



**UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**CREACIÓN DE UN MODELO FLUIDODINÁMICO DEL
SISTEMA DE CALENTAMIENTO RESIDENCIAL
LLAMADO MURO TROMBE.**

**MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO
CIVIL MECÁNICO.**

PABLO ALEJANDRO HIDALGO MUÑOZ

SANTIAGO DE CHILE



**UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**CREACIÓN DE UN MODELO FLUIDODINÁMICO DEL
SISTEMA DE CALENTAMIENTO RESIDENCIAL
LLAMADO MURO TROMBE.**

**MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO
CIVIL MECÁNICO.**

PABLO ALEJANDRO HIDALGO MUÑOZ

**PROFESOR GUÍA:
RAMÓN FREDERICK GONZALEZ**

**MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
ROBERTO ROMÁN LATORRE
WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ**

**SANTIAGO DE CHILE
MARZO 2011**

RESUMEN DE LA MEMORIA
PARA OPTAR AL TITULO DE
INGENIERO CIVIL INDUSTRIAL
POR: PABLO HIDALGO M.
FECHA: 11/01/2011
PROF. GUIA: Sr. RAMÓN FREDERICK G.

“CREACIÓN DE UN MODELO FLUIDODINÁMICO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO RESIDENCIAL
LLAMADO MURO TROMBE”

El muro Trombe es un sistema solar pasivo de calentamiento indirecto, que provee un alto rendimiento del sistema, con fluctuaciones térmicas pequeñas y con mecanismos de control simples.

El funcionamiento del Muro Trombe se debe al denominado efecto invernadero, donde los rayos solares aportan una energía luminosa en un dominio de longitudes de onda comprendidas entre 0,3 y 3 micrómetros, las cuales atraviesan un vidrio transparente y son absorbidos sobre la superficie receptora del muro. La superficie receptora caliente emite radiación electromagnética en un dominio de longitudes de onda diferente al anterior. Esta radiación es absorbida por el vidrio y la masa térmica, de manera tal que estos elementos se calientan produciéndose la termocirculación debido a las diferencias de temperatura.

El objetivo general del presente trabajo de título es desarrollar, en una plataforma computacional, un modelo fluidodinámico del flujo de aire que se produce en el canal de colección de energía y el espacio adyacente.

Se construyeron 3 modelos que permiten estudiar los fenómenos fluidodinámicos y de transferencia térmica (Modelos Simples, Modelos Trombe y Modelos Trombe y Recinto acoplado). Estos modelos fueron construidos en la plataforma computacional COMSOL *Multiphysics*, utilizando los módulos Weakly Compressible Navier-Stokes (chns) y Convection and Conduction (cc), imponiendo las propiedades físicas del aire, radiación constante en la Masa Térmica y en el vidrio y las condiciones necesarias para modelar el fenómeno de convección natural.

Los resultados finales muestran una generación de movimiento del aire que comienza debido a la formación de capas de fluido caliente en las superficies verticales. Este fluido asciende y tiende a salir del canal de colección, pudiendo calentar un espacio adyacente. Debido a la interacción de los flujos ascendentes y descendentes generados por las paredes caliente y fría, el movimiento toma la forma de una sucesión de loops (“Rollo de aire”) en el espacio de colección.

Se concluye que es factible modelar el flujo en el canal de colección del muro Trombe, durante tiempos que permiten describir el inicio del movimiento y su desarrollo en tiempos cortos. No fue posible sin embargo, simular tiempos largos debido a la enorme demanda de memoria de los modelos, y el alto tiempo de proceso de éstos.

Índice General

1. Introducción	1
1.1 Objetivos	3
1.1.1 Generales	3
1.1.2 Objetivos Específicos.....	3
1.2 Alcances	3
2. Antecedentes	4
2.1 Sistemas de Captación Solar	4
2.1.1 Ventilación natural a través de Efecto de Flotación	4
2.2 Elementos de un espacio calentado con un sistema solar	5
2.2.1 Intercambios Energéticos.....	5
2.2.2 Clasificación de Energía Intercambiada	6
2.3 Caracterización de sistemas solares pasivo	6
2.3.1 Característica de la abertura de captación.....	7
2.3.2 Mecanismo de liberación de la energía	7
2.3.3 Sistemas solares pasivos de calentamiento de aire.....	9
2.4 Muro Trombe	11
2.4.1 Muro Trombe Clásico.....	12
2.4.2 Muro Trombe-Michel.....	14
2.4.3 Principio de funcionamiento	16
2.4.4 Sistema de transferencia térmica.....	17
2.5 Principios básicos de la Fluidodinámica del muro Trombe.....	18
2.5.1 Elemento infinitesimal de fluido.....	18
2.5.2 Volumen de control	19
2.5.3 Derivada sustancial	20
2.5.4 Ecuación de continuidad	21
2.5.5 Ecuaciones de Navier-Stokes.....	21
2.5.6 Ecuación de energía	22
2.5.7 Condiciones de borde	22
2.6 Modelos Benchmark.....	23
3. Metodología	25
3.1 Características del Sistema	26
3.1.1 Características Geométricas.....	26
3.1.2 Características Físicas.....	27
3.2 Comsol Multiphysics.....	27
3.2.1 Módulos de COMSOL.....	28
3.2.2 Procedimiento	28

4. Resultados y Comentarios.....	30
4.1 Modelos Simples	30
4.1.1 Descripción del Modelo A.....	30
4.1.2 Resultados obtenidos del Modelo A.....	32
4.2 Modelos Trombe	40
4.2.1 Descripción del Modelo Trombe	40
4.2.2 Resultados obtenidos del Modelo Trombe	43
4.3 Modelo Trombe y Recinto acoplado	64
4.3.1 Descripción del Acoplamiento de Modelos.....	64
4.3.2 Resultados del Acoplamiento de los Modelos	67
5. Conclusiones.....	88
6. Referencias.....	90
Anexos	92
Anexos A	93
Análisis de Base de Datos de RETScreen	94
Anexos B.....	97
Propiedades físicas de materiales de construcción.....	98
Anexos C.....	101
Criterio de dimensionamiento.....	102
Anexos D	104
Resolución mediante balances térmicos macroscópicos	105

Índice de Figuras

1.1 Esquema del muro trombe	1
2.1 Intercambios Energéticos	5
2.2 Recorrido del sol según estación del año	7
2.3 Descripción del muro Trombe	11
2.4 Diagrama esquemático del Muro Trombe clasico	12
2.5 Diagrama Esquemático del Muro Trombe clasico (con sistemas de control).....	13
2.6 Diagrama esquemático del Muro Trombe-Michel	14
2.7 El espectro solar	16
2.8 Efecto invernadero	17
2.9 Elemento infinitesimal de un fluido	18
2.10 Volumen Finito de control de un fluido	19
2.11 Elemento de fluido moviéndose en un flujo de fluido	20
2.12 Dominio computacional de la cavidad rectangular del modelo planteado	23
2.13 Contornos de Temperatura	24
3.1 Características geométricas del Muro Trombe	26
3.2 Programa COMSOL Multiphysics	27
3.3 Guía de Modelación de COMSOL	28
4.1 Diagrama de la geometría del modelo A	31
4.2 Diagrama del mallado de la geometría del modelo A	31
4.3 Campo de Temperaturas	33
4.4 Contornos del Modulo de la Velocidad	33
4.5 Contornos de velocidad en el eje vertical	34
4.6 Vectores de Velocidad	34
4.7 Flujo de Calor	35
4.8 Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 1$ [s]	35
4.9 Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 3$ [s]	36
4.10 Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 5$ [s]	36
4.11 Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 10$ [s]	37
4.12 Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 60$ [s]	37
4.13 Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 100$ [s]	38

4.14 Evolución de la temperatura en el centro de la Masa Térmica	38
4.15 del Flujo de calor a través de la pared fría	39
4.16 Diagrama de la geometría del Modelo Trombe Final	41
4.17 Diagrama del mallado de la geometría del modelo A	41
4.18 Evolución de la Temperatura del aire en el canal de colección	43
4.19 Campo de Temperaturas	44
4.20 Contornos del Modulo de la Velocidad	44
4.21 Campo de velocidades en el eje vertical	45
4.22 Vectores de Velocidad	45
4.23 Flujo de Calor	46
4.24 Esquema Vectorial del Flujo de Calor	46
4.25 Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 0$ [s]	47
4.26 Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 2$ [s]	48
4.27 Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 3$ [s]	48
4.28 Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 5$ [s]	49
4.29 Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 10$ [s]	49
4.30 Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 20$ [s]	50
4.31 Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 60$ [s]	50
4.32 Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 120$ [s]	51
4.33 Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 180$ [s]	51
4.34 Perfil de temperatura a la entrada del canal ($x=0$)	52
4.35 Perfil de temperatura a la salida del canal ($x=0$)	53
4.36 Perfil de temperatura al interior del canal ($y=0.2$)	53
4.37 Perfil de temperatura al interior del canal ($y=0,6$)	54
4.38 Perfil de temperatura al interior del canal ($y=1.2$)	54
4.39 Perfil de temperatura al interior del canal ($y=1.6$)	55
4.40 Perfil de temperatura al interior del canal ($y=2.2$)	55
4.41 Perfil de temperatura al interior del canal ($y=2.47$)	56
4.42 Perfil de velocidades a la entrada del canal ($x=0$)	57
4.43 Perfil de velocidades a la salida del canal ($x=0$)	57
4.44 Perfil de velocidades al interior del canal ($y = 0.2$)	58
4.45 Perfil de velocidades al interior del canal ($y=0.6$)	59

4.46 Perfil de velocidades al interior del canal ($y=1.2$)	59
4.47 Perfil de velocidades al interior del canal ($y=1.6$)	60
4.48 Perfil de velocidades al interior del canal ($y=2.2$)	60
4.49 Evolución de la temperatura en el centro de la Masa Térmica	61
4.50 Evolución del Flujo de calor a través de la pared fría	61
4.51 Diagrama de la geometría del Modelo Trombe y el Recinto acoplados	65
4.52 Mallado de la geometría de los modelos acoplados	65
4.53 Campo de Temperaturas	67
4.54 Campo de Temperaturas	68
4.55 Contornos del Modulo de la Velocidad	68
4.56 Vectores de Velocidad	69
4.57 Flujo de Calor	70
4.58 Vectores de Flujo de Calor	70
4.59 Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 0$ [s]	71
4.60 Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 1$ [s]	71
4.61 Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 3$ [s]	72
4.62 Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 5$ [s]	72
4.63 Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 10$ [s]	73
4.64 Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 30$ [s]	73
4.65 Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 50$ [s]	74
4.66 Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 55$ [s]	74
4.67 Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 60$ [s]	75
4.68 Evolución temporal de la Temperatura en la Masa Térmica	75
4.69 Perfil de temperatura a la entrada del canal ($x=0,05$)	76
4.70 Perfil de temperatura a la salida del canal ($x=0,05$)	76
4.71 Perfil de temperatura al interior del canal y en el recinto respectivamente ($y=0.2$)	77
4.72 Perfil de temperatura al interior del canal y en el recinto respectivamente ($y=0.6$)	77
4.73 Perfil de temperatura al interior del canal y en el recinto respectivamente ($y=1.0$)	78
4.74 Perfil de temperatura al interior del canal y en el recinto respectivamente ($y=1.6$)	78
4.75 Perfil de temperatura al interior del canal y en el recinto respectivamente ($y=1.9$)	79
4.76 Perfiles de velocidad a la entrada del canal ($x=0,1$)	79
4.77 Perfiles de velocidad a la salida del canal ($x=0,1$)	80
4.78 Perfiles de velocidad al interior del canal y en el recinto respectivamente ($y = 0.2$)	80

4.79 Perfiles de velocidad al interior del canal y en el recinto respectivamente ($y = 0.6$)	81
4.80 Perfiles de velocidad al interior del canal y en el recinto respectivamente ($y = 1.0$)	81
4.81 Perfiles de velocidad al interior del canal y en el recinto respectivamente ($y = 1.6$)	82
4.82 Perfiles de velocidad al interior del canal y en el recinto respectivamente ($y = 1.9$)	82
4.83 Evolución de la temperatura en el centro de la Masa Térmica	83
4.84 Evolución del Flujo de calor a través de la pared fría	83
4.85 Integral de flujo de calor en el canal de colección	84
4.86 Integral de flujo de calor en el recinto a calefaccionar	85
4.87 Integral del calor en la salida del canal de colección	86
4.88 Caudal volumétrico del aire en la salida del canal de colección	87
D.1 Diagrama analógico del muro Trombe	107
D.2 Diagrama analógico termoeléctrico a) analogía triangular y b) estrella equivalente	112

Índice de Tablas

2.1 Resumen de colectores solares pasivos	10
4.1 Numero de Rayleigh en el Canal de Colección	62
4.2 Numero de Nusselt en el Canal de Colección	63
4.3 Integral del Calor en el Canal de Colección	84
4.4 Integral del Calor en el Recinto a Calefaccionar	85
4.5 Integral del Calor que sale por del Canal de Colección	86
4.6 Caudal volumétrico entregado por el canal de colección	87
A.1 Datos Base de Datos de RETScreen	94
A.2 Valores de K_T de Universidad Técnica Federico Santa María y de RETScreen	95
A.3 Valores de K_T de Universidad Técnica Federico Santa María y de RETScreen para Quinta Normal	95
B.1 Conductividad en función de la densidad de fábricas de bloques y ladrillos	98
B.2 Propiedades físicas de materiales, con espesor mínimo recomendable para simulación ..	99
B.3 Emisividad para algunos materiales de construcción	100
C.1 Valores de área para diferentes climas	102
C.2 Espesores de muro recomendados	103
D.1 Resumen de Temperaturas en el Canal de Colección	114

Simbología

A_m : Área de la masa térmica.

A_s : Área del cuerpo negro con la misma ganancia de calor que la superficie considerada.

A_t : Área del muro.

C_d : Coeficiente de descarga.

C_p : Capacidad térmica a presión constante.

D : Distancia entre la superficie del vidrio y la pared masiva.

$F.A$: Relación de aspecto.

F_y : Término de empuje.

$F_{eg,m1}$: Factor de emisión entre la superficie interior del vidrio y la superficie exterior de la masa térmica.

g : aceleración de gravedad.

H : Altura del Muro.

H_o : Distancia vertical entre las dos rejillas de ventilación.

h_{int} : Coeficiente de intercambio global entre la superficie de la masa térmica y la vivienda.

$H_{rg,m1}$: Coeficiente radiativo en la superficie interior del vidrio.

$H_{g,f1}$: Coeficiente convectivo en la superficie interior del vidrio.

$H_{m1,f1}$: Coeficiente convectivo en la superficie de la masa térmica.

$H_{g,f1}$: Coeficiente convectivo en el interior del vidrio.

I_0 : Insolación en plano horizontal en ausencia de atmósfera.

I : Intensidad de flujo de calor.

I_w : Radiación solar incidente a través del vidrio.

K : Conductividad térmica.

K_m : Conductividad de la masa térmica.

K_T : Índice de transparencia.

l : Largo equivalente del canal.

\dot{m}_T : Caudal a través del canal de colección.

N : Eficiencia de calentamiento.

P : Presión del fluido.

Q_i : Corresponden a los flujos de calor.

$Q_i(j)$: Flujo convectivo interno.

Q_{mt} : Ganancia de calor en la Masa Térmica.

Q_a : Ganancia de calor del aire al interior del canal de colección.

R_i : Resistencia térmica del aire en el ambiente exterior.

R_i : La resistencia térmica del aire en el ambiente interior.

S : superficie de control.

T : Temperatura.

T_{int} : Temperatura de la vivienda.

\bar{T} : Temperatura media (entre pared caliente y fría).

T_∞ : Temperatura teórica de referencia.

T_{ABS} : Temperatura promedio absoluta.
 T_m : Temperatura de la superficie exterior de la masa térmica.
 T_g : Temperatura del vidrio.
 T_{Am} : Temperatura ambiente del Aire.
 ΔT : Diferencia de temperatura.
 t : Tiempo.
 Δt : Paso de tiempo.
 U_e : Transmitancia térmica exterior.
 U_i : Transmitancia térmica interior.
 U_0 : Transmitancia térmica total del muro.
 U : Campo de velocidades.
 u : Velocidad horizontal.
 v : Velocidad vertical.
 V : Velocidad media del fluido.
 V_{viento} : Velocidad promedio del viento.
 dV_c : Volumen diferencial.
 V_c : Volumen de control.
 \dot{V} : Flujo volumétrico de aire.
 w : Profundidad del muro.
 x : Distancia horizontal.
 y : Distancia vertical.

Ra : Número de Rayleigh.
 Gr : Número de Grashof.
 Nu : Número de Nusselt.
 Pr : Número de Prandtl.

α : Difusividad térmica.
 β : Coeficiente de expansión térmica.
 ϵ_m : Emisividad de la masa térmica.
 ϵ_g : Emisividad del vidrio.
 η : Viscosidad dinámica del aire.
 θ : Ángulo de acimut.
 ν : Viscosidad cinemática.
 ρ : Densidad.
 ρ_{Aire} : Densidad del aire.
 τ : La transmisividad del vidrio.
 ϕ_{sg} : Flujo de radiación solar absorbida por el vidrio.
 Ω : Absorción solar de la masa térmica.

Capítulo 1

1. Introducción

El aprovechamiento térmico de la energía solar está generando una nueva actitud de los profesionales hacia el diseño de viviendas que incorporen sistemas de calefacción solares, mejorando así el hábitat de las personas. El sol es una fuente de recurso limpio e ilimitado, su uso reduce el agotamiento de los recursos y los problemas ambientales generados por los combustibles convencionales como el petróleo y sus derivados [1].

En los últimos años se ha observado un renovado interés en el sistema de calentamiento residencial solar llamado Muro Trombe, ver figura 1.1, que permite utilizar energía solar directamente en el calentamiento de espacios habitables o en la generación fotovoltaica de energía [6].

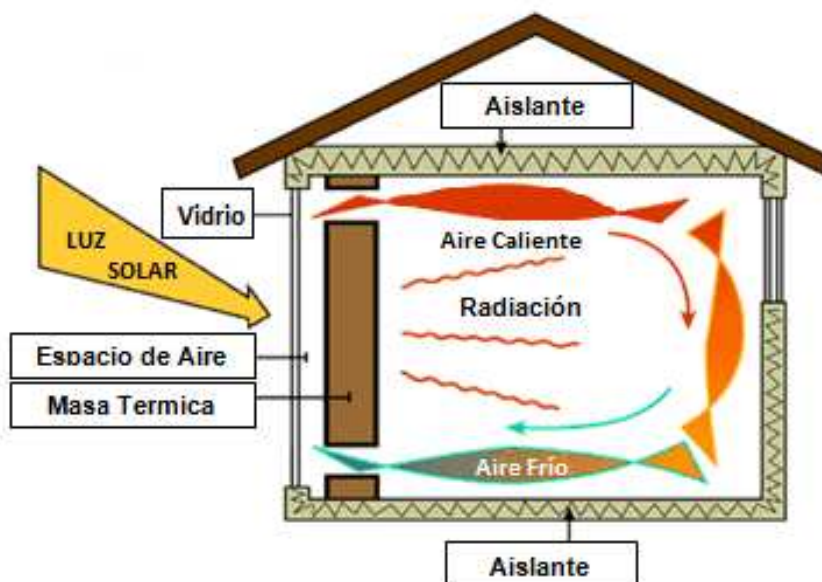


Figura 1.1: Esquema del muro trombe

En este trabajo de título se encuentran los antecedentes necesarios para realizar el estudio fluidodinámico de un sistema de calentamiento solar pasivo llamado Muro Trombe.

Pese a los estudios que aquí se plantean existen muchas variables constructivas del muro Trombe, que afectan en mayor o menor medida su funcionamiento y su eficiencia.

La altura del muro parece ser una de las variables que tiene mayor efecto en el flujo del aire, no así el espacio existente entre el vidrio y la masa térmica [23].

La predicción del comportamiento térmico del sistema muro Trombe es dificultada por la alta complejidad de este sistema. En él se da un flujo natural de aire movido por fuerzas de empuje, tanto en el espacio de colección como en el espacio habitable. Un muro masivo con capacidad de acumulación hace las funciones de colector solar. Este muro es también un emisor de calor por radiación por sus dos caras principales, además de ser un acumulador de calor.

El flujo en el sistema muro Trombe, y la transferencia de calor asociada, no alcanzan el régimen permanente, al estar sometidos a un ciclo diario de asoleamiento del muro. Dadas las dimensiones de los recintos, se espera encontrar flujo turbulento en la mayoría de los casos.

Para obtener datos de funcionamiento de este sistema, se haría necesario experimentar con sistemas de escala real, lo cual de por sí hace que los experimentos sean costosos. Surge como alternativa la modelación numérica de este sistema. Esta alternativa también tiene dificultades, debido a que las dimensiones del espacio colector y el recinto son grandes, lo cual requiere una gran cantidad de elementos, haciendo que los modelos requieran grandes capacidades de memoria computacional y de tiempo de simulación. Además los intentos de hacer modelos realistas se enfrentan a la gran cantidad de fenómenos acoplados, tales como flujo de fluidos y los tres modos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación. Se plantea entonces desarrollar un modelo simplificado del sistema, en una plataforma computacional multifísica.

1.1 Objetivos

A continuación se muestran los objetivos generales y específicos de ésta memoria de título.

1.1.1 Generales

Desarrollar un modelo fluidodinámico del flujo de aire en el canal de colección de energía y en el espacio adyacente.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Realizar un modelo del funcionamiento del dispositivo llamado muro Trombe en una plataforma computacional.
- Modelar la circulación del aire y la transferencia de calor.
- Caracterizar el flujo y la transferencia de calor en un período inicial de funcionamiento de un muro Trombe de dimensiones realistas.

1.2 Alcances

A continuación se muestran los alcances y limitaciones de este trabajo:

- Se realizará un modelo bidimensional, laminar y transiente
- Las paredes exteriores del sistema (recinto a calefaccionar) se supondrán adiabáticas.
- La condición térmica del muro será la de flujo de calor uniforme hacia el espacio colector. Esta condición deriva a su vez de la absorción de un cierto flujo de energía solar.
- La radiación emitida por el muro, hacia ambos lados no será considerada.

Capítulo 2

2. Antecedentes

A continuación, se presentan los antecedentes necesarios para entender los conceptos básicos referentes al modelo fluidodinámico en cuestión, además se mencionan algunos sistemas de calentamiento solar pasivo para comprender mejor el funcionamiento del sistema Muro Trombe.

2.1 Sistemas de Captación Solar

Se puede definir a los Sistemas de Captación Solar, como la utilización de la energía solar para calefacción, ventilación o acondicionamiento de los edificios de viviendas, sin el consumo de los energéticos convencionales o electricidad y no aplicando energía externa para el movimiento mecánico de fluidos [1].

El concepto se basa en el empleo de un adecuado diseño de la edificación, así como una apropiada utilización de materiales y sistemas constructivos, a lo que se los suele denominar "arquitectura solar o bioclimática" [1].

2.1.1 Ventilación natural a través de Efecto de Flotación

El Efecto de Flotación corresponde a la circulación de fluidos debido a la convección natural, producida por la transferencia de energía entre una superficie y el fluido. El flujo de calor entre la superficie y el fluido es proporcional a la diferencia de temperatura entre éstos, produciéndose como consecuencia el movimiento aleatorio de las moléculas del fluido.

En el caso del sistema Trombe, la fuerza motriz que controla la tasa de flujo de aire es el efecto de flotación, mediante el cual el flujo de aire se debe a la diferencia de temperatura del aire y a la diferencia de densidad en la entrada y salida del canal de colección [8].

2.2 Elementos de un espacio calentado con un sistema solar

Un espacio calentado con un sistema solar pasivo posee los siguientes elementos [2]:

Espacio:

Corresponde a la zona que se desea calentar.

Colector:

Corresponde al espacio comprendido entre el muro y la cubierta transparente. En el colector la radiación solar es admitida dentro del sistema y convertida en calor por un absorbente.

Acumulador Térmico:

En el acumulador térmico se almacena el calor absorbido; en este sistema el acumulador puede ser el muro. También se le suele llamar masa térmica.

2.2.1 Intercambios Energéticos

Existen posibles intercambios de energía entre elementos como:

- Colector – Acumulador
- Colector – Espacio
- Acumulador – Espacio

La figura 2.1 corresponde a un esquema de los posibles intercambios energéticos que podrían producirse entre los elementos antes mencionados:



Figura 2.1: Intercambios Energéticos.

2.2.2 Clasificación de Energía Intercambiada

La energía intercambiada por estos elementos se puede clasificar en:

Forzada:

Usando ventiladores, bombas u otros elementos mecánicos.

Si todos los intercambios significativos entre los tres elementos principales de un sistema de calentamiento solar se realizan mediante un intercambio forzado, entonces el sistema se clasifica como activo.

Natural:

El intercambio principal se realiza mediante radiación, conducción, y convección libre.

Si todos los intercambios significativos entre los tres elementos principales de un sistema de calentamiento solar se realizan mediante un intercambio natural, entonces el sistema se clasifica como pasivo.

Por otra parte, si alguno de los intercambios significativos entre los tres elementos se realiza principalmente mediante intercambio natural, pero el sistema incorpora también aparatos mecánicos para mover la energía, entonces el sistema se clasifica como híbrido.

2.3 Caracterización de sistemas solares pasivo

Existen dos factores principales que deben ser tomados en cuenta en la caracterización se sistemas pasivos de calentamiento solar [2]:

2.3.1 Característica de la abertura de captación

Corresponde a la orientación con respecto al norte y a la vertical, como se muestra en la figura 2.2. Además de la localización relativa del espacio a calentar con respecto al resto de la estructura.

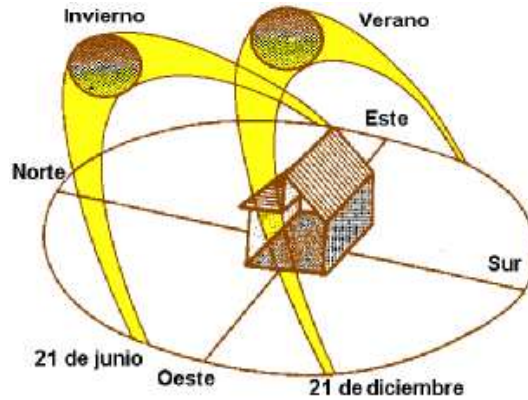


Figura 2.2: Recorrido del sol según estación del año.

Sin embargo, dados los alcances de esta memoria, la radiación incidente será impuesta, pues lo que se busca es crear un modelo fluidodinámico del sistema de colección solar en cuestión, por lo que no se justifica un estudio detallado de la abertura de captación.

2.3.2 Mecanismo de liberación de la energía

La forma de traspasar la energía al espacio acondicionado posee un gran impacto sobre la uniformidad térmica que se pueda alcanzar.

Existen tres categorías generales de sistemas solares pasivos de calentamiento basados en la forma en la que la energía se traspasa al espacio [2]:

Calentamiento directo

En el calentamiento directo los rayos solares son admitidos directamente al espacio acondicionado, donde son convertidos en calor por la absorción sobre las superficies interiores que están expuestas a la luz solar y que captan esta energía.

La temperatura del aire, en el espacio acondicionado, se mantiene gracias al colector y/o el acumulador.

Calentamiento indirecto

El calentamiento indirecto se caracteriza porque los rayos solares son convertidos en calor por la absorción sobre la superficie externa al espacio acondicionado. Es decir, los rayos solares no atraviesan el espacio acondicionado para alcanzar la masa acumuladora, la que almacena el calor directamente desde el sol y posteriormente lo transfiere al espacio acondicionado. En este caso la temperatura del aire, en el espacio acondicionado, también se mantiene gracias al colector y/o el acumulador.

Calentamiento Independiente

En este caso los rayos solares son convertidos en calor por la absorción sobre una superficie externa al espacio acondicionado. Los contenidos del espacio no están expuestos a la luz solar directa.

Este concepto está en contraste con el calentamiento directo, donde la captación y acumulación están integradas en el espacio acondicionado, y con el calentamiento indirecto, donde la captación y acumulación están separadas del espacio acondicionado, pero ligados térmicamente en forma directa.

La temperatura del aire en el espacio acondicionado puede ser regulada con algún grado de independencia del colector y el acumulador.

La elección de un sistema directo, indirecto o independiente, está influenciada por el grado de uniformidad térmica deseado.

Para una regulación térmica muy fina y de gran uniformidad, se prefiere un sistema de calentamiento independiente. Sin embargo, los mecanismos de control son algo complejos y el rendimiento del sistema general es más bajo.

Por otra parte, si es posible tolerar fluctuaciones térmicas razonables, se preferirán los sistemas de calentamiento indirecta. Estos sistemas necesitan mecanismos de control simple.

Por último, si no es necesario tener uniformidad térmica, entonces se preferirán sistemas de calentamiento directo. Sin embargo, para evitar pérdidas de calor apreciables durante la noche y con el objeto de regular el flujo de calor, se requieren mecanismos de control importantes.

2.3.3 Sistemas solares pasivos de calentamiento de aire

En sistemas de calentamiento residencial pasivos, por medio de energía solar, el calor se acumula, almacena y distribuye sólo por medios naturales, vale decir sin otro tipo de fuentes energéticas como impulsores del calentamiento residencial.

Existen muchos diseños de calentamiento solar pasivo, pero todos tienen al menos dos componentes principales: Ventanas de orientación hacia el Norte, que permiten el ingreso de la luz solar y una masa térmica (puede ser un muro de concreto, ladrillo, adobe, etc.) para almacenar la energía solar.

Por lo general, las fachadas de las construcciones equipadas con sistemas de calentamiento de aire solar pasivo, están diseñadas para tener flexibilidad de funciones ya sea para atrapar o almacenar el calor, o crear el movimiento del aire que provoca un efecto de ventilación [8].

La Tabla 2.1 resume algunas de las revisiones de la literatura de energía solar pasiva y diseños de techo que incluye estudios de desempeño, costos y análisis de energía, de algunos colectores.

Tabla 2.1: Resumen de colectores solares pasivos¹

Fachada	Características Especiales	Funcionamiento			Beneficios y Recomendaciones	Limitaciones
		Condiciones	T°	Caudal		
Chimenea Solar	Vertical, Similar al muro Trombe	I=650 w/m2 Canal de aire = 0,2 m	Salida = 39 °C Interior = 30°C	-	-Temperatura y velocidad del aire aumentan con La radiación solar -Incremento de temperatura disminuye con la profundidad del canal -No se observa termosifón inverso	N.A.
Pared Solar	Similar al muro Trombe, consiste en un vidrio cobertor, un canal de aire, una placa metálica negra y un aislante	I = 450 W/m2 Ta=30°C altura = 1 m Canal de aire = 0,145 m.	Salida = 42 °C Interior = 28 °C	Caudal Másico = 0,016 Kg/s	-La temperatura aumenta con la altura y la disminución del canal de aire	En periodos calurosos no es capaz de proveer el suficiente confort
Fachadas Dobles	Fachada exterior e interior de vidrio (se puede agregar panel P.V.)	Ancho de la cavidad = 0,8 m área de entrada = área de salida		Caudal Másico = 0,27 m3/ms	-La Fachada P.V. aumenta la eficiencia de las celdas P.V. cuando la temperatura exterior del aire es mayor que la interior	Temperatura del panel PV de la fachada exterior aumenta dependiendo del grado de transparencia
Chimenea solar de calentamiento por una cara			Salida = 33 °C	Caudal Másico = 0,5 Kg/s	-El incremento del flujo de aire alcanza un máximo cuando	La altura óptima es determinada según la relación de la sección de los respiraderos y la altura.

