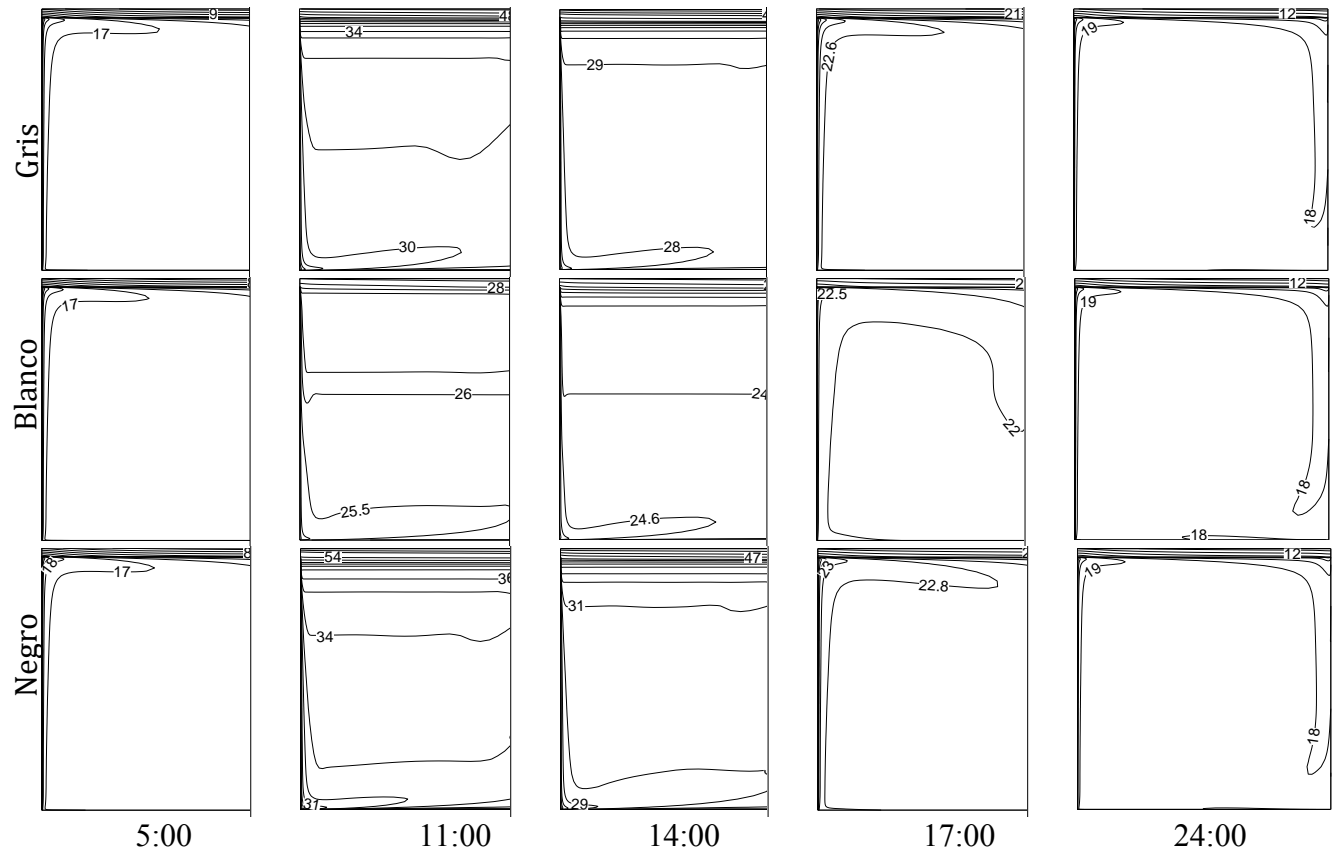


Figura 7B. Isotermas en la habitación, día frío (C2).

Anexo C.- Flux de calor total promedio mensual.

Se presentan las tablas con datos de los fluxes de calor total promedio al interior de la habitación para los 3 casos (C1, C2 y C3).

Característica	Pag.
Habitación con una ventana de vidrio claro y techo reflectivo (caso C1)	197
Habitación con una ventana de vidrio doble claro y techo reflectivo (caso C2)	209
Habitación con una ventana de vidrio doble (vidrio 2 reflectivo) y techo reflectivo (caso C3)	221

Tabla 1C. Flux de calor total promedio del caso C1 (W/m²). Enero (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (W/m ²)			q ^{roof} _{avg-int} (W/m ²)		
	Gray			Gray		
	Gris	Blanco	Gray	Blanco	Gray	Black
01:00	-3.55	-3.41	-3.48	-25.14	-25.43	-25.28
02:00	-3.55	-3.41	-3.48	-25.14	-25.43	-25.28
03:00	-3.55	-3.41	-3.48	-25.14	-25.43	-25.28
04:00	-3.55	-3.41	-3.48	-25.14	-25.43	-25.28
05:00	-9.23	-9.09	-9.16	-29.83	-30.13	-29.98
06:00	-9.23	-9.09	-9.16	-29.83	-30.13	-29.98
07:00	4.00	6.08	3.05	-25.78	-30.70	-23.49
08:00	8.38	14.79	5.20	-8.42	-23.87	-0.90
09:00	7.50	17.33	2.62	6.08	-17.06	17.08
10:00	8.53	22.40	1.31	23.64	-9.12	41.09
11:00	60.45	80.41	49.60	55.44	4.64	83.33
12:00	281.47	319.73	260.20	118.52	26.70	169.75
13:00	136.11	169.44	117.50	103.36	25.53	146.91
14:00	-5.75	24.77	-22.60	104.02	30.73	144.80
15:00	1.23	22.80	-10.54	73.01	20.90	101.83
16:00	16.99	32.01	8.90	56.20	21.39	75.37
17:00	24.45	28.54	22.29	17.87	8.27	22.97
18:00	11.01	11.10	11.05	-9.01	-9.22	-9.12
19:00	11.01	11.10	11.05	-9.01	-9.22	-9.12
20:00	11.01	11.10	11.05	-9.01	-9.22	-9.12
21:00	11.01	11.10	11.05	-9.01	-9.22	-9.12
22:00	11.01	11.10	11.05	-9.01	-9.22	-9.12
23:00	11.01	11.10	11.05	-9.01	-9.22	-9.12
24:00	11.01	11.10	11.05	-9.01	-9.22	-9.12
Integración numérica por la regla trapezoidal						
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)	657.29	840.59	606.15	798.51	428.12	1035.21

Tabla 2C. Flux de calor total promedio del caso C1 (W/m²). Enero (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (W/m ²)		
	Gray			Gray		
	Gris	Blanco	Gray	Blanco	Gray	Black
01:00	-31.54	-31.36	-31.45	-60.59	-61.12	-60.86
02:00	-31.14	-30.94	-31.04	-65.65	-66.28	-65.96
03:00	-31.14	-30.94	-31.04	-65.65	-66.28	-65.96
04:00	-32.54	-32.34	-32.44	-67.04	-67.68	-67.36
05:00	-32.54	-32.34	-32.44	-67.04	-67.68	-67.36
06:00	-29.18	-28.98	-29.08	-63.69	-64.31	-64.00
07:00	-21.68	-19.70	-22.54	-55.50	-61.02	-53.07
08:00	-9.69	-3.03	-12.90	-28.50	-49.23	-18.27
09:00	27.20	41.72	20.18	14.17	-27.62	34.15
10:00	426.72	449.51	414.09	45.17	-4.12	72.77
11:00	487.72	525.62	466.69	96.57	8.67	145.85
12:00	246.33	285.05	225.09	103.71	11.31	155.19
13:00	155.80	191.79	136.23	101.82	12.29	151.30
14:00	64.84	93.05	49.15	67.50	5.91	102.14
15:00	-27.91	-0.98	-42.65	69.60	6.69	104.60
16:00	-9.45	3.09	-16.36	25.87	-1.07	40.81
17:00	-3.38	-0.92	-4.54	-11.84	-16.73	-9.47
18:00	-3.05	-2.92	-2.98	-22.39	-22.66	-22.53
19:00	-5.54	-5.41	-5.47	-25.36	-25.64	-25.50
20:00	-5.54	-5.41	-5.47	-25.36	-25.64	-25.50
21:00	-8.37	-8.22	-8.30	-31.77	-32.11	-31.94
22:00	-12.88	-12.72	-12.80	-39.73	-40.13	-39.93
23:00	-16.98	-16.82	-16.90	-43.74	-44.16	-43.95
24:00	-22.56	-22.39	-22.47	-50.45	-50.91	-50.68
Integración numérica por la regla trapezoidal						
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)	1716.70	1848.38	1645.37	1193.18	783.22	1463.37

Tabla 3C. Flux de calor total promedio del caso C1 (W/m²).
Febrero (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Whit	Blanc	Gray
01:00	4.12	4.24	4.18	-16.23	-16.48	-16.36
02:00	4.12	4.24	4.18	-16.23	-16.48	-16.36
03:00	4.12	4.24	4.18	-16.23	-16.48	-16.36
04:00	1.68	1.82	1.75	-21.09	-21.37	-21.23
05:00	1.68	1.82	1.75	-21.09	-21.37	-21.23
06:00	-0.30	-0.16	-0.23	-23.87	-24.17	-24.02
07:00	3.71	5.69	2.80	-18.76	-23.20	-16.69
08:00	417.91	431.72	410.70	22.92	-9.47	40.30
09:00	427.70	448.88	416.12	53.85	2.43	82.26
10:00	437.92	464.87	422.98	74.52	11.75	109.53
11:00	452.94	482.94	436.12	85.31	19.84	122.23
12:00	263.05	295.26	245.13	103.44	30.26	144.51
13:00	64.80	96.31	47.35	107.91	35.30	148.56
14:00	8.28	37.60	-7.77	108.69	38.47	147.72
15:00	18.19	41.37	5.58	89.47	35.19	119.59
16:00	13.82	30.19	5.04	61.53	20.99	83.77
17:00	31.69	39.20	27.73	37.67	18.24	48.14
18:00	15.91	16.00	15.91	-1.71	-2.03	-1.71
19:00	14.76	14.89	14.82	-7.26	-7.48	-7.37
20:00	11.06	11.18	11.12	-13.06	-13.31	-13.18
21:00	11.06	11.18	11.12	-13.06	-13.31	-13.18
22:00	10.23	10.35	10.29	-13.61	-13.87	-13.74
23:00	10.23	10.35	10.29	-13.61	-13.87	-13.74
24:00	10.23	10.35	10.29	-13.61	-13.87	-13.74
Integración numérica por la regla trapezoidal 24:00	2232.31	2467.55	2120.19	939.80	424.05	1240.46
$\int_{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 4C. Flux de calor total promedio del caso C1 (W/m²).
Febrero (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Whit	Blanc	Gray
01:00	-25.69	-25.86	-25.77	-54.36	-54.85	-54.60
02:00	-25.69	-25.86	-25.77	-54.36	-54.85	-54.60
03:00	-30.04	-30.23	-30.13	-58.55	-59.07	-58.81
04:00	-30.04	-30.23	-30.13	-58.55	-59.07	-58.81
05:00	-34.90	-35.09	-35.00	-61.70	-62.21	-61.96
06:00	-34.90	-35.09	-35.00	-61.70	-62.21	-61.96
07:00	65.85	60.77	58.31	-40.54	-54.76	-33.52
08:00	547.06	528.74	519.74	11.11	-34.47	33.59
09:00	653.74	628.67	615.28	48.33	-11.47	81.07
10:00	595.04	562.32	544.46	82.58	1.37	127.52
11:00	457.54	418.20	396.99	115.07	11.50	171.76
12:00	272.03	234.36	213.58	106.21	15.60	156.67
13:00	66.64	30.16	10.16	107.26	18.14	156.71
14:00	8.76	-24.97	-43.34	108.96	21.79	156.87
15:00	13.43	-12.52	-26.63	85.55	17.69	122.77
16:00	14.44	0.83	-6.57	38.91	8.28	55.82
17:00	11.87	6.16	3.23	10.52	-2.48	17.38
18:00	3.42	3.29	3.35	-17.39	-17.65	-17.52
19:00	-1.35	-1.48	-1.42	-21.50	-21.77	-21.63
20:00	-1.35	-1.48	-1.42	-21.50	-21.77	-21.63
21:00	-3.98	-4.12	-4.05	-26.82	-27.13	-26.97
22:00	-3.98	-4.12	-4.05	-26.82	-27.13	-26.97
23:00	-6.23	-6.38	-6.31	-30.74	-31.08	-30.91
24:00	-10.86	-11.01	-10.94	-35.73	-36.10	-35.92
Integración numérica por la regla trapezoidal 24:00	2900.57	2703.49	2633.28	1239.70	686.94	1600.71
$\int_{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 5C. Flux de calor total promedio del caso C1 (W/m²). Marzo (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray	Blanco	Gray	Gray	Blanco	Gray
01:00	10.41	10.52	10.46	-9.99	-10.22	-10.10
02:00	10.41	10.52	10.46	-9.99	-10.22	-10.10
03:00	10.41	10.52	10.46	-9.99	-10.22	-10.10
04:00	10.41	10.52	10.46	-9.99	-10.22	-10.10
05:00	10.41	10.52	10.46	-9.99	-10.22	-10.10
06:00	8.73	9.02	8.70	-14.33	-14.91	-14.28
07:00	17.34	21.21	15.47	-2.30	-10.26	1.39
08:00	225.28	236.87	219.06	23.81	-0.90	37.45
09:00	583.35	605.53	571.16	61.52	12.29	89.00
10:00	597.10	626.20	581.01	90.70	25.83	127.09
11:00	453.96	488.22	435.05	117.07	38.01	161.34
12:00	273.10	311.09	252.28	140.45	48.04	191.84
13:00	187.86	222.58	168.91	131.67	46.49	178.92
14:00	110.45	141.09	93.79	123.35	48.70	164.72
15:00	20.68	50.49	4.71	131.38	50.51	175.51
16:00	33.39	51.28	23.74	78.93	36.95	102.09
17:00	34.91	39.90	32.26	28.96	18.42	34.63
18:00	29.06	29.62	28.82	10.20	9.05	10.70
19:00	20.09	20.16	20.12	2.36	2.22	2.29
20:00	16.00	16.07	16.04	-0.86	-1.02	-0.94
21:00	16.00	16.07	16.04	-0.86	-1.02	-0.94
22:00	16.00	16.07	16.04	-0.86	-1.02	-0.94
23:00	13.72	13.87	13.79	-4.33	-4.53	-4.43
24:00	13.72	13.87	13.79	-4.33	-4.53	-4.43
Integración numérica por la regla trapezoidal	2710.72	2969.61	2570.99	1011.09	418.42	1346.17
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 6C. Flux de calor total promedio del caso C1 (W/m²). Marzo (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray	Blanco	Gray	Gray	Blanco	Gray
01:00	-18.02	-18.19	-18.11	-46.19	-46.63	-46.41
02:00	-18.02	-18.19	-18.11	-46.19	-46.63	-46.41
03:00	-18.02	-18.19	-18.11	-46.19	-46.63	-46.41
04:00	-18.02	-18.19	-18.11	-46.19	-46.63	-46.41
05:00	-22.46	-22.63	-22.54	-51.95	-52.44	-52.19
06:00	-21.19	-21.43	-21.37	-55.53	-56.28	-55.71
07:00	335.49	324.06	318.96	-7.19	-39.15	6.93
08:00	733.04	711.56	700.42	51.36	-8.35	83.51
09:00	684.45	654.96	639.11	79.11	0.53	122.10
10:00	569.67	534.64	515.60	100.24	9.01	150.36
11:00	459.37	417.30	394.69	135.64	21.25	197.92
12:00	271.18	229.32	206.60	135.78	25.69	196.10
13:00	76.49	36.95	15.30	130.85	29.70	186.59
14:00	19.17	-16.60	-35.99	128.32	32.66	180.63
15:00	21.84	5.65	-3.17	52.03	16.09	71.95
16:00	20.52	9.31	3.29	35.34	10.83	48.82
17:00	14.52	8.39	5.15	15.55	2.54	22.60
18:00	8.29	7.77	7.60	-7.05	-8.05	-6.71
19:00	4.01	3.89	3.95	-13.60	-13.82	-13.71
20:00	0.54	0.42	0.48	-16.39	-16.61	-16.50
21:00	0.54	0.42	0.48	-21.68	-21.94	-21.81
22:00	-3.34	-3.46	-3.40	-21.68	-21.94	-21.81
23:00	-3.34	-3.46	-3.40	-21.68	-21.94	-21.81
24:00	-3.34	-3.46	-3.40	-21.68	-21.94	-21.81
Integración numérica por la regla trapezoidal	3334.20	3077.63	2966.58	1253.47	583.02	1651.12
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 7C. Flux de calor total promedio del caso C1 (W/m²). Abril (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Whit	Black	Gray
01:00	11.59	11.71	11.65	-5.98	-6.17	-6.08
02:00	10.60	10.76	10.68	-6.89	-7.08	-6.98
03:00	9.99	10.05	10.02	-7.32	-7.51	-7.41
04:00	9.30	9.40	9.35	-8.61	-8.82	-8.72
05:00	8.31	8.42	8.37	-9.31	-9.52	-9.42
06:00	34.79	35.70	34.42	-8.59	-10.31	-7.88
07:00	235.12	241.59	231.83	10.71	-2.21	17.66
08:00	740.51	756.99	731.53	42.84	7.41	62.50
09:00	688.88	710.93	676.74	65.29	18.22	91.63
10:00	600.04	629.40	583.86	98.14	32.61	134.87
11:00	452.25	487.33	432.96	124.84	42.81	170.69
12:00	269.23	306.71	248.74	142.51	51.14	193.27
13:00	71.25	111.09	49.87	167.00	58.93	225.94
14:00	17.83	52.94	-1.00	152.81	57.79	204.68
15:00	36.01	61.95	22.16	125.59	55.07	164.06
16:00	48.47	63.92	40.19	82.52	43.96	103.65
17:00	54.81	61.36	51.30	47.36	33.04	55.13
18:00	37.20	37.54	37.08	14.01	13.31	14.27
19:00	26.03	26.12	26.08	4.29	4.15	4.22
20:00	21.46	21.53	21.49	1.52	1.36	1.44
21:00	19.77	19.84	19.81	-0.45	-0.63	-0.54
22:00	18.63	18.73	18.68	-3.16	-3.35	-3.26
23:00	19.56	19.63	19.59	-1.67	-1.85	-1.76
24:00	19.05	19.17	19.11	-4.30	-4.51	-4.41
Integración numérica por la regla trapezoidal 24:00	3445.37	3717.38	3301.14	1130.59	476.44	1495.20
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 8C. Flux de calor total promedio del caso C1 (W/m²). Abril (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Whit	Black	Gray
01:00	-5.78	-5.92	-5.85	-28.98	-29.30	-29.14
02:00	-5.78	-5.92	-5.85	-28.98	-29.30	-29.14
03:00	-12.28	-12.45	-12.37	-46.58	-47.08	-46.83
04:00	-23.64	-23.81	-23.73	-51.66	-52.13	-51.90
05:00	-29.18	-29.36	-29.27	-54.33	-54.79	-54.56
06:00	-28.75	-30.71	-31.57	-48.99	-54.31	-46.62
07:00	-10.55	-24.59	-31.70	14.90	-21.77	32.71
08:00	6.90	-14.74	-26.61	47.45	-0.09	74.07
09:00	64.74	36.24	20.26	75.07	11.70	110.69
10:00	210.78	176.38	583.86	94.95	17.12	134.87
11:00	318.16	278.20	432.96	119.60	24.35	170.69
12:00	256.70	211.99	248.74	148.83	32.32	193.27
13:00	81.46	41.18	18.88	132.62	33.44	187.70
14:00	23.14	-11.49	-30.60	118.45	33.53	165.60
15:00	24.81	3.77	-7.86	67.83	22.71	93.09
16:00	21.54	7.17	-0.65	45.53	14.94	62.50
17:00	18.39	11.64	8.05	20.43	6.32	28.09
18:00	11.72	10.38	9.92	-2.19	-4.21	-1.31
19:00	2.82	2.70	18.68	-16.01	-16.24	-3.26
20:00	2.82	2.70	18.68	-16.01	-16.24	-3.26
21:00	2.82	2.70	18.68	-16.01	-16.24	-3.26
22:00	2.82	2.70	18.68	-16.01	-16.24	-3.26
23:00	2.82	2.70	18.68	-16.01	-16.24	-3.26
24:00	-2.10	-2.23	-2.17	-21.06	-21.32	-21.19
Integración numérica por la regla trapezoidal 24:00	1166.60	947.59	1620.29	1223.41	566.65	1525.07
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 9C. Flux de calor total promedio del caso C1 (W/m²). Mayo (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Whit	Black	Gray
01:00	10.28	10.39	10.34	-11.00	-11.23	-11.11
02:00	10.28	10.39	10.34	-11.00	-11.23	-11.11
03:00	10.28	10.39	10.34	-11.00	-11.23	-11.11
04:00	10.28	10.39	10.34	-11.00	-11.23	-11.11
05:00	10.28	10.39	10.34	-11.00	-11.23	-11.11
06:00	256.77	261.32	255.17	-6.66	-14.07	-3.19
07:00	583.66	594.93	577.77	20.56	-3.50	33.72
08:00	526.54	542.85	517.66	44.44	9.11	64.03
09:00	495.10	515.53	483.85	59.88	16.78	84.00
10:00	463.62	491.15	448.38	87.04	26.72	120.90
11:00	436.53	470.50	417.70	115.00	39.18	157.64
12:00	262.93	296.62	244.24	117.50	43.39	159.25
13:00	78.52	111.93	60.06	124.58	49.59	166.69
14:00	21.06	52.55	3.80	122.79	49.78	163.56
15:00	27.59	54.63	12.84	109.99	47.22	144.93
16:00	41.54	60.09	31.50	85.21	42.97	108.59
17:00	49.87	53.51	47.93	33.51	25.50	37.79
18:00	42.06	42.75	41.74	16.86	15.25	17.61
19:00	40.41	40.46	40.43	15.04	14.92	14.98
20:00	33.34	33.40	33.37	9.94	9.81	9.88
21:00	27.74	27.80	27.77	7.28	7.15	7.21
22:00	21.88	21.95	21.92	1.96	1.80	1.88
23:00	17.54	17.60	17.57	-1.11	-1.28	-1.19
24:00	14.46	14.61	14.54	-5.34	-5.55	-5.45
Integración numérica por la regla trapezoidal 24:00	3480.15	3743.63	3337.47	1031.52	471.33	1349.80
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 10C. Flux de calor total promedio del caso C1 (W/m²). Mayo (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Whit	Black	Gray
01:00	2.31	2.17	2.24	-25.62	-25.95	-25.78
02:00	2.31	2.17	2.24	-25.62	-25.95	-25.78
03:00	-0.65	-0.79	-0.72	-28.71	-29.06	-28.89
04:00	-4.14	-4.29	-4.22	-31.73	-32.09	-31.91
05:00	-4.14	-4.29	-4.22	-31.73	-32.09	-31.91
06:00	13.40	11.48	10.60	-22.38	-27.10	-20.21
07:00	23.57	16.97	14.15	0.05	-15.27	6.96
08:00	304.29	288.73	280.27	37.98	2.03	57.82
09:00	809.23	774.09	754.69	98.67	13.75	145.97
10:00	626.86	594.79	576.81	88.74	17.10	129.07
11:00	440.52	408.91	391.01	86.42	17.81	125.19
12:00	251.43	219.41	201.17	84.52	16.66	123.04
13:00	72.58	41.21	23.24	87.24	21.61	124.55
14:00	46.24	20.18	5.46	76.44	20.37	108.04
15:00	33.81	14.51	3.71	54.78	13.34	77.97
16:00	15.89	3.74	-2.86	35.08	9.36	49.31
17:00	15.85	9.16	5.61	18.01	3.46	25.90
18:00	12.71	11.81	11.56	-3.32	-4.60	-2.84
19:00	11.55	11.42	11.49	-6.43	-6.63	-6.53
20:00	11.28	11.11	11.20	-7.20	-7.41	-7.31
21:00	11.28	11.11	11.20	-7.20	-7.41	-7.31
22:00	11.28	11.11	11.20	-7.20	-7.41	-7.31
23:00	11.28	11.11	11.20	-7.20	-7.41	-7.31
24:00	11.28	11.11	11.20	-7.20	-7.41	-7.31
Integración numérica por la regla trapezoidal 24:00	2741.08	2489.02	2355.51	863.09	354.59	1167.68
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 11C. Flux de calor total promedio del caso C1 (W/m²). Junio (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Blanco	Gray	Blanco
01:00	12.79	12.92	12.86	-6.28	-6.48	-6.38
02:00	12.79	12.92	12.86	-6.28	-6.48	-6.38
03:00	12.79	12.92	12.86	-6.28	-6.48	-6.38
04:00	10.51	10.60	10.55	-8.32	-8.52	-8.42
05:00	10.51	10.60	10.55	-8.32	-8.52	-8.42
06:00	27.99	31.02	26.91	-2.51	-7.70	-0.15
07:00	186.33	195.52	181.57	20.14	-0.28	31.26
08:00	293.82	308.42	285.89	40.44	8.45	58.14
09:00	473.31	496.74	460.43	69.51	16.66	98.99
10:00	487.67	518.04	470.91	96.60	26.56	135.76
11:00	390.24	424.43	371.29	111.63	33.51	155.46
12:00	228.84	263.69	209.53	118.72	38.60	163.64
13:00	158.90	190.43	141.53	111.56	38.53	152.38
14:00	87.58	116.39	71.82	106.95	38.63	144.96
15:00	25.24	47.70	12.98	88.15	38.30	115.93
16:00	33.42	45.81	26.77	56.59	28.24	72.15
17:00	28.73	36.98	24.32	36.92	19.32	46.53
18:00	27.71	29.23	26.94	11.93	8.69	13.55
19:00	14.69	14.84	14.76	-9.01	-9.24	-9.12
20:00	19.77	19.82	19.80	-2.34	-2.53	-2.43
21:00	19.77	19.82	19.80	-2.34	-2.53	-2.43
22:00	16.27	16.37	16.32	-2.75	-2.93	-2.84
23:00	16.27	16.37	16.32	-2.75	-2.93	-2.84
24:00	14.73	14.89	14.81	-6.01	-6.22	-6.11
Integración numérica por la regla trapezoidal	2596.91	2852.55	2458.53	926.17	359.99	1244.42
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 12C. Flux de calor total promedio del caso C1 (W/m²). Junio (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Blanco	Gray	Blanco
01:00	8.93	8.81	8.87	-14.48	-14.74	-14.61
02:00	8.93	8.81	8.87	-14.48	-14.74	-14.61
03:00	8.93	8.81	8.87	-14.48	-14.74	-14.61
04:00	8.93	8.81	8.87	-14.48	-14.74	-14.61
05:00	8.93	8.81	8.87	-14.48	-14.74	-14.61
06:00	13.81	12.22	11.49	-8.26	-11.32	-6.86
07:00	17.77	13.69	11.92	1.05	-6.64	4.59
08:00	40.52	32.14	27.67	18.76	1.39	28.30
09:00	77.36	64.30	57.12	32.76	4.74	48.29
10:00	117.00	99.09	89.20	50.65	11.34	72.54
11:00	87.31	69.45	59.63	53.04	13.41	75.07
12:00	56.06	40.48	31.93	46.46	13.68	64.72
13:00	26.17	9.18	-0.11	53.68	16.11	74.54
14:00	23.10	10.48	3.64	39.42	12.85	54.12
15:00	21.81	11.52	6.00	33.31	11.28	45.41
16:00	17.35	10.27	6.51	20.38	5.14	28.65
17:00	13.79	9.70	7.63	6.51	-2.86	11.31
18:00	13.31	12.53	12.21	-3.03	-4.31	-2.54
19:00	0.93	0.81	0.87	-18.15	-18.40	-18.28
20:00	0.93	0.81	0.87	-18.15	-18.40	-18.28
21:00	5.34	5.22	5.28	-12.67	-12.89	-12.78
22:00	5.34	5.22	5.28	-12.67	-12.89	-12.78
23:00	5.34	5.22	5.28	-12.67	-12.89	-12.78
24:00	4.45	4.33	4.39	-15.71	-15.96	-15.83
Integración numérica por la regla trapezoidal	585.67	454.13	384.77	514.63	264.84	665.48
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 13C. Flux de calor total promedio del caso C1 (W/m²). Julio (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray	Blanco	Gray	Gray	Blanco	Gray
01:00	14.08	14.23	14.16	-4.38	-4.58	-4.48
02:00	14.08	14.23	14.16	-4.38	-4.58	-4.48
03:00	10.86	10.98	10.92	-12.09	-12.34	-12.21
04:00	10.86	10.98	10.92	-12.09	-12.34	-12.21
05:00	10.86	10.98	10.92	-12.09	-12.34	-12.21
06:00	130.03	135.17	128.04	-0.40	-10.15	4.00
07:00	352.92	363.80	347.19	24.52	0.19	37.84
08:00	487.39	507.86	476.31	60.23	10.73	87.54
09:00	622.22	650.49	606.74	87.52	20.48	124.81
10:00	485.14	518.01	467.15	109.45	29.08	154.06
11:00	385.16	418.02	367.20	109.98	28.82	154.97
12:00	291.22	323.20	273.72	110.09	31.56	153.64
13:00	195.64	227.79	178.12	115.59	34.90	160.19
14:00	98.43	130.74	80.88	120.33	37.35	166.04
15:00	-1.92	31.77	-19.98	134.20	40.92	184.94
16:00	14.60	33.26	4.45	67.33	25.79	90.40
17:00	24.17	34.46	18.65	41.57	19.43	53.71
18:00	28.74	30.20	28.00	13.08	10.08	14.58
19:00	10.86	11.00	10.93	-6.73	-6.93	-6.83
20:00	10.86	11.00	10.93	-6.73	-6.93	-6.83
21:00	10.86	11.00	10.93	-6.73	-6.93	-6.83
22:00	10.86	11.00	10.93	-6.73	-6.93	-6.83
23:00	10.86	11.00	10.93	-6.73	-6.93	-6.83
24:00	10.86	11.00	10.93	-6.73	-6.93	-6.83
Integración numérica por la regla trapezoidal						
24:00	3231.03	3519.59	3110.57	1074.12	381.44	1467.62
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$						
1:00 (Wh/m ²)						

Tabla 14C. Flux de calor total promedio del caso C1 (W/m²). Julio (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray	Blanco	Gray	Gray	Blanco	Gray
01:00	4.48	4.35	4.42	-17.95	-18.22	-18.09
02:00	4.48	4.35	4.42	-17.95	-18.22	-18.09
03:00	4.48	4.35	4.42	-17.95	-18.22	-18.09
04:00	4.48	4.35	4.42	-17.95	-18.22	-18.09
05:00	2.76	2.63	2.70	-20.09	-20.37	-20.23
06:00	5.80	4.27	3.59	-19.75	-23.20	-18.22
07:00	448.82	435.79	429.01	23.56	-7.44	40.26
08:00	687.64	665.35	653.25	60.44	6.52	90.24
09:00	594.64	566.89	551.78	84.37	15.59	122.41
10:00	501.34	470.89	454.11	95.09	23.32	135.12
11:00	407.38	372.97	353.91	110.62	30.39	155.52
12:00	264.63	226.24	204.99	128.61	36.90	179.82
13:00	184.13	150.41	131.66	110.56	32.57	154.27
14:00	105.79	74.27	56.83	106.24	31.99	147.69
15:00	36.08	7.39	-8.31	105.41	36.83	143.53
16:00	38.87	22.14	13.11	65.90	27.63	87.04
17:00	37.77	29.91	25.73	36.56	18.72	46.24
18:00	30.30	28.25	27.18	13.24	8.59	15.62
19:00	23.15	23.07	23.11	1.28	1.10	1.19
20:00	15.24	15.19	15.22	-1.78	-1.94	-1.86
21:00	15.24	15.19	15.22	-1.78	-1.94	-1.86
22:00	15.24	15.19	15.22	-1.78	-1.94	-1.86
23:00	13.65	13.49	13.57	-6.19	-6.40	-6.30
24:00	13.65	13.49	13.57	-6.19	-6.40	-6.30
Integración numérica por la regla trapezoidal						
24:00	3450.99	3161.56	3020.75	1059.19	400.38	1435.72
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$						
1:00 (Wh/m ²)						

Tabla 15C. Flux de calor total promedio del caso C1 (W/m²).
Agosto (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray	Blanco	Gray	Gray	Blanco	Gray
01:00	11.17	11.30	11.23	-15.25	-15.52	-15.39
02:00	11.17	11.30	11.23	-15.25	-15.52	-15.39
03:00	11.17	11.30	11.23	-15.25	-15.52	-15.39
04:00	11.17	11.30	11.23	-15.25	-15.52	-15.39
05:00	11.17	11.30	11.23	-15.25	-15.52	-15.39
06:00	542.32	547.70	540.85	-17.70	-27.52	-13.19
07:00	584.48	597.14	577.99	32.22	-1.59	50.47
08:00	624.23	645.41	612.96	69.50	12.43	100.60
09:00	631.13	658.75	616.15	89.31	20.32	127.40
10:00	573.29	608.67	554.02	117.81	28.73	167.06
11:00	406.09	443.02	385.95	130.99	38.16	182.34
12:00	235.97	274.02	215.19	139.18	44.06	191.85
13:00	67.94	106.20	46.95	142.65	49.35	194.53
14:00	18.10	41.69	5.41	96.82	36.56	129.93
15:00	38.72	45.09	35.34	37.41	21.72	45.86
16:00	17.60	20.42	16.11	10.34	4.47	13.41
17:00	7.20	7.50	7.17	-15.22	-15.85	-15.16
18:00	8.17	8.39	8.17	-11.34	-11.78	-11.34
19:00	8.17	8.39	8.17	-11.34	-11.78	-11.34
20:00	8.17	8.39	8.17	-11.34	-11.78	-11.34
21:00	8.17	8.39	8.17	-11.34	-11.78	-11.34
22:00	8.17	8.39	8.17	-11.34	-11.78	-11.34
23:00	8.17	8.39	8.17	-11.34	-11.78	-11.34
24:00	8.17	8.39	8.17	-11.34	-11.78	-11.34
Integración numérica por la regla trapezoidal						
24:00	3850.45	4101.00	3717.78	1041.48	447.14	1374.75
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 16C. Flux de calor total promedio del caso C1 (W/m²).
Agosto (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray	Blanco	Gray	Gray	Blanco	Gray
01:00	5.38	5.25	5.31	-27.33	-27.68	-27.51
02:00	5.38	5.25	5.31	-27.33	-27.68	-27.51
03:00	5.38	5.25	5.31	-27.33	-27.68	-27.51
04:00	5.38	5.25	5.31	-27.33	-27.68	-27.51
05:00	3.76	3.62	3.69	-25.16	-25.49	-25.33
06:00	528.90	524.52	522.37	-25.11	-32.88	-21.17
07:00	614.27	601.49	595.01	28.61	-5.75	46.99
08:00	696.66	674.64	662.96	68.05	6.94	101.24
09:00	704.59	673.10	656.41	111.92	21.60	160.76
10:00	601.27	566.76	547.95	114.03	27.27	162.00
11:00	502.28	459.21	435.75	148.46	37.76	209.49
12:00	345.57	305.35	283.39	140.92	38.60	197.42
13:00	187.45	148.52	127.39	142.45	40.41	198.49
14:00	26.68	-5.34	-23.13	107.84	33.26	149.56
15:00	36.05	12.82	0.10	84.29	31.63	113.63
16:00	35.28	20.41	12.38	56.23	23.89	74.13
17:00	32.46	25.04	21.08	31.52	15.52	40.21
18:00	25.52	24.51	24.02	7.29	5.00	8.38
19:00	19.15	19.04	19.09	-4.00	-4.20	-4.10
20:00	19.15	19.04	19.09	-4.00	-4.20	-4.10
21:00	19.15	19.04	19.09	-4.00	-4.20	-4.10
22:00	16.76	16.61	16.69	-5.14	-5.35	-5.24
23:00	16.76	16.61	16.69	-5.14	-5.35	-5.24
24:00	14.65	14.61	14.63	-10.35	-10.58	-10.47
Integración numérica por la regla trapezoidal						
24:00	4457.87	4161.31	4032.18	1214.98	471.45	1633.09
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 17C. Flux de calor total promedio del caso C1 (W/m²).
Septiembre (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanc	Gray	Whit	Blanc	Gray
01:00	12.58	12.75	12.67	-8.20	-8.42	-8.31
02:00	9.53	9.65	9.59	-10.86	-11.09	-10.98
03:00	9.53	9.65	9.59	-10.86	-11.09	-10.98
04:00	9.53	9.65	9.59	-10.86	-11.09	-10.98
05:00	9.53	9.65	9.59	-10.86	-11.09	-10.98
06:00	21.76	25.17	20.14	-6.56	-13.68	-3.13
07:00	39.09	45.01	36.57	3.76	-8.94	9.95
08:00	364.83	379.07	357.20	32.84	0.24	50.81
09:00	345.01	366.34	333.47	67.23	14.51	96.28
10:00	321.42	347.37	307.23	85.59	23.97	119.81
11:00	297.01	327.56	280.18	102.74	31.88	142.33
12:00	264.36	303.15	243.03	134.48	39.77	187.16
13:00	149.24	175.36	135.08	99.74	35.23	135.37
14:00	28.08	41.32	21.02	58.96	25.85	77.04
15:00	32.44	39.77	28.55	36.50	19.16	45.89
16:00	0.55	5.74	-1.75	4.06	-5.93	9.08
17:00	8.44	12.73	6.65	2.29	-6.61	6.49
18:00	16.03	16.24	16.03	-3.76	-4.15	-3.76
19:00	15.31	15.47	15.39	-5.87	-6.08	-5.98
20:00	15.31	15.47	15.39	-5.87	-6.08	-5.98
21:00	13.07	13.00	13.16	-8.59	-8.84	-8.70
22:00	13.07	13.00	13.16	-8.59	-8.84	-8.70
23:00	10.11	10.22	10.16	-10.28	-10.50	-10.39
24:00	10.11	10.22	10.16	-10.28	-10.50	-10.39
Integración numérica por la regla trapezoidal	2004.58	2202.02	1903.92	730.39	324.08	980.09
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 18C. Flux de calor total promedio del caso C1 (W/m²).
Septiembre (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanc	Gray	Whit	Blanc	Gray
01:00	6.59	6.47	6.53	-14.98	-15.23	-15.10
02:00	6.59	6.47	6.53	-14.98	-15.23	-15.10
03:00	6.59	6.47	6.53	-14.98	-15.23	-15.10
04:00	6.59	6.47	6.53	-14.98	-15.23	-15.10
05:00	6.59	6.47	6.53	-14.98	-15.23	-15.10
06:00	19.32	17.99	17.41	-11.08	-13.71	-9.92
07:00	35.37	26.50	21.80	18.08	-1.15	28.56
08:00	308.05	289.76	279.78	50.92	8.96	74.18
09:00	486.21	460.34	446.14	79.49	19.19	113.07
10:00	657.97	624.83	606.52	102.15	24.85	145.37
11:00	158.61	121.34	100.60	124.60	37.60	173.36
12:00	95.96	59.69	39.51	122.73	38.49	169.94
13:00	34.73	-3.42	-24.42	137.35	43.82	189.32
14:00	31.81	-1.92	-20.50	119.88	38.62	165.11
15:00	38.19	11.37	-3.26	101.04	36.59	136.80
16:00	35.16	20.53	12.63	55.61	23.55	73.34
17:00	21.90	21.47	21.31	1.54	0.52	1.90
18:00	-2.29	-2.44	-2.41	-17.89	-18.20	-17.96
19:00	2.76	2.63	2.70	-19.02	-19.29	-19.16
20:00	6.59	6.47	6.53	-14.98	-15.23	-15.10
21:00	6.59	6.47	6.53	-14.98	-15.23	-15.10
22:00	6.59	6.47	6.53	-14.98	-15.23	-15.10
23:00	5.53	5.40	5.46	-17.56	-17.83	-17.70
24:00	5.53	5.40	5.46	-17.56	-17.83	-17.70
Integración numérica por la regla trapezoidal	1986.04	1720.83	1656.14	1100.06	465.52	1457.80
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 19C. Flux de calor total promedio del caso C1 (W/m²).
Octubre (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Blanco	Gray	Blanco
01:00	10.26	10.38	10.32	-12.38	-12.63	-12.50
02:00	10.26	10.38	10.32	-12.38	-12.63	-12.50
03:00	10.26	10.38	10.32	-12.38	-12.63	-12.50
04:00	10.26	10.38	10.32	-12.38	-12.63	-12.50
05:00	10.21	10.34	10.27	-14.96	-15.22	-15.09
06:00	8.86	9.52	8.64	-12.13	-13.48	-11.66
07:00	867.26	876.63	862.63	11.65	-9.56	22.84
08:00	928.67	948.35	918.04	49.63	3.82	74.97
09:00	836.07	863.28	821.13	78.56	15.75	113.59
10:00	706.37	742.23	686.66	114.28	27.85	162.42
11:00	528.83	569.16	506.54	131.17	34.87	184.96
12:00	290.61	330.09	268.88	133.05	35.77	187.08
13:00	66.11	103.45	45.74	139.23	44.89	191.37
14:00	37.49	66.39	21.71	105.74	34.54	145.16
15:00	11.25	30.42	0.81	67.89	24.27	92.10
16:00	27.60	30.19	26.24	15.25	9.59	18.19
17:00	7.67	9.27	6.82	-4.18	-7.32	-2.69
18:00	11.18	11.28	11.23	-10.14	-10.37	-10.26
19:00	11.18	11.28	11.23	-10.14	-10.37	-10.26
20:00	14.20	14.35	14.28	-8.42	-8.65	-8.54
21:00	14.20	14.35	14.28	-8.42	-8.65	-8.54
22:00	12.75	12.90	12.82	-7.89	-8.11	-8.00
23:00	12.75	12.90	12.82	-7.89	-8.11	-8.00
24:00	12.75	12.90	12.82	-7.89	-8.11	-8.00
Integración numérica por la regla trapezoidal						
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)	4445.52	4709.18	4303.31	977.90	379.46	1323.48

Tabla 20C. Flux de calor total promedio del caso C1 (W/m²).
Octubre (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Blanco	Gray	Blanco
01:00	-3.36	-3.50	-3.43	-27.91	-28.23	-28.07
02:00	-9.53	-9.68	-9.60	-36.00	-36.38	-36.19
03:00	-11.84	-12.00	-11.92	-40.08	-40.49	-40.29
04:00	-14.00	-14.16	-14.08	-41.59	-42.00	-41.79
05:00	-14.00	-14.16	-14.08	-41.59	-42.00	-41.79
06:00	-16.86	-17.21	-17.22	-43.74	-44.63	-43.71
07:00	874.91	862.91	858.14	-10.29	-36.34	1.47
08:00	876.64	858.04	848.24	36.01	-7.97	60.08
09:00	787.58	761.29	746.94	69.39	5.24	104.92
10:00	652.33	616.91	597.98	117.77	19.16	171.34
11:00	503.97	463.04	441.10	139.70	26.86	201.03
12:00	291.95	254.06	233.14	119.25	25.51	171.26
13:00	78.08	43.31	24.29	117.00	27.85	166.12
14:00	19.02	-9.38	-24.86	97.87	24.67	138.14
15:00	20.91	1.91	-8.38	63.71	16.84	89.52
16:00	22.75	12.92	7.70	32.88	9.34	45.69
17:00	17.58	15.84	14.97	0.58	-3.73	2.60
18:00	1.62	1.48	1.55	-23.81	-24.12	-23.97
19:00	5.81	5.68	5.74	-17.25	-17.52	-17.39
20:00	5.81	5.68	5.74	-17.25	-17.52	-17.39
21:00	5.81	5.68	5.74	-17.25	-17.52	-17.39
22:00	3.69	3.57	3.63	-18.08	-18.34	-18.21
23:00	1.83	1.70	1.77	-18.97	-19.24	-19.11
24:00	1.83	1.70	1.77	-18.97	-19.24	-19.11
Integración numérica por la regla trapezoidal						
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)	4239.10	3993.21	3899.42	1143.51	547.02	1492.98

Tabla 21C. Flux de calor total promedio del caso C1 (W/m²).
Noviembre (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanc	Gray	Whit	Blanc	Gray
01:00	4.35	4.48	4.42	-17.95	-18.22	-18.09
02:00	4.35	4.48	4.42	-17.95	-18.22	-18.09
03:00	4.35	4.48	4.42	-17.95	-18.22	-18.09
04:00	4.35	4.48	4.42	-17.95	-18.22	-18.09
05:00	4.35	4.48	4.42	-17.95	-18.22	-18.09
06:00	5.78	5.91	5.85	-16.41	-16.67	-16.54
07:00	32.98	35.49	31.78	-7.62	-12.55	-5.26
08:00	81.97	88.98	78.48	9.86	-5.32	17.82
09:00	99.63	110.56	93.77	26.63	2.04	40.13
10:00	121.66	136.83	113.47	46.45	11.60	65.67
11:00	468.60	501.47	450.45	102.36	24.38	145.87
12:00	262.99	296.32	244.80	114.27	30.30	160.68
13:00	57.44	89.72	39.92	118.89	34.95	165.03
14:00	36.37	59.31	24.08	87.87	26.12	121.58
15:00	15.18	27.99	8.43	50.45	14.85	69.71
16:00	2.46	8.80	-0.79	10.99	-2.53	18.19
17:00	10.29	11.86	9.40	-4.25	-6.98	-3.01
18:00	10.31	10.42	10.37	-9.55	-9.77	-9.66
19:00	10.30	10.43	10.36	-13.94	-14.20	-14.08
20:00	10.30	10.43	10.36	-13.94	-14.20	-14.08
21:00	10.30	10.43	10.36	-13.94	-14.20	-14.08
22:00	10.30	10.43	10.36	-13.94	-14.20	-14.08
23:00	10.30	10.43	10.36	-13.94	-14.20	-14.08
24:00	10.30	10.43	10.36	-13.94	-14.20	-14.08
Integración numérica por la regla trapezoidal						
	1281.93	1461.20	1188.49	763.09	358.19	997.96
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$						
(Wh/m ²)						

Tabla 22C. Flux de calor total promedio del caso C1 (W/m²).
Noviembre (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanc	Gray	Whit	Blanc	Gray
01:00	-17.09	-17.25	-17.17	-42.27	-42.67	-42.47
02:00	-17.09	-17.25	-17.17	-42.27	-42.67	-42.47
03:00	-20.67	-20.83	-20.75	-46.85	-47.28	-47.07
04:00	-17.09	-17.25	-17.17	-42.27	-42.67	-42.47
05:00	-16.07	-16.22	-16.15	-40.75	-41.14	-40.95
06:00	-10.92	-11.07	-11.00	-33.50	-33.83	-33.66
07:00	185.06	181.55	179.88	-22.56	-30.07	-18.84
08:00	993.79	977.16	968.53	18.08	-17.37	36.98
09:00	811.03	787.87	775.15	43.20	-7.33	71.38
10:00	628.34	603.23	589.08	55.40	1.34	85.80
11:00	455.04	425.76	409.30	73.85	8.57	110.53
12:00	261.06	232.92	217.12	75.72	12.33	111.28
13:00	66.28	40.26	25.62	73.14	15.13	105.69
14:00	6.93	-12.88	-23.95	52.26	8.72	76.61
15:00	10.23	-4.60	-12.85	39.30	7.69	56.89
16:00	8.91	1.36	-2.64	15.55	-0.62	24.34
17:00	7.24	6.35	5.99	-10.13	-11.86	-9.44
18:00	2.13	2.00	2.07	-19.66	-19.93	-19.79
19:00	0.79	0.65	0.72	-22.92	-23.21	-23.07
20:00	-2.53	-2.67	-2.60	-25.81	-26.12	-25.96
21:00	-2.53	-2.67	-2.60	-25.81	-26.12	-25.96
22:00	-9.40	-9.53	-9.46	-27.87	-28.15	-28.01
23:00	-9.40	-9.53	-9.46	-27.87	-28.15	-28.01
24:00	-9.40	-9.53	-9.46	-27.87	-28.15	-28.01
Integración numérica por la regla trapezoidal						
	3555.78	3397.01	3332.59	869.83	515.71	1100.43
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$						
(Wh/m ²)						

Tabla 23C. Flux de calor total promedio del caso C1 (W/m²).
Diciembre (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Blanco	Gray	Blanco
01:00	1.57	1.70	1.64	-20.83	-21.11	-20.97
02:00	1.57	1.70	1.64	-20.83	-21.11	-20.97
03:00	1.57	1.70	1.64	-23.31	-23.60	-23.45
04:00	1.57	1.70	1.64	-23.31	-23.60	-23.45
05:00	1.57	1.70	1.64	-23.31	-23.60	-23.45
06:00	-2.02	-1.89	-1.96	-23.31	-23.60	-23.45
07:00	5.65	6.80	5.17	-19.45	-21.84	-18.44
08:00	674.09	686.18	668.04	11.29	-15.40	25.17
09:00	669.76	688.62	659.50	41.38	-0.97	64.91
10:00	559.05	581.61	546.58	59.74	9.61	87.73
11:00	434.36	460.53	419.85	77.12	19.17	109.61
12:00	245.35	273.37	229.85	87.92	23.32	124.02
13:00	67.22	93.33	52.80	88.23	29.98	120.85
14:00	15.81	36.26	4.66	75.07	29.31	100.53
15:00	22.24	37.86	13.80	61.15	26.02	80.55
16:00	26.42	34.44	22.14	34.72	16.99	44.36
17:00	26.69	27.60	26.24	7.10	4.88	8.15
18:00	19.64	19.71	19.68	-1.24	-1.42	-1.33
19:00	14.82	14.94	14.88	-7.53	-7.75	-7.64
20:00	10.77	10.88	10.82	-9.94	-10.17	-10.05
21:00	10.77	10.88	10.82	-9.94	-10.17	-10.05
22:00	2.51	2.63	2.57	-14.56	-14.78	-14.67
23:00	2.51	2.63	2.57	-14.56	-14.78	-14.67
24:00	2.51	2.63	2.57	-14.56	-14.78	-14.67
Integración numérica por la regla trapezoidal	2817.99	2999.15	2720.57	752.71	390.00	975.33
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 24C. Flux de calor total promedio del caso C1 (W/m²).
Diciembre (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Blanco	Gray	Blanco
01:00	-17.12	-17.29	-17.21	-44.66	-45.09	-44.87
02:00	-18.10	-18.28	-18.19	-52.64	-53.18	-52.91
03:00	-24.89	-25.07	-24.98	-52.87	-53.35	-53.11
04:00	-22.96	-23.13	-23.04	-48.45	-48.88	-48.66
05:00	-25.65	-25.82	-25.73	-49.84	-50.26	-50.05
06:00	-23.95	-24.14	-24.05	-58.63	-59.20	-58.92
07:00	-28.61	-34.54	-37.43	-34.36	-51.40	-25.89
08:00	-5.57	-23.49	-32.84	36.19	-14.18	62.49
09:00	3.07	-20.94	-33.93	56.12	1.08	86.77
10:00	58.18	29.87	14.19	74.65	9.09	111.24
11:00	130.61	100.20	83.42	85.43	12.80	125.84
12:00	204.13	172.23	154.56	94.38	16.86	137.45
13:00	47.67	38.78	34.72	13.17	-7.71	23.96
14:00	10.33	-14.72	-28.55	75.45	14.73	109.11
15:00	13.35	4.76	0.24	21.24	1.07	32.20
16:00	8.69	3.23	1.05	4.06	-5.82	8.94
17:00	6.15	5.04	4.57	-9.92	-12.07	-9.01
18:00	3.08	2.95	3.01	-18.71	-18.97	-18.84
19:00	3.08	2.95	3.01	-18.71	-18.97	-18.84
20:00	-0.25	-0.38	-0.31	-21.71	-21.99	-21.85
21:00	-0.25	-0.38	-0.31	-21.71	-21.99	-21.85
22:00	-0.25	-0.38	-0.31	-21.71	-21.99	-21.85
23:00	-4.68	-4.82	-4.75	-25.65	-25.94	-25.80
24:00	-4.68	-4.82	-4.75	-25.65	-25.94	-25.80
Integración numérica por la regla trapezoidal	654.41	587.14	564.19	930.75	577.07	1160.92
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 25C. Flux de calor total promedio del caso C2 (W/m²). Enero (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray		Gray	Gray		Gray
	Gris	Blanco	Gray	Negro	White	Gris
	■ Gray	□ Whit	■ Black	■ Gray	□ Whit	■ Black
01:00	-1.83	-1.76	-1.79	-25.32	-25.61	-25.46
02:00	-1.83	-1.76	-1.79	-25.32	-25.61	-25.46
03:00	-1.83	-1.76	-1.79	-25.32	-25.61	-25.46
04:00	-1.83	-1.76	-1.79	-25.32	-25.61	-25.46
05:00	-4.71	-4.64	-4.68	-30.22	-30.52	-30.37
06:00	-4.71	-4.64	-4.68	-30.22	-30.52	-30.37
07:00	6.84	8.00	6.31	-26.04	-30.92	-23.77
08:00	11.32	14.99	9.57	-8.64	-23.95	-1.20
09:00	11.08	16.73	8.35	5.77	-17.07	16.69
10:00	11.89	19.86	7.97	23.43	-8.99	40.70
11:00	58.30	69.29	52.50	55.54	5.33	83.15
12:00	259.11	278.64	248.52	119.75	29.18	170.39
13:00	127.34	144.30	118.11	103.83	27.06	146.87
14:00	-2.95	12.88	-11.53	103.82	31.41	144.15
15:00	0.65	12.00	-5.47	73.01	21.53	101.50
16:00	8.74	16.45	4.58	56.65	22.30	75.58
17:00	12.90	15.09	11.77	18.54	9.08	23.57
18:00	5.94	6.01	5.98	-8.48	-8.70	-8.59
19:00	5.94	6.01	5.98	-8.48	-8.70	-8.59
20:00	5.94	6.01	5.98	-8.48	-8.70	-8.59
21:00	5.94	6.01	5.98	-8.48	-8.70	-8.59
22:00	5.94	6.01	5.98	-8.48	-8.70	-8.59
23:00	5.94	6.01	5.98	-8.48	-8.70	-8.59
24:00	5.94	6.01	5.98	-8.48	-8.70	-8.59
Integración numérica por la regla trapezoidal 24:00	565.60	662.68	539.15	799.18	434.02	1033.28
$\int_{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 26C. Flux de calor total promedio del caso C2 (W/m²). Enero (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray		Gray	Gray		Gray
	Gris	Blanco	Gray	Negro	White	Gris
	■ Gray	□ Whit	■ Black	■ Gray	□ Wh	■ Black
01:00	-17.12	-17.01	-17.06	-61.61	-62.14	-61.87
02:00	-17.69	-17.57	-17.63	-66.56	-67.19	-66.88
03:00	-17.69	-17.57	-17.63	-66.56	-67.19	-66.88
04:00	-18.48	-18.35	-18.41	-67.98	-68.63	-68.31
05:00	-18.48	-18.35	-18.41	-67.98	-68.63	-68.31
06:00	-16.59	-16.47	-16.53	-64.55	-65.17	-64.86
07:00	-6.34	-5.19	-6.84	-56.57	-62.07	-54.15
08:00	0.24	4.35	-1.76	-29.11	-49.78	-18.92
09:00	31.82	40.76	27.49	13.81	-27.67	33.74
10:00	389.86	401.25	383.77	47.37	-1.13	74.52
11:00	449.66	468.70	439.37	98.74	12.24	147.38
12:00	235.01	254.82	224.36	104.32	13.12	155.22
13:00	151.96	170.84	141.89	102.01	13.49	150.99
14:00	69.37	83.64	61.66	67.19	6.47	101.39
15:00	-14.94	-0.58	-22.51	68.81	6.63	103.43
16:00	-5.05	1.70	-8.60	25.56	-0.95	40.29
17:00	-1.74	-0.46	-2.35	-11.98	-16.79	-9.65
18:00	-1.54	-1.47	-1.51	-22.55	-22.82	-22.69
19:00	-2.82	-2.75	-2.78	-25.61	-25.89	-25.75
20:00	-2.82	-2.75	-2.78	-25.61	-25.89	-25.75
21:00	-4.38	-4.30	-4.34	-32.12	-32.46	-32.29
22:00	-6.92	-6.83	-6.87	-40.22	-40.62	-40.42
23:00	-9.10	-9.00	-9.05	-44.36	-44.78	-44.57
24:00	-12.16	-12.07	-12.11	-51.22	-51.69	-51.46
Integración numérica por la regla trapezoidal 24:00	1487.10	1562.23	1451.14	1205.99	796.52	1473.04
$\int_{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 27C. Flux de calor total promedio del caso C2 (W/m²).
Febrero (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Blanco	Gray	Blanco
01:00	2.19	2.26	2.23	-16.13	-16.38	-16.26
02:00	2.19	2.26	2.23	-16.13	-16.38	-16.26
03:00	2.19	2.26	2.23	-16.13	-16.38	-16.26
04:00	0.92	0.99	0.95	-21.04	-21.32	-21.18
05:00	0.92	0.99	0.95	-21.04	-21.32	-21.18
06:00	-0.14	-0.06	-0.10	-23.93	-24.22	-24.07
07:00	4.01	5.11	3.51	-18.82	-23.15	-16.78
08:00	375.27	382.63	371.52	25.46	-6.43	42.57
09:00	385.26	396.40	379.33	56.28	5.73	84.32
10:00	395.32	409.03	387.90	76.98	15.25	111.51
11:00	407.86	422.51	399.82	88.00	23.70	124.34
12:00	235.94	251.93	227.16	104.98	32.93	145.50
13:00	57.56	73.41	48.89	108.28	36.66	148.43
14:00	4.25	19.28	-3.92	108.86	39.51	147.46
15:00	9.25	21.01	2.85	89.93	39.51	119.68
16:00	7.34	16.03	2.68	61.87	21.79	83.87
17:00	17.26	21.32	15.10	38.44	19.22	48.81
18:00	8.28	8.34	8.28	-1.01	-1.32	-1.01
19:00	7.98	8.02	8.00	-6.61	-6.82	-6.72
20:00	6.35	6.42	6.38	-12.68	-12.93	-12.81
21:00	6.35	6.42	6.38	-12.68	-12.93	-12.81
22:00	5.84	5.91	5.87	-13.28	-13.53	-13.40
23:00	5.84	5.91	5.87	-13.28	-13.53	-13.40
24:00	5.84	5.91	5.87	-13.28	-13.53	-13.40
Integración numérica por la regla trapezoidal	1950.33	2070.31	1893.98	950.40	439.52	1247.19
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 28C. Flux de calor total promedio del caso C2 (W/m²).
Febrero (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Blanco	Gray	Blanco
01:00	-14.00	-13.89	-13.95	-55.22	-55.71	-55.47
02:00	-14.00	-13.89	-13.95	-55.22	-55.71	-55.47
03:00	-16.31	-16.21	-16.26	-59.54	-60.06	-59.80
04:00	-16.31	-16.21	-16.26	-59.54	-60.06	-59.80
05:00	-18.65	-18.55	-18.60	-62.86	-63.38	-63.12
06:00	-18.65	-18.55	-18.60	-62.86	-63.38	-63.12
07:00	65.97	69.00	64.48	-41.00	-55.18	-34.00
08:00	480.54	491.89	475.90	13.81	-31.82	36.02
09:00	570.74	583.80	563.96	51.64	-7.37	83.92
10:00	513.38	530.47	504.32	85.29	5.35	129.71
11:00	386.50	407.46	375.46	116.75	14.44	172.90
12:00	221.90	241.28	211.48	106.90	17.45	156.80
13:00	39.13	58.33	28.90	106.75	18.62	155.70
14:00	-13.45	4.84	-23.12	108.32	22.01	155.82
15:00	-6.82	7.42	-14.38	85.21	18.03	122.10
16:00	0.43	7.51	-3.40	38.91	8.70	55.60
17:00	3.22	6.51	1.74	10.62	-1.99	17.45
18:00	1.74	1.81	1.78	-17.33	-17.58	-17.45
19:00	-0.74	-0.68	-0.71	-21.59	-21.86	-21.73
20:00	-0.74	-0.68	-0.71	-21.59	-21.86	-21.73
21:00	-2.14	-2.07	-2.10	-27.02	-27.33	-27.17
22:00	-2.14	-2.07	-2.10	-27.02	-27.33	-27.17
23:00	-3.36	-3.29	-3.32	-31.02	-31.36	-31.19
24:00	-5.82	-5.73	-5.77	-36.17	-36.54	-36.36
Integración numérica por la regla trapezoidal	2406.81	2512.29	2371.38	1256.51	696.98	1613.68
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 29C. Flux de calor total promedio del caso C2 (W/m²).
Marzo (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray	Blanco	Gray	Gray	Blanco	Gray
01:00	5.74	5.80	5.77	-9.55	-9.78	-9.66
02:00	5.74	5.80	5.77	-9.55	-9.78	-9.66
03:00	5.74	5.80	5.77	-9.55	-9.78	-9.66
04:00	5.74	5.80	5.77	-9.55	-9.78	-9.66
05:00	5.74	5.80	5.77	-9.55	-9.78	-9.66
06:00	5.64	5.79	5.62	-14.13	-14.70	-14.08
07:00	14.28	16.49	13.29	-2.06	-9.90	1.54
08:00	201.74	207.68	198.61	25.28	1.02	38.69
09:00	520.04	531.04	514.08	65.33	17.06	92.35
10:00	530.56	544.78	522.77	94.61	30.93	130.43
11:00	401.64	418.56	392.37	120.02	42.22	163.69
12:00	240.24	259.47	229.77	142.21	51.02	193.00
13:00	163.14	180.86	153.51	132.97	48.87	179.69
14:00	90.00	105.59	81.51	124.40	50.70	165.32
15:00	11.14	27.17	2.56	131.80	51.73	175.55
16:00	16.97	26.01	12.07	79.80	38.37	102.68
17:00	17.26	19.71	15.96	30.02	19.65	35.60
18:00	14.25	14.55	14.13	11.14	10.02	11.62
19:00	10.12	10.15	10.13	3.05	2.92	2.99
20:00	8.21	8.24	8.23	-0.16	-0.31	-0.24
21:00	8.21	8.24	8.23	-0.16	-0.31	-0.24
22:00	8.21	8.24	8.23	-0.16	-0.31	-0.24
23:00	7.32	7.39	7.35	-3.78	-3.96	-3.87
24:00	7.32	7.39	7.35	-3.78	-3.96	-3.87
Integración numérica por la regla trapezoidal						
24:00	2298.46	2429.78	2228.06	1025.95	439.98	1357.22
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$						
1:00 (Wh/m ²)						