¹ Fuente: Review of passive solar heating and cooling technologies [8]

2.4 Muro Trombe

El Muro Trombe corresponde a un sistema solar pasivo de calentamiento indirecto, según lo visto en 2.2 y 2.3, donde el calentamiento indirecto provee un alto rendimiento del sistema, con fluctuaciones térmicas pequeñas y con mecanismos de control simples [7].

En la figura 2.3 se observa un esquema de una vivienda equipada con un Muro Trombe. Como se aprecia el muro orientado hacia el norte está protegido por una fachada de vidrio. Estos elementos (muro y vidrio) son los que transforman al Muro Trombe en un muy buen captador, acumulador y regulador de calor, como se verá a continuación.

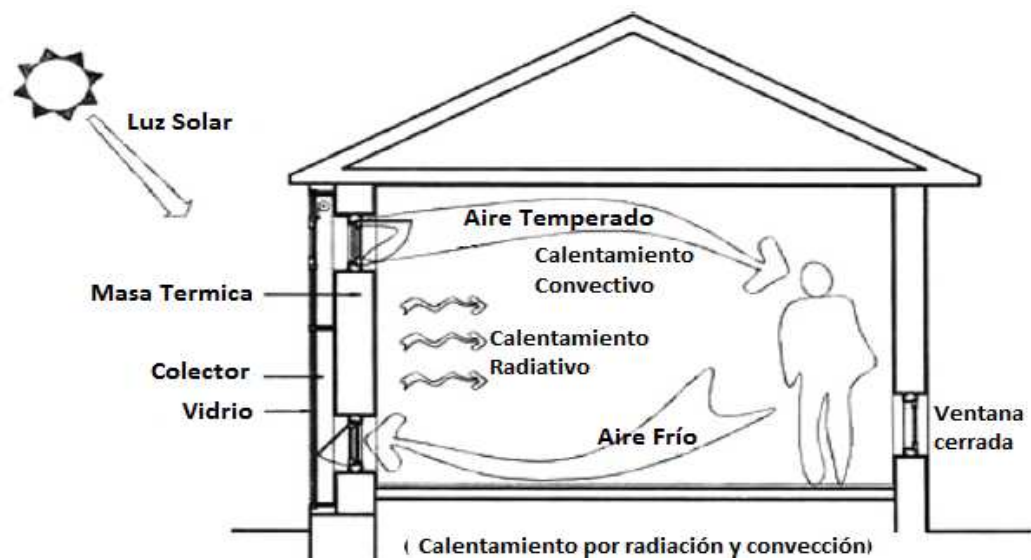


Figura 2.3: Descripción del muro Trombe [7].

2.4.1 Muro Trombe Clásico

El clásico Muro Trombe es una masa térmica regulada por un aislamiento vidriado exterior con un canal de aire en el medio (sin sistema de control en el vidrio. Ver figura 2.4). La masa térmica absorbe y almacena la energía solar a través del aislamiento vidriado. Parte de la energía se transfiere al interior del recinto a calefaccionar a través de la pared por conducción. Mientras tanto, el aire entra a una temperatura más baja al canal, desde la habitación, a través de la ventilación inferior de la pared, la calefacción por la pared fluye hacia arriba debido al efecto de flotación. El aire caliente luego regresa a la habitación a través del ducto de ventilación superior de la pared. En los anexos C, se pueden ver algunos de los criterios de dimensionamiento utilizados para la construcción de un recinto equipado con un sistema Muro Trombe.

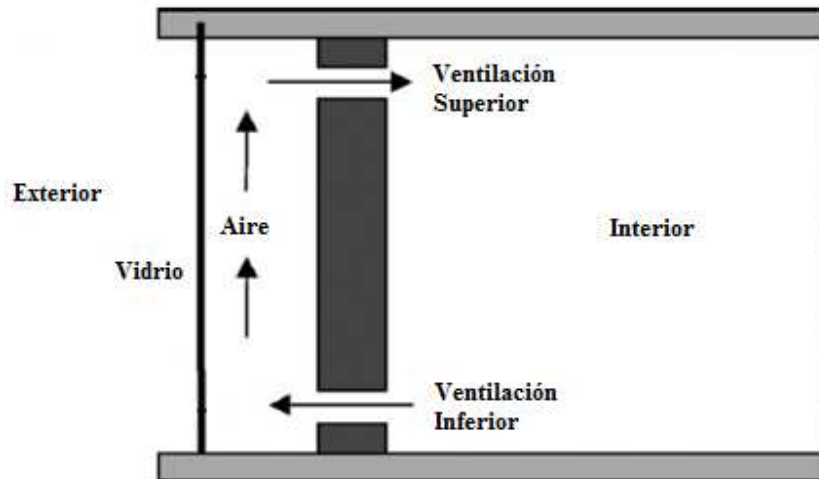


Figura 2.4: Diagrama esquemático del Muro Trombe clásico.

Algunas de las complicaciones del diseño clásico de la pared Trombe son los siguientes [8]:

- Baja resistencia térmica. Cuando una pequeña cantidad de la energía solar es absorbida por la pared, por ejemplo, durante la noche o prolongados períodos nublados, donde algunos flujo de calor se transfieren desde el interior hacia el exterior, lo que resulta en la pérdida de calor excesivo por parte del recinto a calefaccionar.
- El fenómeno de termosifón inverso se produce durante el invierno, durante la noche o en días nublados. Cuando la pared está más fría que la temperatura interior, la circulación de aire inversa, de la ventilación superior a la ventilación inferior, hace que el aire se enfríe y por lo tanto disminuye la temperatura ambiente en el recinto a calefaccionar.

- La incertidumbre de la transferencia de calor debido al movimiento del aire en recintos cerrados calentados por energía solar. La intensidad solar no es constante y periódica. Cualquier cambio en la intensidad solar podría causar fluctuaciones de la temperatura de la pared.
- La influencia del ancho del canal y las dimensiones de la entrada y las aberturas de salida afectan el proceso de convección y por lo tanto, afectan al rendimiento global de calentamiento.
- Bajo valor estético.

Se han llevados a cabo estudios para mejorar el diseño del Muro Trombe clásico. Las mejoras se pueden clasificar en tres aspectos; control de entrada y salida del aire, diseños de aislamiento térmico y diseños del canal de aire [8].

Mediante la instalación de sistemas de control regulables en el cristal y respiraderos ajustables en la pared, el Muro Trombe clásico puede ser beneficioso para calefacción en invierno y refrigeración en verano, como se muestra en la figura 2.5. En invierno, el sistema de control ubicado en el punto B se cierra mientras que en el punto A se abren. Los ductos de ventilación inferior y superior del muro se dejan abiertos para hacer circular el aire caliente de retorno al recinto a calefaccionar.

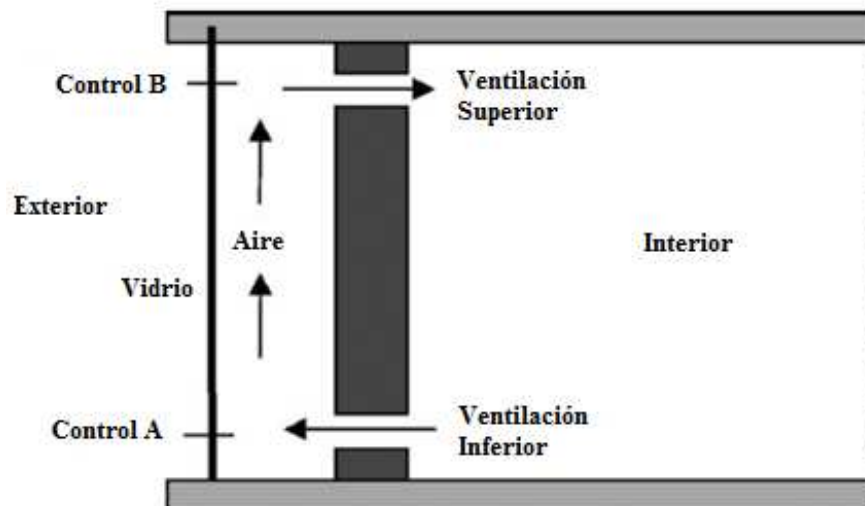


Figura 2.5: Diagrama Esquemático del Muro Trombe Clásico (Con sistema de control térmico en el vidrio).

Considerando que durante el verano, el sistema de control ubicado en A y la parte superior de ventilación del muro están cerradas, las fuerzas de empuje generadas por el calentamiento solar del aire entre la pared y el vidrio, extrae el aire de la sala por la ventilación inferior y el aire caliente fluye hacia el ambiente a través del sistema de control, ubicado en el punto B del vidrio, que se encuentra abierto.

Así, durante el verano la pared Trombe facilita la circulación del aire de la habitación para refrigeración. Por otra parte, en el caso del Muro Trombe que no cuenta con un sistema de control regulable en el vidrio, los ductos de ventilación superior e inferior, del muro, se cierran cuando la temperatura exterior es inferior a la interior [11].

Los niveles de aislamiento del vidrio y la pared influyen en las temperaturas alcanzadas por las superficies y con ello en la tasa de flujo de fluido. Al introducir un revestimiento de baja emisividad en la pared vidriada se logra reducir al mínimo las pérdidas radiativas hacia el exterior [8].

Los métodos de aislamiento térmico tienen sus propias fortalezas para las diferentes condiciones climáticas. Para la calefacción de invierno, el aumento de la resistencia térmica de los vidrios es generalmente más ventajoso ya que esto reduce la pérdida de calor a través de los vidrios, y hacen uso de la transferencia de calor por conducción de la pared de almacenamiento a la sala.

Los vidrios dobles podrían aumentar el caudal de 11-17%. Por otra parte, la aplicación de un aislante térmico sobre la superficie interior de la masa térmica, para refrigeración en el verano, puede evitar el recalentamiento excesivo [8].

Algunos autores Introdujeron el concepto de muro Trombe-PV² que no sólo mejora el aspecto estético, sino también es capaz de capturar los calores y, simultáneamente, reducir la temperatura de las células fotovoltaicas [16].

2.4.2 Muro Trombe-Michel

El concepto de muro Trombe-Michel compuestos es semejante al tradicional muro Trombe excepto que hay una pared aislante posterior a la masa térmica como se muestra en la Figura 2.6.

² Corresponde al sistema Muro Trombe con la incorporación de paneles fotovoltaicos.

El Muro Trombe-Michel compuesto permite disminuir las pérdidas de calor desde el interior hacia el exterior del edificio [11].

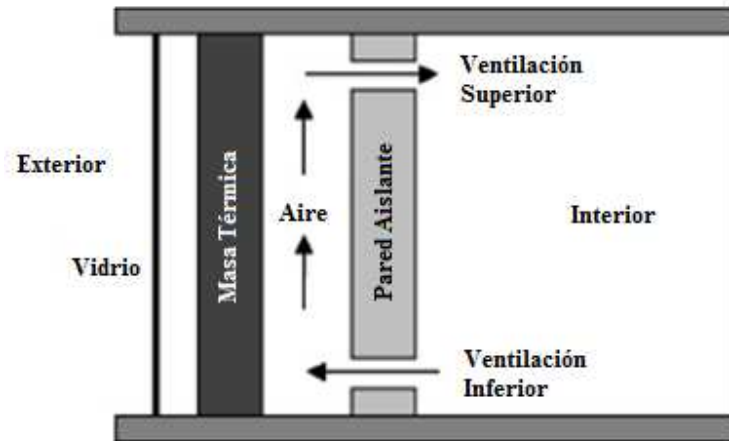


Figura 2.6: Diagrama esquemático del Muro Trombe-Michel.

La energía térmica puede ser transferida desde el exterior al interior del canal de colección mediante conducción a través de la masa térmica. Luego, en el canal de colección, el calor puede ser transferido por convección mientras se utiliza el fenómeno de termocirculación de aire entre la pared masiva y la pared aislante.

Durante los casos de días no soleados y noches de invierno, los ductos de ventilación en la pared aislante permanecen cerrados. Por lo tanto, debido a la mayor resistencia térmica de este diseño, el flujo térmico que va del interior al exterior se reduce.

Por lo general, un muro Trombe es una pared de almacenamiento de calor sensible. Otro innovador diseño del muro Trombe incorpora materiales de cambio de fase (PCM) en la pared de mampostería para almacenar el calor latente.

Para obtener una determinada cantidad de almacenamiento de calor, las unidades de cambio de fase requieren menos espacio y son más ligeros [8].

Algunos estudios indican que la combinación de concreto-PCM en un muro Trombe puede ser utilizado para desarrollar casas de bajo consumo de energía, ya que es una pared de almacenamiento de energía eficaz [8].

Mediante la aplicación de una capa de alta absorción, en el exterior de la masa térmica, podría aumentar la absorción del calor y la transferencia de calor a través de un muro Trombe [4]. Sin embargo, estudios sobre las propiedades de PCM para muro Trombe aún no se han desarrollado para obtener resultados óptimos.

El movimiento de la energía y el aire en el canal de un muro Trombe son inducidos por convección natural. Por lo tanto, los parámetros de diseño del canal muro Trombe también son factores que podrían afectar al proceso de convección natural. Un estudio paramétrico ha demostrado que el flujo de aire apenas se modifica con el ancho del canal, sin embargo el flujo de aire se incrementa con la altura de la pared [12].

2.4.3 Principio de funcionamiento

Los rayos solares, que se muestran en la figura 2.7 [3], aportan una energía luminosa en un dominio de longitudes de onda comprendidas entre 0,3 y 3 micrómetros, donde se encuentran el espectro visible, un pequeño rango del espectro ultravioleta y parte del espectro infrarrojo cercano.

Los rayos solares, comprendidos en el espectro de longitudes de onda antes mencionado, atraviesan un vidrio transparente y son absorbidos sobre la superficie receptora del muro. El muro de hormigón de color opaco y oscuro, ofrece un muy buen rendimiento a la absorción de la energía solar, en el espectro antes señalado; sin embargo, lo ideal para la absorción solar es el denominado cuerpo negro de la física.

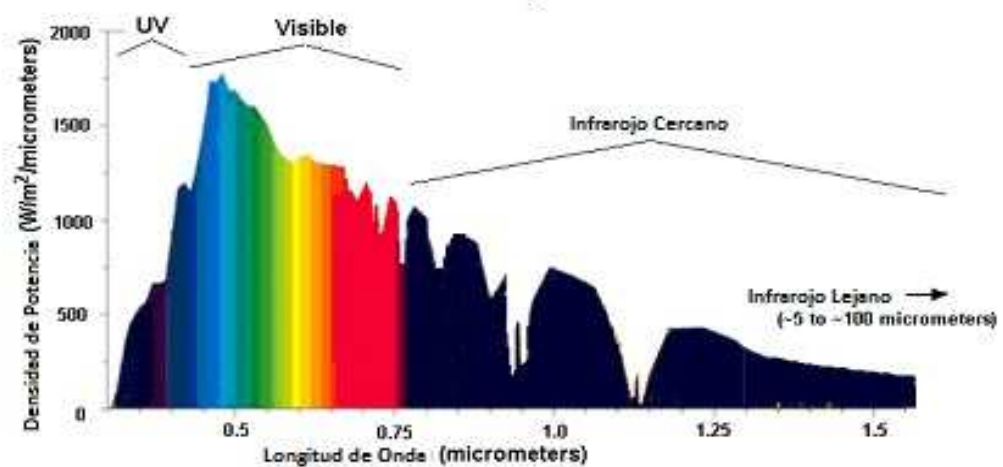


Figura 2.7: El espectro solar

La superficie receptora caliente emite radiación electromagnética en un dominio de longitudes de onda diferente al anterior, entre 4 y 30 micrómetros, lo cual corresponde a un espectro infrarrojo muy alejado del espectro visible.

Esta radiación es absorbida totalmente por el vidrio, opaco a las radiaciones de mayor longitud de onda, de modo que el aire del colector se calienta produciéndose la termocirculación debido a las diferencias de temperatura.

En promedio, el vidrio absorbe el 7% de la radiación solar que recibe, el 7% se refleja y el 86% restante se transmite al muro interior (masa térmica), por esta razón se supondrá que la temperatura en la masa térmica es mayor que la temperatura del vidrio [10].

El fenómeno denominado “efecto invernadero” es de particular importancia en los sistemas solares, debido a que el vidrio actúa como válvula, dejando entrar la radiación solar, pero limitando las pérdidas de calor del sistema como se muestra en la figura 2.8 [1].

El efecto invernadero es beneficioso en invierno, pero no así en verano, donde el concepto es proteger las ventanas de los rayos del sol y aprovechar al máximo la ventilación natural durante la noche.

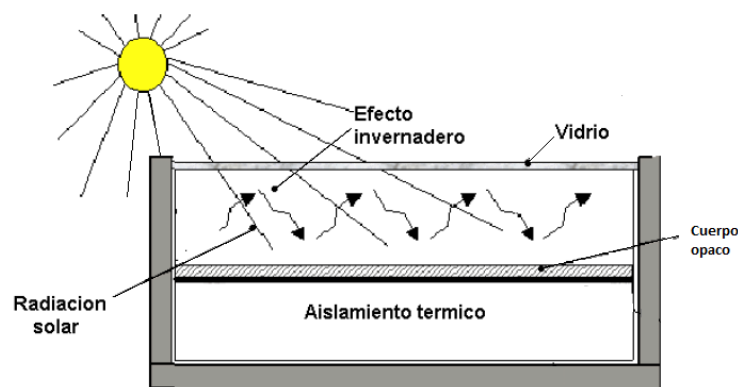


Figura 2.8: Efecto invernadero.

En el sistema muro Trombe al calentarse la masa térmica a su vez, emite energía calórica radiante no visible pero el vidrio no deja escapar esa energía porque es impermeable a esas radiaciones, el aire se calienta en el espacio entre el vidrio y el muro, circulando por convección natural dado que al estar más caliente se hace más liviano, circulando desde la parte inferior hacia la superior del local. A su vez el calor almacenado en el muro se transmite a la parte interior por conducción calentando la pared y emitiendo ese calor almacenado al interior del recinto a calefaccionar, tal como se mencionó en las secciones anteriores.

2.4.4 Sistema de transferencia térmica

En el sistema Muro Trombe, la energía es captada entre la cubierta transparente y la superficie absorbente de un muro vertical grueso. Una parte de la energía es transmitida al aire del canal de colección de energía (ver figura 2.3) que, al calentarse, se eleva por movimiento convectivo natural, penetrando en el espacio acondicionado por un orificio en la parte superior del muro. Como consecuencia, el aire frío es aspirado desde la pieza por un orificio en el muro, ubicado a nivel del suelo. Este fenómeno establece una termocirculación convectiva natural que aparece desde el comienzo de la insolación sobre el muro y que prosigue durante unas horas después de que el sol ha dejado de alumbrar la fachada.

La otra parte de la energía es transmitida por conducción desde la superficie receptora a través de la masa térmica (almacenamiento) y se manifiesta por una elevación de temperatura de su superficie interior, con un desfase que es función principalmente de la naturaleza y espesor del muro. La velocidad con que se transmite la onda de calor a través de la pared y la magnitud en la que esta onda se amortigua se denomina “inercia térmica” del muro, que dados los alcances de esta memoria no será estudiada en profundidad.

2.5 Principios básicos de la Fluidodinámica del muro Trombe

A continuación se describen los conceptos básicos de los fenómenos de flujo de fluidos y la dinámica de fluidos computacionales, donde las ecuaciones de continuidad, momentum y de energía representan la base de la dinámica de fluidos que gobiernan al sistema estudiado. Estas ecuaciones son expresiones matemáticas de los tres principios físicos sobre los que se erige la dinámica de fluidos:

- Conservación de la masa.
- La segunda ley de Newton.
- Conservación de la energía.

2.5.1 Elemento infinitesimal de fluido

Al considerar el campo de flujo, representado por las líneas de corriente, como en la figura 2.9, puede representarse un elemento infinitesimal del flujo de un fluido con un volumen diferencial dV_c . La partícula puede estar fija en el espacio con el fluido moviéndose a través de esta, como se muestra en la figura 2.9 a). Por otro lado, también puede considerarse al elemento moviéndose con el fluido con un vector de velocidad (V) igual a la velocidad del fluido en cada punto, como se muestra en la figura 2.9 b).

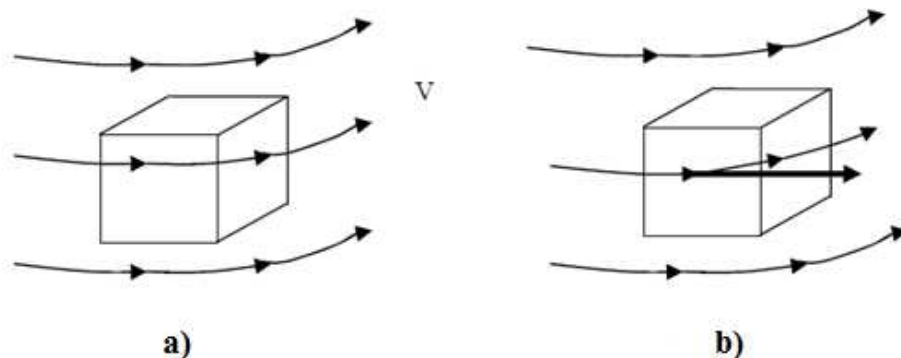


Figura 2.9: Elemento infinitesimal de un fluido.

Las ecuaciones obtenidas directamente del volumen diferencial del elemento fijo en el espacio se conocen como la “forma conservativa”. Las ecuaciones obtenidas directamente del volumen diferencial de elemento moviéndose con el fluido se les conoce como la “forma no conservativa” [13].

2.5.2 Volumen de control

En un campo de flujo representado por líneas de corriente, como la Figura 2.10, es posible representar un volumen cerrado dentro de una región finita del flujo. Este volumen define un volumen de control V_c , una superficie de control S que encierra al volumen.

El volumen de control puede estar fijo en el espacio con el fluido moviéndose a través de él, como se muestra en la figura 2.10 a). Por otro lado, se puede considerar al volumen moviéndose junto con el fluido de manera que dentro del volumen siempre estén las mismas partículas de fluido, como se muestra en la parte derecha de la figura 2.10 b).

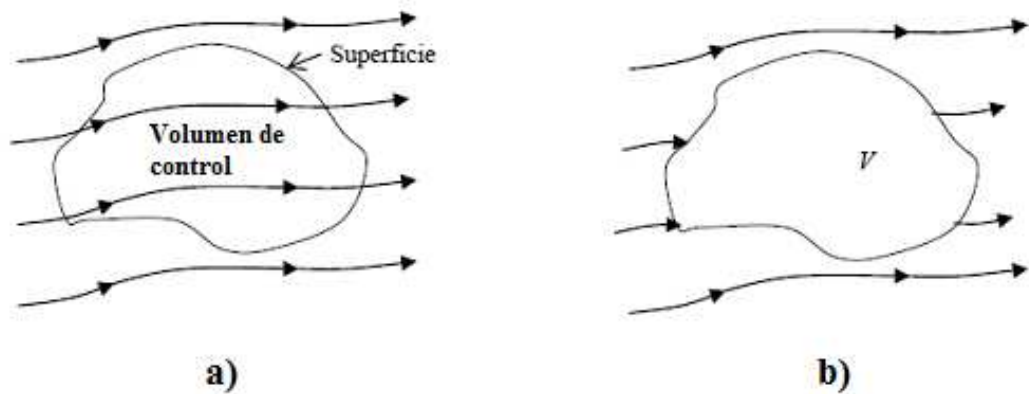


Figura 2.10: Volumen Finito de control de un fluido.

Los principios fundamentales se aplican al fluido dentro del volumen y al fluido que cruza la superficie de control (si el volumen está fijo en el espacio). De esta manera, en lugar de ver todo el campo de flujo es posible limitarse sólo al volumen de control.

2.5.3 Derivada sustancial

El objetivo de esta sección es conocer el significado físico de la derivada sustancial. La figura 2.11 representa un esquema para comprender este concepto de forma gráfica.

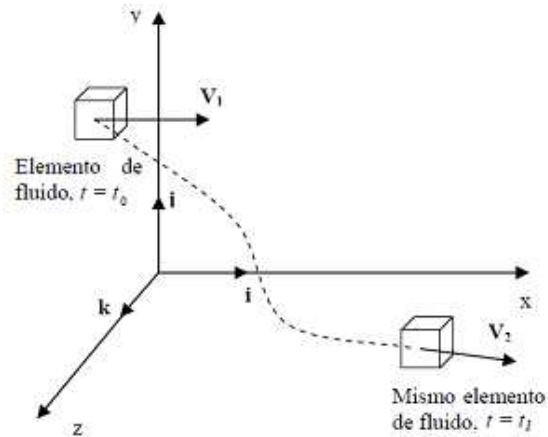


Figura 2.11: Elemento de fluido moviéndose en un flujo de fluido.

Tomando la derivada sustancial de la densidad en 2 dimensiones se tiene que:

$$\frac{D\rho}{Dt} = u \frac{\partial \rho}{\partial x} + v \frac{\partial \rho}{\partial y} + \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (2.1)$$

La deducción completa de esta ecuación se puede ver en la referencia [13].

La derivada sustancial puede escribirse de manera general como:

$$\frac{D}{Dt} = u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial t} \quad (2.2)$$

Si se hacen las siguientes sustituciones es posible obtener una expresión más resumida de la derivada sustancial:

$$\nabla = i \frac{\partial}{\partial x} + j \frac{\partial}{\partial y} \quad (2.3)$$

$$V \equiv (u, v) \quad (2.4)$$

Luego al reemplazar las ecuaciones (2.3) y (2.4) en (2.2), la derivada sustancial queda de la siguiente manera:

$$\frac{D}{Dt} = (\mathbf{V} \cdot \nabla) + \frac{\partial}{\partial t} \quad (2.5)$$

La derivada sustancial se define así porque corresponde a una derivada total para propiedades que dependen de la posición y del tiempo, como densidad, velocidad, etc. La derivada sustancial representa físicamente la tasa de cambio, de cualquier sustancia que se mueve con un elemento de fluido, y está compuesta de dos partes;

A la primera parte $(\mathbf{V} \cdot \nabla)$ se le conoce como la derivada convectiva, que es físicamente la tasa de cambio debida al movimiento del elemento de fluido de un punto a otro del campo de fluido donde las propiedades del fluido son espacialmente diferentes.

A la segunda parte $\frac{\partial}{\partial t}$ se le llama la derivada local, que es físicamente la tasa de cambio en el tiempo en un punto fijo.

La derivada sustancial se puede aplicar a cualquier variable del campo de fluido, por ejemplo: presión (p) o temperatura (T) [13].

En el caso del muro Trombe, es posible utilizar las ecuaciones de continuidad, Navier-Stokes y energía, para modelar el movimiento del fluido en el canal de ventilación, suponiendo un flujo laminar, estacionario, bidimensional e incompresible.

En el libro “Computational Fluids Dynamics, the basics with applications” es posible encontrar la deducción exhaustiva de estas ecuaciones (ecuación de continuidad, de momentum y de energía) [13].

2.5.4 Ecuación de continuidad

La forma diferencial de la ecuación de continuidad para un flujo incompresible, en dos dimensiones, se representa de la siguiente manera:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.6)$$

2.5.5 Ecuaciones de Navier-Stokes

La forma diferencial de la ecuación de Navier-Stokes para un flujo incompresible, en dos dimensiones, se representa de la siguiente manera:

$$u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \nu \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.7)$$

$$u \cdot \frac{\partial v}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \cdot \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \nu \cdot \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\nu^2 \cdot Gr}{b^3} \cdot \frac{T - T_\infty}{0,5(T_m - T_g) - T_\infty} \quad (2.8)$$

Donde:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot b^3 \cdot [0,5 \cdot (T_m - T_g) - T_\infty]}{\nu^2} \quad (2.9)$$

T_g : Temperatura en el vidrio.

T_m : Temperatura del muro.

T_∞ : Temperatura del aire a la entrada del canal.

P : Presión del fluido.

β : Coeficiente de Expansión Térmica.

2.5.6 Ecuación de energía

La forma diferencial de la derivada convectiva de la energía para un flujo incompresible, en dos dimensiones, estacionario se representa de la siguiente manera:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{k}{\rho \cdot Cp} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (2.10)$$

2.5.7 Condiciones de borde

Condiciones de borde para las ecuaciones anteriores:

- Paredes isotérmicas a T_g : $u = v = 0$, $T = 2\Lambda/(1 + \Lambda)$;
- Paredes isotérmica a T_m : $u = v = 0$, $T = 2/(1 + \Lambda)$;
- Paredes adiabáticas: $u = v = 0$, $\partial T/\partial x = 0$;
- Sección de salida: $P = 0$, $\partial u/\partial y = \partial v/\partial y = \partial T/\partial y = 0$;
- Sección de entrada: $G = -2P$, $\partial T/\partial y = 0$;
- Relación de temperaturas entre superficies: $\Lambda = \frac{T_m - T_\infty}{T_g - T_\infty}$

2.6 Modelos Benchmark

Se han realizado comparaciones de modelos multi-físicos, creados con el software comercial COMSOL, donde los resultados han sido comparados con los obtenidos mediante otros modelos computacionales que se pueden encontrar en las referencias [25].

Para validar los resultados del modelo de convección natural de COMSOL, las comparaciones se hicieron con un modelo de convección natural, utilizando una geometría rectangular donde la geometría corresponde a una cavidad de aire con paredes isotérmicas caliente y fría. Las paredes calentadas con una diferencia de temperatura, entre la pared caliente y fría, crean un dinamismo que impulsa la convección natural del aire en el interior de la cavidad. Además, el modelo se realiza acoplando los sistemas de movimiento de fluido (Navier-Stokes) y de transferencia de calor (Convección y Conducción).

Comprender el funcionamiento de difusión de COMSOL Multiphysics permite modelar geometrías más complejas, incluyendo sistemas de mayor relación de aspecto, obteniendo resultados más confiables [25], como lo que se busca en esta memoria que tiene por fin modelar el sistema fluidodinámico del sistema Trombe.

Un resumen del dominio computacional para un trabajo de este tipo se muestra en la figura siguiente.

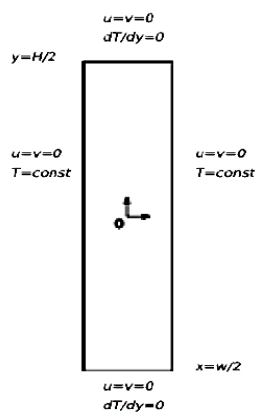


Figura 2.12: Dominio computacional de la cavidad rectangular del modelo planteado.

El estudio de un flujo en una cavidad impulsado térmicamente, es un problema clásico, que se ha estudiado por muchos investigadores desde 1950.

El número de Rayleigh (Ra) se utiliza a menudo en la flotabilidad del flujo, para caracterizar la transición entre el flujo dominado por la conducción y el flujo dominado por convección.

La transferencia de calor a través de la cavidad generalmente se reporta en términos del número de Nusselt (Nu), que es la relación entre el coeficiente de transferencia de calor por convección y el coeficiente de transferencia de calor por conducción.

Se ha demostrado que la estabilidad del flujo en una cavidad se rige por el número de Prandtl, el número de Rayleigh y la geometría de la cavidad. A medida que el número de Rayleigh se incrementa el flujo se vuelve inestable, dando lugar a patrones de flujo secundario multicelulares, luego al seguir incrementando el número de Rayleigh el flujo se vuelve caótico. Para relaciones de aspecto pequeñas las características del flujo no son multicelulares y son invariantes en el tiempo [25].

Se ha probado, además, que la naturaleza de la inestabilidad, se incrementa con diferencia de temperatura entre las paredes caliente y fría.

Los resultados encontrados en la literatura, tanto para relaciones de aspecto pequeña ($F.A < 15$) como para relaciones de aspecto mayores ($15 < F.A < 33$), muestran que la temperatura parece ser consistente con estudios computacionales del mismo modelo.

Los resultados mostrados en la Figura 2.13, correspondientes a la referencia [25], muestran los perfiles de temperatura encontrados para el modelo que se plantea al en la figura 2.12 y para diversos factores de aspecto. Los resultados obtenidos corresponden a un tiempo de simulación de 100 [s], donde se alcanza un número de Rayleigh de $1,6 \times 10^5$.

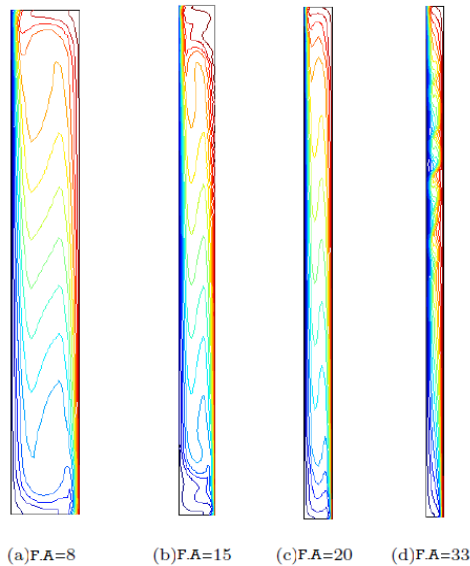


Figura 2.13: Contornos de Temperatura.

En general, se ha encontrado que COMSOL entrega resultados apropiados para los el modelo de una geometría rectangular con las condiciones ya mencionadas y para todas las relaciones de aspecto.

Capítulo 3

3. Metodología

En este trabajo se propone construir un modelo fluidodinámico del dispositivo muro Trombe.

El modelo se realiza en una plataforma computacional (Software COMSOL Multiphysics), donde se estudian diversas alternativas de funcionamiento y variantes constructivas que permitan un buen aprovechamiento de la energía por parte del sistema.

El estado inicial que se utiliza para las simulaciones corresponde a una situación en la que el muro caliente ya ha comenzado a emitir calor, imponiendo una temperatura inicial del aire constante. Se consideran como fuentes del movimiento las diferencias de temperatura en el canal de colección.

Para los primeros modelos se considera usar dimensiones pequeñas (flujos laminares). Una vez generado el modelo con características realistas en la predicción del flujo, se aumentan las dimensiones para tener en consideración flujos turbulentos.

Se estudia principalmente, la geometría del recinto a calefaccionar, para ello se construye un modelo geométrico del recinto a calefaccionar y el colector, y se realiza un balance global de calor sobre el recinto, considerando los intercambios térmicos entre los siguientes subsistemas:

1. Intercambio térmico con muros, vidrio y otros.
(Convección y Conducción).
2. Intercambio por termo circulación [4] [5].

Finalmente se realizará un análisis térmico en profundidad, mediante la creación del modelo del canal de colección térmica y el recinto adyacente, incorporando los módulos de multi-física del software COMSOL Multiphysics. Una vez que se hayan acoplado los dos sistemas, se realizará un análisis térmico de comportamiento y desempeño del recinto a calefaccionar.

Uno de los mayores problemas consiste en modelar un sistema acoplado de ecuaciones (ecuaciones de movimiento del fluido con ecuaciones de transferencia de calor), sin embargo el software COMSOL Multiphysics permite trabajar con sistemas acoplados de ecuaciones.

Otro aspecto importante a resaltar es que la convergencia de la solución del método, está fuertemente influenciada por la capacidad del equipo en el que se esté realizando la simulación.

3.1 Características del Sistema

A continuación se describen las características geométricas y físicas del sistema muro Trombe que se desea modelar.

La eficiencia de intercambio térmico en las paredes Trombe depende, de las características geométricas (superficie de intercambio) y el comportamiento térmico (parámetros que pueden influir en la difusividad térmica) [4].

3.1.1 Características Geométricas

Las características geométricas del muro Trombe clásico que se utilizaran para hacer los análisis finales se muestran en la figura 3.1.

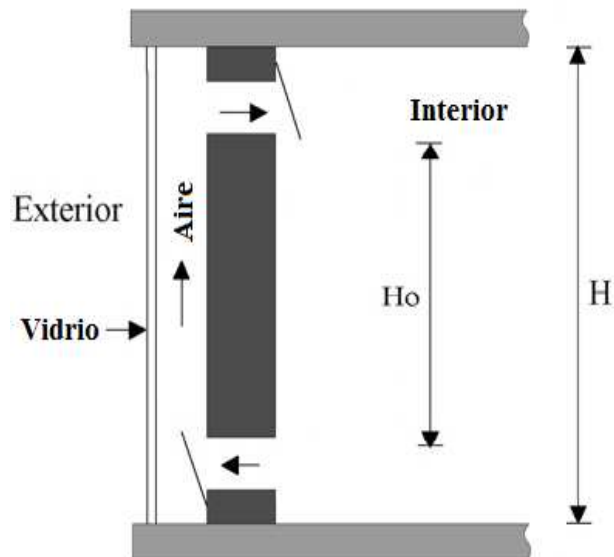


Figura 3.1: Características geométricas del Muro Trombe.

- (1) Ángulo de acimut de la superficie de la pared, $\theta = 0$. (Orientación Norte).
- (2) Altura del Muro, $H = 2,47$ [m].
- (3) Espesor de la pared masiva, $X = 0,10$ [m].
- (4) Distancia entre la superficie del vidrio y la pared masiva, $D = 0,1$ [m].
- (5) Distancia vertical entre las dos rejillas de ventilación, $H_o = 2,27$ [m].

3.1.2 Características Físicas

A continuación se pueden observar las características físicas de los materiales comúnmente utilizados en la construcción de un Muro Trombe. Los materiales utilizados corresponden a las del vidrio y del ladrillo para la masa térmica (ver anexos B).

- (1) Conductividad de la masa térmica, $K_m = 0,87$ [W/(m °C)].
- (2) Capacidad térmica de la masa térmica, $\rho_m C_m = 1,58 \times 10^6$ [J/(m³°C)].
($\rho_m = 1800$ [kg/m³], $C_m = 878$ [J/kg °C]).
- (3) Absorción solar de la masa térmica, $\Omega = 0,9$.
- (4) Emisividad de la masa térmica, $\epsilon_m = 0,93$.
- (5) Emisividad del vidrio³, $\epsilon_g = 0,9$.
- (6) Número de vidrios, $N_g = 1$.
- (7) La transmisividad del vidrio, $\tau = 0,81$.
- (8) Temperatura de la vivienda, $T_{int} = 19$ [°C] (constante).
- (9) Coeficiente de intercambio global (por convección y por radiación) entre la superficie de la masa térmica y la vivienda $h_{int} = h_{r int} + h_{c int} = 9,1$ [W / (m² °C)].

Para este trabajo, sólo se utiliza el valor de $Pr = 0,71$, el cual es representativo del aire, para los fenómenos que se desean estudiar [25].

3.2 Comsol Multiphysics

COMSOL Multiphysics, en adelante COMSOL, es una herramienta de ingeniería que modela ecuaciones y permite resolver problemas de ecuaciones diferenciales parciales de manera muy aproximada, utilizando el método de elementos finitos [14].

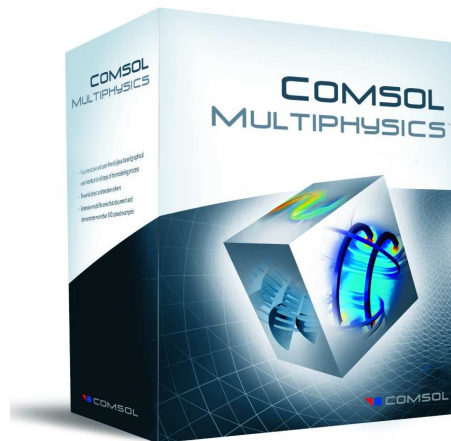


Figura 3.2: Programa COMSOL Multiphysics.

³ [http://www.sggs.com/la_veneciana/images/FCK/Vidrio_y_aislamiento_termico\(1\).pdf](http://www.sggs.com/la_veneciana/images/FCK/Vidrio_y_aislamiento_termico(1).pdf)

La guía de modelación de COMSOL permite examinar en profundidad los métodos de aplicación del software y cómo usarlos, para modelar diferentes tipos de condiciones físicas y para realizar modelos de ecuaciones basadas en el uso PDEs (Parcial diferencial ecuación) [15].

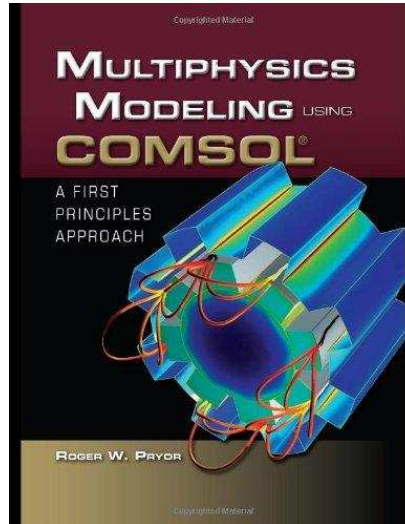


Figura 3.3: Guía de Modelación de COMSOL.

Un aspecto importante de este software es que permite resolver ecuaciones diferenciales parciales y conjugar problemas de transferencia de calor con fluido-dinámica [14], que es lo que se busca analizar en este trabajo.

3.2.1 Módulos de COMSOL

Para este trabajo de título interesa usar los siguientes módulos multi-físicos disponibles en el programa:

- Weakly compressible Navier Stokes⁴.
- Conduction and Convection; para la transferencia de calor en las zonas fluidas.
- Conduction; para la transferencia de calor en las zonas sólidas (muro).

3.2.2 Procedimiento

En esta sección se muestra un resumen del procedimiento básico para poder crear el modelo del Muro Trombe.

⁴ También es posible utilizar el modulo k-ε turbulento para modelos mas realistas

Geometría:

El programa permite el montaje del modelo, mediante la creación de éste utilizando las herramientas disponibles en la interfaz del software, además existe la posibilidad de importación de montajes desde herramientas CAD.

Física:

Es posible realizar acoplamientos multi-físicos entre los distintos módulos físicos que presenta el programa, además el programa trae algunos acoplamientos multi-físicos predeterminados listos para usar.

Mallado:

El programa entrega la posibilidad de realizar un mallado y refinamiento automático de cada pieza del modelo individualmente. Sin embargo, también es posible realizar el mallado de forma manual.

Condiciones de contorno y propiedades:

El software trae consigo una gran lista de materiales y sus propiedades, además es posible asignar propiedades que dependan de otros parámetros como la temperatura o la presión para generar modelos más realistas.

Por otra parte las condiciones de contorno deben ser asignadas a cada una de las físicas presentes en el modelo.

Postprocesado:

Una vez finalizada la simulación es posible obtener gráficos de líneas de flujo, curvas de nivel, perfiles de velocidad y temperatura, entre otros.

Capítulo 4

4. Resultados y Comentarios

A continuación se muestran los resultados de los modelos más representativos y que convergieron entregando resultados coherentes según lo encontrado en la bibliografía.

4.1 Modelos Simples

Los Modelos Simples corresponden a geometrías rectangulares, cerradas, con dimensiones pequeñas, lo que permite realizar una primera aproximación al modelo real y probar la estabilidad del programa simulando fenómenos transientes, para poder acercarse a condiciones más realistas.

Para generar los modelos se utiliza el modo de aplicación predeterminado “COMSOL multiphysics”, de donde se selecciona el módulo “Heat Transfer”, además se utiliza el modo “Heat Transfer Module” donde se acoplan los modos multifísicos “Weakly Compressible Navier-Stokes (chns)” y “Convection and Conduction (cc)”.

De los Modelos Simples realizados se muestran los resultados más representativos (Modelo “A”) de las iteraciones probadas y se describen las condiciones de los ensayos a continuación.

4.1.1 Descripción del Modelo A

Este caso corresponde al flujo y transferencia de calor en régimen laminar en un espacio de aire cerrado, de razón de aspecto 4,5, con las paredes horizontales aisladas, la pared vertical izquierda a temperatura uniforme y la pared vertical derecha a flujo uniforme de calor.

Algunas de las características principales utilizadas para generar este modelo en COMSOL son:

Dimensiones:

Ancho (l): 0,04 [m].

Largo (H): 0,18 [m].

Factor de aspecto: $F.A=H/l = 4,5$

La figura 4.1 muestra la geometría del modelo estudiado y la enumeración de los bordes.

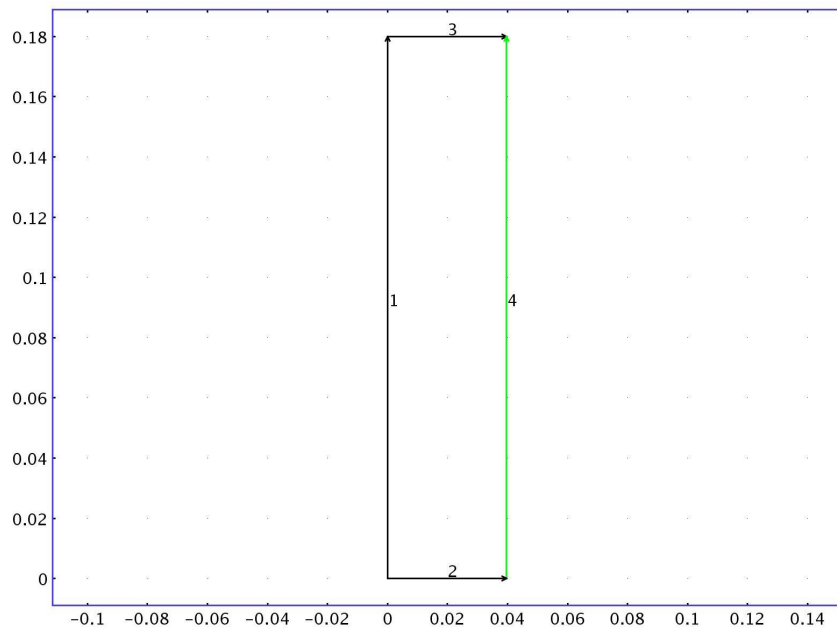


Figura 4.1: Diagrama de la geometría del modelo A.

Mallado:

En la Figura 4.2 se aprecia el mallado, triangular, de la geometría del modelo A, con 8448 elementos:

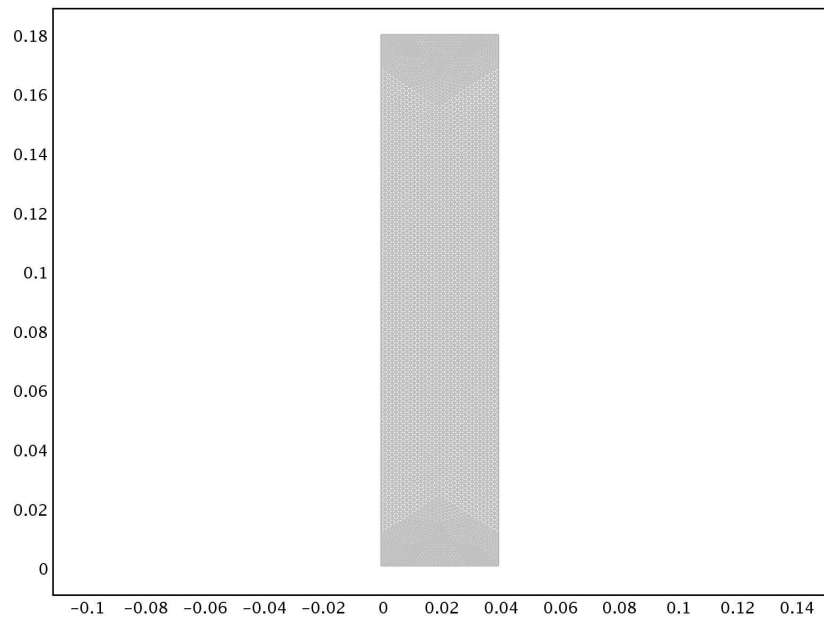


Figura 4.2: Diagrama del mallado de la geometría del modelo A.

Multi-física:

Los Módulos Multi-físicos utilizados para este modelo son:

- Weakly Compressible Navier-Stokes (chns).
- Convection and Conduction (cc).

Condiciones de Borde:

Las condiciones de borde para la geometría del modelo A, mostrada en la figura 4.1, son las siguientes:

- 1, 2, 3 y 4: Pared sin deslizamiento (Velocidad nula en la pared).
- 2 y 3: Aislamiento Térmico.
- 1: Temperatura del vidrio constante (300,15 [K]).
- 4: Flujo de calor absorbido por la masa térmica (400 [w/m² K]).

Propiedades Físicas:

Se consideran constante los siguientes parámetros fluidodinámicos:

- Densidad del aire: $\rho_{\text{Aire}}=1,177$ [Kg/m³].
- Viscosidad dinámica del aire: $\eta = 0,0000187$ [Pa*s].

La temperatura del aire (Non-isothermanl flow T) se toma como variable. A demás, no se considera ninguna presión ni velocidad inicial en el modelo.

Término de empuje utilizado para sacar al aire del reposo es:
$$F_y = \frac{g \cdot (T - \bar{T})}{T_\infty}$$

Se consideran constante los siguientes parámetros térmicos:

- Conductividad térmica (isotrópica): $K=0,025$ [W/m K].
- Capacidad térmica a presión constante: $C_p = 1006$ [J/Kg K].

Se considera una temperatura inicial del aire de $T = 273,15$ [K].

El campo de velocidades $U = U(u,v)$ [m/s] se considera variable y dependiente de las velocidades en el eje horizontal y vertical.

4.1.2 Resultados obtenidos del Modelo A

A continuación se muestran algunos resultados obtenidos del post-procesamiento del modelo, con un paso de tiempo $\Delta t = 0,03$ [s] y un tiempo total de simulación $t = 100$ [s]:

El campo de temperatura final generado por el modelo A, es el que se muestra en la figura 4.3.

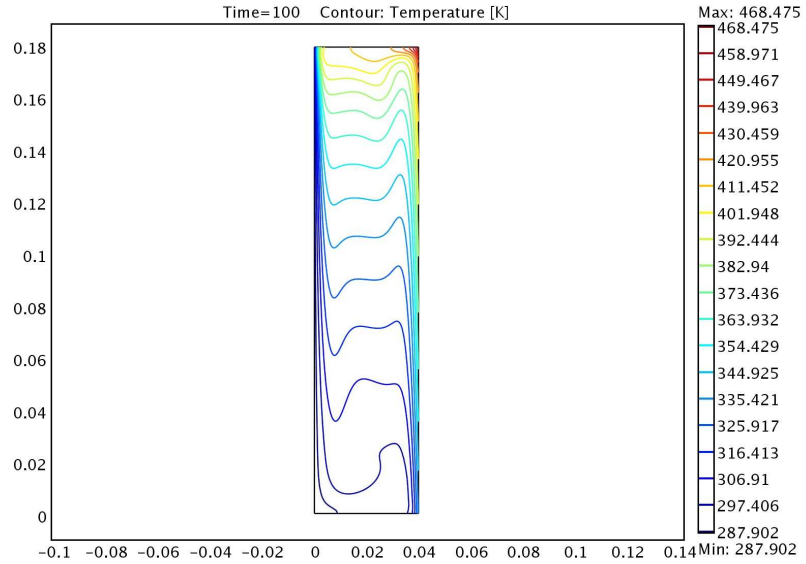


Figura 4.3: Campo de Temperaturas.

La figura 4.4 muestra los contornos del modulo de la velocidad, generados por la convección natural del aire.

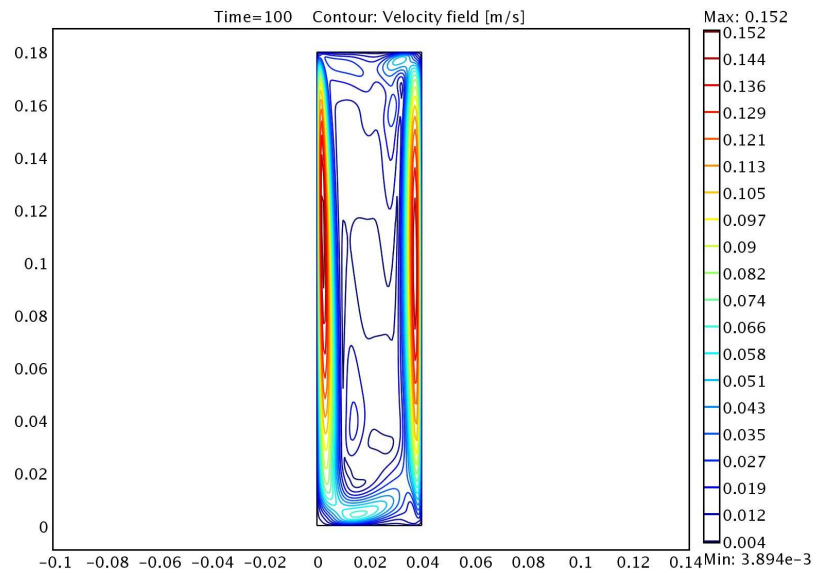


Figura 4.4: Contornos del Modulo de la Velocidad.

La figura 4.5 muestra los contornos de velocidad en el eje vertical, generados por la convección natural del aire.

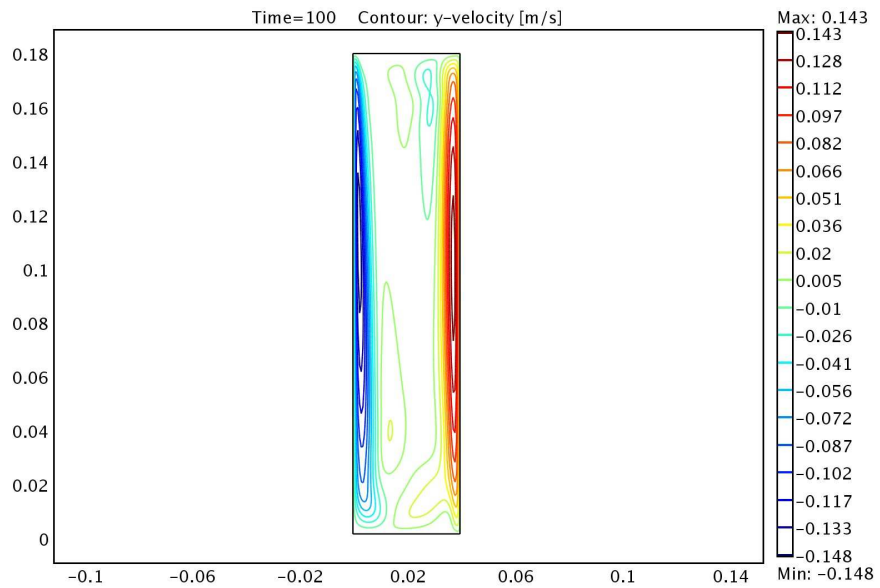


Figura 4.5: Contornos de velocidad en el eje vertical.

En la figura 4.6 se aprecian los vectores de velocidad del aire, donde es posible apreciar una corriente de aire ascendente en la pared 4, correspondiente a la masa térmica. También es posible apreciar un flujo de aire descendente por la pared 1, correspondiente al vidrio, debido a que (el vidrio) alcanza una menor temperatura que la masa térmica.

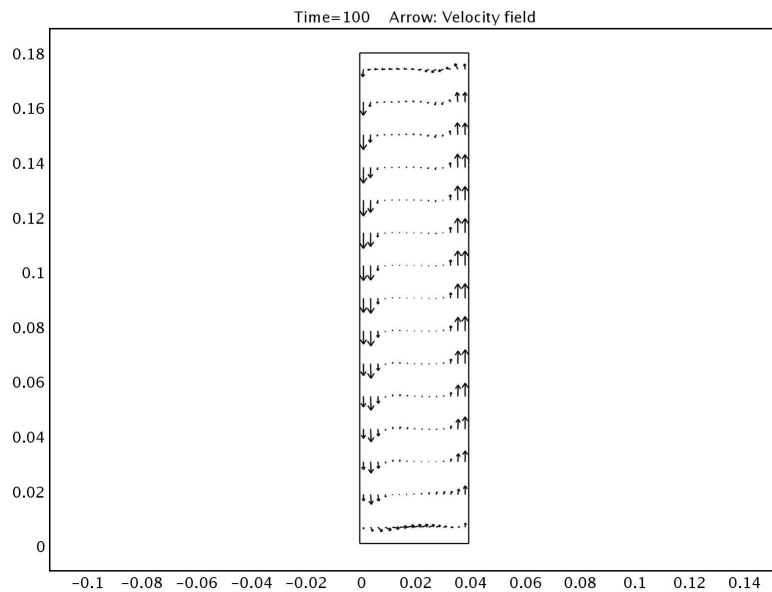


Figura 4.6: Vectores de Velocidad.

La figura 4.7 muestra el flujo de calor, donde se aprecia que los mayores flujos se encuentran, desde la masa térmica hacia la parte superior e inferior del canal, esto es donde se produce un “rollo de aire” debido a la convección natural.

En este caso también es posible observar que la corriente descendente de aire arrastra una cierta cantidad de calor, por lo que en la parte inferior del canal el fluido también comienza a calentarse.

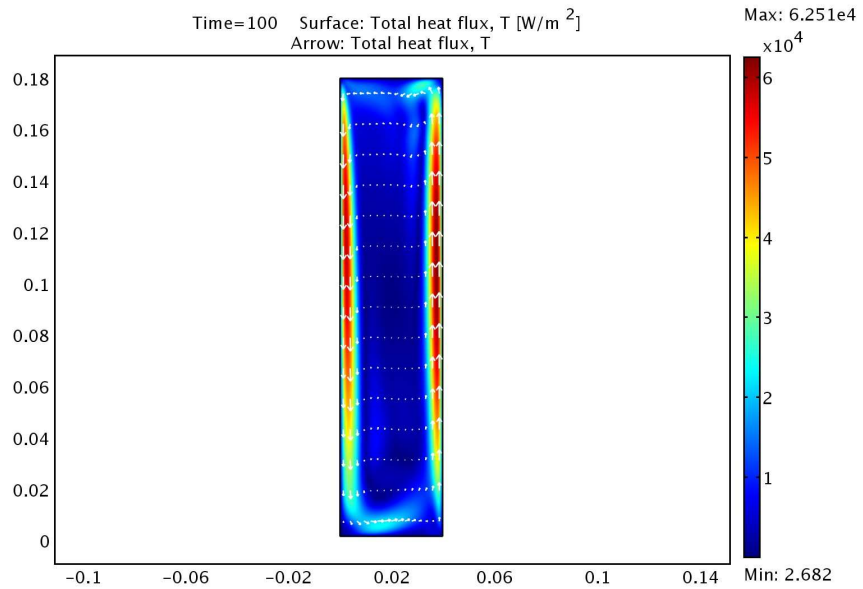


Figura 4.7: Flujo de Calor.

Las siguientes imágenes (Figuras 4.8 a 4.13), corresponden a la evolución del campo de temperaturas del modelo A.

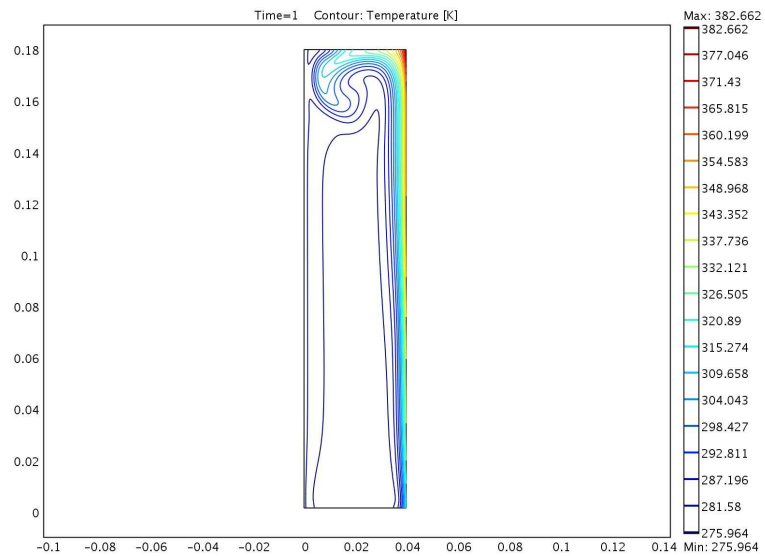


Figura 4.8: Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 1$ [s].

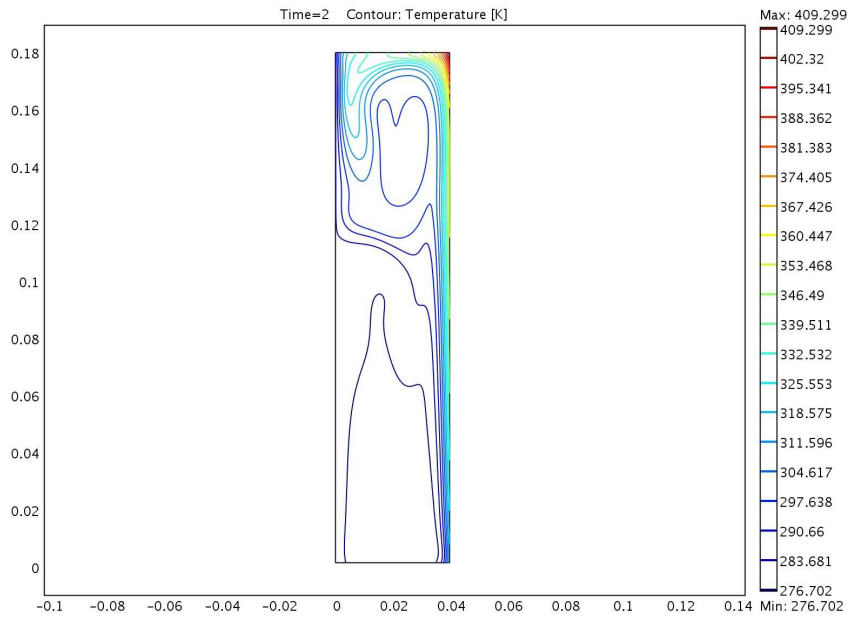


Figura 4.9: Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 2$ [s].