Tabla 30C. Flux de calor total promedio del caso C2 (W/m²).
Marzo (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray	Blanco	Gray	Gray	Blanco	Gray
01:00	-9.84	-9.74	-9.79	-46.83	-47.28	-47.05
02:00	-9.84	-9.74	-9.79	-46.83	-47.28	-47.05
03:00	-9.84	-9.74	-9.79	-46.83	-47.28	-47.05
04:00	-9.84	-9.74	-9.79	-46.83	-47.28	-47.05
05:00	-12.35	-12.25	-12.30	-52.71	-53.20	-52.95
06:00	-12.23	-12.08	-12.20	-56.20	-56.95	-56.37
07:00	294.34	301.97	290.83	-5.85	-37.70	8.40
08:00	638.32	650.09	632.18	55.27	-3.95	87.06
09:00	592.23	608.20	583.86	82.48	5.07	125.01
10:00	487.23	505.88	477.38	102.79	12.82	152.38
11:00	383.88	406.54	371.97	137.37	24.28	199.08
12:00	216.01	238.32	204.19	136.47	27.59	196.25
13:00	42.58	63.60	31.38	130.52	30.44	185.76
14:00	-8.96	10.51	-19.27	127.88	33.13	179.76
15:00	2.87	11.10	-1.60	52.17	16.74	71.83
16:00	4.76	10.43	1.68	35.60	11.42	48.89
17:00	4.30	7.53	2.66	15.77	3.01	22.74
18:00	4.14	4.43	4.04	-6.68	-7.67	-6.34
19:00	2.05	2.11	2.08	-13.49	-13.71	-13.60
20:00	0.23	0.29	0.26	-16.36	-16.58	-16.47
21:00	0.23	0.29	0.26	-21.86	-22.11	-21.99
22:00	-1.74	-1.67	-1.70	-21.86	-22.11	-21.99
23:00	-1.74	-1.67	-1.70	-21.86	-22.11	-21.99
24:00	-1.74	-1.67	-1.70	-21.86	-22.11	-21.99
Integración numérica por la regla trapezoidal						
24:00	2745.49	2883.91	2686.66	1268.03	597.10	1664.52
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$						
1:00 (Wh/m ²)						

Tabla 31C. Flux de calor total promedio del caso C2 (W/m²). Abril (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray	Blanco	Gray	Gray	Blanco	Gray
01:00	5.98	6.03	6.00	-5.40	-5.58	-5.49
02:00	5.98	6.03	6.00	-5.40	-5.58	-5.49
03:00	5.98	6.03	6.00	-5.40	-5.58	-5.49
04:00	5.01	5.07	5.04	-8.19	-8.39	-8.29
05:00	5.01	5.07	5.04	-8.19	-8.39	-8.29
06:00	28.68	29.18	28.47	-8.10	-9.80	-7.39
07:00	207.30	210.54	205.67	12.51	-0.12	19.34
08:00	656.94	664.97	652.57	48.04	13.42	67.31
09:00	610.12	620.74	604.32	70.11	24.04	95.97
10:00	529.18	543.45	521.36	102.27	37.92	138.43
11:00	398.15	415.53	388.64	127.86	47.09	173.09
12:00	234.67	253.62	224.34	144.34	54.18	194.52
13:00	60.09	81.37	48.73	167.50	60.50	225.93
14:00	9.56	28.34	-0.49	153.16	59.07	204.59
15:00	19.36	33.25	11.92	126.37	56.54	164.49
16:00	25.24	33.22	20.94	83.72	45.61	104.61
17:00	27.02	30.22	25.30	48.94	34.84	56.60
18:00	18.28	18.45	18.22	15.17	14.48	15.43
19:00	13.51	13.55	13.53	5.09	4.95	5.02
20:00	11.09	11.13	11.11	2.28	2.13	2.20
21:00	10.41	10.45	10.43	0.34	0.17	0.26
22:00	10.24	10.29	10.26	-2.41	-2.60	-2.51
23:00	10.49	10.53	10.51	-0.88	-1.06	-0.97
24:00	10.63	10.71	10.67	-3.57	-3.77	-3.67
Integración numérica por la regla trapezoidal						
24:00	2910.61	3049.38	2837.23	1150.74	501.15	1510.81
$\int_{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 32C. Flux de calor total promedio del caso C2 (W/m²). Abril (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray	Blanco	Gray	Gray	Blanco	Gray
01:00	-3.09	-3.01	-3.05	-29.24	-29.56	-29.41
02:00	-3.09	-3.01	-3.05	-29.24	-29.56	-29.41
03:00	-7.13	-7.03	-7.08	-47.01	-47.50	-47.26
04:00	-12.83	-12.73	-12.78	-52.47	-52.95	-52.71
05:00	-15.42	-15.32	-15.37	-55.35	-55.81	-55.58
06:00	-16.49	-15.37	-16.99	-49.97	-55.28	-47.62
07:00	-14.14	-5.90	-18.25	14.13	-22.11	31.92
08:00	-4.39	7.18	-10.43	46.83	-0.12	73.12
09:00	42.05	56.47	34.16	74.69	12.13	109.85
10:00	168.14	185.41	158.71	95.42	18.70	138.65
11:00	258.80	279.14	247.77	120.67	26.72	173.27
12:00	200.22	223.86	187.63	149.44	34.21	212.82
13:00	45.29	66.27	33.99	132.36	34.32	186.90
14:00	-5.94	12.14	-15.71	118.10	34.15	164.78
15:00	1.87	12.28	-3.84	67.91	23.48	92.81
16:00	3.59	10.67	-0.32	45.72	15.55	62.44
17:00	5.89	9.30	4.07	20.78	6.92	28.32
18:00	5.47	6.18	5.19	-1.72	-3.72	-0.87
19:00	1.41	1.47	1.44	-15.96	-16.19	-16.07
20:00	1.41	1.47	1.44	-15.96	-16.19	-16.07
21:00	1.41	1.47	1.44	-15.96	-16.19	-16.07
22:00	1.41	1.47	1.44	-15.96	-16.19	-16.07
23:00	1.41	1.47	1.44	-15.96	-16.19	-16.07
24:00	-1.12	-1.05	-1.09	-21.19	-21.44	-1.09
Integración numérica por la regla trapezoidal						
24:00	819.91	937.68	784.63	1226.81	579.68	1603.95
$\int_{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 33C. Flux de calor total promedio del caso C2 (W/m²).
Mayo (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray	Blanco	Gray	Gray	Blanco	Gray
01:00	5.74	5.81	5.78	-10.60	-10.83	-10.72
02:00	5.74	5.81	5.78	-10.60	-10.83	-10.72
03:00	5.74	5.81	5.78	-10.60	-10.83	-10.72
04:00	5.74	5.81	5.78	-10.60	-10.83	-10.72
05:00	5.74	5.81	5.78	-10.60	-10.83	-10.72
06:00	227.59	230.33	226.62	-4.76	-11.94	-1.39
07:00	518.99	524.59	516.03	24.62	0.93	37.53
08:00	466.75	462.40	462.40	48.12	67.37	67.37
09:00	438.60	448.45	433.22	63.37	21.14	87.06
10:00	410.88	424.26	403.54	90.16	30.93	123.50
11:00	385.17	401.65	376.08	117.94	43.39	159.97
12:00	229.06	245.32	220.08	119.43	46.50	160.59
13:00	62.50	78.83	53.49	125.43	51.51	166.99
14:00	10.53	26.21	1.93	123.31	51.26	163.59
15:00	13.82	27.30	6.44	110.69	48.76	145.21
16:00	20.68	29.85	15.68	86.34	44.68	109.41
17:00	24.87	26.68	23.92	34.95	27.06	39.17
18:00	21.72	22.08	21.55	18.04	16.45	18.78
19:00	19.79	19.82	19.81	16.31	16.19	16.25
20:00	16.76	16.79	16.77	10.98	10.85	10.91
21:00	13.79	13.82	13.80	8.19	8.06	8.13
22:00	11.28	11.31	11.30	2.70	2.55	2.63
23:00	9.14	9.18	9.16	-0.37	-0.53	-0.45
24:00	7.82	7.90	7.86	-4.77	-4.96	-4.87
Integración numérica por la regla trapezoidal 24:00	2931.67	3048.96	2861.74	1055.78	551.34	1369.56
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 34C. Flux de calor total promedio del caso C2 (W/m²).
Mayo (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray	Blanco	Gray	Gray	Blanco	Gray
01:00	1.23	1.31	1.27	-25.55	-25.88	-25.72
02:00	1.23	1.31	1.27	-25.55	-25.88	-25.72
03:00	-0.42	-0.34	-0.38	-28.81	-29.15	-28.98
04:00	-2.32	-2.24	-2.28	-31.94	-32.30	-32.12
05:00	-2.32	-2.24	-2.28	-31.94	-32.30	-32.12
06:00	10.62	11.72	10.12	-22.37	-26.99	-20.23
07:00	15.33	19.23	13.67	0.14	-15.02	6.96
08:00	258.76	266.87	254.44	39.76	4.44	59.32
09:00	697.85	715.79	688.18	102.96	19.50	149.62
10:00	536.20	552.01	527.55	92.19	21.86	131.90
11:00	371.59	387.02	363.11	88.64	21.25	126.83
12:00	205.35	220.92	196.76	85.36	18.63	123.30
13:00	44.83	60.13	36.36	86.99	22.40	123.76
14:00	22.12	35.09	15.00	76.30	21.07	107.46
15:00	15.22	24.84	9.90	54.71	13.84	77.57
16:00	1.89	7.99	-1.44	35.18	9.84	49.19
17:00	4.75	8.27	2.91	18.27	3.97	26.05
18:00	6.36	6.75	6.15	-2.82	-4.07	-2.34
19:00	5.84	5.89	5.86	-5.85	-6.04	-5.94
20:00	5.54	5.60	5.57	-6.61	-6.81	-6.71
21:00	5.54	5.60	5.57	-6.61	-6.81	-6.71
22:00	5.54	5.60	5.57	-6.61	-6.81	-6.71
23:00	5.54	5.60	5.57	-6.61	-6.81	-6.71
24:00	5.54	5.60	5.57	-6.61	-6.81	-6.71
Integración numérica por la regla trapezoidal 24:00	2228.55	2354.49	2163.36	872.32	372.10	1172.47
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 35C. Flux de calor total promedio del caso C2 (W/m²). Junio (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray			Gray		
	Gris	Blanco	Gray	Blanco	Gray	Blanco
	■ Gray	□ White	■ Black	■ Gray	□ White	■ Black
01:00	6.72	6.77	6.75	-5.67	-5.86	-5.77
02:00	6.72	6.77	6.75	-5.67	-5.86	-5.77
03:00	6.72	6.77	6.75	-5.67	-5.86	-5.77
04:00	5.58	5.64	5.61	-7.78	-7.99	-7.89
05:00	5.58	5.64	5.61	-7.78	-7.99	-7.89
06:00	22.74	24.06	22.03	-2.11	-7.02	0.21
07:00	164.17	168.96	161.68	21.49	1.45	32.44
08:00	259.99	267.34	256.04	42.51	11.11	59.93
09:00	421.31	433.00	414.97	72.59	20.68	101.61
10:00	434.54	449.67	426.28	99.65	30.78	138.26
11:00	348.04	364.93	338.77	114.03	37.15	157.26
12:00	203.30	220.60	193.80	120.13	41.19	164.48
13:00	138.72	154.48	130.09	112.66	40.66	152.98
14:00	73.54	88.16	65.57	107.69	40.26	145.25
15:00	12.46	23.49	6.41	88.83	39.71	116.25
16:00	16.94	23.18	13.57	57.51	29.55	72.86
17:00	14.26	18.33	12.08	37.78	20.45	47.24
18:00	13.85	14.66	13.45	12.77	9.61	14.35
19:00	7.80	7.86	7.83	-8.33	-8.55	-8.44
20:00	10.73	10.76	10.74	-1.55	-1.73	-1.64
21:00	10.73	10.76	10.74	-1.55	-1.73	-1.64
22:00	8.69	8.75	8.72	-2.05	-2.23	-2.14
23:00	8.69	8.75	8.72	-2.05	-2.23	-2.14
24:00	7.92	7.94	7.93	-5.43	-5.63	-5.53
Integración numérica por la regla trapezoidal	2202.43	2329.91	2133.56	937.77	379.56	1252.12
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 36C. Flux de calor total promedio del caso C2 (W/m²). Junio (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray			Gray		
	Gris	Blanco	Gray	Blanco	Gray	Blanco
	■ Gray	□ White	■ Black	■ Gray	□ White	■ Black
01:00	4.96	5.03	4.99	-14.20	-14.46	-14.33
02:00	4.96	5.03	4.99	-14.20	-14.46	-14.33
03:00	4.96	5.03	4.99	-14.20	-14.46	-14.33
04:00	4.96	5.03	4.99	-14.20	-14.46	-14.33
05:00	4.96	5.03	4.99	-14.20	-14.46	-14.33
06:00	8.98	9.82	8.59	-8.01	-11.02	-6.63
07:00	10.82	12.92	9.86	1.25	-6.15	4.73
08:00	28.06	32.39	25.78	19.00	1.95	28.40
09:00	58.38	65.08	54.77	33.11	5.56	48.41
10:00	89.48	98.51	84.55	51.21	12.50	72.79
11:00	62.02	71.04	57.08	53.46	14.39	75.19
12:00	34.91	42.57	30.70	46.79	14.48	64.76
13:00	6.70	15.31	2.01	53.80	16.76	74.38
14:00	6.27	12.49	2.86	39.66	13.47	54.14
15:00	5.82	10.96	3.03	33.65	11.93	45.57
16:00	5.28	8.94	3.35	20.67	5.69	28.83
17:00	5.23	7.55	4.01	6.78	-2.30	11.44
18:00	6.68	7.08	6.48	-2.48	-3.76	-2.00
19:00	0.44	0.50	0.47	-18.11	-18.36	-18.24
20:00	0.44	0.50	0.47	-18.11	-18.36	-18.24
21:00	2.79	2.85	2.82	-12.50	-12.72	-12.61
22:00	2.79	2.85	2.82	-12.50	-12.72	-12.61
23:00	2.79	2.85	2.82	-12.50	-12.72	-12.61
24:00	2.31	2.38	2.34	-15.60	-15.84	-15.72
Integración numérica por la regla trapezoidal	361.34	428.01	326.11	515.33	267.84	663.93
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 37C. Flux de calor total promedio del caso C2 (W/m²). Julio (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Whit	Black	Gray
01:00	7.55	7.61	7.58	-3.81	-4.00	-3.91
02:00	7.55	7.61	7.58	-3.81	-4.00	-3.91
03:00	6.17	6.23	6.20	-11.70	-11.94	-11.82
04:00	6.17	6.23	6.20	-11.70	-11.94	-11.82
05:00	6.17	6.23	6.20	-11.70	-11.94	-11.82
06:00	113.35	116.25	112.28	0.65	-8.81	4.99
07:00	312.51	318.12	309.56	26.98	3.12	40.09
08:00	433.65	444.27	427.97	63.26	14.63	90.16
09:00	554.58	568.89	546.83	91.38	25.49	128.15
10:00	432.99	449.80	423.89	112.33	33.15	156.39
11:00	344.89	361.82	335.74	112.19	32.16	156.65
12:00	259.86	276.32	250.95	111.80	34.33	154.85
13:00	174.07	190.81	165.03	116.73	37.03	160.85
14:00	87.39	104.45	78.22	120.88	38.83	166.14
15:00	-1.03	17.45	-10.81	134.10	41.67	184.44
16:00	7.33	16.67	2.24	67.72	26.78	90.48
17:00	12.04	17.13	9.29	42.28	20.48	54.24
18:00	14.07	14.83	13.69	13.97	11.06	15.44
19:00	5.44	5.50	5.47	-6.15	-6.34	-6.25
20:00	5.44	5.50	5.47	-6.15	-6.34	-6.25
21:00	5.44	5.50	5.47	-6.15	-6.34	-6.25
22:00	5.44	5.50	5.47	-6.15	-6.34	-6.25
23:00	5.44	5.50	5.47	-6.15	-6.34	-6.25
24:00	5.44	5.50	5.47	-6.15	-6.34	-6.25
Integración numérica por la regla trapezoidal	2807.50	2957.16	2746.56	1088.94	404.25	1478.56
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 38C. Flux de calor total promedio del caso C2 (W/m²). Julio (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Whit	Black	Gray
01:00	2.35	2.42	2.39	-17.86	-18.13	-18.00
02:00	2.35	2.42	2.39	-17.86	-18.13	-18.00
03:00	2.35	2.42	2.39	-17.86	-18.13	-18.00
04:00	2.35	2.42	2.39	-17.86	-18.13	-18.00
05:00	1.42	1.49	1.45	-20.06	-20.34	-20.20
06:00	3.78	4.61	3.40	-19.70	-23.12	-18.20
07:00	389.61	396.36	386.04	26.29	-4.26	42.74
08:00	594.35	605.88	588.17	64.54	11.60	93.91
09:00	507.44	521.87	499.70	87.70	20.00	125.25
10:00	421.47	436.85	413.11	97.90	27.28	137.39
11:00	334.74	351.98	325.33	112.78	33.77	157.10
12:00	205.23	224.68	194.62	129.75	39.27	180.36
13:00	136.57	153.52	127.30	111.32	34.42	154.48
14:00	67.81	83.88	59.05	106.57	33.29	147.54
15:00	3.80	18.52	-4.20	105.56	37.83	143.25
16:00	11.23	19.68	6.65	66.49	28.75	87.36
17:00	15.32	19.31	13.18	37.39	19.81	46.95
18:00	14.51	15.64	13.98	14.03	9.50	16.40
19:00	12.19	12.24	12.22	2.08	1.93	2.01
20:00	7.85	7.88	7.86	-1.10	-1.25	-1.18
21:00	7.85	7.88	7.86	-1.10	-1.25	-1.18
22:00	7.85	7.88	7.86	-1.10	-1.25	-1.18
23:00	6.94	6.99	6.97	-5.57	-5.76	-5.66
24:00	6.94	6.99	6.97	-5.57	-5.76	-5.66
Integración numérica por la regla trapezoidal	2761.64	2909.09	2690.78	1076.35	421.00	1448.14
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 39C. Flux de calor total promedio del caso C2 (W/m²).
Agosto (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Whit	Black	Gray
01:00	6.53	6.59	6.56	-14.92	-15.19	-15.06
02:00	6.53	6.59	6.56	-14.92	-15.19	-15.06
03:00	6.53	6.59	6.56	-14.92	-15.19	-15.06
04:00	6.53	6.59	6.56	-14.92	-15.19	-15.06
05:00	6.53	6.59	6.56	-14.92	-15.19	-15.06
06:00	480.57	483.27	479.18	-14.48	-24.04	-9.92
07:00	517.14	524.04	513.54	35.94	2.51	53.96
08:00	553.55	565.02	547.49	73.33	17.09	104.06
09:00	561.66	575.99	553.97	93.17	25.27	130.77
10:00	513.09	531.40	503.24	121.09	33.29	169.76
11:00	362.15	381.19	351.86	133.35	41.76	184.12
12:00	210.00	229.60	199.38	140.55	46.61	192.65
13:00	58.90	78.44	48.27	143.09	50.91	194.41
14:00	9.59	22.06	2.87	97.23	37.63	130.01
15:00	20.51	23.86	18.73	38.40	22.90	46.76
16:00	8.81	10.33	8.01	10.86	5.15	13.85
17:00	4.01	4.17	3.99	-15.01	-15.64	-14.95
18:00	4.51	4.63	4.52	-11.04	-11.47	-11.05
19:00	4.51	4.63	4.52	-11.04	-11.47	-11.05
20:00	4.51	4.63	4.52	-11.04	-11.47	-11.05
21:00	4.51	4.63	4.52	-11.04	-11.47	-11.05
22:00	4.51	4.63	4.52	-11.04	-11.47	-11.05
23:00	4.51	4.63	4.52	-11.04	-11.47	-11.05
24:00	4.51	4.63	4.52	-11.04	-11.47	-11.05
Integración numérica por la regla trapezoidal 24:00	3358.70	3489.18	3289.41	1055.43	465.72	1384.77
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 40C. Flux de calor total promedio del caso C2 (W/m²).
Agosto (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Whit	Black	Gray
01:00	3.08	3.16	3.12	-27.28	-27.63	-27.45
02:00	3.08	3.16	3.12	-27.28	-27.63	-27.45
03:00	3.08	3.16	3.12	-27.28	-27.63	-27.45
04:00	3.08	3.16	3.12	-27.28	-27.63	-27.45
05:00	2.05	2.13	2.09	-25.13	-25.46	-25.30
06:00	465.38	468.53	464.04	-21.97	-29.71	-18.28
07:00	533.65	540.59	530.03	32.35	-1.72	50.50
08:00	600.94	613.03	594.58	71.99	11.77	104.81
09:00	601.16	618.52	592.07	115.61	26.41	163.98
10:00	507.31	525.18	497.70	117.27	31.77	164.68
11:00	414.60	437.00	402.56	150.83	41.53	211.21
12:00	275.94	296.87	264.67	142.51	41.42	198.45
13:00	135.80	156.44	124.75	143.04	42.14	198.53
14:00	-2.69	13.62	-11.59	107.65	34.02	148.88
15:00	6.44	18.10	0.07	84.61	32.68	113.58
16:00	10.16	17.52	6.16	56.81	24.95	74.45
17:00	12.57	16.26	10.59	32.26	16.49	40.82
18:00	12.59	13.16	12.32	8.04	5.81	9.11
19:00	10.55	10.63	10.59	-3.25	-3.45	-3.35
20:00	10.55	10.63	10.59	-3.25	-3.45	-3.35
21:00	10.55	10.63	10.59	-3.25	-3.45	-3.35
22:00	9.18	9.25	9.22	-4.52	-4.73	-4.63
23:00	9.18	9.25	9.22	-4.52	-4.73	-4.63
24:00	8.01	8.07	8.04	-9.66	-9.90	-9.78
Integración numérica por la regla trapezoidal 24:00	3646.09	3802.43	3578.36	1229.17	487.34	1642.86
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 41C. Flux de calor total promedio del caso C2 (W/m²).
Septiembre (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanc	Gray	Whit	Blanc	Gray
01:00	6.40	6.46	6.43	-7.56	-7.77	-7.66
02:00	5.29	5.36	5.33	-10.49	-10.72	-10.61
03:00	5.29	5.36	5.33	-10.49	-10.72	-10.61
04:00	5.29	5.36	5.33	-10.49	-10.72	-10.61
05:00	5.29	5.36	5.33	-10.49	-10.72	-10.61
06:00	18.13	20.04	17.19	-6.30	-13.34	-2.91
07:00	33.71	36.96	32.16	4.11	-8.27	10.12
08:00	325.65	333.05	321.74	35.19	3.19	52.89
09:00	306.68	317.87	300.68	69.39	17.43	98.08
10:00	285.22	298.45	278.06	87.63	26.93	121.42
11:00	263.47	278.75	255.12	104.63	34.84	143.70
12:00	237.76	257.55	227.00	135.91	42.44	187.99
13:00	127.71	141.22	120.40	100.89	37.20	136.12
14:00	14.89	21.88	11.15	59.66	26.93	77.54
15:00	16.93	20.73	14.91	37.37	20.25	46.64
16:00	0.30	3.10	-0.99	4.08	-5.67	8.97
17:00	4.71	6.97	3.66	2.54	-6.06	6.65
18:00	8.68	8.84	8.68	-3.09	-3.48	-3.08
19:00	8.37	8.46	8.41	-5.27	-5.48	-5.38
20:00	8.37	8.46	8.41	-5.27	-5.48	-5.38
21:00	6.69	6.75	6.72	-7.94	-8.15	-8.05
22:00	6.69	6.75	6.72	-7.94	-8.15	-8.05
23:00	5.59	5.66	5.62	-9.87	-10.09	-9.98
24:00	5.59	5.66	5.62	-9.87	-10.09	-9.98
Integración numérica por la regla trapezoidal	1706.73	1808.97	1654.96	737.76	335.19	984.20
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 42C. Flux de calor total promedio del caso C2 (W/m²).
Septiembre (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanc	Gray	Whit	Blanc	Gray
01:00	3.54	3.61	3.57	-14.79	-15.04	-14.91
02:00	3.54	3.61	3.57	-14.79	-15.04	-14.91
03:00	3.54	3.61	3.57	-14.79	-15.04	-14.91
04:00	3.54	3.61	3.57	-14.79	-15.04	-14.91
05:00	3.54	3.61	3.57	-14.79	-15.04	-14.91
06:00	14.42	15.12	14.10	-10.84	-13.43	-9.70
07:00	23.81	28.51	21.35	18.22	-0.62	28.56
08:00	258.78	268.16	253.73	52.76	11.49	75.68
09:00	410.42	423.49	403.34	82.38	23.07	115.48
10:00	558.94	575.50	549.92	105.91	29.93	148.53
11:00	111.25	130.02	100.98	125.14	39.30	173.31
12:00	55.47	73.73	45.47	122.92	39.80	169.58
13:00	-1.10	18.61	-11.79	137.17	44.72	188.61
14:00	-0.96	16.40	-10.39	119.78	39.49	164.52
15:00	5.85	19.64	-1.64	101.30	37.64	136.66
16:00	10.26	17.53	6.31	56.19	24.60	73.67
17:00	11.35	11.60	11.27	2.26	1.34	2.59
18:00	-1.20	-1.12	-1.18	-18.02	-18.32	-18.09
19:00	1.41	1.47	1.44	-18.99	-19.25	-19.12
20:00	3.54	3.61	3.57	-14.79	-15.04	-14.91
21:00	3.54	3.61	3.57	-14.79	-15.04	-14.91
22:00	3.54	3.61	3.57	-14.79	-15.04	-14.91
23:00	2.96	3.03	2.99	-17.43	-17.70	-17.57
24:00	2.96	3.03	2.99	-17.43	-17.70	-17.57
Integración numérica por la regla trapezoidal	1496.21	1632.50	1464.22	1108.93	482.34	1462.29
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 43C. Flux de calor total promedio del caso C2 (W/m²).
Octubre (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Blanco	Gray	Blanco
01:00	5.81	5.88	5.85	-12.02	-12.26	-12.14
02:00	5.81	5.88	5.85	-12.02	-12.26	-12.14
03:00	5.81	5.88	5.85	-12.02	-12.26	-12.14
04:00	5.81	5.88	5.85	-12.02	-12.26	-12.14
05:00	5.88	5.95	5.91	-14.65	-14.91	-14.78
06:00	5.04	5.40	4.91	-11.84	-13.17	-11.38
07:00	768.83	773.35	766.43	17.66	-3.50	28.63
08:00	826.45	836.28	821.09	55.69	10.84	80.59
09:00	745.23	758.81	737.85	83.87	22.28	118.34
10:00	631.52	649.65	621.68	118.46	33.44	165.96
11:00	475.02	495.27	463.97	134.15	39.32	187.26
12:00	263.62	283.89	252.64	134.50	38.49	187.94
13:00	59.26	78.74	48.75	139.55	46.27	191.17
14:00	31.92	46.98	23.78	106.00	35.65	145.00
15:00	5.72	15.45	0.43	68.18	25.16	92.08
16:00	13.98	15.33	13.32	16.05	10.51	18.97
17:00	3.99	4.87	3.68	-3.80	-6.83	-2.41
18:00	6.19	6.25	6.22	-9.66	-9.89	-9.78
19:00	6.19	6.25	6.22	-9.66	-9.89	-9.78
20:00	7.50	7.56	7.53	-7.76	-7.97	-7.87
21:00	7.50	7.56	7.53	-7.76	-7.97	-7.87
22:00	6.56	6.62	6.59	-7.26	-7.46	-7.36
23:00	6.56	6.62	6.59	-7.26	-7.46	-7.36
24:00	6.56	6.62	6.59	-7.26	-7.46	-7.36
Integración numérica por la regla trapezoidal	3900.58	4034.71	3828.89	999.46	397.69	1340.69
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 44C. Flux de calor total promedio del caso C2 (W/m²).
Octubre (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Blanco	Gray	Blanco
01:00	-1.84	-1.77	-1.81	-28.09	-28.41	-28.25
02:00	-5.19	-5.10	-5.14	-36.39	-36.77	-36.58
03:00	-6.52	-6.43	-6.47	-40.53	-40.94	-40.74
04:00	-7.64	-7.55	-7.59	-42.11	-42.52	-42.32
05:00	-7.64	-7.55	-7.59	-42.11	-42.52	-42.32
06:00	-9.27	-9.08	-9.28	-44.36	-45.25	-44.33
07:00	771.86	779.70	769.45	-5.38	-30.91	6.74
08:00	767.73	777.22	762.68	41.33	-2.20	65.00
09:00	682.96	696.54	675.67	73.86	10.88	108.88
10:00	555.74	575.03	545.60	120.94	23.57	173.99
11:00	421.14	443.27	409.49	141.85	30.30	202.63
12:00	235.02	254.68	224.43	120.27	27.73	171.73
13:00	45.20	63.76	35.29	116.87	28.67	165.53
14:00	-5.03	10.32	-13.21	97.60	25.15	137.49
15:00	1.02	11.17	-4.43	63.73	17.39	89.26
16:00	6.90	12.12	4.11	33.21	9.96	45.87
17:00	8.74	9.77	8.26	1.12	-3.04	3.02
18:00	0.83	0.90	0.87	-23.76	-24.06	-23.91
19:00	3.12	3.19	3.16	-17.11	-17.38	-17.25
20:00	3.12	3.19	3.16	-17.11	-17.38	-17.25
21:00	3.12	3.19	3.16	-17.11	-17.38	-17.25
22:00	1.91	1.97	1.94	-18.01	-18.27	-18.14
23:00	0.91	0.97	0.94	-18.96	-19.22	-19.09
24:00	0.91	0.97	0.94	-18.96	-19.22	-19.09
Integración numérica por la regla trapezoidal	3551.97	3684.08	3503.28	1157.26	555.32	1512.99
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 45C. Flux de calor total promedio del caso C2 (W/m²).
 Noviembre (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray	Blanc	Gray	Gray	Blanc	Gray
01:00	2.35	2.42	2.39	-17.86	-18.13	-18.00
02:00	2.35	2.42	2.39	-17.86	-18.13	-18.00
03:00	2.35	2.42	2.39	-17.86	-18.13	-18.00
04:00	2.35	2.42	2.39	-17.86	-18.13	-18.00
05:00	2.35	2.42	2.39	-17.86	-18.13	-18.00
06:00	3.17	3.24	3.20	-16.25	-16.51	-16.38
07:00	28.33	29.69	27.66	-7.31	-12.16	-4.98
08:00	72.37	76.38	70.59	10.40	-4.47	18.29
09:00	88.29	94.05	85.25	27.31	3.12	40.62
10:00	106.40	114.21	102.19	47.34	12.99	66.30
11:00	420.96	437.60	411.92	105.05	28.29	147.99
12:00	236.77	254.17	227.40	115.67	32.77	161.58
13:00	52.43	69.66	43.20	119.11	36.07	164.82
14:00	30.38	42.94	23.70	88.15	27.01	121.56
15:00	8.56	15.75	4.75	50.77	15.48	69.87
16:00	1.17	4.82	-0.43	10.95	-2.17	18.14
17:00	5.59	6.12	5.12	-3.83	-6.39	-2.64
18:00	5.65	5.71	5.68	-9.10	-9.32	-9.21
19:00	5.90	5.97	5.94	-13.62	-13.87	-13.74
20:00	5.90	5.97	5.94	-13.62	-13.87	-13.74
21:00	5.90	5.97	5.94	-13.62	-13.87	-13.74
22:00	5.90	5.97	5.94	-13.62	-13.87	-13.74
23:00	5.90	5.97	5.94	-13.62	-13.87	-13.74
24:00	5.90	5.97	5.94	-13.62	-13.87	-13.74
Integración numérica por la regla trapezoidal	1103.11	1198.06	1054.49	766.52	364.62	998.98
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 46C. Flux de calor total promedio del caso C2 (W/m²).
 Noviembre (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray	Blanc	Gray	Gray	Blanc	Gray
01:00	-9.10	-9.02	-9.06	-42.91	-43.31	-43.11
02:00	-9.10	-9.02	-9.06	-42.91	-43.31	-43.11
03:00	-11.07	-10.97	-11.02	-47.59	-48.02	-47.81
04:00	-9.10	-9.02	-9.06	-42.91	-43.31	-43.11
05:00	-8.53	-8.44	-8.49	-41.37	-41.75	-41.56
06:00	-5.73	-5.65	-5.69	-33.95	-34.28	-34.12
07:00	165.67	167.65	164.69	-21.66	-29.18	-17.97
08:00	877.25	885.33	873.00	24.36	-10.65	42.85
09:00	711.09	722.53	704.95	47.86	-1.97	75.54
10:00	546.37	558.70	539.67	58.86	5.96	88.76
11:00	388.70	403.30	380.77	76.03	11.90	112.19
12:00	215.35	229.51	207.63	76.74	14.31	111.83
13:00	42.16	55.28	34.94	73.01	15.73	105.13
14:00	-6.62	3.55	-12.18	51.86	8.88	75.87
15:00	-2.34	5.20	-6.47	39.13	8.00	56.47
16:00	0.70	4.73	-1.39	15.56	-0.24	24.23
17:00	3.49	3.96	3.30	-9.91	-11.61	-9.23
18:00	1.07	1.14	1.11	-19.64	-19.91	-19.77
19:00	0.38	0.45	0.41	-22.88	-23.17	-23.03
20:00	-1.39	-1.32	-1.35	-25.96	-26.26	-26.11
21:00	-1.39	-1.32	-1.35	-25.96	-26.26	-26.11
22:00	-4.78	-4.71	-4.75	-28.28	-28.56	-28.42
23:00	-4.78	-4.71	-4.75	-28.28	-28.56	-28.42
24:00	-4.78	-4.71	-4.75	-28.28	-28.56	-28.42
Integración numérica por la regla trapezoidal	3024.03	3103.35	2992.94	890.32	517.78	1117.41
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 47C. Flux de calor total promedio del caso C2 (W/m²).
Diciembre (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray	Blanc	Gray	Gray	Blanc	Gray
	■ Gray	□ Whi	■ Blac	■ Gray	□ Whi	■ Blac
01:00	0.85	0.92	0.89	-20.78	-21.06	-20.92
02:00	0.85	0.92	0.89	-20.78	-21.06	-20.92
03:00	0.85	0.92	0.89	-23.43	-23.72	-23.57
04:00	0.85	0.92	0.89	-23.43	-23.72	-23.57
05:00	0.85	0.92	0.89	-23.43	-23.72	-23.57
06:00	-1.03	-0.96	-1.00	-23.43	-23.72	-23.57
07:00	6.33	6.93	6.07	-19.55	-21.91	-18.55
08:00	603.42	609.63	600.31	15.69	-10.62	29.29
09:00	599.96	609.50	594.86	45.60	4.10	68.73
10:00	500.41	511.64	494.32	63.27	14.12	90.81
11:00	388.24	401.15	381.20	79.86	22.94	111.85
12:00	220.44	234.57	212.74	89.34	25.71	124.97
13:00	57.92	70.91	50.80	88.73	31.34	120.92
14:00	7.91	18.13	2.34	75.49	30.38	100.62
15:00	11.21	19.05	6.95	61.76	27.13	80.90
16:00	13.39	17.42	11.23	35.48	18.01	44.99
17:00	14.10	14.64	13.85	7.87	5.70	8.90
18:00	10.47	10.51	10.49	-0.45	-0.62	-0.54
19:00	8.01	8.06	8.03	-6.88	-7.09	-6.98
20:00	5.94	6.00	5.97	-9.48	-9.70	-9.59
21:00	5.94	6.00	5.97	-9.48	-9.70	-9.59
22:00	1.30	1.36	1.33	-14.51	-14.72	-14.61
23:00	1.30	1.36	1.33	-14.51	-14.72	-14.61
24:00	1.30	1.36	1.33	-14.51	-14.72	-14.61
Integración numérica por la regla trapezoidal	2461.80	2552.65	2413.44	770.10	402.32	989.43
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 48C. Flux de calor total promedio del caso C2 (W/m²).
Diciembre (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray	Blanc	Gray	Gray	Blanc	Gray
	■ Gray	□ Whi	■ Blac	■ Gray	□ Whi	■ Black
01:00	-9.30	-9.21	-9.26	-45.28	-45.71	-45.49
02:00	-10.45	-10.34	-10.39	-53.22	-53.76	-53.49
03:00	-13.49	-13.39	-13.44	-53.72	-54.20	-53.96
04:00	-12.20	-12.11	-12.16	-49.27	-49.70	-49.49
05:00	-13.47	-13.37	-13.42	-50.76	-51.19	-50.98
06:00	-13.76	-13.64	-13.70	-59.36	-59.94	-59.65
07:00	-19.15	-15.63	-20.87	-35.31	-52.30	-26.89
08:00	-14.24	-3.30	-19.58	35.71	-14.34	61.83
09:00	-9.25	3.71	-15.96	55.43	1.02	85.74
10:00	36.71	51.41	28.78	74.21	9.44	110.38
11:00	98.84	114.61	90.31	85.49	13.71	125.45
12:00	161.87	178.49	152.92	94.95	18.41	137.54
13:00	33.98	39.01	31.82	13.32	-7.05	24.10
14:00	-7.79	5.42	-14.96	75.03	14.91	108.34
15:00	2.58	7.27	0.13	21.36	1.50	32.19
16:00	1.74	4.39	0.47	4.15	-5.38	8.89
17:00	2.74	3.33	2.49	-9.75	-11.86	-8.85
18:00	1.57	1.64	1.61	-18.66	-18.93	-18.79
19:00	1.57	1.64	1.61	-18.66	-18.93	-18.79
20:00	-0.18	-0.11	-0.14	-21.77	-22.04	-21.90
21:00	-0.18	-0.11	-0.14	-21.77	-22.04	-21.90
22:00	-0.18	-0.11	-0.14	-21.77	-22.04	-21.90
23:00	-2.47	-2.40	-2.43	-25.88	-26.17	-26.02
24:00	-2.47	-2.40	-2.43	-25.88	-26.17	-26.02
Integración numérica por la regla trapezoidal	464.29	501.24	453.32	935.13	584.80	1162.86
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 49C. Flux de calor total promedio del caso C3 (W/m²). Enero (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Gray	Blanco	Gray
01:00	-1.82	-1.75	-1.78	-25.32	-25.61	-25.46
02:00	-1.82	-1.75	-1.78	-25.32	-25.61	-25.46
03:00	-1.82	-1.75	-1.78	-25.32	-25.61	-25.46
04:00	-1.82	-1.75	-1.78	-25.32	-25.61	-25.46
05:00	-4.69	-4.62	-4.65	-30.22	-30.52	-30.37
06:00	-4.69	-4.62	-4.65	-30.22	-30.52	-30.37
07:00	-1.83	-0.67	-2.36	-26.11	-30.99	-23.85
08:00	-1.79	1.94	-3.55	-8.76	-23.99	-1.33
09:00	-2.94	2.80	-5.66	5.64	-17.13	16.57
10:00	-2.64	5.26	-6.49	23.29	-9.14	40.57
11:00	10.23	21.03	4.54	55.13	4.89	82.75
12:00	53.63	72.71	43.31	118.49	27.84	169.17
13:00	23.04	39.71	13.95	103.25	26.44	146.30
14:00	-2.93	12.82	-11.48	103.82	31.42	144.15
15:00	0.65	11.95	-5.45	73.01	21.53	101.50
16:00	8.70	16.38	4.56	56.65	22.31	75.58
17:00	12.84	15.02	11.71	18.54	9.09	23.57
18:00	5.92	5.98	5.95	-8.48	-8.69	-8.59
19:00	5.92	5.98	5.95	-8.48	-8.69	-8.59
20:00	5.92	5.98	5.95	-8.48	-8.69	-8.59
21:00	5.92	5.98	5.95	-8.48	-8.69	-8.59
22:00	5.92	5.98	5.95	-8.48	-8.69	-8.59
23:00	5.92	5.98	5.95	-8.48	-8.69	-8.59
24:00	5.92	5.98	5.95	-8.48	-8.69	-8.59
Integración numérica por la regla trapezoidal 24:00	175.44	254.50	167.28	796.85	431.94	1031.03
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 50C. Flux de calor total promedio del caso C3 (W/m²). Enero (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Gray	Blanco	Gray
01:00	-17.04	-16.93	-16.99	-61.61	-62.15	-61.88
02:00	-17.62	-17.50	-17.56	-66.56	-67.19	-66.88
03:00	-17.62	-17.50	-17.56	-66.56	-67.19	-66.88
04:00	-18.40	-18.28	-18.34	-67.99	-68.63	-68.31
05:00	-18.40	-18.28	-18.34	-67.99	-68.63	-68.31
06:00	-16.52	-16.40	-16.46	-64.56	-65.18	-64.87
07:00	-15.80	-14.65	-16.30	-56.67	-62.17	-54.25
08:00	-11.20	-7.06	-13.22	-29.26	-49.93	-19.06
09:00	-0.76	8.62	-4.98	13.38	-27.97	33.36
10:00	76.35	87.34	70.47	45.65	-3.69	72.84
11:00	92.21	110.69	82.32	96.52	9.86	145.22
12:00	42.04	61.28	31.73	102.99	11.69	153.93
13:00	25.22	43.64	15.42	101.03	12.46	150.05
14:00	3.05	17.04	-4.53	66.83	6.09	101.03
15:00	-14.87	-0.58	-22.41	68.80	6.63	103.43
16:00	-5.02	1.70	-8.56	25.56	-0.95	40.28
17:00	-1.73	-0.45	-2.34	-11.98	-16.79	-9.65
18:00	-1.53	-1.46	-1.50	-22.56	-22.82	-22.69
19:00	-2.80	-2.73	-2.77	-25.61	-25.89	-25.75
20:00	-2.80	-2.73	-2.77	-25.61	-25.89	-25.75
21:00	-4.36	-4.28	-4.32	-32.13	-32.46	-32.29
22:00	-6.89	-6.80	-6.84	-40.22	-40.62	-40.42
23:00	-9.05	-8.96	-9.01	-44.36	-44.78	-44.57
24:00	-12.11	-12.01	-12.06	-51.23	-51.69	-51.46
Integración numérica por la regla trapezoidal 24:00	418.80	482.43	402.25	1199.23	794.44	1466.49
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 51C. Flux de calor total promedio del caso C3 (W/m²).
Febrero (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray		Gray	Gray		Gray
	Gris	Blanco	Grigio	Negro	Blanco	Grigio
	■ Gray	□ Whi	■ Blac	■ Gray	□ Whi	■ Black
01:00	2.18	2.25	2.22	-16.13	-16.38	-16.26
02:00	2.18	2.25	2.22	-16.13	-16.38	-16.26
03:00	2.18	2.25	2.22	-16.13	-16.38	-16.26
04:00	0.91	0.98	0.95	-21.04	-21.32	-21.18
05:00	0.91	0.98	0.95	-21.04	-21.32	-21.18
06:00	-0.14	-0.06	-0.10	-23.93	-24.22	-24.07
07:00	0.22	1.31	-0.28	-18.85	-23.18	-16.81
08:00	90.95	97.58	87.28	23.29	-9.76	40.45
09:00	92.26	103.21	86.51	54.16	3.09	82.23
10:00	87.04	100.45	79.86	75.15	13.29	109.72
11:00	81.25	95.66	73.42	86.61	22.23	122.98
12:00	50.29	66.01	41.70	104.08	31.98	144.62
13:00	12.99	28.69	4.40	108.06	36.42	148.21
14:00	4.23	19.19	-3.90	108.86	39.51	147.46
15:00	9.20	20.91	2.83	89.93	36.36	119.69
16:00	7.31	15.95	2.67	61.87	21.80	83.87
17:00	17.18	21.23	15.03	38.44	19.23	48.81
18:00	8.24	8.30	8.24	-1.01	-1.32	-1.01
19:00	7.94	7.99	7.96	-6.61	-6.81	-6.71
20:00	6.32	6.39	6.35	-12.68	-12.93	-12.81
21:00	6.32	6.39	6.35	-12.68	-12.93	-12.81
22:00	5.82	5.88	5.85	-13.27	-13.53	-13.40
23:00	5.82	5.88	5.85	-13.27	-13.53	-13.40
24:00	5.82	5.88	5.85	-13.27	-13.53	-13.40
Integración numérica por la regla trapezoidal	503.71	621.60	448.96	941.78	432.46	1238.75
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 52C. Flux de calor total promedio del caso C3 (W/m²).
Febrero (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray		Gray	Gray		Gray
	Gris	Blanco	Grigio	Negro	Blanco	Grigio
	■ Gray	□ Whi	■ Blac	■ Gray	□ Whi	■ Black
01:00	-13.94	-13.83	-13.88	-55.22	-55.72	-55.47
02:00	-13.94	-13.83	-13.88	-55.22	-55.72	-55.47
03:00	-16.24	-16.13	-16.19	-59.55	-60.07	-59.81
04:00	-16.24	-16.13	-16.19	-59.55	-60.07	-59.81
05:00	-18.57	-18.46	-18.51	-62.86	-63.38	-63.12
06:00	-18.57	-18.46	-18.51	-62.86	-63.38	-63.12
07:00	5.81	8.95	4.26	-41.61	-55.74	-34.63
08:00	125.40	136.52	120.87	10.24	-38.04	32.46
09:00	136.94	149.00	130.35	48.25	-12.82	80.60
10:00	122.27	138.95	113.57	82.24	1.15	126.72
11:00	92.50	112.78	81.92	114.23	11.70	170.45
12:00	41.14	59.99	31.01	105.68	16.13	155.61
13:00	-3.42	15.46	-13.53	106.44	18.28	155.40
14:00	-13.39	4.82	-23.01	108.32	22.01	155.81
15:00	-6.79	7.39	-14.31	85.21	18.03	122.10
16:00	0.43	7.47	-3.38	38.91	8.70	55.60
17:00	3.21	6.48	1.73	10.62	-1.99	17.45
18:00	1.74	1.80	1.77	-17.33	-17.58	-17.45
19:00	-0.74	-0.67	-0.71	-21.59	-21.86	-21.73
20:00	-0.74	-0.67	-0.71	-21.59	-21.86	-21.73
21:00	-2.13	-2.06	-2.09	-27.02	-27.33	-27.18
22:00	-2.13	-2.06	-2.09	-27.02	-27.33	-27.18
23:00	-3.35	-3.27	-3.31	-31.02	-31.36	-31.19
24:00	-5.79	-5.71	-5.75	-36.17	-36.54	-36.36
Integración numérica por la regla trapezoidal	655.55	751.13	641.73	1243.07	700.63	1600.53
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 53C. Flux de calor total promedio del caso C3 (W/m²).
Marzo (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Whi	Blac	Black
01:00	5.72	5.78	5.75	-9.55	-9.77	-9.66
02:00	5.72	5.78	5.75	-9.55	-9.77	-9.66
03:00	5.72	5.78	5.75	-9.55	-9.77	-9.66
04:00	5.72	5.78	5.75	-9.55	-9.77	-9.66
05:00	5.72	5.78	5.75	-9.55	-9.77	-9.66
06:00	3.89	4.05	3.88	-14.14	-14.71	-14.09
07:00	4.66	6.80	3.61	-2.16	-9.98	1.47
08:00	41.78	47.61	38.72	24.46	-0.09	37.88
09:00	113.24	124.04	107.41	63.34	14.94	90.39
10:00	116.33	130.44	108.74	92.70	28.91	128.55
11:00	93.23	109.93	84.19	118.46	40.57	162.16
12:00	60.76	79.67	50.50	141.15	49.90	191.97
13:00	43.87	61.33	34.40	132.24	48.10	178.98
14:00	30.13	45.56	21.73	124.05	50.33	164.97
15:00	11.09	27.05	2.55	131.80	51.73	175.55
16:00	16.89	25.88	12.01	79.81	38.38	102.68
17:00	17.17	19.61	15.88	30.03	19.65	15.88
18:00	14.18	14.47	14.06	11.14	10.03	11.62
19:00	10.07	10.10	10.08	3.06	2.93	2.99
20:00	8.17	8.20	8.19	-0.16	-0.31	-0.23
21:00	8.17	8.20	8.19	-0.16	-0.31	-0.23
22:00	8.17	8.20	8.19	-0.16	-0.31	-0.23
23:00	7.29	7.35	7.32	-3.77	-3.96	-3.87
24:00	7.29	7.35	7.32	-3.77	-3.96	-3.87
Integración numérica por la regla trapezoidal	638.45	768.18	569.16	1017.62	431.10	1329.15
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 54C. Flux de calor total promedio del caso C3 (W/m²).
Marzo (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Whi	Blac	Black
01:00	-9.79	-9.70	-9.75	-46.83	-47.28	-47.06
02:00	-9.79	-9.70	-9.75	-46.83	-47.28	-47.06
03:00	-9.79	-9.70	-9.75	-46.83	-47.28	-47.06
04:00	-9.79	-9.70	-9.75	-46.83	-47.28	-47.06
05:00	-12.30	-12.19	-12.24	-52.71	-53.20	-52.96
06:00	-12.18	-12.03	-12.15	-56.20	-56.95	-56.37
07:00	85.56	95.73	83.12	-9.68	-42.14	5.71
08:00	190.20	201.25	184.03	50.57	-11.27	82.47
09:00	159.45	175.12	151.32	78.56	-0.61	121.16
10:00	121.75	139.98	112.29	99.75	9.44	149.41
11:00	95.73	117.77	84.28	134.85	21.52	196.63
12:00	45.94	67.63	34.44	135.11	26.10	194.92
13:00	0.63	21.38	-10.45	130.21	30.10	185.45
14:00	-8.92	10.46	-19.18	127.87	33.13	179.75
15:00	2.86	11.05	-1.59	52.17	16.74	71.82
16:00	4.74	10.38	1.67	35.60	11.43	48.89
17:00	4.28	7.50	2.64	15.77	3.01	22.74
18:00	4.12	4.41	4.02	-6.68	-7.67	-6.34
19:00	2.04	2.10	2.07	-13.49	-13.71	-13.60
20:00	0.23	0.29	0.26	-16.36	-16.58	-16.47
21:00	0.23	0.29	0.26	-21.86	-22.11	-21.99
22:00	-1.73	-1.66	-1.70	-21.86	-22.11	-21.99
23:00	-1.73	-1.66	-1.70	-21.86	-22.11	-21.99
24:00	-1.73	-1.66	-1.70	-21.86	-22.11	-21.99
Integración numérica por la regla trapezoidal	789.76	927.66	754.36	1256.01	596.47	1646.36
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 55C. Flux de calor total promedio del caso C3 (W/m²). Abril (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray		Gray	Gray		Gray
	Gris	Blanco	Gras	Negro	Whi	Gris
	■ Gray	□ Whi	■ Blac	■ Gray	□ Whi	■ Black
01:00	5.95	6.00	5.97	-5.40	-5.58	-5.49
02:00	5.95	6.00	5.97	-5.40	-5.58	-5.49
03:00	5.95	6.00	5.97	-5.40	-5.58	-5.49
04:00	4.98	5.04	5.01	-8.18	-8.39	-8.29
05:00	4.98	5.04	5.01	-8.18	-8.39	-8.29
06:00	8.77	9.27	8.57	-8.24	-9.94	-7.55
07:00	43.92	47.06	42.28	11.82	-1.10	18.63
08:00	141.17	149.13	136.84	45.76	11.07	65.07
09:00	128.33	138.87	122.63	68.23	22.04	94.11
10:00	119.77	133.96	112.12	100.40	35.96	136.59
11:00	95.97	113.13	86.69	126.26	45.41	171.53
12:00	61.66	80.31	51.54	143.32	53.10	193.52
13:00	20.04	41.11	8.79	167.19	60.17	225.63
14:00	9.52	28.21	-0.49	153.16	59.07	204.59
15:00	19.27	33.10	11.86	126.37	56.55	164.49
16:00	25.12	33.06	20.84	83.73	45.62	104.61
17:00	26.88	30.06	25.17	48.95	34.85	56.61
18:00	18.19	18.36	18.13	15.18	14.49	15.43
19:00	13.45	13.48	13.47	5.10	4.95	5.03
20:00	11.04	11.08	11.06	2.28	2.13	2.21
21:00	10.36	10.40	10.38	0.34	0.18	0.26
22:00	10.19	10.24	10.22	-2.41	-2.60	-2.50
23:00	10.45	10.48	10.47	-0.88	-1.06	-0.97
24:00	10.59	10.66	10.62	-3.56	-3.76	-3.66
Integración numérica por la regla trapezoidal	804.24	941.74	731.81	1141.26	492.90	1501.46
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 56C. Flux de calor total promedio del caso C3 (W/m²). Abril (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray		Gray	Gray		Gray
	Gris	Blanco	Gras	Negro	Whi	Gris
	■ Gray	□ Whi	■ Blac	■ Gray	□ Whi	■ Black
01:00	-3.08	-3.00	-3.04	-29.25	-29.57	-29.41
02:00	-3.08	-3.00	-3.04	-29.25	-29.57	-29.41
03:00	-7.10	-7.00	-7.05	-47.01	-47.51	-47.26
04:00	-12.77	-12.67	-12.72	-52.48	-52.95	-52.71
05:00	-15.35	-15.25	-15.30	-55.35	-55.81	-55.58
06:00	-16.42	-15.30	-16.91	-49.98	-55.28	-47.63
07:00	-14.08	-5.88	-18.17	14.13	-22.11	31.92
08:00	-11.23	0.23	-17.23	46.77	-0.17	73.07
09:00	-0.97	13.29	-8.76	74.46	11.91	109.63
10:00	26.62	43.54	17.40	94.66	17.89	137.91
11:00	50.74	70.58	40.00	119.40	25.36	172.04
12:00	41.22	64.27	28.94	148.23	32.89	211.64
13:00	2.16	22.89	-9.03	132.08	34.02	186.63
14:00	-5.91	12.09	-15.64	118.10	34.16	164.77
15:00	1.86	12.22	-3.82	67.91	23.49	92.81
16:00	3.57	10.62	-0.31	45.73	15.56	62.44
17:00	5.86	9.26	4.05	20.78	6.92	28.32
18:00	5.44	6.15	5.16	-1.72	-3.71	-0.87
19:00	1.40	1.47	1.44	-15.95	-16.19	-16.07
20:00	1.40	1.47	1.44	-15.95	-16.19	-16.07
21:00	1.40	1.47	1.44	-15.95	-16.19	-16.07
22:00	1.40	1.47	1.44	-15.95	-16.19	-16.07
23:00	1.40	1.47	1.44	-15.95	-16.19	-16.07
24:00	-1.11	-1.05	-1.08	-21.19	-21.44	-21.32
Integración numérica por la regla trapezoidal	233.51	333.59	232.77	1223.03	575.75	1610.37
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 57C. Flux de calor total promedio del caso C3 (W/m²).
Mayo (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Whi	Blac	Black
01:00	5.72	5.78	5.75	-10.60	-10.83	-10.71
02:00	5.72	5.78	5.75	-10.60	-10.83	-10.71
03:00	5.72	5.78	5.75	-10.60	-10.83	-10.71
04:00	5.72	5.78	5.75	-10.60	-10.83	-10.71
05:00	5.72	5.78	5.75	-10.60	-10.83	-10.71
06:00	51.30	53.94	50.44	-6.30	-13.43	-2.84
07:00	116.14	121.58	113.22	22.42	-2.21	35.37
08:00	101.12	108.99	96.85	46.46	11.78	65.73
09:00	90.01	99.76	84.74	62.08	19.79	85.79
10:00	88.34	101.56	81.17	88.79	29.50	122.16
11:00	86.04	102.31	77.16	116.63	42.02	158.69
12:00	52.55	68.59	43.70	118.72	45.77	159.90
13:00	20.46	36.65	11.52	125.25	51.33	166.82
14:00	10.47	26.08	1.92	123.31	51.26	163.59
15:00	13.75	27.17	6.41	110.70	48.77	145.21
16:00	20.58	29.70	15.61	86.34	44.69	109.41
17:00	24.75	26.54	23.80	34.96	27.07	39.17
18:00	21.61	21.97	21.45	18.05	16.46	18.79
19:00	19.69	19.72	19.71	16.31	16.20	16.26
20:00	16.67	16.71	16.69	10.98	10.86	10.92
21:00	13.72	13.75	13.73	8.20	8.07	8.13
22:00	11.22	11.26	11.24	2.70	2.56	2.63
23:00	9.10	9.14	9.12	-0.36	-0.52	-0.44
24:00	7.78	7.86	7.82	-4.76	-4.96	-4.86
Integración numérica por la regla trapezoidal	797.16	925.38	728.26	1048.65	493.50	1362.50
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 58C. Flux de calor total promedio del caso C3 (W/m²).
Mayo (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Whi	Blac	Black
01:00	1.23	1.30	1.26	-25.55	-25.88	-25.72
02:00	1.23	1.30	1.26	-25.55	-25.88	-25.72
03:00	-0.41	-0.33	-0.37	-28.81	-29.15	-28.98
04:00	-2.31	-2.23	-2.27	-31.94	-32.30	-32.12
05:00	-2.31	-2.23	-2.27	-31.94	-32.30	-32.12
06:00	2.65	3.74	2.15	-22.39	-27.07	-20.25
07:00	3.67	7.62	1.99	0.00	-15.16	6.81
08:00	59.04	67.03	54.83	38.48	2.94	58.07
09:00	164.67	182.36	155.29	99.47	15.77	146.21
10:00	111.24	126.78	102.85	90.14	19.66	129.90
11:00	70.34	85.48	62.08	87.37	19.91	125.59
12:00	31.84	47.13	23.42	84.69	17.92	122.64
13:00	0.91	16.06	-7.49	86.84	22.24	123.61
14:00	0.37	13.23	-6.71	76.21	20.98	107.37
15:00	0.73	10.29	-4.55	54.65	13.78	77.51
16:00	1.88	7.95	-1.43	35.18	9.84	49.19
17:00	4.73	8.23	2.90	18.27	3.98	26.05
18:00	6.33	6.72	6.13	-2.82	-4.06	-2.34
19:00	5.81	5.86	5.83	-5.85	-6.03	-5.94
20:00	5.52	5.57	5.55	-6.61	-6.80	-6.71
21:00	5.52	5.57	5.55	-6.61	-6.80	-6.71
22:00	5.52	5.57	5.55	-6.61	-6.80	-6.71
23:00	5.52	5.57	5.55	-6.61	-6.80	-6.71
24:00	5.52	5.57	5.55	-6.61	-6.80	-6.71
Integración numérica por la regla trapezoidal	495.90	620.32	469.41	863.14	362.54	1163.46
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 59C. Flux de calor total promedio del caso C3 (W/m²). Junio (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray			Gray		
	Gris	Blanco	Grigio	Blanco	Grigio	Blanco
01:00	6.69	6.74	6.71	-5.67	-5.86	-5.77
02:00	6.69	6.74	6.71	-5.67	-5.86	-5.77
03:00	6.69	6.74	6.71	-5.67	-5.86	-5.77
04:00	5.55	5.61	5.58	-7.78	-7.99	-7.88
05:00	5.55	5.61	5.58	-7.78	-7.99	-7.88
06:00	7.65	9.00	6.97	-2.22	-7.16	0.11
07:00	40.04	44.75	37.59	20.68	0.39	31.65
08:00	57.53	64.76	53.66	41.52	10.07	58.95
09:00	93.84	105.37	87.66	70.91	18.90	99.97
10:00	98.62	113.56	90.59	97.87	28.89	136.52
11:00	76.97	93.59	67.93	112.69	35.74	155.96
12:00	45.79	62.82	36.46	119.36	40.37	163.72
13:00	33.98	49.53	25.47	112.13	40.10	152.45
14:00	21.61	36.08	13.73	107.40	39.96	144.97
15:00	12.39	23.38	6.38	88.84	39.72	116.25
16:00	16.86	23.07	13.51	57.51	29.56	72.86
17:00	14.19	18.23	12.02	37.79	20.45	47.24
18:00	13.78	14.59	13.37	12.77	9.62	14.35
19:00	7.77	7.83	7.80	-8.33	-8.55	-8.44
20:00	10.68	10.71	10.69	-1.55	-1.73	-1.64
21:00	10.68	10.71	10.69	-1.55	-1.73	-1.64
22:00	8.65	8.71	8.68	-2.05	-2.23	-2.14
23:00	8.65	8.71	8.68	-2.05	-2.23	-2.14
24:00	7.88	7.90	7.89	-5.43	-5.62	-5.52
Integración numérica por la regla trapezoidal						
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)	611.45	737.41	543.79	929.66	370.84	1243.94