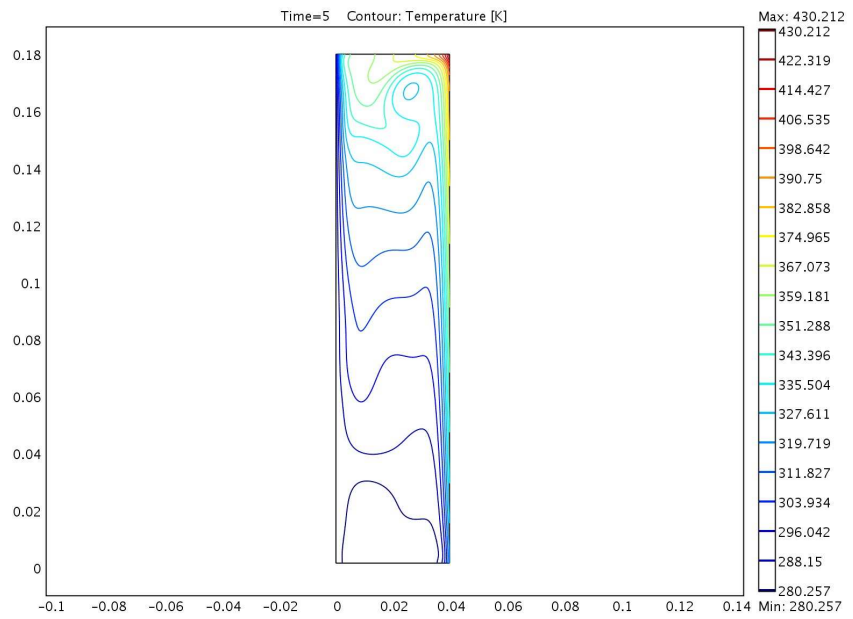


Figura 4.10: Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 5$ [s].

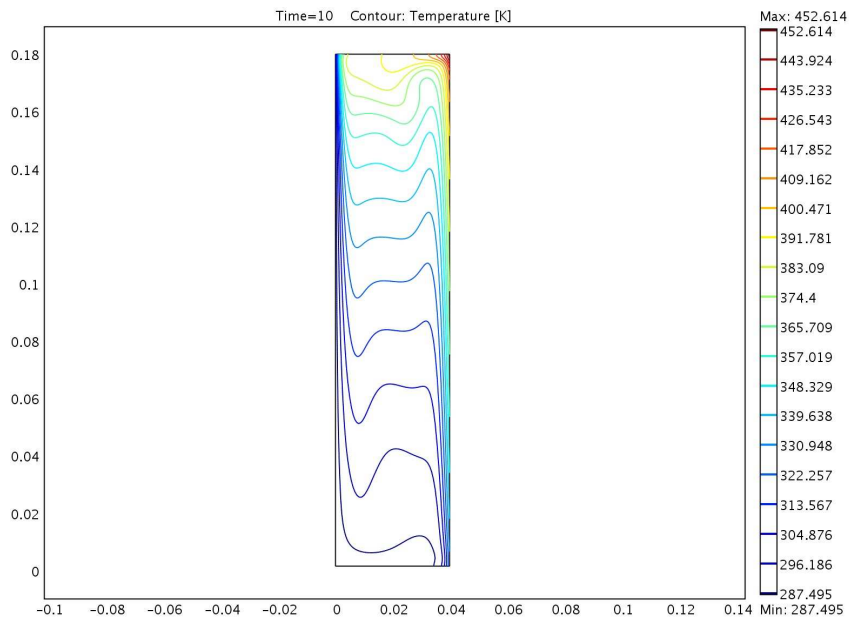


Figura 4.11: Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 10$ [s].

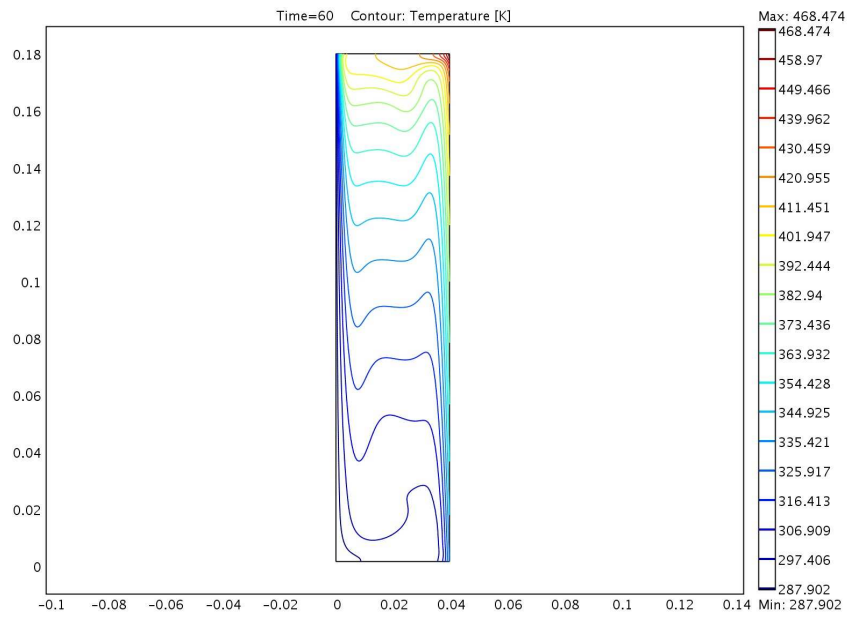


Figura 4.12: Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 60$ [s].

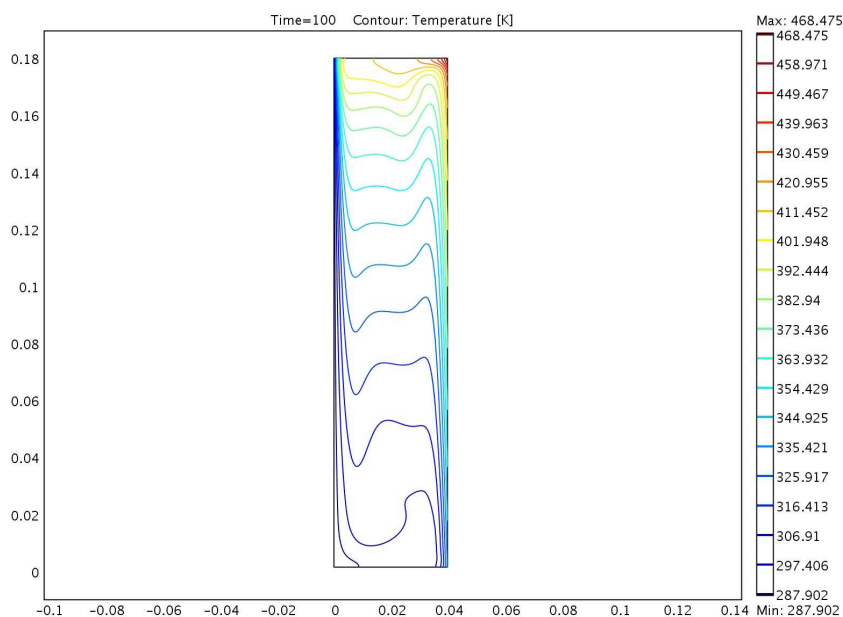


Figura 4.13: Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 100$ [s].

El estado que se alcanza a los cien segundos de simulación, corresponde a un estado térmico estacionario según lo que se puede apreciar en la figura 4.14, donde se muestra la evolución de la temperatura en el centro de la pared caliente.

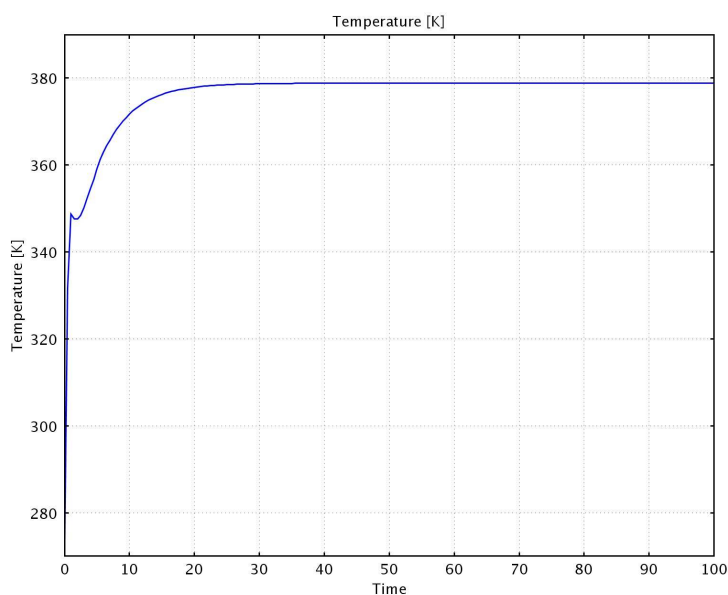


Figura 4.14 Evolución de la temperatura en el centro de la Masa Térmica.

Por otra parte en el instante final de la simulación el flujo de calor medio en la pared fría es igual al entregado por la pared caliente y corresponde a $73,0 \text{ [W/m}^2\text{]}$ con un error de $\pm 0,005\%$. Por lo que es posible afirmar que el fenómeno se encuentra en régimen permanente.

A continuación, la figura 4.15, muestra la evolución temporal del flujo de calor a través de la pared fría, obtenido como la integral sobre la pared fría del flujo de calor total.

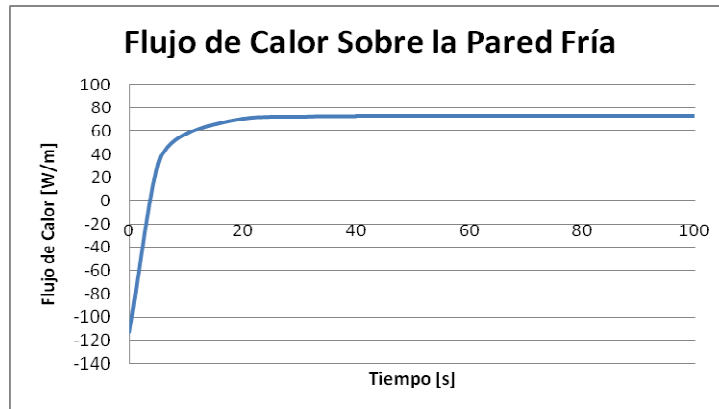


Figura 4.15 Evolución del Flujo de calor a través de la pared fría.

Número de Rayleigh para este ensayo se calcula según la siguiente ecuación:

$$Ra = \frac{g\beta\Delta T l^3}{\nu\alpha} \quad (4.1)$$

Donde:

g: aceleración de gravedad (9,8 [m/s²]).

β : coeficiente de expansión térmica ($\beta = \frac{1}{\bar{T}_{Caliente} + \bar{T}_{Fría}} = 2,93 \times 10^{-3}$ [1/K]).

l: Largo equivalente del canal (l = 0,04 [m]).

ν : Viscosidad Cinemática ($\nu = 1,38 \times 10^{-5}$ [m²/s]).

α : Difusividad térmica ($\alpha = 2,17 \times 10^{-5}$ [m²/s]).

ΔT : Diferencia de temperatura.

Además ΔT se calcula según la siguiente ecuación:

$$\Delta T = \frac{1}{H} \int_0^H T dy \Big|_{x=l} - T_{x=0} \quad (4.2)$$

Donde:

H = 0,18 [m].

$\int_0^H T dy \Big|_{x=l} = 68,727$ [m*K].

$T_{x=0} = 283,15$ [K].

Luego reemplazando los datos correspondientes en la ecuación 4.2 se tiene que $\Delta T = 98,667$ [K]. Por último reemplazando el valor encontrado para ΔT y los datos correspondientes en la ecuación 4.1, se tiene que $Ra = 8,51 \times 10^6$.

4.2 Modelos Trombe

Los modelos Trombe corresponden a geometrías que se asemejan a las del canal de colección de energía de un Muro Trombe real. Sin embargo las dimensiones del recinto a calefaccionar son menores a las reales debido a las limitaciones computacionales.

De los modelos realizados se muestra el modelo que ha presentado mejor convergencia y donde se logra modelar un mayor rango de tiempo. A continuación se describen las condiciones del ensayo.

4.2.1 Descripción del Modelo Trombe

El modelo corresponde al desarrollo temporal del flujo de un canal abierto similar al canal de colección del muro Trombe, de dimensiones del orden de magnitud de un canal de colección de calor de tamaño real, y con una pared vertical izquierda (vidrio) a temperatura uniforme de 10 °C. El aire recibe desde el muro de la derecha (masa térmica) un flujo de calor uniforme de 100 [W/m²].

El canal está conectado con el ambiente exterior mediante dos zonas de entrada o salida de aire.

El subdominio de análisis incluye solamente el aire, no habiendo participación de los sólidos en éste. Se ignora además la radiación emitida y absorbida por las superficies.

El modelo supone además que la masa térmica del muro no interviene como acumulador de calor y que el aire se mueve en régimen laminar.

Algunas de las características principales utilizadas para generar el modelo del canal de colección en COMSOL son:

Dimensiones:

Ancho del canal: 0,1 [m].

Altura: 2,47 [m].

La figura 4.16 muestra la geometría del modelo estudiado y la enumeración de los bordes.

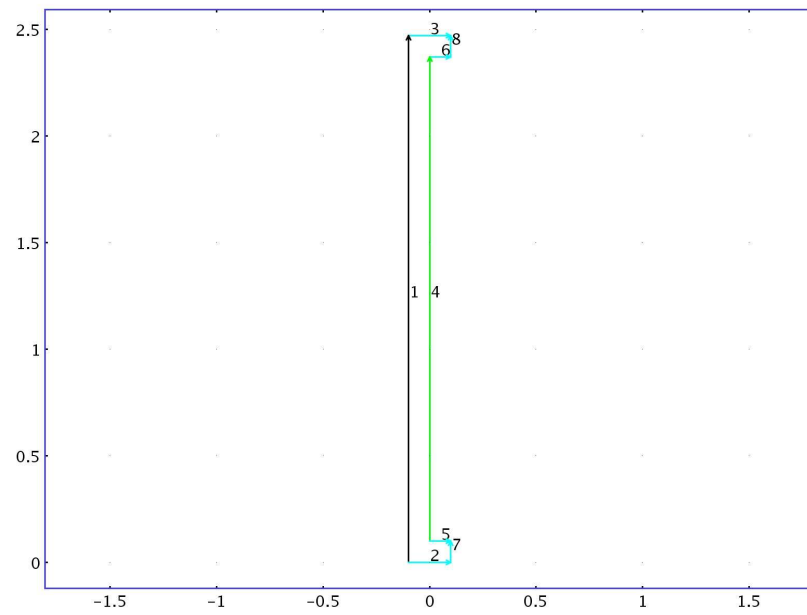


Figura 4.16: Diagrama de la geometría del Modelo Trombe Final.

Mallado:

En la Figura 4.17 se aprecia el mallado, triangular, de la geometría del modelo A, con 50952 elementos:

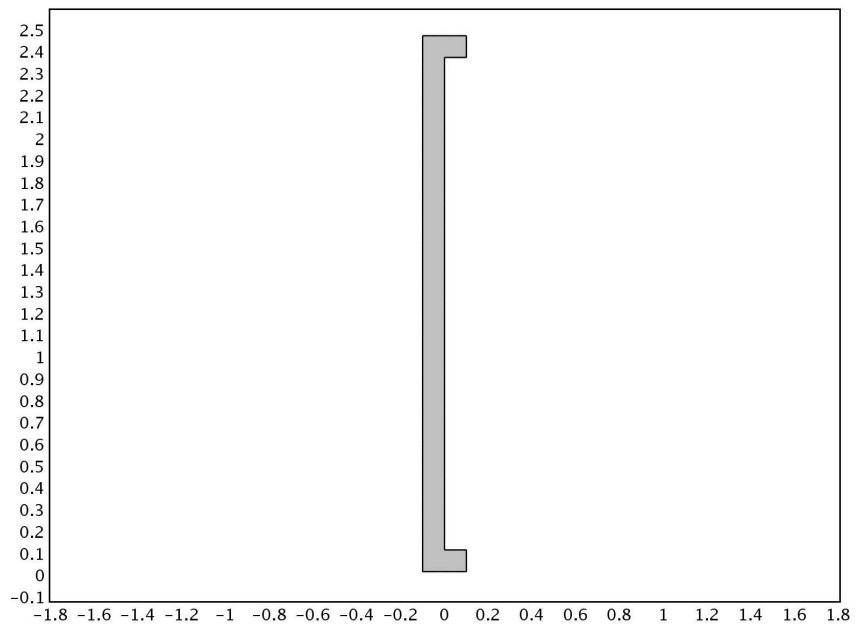


Figura 4.17: Diagrama del mallado de la geometría del modelo A.

Multi-física:

Los Módulos Multi-físicos utilizados para este modelo son:

- Weakly Compressible Navier-Stokes (chns).
- Convection and Conduction (cc).

Condiciones de Borde:

Las condiciones de borde para la geometría mostrada en la figura 4.16, son las siguientes:

Para el modulo Navier-Stokes débilmente compresible:

- 1, 2, 3, 4, 5 y 6: Condición de Pared y no-deslizamiento.
- 7: Entrada de Aire.
- 8: Salida del Aire.

Para el modulo Convección y Conducción:

- 2, 3, 5 y 6: Aislamiento Térmico (Condición adiabática).
- 1: Temperatura del Vidrio constante (283,15 [K]).
- 4: Flujo de calor emitido por la masa térmica (100 [w/m² K]).
- 7 y 8: Flujo convectivo.

Propiedades Físicas:

Se consideran constante los siguientes parámetros fluidodinámicos:

- Densidad del aire: $\rho_{\text{Aire}}=1,177$ [Kg/m³].
- Viscosidad dinámica del aire: $\eta = 0,0000187$ [Pa*s].

La temperatura del aire (Non-isothermanl flow T) se toma como variable. A demás, no se considera ninguna presión ni velocidad inicial en el modelo.

Término de empuje utilizado para sacar al aire del reposo es:
$$F_y = \frac{g \cdot (T - \bar{T})}{T_\infty}$$

Se consideran constante los siguientes parámetros térmicos:

- Conductividad térmica (isotrópica): $K=0,025$ [W/m K].
- Capacidad térmica a presión constante: $C_p = 1006$ [J/Kg K].

Se considera una temperatura inicial del aire de $T = 273,15$ [K].

El campo de velocidades $U = U(u,v)$ [m/s] se considera variable y dependiente de las velocidades en el eje horizontal y vertical.

4.2.2 Resultados obtenidos del Modelo Trombe

A continuación se muestran algunos resultados obtenidos del post-procesamiento del modelo con un paso de tiempo $\Delta t = 0,02[s]$ y un tiempo total de simulación $t = 180[s]$:

En la Figura 4.18 se muestra un grafico de la evolución de la temperatura en el tiempo al interior del canal de colección, donde se aprecia que la temperatura comienza a estabilizarse localmente tanto en la parte inferior ($y = 0$) como en la zona media ($y = 1.2$) y zona superior ($y = 2.4$) del canal de colección, donde las temperaturas graficadas corresponden a valores medios sobre la sección transversal del canal para cada valor de “ y ” especificado. Los alores obtenidos del modelo son comparables con los obtenidos del balance térmico macroscópico de los anexos D.

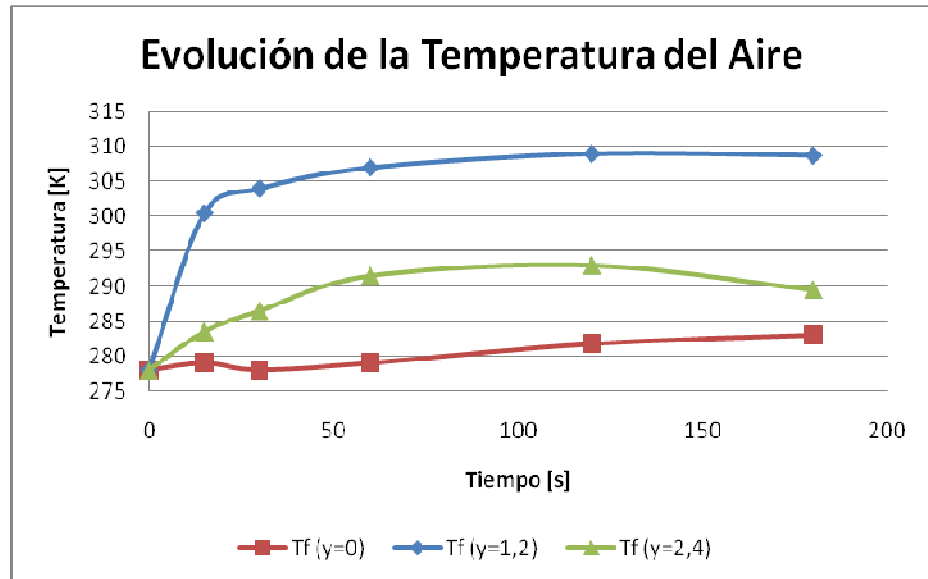


Figura 4.18 Evolución de la Temperatura del aire en el canal de colección.

El campo de temperatura correspondiente al estado final de la simulación generado por el modelo, es el que se muestra en la figura 4.19.

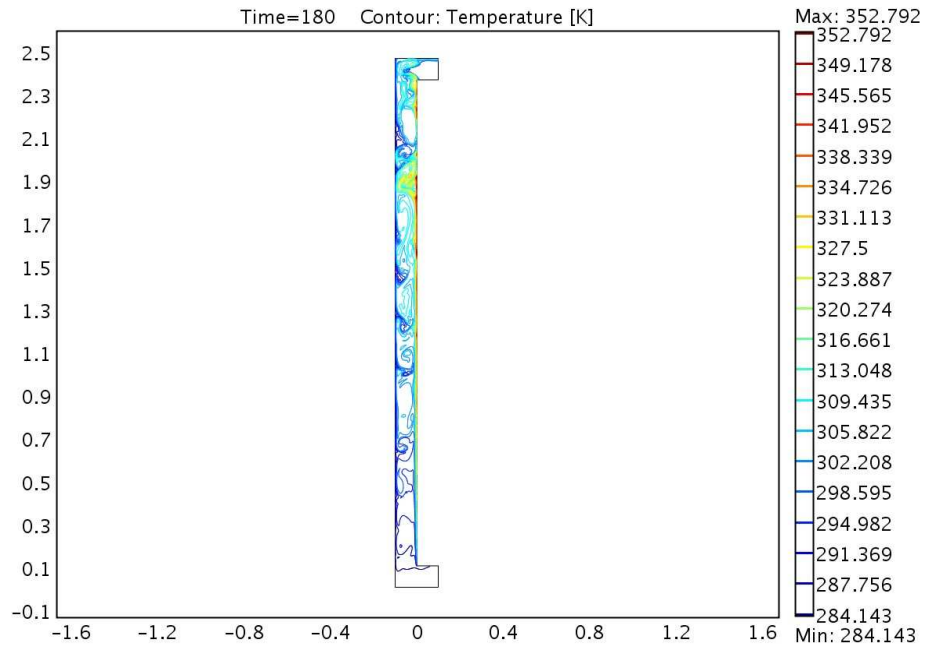


Figura 4.19: Campo de Temperaturas.

La figura 4.20 muestra contornos del modulo de la velocidad, generado por la convección natural del aire en un tiempo $t = 180$ [s], debido a la temperatura constante del vidrio y el calor emitido por la masa térmica en el canal.

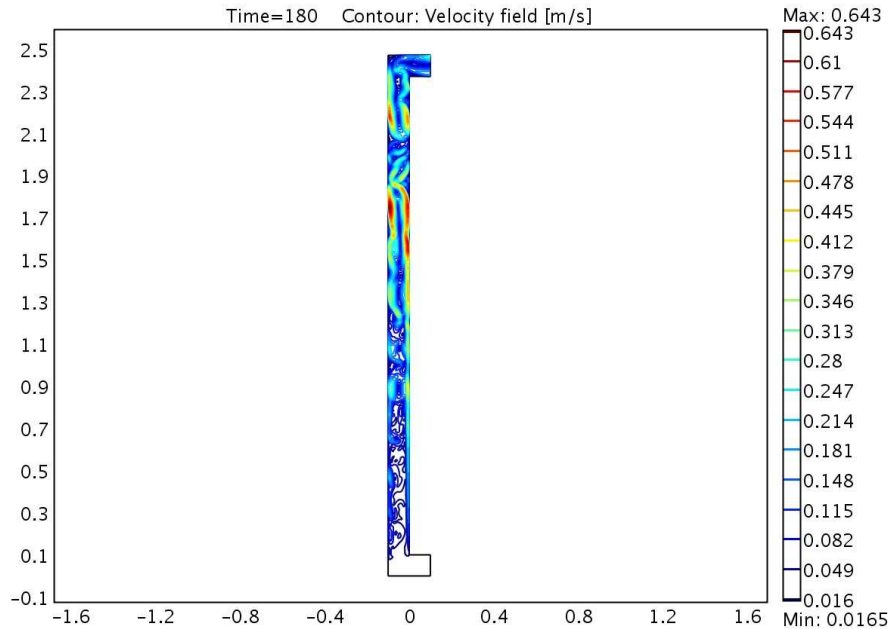


Figura 4.20: Contornos del Modulo de la Velocidad.

La figura 4.21 muestra los contornos de velocidad en el eje vertical, generados por la convección natural del aire en un tiempo $t = 180$ [s].

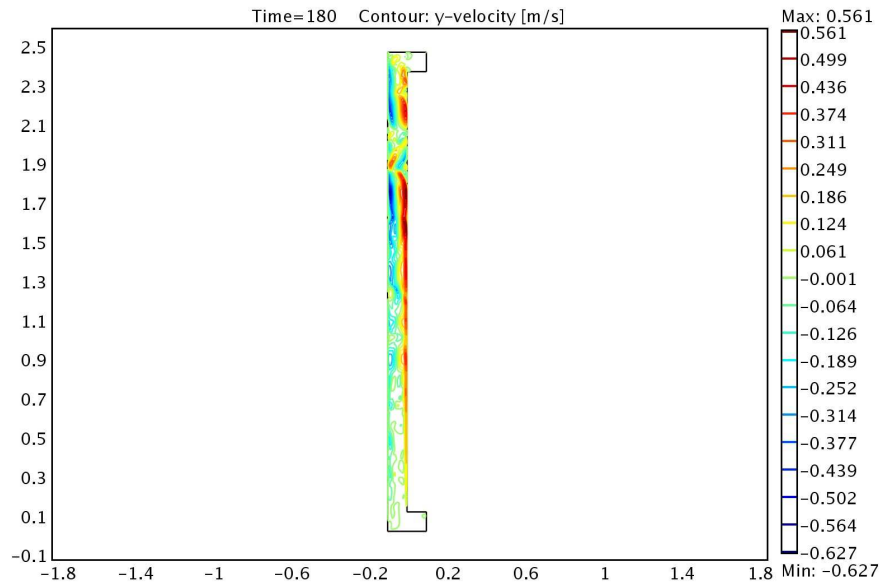


Figura 4.21: Campo de velocidades en el eje vertical.

En la figura 4.22 se aprecian los vectores de velocidad del aire, donde es posible apreciar una corriente de aire ascendente en la pared 4, correspondiente a la masa térmica. También es posible apreciar una corriente descendente por la pared 1, correspondiente al vidrio. Además se aprecian “rollos de aire” al interior del canal, esto es atribuible a la gravedad y a las corrientes ascendentes y descendentes que se producen en la masa térmica y en el vidrio respectivamente producto de la convección natural.

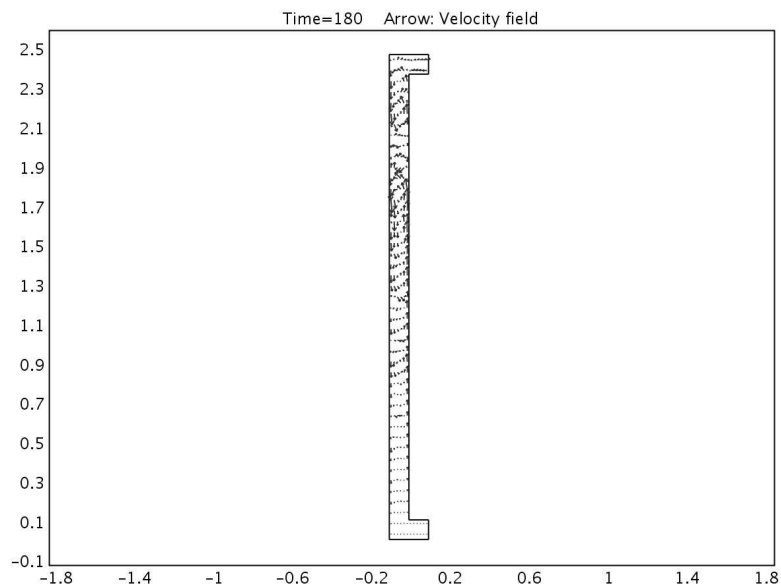


Figura 4.22: Vectores de Velocidad.

La figura 4.23 muestra el flujo de calor, donde se aprecia que los mayores flujos se encuentran hacia la mitad superior del canal, donde se producen los “rollos de aire” debido a la convección natural en este caso también es posible observar que el efecto de los “rollos de aire” produce una mejor distribución del calor, por lo que en la parte inferior del canal el fluido también comienza a calentarse.

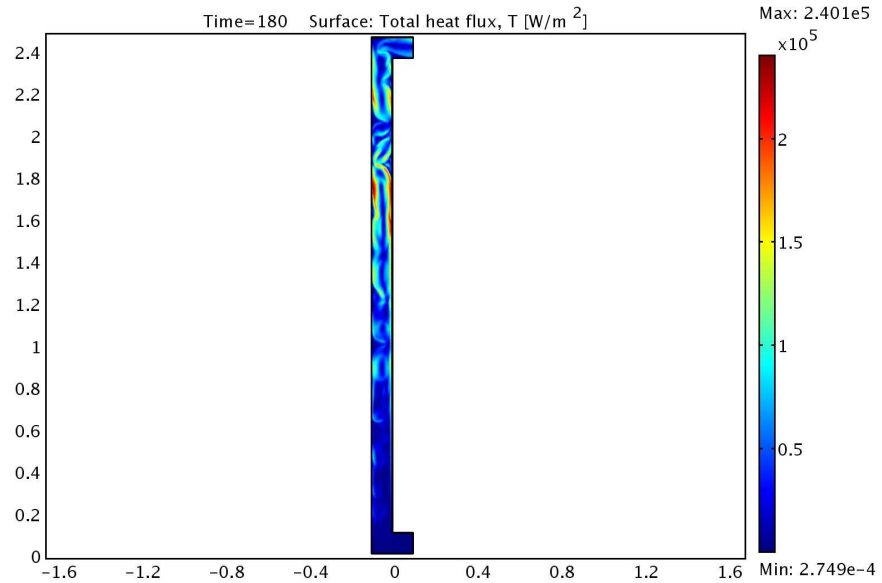


Figura 4.23: Flujo de Calor.