Tabla 60C. Flux de calor total promedio del caso C3 (W/m²). Junio (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray			Gray		
	Gris	Blanco	Grigio	Blanco	Grigio	Blanco
01:00	4.94	5.01	4.97	-14.20	-14.46	-14.33
02:00	4.94	5.01	4.97	-14.20	-14.46	-14.33
03:00	4.94	5.01	4.97	-14.20	-14.46	-14.33
04:00	4.94	5.01	4.97	-14.20	-14.46	-14.33
05:00	4.94	5.01	4.97	-14.20	-14.46	-14.33
06:00	4.29	5.14	3.90	-8.05	-11.06	-6.67
07:00	3.90	5.99	2.95	1.22	-6.21	4.70
08:00	6.18	10.47	3.92	18.91	1.85	28.30
09:00	10.79	17.43	7.23	32.89	5.34	48.19
10:00	17.63	26.58	12.77	50.87	12.16	72.45
11:00	13.07	22.03	8.20	53.22	14.15	74.96
12:00	8.01	15.62	3.82	46.68	14.39	64.66
13:00	2.96	11.53	-1.71	53.78	16.75	74.37
14:00	4.36	10.54	0.96	39.66	13.47	54.13
15:00	5.79	10.90	3.02	33.65	11.93	45.57
16:00	5.26	8.90	3.33	20.68	5.69	28.83
17:00	5.20	7.52	3.99	6.78	-2.29	11.44
18:00	6.65	7.05	6.46	-2.48	-3.76	-1.99
19:00	0.44	0.50	0.47	-18.11	-18.36	-18.24
20:00	0.44	0.50	0.47	-18.11	-18.36	-18.24
21:00	2.77	2.83	2.80	-12.50	-12.72	-12.61
22:00	2.77	2.83	2.80	-12.50	-12.72	-12.61
23:00	2.77	2.83	2.80	-12.50	-12.72	-12.61
24:00	2.30	2.36	2.33	-15.60	-15.84	-15.72
Integración numérica por la regla trapezoidal						
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)	126.64	192.89	95.14	514.30	266.90	662.91

Tabla 61C. Flux de calor total promedio del caso C3 (W/m²). Julio (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray		White	Gray		White
	■ Gray	□ Whi	■ Blac	■ Gray	□ Whi	■ Black
01:00	7.51	7.58	7.55	-3.81	-4.00	-3.90
02:00	7.51	7.58	7.55	-3.81	-4.00	-3.90
03:00	6.14	6.21	6.17	-11.70	-11.94	-11.82
04:00	6.14	6.21	6.17	-11.70	-11.94	-11.82
05:00	6.14	6.21	6.17	-11.70	-11.94	-11.82
06:00	31.37	34.13	30.32	-0.23	-9.75	4.30
07:00	74.58	80.08	71.68	25.50	1.15	38.63
08:00	108.03	118.43	102.48	61.03	12.28	87.98
09:00	132.26	146.43	124.72	88.83	22.75	125.65
10:00	105.81	122.40	96.99	110.23	30.91	154.34
11:00	84.03	100.67	75.15	110.46	30.32	154.96
12:00	63.41	79.57	54.73	110.54	32.99	153.61
13:00	44.03	60.47	35.17	115.85	36.10	159.99
14:00	22.86	39.69	13.81	120.42	38.34	165.68
15:00	-1.02	17.38	-10.76	134.10	41.67	184.43
16:00	7.29	16.58	2.23	67.72	26.79	90.49
17:00	11.98	17.05	9.25	42.28	20.49	54.25
18:00	14.00	14.76	13.62	13.97	11.06	15.44
19:00	5.42	5.47	5.44	-6.15	-6.34	-6.24
20:00	5.42	5.47	5.44	-6.15	-6.34	-6.24
21:00	5.42	5.47	5.44	-6.15	-6.34	-6.24
22:00	5.42	5.47	5.44	-6.15	-6.34	-6.24
23:00	5.42	5.47	5.44	-6.15	-6.34	-6.24
24:00	5.42	5.47	5.44	-6.15	-6.34	-6.24
Integración numérica por la regla trapezoidal	760.16	907.69	700.69	1075.79	391.26	1465.39
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 62C. Flux de calor total promedio del caso C3 (W/m²). Julio (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray		White	Gray		White
	■ Gray	□ Whi	■ Blac	■ Gray	□ Whi	■ Black
01:00	2.34	2.41	2.37	-17.86	-18.13	-18.00
02:00	2.34	2.41	2.37	-17.86	-18.13	-18.00
03:00	2.34	2.41	2.37	-17.86	-18.13	-18.00
04:00	2.34	2.41	2.37	-17.86	-18.13	-18.00
05:00	1.41	1.48	1.44	-20.06	-20.34	-20.20
06:00	1.08	1.91	0.71	-19.72	-23.14	-18.21
07:00	97.86	104.18	94.35	24.02	-7.72	40.51
08:00	147.02	158.44	140.95	61.44	8.05	90.87
09:00	126.63	140.80	119.12	85.00	17.09	122.60
10:00	97.04	112.20	88.93	96.02	25.27	135.54
11:00	74.30	91.22	65.14	111.37	32.28	155.72
12:00	44.61	63.71	34.22	128.83	38.30	179.46
13:00	28.13	44.83	18.99	110.76	33.82	153.94
14:00	13.95	29.84	5.29	106.27	32.97	147.24
15:00	3.78	18.43	-4.18	105.56	37.84	143.25
16:00	11.18	19.59	6.61	66.49	28.75	87.36
17:00	15.24	19.22	13.12	37.40	19.81	46.95
18:00	14.44	15.56	13.91	14.04	9.50	16.40
19:00	12.14	12.18	12.16	2.09	1.94	2.01
20:00	7.81	7.84	7.82	-1.09	-1.25	-1.17
21:00	7.81	7.84	7.82	-1.09	-1.25	-1.17
22:00	7.81	7.84	7.82	-1.09	-1.25	-1.17
23:00	6.91	6.95	6.93	-5.56	-5.76	-5.66
24:00	6.91	6.95	6.93	-5.56	-5.76	-5.66
Integración numérica por la regla trapezoidal	730.80	875.96	661.30	1063.22	412.65	1435.26
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 63C. Flux de calor total promedio del caso C3 (W/m²).
Agosto (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Blanco	Gray	Blanco
01:00	6.50	6.57	6.53	-14.92	-15.19	-15.05
02:00	6.50	6.57	6.53	-14.92	-15.19	-15.05
03:00	6.50	6.57	6.53	-14.92	-15.19	-15.05
04:00	6.50	6.57	6.53	-14.92	-15.19	-15.05
05:00	6.50	6.57	6.53	-14.92	-15.19	-15.05
06:00	161.91	164.77	161.24	-20.62	-30.01	-16.06
07:00	157.84	164.49	154.25	32.27	-2.74	50.38
08:00	160.46	171.86	154.46	69.80	13.33	100.60
09:00	144.78	158.97	137.27	90.20	22.07	127.85
10:00	129.25	147.37	119.71	118.39	30.40	167.13
11:00	91.30	110.02	81.31	131.52	39.81	182.33
12:00	52.58	71.83	42.19	131.52	45.52	191.65
13:00	15.78	35.13	5.24	142.84	50.64	194.16
14:00	9.54	21.96	2.86	97.23	37.64	130.01
15:00	20.41	23.75	18.64	38.40	22.91	46.76
16:00	8.77	10.28	7.97	10.86	5.15	13.85
17:00	3.99	4.16	3.98	-15.01	-15.63	-14.95
18:00	4.49	4.61	4.49	-11.04	-11.47	-11.05
19:00	4.49	4.61	4.49	-11.04	-11.47	-11.05
20:00	4.49	4.61	4.49	-11.04	-11.47	-11.05
21:00	4.49	4.61	4.49	-11.04	-11.47	-11.05
22:00	4.49	4.61	4.49	-11.04	-11.47	-11.05
23:00	4.49	4.61	4.49	-11.04	-11.47	-11.05
24:00	4.49	4.61	4.49	-11.04	-11.47	-11.05
Integración numérica por la regla trapezoidal 24:00	1015.08	1144.13	947.72	1037.59	458.76	1375.26
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 64C. Flux de calor total promedio del caso C3 (W/m²).
Agosto (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Blanco	Gray	Blanco
01:00	3.07	3.15	3.11	-27.28	-27.62	-27.45
02:00	3.07	3.15	3.11	-27.28	-27.62	-27.45
03:00	3.07	3.15	3.11	-27.28	-27.62	-27.45
04:00	3.07	3.15	3.11	-27.28	-27.62	-27.45
05:00	2.04	2.12	2.08	-25.13	-25.46	-25.30
06:00	155.60	157.03	154.79	-27.76	-35.31	-24.21
07:00	163.18	169.68	159.61	28.45	-7.50	46.70
08:00	177.74	189.78	171.40	67.91	6.77	100.80
09:00	179.13	196.33	170.22	111.54	21.98	159.99
10:00	127.55	145.23	118.24	114.61	28.90	162.08
11:00	102.49	124.47	90.85	148.59	39.14	209.03
12:00	66.63	87.10	55.66	141.06	39.87	197.03
13:00	32.21	52.47	21.35	142.27	41.31	197.77
14:00	-2.67	13.56	-11.53	107.65	34.02	148.88
15:00	6.41	18.01	0.07	84.61	32.68	113.58
16:00	10.11	17.43	6.13	56.82	24.96	74.46
17:00	12.51	16.18	10.54	32.26	16.50	40.83
18:00	12.53	13.10	12.26	8.05	5.81	9.12
19:00	10.51	10.58	10.54	-3.24	-3.44	-3.34
20:00	10.51	10.58	10.54	-3.24	-3.44	-3.34
21:00	10.51	10.58	10.54	-3.24	-3.44	-3.34
22:00	9.14	9.21	9.18	-4.52	-4.72	-4.62
23:00	9.14	9.21	9.18	-4.52	-4.72	-4.62
24:00	7.98	8.04	8.01	-9.66	-9.89	-9.78
Integración numérica por la regla trapezoidal 24:00	1115.34	1267.69	1049.60	1215.79	481.62	1630.02
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 65C. Flux de calor total promedio del caso C3 (W/m²).
Septiembre (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Grigio	Blanco	Grigio	Blanco
01:00	6.37	6.43	6.40	-7.56	-7.77	-7.66
02:00	5.27	5.33	5.30	-10.49	-10.72	-10.61
03:00	5.27	5.33	5.30	-10.49	-10.72	-10.61
04:00	5.27	5.33	5.30	-10.49	-10.72	-10.61
05:00	5.27	5.33	5.30	-10.49	-10.72	-10.61
06:00	6.10	8.03	5.35	-6.43	-13.46	-3.09
07:00	9.80	13.05	8.30	3.91	-8.60	9.95
08:00	76.21	83.47	72.39	33.58	1.04	51.30
09:00	78.22	89.23	72.40	67.75	15.68	96.47
10:00	68.60	81.61	61.62	86.33	25.56	120.14
11:00	60.92	75.95	52.76	103.56	33.71	142.65
12:00	55.37	74.78	44.85	134.80	41.25	186.91
13:00	36.95	50.28	29.75	100.29	36.57	135.54
14:00	14.82	21.78	11.10	59.66	26.93	77.54
15:00	16.85	20.63	14.84	37.38	20.26	46.64
16:00	0.30	3.09	-0.98	4.08	-5.67	8.97
17:00	4.69	6.94	3.65	2.54	-6.06	6.65
18:00	8.64	8.80	8.64	-3.09	-3.48	-3.08
19:00	8.34	8.42	8.38	-5.27	-5.48	-5.37
20:00	8.34	8.42	8.38	-5.27	-5.48	-5.37
21:00	6.66	6.72	6.69	-7.93	-8.15	-8.04
22:00	6.66	6.72	6.69	-7.93	-8.15	-8.04
23:00	5.57	5.63	5.60	-9.86	-10.09	-9.98
24:00	5.57	5.63	5.60	-9.86	-10.09	-9.98
Integración numérica por la regla trapezoidal	500.09	600.92	449.57	730.34	327.41	976.98
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 66C. Flux de calor total promedio del caso C3 (W/m²).
Septiembre (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Grigio	Blanco	Grigio	Blanco
01:00	3.52	3.59	3.56	-14.79	-15.03	-14.91
02:00	3.52	3.59	3.56	-14.79	-15.03	-14.91
03:00	3.52	3.59	3.56	-14.79	-15.03	-14.91
04:00	3.52	3.59	3.56	-14.79	-15.03	-14.91
05:00	3.52	3.59	3.56	-14.79	-15.03	-14.91
06:00	5.20	5.91	4.89	-10.92	-13.50	-9.77
07:00	4.88	9.53	2.44	18.11	-0.76	28.45
08:00	58.54	67.75	53.63	51.59	10.26	74.53
09:00	95.03	107.92	88.14	80.57	21.15	113.71
10:00	127.48	143.87	118.72	103.52	27.37	146.18
11:00	22.11	40.62	11.98	124.67	38.80	172.85
12:00	10.20	28.28	0.29	122.69	39.56	169.36
13:00	-2.22	17.39	-12.86	137.16	44.72	188.60
14:00	-0.95	16.32	-10.34	119.78	39.50	164.52
15:00	5.82	19.54	-1.63	101.30	37.65	136.66
16:00	10.21	17.44	6.28	56.20	24.61	73.67
17:00	11.30	11.55	11.22	2.26	1.35	2.60
18:00	-1.20	-1.12	-1.18	-18.02	-18.32	-18.09
19:00	1.40	1.47	1.43	-18.99	-19.25	-19.12
20:00	3.52	3.59	3.56	-14.79	-15.03	-14.91
21:00	3.52	3.59	3.56	-14.79	-15.03	-14.91
22:00	3.52	3.59	3.56	-14.79	-15.03	-14.91
23:00	2.95	3.01	2.98	-17.43	-17.70	-17.57
24:00	2.95	3.01	2.98	-17.43	-17.70	-17.57
Integración numérica por la regla trapezoidal	387.39	520.17	356.17	1102.81	476.11	1456.28
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 67C. Flux de calor total promedio del caso C3 (W/m²).
Octubre (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris		Blanc	Gris		Blanc
	Gray	Whit	Blac	Gray	Whi	Black
01:00	5.79	5.85	5.82	-12.02	-12.26	-12.14
02:00	5.79	5.85	5.82	-12.02	-12.26	-12.14
03:00	5.79	5.85	5.82	-12.02	-12.26	-12.14
04:00	5.79	5.85	5.82	-12.02	-12.26	-12.14
05:00	5.85	5.92	5.89	-14.65	-14.91	-14.78
06:00	5.01	5.37	4.89	-11.83	-13.17	-11.37
07:00	199.85	203.95	197.43	13.30	-9.96	24.34
08:00	200.72	210.54	195.33	51.72	5.84	76.70
09:00	172.80	186.16	165.55	80.66	18.84	115.19
10:00	151.33	169.34	141.77	115.51	30.26	163.07
11:00	109.00	128.94	98.29	132.03	37.06	185.20
12:00	60.07	79.91	49.37	133.20	37.11	186.67
13:00	14.54	33.81	4.13	139.25	45.95	190.88
14:00	9.36	24.30	1.28	105.85	35.50	144.86
15:00	5.69	15.37	0.42	68.18	25.16	92.08
16:00	13.91	15.26	13.25	16.06	10.51	18.98
17:00	3.97	4.85	3.66	-3.80	-6.83	-2.41
18:00	6.16	6.22	6.19	-9.66	-9.89	-9.78
19:00	6.16	6.22	6.19	-9.66	-9.89	-9.78
20:00	7.47	7.53	7.50	-7.75	-7.97	-7.86
21:00	7.47	7.53	7.50	-7.75	-7.97	-7.86
22:00	6.53	6.59	6.56	-7.25	-7.46	-7.36
23:00	6.53	6.59	6.56	-7.25	-7.46	-7.36
24:00	6.53	6.59	6.56	-7.25	-7.46	-7.36
Integración numérica por la regla trapezoidal 24:00	1015.95	1148.20	945.43	981.08	388.39	1322.67
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 68C. Flux de calor total promedio del caso C3 (W/m²).
Octubre (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris		Blanc	Gris		Blanc
	Gray	Whit	Blac	Gray	Whi	Black
01:00	-1.84	-1.76	-1.80	-28.09	-28.41	-28.25
02:00	-5.16	-5.08	-5.12	-36.39	-36.77	-36.58
03:00	-6.49	-6.40	-6.44	-40.53	-40.94	-40.74
04:00	-7.60	-7.51	-7.56	-42.11	-42.53	-42.32
05:00	-7.60	-7.51	-7.56	-42.11	-42.53	-42.32
06:00	-9.23	-9.03	-9.23	-44.36	-45.25	-44.33
07:00	218.64	224.72	216.95	-13.70	-39.31	-0.56
08:00	193.26	202.19	188.21	37.02	-8.77	60.81
09:00	168.36	181.84	161.20	70.23	6.43	105.32
10:00	155.19	174.16	145.38	117.28	19.56	170.41
11:00	111.01	132.69	99.80	139.13	27.33	199.98
12:00	49.74	68.93	39.43	119.02	26.38	170.51
13:00	4.55	22.87	-5.26	116.56	28.34	165.24
14:00	-5.00	10.27	-13.15	97.60	25.16	137.49
15:00	1.02	11.12	-4.41	63.73	17.40	89.26
16:00	6.87	12.07	4.09	33.22	9.97	45.87
17:00	8.70	9.72	8.22	1.12	-3.04	3.02
18:00	0.83	0.90	0.86	-23.76	-24.06	-23.91
19:00	3.11	3.18	3.14	-17.11	-17.38	-17.25
20:00	3.11	3.18	3.14	-17.11	-17.38	-17.25
21:00	3.11	3.18	3.14	-17.11	-17.38	-17.25
22:00	1.90	1.96	1.93	-18.01	-18.27	-18.14
23:00	0.90	0.97	0.93	-18.96	-19.22	-19.09
24:00	0.90	0.97	0.93	-18.96	-19.22	-19.09
Integración numérica por la regla trapezoidal 24:00	972.74	1100.85	936.54	1149.72	557.21	1491.31
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 69C. Flux de calor total promedio del caso C3 (W/m²).
Noviembre (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Blanco	Gray	Black
01:00	2.34	2.41	2.37	-17.86	-18.13	-18.00
02:00	2.34	2.41	2.37	-17.86	-18.13	-18.00
03:00	2.34	2.41	2.37	-17.86	-18.13	-18.00
04:00	2.34	2.41	2.37	-17.86	-18.13	-18.00
05:00	2.34	2.41	2.37	-17.86	-18.13	-18.00
06:00	3.15	3.22	3.19	-16.25	-16.51	-16.38
07:00	7.42	8.81	6.75	-7.48	-12.32	-5.16
08:00	16.94	20.81	15.13	10.07	-4.93	17.93
09:00	20.42	26.13	17.43	26.89	2.70	40.21
10:00	26.34	34.07	22.20	46.87	12.52	65.84
11:00	96.19	112.56	87.43	103.14	26.24	146.12
12:00	57.57	74.61	48.43	114.42	31.43	160.36
13:00	12.38	29.41	3.25	118.81	35.75	164.53
14:00	10.67	23.12	4.04	87.98	26.84	121.39
15:00	8.52	15.68	4.73	50.77	15.49	69.87
16:00	1.16	4.80	-0.43	10.95	-2.17	18.14
17:00	5.48	6.10	5.10	-3.84	-6.39	-2.64
18:00	5.62	5.68	5.65	-9.10	-9.32	-9.21
19:00	5.88	5.94	5.91	-13.61	-13.87	-13.74
20:00	5.88	5.94	5.91	-13.61	-13.87	-13.74
21:00	5.88	5.94	5.91	-13.61	-13.87	-13.74
22:00	5.88	5.94	5.91	-13.61	-13.87	-13.74
23:00	5.88	5.94	5.91	-13.61	-13.87	-13.74
24:00	5.88	5.94	5.91	-13.61	-13.87	-13.74
Integración numérica por la regla trapezoidal	314.73	408.53	266.95	761.82	360.45	994.34
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 70C. Flux de calor total promedio del caso C3 (W/m²).
Noviembre (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gris	Blanco	Gray	Blanco	Gray	Black
01:00	-9.06	-8.97	-9.02	-42.92	-43.31	-43.12
02:00	-9.06	-8.97	-9.02	-42.92	-43.31	-43.12
03:00	-11.02	-10.92	-10.97	-47.60	-48.03	-47.81
04:00	-9.06	-8.97	-9.02	-42.92	-43.31	-43.12
05:00	-8.49	-8.40	-8.45	-41.37	-41.76	-41.56
06:00	-5.71	-5.63	-5.67	-33.95	-34.28	-34.12
07:00	35.28	37.37	34.28	-22.92	-30.39	-19.28
08:00	190.76	197.99	186.75	20.49	-16.75	39.08
09:00	151.95	162.90	145.91	44.75	-6.76	72.49
10:00	107.44	119.59	100.93	56.82	3.41	86.76
11:00	76.83	91.04	69.15	74.41	10.15	110.60
12:00	39.96	53.85	32.43	75.81	13.33	110.91
13:00	2.65	15.66	-4.48	72.81	15.54	104.94
14:00	-6.59	3.53	-12.12	51.85	8.88	75.87
15:00	-2.33	5.18	-6.43	39.13	8.00	56.47
16:00	0.69	4.70	-1.39	15.56	-0.24	24.23
17:00	3.48	3.94	3.29	-9.91	-11.61	-9.23
18:00	1.07	1.13	1.10	-19.64	-19.91	-19.77
19:00	0.37	0.45	0.41	-22.88	-23.17	-23.03
20:00	-1.38	-1.31	-1.35	-25.96	-26.26	-26.11
21:00	-1.38	-1.31	-1.35	-25.96	-26.26	-26.11
22:00	-4.76	-4.69	-4.72	-28.28	-28.56	-28.42
23:00	-4.76	-4.69	-4.72	-28.28	-28.56	-28.42
24:00	-4.76	-4.69	-4.72	-28.28	-28.56	-28.42
Integración numérica por la regla trapezoidal	681.93	759.06	660.81	879.81	524.43	1107.22
$\int_{24:00}^{1:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 71C. Flux de calor total promedio del caso C3 (W/m²).
Diciembre (cálido)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray		Gray	Gray		Gray
	Gris	Blanco	Grigio	Negro	Blanco	Grigio
	■ Gray	□ Whi	■ Blac	■ Gray	□ Whi	■ Black
01:00	0.85	0.92	0.89	-20.78	-21.06	-20.92
02:00	0.85	0.92	0.89	-20.78	-21.06	-20.92
03:00	0.85	0.92	0.89	-23.43	-23.72	-23.58
04:00	0.85	0.92	0.89	-23.43	-23.72	-23.58
05:00	0.85	0.92	0.89	-23.43	-23.72	-23.58
06:00	-1.03	-0.96	-0.99	-23.43	-23.72	-23.58
07:00	0.10	0.72	-0.15	-19.58	-21.88	-18.59
08:00	140.05	145.35	137.12	12.64	-15.40	26.27
09:00	134.73	144.08	129.70	42.90	0.30	66.08
10:00	107.15	118.13	101.22	61.32	12.05	88.89
11:00	82.03	94.74	75.16	78.44	21.45	110.46
12:00	47.93	61.82	40.40	88.42	24.73	124.06
13:00	14.28	27.15	7.22	88.54	31.14	120.73
14:00	7.87	18.04	2.33	75.50	30.39	100.62
15:00	11.15	18.95	6.92	61.76	27.14	80.90
16:00	13.32	17.34	11.17	35.48	18.01	44.99
17:00	14.04	14.57	13.78	7.88	5.70	8.90
18:00	10.42	10.46	10.44	-0.44	-0.62	-0.53
19:00	7.97	8.02	8.00	-6.87	-7.08	-6.98
20:00	5.91	5.98	5.94	-9.47	-9.70	-9.59
21:00	5.91	5.98	5.94	-9.47	-9.70	-9.59
22:00	1.29	1.35	1.32	-14.50	-14.72	-14.61
23:00	1.29	1.35	1.32	-14.50	-14.72	-14.61
24:00	1.29	1.35	1.32	-14.50	-14.72	-14.61
Integración numérica por la regla trapezoidal	610.95	699.80	563.77	759.90	398.54	979.39
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Tabla 72C. Flux de calor total promedio del caso C3 (W/m²).
Diciembre (frío)

Hora (h)	q ^{glass} _{avg-int} (Wm ⁻²)			q ^{roof} _{avg-int} (Wm ⁻²)		
	Gray		Gray	Gray		Gray
	Gris	Blanco	Grigio	Negro	Blanco	Grigio
	■ Gray	□ Whi	■ Blac	■ Gray	□ Whi	■ Black
01:00	-9.26	-9.17	-9.22	-45.28	-45.71	-45.50
02:00	-10.40	-10.30	-10.35	-53.23	-53.76	-53.50
03:00	-13.43	-13.33	-13.38	-53.73	-54.21	-53.97
04:00	-12.15	-12.05	-12.10	-49.27	-49.71	-49.49
05:00	-13.40	-13.31	-13.36	-50.77	-51.19	-50.98
06:00	-13.70	-13.59	-13.64	-59.36	-59.94	-59.65
07:00	-19.06	-15.56	-20.78	-35.32	-52.31	-26.89
08:00	-14.18	-3.29	-19.50	35.70	-14.34	61.82
09:00	-13.36	-0.50	-20.03	55.40	0.98	85.71
10:00	-2.33	12.17	-10.15	73.96	9.20	110.13
11:00	13.83	29.35	5.48	84.91	13.13	124.90
12:00	30.96	47.21	22.22	94.06	17.45	136.68
13:00	9.84	15.06	7.66	13.11	-7.47	23.85
14:00	-7.76	5.39	-14.88	75.03	14.91	108.33
15:00	2.57	7.24	0.13	21.36	1.50	32.19
16:00	1.73	4.37	0.47	4.15	-5.37	8.89
17:00	2.73	3.31	2.48	-9.75	-11.86	-8.85
18:00	1.57	1.63	1.60	-18.66	-18.93	-18.79
19:00	1.57	1.63	1.60	-18.66	-18.93	-18.79
20:00	-0.18	-0.11	-0.14	-21.77	-22.04	-21.90
21:00	-0.18	-0.11	-0.14	-21.77	-22.04	-21.90
22:00	-0.18	-0.11	-0.14	-21.77	-22.04	-21.90
23:00	-2.46	-2.38	-2.42	-25.88	-26.17	-26.02
24:00	-2.46	-2.38	-2.42	-25.88	-26.17	-26.02
Integración numérica por la regla trapezoidal	193.43	217.80	198.48	933.19	583.42	1160.92
$\int_{1:00}^{24:00} q(t)dt$ (Wh/m ²)						

Anexo D

Estancia doctoral

De 01/Febrero-30/Septiembre de 2018, se realizó una estancia de investigación en el Laboratorio de Ensayos Energéticos para Componentes de la Edificación (LECE) de CIEMAT ubicado en la “Plataforma Solar de Almería (PSA)”, en Almería, España. Durante esta estancia se realizaron actividades relacionadas con el comportamiento térmico de elementos de vidriados y techos. A continuación, se presenta el documento de la participación de un curso-taller organizado por PSA y la universidad de Almería, España.



Certificate of Enrollment to the Summer School 2018 on

Dynamic Methods for whole Building Energy Performance Assessment

Hereby the organizers certify that

Mrs. / Mr.

Yessenia Olaro Gómez

has paid the participation fee of 450 € and has attended the Summer School from 10 – 14 September 2018, taking place at CIESOL at the University of Almeria, Almeria, Spain.

The Summer School 2018 has been organized by:

DYNASTEE-INIVE and PSA - CIEMAT (Spain), in collaboration with the University of Almeria, Spain.



Anexo E

Publicación

Durante la construcción del código numérico para la solución del problema de tesis planteado se realizaron diferentes ejercicios, de los cuales se obtuvieron resultados preliminares del comportamiento de la habitación con una ventana. Como parte de tales ejercicios se modeló la transferencia de calor en una cavidad con un vidrio colocada sobre una sección de la pared derecha (razón de aspecto ventana-pared y posición del vidrio en la pared). Producto de estos resultados preliminares se escribió el artículo titulado: *Mathematical modelling of conjugate laminar and turbulent heat transfer in a cavity: Effect of a vertical glazed wall*, que se publicó en la revista *International Journal of Thermal Sciences* y se anexa a continuación.



Mathematical modelling of conjugate laminar and turbulent heat transfer in a cavity: Effect of a vertical glazed wall

Y. Olazo-Gómez^a, J. Xamán^{a,*}, M. Gijón-Rivera^b, F. Noh-Pat^c, E. Simá^a, Y. Chávez^a

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

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

^c Universidad Autónoma de Campeche, Facultad de Ingeniería, Campus V. Av. Ing. Humberto Lanz Cárdenas, Col. Ex Hacienda Kalá, Campeche, Camp, CP., 24085, Mexico

ARTICLE INFO

Keywords:

Conjugate heat transfer
Laminar and turbulent natural convection
Semitransparent wall

ABSTRACT

A numerical analysis of the laminar and turbulent natural convection combined with surface thermal radiation in a square cavity with a glazed wall is presented. The enclosure is composed of one left vertical isothermal wall, two horizontal adiabatic walls, and one right vertical partially semitransparent wall (clear glass sheet). Different values of the aspect ratio of the right vertical glazed wall ($A = 0.15, 0.25, 0.5, 0.75, 1.0$) are analyzed, and the incoming solar irradiation (G) over the glass is varied from 0 to 750 W/m² at intervals of 150 W/m². Three different case studies were considered based on the position of the clear glass sheet on the right wall: (a) located at bottom side/Case 1 (C_1), (b) located at the middle side/Case 2 (C_2), and (c) located at the upper side/Case 3 (C_3). The numerical solution was carried out using an in-house code based on the finite volume method. The numerical code was validated against experimental data for the turbulent natural convection problem. A comparison between the predicted and measured dimensionless vertical velocity, temperature profiles and local and average Nusselt numbers are presented, obtaining good agreement. Results show that convective heat transfer increases from about 70 to 250 as the aspect ratio increases from 0.15 to 1.0, for all solar radiation intensities, and all cases of turbulent flow. Also, radiative heat transfer decreases as the aspect ratio and solar radiation increase, which implies that it could become lower than convective heat transfer for some aspect ratio values set. When a laminar flow regime is considered, lower average convective and radiative heat transfer rates are obtained regarding the case of turbulent flow. In general, they are between $2.0 < Nu_{conv} < 7.5$ and $2.0 < Nu_{rad} < 13.5$ for all cases under analysis. Finally, a set of correlations for the total Nusselt number were obtained for turbulent conjugate heat transfer.

1. Introduction

Today, the energy use in residential and commercial buildings represents 36% by heating, cooling, and other electricity use of total energy consumed globally [1]. As a consequence, this energy consumption in buildings has adverse effects on the environment (nearly 40% of CO₂ emissions). For this reason, energy efficiency in buildings is viewed today as a strategic solution to address energy savings and reduce carbon emissions. Many countries, particularly those considered as developed countries or OCDE (Organization for Economic Co-operation and Development) members, have adopted building energy codes, but two-thirds of the total still do not have mandatory energy standards. Many efforts and investments are needed to dramatically improve

average building envelope performance by 30% by 2025 to keep pace with the growth of the building sector and demand for thermal comfort [2]. Thus, it is essential to focus the efforts on analyzing the thermal behavior inside occupied spaces and establishing some passive strategies to achieve energy efficiency in buildings. In particular, building envelopes should be adapted to local climatic conditions to attenuate heat gains and/or losses through walls, roofs, and windows. On the other hand, it is well-known the growth in demand and contemporary architectural trends for building larger and more transparent structures, which implies a higher amount of energy consumed by air-conditioning systems and carbon-dioxide emissions. Therefore, detailed investigations of fluid flow and conjugate heat transfer in enclosures with conductive walls and assessments to observe the influence of window to wall ratio, size, location, and orientation on thermal performance are

* Corresponding author.

E-mail addresses: olazo@cenidet.edu.mx (Y. Olazo-Gómez), jxaman@cenidet.edu.mx (J. Xamán), miguel.gijon@tec.mx (M. Gijón-Rivera), felipnoh@uacam.mx (F. Noh-Pat), esima@cenidet.edu.mx (E. Simá), ycchena@cenidet.edu.mx (Y. Chávez).

<https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106310>

Received 20 August 2019; Received in revised form 24 January 2020; Accepted 6 February 2020

Available online 18 February 2020

1290-0729/© 2020 Elsevier Masson SAS. All rights reserved.

Nomenclature	
A	semitransparent aspect ratio (H/W)
$C_{1\epsilon}, C_{2\epsilon}, C_{3\epsilon}$	empirical constants for the $k-\epsilon$ HH turbulence model
C_1, C_2, C_3	position of the clear glass sheet on the right wall
C_p	specific heat of air [$J kg^{-1} K^{-1}$]
G	solar radiation [$W m^{-2}$]
g	acceleration due to gravity [$m s^{-2}$]
h	convective heat transfer coefficient [$W m^{-2} K^{-1}$]
H	glazed wall length, [m]
W	height/width of the cavity, [m]
W_g	width of the glazed wall, [m]
Nu	Nusselt number
P	pressure of the fluid [$N m^{-2}$]
q	heat flux [$W m^{-2}$]
T	temperature, $^{\circ}C$ or K
T_0	reference temperature, $^{\circ}C$ or K
u, v	horizontal and vertical velocities [$m s^{-1}$]
x, y	horizontal and vertical coordinates [m]
Greek symbols	
β	thermal expansion coefficient [K^{-1}]
ΔT	temperature difference ($T_{hot} - T_{cold}$) [K]
ϵ, ϵ^*	rate of dissipation of k [$m^2 s^{-3}$] for the $k-\epsilon$ HH turbulence model, emissivity
κ	turbulent kinetic energy for the $k-\epsilon$ HH turbulence model [$m^2 s^{-2}$]
λ	thermal conductivity [$W m^{-1} K^{-1}$]
μ, μ_t	dynamic viscosity of air [$kg m^{-1} s^{-1}$], turbulent viscosity [$kg m^{-1} s^{-1}$]
ρ, ρ^*	density [$kg m^{-3}$], reflectivity
σ, σ_t	Stefan-Boltzmann constant [$W m^{-2} K^{-4}$], turbulent Prandtl number
$\sigma_\epsilon, \sigma_\kappa$	empirical constants for the for the $k-\epsilon$ HH turbulence model
Subscripts	
<i>cond</i>	conductive
<i>conv</i>	convective
<i>g</i>	glass
<i>ext</i>	exterior
<i>int</i>	interior
<i>out</i>	exterior
<i>rad</i>	radiative

plenty important not only for the building design process but also for retrofitting of existing constructions in order to improve thermal comfort and energy efficiency in critical single zones.

The interest in this subject has allowed performing numerous theoretical studies focused on laminar and turbulent natural convection in differentially heated rectangular enclosures on their vertical sidewalls [3–12]. Miroshnichenko and Sheremet [13] reported a comprehensive review of the research on turbulent natural convection in rectangular cavities using numerical approaches such as the finite volume method, the finite element method, the finite difference method, and the Lattice Boltzmann method. They analyzed the subject through different configurations, boundary conditions, heat source locations, and radiative properties of medium and walls. The effect of those parameters on heat transfer and fluid flow was discussed in terms of dimensionless numbers, thermophysical properties, inclination angle, and emissivity of internal surfaces. The authors observed that most of the numerical studies were performed for 2D configurations, and they recommended studying the effects of internal radiation exchange on physics in further detail.

As mentioned before, most of the studies have been conducted neglecting internal heat transfer by radiation, even though its importance has been evidenced by total energy load calculations and thermal comfort enhancement in buildings. Due to the importance of analyzing the coupled phenomenon, many authors have reported numerical studies of natural convection with thermal radiation in rectangular enclosures [14–18]. In more recent years, several numerical works have been reported for the combined heat transfer problem. For example, the interaction effects between surface radiation and natural convection in air-filled tilted enclosures were studied by Vivek et al. [19]. Their results showed that the presence of thermal radiation increases the overall convective circulation rate with much stronger interaction effects in shallow enclosures regarding square enclosures. Ibrahim et al. [20] investigated the turbulent natural convection with radiation in an air-filled differentially-heated cavity. They revealed that surface radiation modifies the flow structure at the top hot corner and the bottom cold corner. The numerical results of Bouafia et al. [21] showed the interaction of natural convection with surface radiation in a differentially heated square cavity with large temperature differences. Their results have demonstrated that the fluid flow and heat transfer are influenced significantly by the surface radiation. Hinojosa [22] studied the effect of surface thermal radiation on entropy generation in an open

cavity with natural convection. From their results, it was found that surface thermal radiation cannot be neglected because it increases the overall entropy generation rate between 33.5 and 560.8%. The coupling problem of natural convection with radiation, finite thickness wall conduction, local heat sources, solved for two and three-dimensional enclosures, and covering a wide range of Rayleigh numbers has deeply been investigated by the research group of Sheremet et al. [23–29].

On the flip side, only a few studies have examined the interaction effects of a non-opaque wall in an air-filled enclosure over conjugate heat transfer. Behnia et al. [30] reported a numerical analysis of laminar natural convection with radiation in a cavity with a partially transparent wall. They examined the effects of external convection on the flow and heat transfer. Álvarez and Estrada [31] reported a transient laminar simulation of combined convection, conduction, and radiation in a square enclosure with a solar glazed wall. Their results revealed that the convective flow decreases owing to the presence of the radiative exchange. Later, Xamán et al. [32–34] extended the previous research in order to analyze the effect of heat conduction (glass wall) for high Rayleigh numbers on total heat transfer. In Ref. [32], the interaction effects of the semitransparent glazing with/without a solar control coating (SnS-Cu_xS) on the turbulent natural convection in a square air-filled cavity were analyzed numerically. It was concluded that the energy gain towards the interior decreases an amount of 48.8% for the glazing with solar control coating. While in Refs. [33,34], results showed that the flow pattern was not symmetric due to the combined effect of the non-isothermal glass wall and radiative exchange inside the cavity. Li et al. [35] investigated the effect of optical constants on conjugate laminar natural convection with radiation in an air-filled rectangular enclosure with a semitransparent wall. It was found that the temperature profile of the semitransparent wall was higher than the one of the non-semitransparent. More recently, Noh-Pat et al. [36] studied the unsteady nature of conjugate heat transfer in a two-dimensional cavity with a semitransparent wall. The authors reported the interaction of temporal evolution of climate conditions such as solar radiation and outdoor air temperatures on flow fields, indoor air temperatures, and average heat fluxes by convection and radiation. Afterward, Gijón-Rivera et al. [37] took up the work performed by Xamán et al. [34], now including the effect of conducting walls in the whole envelope of a room modeled as a two-dimensional cavity. The authors reported several time-dependent correlations for the convective

and radiative heat transfer coefficients in temperate climates. Finally, Aguilar et al. [38] conducted a numerical analysis of a room modeled as a square cavity with heat conduction, turbulent natural convection, and surface thermal radiation. The room was coupled with a double glass window, which consisted of two vertical semitransparent walls facing indoor and outdoor air conditions in a laminar flow regime. Four different window configurations were considered: double clear glass, double absorber glass, double Low-e glass (low-emissivity glass), and double reflective glass. It was found that the double reflective glass unit presented higher energy savings among all cases under study.

The above literature analysis made evident that very few studies are dealing with the effect of opaque and semitransparent conductive walls on heat transfer, and even fewer works have addressed the combined effect of conducting walls coupled with turbulent natural convection and internal radiation exchange on rectangular enclosures. However, despite of reported information on cavities that considers more realistic building physics, there remain significant research gaps for detailed conjugate heat transfer analysis applied to the understanding of thermal

comfort conditions in rooms, the design of building envelopes, and the process of translating those analysis into an efficient building design for the minimum consumption of resources. Unlike the previous works [33, 34] that consider a semitransparent aspect ratio of 1 ($A = 1$), here a right vertical glazed wall with different aspect ratios ($A = 0.15, 0.25, 0.5, 0.75, 1.0$) and different locations of the glass surface are considered: (case 1) at the bottom of the wall, (case 2) at the middle of the wall and (case 3) at the upper side of the wall. Therefore, the purpose of this study is to numerically analyze the conjugate heat transfer in a rectangular enclosure as a representation of a room considering the interaction with the outdoor environment through a conductive non-homogeneous wall (glazed wall) in laminar and turbulent flow regimes. Particularly, this paper investigates the effect of the semitransparent surface location (three cases), the semitransparent aspect ratio ($A = H/W$), and outdoor conditions on overall heat transfer, which mainly affects the energy performance and thermal comfort in buildings.

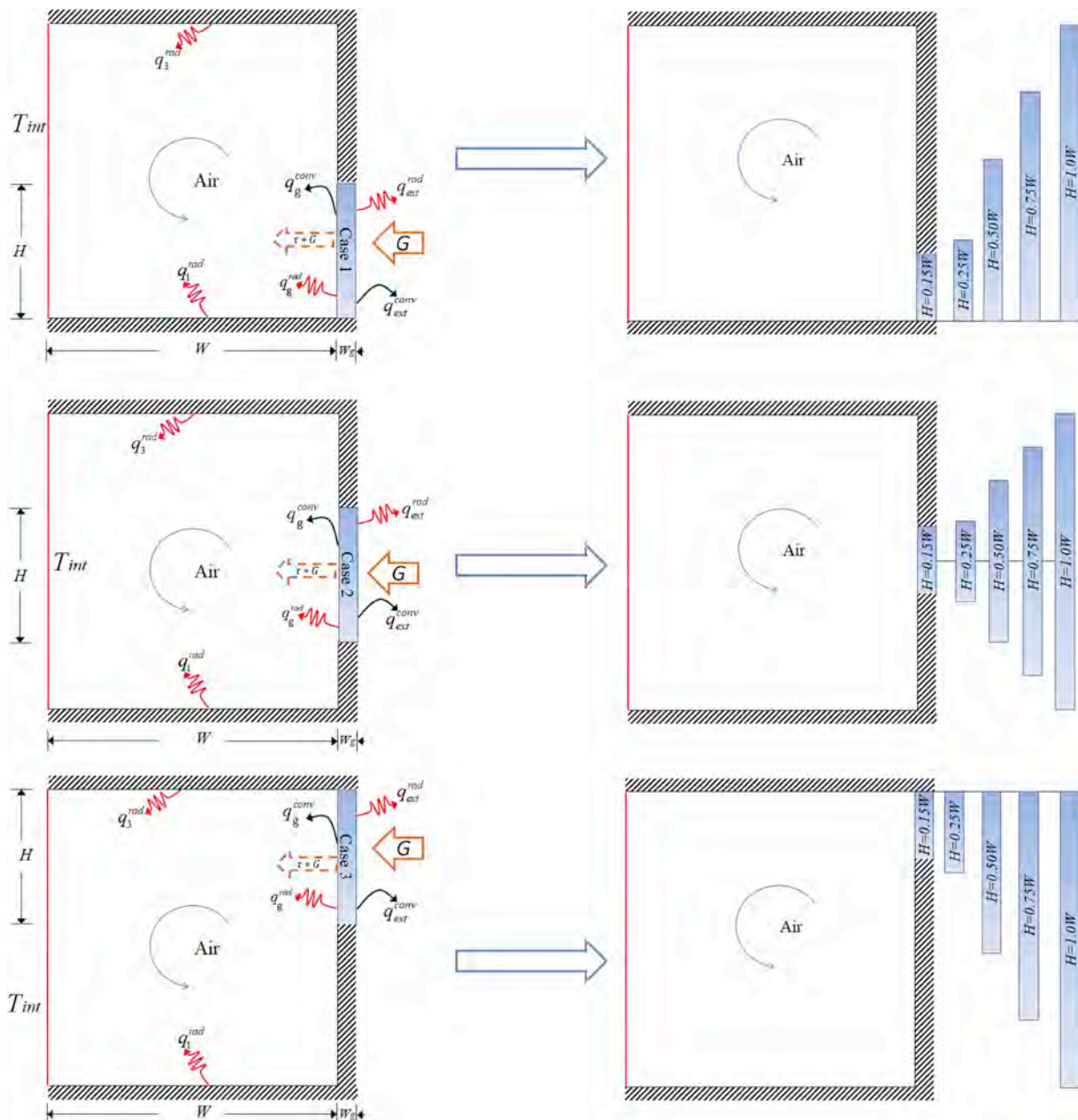


Fig. 1. Physical model of the 2D cavity with a glazed wall: (bottom) Case 1, (middle) Case 2, and (top) Case 3.

2. Physical and mathematical model

The conjugate heat transfer analysis in the 2D air-filled square cavity with a semitransparent wall is presented in Fig. 1. The physical model presents the internal and external heat transfer interactions and its boundary conditions. The dimensions of the square cavity (W) are 4 m for the case of turbulent flow and 0.1 m for the laminar flow regime. The left vertical surface was kept at a constant temperature of $T_{int} = 24$ °C ($x = 0$), while the right vertical surface ($x = W$) consists of a partial semitransparent surface of height H and 6 mm thickness (W_g). The glass surface varies its location at the bottom of the wall (C_1), at the middle of the wall (C_2), and at the upper side of the wall (C_3). A reference case is also considered when the height of the semitransparent wall is $H = W$. The remaining horizontal walls are considered as adiabatic. An incoming constant and uniform heat flux is absorbed, transmitted, and reflected by the vertical right wall, and then conducted to the inside and outside of the cavity. Natural convection and thermal radiation exchange among internal surfaces are considered to the inside of the cavity. All surfaces are considered gray, diffusive, reflective, and emitter of thermal radiation. The airflow inside the cavity is considered as a Newtonian fluid radiatively non-participating. The fluid was treated in both laminar and turbulent flow regimes. The Boussinesq approach is considered as valid because of lower temperature differences between vertical surfaces. The external environmental conditions around the vertical glazed surface were: (a) the heat transfer coefficient (h_{out}) was fixed at $6.8 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ corresponding to an outdoor wind velocity of 3 m/s [39], (b) the outdoor air temperature was fixed at 35 °C (warm climates), and 15 °C (cold climates), and (c) the incoming solar radiation was varying from 0 to 750 W/m^2 at intervals of 150 W/m^2 . Different semitransparent aspect ratios (A) of 0.15 , 0.25 , 0.50 , 0.75 , and 1.0 and three different semitransparent wall locations are investigated. The thermo-physical and optical properties of walls are presented in Table 1. Under the above physical assumptions, the conjugate heat transfer problem can be mathematically modeled by solving the equations of mass, momentum, energy, a high-Reynolds turbulence model, the heat transfer conduction equation in the semitransparent wall, and a net-radiation balance. The time-averaged governing equations for turbulent natural convection in tensor form are expressed as:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{\rho u_i u_j} \right) - \rho \beta (T - T_0) g_i \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\lambda}{C_p} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \overline{\rho u_i T} \right) \quad (2.3)$$

A two-equation turbulence model is considered in order to close the entire system of governing equations. The turbulent kinetic energy and the turbulent dissipation of energy can be modeled by using the next transport equations:

$$\frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P_k + G_k - \rho \varepsilon \quad (2.4)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + [C_{1\varepsilon}(P_k + C_{3\varepsilon}G_k) - C_{2\varepsilon}\rho\varepsilon] \frac{\varepsilon}{k} \quad (2.5)$$

Table 1
Thermophysical and optical properties.

Description	Optical properties (%)				Physical properties		
	τ^*	ρ^*	α^*	ε^*	ρ (kg/m ³)	λ (W/m K)	C_p (J/kg K)
Semitransparent wall	84.0	9.0	7.0	0.85	2500	1.0	750
Opaque walls	–	–	–	0.9	–	–	–

where $P_k = -\overline{\rho u_i u_j} \partial u_i / \partial x_j$ and $G_k = -\beta \overline{\rho u_i T} g_i$ are the shearing production and the generation/destruction of buoyancy turbulent kinetic energy, respectively. The non-slip condition is valid on all walls ($u = v = 0$). Thermal boundary conditions are set as adiabatic on horizontal walls (up and bottom), isothermal on the left vertical wall, and a heat-conducting wall on the glazed surface. The boundary conditions, empirical values, and correlations for the k - ε HH turbulence model are considered as proposed by Henkes et al. [40]: $\kappa_w = 0.0$, $\varepsilon_w = \infty$, $C_\mu = 0.09$, $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$ y $C_{3\varepsilon} = \tanh |v/u|$.

The mathematical model of heat transfer by conduction of the vertical glazed wall has previously been described in detail by authors in Refs. [32–34] as:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\lambda_g}{C_{pg}} \frac{\partial T_g}{\partial x_i} \right) + \frac{1}{C_{pg}} \frac{d\theta}{dx_i} = 0 \quad (2.6)$$

where $\theta = G \exp[-s_g(W_g - x)]$ is the attenuation energy function by absorption and scattering, which depends on the extinction coefficient s_g of the semitransparent wall [41].

In general, the horizontal boundaries are kept thermally isolated and outside and inside energy balance can be written for the left vertical glazed wall as:

$$-\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial x} = h_{ext}(T_g - T_{ext}) + \sigma \varepsilon_g^* (T_g^4 - T_{ext}^4) \quad \text{at } x = W + W_g \quad (2.7)$$

$$-\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial x} = \lambda \frac{\partial T}{\partial x} + q_g^{rad} \quad \text{at } x = W \quad (2.8)$$

The net radiative method (RIM) was used to calculate the resulting heat fluxes from the radiative exchange in the square cavity [41]. The square cavity surfaces are assumed to be opaque and diffuse, except for the partially right wall, which is a semitransparent wall. The radiative heat flux for the j th element on each wall is given by the following energy balance:

$$q_j^{rad} (x_j = q_{out_j}(x_j) - q_{in_j}(x_j)) \quad (2.9)$$

where the radiosity for the j th element is defined as:

$$q_{out_j}(x_j) = \varepsilon_j^* \sigma T_j^4(x_j) + \rho_j^* q_{in_j}(x_j) \quad (2.10)$$

the irradiation is computed as:

$$q_{in_j}(x_j) = \sum_{k=1}^m \int_{A_k} q_{out_k}(x_k) dF_{dA_j-dA_k} \quad (2.11)$$

where the summation over the k th surface element is to be taken for those elements over the boundary for which j interacts radiatively. $dF_{dA_j-dA_k}$ is the differential view factor, which is calculated using the Hottel's crossed-string method [41]. Laminar flow formulation is omitted due to space limitations. Finally, the total heat transfer across the semitransparent wall is given by the Nusselt numbers. The total heat transfer (Nu_{total}) involves the contribution of the average convective and radiative Nusselt numbers; thus, the average convective (Nu_{conv}) and radiative (Nu_{rad}) Nusselt numbers can be expressed as:

$$Nu_{total} = Nu_{conv} + Nu_{rad} \quad (2.12)$$

where:

$$Nu_{conv} = \frac{-\lambda}{q_{cond}} \int_0^H \frac{\partial T}{\partial x} dy \quad (2.13)$$

$$Nu_{rad} = \frac{1}{q_{cond}} \int_0^H q_g^{rad} dy \quad (2.14)$$

where: $q_{cond} = \lambda (T_g^{ave} - T_{int})/H$ and T_g^{ave} is the average temperature on the inside surface of the semitransparent wall.

3. Numerical approach

The governing equations were numerically solved using the finite volume technique [42]. The position of grid nodes is calculated using a stretching function so that the nodes are closer to each other near the walls of the cavity. The velocity components are calculated at a staggered grid, while the scalar variables are calculated at the main grid (non-staggered). The pressure and velocity were coupled through the pressure-based SIMPLEC algorithm [43]. Convective and diffusive terms were discretized applying the hybrid and centered schemes. A convergence criterion of 10^{-10} was set for all transport variables to ensure reliable results. A radiative balance at the walls is solved using an iterative approach for coupling laminar or turbulent natural convection to surface thermal radiation at boundaries [41]. A summary of the overall numerical solution was presented by authors in Refs. [33,34].

A grid independence study was performed for the reference case ($A = 1.0$, $T_{ext} = 35^\circ\text{C}$ and $G = 750\text{ W/m}^2$) through variation of the mesh size from 61×61 to 111×111 with increments of 10 nodes at each direction. The discretization of the glazed wall consisted of 10 nodes in the horizontal direction for all the meshes. The next figure (Fig. 2) shows the velocity components (u, v), temperature (T), and turbulent viscosity

(μ_t) at the center of the enclosure for different numerical grids. As can be seen, differences among results are not significant. The following Table 2 shows the effect that the numerical meshes have on the average convective and radiative Nusselt number. From the analysis, it was found that a non-uniform grid of 91×91 gives a maximum error of 1.0% for the maximum air temperatures and the average Nusselt number. Therefore, a mesh size of 91×91 was used for all simulations performed in this work.

The numerical code was verified using the conjugate heat transfer problem in a differentially heated square cavity reported by Velusamy et al. [44]. Two case studies ($Ra = 10^{11}$ and $\epsilon = 0.9$) are considered in this verification process: Case A: $\Delta T = 10\text{K}$, and Case B: $\Delta T = 50\text{K}$. It was found maximum percentage differences in terms of the average convective number Nusselt at the cold wall of 3.1% for Case A and about 3.2% for Case B. It can be said that the numerical code was successfully verified with information reported in the literature.

Additionally, experimental results for the turbulent natural convection problem in a differentially heated square cavity reported by Ampofo and Karayiannis [45] are used to validate the developed numerical code.

Table 2
Results for the grid independence study.

Grid $N_x \times N_y$	T_{max}	% dif.	Nu_{conv}	% dif.	Nu_{rad}	% dif.
61×61	37.587	–	222.90	–	138.87	–
71×71	37.603	0.04*	227.08	1.9*	138.70	0.12*
81×81	37.613	0.03*	229.99	1.3*	138.62	0.06*
91×91	37.622	0.02*	232.08	0.9*	138.61	0.01*
101×101	37.627	0.01*	233.67	0.7*	138.63	0.01*
111×111	37.633	0.01*	234.92	0.5*	138.65	0.01*

Note: * absolute difference in %.

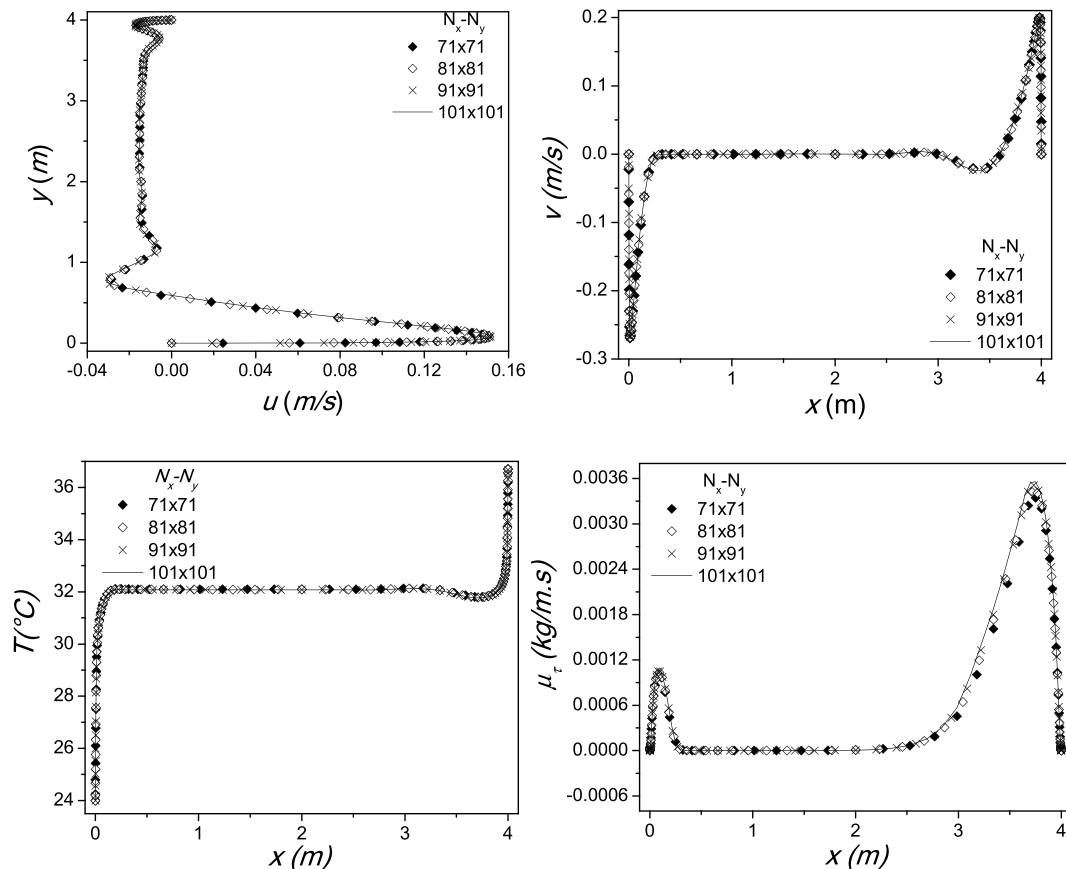
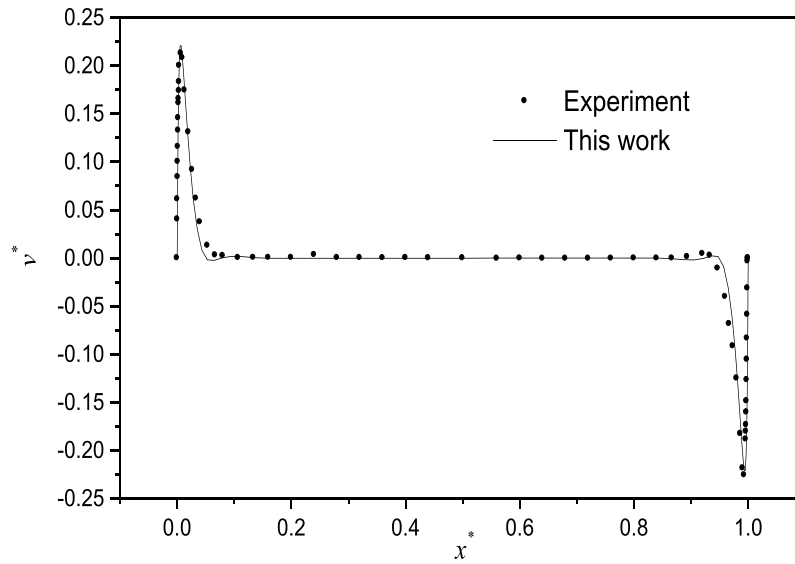


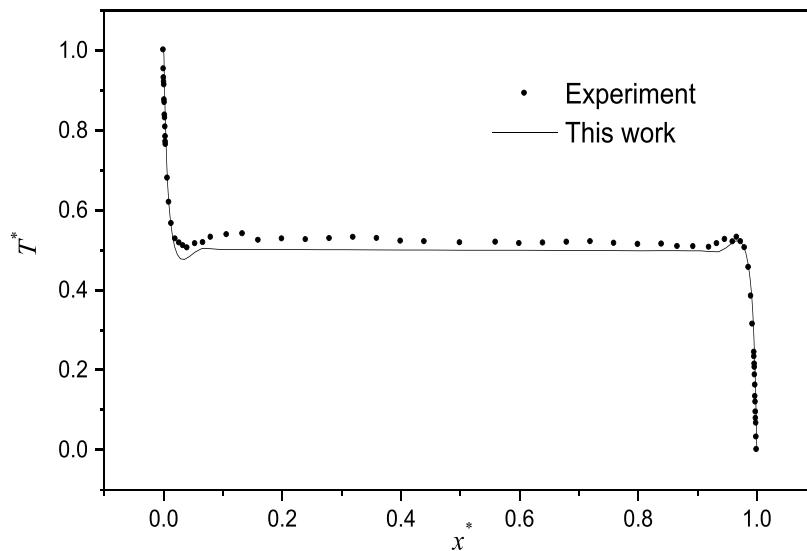
Fig. 2. Results for different numerical grids: velocity components (u, v), temperature (T), and turbulent viscosity (μ_t)

The dimensions of the cavity were 0.75 m high, 0.75 m wide, and 1.5 m deep. The hot and cold vertical walls of the cavity were isothermal at 50 and 10 °C ($Ra = 1.58 \times 10^9$), respectively. The other walls were insulated. The local velocity and temperature were simultaneously measured at different locations in the cavity using a laser Doppler anemometer (LDA) and a micro-diameter thermocouple. Fig. 3 shows a comparison between the predicted and measured dimensionless vertical velocity and temperature profiles at mid-height of the cavity. As observed in the figure, the predicted velocity profile agrees closely with the measured results. The predicted air temperature is also in good agreement with the

measurements. It can be appreciated that the experimental results for temperatures are not symmetrical at $y^* = 0.5$. That behavior might be caused by a heat flux presented through the horizontal walls in the experimental facility, while in the numerical model, these walls were considered adiabatic. Table 3 compares the current prediction of local Nusselt numbers with the experimental results reported by Ampofo and Karayiannis, 2003 [45]. The local Nusselt numbers were calculated for the hot wall of the cavity. An absolute difference of 12.07% for the average Nusselt number is found, which can be considered the error of the turbulent model. It should be noted that the $\kappa\text{-}\epsilon$ model is not able to



(a)



(b)

Fig. 3. Comparison of the present solution against the experimental results reported by Ampofo and Karayiannis (2003): a) vertical velocity and (b) air temperature at the cavity mid-height.