La Figura 4.24 muestra un diagrama vectorial del flujo de calor, correspondiente a la mitad superior del canal de colección, donde se aprecian las corrientes ascendentes y descendentes del aire.

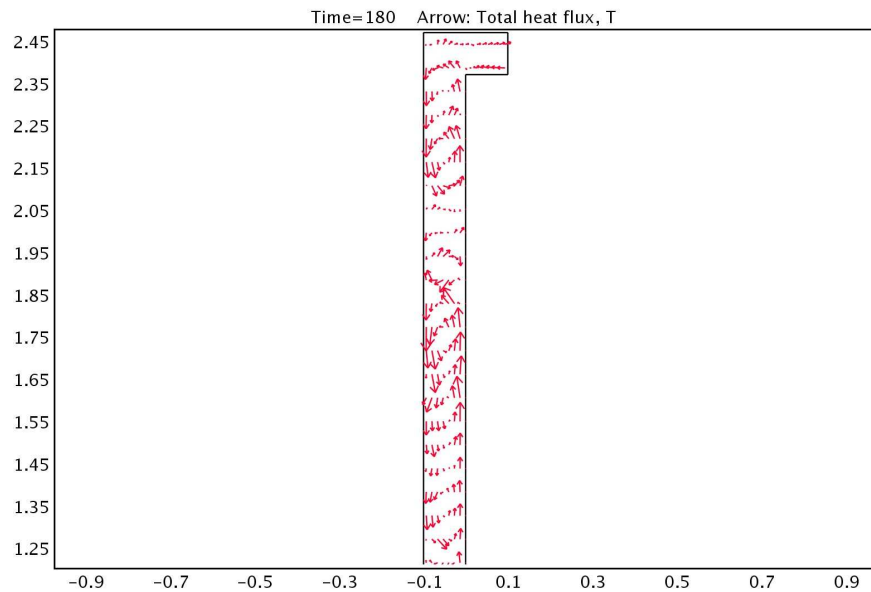


Figura 4.24: Esquema Vectorial del Flujo de Calor.

La evolución del Campo de Temperaturas se muestra en las siguientes imágenes (Figuras 4.25 a 4.33).

El fenómeno se inicia, en $t=0$ [s], con la pared de la izquierda a $T_{izq} = 283,15$ K y la temperatura del fluido es 273,15, en este instante la pared derecha es fría, debido a que no ha entregado calor aun, y la pared izquierda es caliente, pues está a mayor temperatura que el aire. Esta condición es momentánea, ya que después la pared derecha pasa a ser la caliente como se verá en las imágenes.

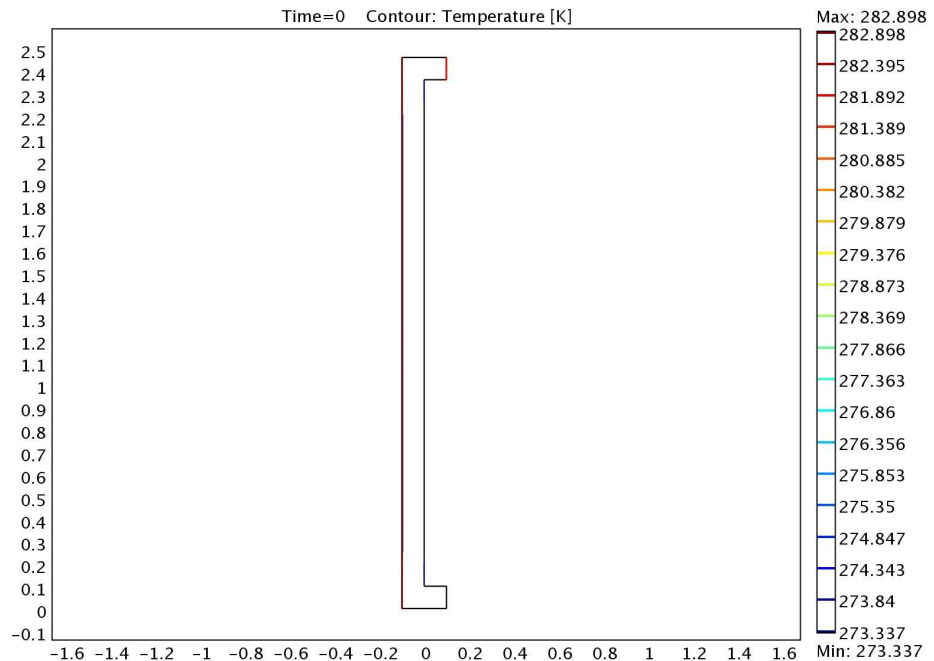


Figura 4.25: Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 0$ [s].

En los primeros instantes, luego de que la pared derecha ha empezado a entregar calor, ambas paredes son calientes respecto al fluido. Debido a ello, en las Figuras 4.26 y 4.27 se observa que, de ambas paredes sale un flujo ascendente que se mueve hacia la salida, mientras el centro del canal permanece todavía a la temperatura inicial. Esto se mantiene hasta los 3 segundos aproximadamente.

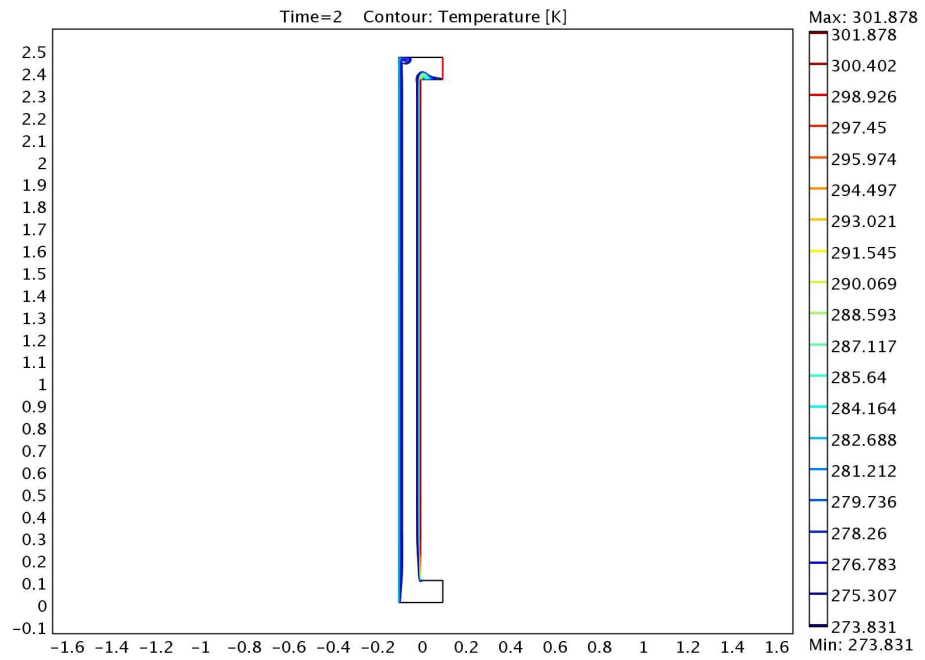


Figura 4.26: Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 2$ [s].

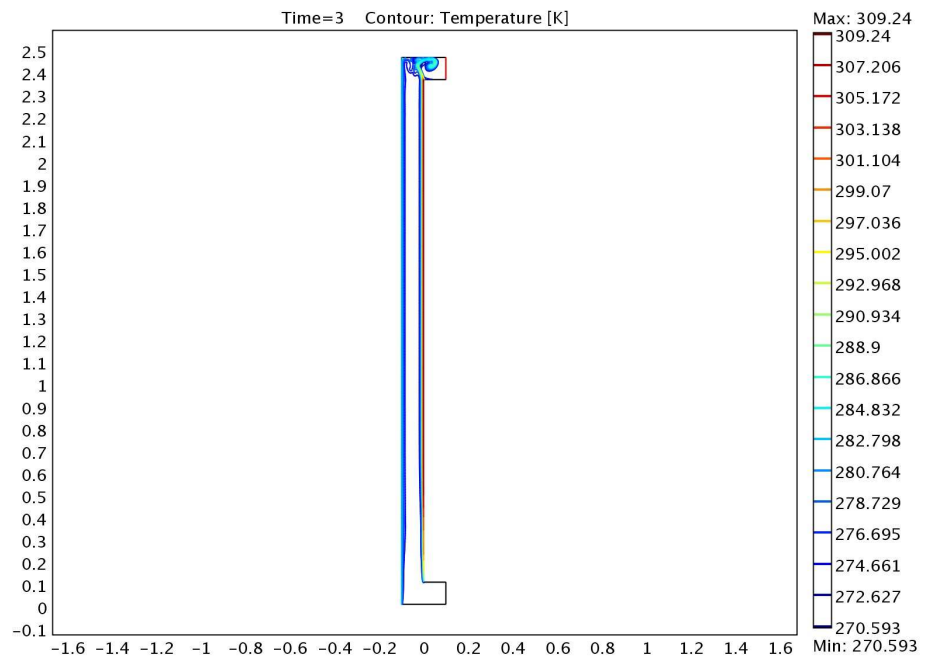


Figura 4.27: Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 3$ [s].

A los 5 segundos (Fig. 4.28) se observa ya un movimiento descendente que se ha propagado una cierta distancia hacia abajo.

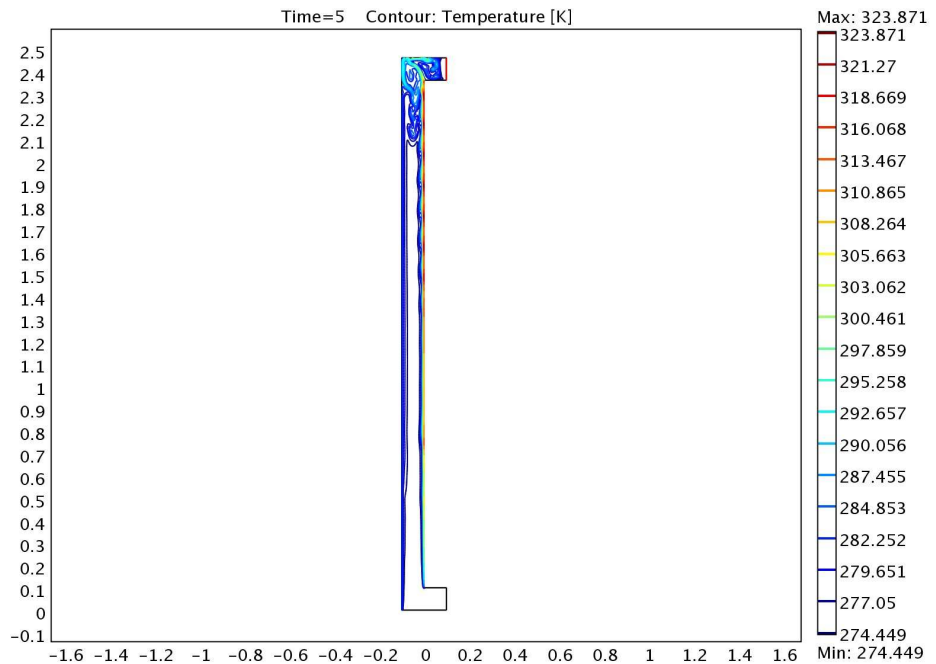


Figura 4.28: Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 5$ [s].

A los 10 segundos la propagación ha llegado cerca de la entrada de aire. En la zona de propagación interactúan los flujos generados en las dos paredes, produciendo varios loops locales que cambian constantemente de forma y posición. Dado que ingresa aire por abajo, el movimiento se mantiene más intenso arriba durante toda la duración del fenómeno. La pared izquierda ha pasado a ser pared fría y el flujo desciende sobre ella.

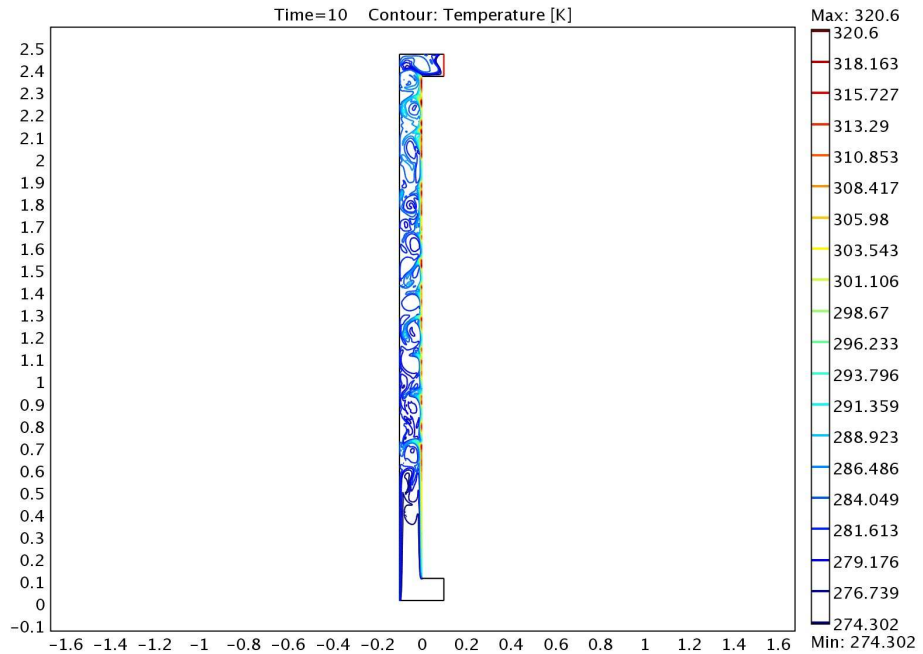


Figura 4.29: Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 10$ [s].

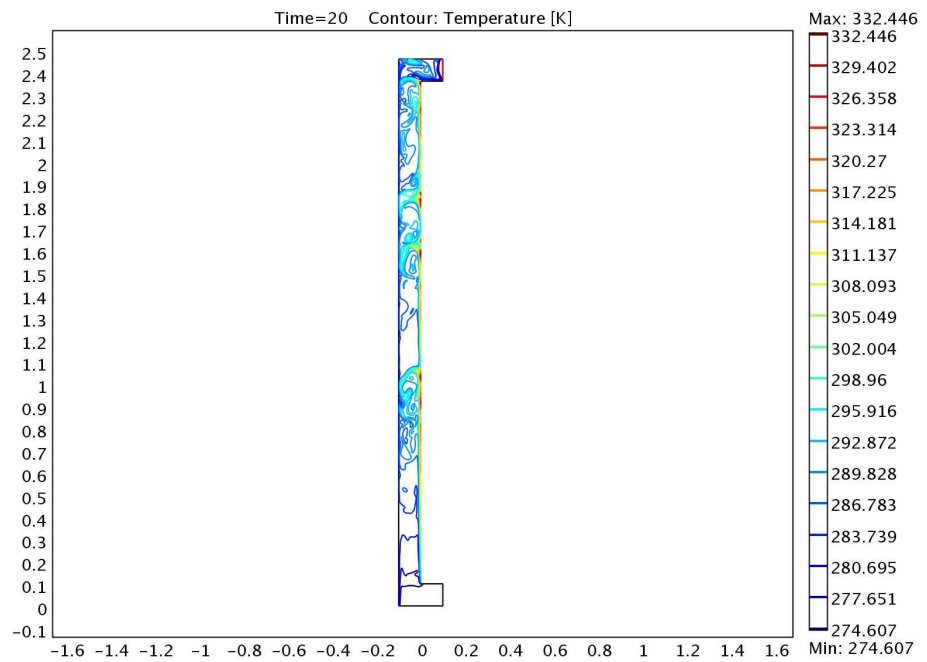


Figura 4.30: Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 20$ [s].

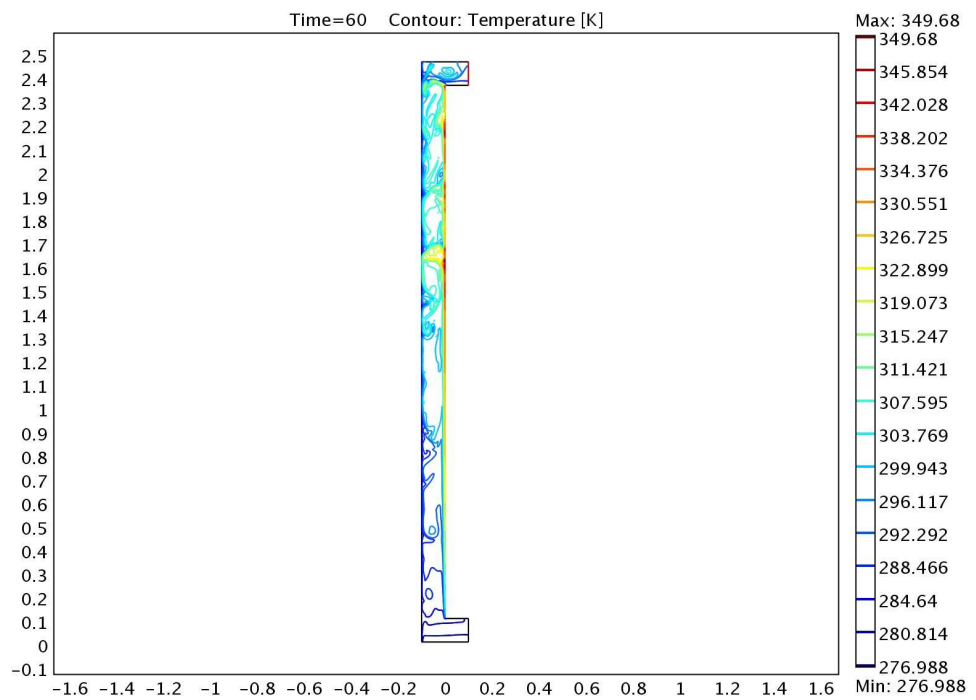


Figura 4.31: Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 60$ [s].

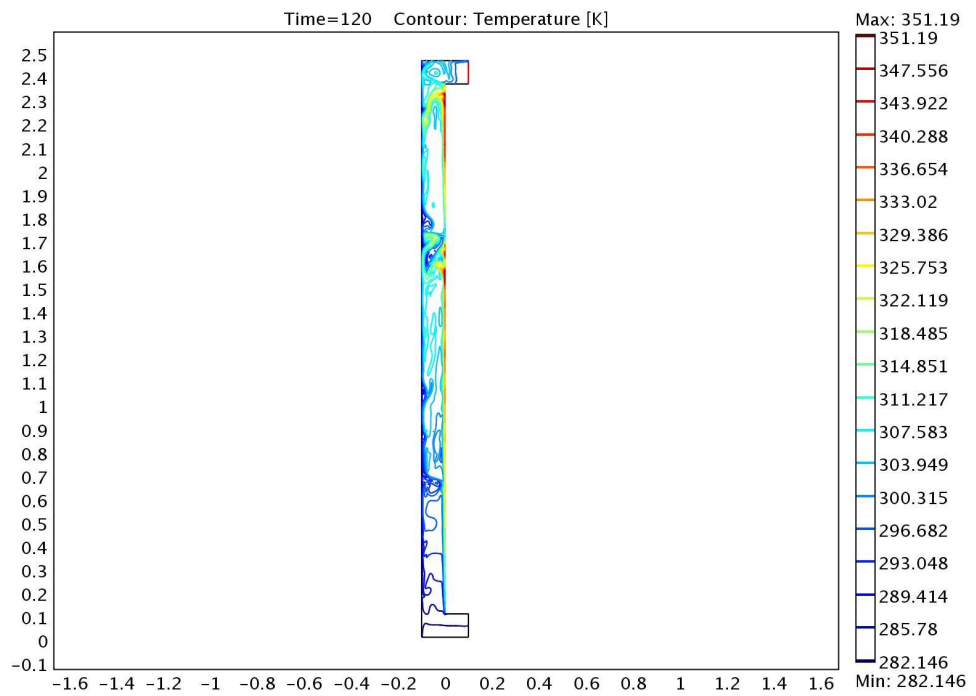


Figura 4.32: Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 120$ [s].

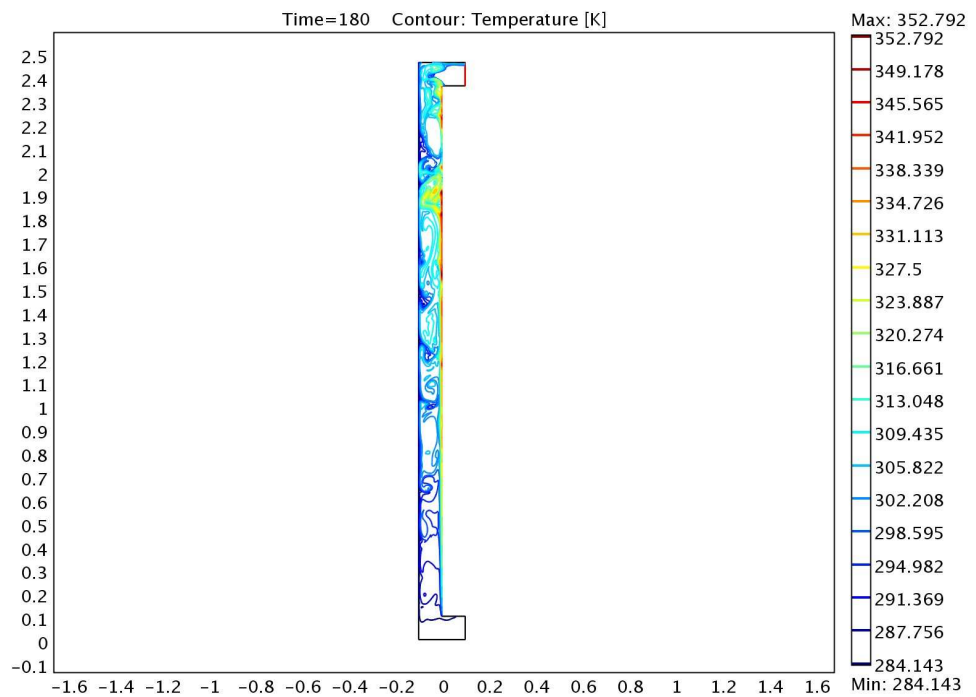


Figura 4.33: Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 180$ [s].

A continuación se muestran los perfiles de temperatura al interior del canal, para distintos tiempos (0, 15, 30, 60, 120 y 180 [s]), obtenidos del modelo en estudio.

Es posible apreciar que a la entrada del canal (Figura 4.34) las mayores temperaturas se alcanzan en la zona cercana a la Masa Térmica ($y = 0,1$). Además la temperatura del aire aumenta a medida que la pared derecha (“masa térmica”) le entrega calor.

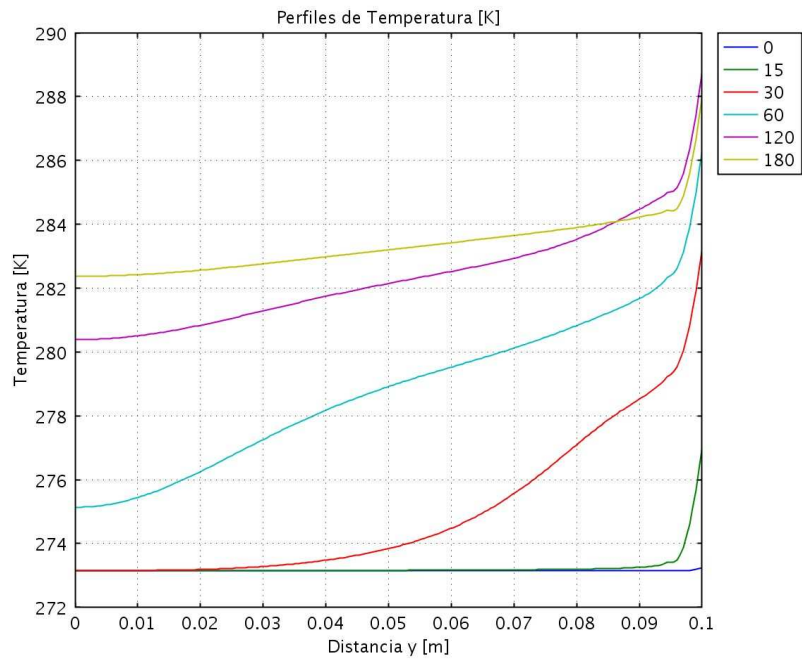


Figura 4.34: Perfil de temperatura a la entrada del canal ($x=0$).

A la salida del canal (Figura 4.35) es posible ver que en los primeros instantes, la temperatura sube debido a que la pared derecha entrega calor. Sobre $t=60$ [s] las curvas no son semejantes entre sí, debido a que los rollos de aire van cambiando de posición en el tiempo.

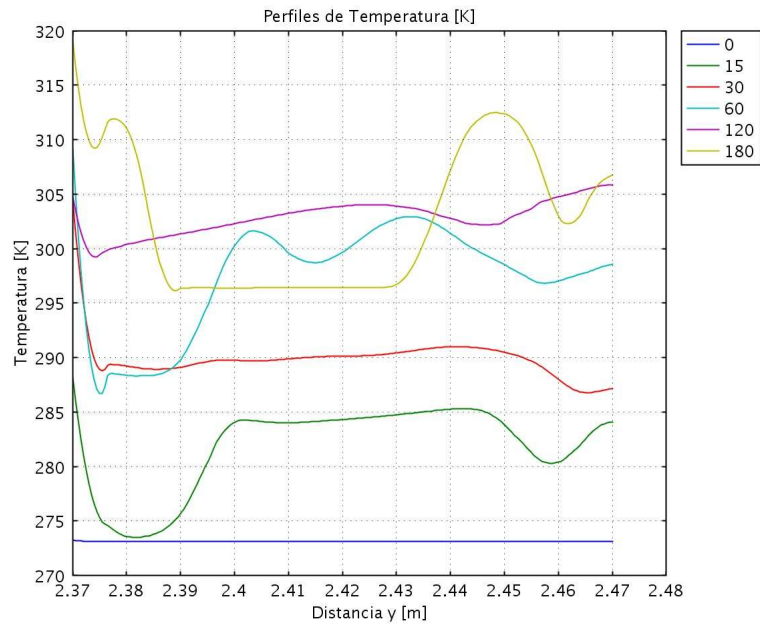


Figura 4.35: Perfil de temperatura a la salida del canal ($x=0$).

Las figuras 4.36, 4.37 y 4.38 muestran el perfil de temperatura en la zona vertical del canal de colección, donde es posible apreciar que en la parte baja del canal (Figuras 4.36 y 4.37), la temperatura es creciente con el tiempo, y los mayores gradientes de temperatura se producen en la vecindad de la Masa Térmica. Las figuras muestran también que en los instantes iniciales la pared izquierda se comporta como “pared caliente” y pasa a ser fría una vez que la Masa Térmica (pared derecha) a entregado calor, superando la temperatura de la izquierda.

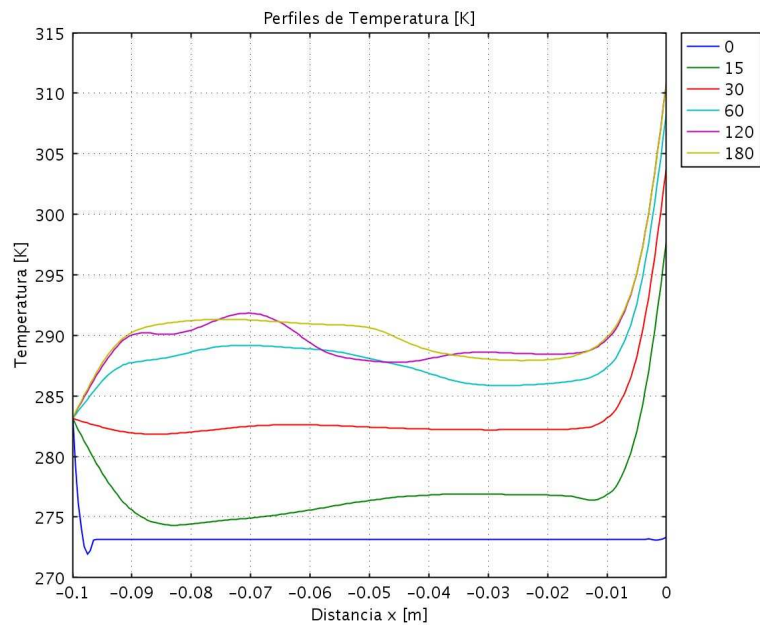


Figura 4.36: Perfil de temperatura al interior del canal ($y=0.2$).

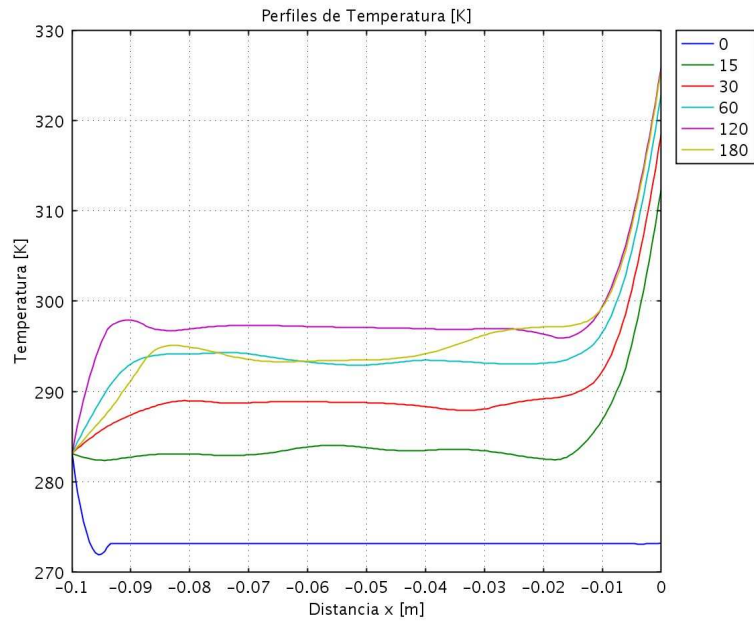


Figura 4.37: Perfil de temperatura al interior del canal ($y=0,6$).

En la parte superior del canal de colección (Figuras 4.38 a 4.40), la temperatura presenta un comportamiento más aleatorio, debido a los “rollos de aires” generados por el flujo convectivo y la gravedad. Es posible distinguir además que en $y=1,2$ la pared izquierda ha comenzado a ser fría a los 15 segundos, mientras que en $y=0,2$ solo lo será a partir de los 30 segundos. Esto confirma la propagación hacia debajo de los efectos de empuje, ya notada al analizar la evolución temporal de las isoterms.

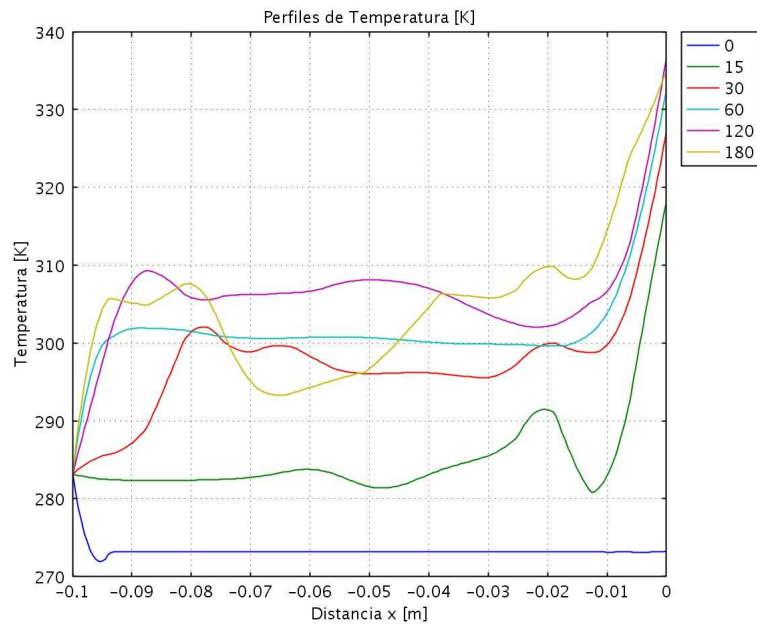


Figura 4.38: Perfil de temperatura al interior del canal ($y=1.2$).

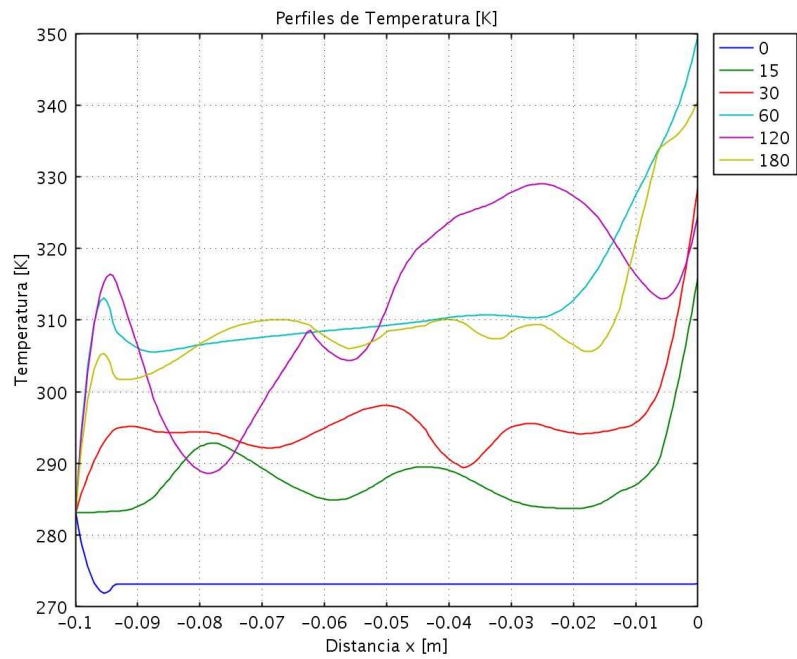


Figura 4.39: Perfil de temperatura al interior del canal ($y=1.6$).

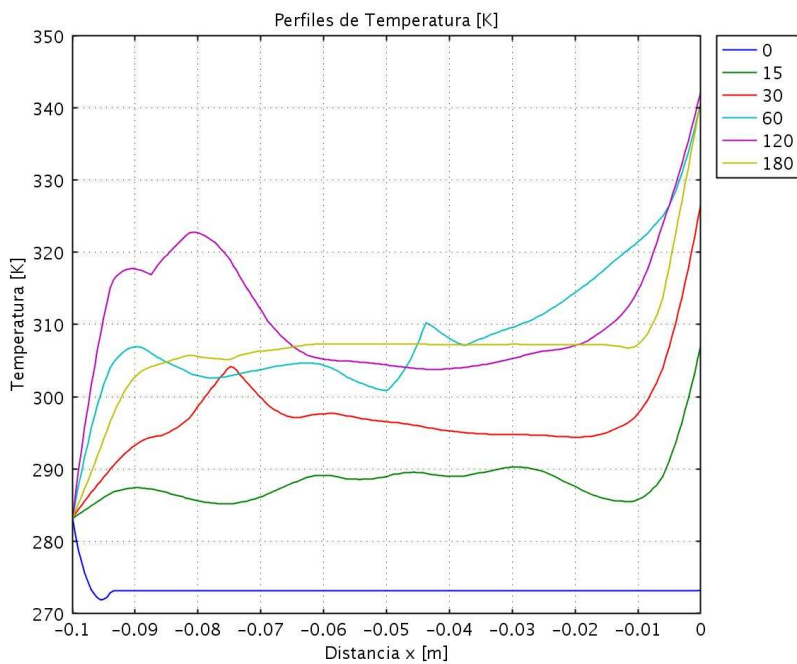


Figura 4.40: Perfil de temperatura al interior del canal ($y=2.2$).

La figura 4.41 muestra el campo de temperaturas generado en la zona superior del canal de conducción.

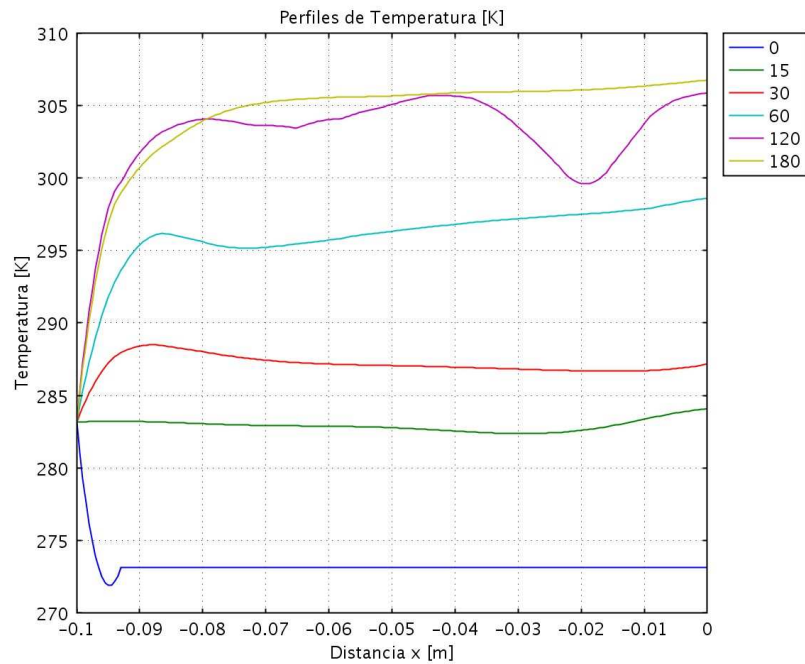


Figura 4.41: Perfil de temperatura al interior del canal ($y=2.47$).

A continuación se muestran los perfiles de velocidad al interior del canal, para distintos tiempos (0, 15, 30, 60, 120 y 180 [s]), obtenidos del modelo del Muro Trombe.

Los perfiles de velocidad, que se muestran a continuación, confirman la descripción del fenómeno de los perfiles de temperatura.

Se observa principalmente un movimiento ascendente cercano a la pared derecha, caliente (si bien la velocidad es nula en la pared misma dada la condición de no deslizamiento). En la pared izquierda, en cambio, predomina el movimiento descendente.

Se aprecia además que las curvas varían grandemente de forma entre instante e instante, dado que la configuración de rollos no es estable en el tiempo (los rollos se desplazan verticalmente).

Es posible apreciar que a la entrada del canal (Figura 4.42) las mayores velocidades se producen en la zona cercana a la Masa Térmica ($y = 0,1$).

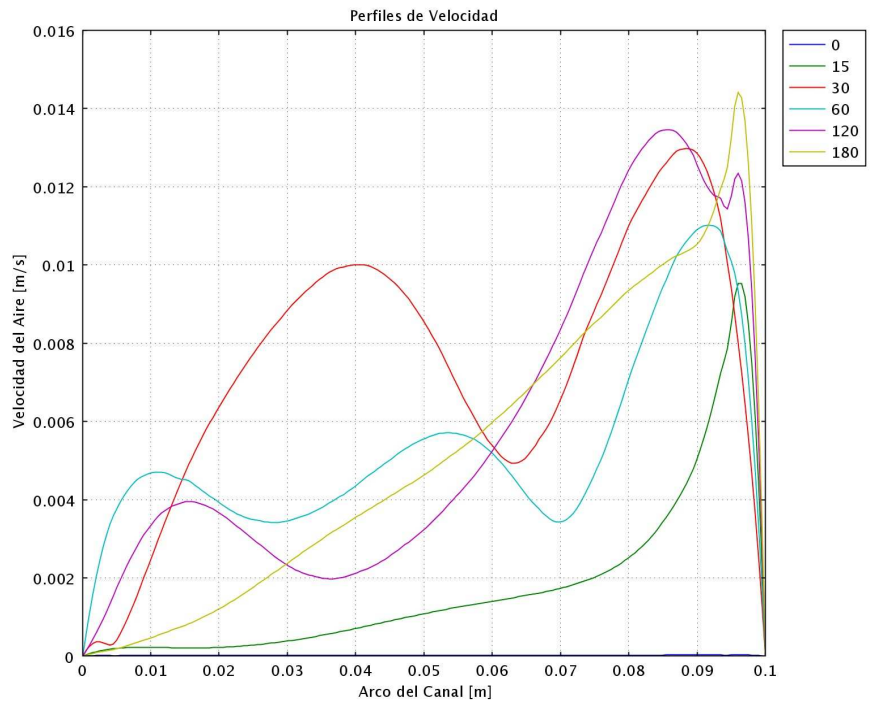


Figura 4.42: Perfil de velocidades a la entrada del canal ($x=0$).

En la salida del canal (Figura 4.43) es posible ver que la velocidad del fluido es mayor en la vecindad de las paredes del canal y en el centro del canal es más baja, salvo para $t = 120$ [s].

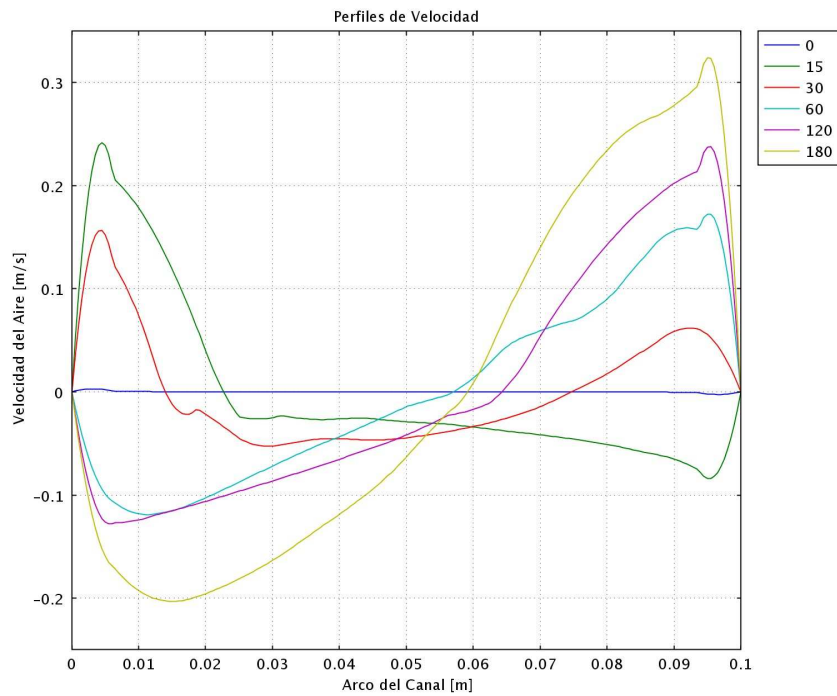


Figura 4.43: Perfil de velocidades a la salida del canal ($x=L$).

Las figuras 4.44, 4.45, 4.46, 4.47 y 4.48 muestran el perfil de velocidades en la zona vertical del canal de colección, donde es posible apreciar que en la zona inferior del canal (Figura 4.44) la velocidad se comporta como un campo de velocidades en un canal de placas paralelas, llegando a ser nula en las paredes, tal como es de esperar.

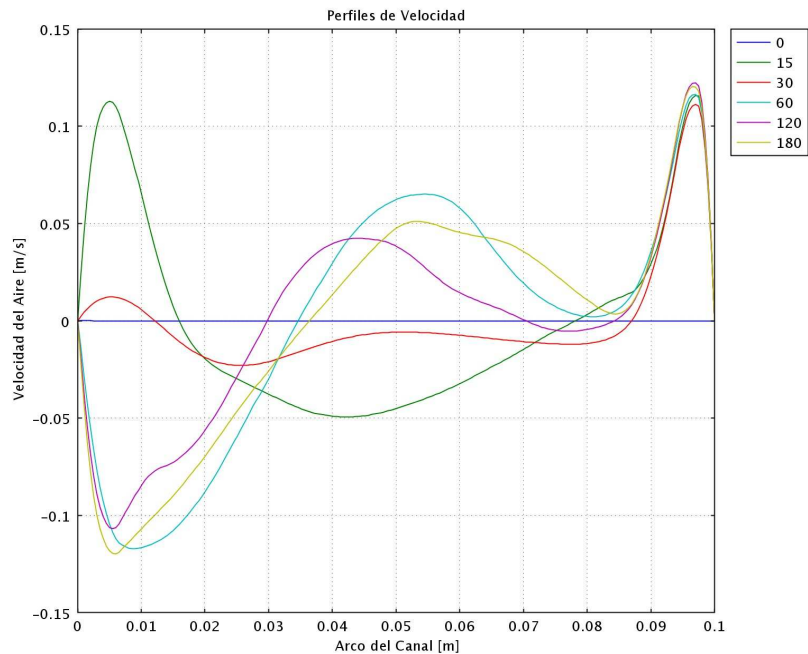


Figura 4.44: Perfil de velocidades al interior del canal ($y = 0.2$).

Sin embargo en la parte superior del canal de colección (Figura 4.45, 4.46, 4.47 y 4.48), el campo de velocidades presenta un comportamiento más aleatorio, debido a los “rollos de aire” generados por el flujo convectivo y la gravedad, sin embargo la velocidad continua siendo nula en las paredes para todos los tiempos como es de esperar.

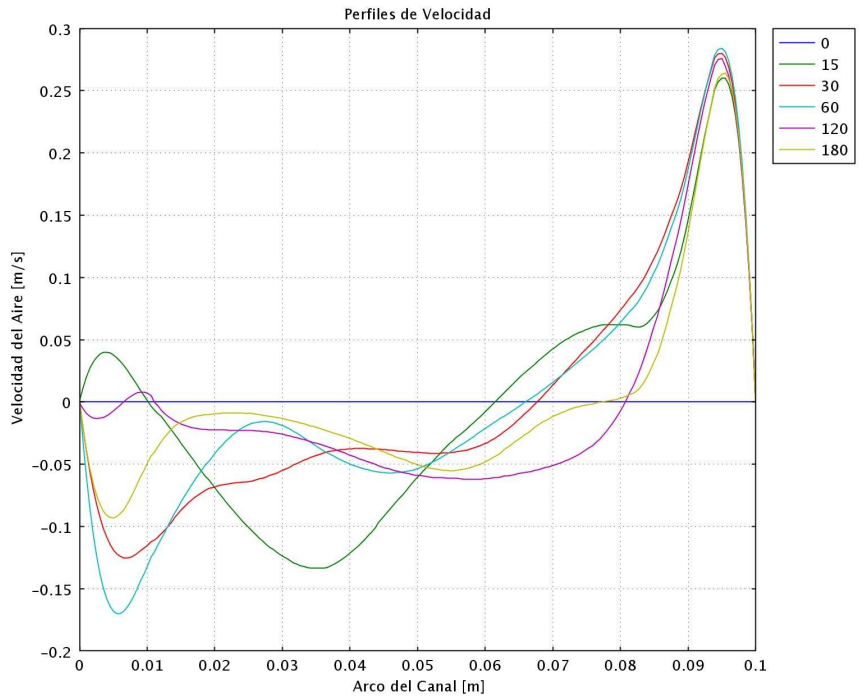


Figura 4.45: Perfil de velocidades al interior del canal ($y=0.6$).

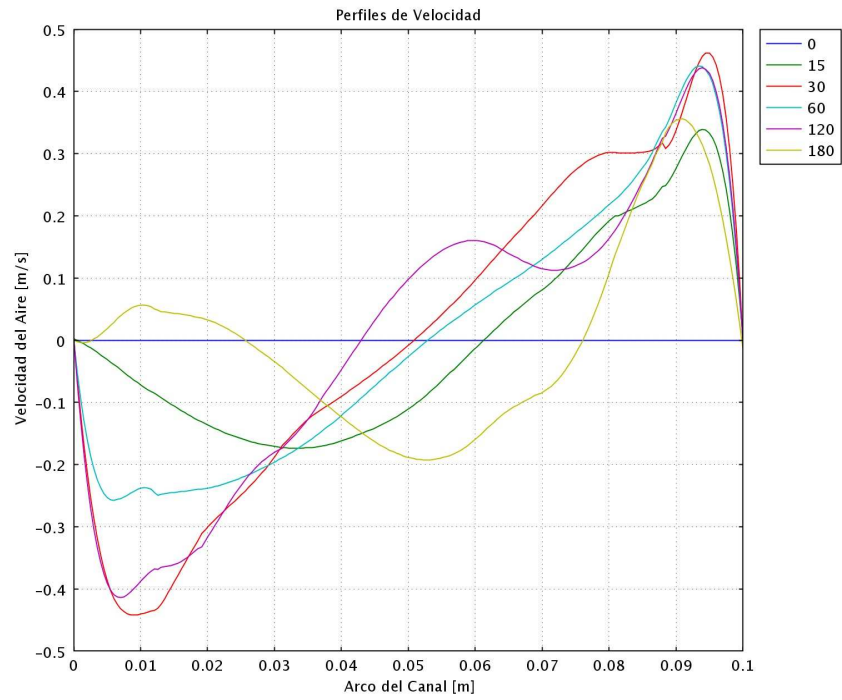


Figura 4.46: Perfil de velocidades al interior del canal ($y=1.2$).

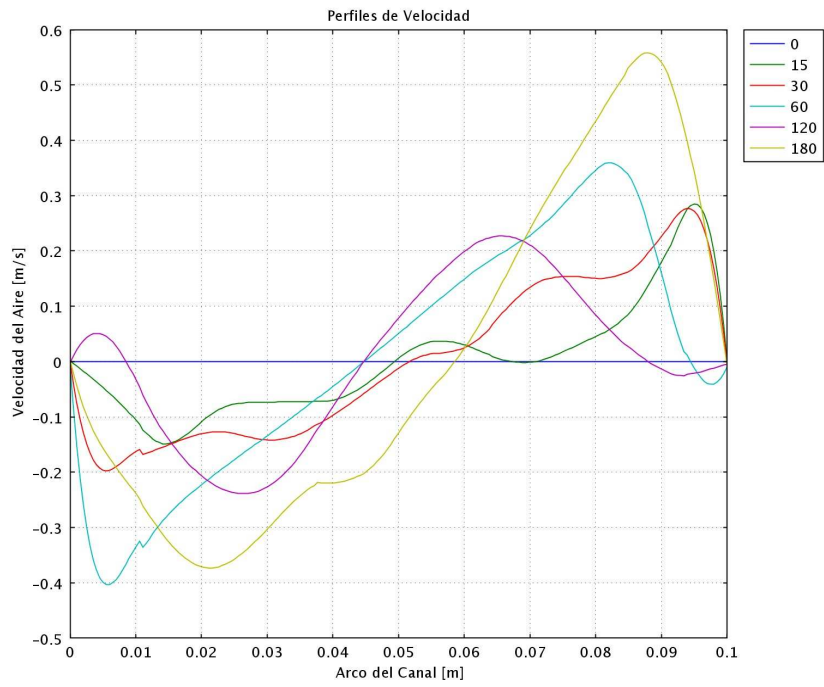


Figura 4.47: Perfil de velocidades al interior del canal ($y=1.6$).

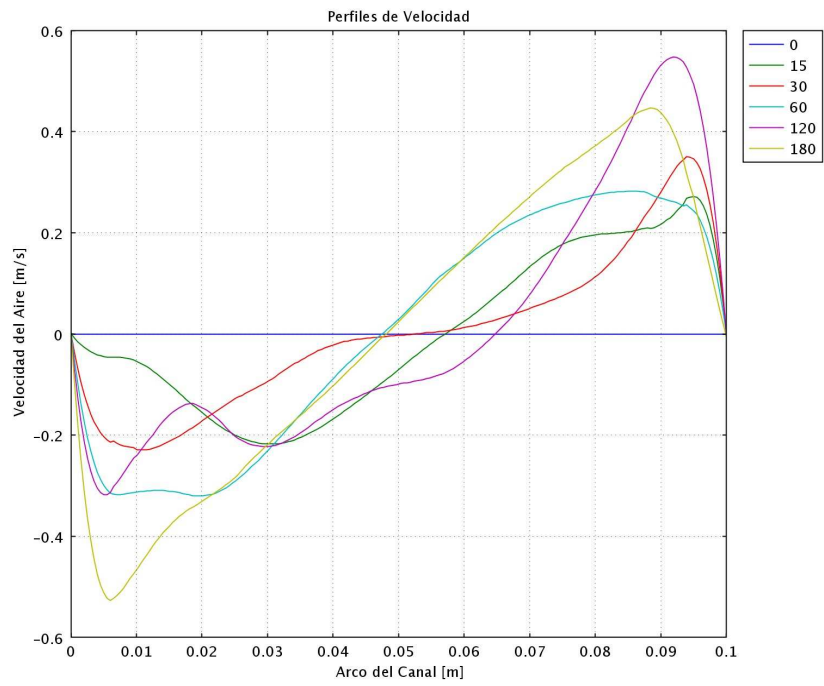


Figura 4.48: Perfil de velocidades al interior del canal ($y=2.2$).

El estado que se alcanza a los ciento ochenta segundos de simulación, corresponde a un estado térmico transiente, pero muy cercano al estado estacionario según lo que se puede apreciar en la figura 4.49, donde se muestra la evolución de la temperatura en el centro de la pared caliente.

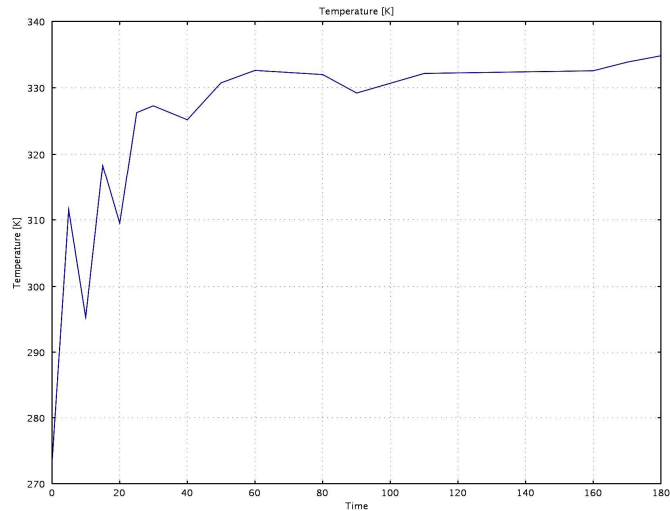


Figura 4.49 Evolución de la temperatura en el centro de la Masa Térmica.

Por otra parte en el instante final de la simulación el flujo de calor medio en la pared fría es $214,0 \text{ [W/m}^2\text{]}$ y el que sale del canal de colección $28,4 \text{ [W/m}^2\text{]}$ donde la suma de estos flujos de calor es similar al entregado por la pared caliente, que corresponde a $246,7 \text{ [W/m}^2\text{]}$, donde la diferencia es de $\pm 0,017\%$. Por lo que es posible afirmar que el fenómeno térmico se encuentra en un estado muy cercano al régimen permanente.

A continuación, la figura 4.50, muestra la evolución temporal del flujo de calor a través de la pared fría, obtenido como la integral sobre la pared fría del flujo de calor total.

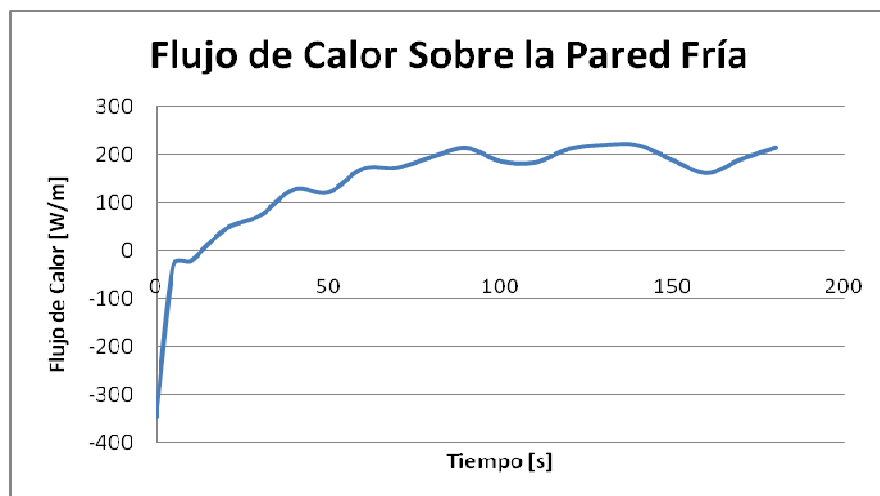


Figura 4.50 Evolución del Flujo de calor a través de la pared fría.

Número de Rayleigh para este ensayo se calcula según la ecuación (4.1),

Donde:

g: aceleración de gravedad (9,8 [m/s²]).

β : coeficiente de expansión térmica ($\beta = \frac{1}{\bar{T}_{Caliente} + \bar{T}_{Fría}} = 3,34 \times 10^{-3}$ [1/K]).

l: Largo equivalente del canal (l = 0,1 [m]).

ν : Viscosidad Cinemática ($\nu = 1,38 \times 10^{-5}$ [m²/s]).

α : Difusividad térmica ($\alpha = 2,17 \times 10^{-5}$ [m²/s]).

ΔT : Diferencia de temperatura.

Además ΔT se calcula según la siguiente ecuación (4.2).

Donde:

H = 2,47 [m].

$$\int_0^H T dy \Big|_{x=l} = 749,17 \text{ [m} \cdot \text{K]}.$$

$T_{x=0} = 283,15$ [K].

Luego reemplazando los datos correspondientes en la ecuación 4.2 se tiene que $\Delta T = 20,16$ [K]. Por último reemplazando el valor encontrado para ΔT y los datos correspondientes en la ecuación 5.1, se tiene que $Ra = 2,21 \times 10^6$.

A continuación en la tabla 4.1 se muestran los números de Rayleigh, que se expresa según la ecuación (4.1), obtenidos al interior del Canal de Colección (considerando las temperaturas cercanas a la pared caliente), tomando en cuenta distintas posiciones verticales al interior del canal y diferentes estados temporales.

Tabla 4.1: Numero de Rayleigh en el Canal de Colección

t [s]	Ra,f (y=0)	Ra,f (y=0,6)	Ra,f (y=1,2)	Ra,f (y=1,8)	Ra,f (y=2,4)
0	8,25E+05	8,25E+05	8,25E+05	8,25E+05	8,25E+05
15	6,58E+05	2,00E+06	2,33E+06	2,17E+06	7,81E+04
30	8,25E+05	2,29E+06	2,72E+06	2,51E+06	5,30E+05
60	6,58E+05	2,55E+06	3,02E+06	2,92E+06	1,23E+06
120	1,99E+05	2,72E+06	3,21E+06	2,33E+06	1,44E+06
180	0,00E+00	2,72E+06	3,18E+06	3,66E+06	9,61E+05

La ecuación utilizada para calcular el número de Nusselt, y que representa de mejor manera este parámetro a dimensional, se expresa de la siguiente manera [26]:

$$Nu = 0,42 \cdot R_a^{1/4} \cdot P_r^{0,012} \cdot (H/l)^{-0,3} \quad (4.3)$$

Donde:

R_a : Es el numero de Rayleigh, definido en la tabla 4.1.

P_r : Es el numero de Prandtl del Aire, fijo e igual a 0,7.

$F.A = H / l$: Es el Factor de forma del canal de coleccion, fijo e igual a 24,7.

A continuaci3n en la tabla 4.2 se muestran los n3meros de Nusselt, calculados seg3n la ecuaci3n 4.3, obtenidos al interior del Canal de Colecci3n (en las proximidades de la pared caliente), tomando en cuenta distintas posiciones verticales al interior del canal y diferentes estados temporales.

Tabla 4.2: Numero de Nusselt en el Canal de Colecci3n

t [s]	Nu (y=0)	Nu (y=0,6)	Nu (y=1,2)	Nu (y=1,8)	Nu (y=2,4)
0	5,4	5,4	5,4	5,4	5,4
15	5,1	6,5	6,8	6,7	3,0
30	5,4	6,7	7,0	6,9	4,8
60	5,1	6,9	7,1	7,1	5,8
120	3,8	7,0	7,2	6,8	6,1
180	0,0	7,0	7,2	7,4	5,5

4.3 Modelo Trombe y Recinto acoplado

El acoplamiento de modelos consiste en el desarrollo temporal del flujo de aire en un canal abierto al canal de colección del muro Trombe, con un recinto lateral acoplado al cual se descarga el flujo generado en el canal de colección.

Las dimensiones son del mismo orden de magnitud que un canal real, salvo por que el recinto lateral es estrecho (lo que se justifica debido a la gran cantidad de elementos que se necesitarían en un recinto lateral ancho).

El subdominio de análisis incluye solamente el aire, no habiendo participación de los sólidos en éste. Aunque el muro tiene un espesor definido se considera que no participa como masa térmica ni como conductor de calor. Se ignora además la radiación emitida y absorbida por todas las superficies.

El modelo supone además que el aire se mueve en régimen laminar. El tiempo total de simulación es de 65 segundos, con un paso de tiempo de 0,05 segundos.

A continuación se muestra el modelo del Muro Trombe y el recinto a calefaccionar que presentó los mejores resultados, utilizando tamaños de geometrías realistas.