Table 3

Comparison of present solution of local Nusselt numbers against those reported by Ref. [43].

y^*	Ampofo et al. [43] Experimental Results	This Work Numerical Results	Absolute Difference (%)
0.02	136.00	171.78	26.31
0.0493	122.00	136.60	11.96
0.1000	95.00	110.94	16.78
0.2000	84.00	86.22	2.64
0.3000	72.00	72.70	0.97
0.4000	65.00	70.53	8.51
0.5000	58.00	69.82	20.37
0.6000	52.00	64.11	23.29
0.7000	47.00	55.78	18.67
0.8000	40.00	45.04	12.61
0.9000	36.00	32.74	9.06
0.9493	28.00	25.28	9.72
0.9867	17.00	13.29	21.81
Nu_{ave}	65.54	73.45	12.07

predict the turbulent heat fluxes because it considers a constant turbulent Prandtl number for the region close to the wall [46,47].

4. Results and discussion

Calculation results of the conjugate laminar and turbulent natural convection combined with surface thermal radiation for the square cavity with a glazed wall are presented next. The cavity lengths considered in this work are 4.0 m (turbulent flow) and 0.1 m (laminar

Table 4

Thermal Rayleigh number for the laminar and turbulent flow regime.

A	$T_{ext} = 15\text{ }^\circ\text{C}$						$T_{ext} = 35\text{ }^\circ\text{C}$					
	$G\text{ (W/m}^2\text{)}$						$G\text{ (W/m}^2\text{)}$					
	0	150	300	450	600	750	0	150	300	450	600	750
Laminar flow regime												
Case 1												
0.15	6.43E+05	5.71E+05	4.98E+05	4.26E+05	3.53E+05	2.80E+05	7.56E+05	8.20E+05	8.83E+05	9.46E+05	1.01E+06	1.07E+06
0.25	6.10E+05	5.36E+05	4.62E+05	3.87E+05	3.13E+05	2.37E+05	7.16E+05	8.16E+05	8.86E+05	9.61E+05	1.03E+06	1.08E+06
0.50	5.87E+05	5.04E+05	4.20E+05	3.37E+05	2.53E+05	1.67E+05	7.12E+05	8.10E+05	8.90E+05	9.70E+05	1.06E+06	1.12E+06
0.75	5.85E+05	4.91E+05	3.97E+05	3.04E+05	2.10E+05	1.14E+05	7.08E+05	8.06E+05	8.95E+05	9.82E+05	1.07E+06	1.15E+06
1	5.76E+05	4.70E+05	3.65E+05	2.60E+05	1.54E+05	4.75E+04	7.04E+05	8.02E+05	8.99E+05	9.94E+05	1.09E+06	1.18E+06
Case 2												
0.15	6.57E+05	5.85E+05	5.12E+05	4.40E+05	3.67E+05	2.93E+05	8.01E+05	8.68E+05	9.34E+05	1.00E+06	1.07E+06	1.13E+06
0.25	6.29E+05	5.56E+05	4.83E+05	4.09E+05	3.36E+05	2.60E+05	7.68E+05	8.35E+05	9.03E+05	9.99E+05	1.07E+06	1.05E+06
0.50	5.97E+05	5.15E+05	4.33E+05	3.52E+05	2.69E+05	1.85E+05	7.30E+05	8.06E+05	9.01E+05	9.97E+05	1.08E+06	1.16E+06
0.75	5.86E+05	4.93E+05	3.99E+05	3.06E+05	2.12E+05	1.17E+05	7.17E+05	8.04E+05	8.99E+05	9.96E+05	1.08E+06	1.17E+06
1	5.76E+05	4.70E+05	3.65E+05	2.60E+05	1.54E+05	4.75E+04	7.04E+05	8.02E+05	8.99E+05	9.94E+05	1.09E+06	1.18E+06
Case 3												
0.15	6.21E+05	5.51E+05	4.81E+05	4.12E+05	3.43E+05	2.74E+05	7.83E+05	8.49E+05	9.15E+05	9.80E+05	1.05E+06	1.11E+06
0.25	5.87E+05	5.15E+05	4.44E+05	3.72E+05	3.01E+05	2.29E+05	7.44E+05	8.11E+05	9.12E+05	9.84E+05	1.06E+06	1.13E+06
0.50	5.69E+05	4.86E+05	4.03E+05	3.21E+05	2.37E+05	1.52E+05	7.17E+05	8.06E+05	9.09E+05	9.86E+05	1.07E+06	1.15E+06
0.75	5.74E+05	4.80E+05	3.85E+05	2.92E+05	1.98E+05	1.03E+05	7.15E+05	8.02E+05	9.06E+05	9.90E+05	1.08E+06	1.16E+06
1	5.76E+05	4.70E+05	3.65E+05	2.60E+05	1.54E+05	4.75E+04	7.04E+05	8.02E+05	8.99E+05	9.94E+05	1.09E+06	1.18E+06
Turbulent flow regime												
Case 1												
0.15	3.36E+10	2.99E+10	2.58E+10	2.13E+10	1.72E+10	1.30E+10	3.91E+10	4.27E+10	4.63E+10	4.98E+10	5.32E+10	5.67E+10
0.25	3.43E+10	3.01E+10	2.56E+10	2.08E+10	1.61E+10	1.17E+10	4.01E+10	4.40E+10	4.79E+10	5.18E+10	5.57E+10	5.95E+10
0.50	3.54E+10	3.01E+10	2.46E+10	1.91E+10	1.34E+10	7.65E+09	4.22E+10	4.71E+10	5.21E+10	5.69E+10	6.18E+10	6.65E+10
0.75	3.61E+10	3.02E+10	2.40E+10	1.77E+10	1.13E+10	4.89E+09	4.36E+10	4.93E+10	5.49E+10	6.05E+10	6.61E+10	7.16E+10
1	3.70E+10	3.02E+10	2.35E+10	1.68E+10	9.88E+09	2.70E+09	4.52E+10	5.15E+10	5.78E+10	6.40E+10	7.02E+10	7.64E+10
Case 2												
0.15	3.22E+10	2.87E+10	2.46E+10	2.03E+10	1.60E+10	1.19E+10	3.94E+10	4.28E+10	4.64E+10	4.99E+10	5.35E+10	5.71E+10
0.25	3.27E+10	2.89E+10	2.45E+10	1.99E+10	1.53E+10	1.10E+10	4.00E+10	4.38E+10	4.76E+10	5.14E+10	5.53E+10	5.91E+10
0.50	3.45E+10	2.94E+10	2.40E+10	1.83E+10	1.27E+10	6.74E+09	4.22E+10	4.71E+10	5.20E+10	5.69E+10	6.18E+10	6.66E+10
0.75	3.57E+10	2.97E+10	2.36E+10	1.74E+10	1.10E+10	4.25E+09	4.36E+10	4.92E+10	5.49E+10	6.05E+10	6.61E+10	7.17E+10
1	3.70E+10	3.02E+10	2.35E+10	1.68E+10	9.88E+09	2.70E+09	4.52E+10	5.15E+10	5.78E+10	6.40E+10	7.02E+10	7.64E+10
Case 3												
0.15	3.20E+10	2.81E+10	2.43E+10	2.05E+10	1.65E+10	1.25E+10	4.12E+10	4.48E+10	4.85E+10	5.22E+10	5.59E+10	5.96E+10
0.25	3.28E+10	2.85E+10	2.43E+10	1.99E+10	1.56E+10	1.12E+10	4.19E+10	4.59E+10	4.99E+10	5.40E+10	5.80E+10	6.20E+10
0.50	3.45E+10	2.92E+10	2.39E+10	1.84E+10	1.30E+10	7.42E+09	4.33E+10	4.81E+10	5.31E+10	5.80E+10	6.30E+10	6.80E+10
0.75	3.57E+10	2.96E+10	2.35E+10	1.74E+10	1.11E+10	4.61E+09	4.41E+10	4.98E+10	5.55E+10	6.11E+10	6.68E+10	7.26E+10
1	3.70E+10	3.02E+10	2.35E+10	1.68E+10	9.88E+09	2.70E+09	4.52E+10	5.15E+10	5.78E+10	6.40E+10	7.02E+10	7.64E+10

flow). The glass thickness was 6 mm. The isothermal wall temperature was taken as a comfort temperature of 24 °C. The external conditions around the glazed wall were: (a) the heat transfer coefficient (h_{out}) was fixed at 6.8 W/m² K corresponding to an outdoor wind velocity of 3 m/s, (b) the ambient air temperature was fixed at 35 °C (warm climates), and 15 °C (cold climates), and (c) the incoming solar radiation was varying from 0 to 750 W/m² at intervals of 150 W/m². The thermo-physical and optical properties are presented in Table 1. The non-transparent walls have a surface emissivity equal to 0.9. The aspect ratio (A) of the glazed wall was varied as 0.15, 0.25, 0.5, 0.75, and 1.0. For the heat transfer analysis of the cavity with the glazed wall, three cases were defined using the following nomenclature (See Fig. 1): C₁ - clear glass sheet in the bottom part of the right wall, C₂ - clear glass sheet in the middle part of the right wall, and C₃ - clear glass sheet in the upper part of the right wall. A detailed description of the streamlines and isotherms is presented for the case of turbulent flow, but heat transfer parameters are presented for both flow regimes considered in this work. The thermal Rayleigh numbers (Ra) for all cases are shown in Table 4. Maximum Rayleigh numbers of 1.18 × 10⁶ and 7.64 × 10¹⁰ are obtained for the case of laminar and turbulent flows, respectively.

4.1. Flow pattern results

Streamlines and isotherm distributions for the three cases in turbulent flow regime, all glazed wall aspect ratios, a solar radiation intensity of $G = 450\text{ W/m}^2$, and an ambient temperature of $T_{ext} = 35\text{ }^\circ\text{C}$ are graphically presented in Fig. 4. As can be seen, the flow field is not

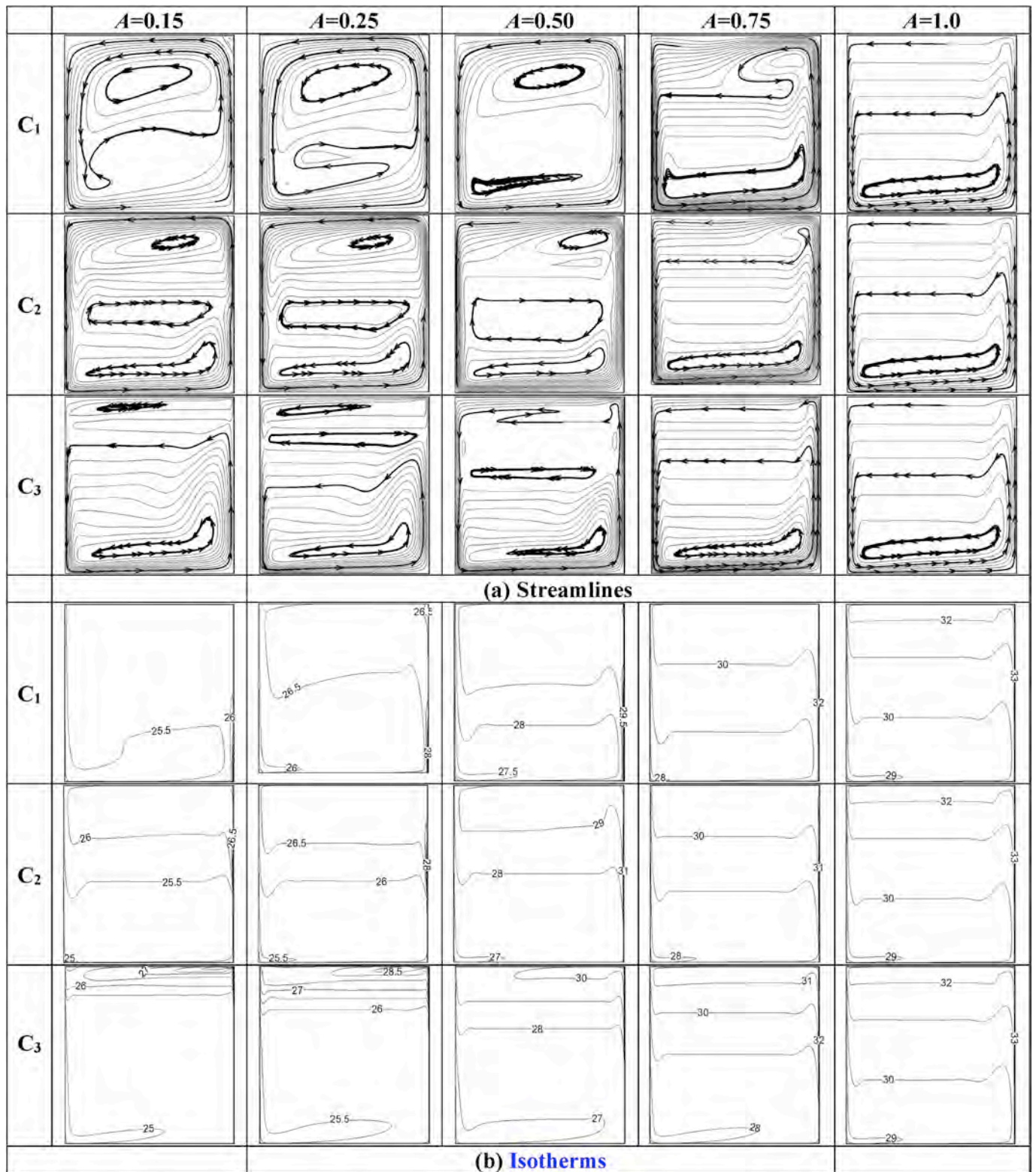


Fig. 4. Flow pattern distributions for Cases 1, 2 and 3, for all aspect ratios, $T_{ext} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, and $G = 450 \text{ W/m}^2$.

symmetric for all glazed wall locations (C_1 , C_2 , and C_3) contrary to the case where only heat transfer by natural convection in a cavity is considered [4]. As a result of all the different forms of heat transfer occurring in the square cavity with a partially glazed wall, different temperature levels are obtained within the cavity. This behavior can be explained because temperatures and air movement inside the cavity are strongly associated with the surface temperature distribution of each

wall. Following this line, the interaction between the partially glazed wall and outdoors can yield on internal surface temperatures greater or lower than the corresponding value of the left wall ($T_{int} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$) depending on the values of solar radiation and ambient air temperatures. Air movement by turbulent natural convection may also occur depending on the temperature difference between the vertical walls of the cavity. In this regard, Table 5 shows the average temperature

Table 5
Average temperature differences (ΔT_g °C) for the turbulent flow regime.

A	$T_{ext} = 15\text{ }^\circ\text{C}$						$T_{ext} = 35\text{ }^\circ\text{C}$					
	$G\text{ (W/m}^2\text{)}$						$G\text{ (W/m}^2\text{)}$					
	0	150	300	450	600	750	0	150	300	450	600	750
Case 1												
0.15	5.60	4.98	4.29	3.54	2.86	2.16	6.51	7.11	7.70	8.28	8.86	9.43
0.25	5.71	5.00	4.25	3.47	2.68	1.94	6.67	7.32	7.98	8.62	9.26	9.89
0.50	5.89	5.01	4.09	3.17	2.23	1.27	7.02	7.84	8.66	9.47	10.27	11.06
0.75	6.00	5.02	3.98	2.94	1.89	0.81	7.26	8.20	9.14	10.07	10.99	11.91
1	6.15	5.03	3.92	2.80	1.64	0.45	7.51	8.56	9.61	10.65	11.68	12.71
Case 2												
0.15	5.35	4.77	4.10	3.38	2.66	1.98	6.55	7.12	7.71	8.31	8.90	9.49
0.25	5.44	4.80	4.08	3.31	2.54	1.82	6.66	7.28	7.92	8.56	9.20	9.83
0.50	5.73	4.89	3.99	3.05	2.11	1.12	7.02	7.83	8.65	9.47	10.28	11.08
0.75	5.93	4.94	3.93	2.89	1.83	0.71	7.25	8.19	9.13	10.07	11.00	11.92
1	6.15	5.03	3.92	2.80	1.64	0.45	7.51	8.56	9.61	10.65	11.68	12.71
Case 3												
0.15	5.32	4.68	4.05	3.40	2.75	2.08	6.85	7.46	8.07	8.69	9.30	9.91
0.25	5.45	4.74	4.04	3.31	2.60	1.87	6.98	7.64	8.31	8.98	9.65	10.31
0.50	5.74	4.85	3.97	3.06	2.16	1.23	7.20	8.01	8.83	9.65	10.48	11.32
0.75	5.94	4.93	3.92	2.89	1.85	0.77	7.34	8.28	9.23	10.17	11.12	12.07
1	6.15	5.03	3.92	2.80	1.64	0.45	7.51	8.56	9.61	10.65	11.68	12.71

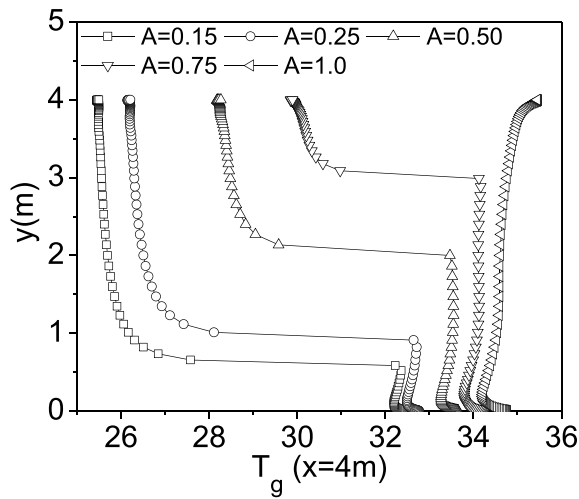
differences ($\Delta T_g = T_g^{ave} - T_{int}$) obtained for the turbulent flow regime. For $G = 450\text{ W/m}^2$, the table shows that temperature difference ranges from 8.28 to 10.65 K for C_1 , from 8.31 to 10.65 K for C_2 , and from 8.69 to 10.65 K for C_3 . Also, the maximum average temperature difference obtained is $\Delta T_g = 12.71\text{ K}$ for $G = 750\text{ W/m}^2$. The movement will be ascendant or descendant from any vertical surface of the cavity with the partially glazed wall. Therefore, the flow pattern formed inside the cavity may have a counterclockwise movement or in the opposite direction. Indeed, multiple recirculation patterns might be presented. The flow field behavior can be observed in Fig. 4, in which the streamlines are presented for C_1 , C_2 , and C_3 . It was noted a vortex of air being pulled to the counterclockwise direction at the upper part of the cavity for C_1 and $A = 0.15$. Although as the aspect ratio increases and as a consequence for this case the thermal Rayleigh number (Ra) also increases, the single swirl motion collapses by forming a new one at the lower part of the cavity ($A = 0.15$), which shall be perfectly defined for $A = 1.0$. In the end, this vortex makes the thermally stratified flow perceived at the upper side of the cavity due to a higher thermal Rayleigh number. For the C_2 , it can be observed a multicellular flow for $A \leq 0.5$ with three vortices distributed throughout the cavity. One vortex arises in the center of the cavity and two more above and below the central region. Furthermore, a higher Ra number is obtained in the cavity for C_2 and $A > 0.5$, where the streamlines are characterized by a unicellular pattern with an extended and thin vortex formed at the bottom region of the cavity. A multicellular ($A \leq 0.5$) and unicellular ($A > 0.5$) flow distributions are also observed for the C_3 .

On the other hand, the isotherm distributions are shown in Fig. 4. It can be appreciated a thermal stratification zone in the bottom region of the cavity for C_1 , in the central region for C_2 , and in the upper region of the cavity for C_3 as the thermal number increases. It was also found that indoor air temperature increases (from 25 to 33 °C) as the glazed wall aspect ratio increases as expected. Indeed, a slightly higher amount of energy is achieved for C_3 regarding C_2 and C_1 , which shows the lowest thermal energy among configurations. Therefore, the partially glazed wall configuration C_1 is recommended for applications where it is required to reduce energy gains inside the cavity. To sum up, the non-symmetric behavior of the flow can be attributed to the variation of temperature on the glazed wall and the thermal radiation effect inside the cavity.

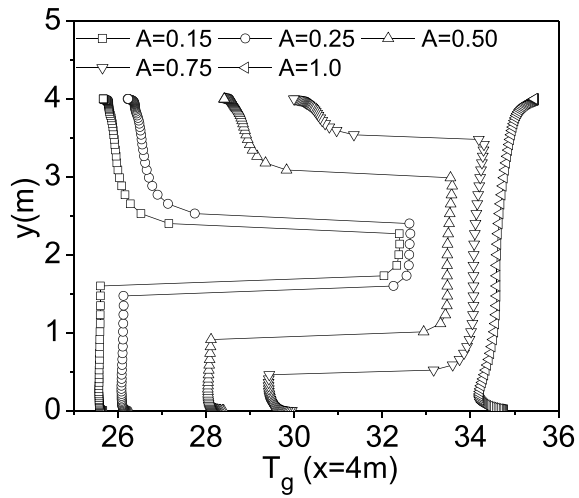
4.2. Laminar and turbulent heat transfer (glazing temperatures and Nusselt numbers)

The glazing temperature distribution for all locations in turbulent flow regime, all glazed wall aspect ratios, a solar radiation intensity of $G = 450\text{ W/m}^2$, and an ambient temperature of $T_{ext} = 35\text{ }^\circ\text{C}$ is shown in Fig. 5. It can be seen the non-symmetric temperature profile of the glazed wall. The figure shows that for low aspect ratios ($A < 0.5$), higher temperature gradients along the vertical axis can be reached for all cases (up to 7 °C). However, as the aspect ratio increases, lower temperature differences are observed (up to 1.5 °C for $A = 1.0$). In this case, the surface temperature of the glazed wall varies from 26 °C to $\approx 33\text{ }^\circ\text{C}$ for $A = 0.15$, while it falls between 34.2 and 35.5 °C for $A = 1.0$. On the other hand, average glazing temperatures for all glazed wall locations in turbulent flow regime, all solar radiation intensities, all glazed wall aspect ratios, and an ambient temperature of $T_{ext} = 35\text{ }^\circ\text{C}$ are graphically displayed in Fig. 6. It can be noted that average glazing temperature increases as the aspect ratio increases for all solar radiation intensities ($0 < G < 750\text{ W/m}^2$). Moreover, it is observed that the average glazed temperatures increase as solar radiation increases, and therefore the thermal Rayleigh number increased. For $G = 0\text{ W/m}^2$, it can be observed an average surface temperature difference of up to 1 °C for all cases under analysis and in the interval of $0.0 < A < 1.0$, whereas those temperature differences are up to 3 °C for $G = 750\text{ W/m}^2$.

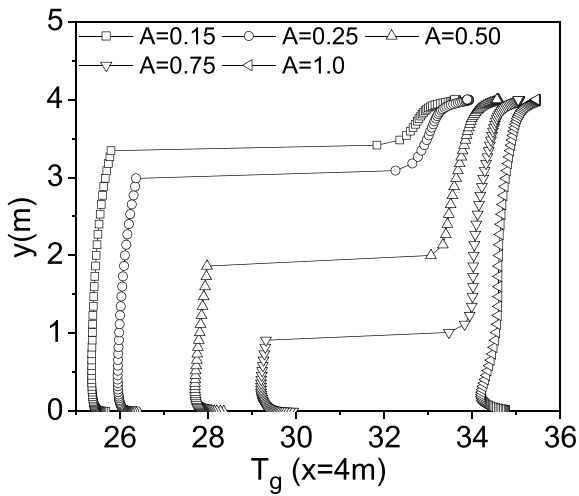
Heat transfer rates are reported through the dimensionless Nusselt number, which quantifies the convective and radiative contribution on overall heat transfer. Fig. 7 presents the average convective and radiative Nusselt numbers as a function of the aspect ratio for the three cases in turbulent flow regime, all solar radiation intensities, and an ambient temperature of $T_{ext} = 35\text{ }^\circ\text{C}$. It can be seen that radiative heat transfer values are quite similar among cases for each solar radiation intensity ($G = 0, 150, 300, 450, 600, \text{ and } 750\text{ W/m}^2$). In the same way, the average convective Nusselt number does not show significant differences for all cases ($C_1, C_2, \text{ and } C_3$), except for the lowest aspect ratio ($A = 0.15$), where those differences among cases can be found by up to approximately 20%. Convective and radiative heat transfer behave in a qualitatively similar way for each case ($C_1, C_2, \text{ and } C_3$). It was also found that as the glazed wall aspect ratio increases from 0.15 to 1.0 ($G = 0\text{ W/m}^2$), radiative heat transfer increases from approximately 100 to 540 because the size of the vertical glazed wall is increased. Then, as the radiative model depends on the radiation exchange between the walls, if the size of the walls increases, we will have a higher amount of thermal radiation. Besides, for all solar radiation intensities under analysis, the convective heat transfer increases from about 70 to 250 as the aspect



(a) C₁

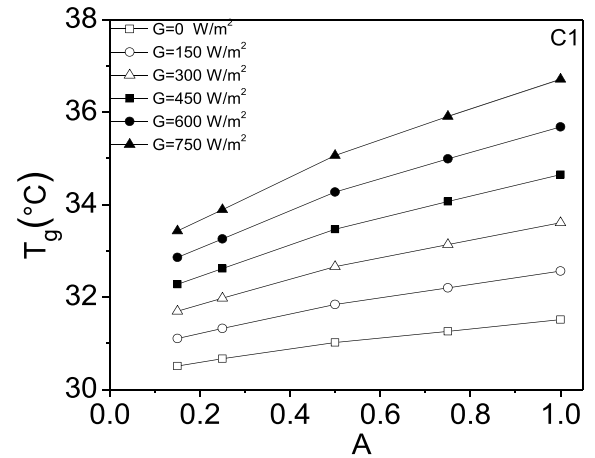


(b) C₂

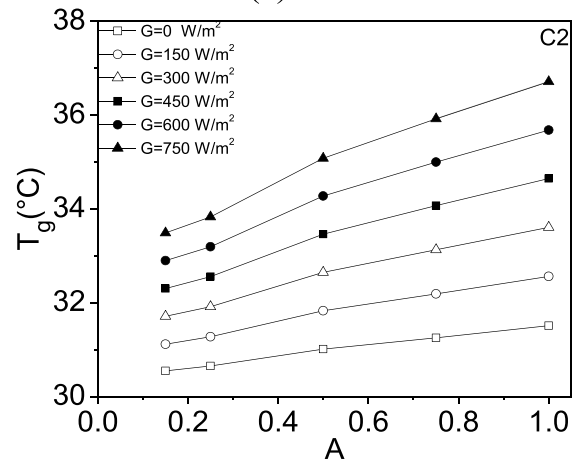


(c) C₃

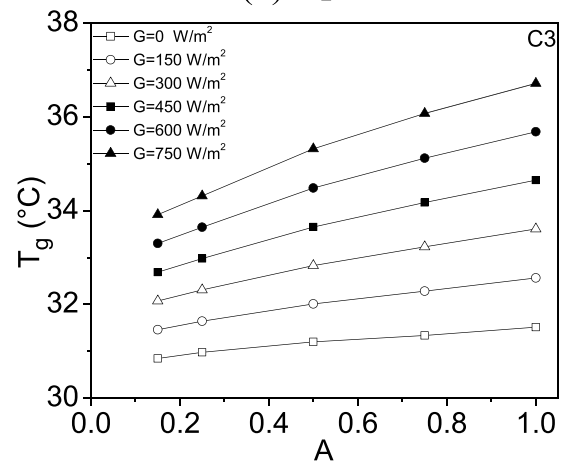
Fig. 5. Internal glazing temperature for the turbulent flow regime: (a) C₁, (b) C₂, and (c) C₃ for Text = 35 °C and G = 450 W/m².



(a) C₁



(b) C₂



(c) C₃

Fig. 6. Average glazing temperature for the turbulent flow regime: (a) C₁, (b) C₂, and (c) C₃ for Text = 35 °C.

ratio increases from 0.15 to 1.0. On the contrary, the average radiative heat transfer changes its behavior at each value of solar radiation, mainly because of the amount of energy transmitted directly through the glazed wall. In general, the radiative heat transfer increases as the aspect ratio increases due to the average temperature value obtained in the glazed wall. That is to say, as the solar radiation intensity increases, radiative heat transfer as function of the glazed wall aspect ratio behaves as follows: $100 \leq Nu_{rad} \leq 540$ for $G = 0 \text{ W/m}^2$, $100 \leq Nu_{rad} \leq 420$ for $G = 150 \text{ W/m}^2$, $100 \leq Nu_{rad} \leq 325$ for $G = 300 \text{ W/m}^2$, $100 \leq Nu_{rad} \leq 250$

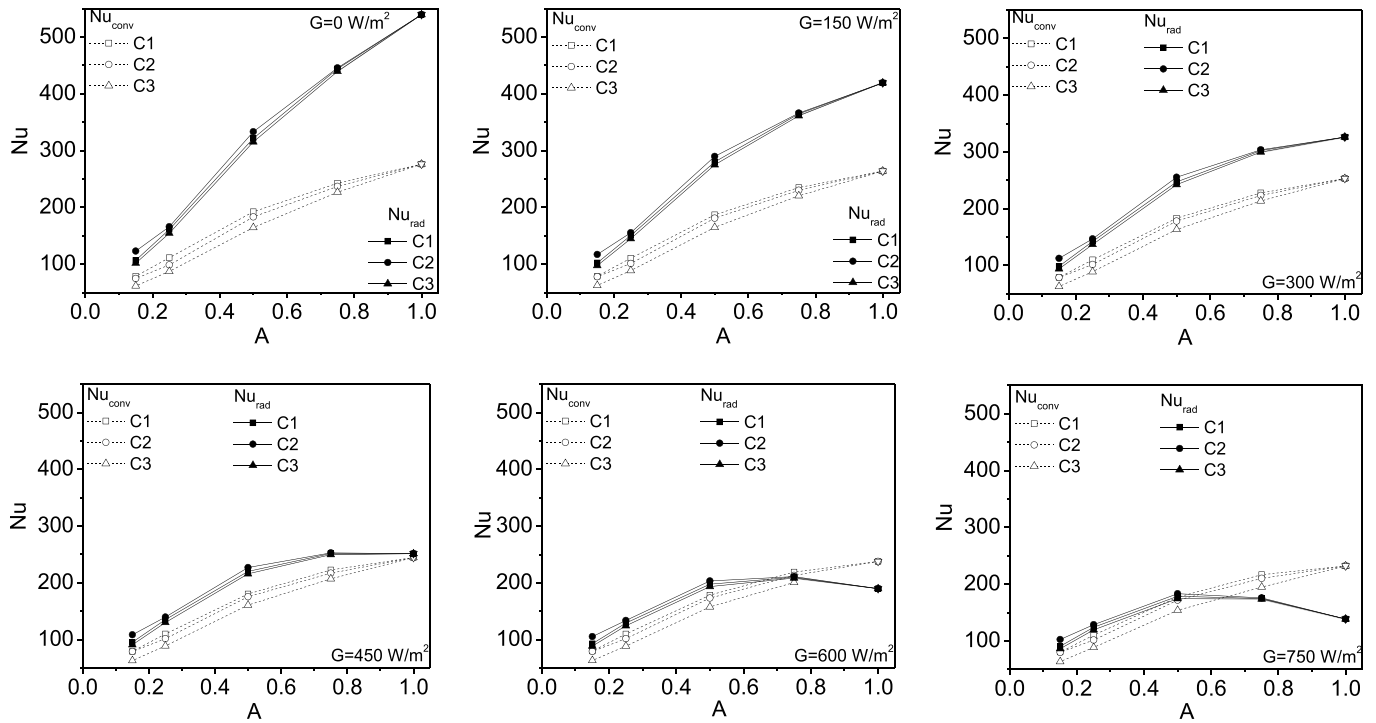


Fig. 7. Average convective and radiative Nusselt number for all aspect ratios: turbulent flow regime.

for $G = 450 \text{ W/m}^2$, $100 \leq Nu_{rad} \leq 190$ for $G = 600 \text{ W/m}^2$, and $100 \leq Nu_{rad} \leq 140$ with a maximum value of 160 at $A = 0.5$, for $G = 750 \text{ W/m}^2$. In summary, the radiative Nusselt number becomes lower than the convective Nusselt number for certain intervals of the aspect ratio. The intervals where $Nu_{rad} < Nu_{conv}$ are: for $G = 600 \text{ W/m}^2$ and $A > 0.75$, as well as, for $G = 750 \text{ W/m}^2$ and $A > 0.5$. This thermal behavior can be expected because of the average glazed wall temperature values

obtained. Unlike turbulent heat transfer, in general terms, the average convective and radiative heat transfer magnitudes are much lower for laminar flow regime for all cases under study: $2.0 \leq Nu_{conv} \leq 7.54$ and $2.0 \leq Nu_{rad} \leq 13.5$ (See Fig. 8). The qualitative behavior of the radiative Nusselt number is similar to that presented for the turbulent flow regime, but radiative heat transfer becomes lower than convective heat transfer even for higher values of solar radiation. Finally, it can be noted

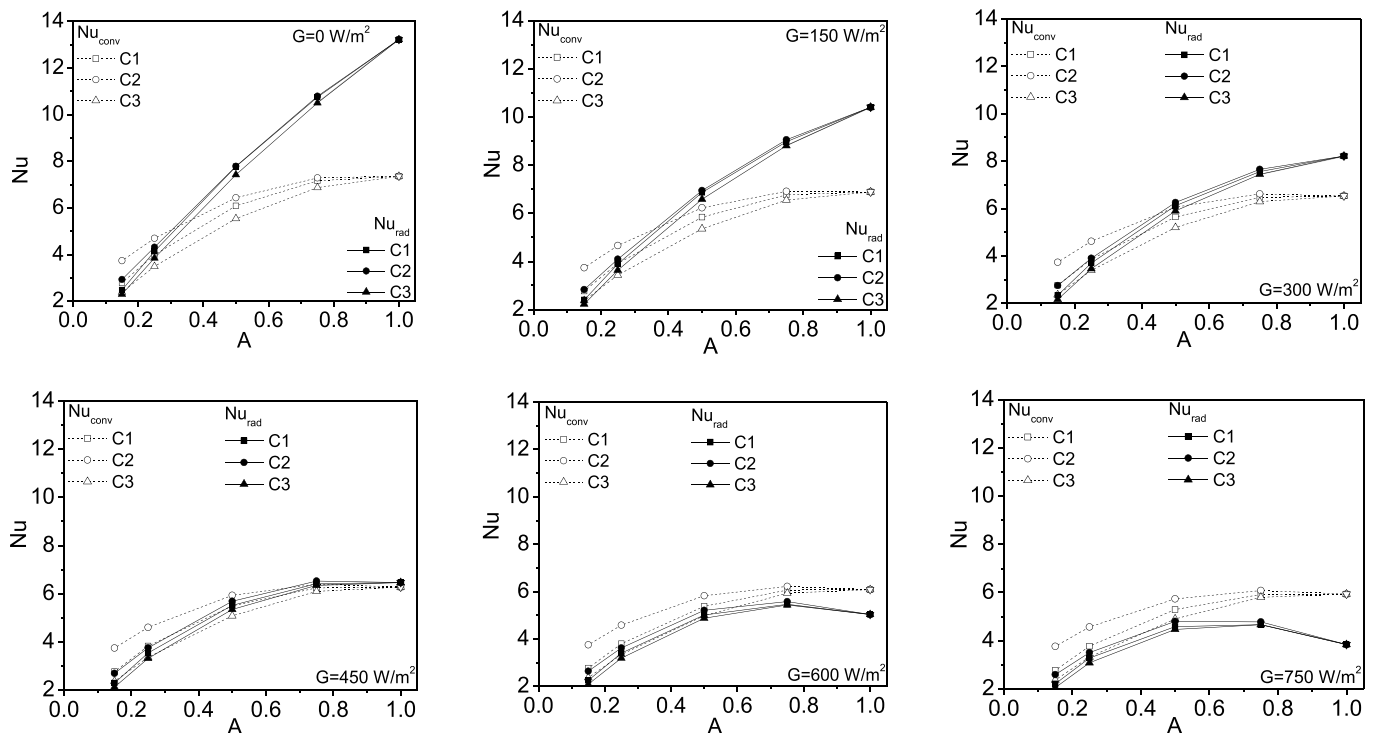


Fig. 8. Average convective and radiative Nusselt number for all aspect ratios: laminar flow regime.

that there are significant differences among cases (C_1 , C_2 , and C_3) for any value of the solar radiation intensity and low aspect ratios. For instance, the convective heat transfer for $A = 0.15$ is higher for C_2 regarding C_1 and C_3 .

4.3. Correlations for the total heat transfer

Table 6 shows the comparison of the average Nusselt number (convective and convective + radiative) to visualize the underestimation of the heat transfer without the thermal radiation effect. The Nusselt number values are valid for the thermal Rayleigh number intervals listed in Table 4. These results are conducted for the three different glazed wall locations (C_1 , C_2 , and C_3), all values of the aspect ratio A , and an ambient temperature of $T_{ext} = 35^\circ\text{C}$ (turbulent flow in warm climates). It can be noted that the contribution of surface thermal radiation on total heat transfer is higher for C_3 for both solar radiation intensities under examination (0 and 750 W/m^2). In particular, the contribution of surface thermal radiation on total heat transfer throughout the entire range of A for the case C_3 and $G = 0\text{ W/m}^2$ falls between 62.2 and 66.1%, and between 37.4 and 57.6% for $G = 750\text{ W/m}^2$. Table 6 also shows a similar thermal radiation effect for a laminar flow regime. In this case, the contribution of surface thermal radiation on total heat transfer for the C_3 and all aspect ratios are between 49.1 and 64.3% and 39.3 and 46.4% for $G = 0\text{ W/m}^2$ and $G = 750\text{ W/m}^2$, respectively. The results allow us to affirm that the radiative heat transfer should not be neglected in these types of problems, otherwise a great underestimation of total heat transfer shall be found. A set of correlations for the total Nusselt number in turbulent flow regime were obtained in order to quantify the overall heat transfer in the cavity. All correlations have a maximum deviation of 2.4% compared to numerical results. The general correlation formula is defined as follows:

$$Nu_{total} = a_5 A^4 + a_4 A^3 + a_3 A^2 + a_2 A + a_1 \tag{4.1}$$

where the coefficients a_5 , a_4 , ..., and a_1 are a function of the solar radiation (G). The coefficients for each case are:

Turbulent Flow ($T_{ext} = 35^\circ\text{C}$) for $3.9 \times 10^{10} \leq Ra \leq 7.64 \times 10^{10}$: C_1

$$a_5 = -7.53e - 07G^3 + 1.904145e - 03G^3 - 2.3788G + 1929.1$$

$$a_4 = 1.588e - 06G^3 - 4.425926e - 03G^2 + 5.9378G - 4, 556.9$$

$$a_3 = -1.321e - 06G^3 + 3.923739e - 03G^2 - 5.5082G + 3, 271.7$$

$$a_2 = -1.037e - 09G^4 + 1.776639e - 06G^3 - 1.44834876 5e - 03G^2 + 1.1516G + 52.4$$

$$a_1 = 707e - 11G^4 - 1.33624e - 07G^3 + 1.14334568 - 04G^2 - 9.329e - 02G + 118.3$$

Turbulent Flow ($T_{ext} = 35^\circ\text{C}$) for $3.4 \times 10^{10} \leq Ra \leq 7.64 \times 10^{10}$: C_2

$$a_5 = -2.590e - 06G^3 + 4.25437e - 03G^2 - 4.0755G + 3906.8$$

$$a_4 = 5.551e - 06G^3 - 9.665944e - 03G^2 + 9.9103G - 9207.1$$

$$a_3 = -4.210e - 06G^3 + 7.934056e - 03G^2 - 8.6844G + 7020.4$$

$$a_2 = -1.468e - 09G^4 + 3.212798e - 06G^3 - 2.91117592e - 03G^2 + 2.1614G - 1146.5$$

$$a_1 = 5.6055556e - 05G^2 - 1.3977e - 01G + 240.1$$

Turbulent Flow ($T_{ext} = 35^\circ\text{C}$) for $4.12 \times 10^{10} \leq Ra \leq 7.64 \times 10^{10}$: C_3

$$a_5 = -4.13e - 07G^3 - 1.12716e - 04G^2 - 5.6398G - 01G + 1877.1$$

$$a_4 = 1.276e - 06G^3 - 4.71534e - 04G^2 + 2.2465G - 4551.5$$

$$a_3 = -1.633e - 06G^3 + 1.854586e - 03G^2 - 3.32487G + 3487.7$$

$$a_2 = -2.11563786 0128e - 10G^4 + 2.13164609e - 07G^3 - 4.45295370 3709e - 04G^2 + 0.70281G - 114$$

$$a_1 = -4.6e - 08G^3 - 5.4785e - 05G^2 - 6.42458e - 02G + 116.4$$

Turbulent Flow ($T_{ext} = 15^\circ\text{C}$) for $2.70 \times 10^9 \leq Ra \leq 3.70 \times 10^{10}$: C_1

$$a_5 = -4.615e - 09G^3 - 6.854789e - 06G^4 - 3.554675308e - 03G^3 - 75.2699259167e + 0.2G^2 + 57.43449G + 173.8$$

$$a_4 = -6.834e - 09G^5 - 10.185309e - 06G^4 + 5.281059259e - 03G^3 + 1.110914999863G^2 - 87.05839G - 4215.5$$

$$a_3 = 3.937e - 09G^5 - 5.864872e - .06G^4 + 3.045693827e - 03G^3 - 0.634242592507G^2 + 51.83595G + 3234.2$$

$$a_2 = -9.54e - 10G^4 + 1.437892e - 06G^4 - 7.54224321e - 04G^3 + 0.158297203685G^2 - 12.51392G - 100.9$$

$$a_1 = 8.0799e - 11G^5 - 12.4468313e - 08G^4 - 66.614074068e - 06G^3 - 14.101685183448e - 03G^2 + 1.07728G + 108.9$$

Turbulent Flow ($T_{ext} = 15^\circ\text{C}$) for $2.70 \times 10^9 \leq Ra \leq 3.22 \times 10^{10}$: C_2

$$a_5 = 2.109e - 09G^5 - 3.029292e - 06G^4 - 1.496925926e - 03G^3 - 0.284298703660G^2 + 22.13199G + 3665.3$$

$$a_4 = -2.471e - 09G^5 - 3.495588e - 06G^4 - 1.62883950e - 03G^3 + 0.290731481424G^2 - 26.75007G - 8634.2$$

$$a_3 = 1.578e - e09G^5 - 2.210115e - 06G^4 + 1.0747728839e - 03G^3 - 0.184396851804G^2 + 20.4465G + 6575.3$$

$$a_2 = -4.03e - 10G^5 + 5.66074e - 07G^4 - 2.78175309e - 04G^3 + 0.049665555544G^2 - 5.43133G - 1070.5$$

$$a_1 = 3.2384e - 11G^5 - 4.5727572e - 08G^4 - 22.692345677e - 06G^3 - 3.949351850736e - 03G^2 + 0.041243G + 225.7$$

Turbulent Flow ($T_{ext} = 15^\circ\text{C}$) for $2.70 \times 10^9 \leq Ra \leq 3.20 \times 10^{10}$: C_3

$$a_5 = 3.113e - 09G^5 - 4.585226e - 06G^4 + 2.352722222e - 03G^3 - 0.49092407347G^2 + 37.56625G + 1812.6$$

$$a_4 = -3.673e - 09G^5 - 5.350996e - 06G^4 + 2.700775308e - 03G^3 + 0.204472592555G^2 + 20.61595G - 3061.5$$

$$a_3 = 1.633e - 09G^5 - 2.265119e - 06G^4 + 1.12144210e - 03G^3 - 0.204472592555G^2 + 20.61595G + 3061.2$$

$$a_2 = -2.40e - 10G^5 + 2.86777e - 07G^4 - 1.12144210e - 04G^3 + 14.391787031e - 03G^2 - 1.9592G - 53.1$$

$$a_1 = 10.614e - 12G^5 - 8.780247e - 09G^4 + 9.80246913e - 07G^3 - 6.38888889171e - 04G^2 + 313.7111e - 04G + 110.9$$

Table 6

Convective and convective+radiative (total) Nusselt numbers for laminar and turbulent flow (Text = 35 °C).

A	G = 0 W/m ²		%	G = 750 W/m ²		%	G = 0 W/m ²		%	G = 750 W/m ²		%
	Nu _{total}	Nu _{conv}		Nu _{total}	Nu _{conv}		Nu _{total}	Nu _{conv}		Nu _{total}	Nu _{conv}	
C ₁ : Turbulent						C ₁ : Laminar						
15	185.43	78.73	57.5	170.93	80.31	53.02	5.26	2.78	47.1	4.98	2.77	44.4
25	272.39	111.39	59.1	234.44	110.28	52.96	8.11	3.98	50.9	7.06	3.78	46.5
50	513.86	192.21	62.6	356.00	177.39	50.17	13.85	6.08	56.1	9.87	5.29	46.4
75	686.61	242.55	64.7	391.28	216.65	44.63	17.91	7.16	60.0	10.59	5.92	44.1
100	815.70	276.20	66.1	370.70	232.08	37.39	20.56	7.35	64.3	9.77	5.93	39.3
C ₂ : Turbulent						C ₂ : Laminar						
15	197.66	74.79	62.2	182.17	79.69	56.25	6.66	3.73	43.9	6.36	3.76	40.8
25	264.46	98.55	62.7	230.52	101.83	55.83	9.01	4.69	47.9	8.08	4.57	43.4
50	516.45	183.36	64.5	355.17	171.91	51.60	14.21	6.43	54.8	10.54	5.74	45.6
75	682.67	236.88	65.3	386.03	210.30	45.52	18.07	7.28	59.7	10.87	6.08	44.0
100	815.70	276.20	66.1	370.70	232.08	37.39	20.56	7.35	64.3	9.77	5.93	39.3
C ₃ : Turbulent						C ₃ : Laminar						
15	163.31	61.66	62.2	149.91	63.52	57.63	4.68	2.38	49.1	4.42	2.37	46.4
25	242.03	87.35	63.9	208.15	88.62	57.43	7.33	3.48	52.5	6.41	3.33	48.1
50	479.62	164.38	65.7	328.45	153.95	53.13	12.96	5.54	57.3	9.38	4.90	47.7
75	666.43	226.80	66.0	368.64	194.78	47.16	17.37	6.87	60.5	10.47	5.81	44.5
100	815.70	276.20	66.1	370.70	232.08	37.39	20.56	7.35	64.3	9.77	5.93	39.3

5. Conclusions

A numerical analysis of the laminar and turbulent natural convection combined with surface thermal radiation in a square cavity with a glazed wall was presented. The glazed wall aspect ratio (A) and the solar radiation (G) were varied for the analysis. Additionally, three different cases (C_1 , C_2 , and C_3) were considered based on the position of the partially glazed wall of the cavity. From the results, we can conclude the following:

- From the validation process, the numerical results showed that the turbulent model could not accurately solve the temperature and velocity structures in the boundary layer. It was observed that the turbulent Prandtl number would not be considered as a constant in the region close to the wall.
- The thermal Rayleigh numbers for all cases were obtained with maximum values of 1.18×10^6 and 7.64×10^{10} for laminar and turbulent flow regimes, respectively. Also, it was found a maximum average temperature difference ($\Delta T_g = T_g^{ave} - T_{int}$) of 12.7 K.
- The effect of heat conduction through the glazed wall has a direct influence on the flow pattern inside the cavity. It was possible to observe that the thermal energy passing through the glazed wall caused a multicellular flow and stratification zones. Unlike the natural convection problem, a non-symmetric thermal pattern was observed for all cases (C_1 , C_2 , and C_3) due to temperature variation of the glazed wall and conjugate heat transfer inside the cavity.
- For the case C_1 , a main vortex of air in counterclockwise direction was formed at the upper part of the cavity for $A = 0.15$. When the aspect ratio increased, the thermal Rayleigh number also increased, and a couple of vortexes appeared at the lower part of the cavity, which were perfectly defined for $A = 1.0$ with a significant thermal stratification at the upper side of the cavity.
- For the case C_2 , it was observed a multicellular flow for $A \leq 0.5$, with three vortices distributed throughout the cavity. The streamlines were characterized by a unicellular pattern with an extended and thin vortex formed at the bottom region of the cavity for $A > 0.5$.
- For the case C_3 , multicellular ($A \leq 0.5$) and unicellular ($A > 0.5$) flow distributions were observed.
- For all solar radiation intensities, the turbulent convective heat transfer increased from 70 to 250 as the aspect ratio increased from 0.15 to 1. However, as the aspect ratio increased, the radiative heat transfer decreased for higher values of solar irradiance. Therefore, the radiative heat transfer became lower than the convective heat transfer at certain intervals of the aspect ratio (A).

- Similarly, the convective and radiative heat transfer magnitudes for laminar flow were much lower than those obtained for turbulent flow regimes: $2.0 \leq Nu_{conv} \leq 7.54$ and $2.0 \leq Nu_{rad} \leq 13.5$.
- The total Nusselt number correlations as a function of the glazed wall aspect ratio and solar irradiation were presented for the cavities under study (C_1 , C_2 , and C_3). Those correlations can be used to determine the combined convective and radiative Nusselt numbers and heat fluxes in square cavities. Furthermore, the set of correlations may also be used to provide information for building energy performance simulation programs.

Declaration of competing interest

The authors do not have any conflict of interest, which it include any financial, personal or other relationships with other people or organizations.

Acknowledgement

Y. Olazo-Gómez acknowledges the support provided by the Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) given through its doctoral scholarship program.

Appendix A. Supplementary data

Supplementary data to this article can be found online at <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106310>.

References

- [1] International Energy Agency - IEA, Global Status Report for Buildings and Construction, 2019. Available at: <https://www.iea.org/reports/global-status-report-for-buildings-and-construction-2019>.
- [2] International Energy Agency - IEA, Tracking Clean Energy Progress, 2017. Available at: <https://www.iea.org/publications>. Retrieved 2018.
- [3] W.P. Graebel, The influence of Prandtl number on free convection in a rectangular cavity, Int. J. Heat Mass Tran. 24 (1981) 125–131.
- [4] G. De Vahl Davis, Natural convection of air in a square cavity: a benchmark numerical solution, Int. J. Numer. Methods Fluid. 3 (1983) 249–264.
- [5] N.C. Markatos, K.A. Pericleous, Laminar and turbulent natural convection in an enclosed cavity, Int. J. Heat Mass Tran. 27 (1984) 755–772.
- [6] H. Ozoe, A. Mouri, M. Ohmuro, S.W. Churchill, N. Lior, Numerical calculations of laminar and turbulent natural convection in water in rectangular channels heated and cooled isothermally on the opposing vertical walls, Int. J. Heat Mass Tran. 28 (1985) 125–138.
- [7] C. J Ho, Y.L. Lih, Conjugate natural convection heat transfer in an air-filled rectangular cavity, Int. Commun. Heat Mass Tran. 14 (1987) 91–100.

- [8] M. Hortmann, M. Peric, G. Scheuerer, Finite volume multigrid prediction of laminar natural convection: benchmark solutions, *Int. J. Numer. Methods Fluid.* 11 (1990) 189–207.
- [9] G. Barakos, E. Mitsoulis, D. Assimacopoulos, Natural convection flow in a square cavity revisited: laminar and turbulent models with wall functions, *Int. J. Numer. Methods Fluid.* 18 (1994) 696–719.
- [10] R.A.W.M. Henkes, C.J. Hoogendoorn, Comparison exercise for computations of turbulent natural convection in enclosures, *Numer. Heat Tran. B* 28 (1995) 59–78.
- [11] C. Pérez-Segarra, A. Oliva, M. Costa, F. Escanes, Numerical experiments in turbulent natural and mixed convection in internal flows, *Int. J. Numer. Methods Heat Fluid Flow* 5 (1995) 13–33.
- [12] D.W. Pepper, K.G.T. Hollands, Summary of benchmark numerical studies for 3-D natural convection in an air filled enclosure, *Numer. Heat Tran. A* 42 (2002) 1–11.
- [13] I.V. Miroshnichenko, M.A. Sheremet, Turbulent natural convection heat transfer in rectangular enclosures using experimental and numerical approaches: a review, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 82 (2018) 40–59.
- [14] C. Balaji, S.P. Venkateshan, Combined surface radiation and free convection in cavities, *J. Thermophys. Heat Tran.* 8 (1994) 373–376.
- [15] N. Ramesh, S.P. Venkateshan, Effect of surface radiation on natural convection in a square enclosure, *J. Thermophys. Heat Tran.* 13 (1999) 299–301.
- [16] K. Velusamy, T. Sundararajan, K. Seetharamu, Interaction effects between surface radiation and turbulent natural convection in square and rectangular enclosures, *J. Heat Tran.* 123 (2001) 1062–1070.
- [17] K.S. Anil, K. Velusamy, C. Balaji, S.P. Venkateshan, Conjugate turbulent natural convection and surface thermal radiation in air filled rectangular enclosures, *Int. J. Heat Mass Tran.* 50 (2007) 625–639.
- [18] R. Alvarado, J. Xamán, J. Hinojosa, G. Álvarez, Interaction between natural convection and surface thermal radiation in tilted slender cavities, *Int. J. Therm. Sci.* 47 (2008) 355–368.
- [19] V. Vivek, A.K. Sharma, C. Balaji, Interaction effects between laminar natural convection and surface radiation in tilted square and hollow enclosures, *Int. J. Therm. Sci.* 60 (2012) 70–84.
- [20] A. Ibrahim, D. Saury, D. Lemonnier, Coupling of turbulent natural convection in an air-filled differentially-heated cavity at $Ra = 1.5 \times 10^9$, *Comput. Fluids* 88 (2013) 115–125.
- [21] M. Bouafia, S. Hamimid, M. Guellal, Non-Boussinesq convection in a square cavity with thermal radiation, *Int. J. Therm. Sci.* 96 (2015) 236–247.
- [22] J.F. Hinojosa, D. Buentello, J. Xamán, M. Pérez-Tello, The effect of surface thermal radiation on entropy generation in an open cavity with natural convection, *Int. Commun. Heat Mass Tran.* 81 (2017) 164–174.
- [23] G.V. Kuznetsov, M.A. Sheremet, Conjugate natural convection with radiation in an enclosure, *Int. J. Heat Mass Tran.* 52 (2009) 2115–2223.
- [24] G.V. Kuznetsov, M.A. Sheremet, Numerical simulation of turbulent natural convection in a rectangular enclosure having finite thickness wall, *Int. J. Heat Mass Tran.* 53 (2010) 163–177.
- [25] G.V. Kuznetsov, M.A. Sheremet, Conjugate natural convection in an enclosure with a heat source of constant heat transfer rate, *Int. J. Heat Mass Tran.* 54 (2011) 260–268.
- [26] S.G. Martyushev, M.A. Sheremet, Conjugate natural convection combined with surface thermal radiation in an air filled cavity with internal heat source, *Int. J. Therm. Sci.* 76 (2014) 51–67.
- [27] S.G. Martyushev, M.A. Sheremet, Conjugate natural convection combined with surface thermal radiation in a three-dimensional enclosure with a heat source, *Int. J. Heat Mass Tran.* 73 (2014) 340–353.
- [28] I.V. Miroshnichenko, M.A. Sheremet, A.A. Mohamad, Numerical simulation of a conjugate turbulent natural convection with surface thermal radiation in an enclosure with a heat source, *Int. J. Therm. Sci.* 109 (2016) 172–181.
- [29] I.V. Miroshnichenko, M.A. Sheremet, Turbulent natural convection combined with surface radiation inside an inclined cavity having local heater, *Int. J. Therm. Sci.* 124 (2018) 122–130.
- [30] M. Behnia, J.A. Rizes, G. De Vahl Davis, Combined radiation and natural convection in a cavity with a transparent wall and containing a nonparticipating fluid, *Int. J. Numer. Methods Fluid.* 10 (1990) 305–3225.
- [31] G. Álvarez, C.A. Estrada, Numerical heat transfer in a cavity with a solar control coating deposited to a vertical semitransparent wall, *Int. J. Numer. Methods Fluid.* 34 (2000) 585–607.
- [32] J. Xamán, G. Álvarez, Effect of heat conduction of SnS-Cu_x solar control coated semitransparent wall on turbulent natural convection in a square cavity, *Numer. Heat Tran. A* 50 (2006) 79–98.
- [33] J. Xamán, J. Arce, G. Álvarez, Y. Chávez, Laminar and turbulent natural convection combined with surface radiation in a square cavity with a glass wall, *Int. J. Therm. Sci.* 47 (2008) 1630–1638.
- [34] J. Xamán, G. Álvarez, J. Hinojosa, J. Flores, Conjugate turbulent heat transfer in a square cavity with a solar control coating deposited to a vertical semitransparent wall, *Int. J. Heat Fluid Flow* 30 (2009) 237–248.
- [35] D. Li, Q. Ai, X. Xia, G. Wu, Optical constants effect on laminar natural convection and radiation in rectangular enclosure with one vertical semitransparent wall, *Int. J. Heat Mass Tran.* 67 (2013) 724–733.
- [36] F. Noh-Pat, J. Xamán, G. Álvarez, M. Gijón-Rivera, I. Hernández-Pérez, J. Arce, E. Villanueva-Vega, Unsteady-RANS simulation of conjugate heat transfer in a cavity with a vertical semitransparent wall, *Comput. Fluid* 117 (2015) 183–195.
- [37] M. Gijón-Rivera, J. Xamán, G. Álvarez, Conjugate heat transfer analysis in a glazed room modeled as a square cavity, *Heat Tran. Eng.* 39–2 (2018) 120–140.
- [38] J.O. Aguilar, J. Xamán, Y. Olazo-Gómez, I. Hernández-López, G. Becerra, O. A. Jaramillo, Thermal performance of a room with a double glazing window using glazing available in Mexican market, *Appl. Therm. Eng.* 119 (2017) 505–515.
- [39] ASHRAE, ASHRAE Handbook–Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 2009.
- [40] R. Henkes, F. Van-Der-Vlugt, C. Hoogendoorn, Natural-convection flow in a square cavity calculated with low-Reynolds-number turbulence models, *Int. J. Heat Mass Tran.* 34 (1991) 377–388.
- [41] M.F. Modest, Radiative Heat Transfer, McGraw-Hill, New York, 1993.
- [42] S. Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing Co., McGraw-Hill, New York, 1980.
- [43] J. Van Doormaal, G. Raithby, Enhancements of the SIMPLE method for predicting incompressible fluid flow, *Numer. Heat Tran.* 7 (1984) 147–163.
- [44] K. Velusamy, T. Sundararajan, K.N. Seetharamu, Interaction effects between surface radiation and turbulent natural convection in square and rectangular enclosures, *J. Heat Tran.* 123 (2001) 1062–1070.
- [45] F. Ampofo, T. Karayiannis, Experimental benchmark data for turbulent natural convection in an air filled square cavity, *Int. J. Heat Mass Tran.* 46 (2003) 3551–3572.
- [46] R. Henkes R, Natural Convection Boundary Layer, Ph.D. Thesis, Delft University of Technology, 1990.
- [47] R. Henkes, C. Hoogendoorn, Comparison exercise for computations of turbulent natural convection in enclosures, *Numer. Heat Tran. B* 28 (1995) 59–78.