4.3.1 Descripción del Acoplamiento de Modelos

En el acoplamiento de los modelos la pared vertical izquierda (vidrio) del canal de colección está a temperatura uniforme de 10 °C. El aire recibe, desde el muro de la derecha, un flujo de calor uniforme de 200 [W/m²]. El canal está conectado térmica y fluidodinámicamente con el recinto lateral mediante un ducto superior de salida de aire y uno inferior de entrada.

Algunas de las características principales utilizadas para acoplar el modelo el canal de colección y el recinto a calefaccionar son las siguientes:

Dimensiones:

Ancho del canal: 0,1 [m].

Ancho del Recinto: 0,9 [m].

Altura: 2,00 [m].

La figura 4.51 muestra la geometría del modelo estudiado y la enumeración de los bordes.

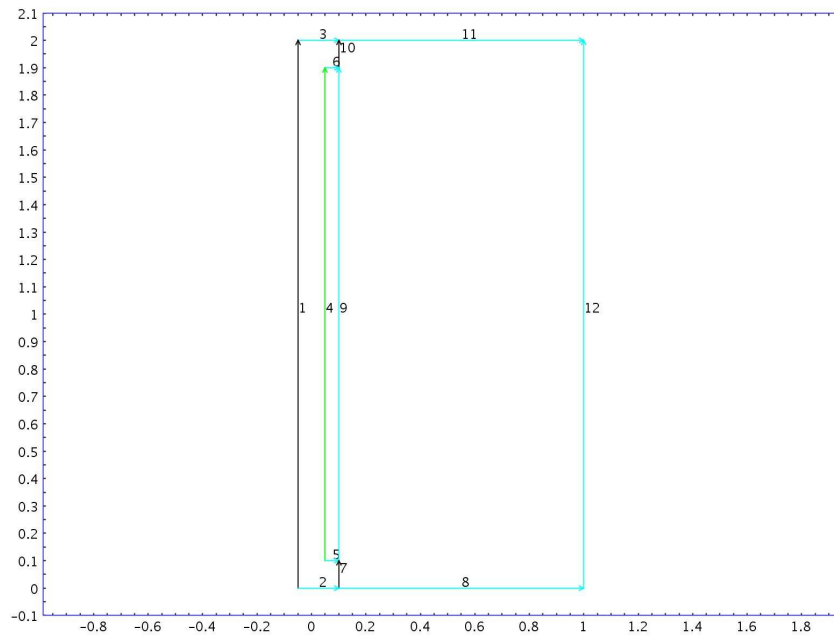


Figura 4.51: Diagrama de la geometría del Modelo Trombe y el Recinto acoplados.

Mallado:

En la Figura 4.52 se aprecia el mallado, triangular, de las geometrías acopladas, con 33008 elementos (el canal de colección y el recinto poseen 11888 elementos y 21120 elementos respectivamente).

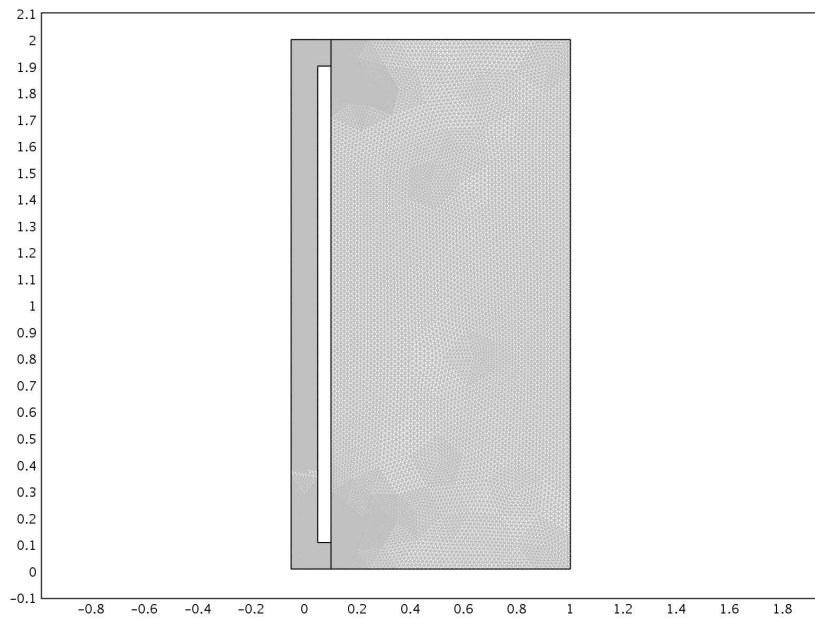


Figura 4.52: Mallado de la geometría de los modelos acoplados.

Multi-física:

Los módulos multi-físicos utilizados en el acoplamiento de los modelos son:

- Weakly Compressible Navier-Stokes (chns).
- Convection and Conduction (cc).

Condiciones de Borde:

Las condiciones de borde para la geometría mostrada en la figura 4.51, son las siguientes:

Modulo Navier-Stokes débilmente compresible:

- 1, 2, 3, 4, 5, 6, 8, 9, 11 y 12: Condición de pared y no-deslizamiento.
- 7 y 10: Continuidad.

Modulo Convección y Conducción:

- 2, 3, 5, 6, 8, 9, 11 y 12: Aislamiento Térmico (Condición adiabática).
- 1: Temperatura del Vidrio constante (283,15 [K]).
- 4: Flujo de calor emitido por la masa térmica (200 [w/m² K]).
- 7 y 10: Continuidad.

Propiedades Físicas:

Se consideran constante los siguientes parámetros fluidodinámicos:

- Densidad del aire: $\rho_{\text{Aire}}=1,177$ [Kg/m³].
- Viscosidad dinámica del aire: $\eta = 0,0000187$ [Pa*s].

La temperatura del aire (Non-isothermanl flow T) se toma como variable. A demás, no se considera ninguna presión ni velocidad inicial en el modelo.

Término de empuje utilizado para sacar al aire del reposo es:
$$F_y = \frac{g \cdot (T - \bar{T})}{T_\infty}$$

Se consideran constante los siguientes parámetros térmicos:

- Conductividad térmica (isotrópica): $K=0,025$ [W/m K].
- Capacidad térmica a presión constante: $C_p = 1006$ [J/Kg K].

Se considera una temperatura inicial del aire de $T = 275,15$ [K].

El campo de velocidades $U = U(u,v)$ [m/s] se considera variable y dependiente de las velocidades en el eje horizontal y vertical.

4.3.2 Resultados del Acoplamiento de los Modelos

A continuación se muestran algunos resultados obtenidos del post-procesamiento del modelo con un paso de tiempo $\Delta t = 0,05[s]$ y un tiempo total de simulación $t = 65[s]$.

Como la condición de aislamiento en el recinto derecho llevaría al sistema a un estado final de temperatura uniforme sin movimiento, lo que interesa estudiar en este caso es el régimen transiente.

La Figura 5.43 muestra el campo de temperaturas generado después de un tiempo de simulación de 65 segundos. En la figura es posible apreciar que en el recinto se alcanza una temperatura de alrededor de 295 [K] (22 °C aproximadamente).

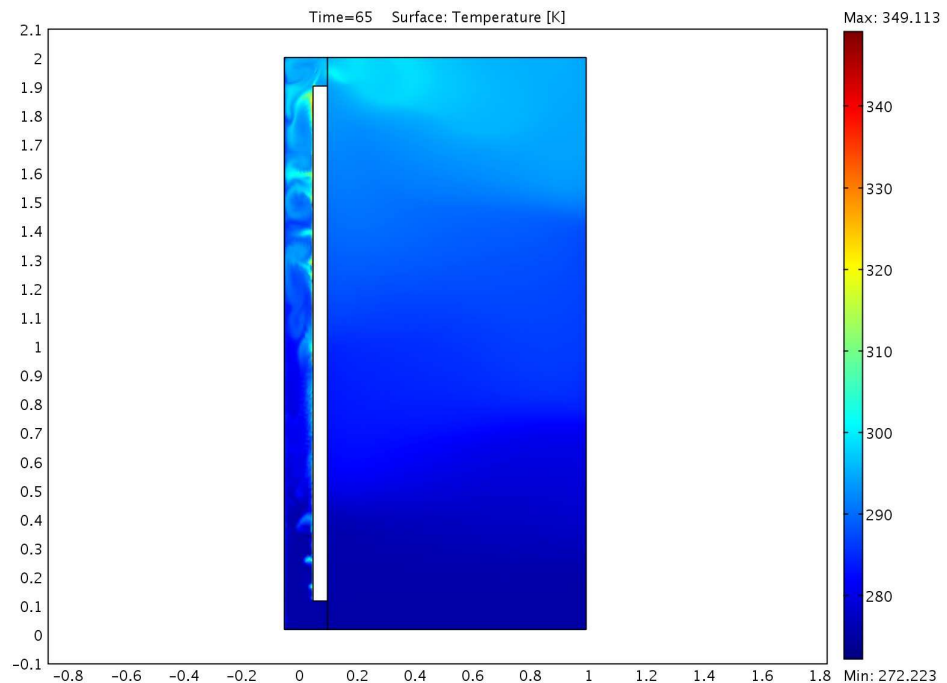


Figura 4.53: Campo de Temperaturas.

El campo de temperatura generado por el modelo, es el que se muestra en la figura 4.54.

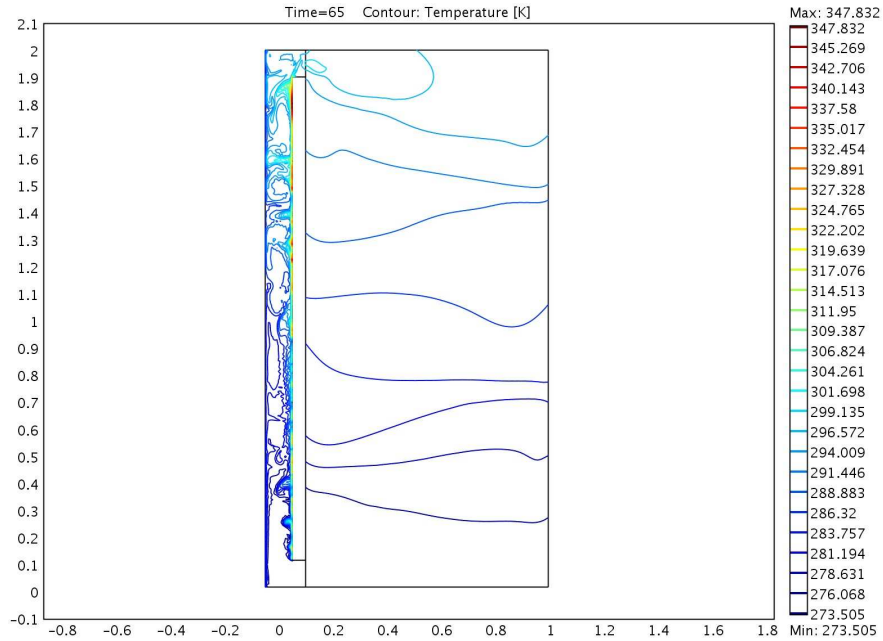


Figura 4.54: Campo de Temperaturas.

La figura 4.55 muestra contornos del modulo de velocidad generado, tanto en el canal de coleccion como en el recinto, debido a la conveccion natural del aire.

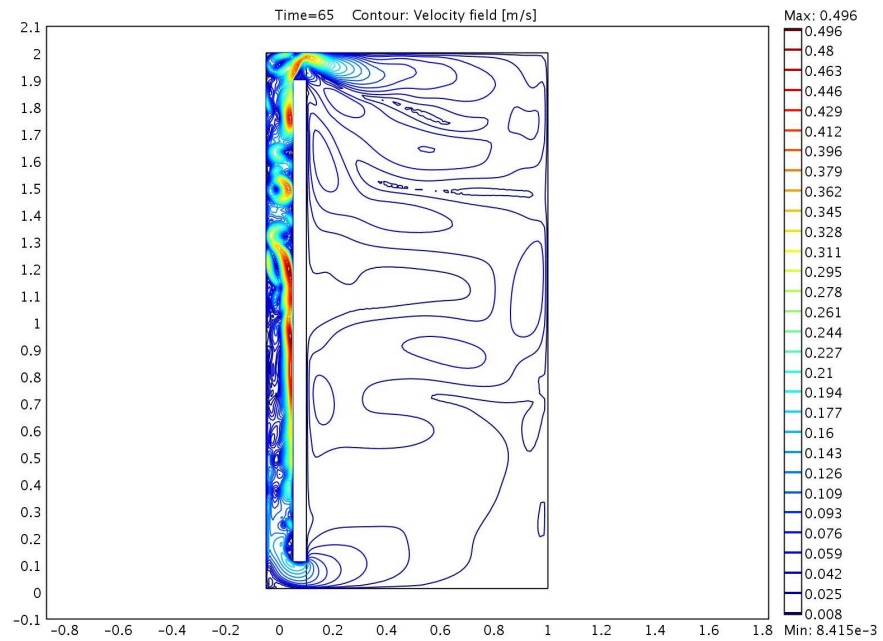


Figura 4.55: Contornos del Modulo de la Velocidad.

En la figura 4.56 se observan los vectores de velocidad del aire, donde es posible apreciar una corriente de aire ascendente en la pared 4, correspondiente a la masa térmica.

También es posible apreciar una corriente descendente por la pared 1, correspondiente al vidrio, debido a la diferencia de temperatura que se produce entre el vidrio y la masa térmica.

Además se aprecia el movimiento del aire al interior del recinto, debido al aire que sale desde el canal de colección y que impulsa el movimiento del aire en el recinto a calefaccionar.

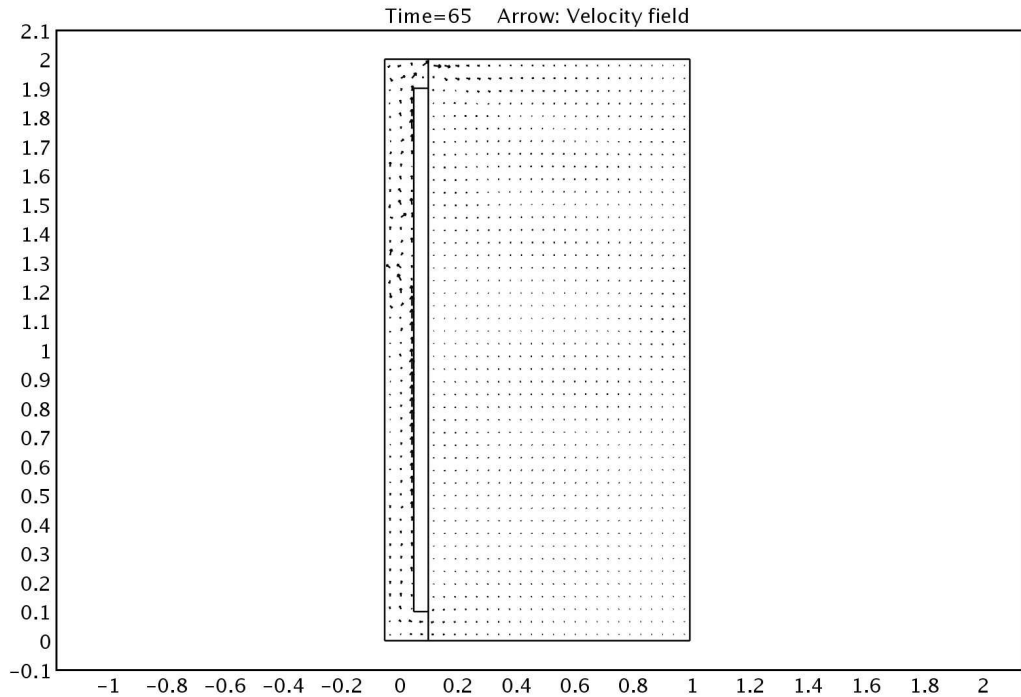


Figura 4.56: Vectores de Velocidad.

La figura 4.57 muestra el flujo de calor, donde se aprecian grandes flujos de calor al interior del canal de colección, donde se producen los “rollos de aire” debido a la convección natural.

También es posible observar que el efecto de los “rollos de aire” produce una distribución del calor al interior del canal, sin embargo éstos se deshacen al salir del canal de colección e ingresar al recinto.

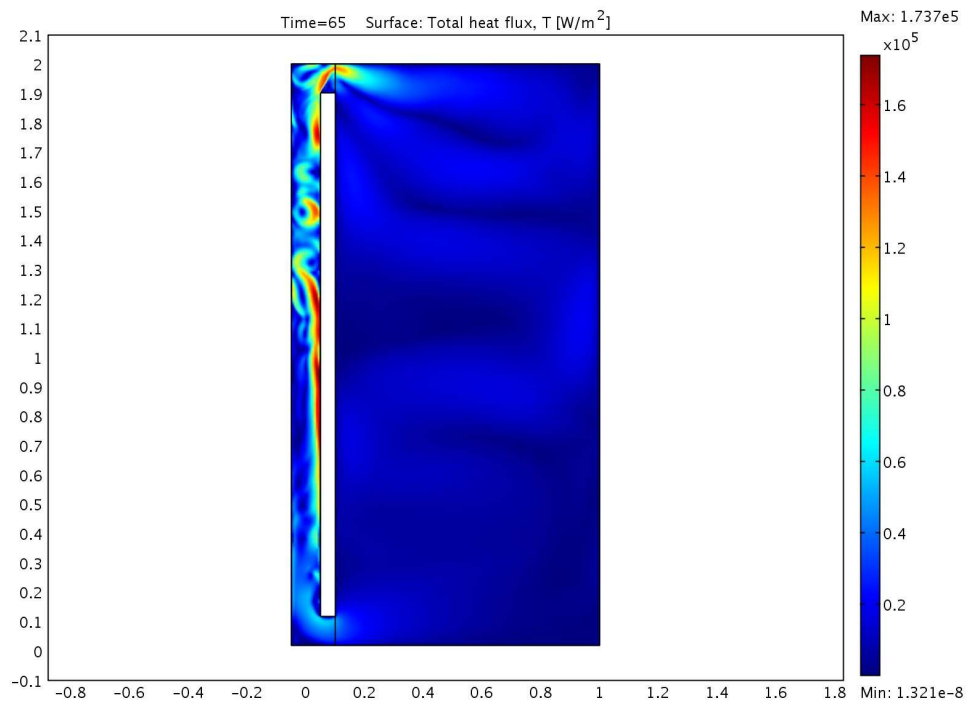


Figura 5.57: Flujo de Calor.

La Figura 4.58 muestra un diagrama vectorial del flujo de calor, correspondiente a la mitad superior del canal de colección y el recinto, donde se aprecian las corrientes ascendentes y descendentes del aire, a demás aprecian los flujos que ingresan al recinto.

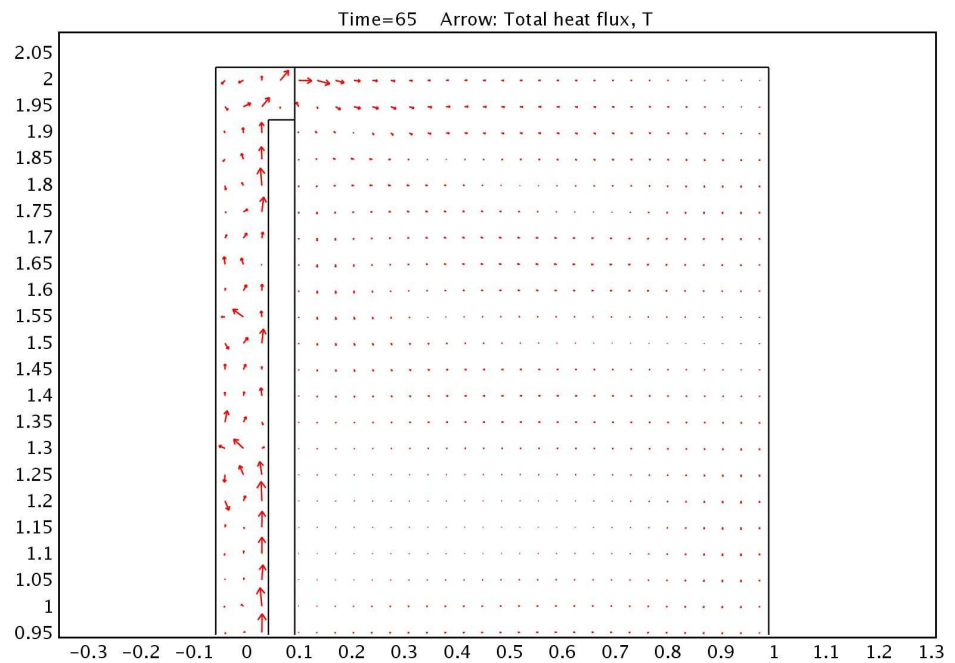


Figura 4.58: Vectores de Flujo de Calor.

A continuación se muestra la evolución del campo de temperaturas para los modelos acoplados (Figuras 4.59 a 4.67)

Al Comienzo (Figuras 4.59 y 4.60) la pared derecha se comporta como fría, porque no ha entregado calor todavía, y la pared izquierda es caliente porque esta a mayor temperatura que el aire. Esta condición es momentánea, ya que después la pared derecha pasa a ser la caliente. De todas maneras, al comienzo, se forman sobre las dos paredes del canal capas calientes de fluido que ascienden.

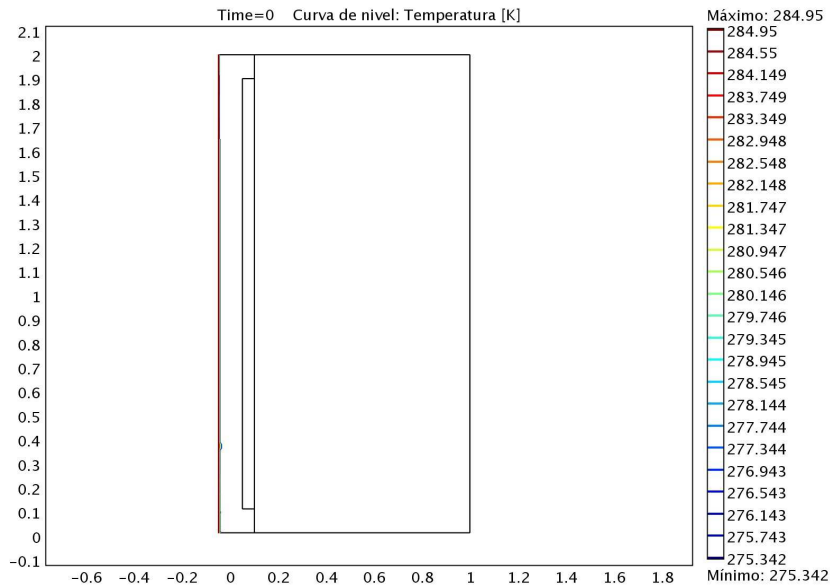


Figura 4.59: Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 0$ [s].

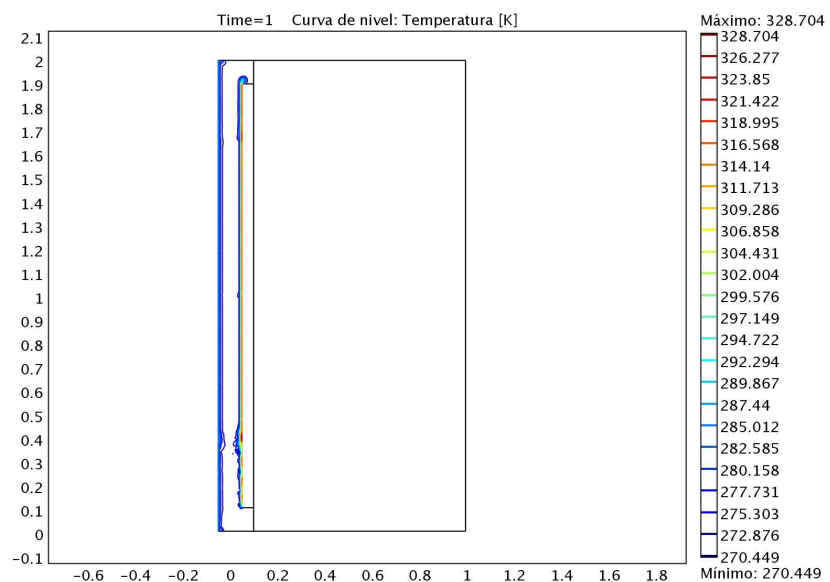


Figura 4.60: Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 1$ [s].

A los 3 segundos (Figura 4.61) ya se observa una descarga de fluido al recinto derecho, cuando ambas paredes del canal todavía no interactúan. Se observan ondulaciones en las capas límite de temperatura que se desarrollan desde el comienzo en todo lo alto de las paredes.

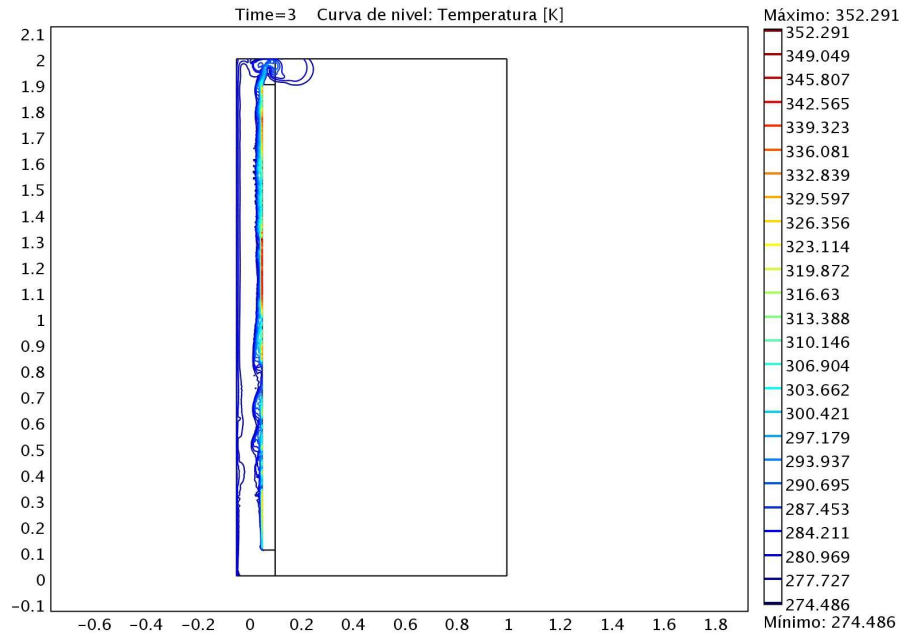


Figura 4.61: Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 3$ [s].

A los 5 segundos la propagación en el canal de colección ha llegado cerca de la entrada de aire. En la zona de propagación interactúan los flujos generados en las dos paredes, produciendo varios loops locales que cambian constantemente de forma y posición.

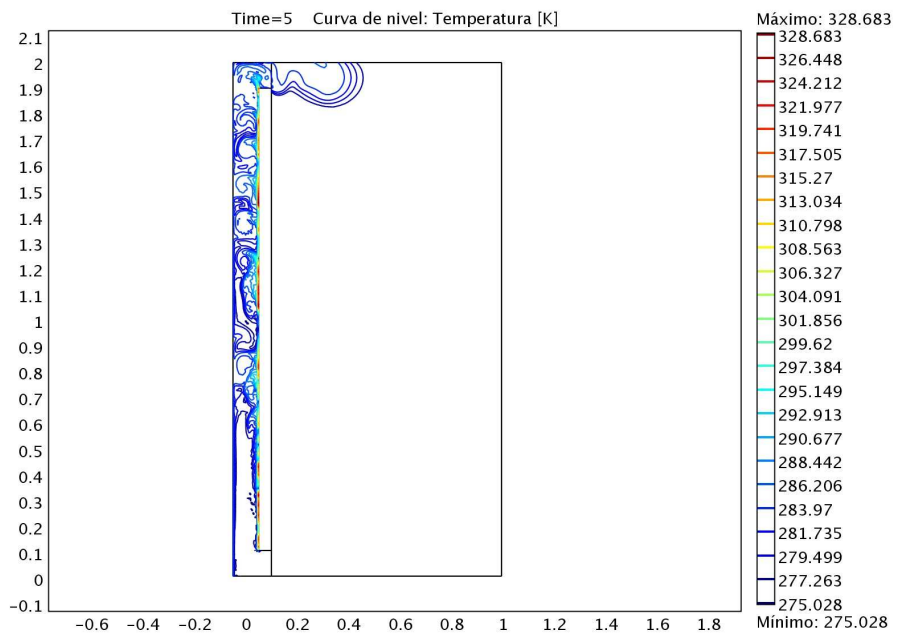


Figura 4.62: Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 5$ [s].

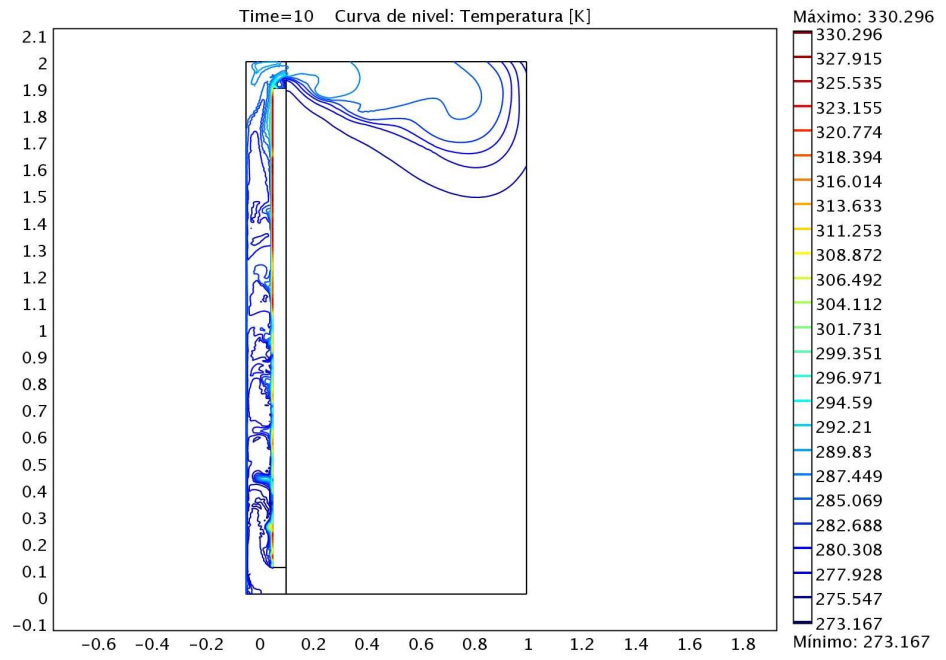


Figura 4.63: Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 10$ [s].

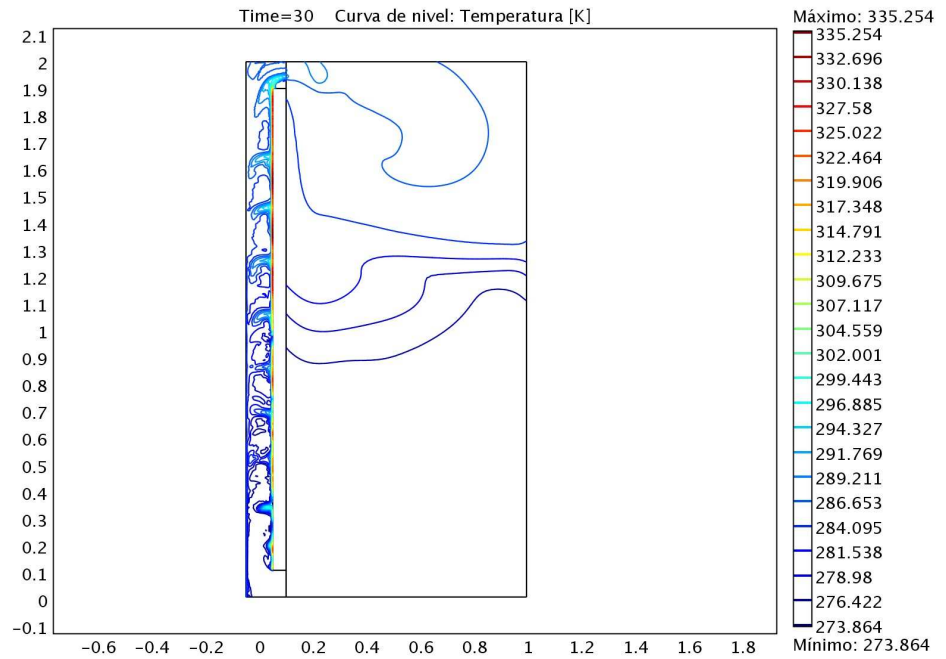


Figura 4.64: Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 30$ [s].

A los 50 segundos la propagación de la temperatura, en el recinto, ha llegado cerca de la salida de aire. En el recinto interactúan los flujos generados en el canal de colección, produciendo un incremento gradual de la temperatura hacia las zonas más bajas del recinto a calefaccionar.

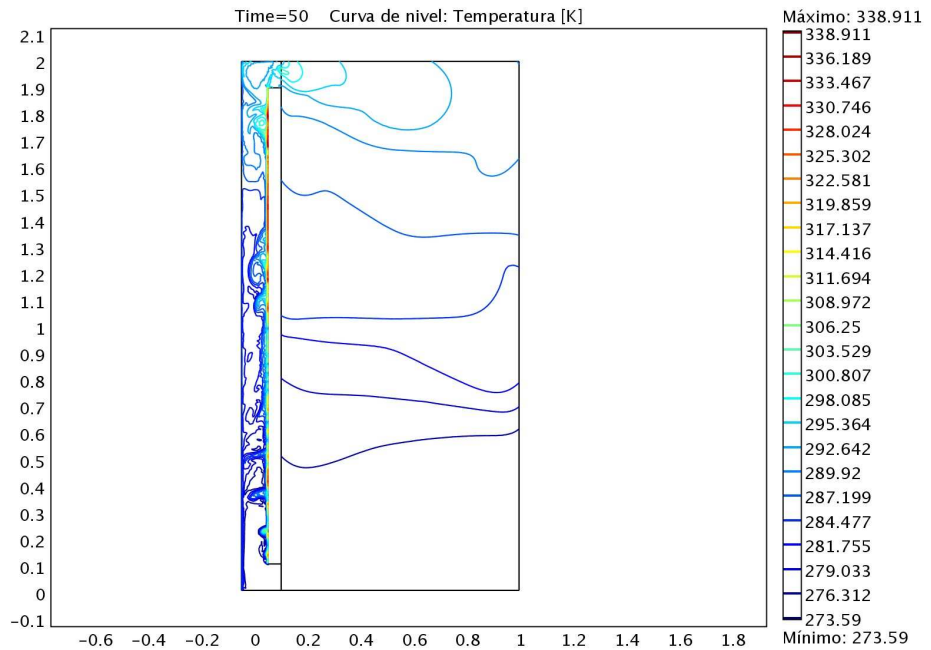


Figura 4.65: Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 50$ [s].

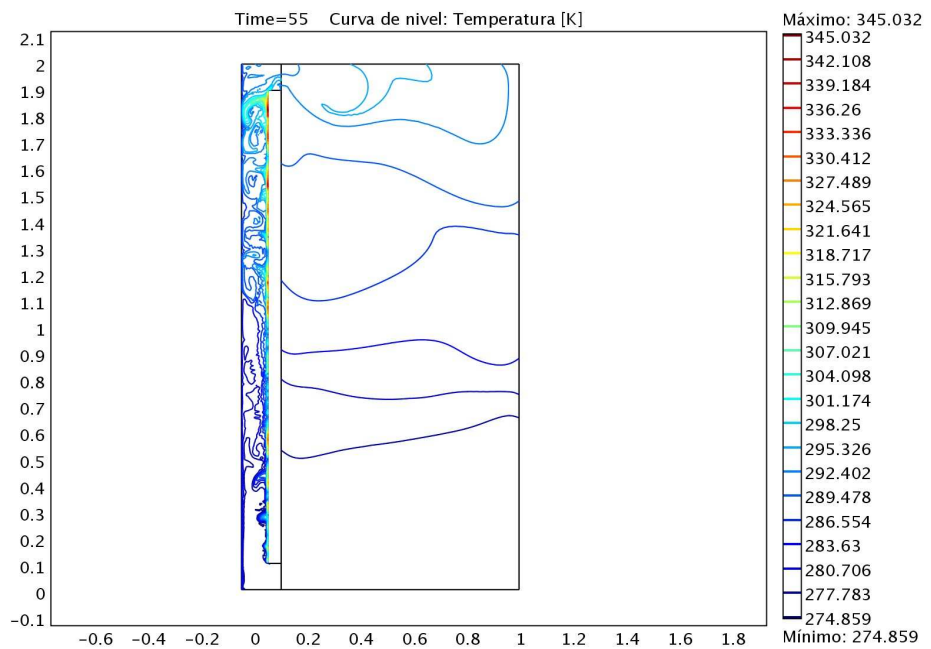


Figura 4.66: Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 55$ [s].

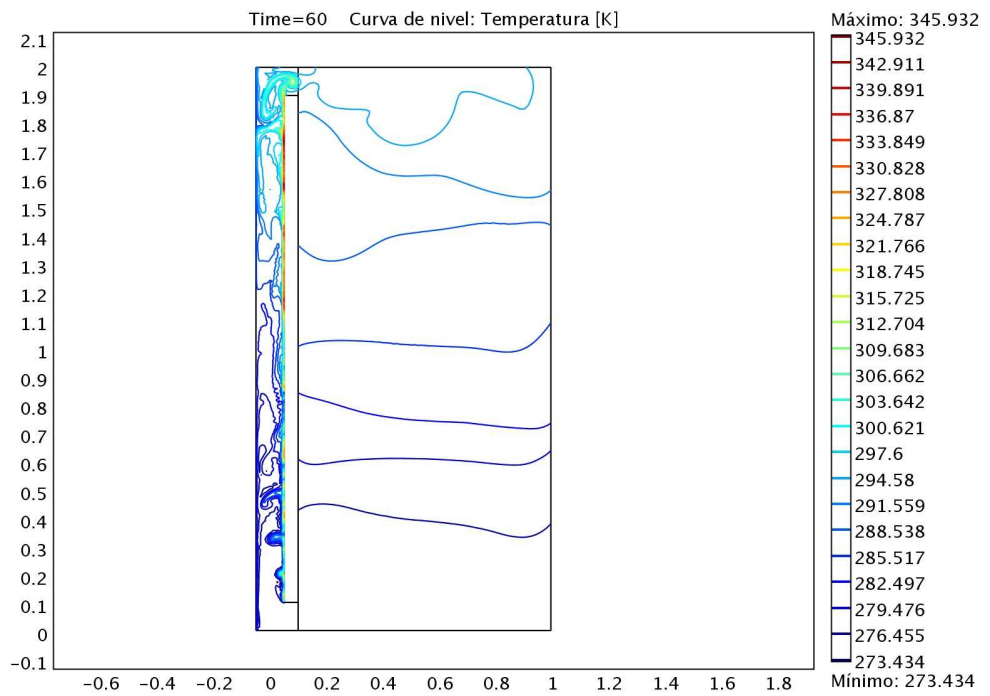


Figura 4.67: Campo de Temperaturas en un tiempo $t = 60$ [s].

En el siguiente grafico se muestra la evolución de la temperatura en el tiempo, en la masa térmica, para distintos niveles de altura del Muro Trombe.

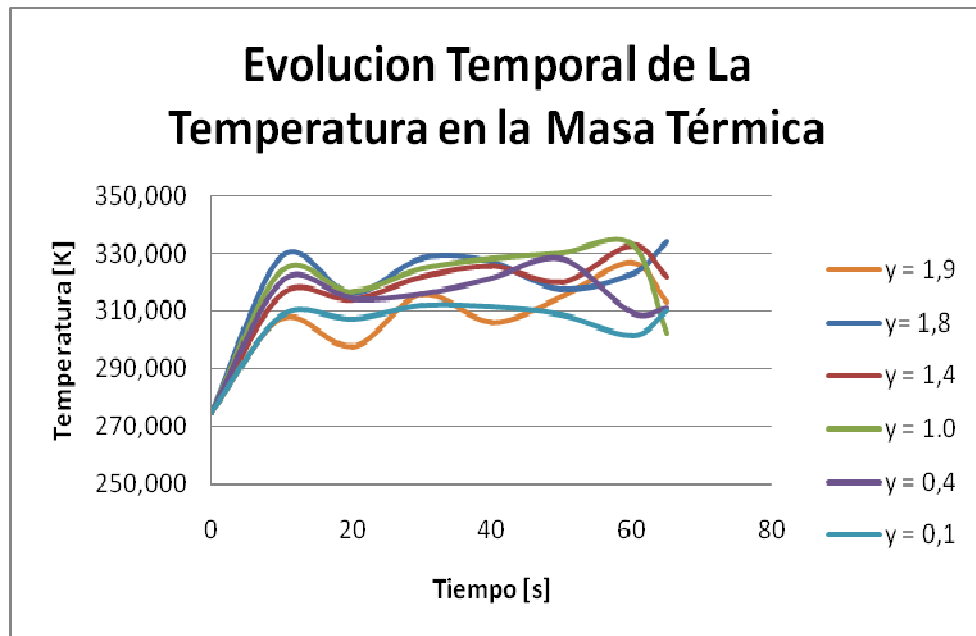


Figura 4.68: Evolución temporal de la Temperatura en la Masa Térmica.

A continuación se muestran los perfiles de temperatura al interior del canal y el recinto, para distintos tiempos (0, 5, 10, 30, y 60 [s]), obtenidos del modelo en estudio.

Es posible apreciar que a la entrada del canal (Figura 4.69) las mayores temperaturas se alcanzan en la zona cercana a la Masa Térmica ($y = 0,1$). Además la temperatura del aire aumenta a medida que la pared derecha (“masa térmica”) va entregando calor.

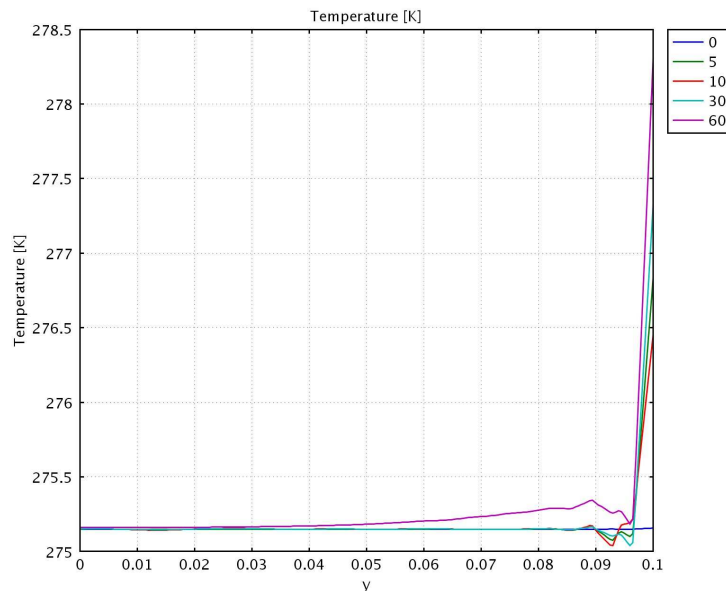


Figura 4.69: Perfil de temperatura a la entrada del canal ($x=0,05$).

En la salida del canal (Figura 4.70) es posible ver que existe una tendencia al incremento de la temperatura con el tiempo, sin embargo existen fluctuaciones temporales de las curvas de temperatura debido al movimiento de los rollos de aire.

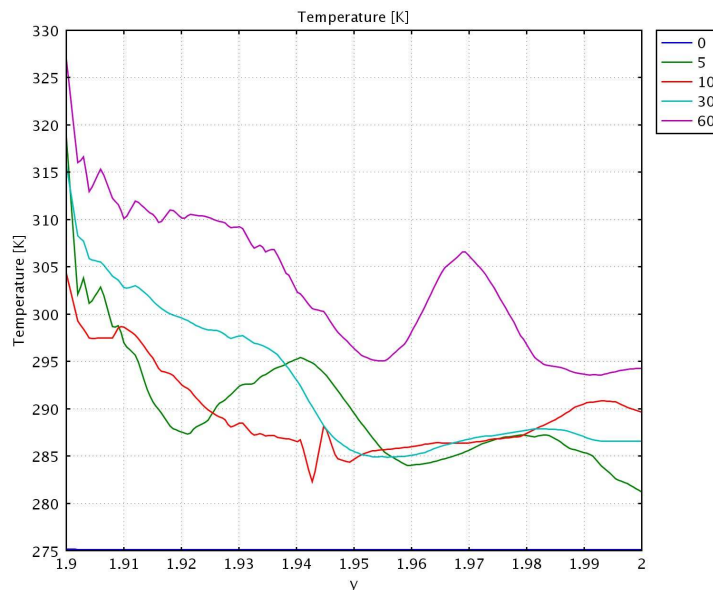


Figura 4.70: Perfil de temperatura a la salida del canal ($x=0,05$).

Las figuras 4.71, 4.72, 4.73, 4.74 y 4.75 muestran perfiles de temperatura en la zona vertical del canal de colección y el recinto a calefactar respectivamente

En la parte baja del canal (Figuras 4.71, 4.72 y 4.73) es posible apreciar que la temperatura es creciente con el tiempo, y los mayores gradientes de temperatura se producen en la vecindad de la Masa Térmica. Así mismo se observa un incremento de la temperatura en el recinto en los instantes finales de la simulación debido al calor entregado por el canal de colección.

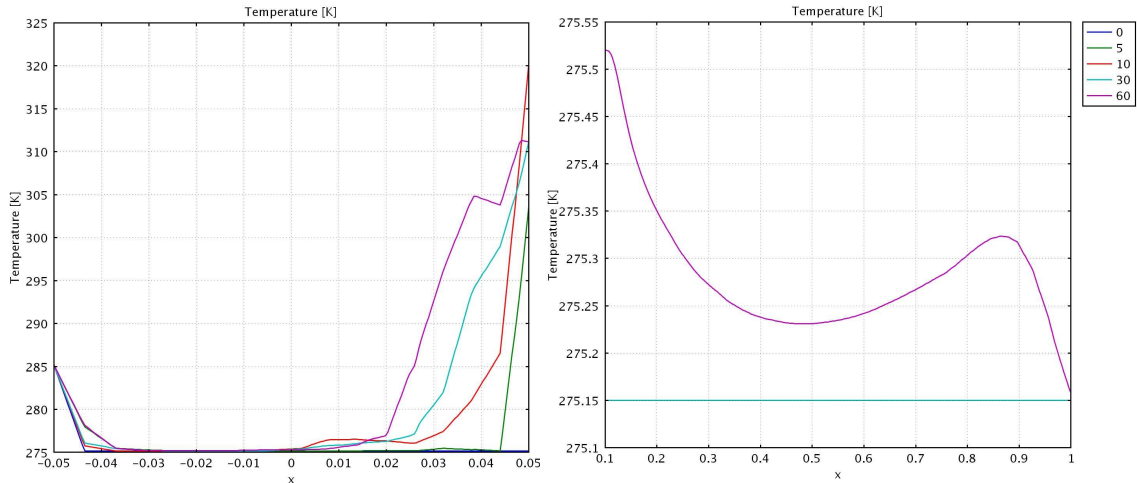


Figura 4.71: Perfil de temperatura al interior del canal y en el recinto respectivamente ($y=0.2$).

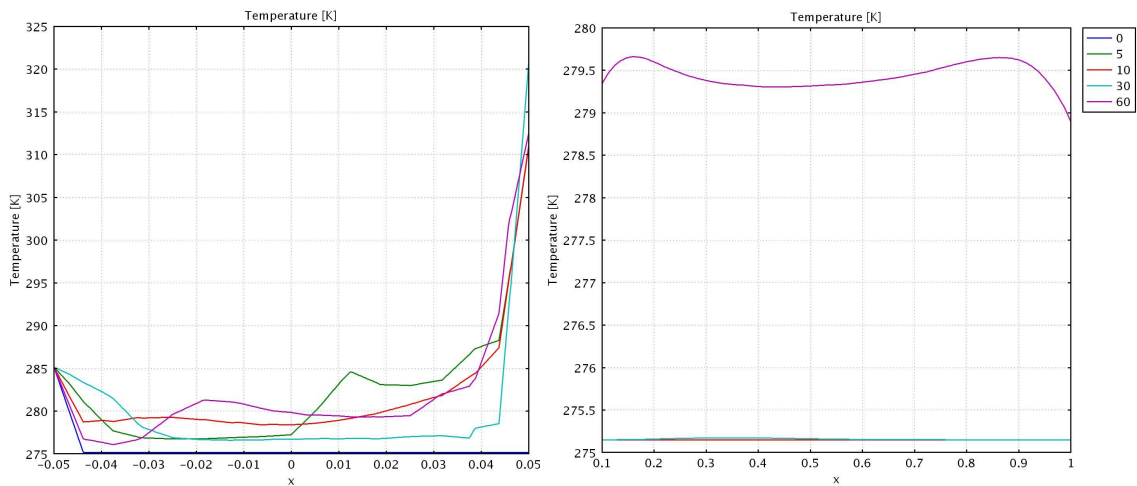


Figura 4.72: Perfil de temperatura al interior del canal y en el recinto respectivamente ($y=0.6$).

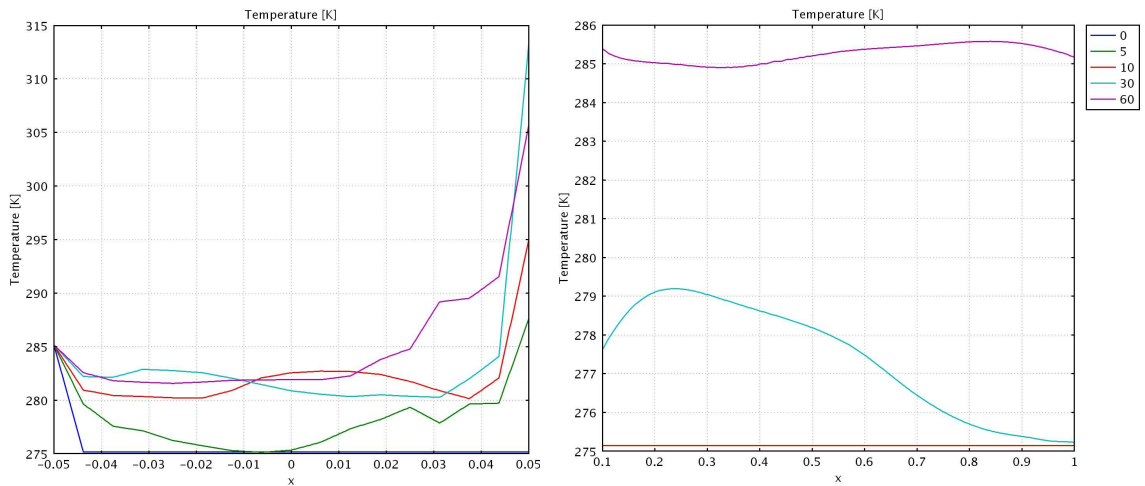


Figura 4.73: Perfil de temperatura al interior del canal y en el recinto respectivamente ($y=1.0$).

En la Figura 4.74 es posible distinguir que en $y=1,6$ [m] la pared izquierda ha comenzado a ser fría a los 30 segundos. También se observa que la temperatura del recinto comienza a aumentar a partir de los 10 segundos, debido al calor entregado por el canal de colección.

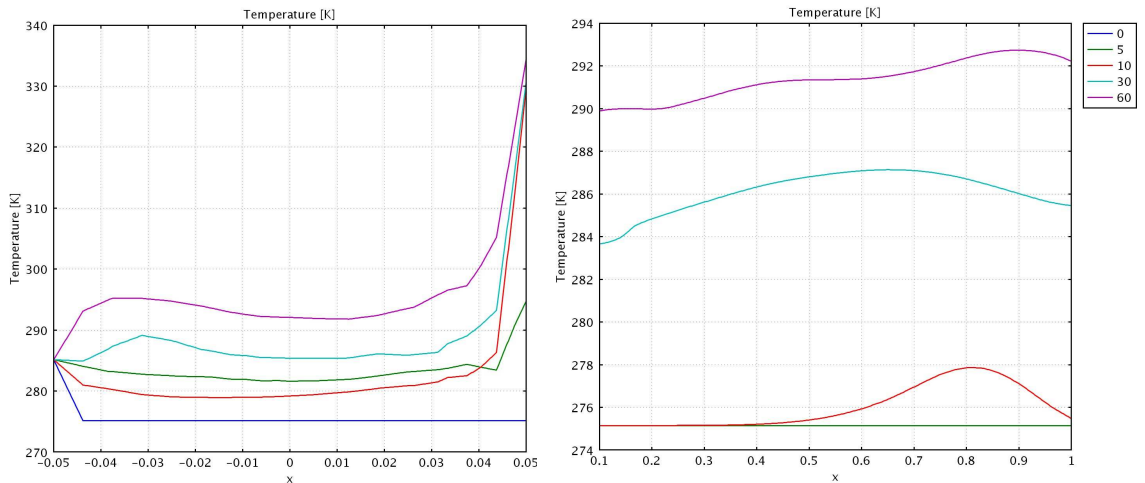


Figura 4.74: Perfil de temperatura al interior del canal y en el recinto respectivamente ($y=1.6$).

En la parte superior del canal de colección (Figura 4.75), la temperatura presenta un comportamiento más aleatorio, debido a los “rollos de aires” generados por el flujo convectivo y la gravedad. Lo mismo ocurre en los primeros instantes en el recinto en la zona cercana a la salida del canal de colección ($x = 0,1$ [m]), donde los mismos “rollos de aire” generados en el canal de colección hacen contacto con el aire del recinto.

En este caso también es posible ver que desde muy temprano el aire que sale del canal de colección, comienza a elevar la temperatura del recinto.

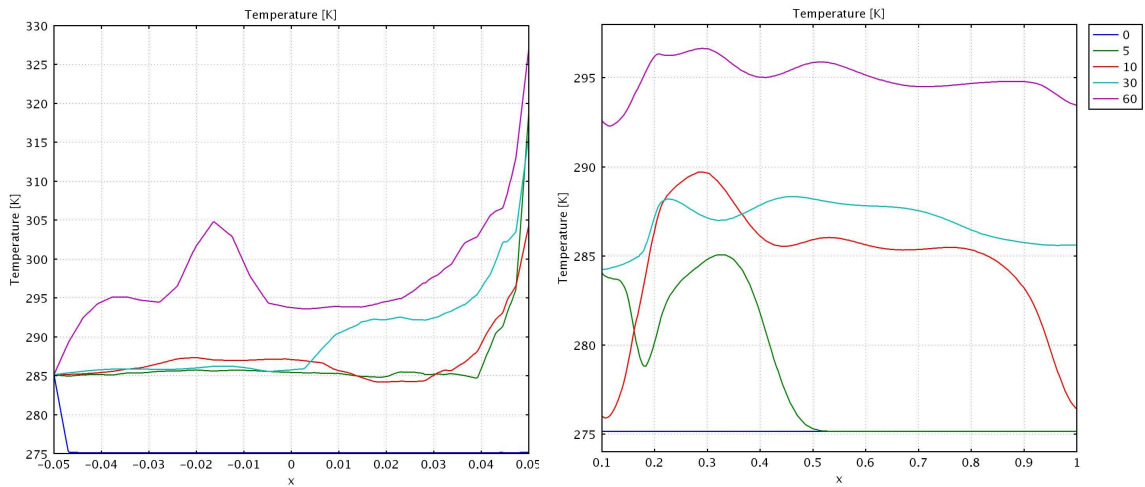


Figura 4.75: Perfil de temperatura al interior del canal y en el recinto respectivamente ($y=1.9$).

A continuación se muestran los perfiles de velocidad al interior del canal y el recinto, para distintos tiempos (0, 5, 10, 30, y 60 [s]), obtenidos del modelo en estudio.

Los perfiles de velocidad, que se muestran a continuación se aprecia que las curvas varían grandemente de forma entre instante e instante, dado que la configuración de rollos no es estable en el tiempo (los rollos se desplazan verticalmente).

Es posible apreciar que a la entrada del canal (Figura 4.76) las mayores velocidades se producen en la zona cercana a la Masa Térmica ($y = 0,1$).

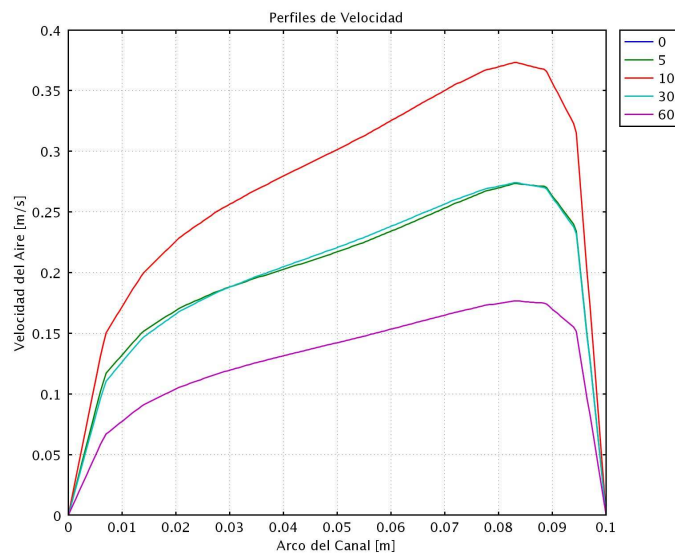


Figura 4.76: Perfiles de velocidad a la entrada del canal ($x=0,1$).

En la salida del canal (Figura 4.77) es posible ver que la velocidad del fluido es mayor en la vecindad de la pared superior del canal.

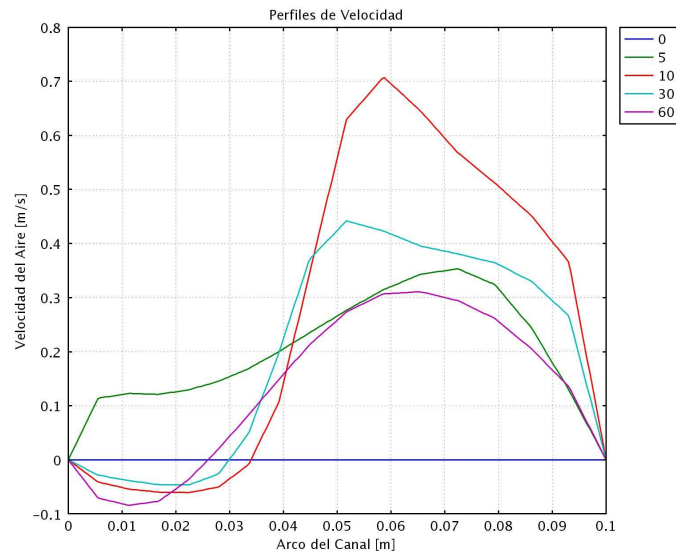


Figura 4.77: Perfiles de velocidad a la salida del canal ($x=0,1$).

Las figuras 4.78, 4.79, 4.80, 4.81 y 4.82 muestran los perfiles de velocidad en la zona vertical del canal de colección y el recinto a calefaccionar, donde es posible apreciar que en la zona inferior del canal (Figura 4.78) la velocidad es mayor en la zona cercana a la pared izquierda, debido a que esta se comporta como pared caliente en los primeros instantes, llegando a ser nula en las paredes. En tanto que en el recinto se observa un mayor gradiente de velocidades en la zona cercana a la entrada del canal de colección debido al flujo de aire que ingresa a este último, también es posible apreciar que el gradiente de velocidad disminuye con el tiempo.

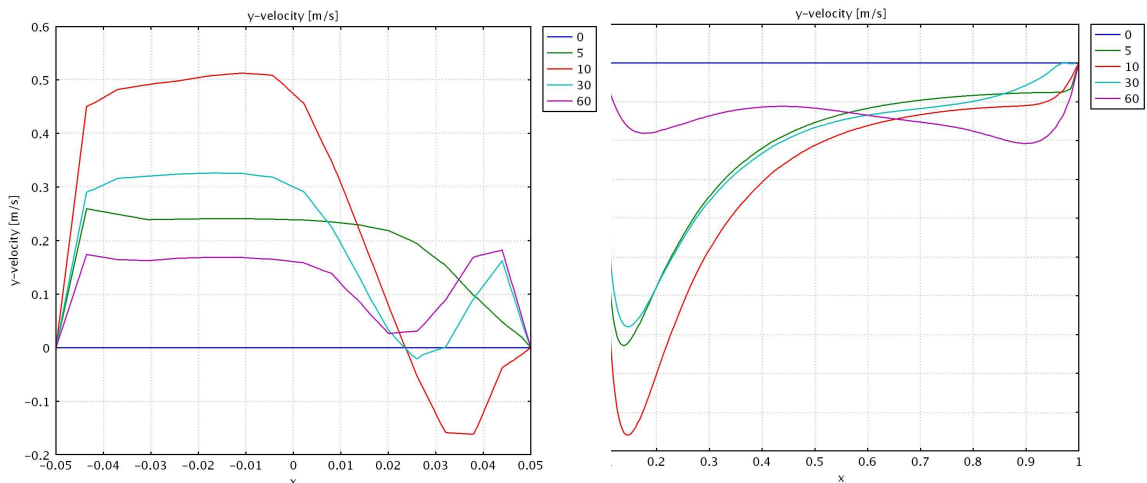


Figura 4.78: Perfiles de velocidad al interior del canal y en el recinto respectivamente ($y = 0.2$).

En las Figuras 4.79 y 4.80, el campo de velocidades del canal de colección presenta un comportamiento más aleatorio, debido a los “rollos de aire” generados por el flujo convectivo y la gravedad, sin embargo la velocidad continua siendo nula en las paredes para todos los tiempos como es de esperar.

El recinto también presenta un comportamiento bastante aleatorio de las curvas de velocidad.

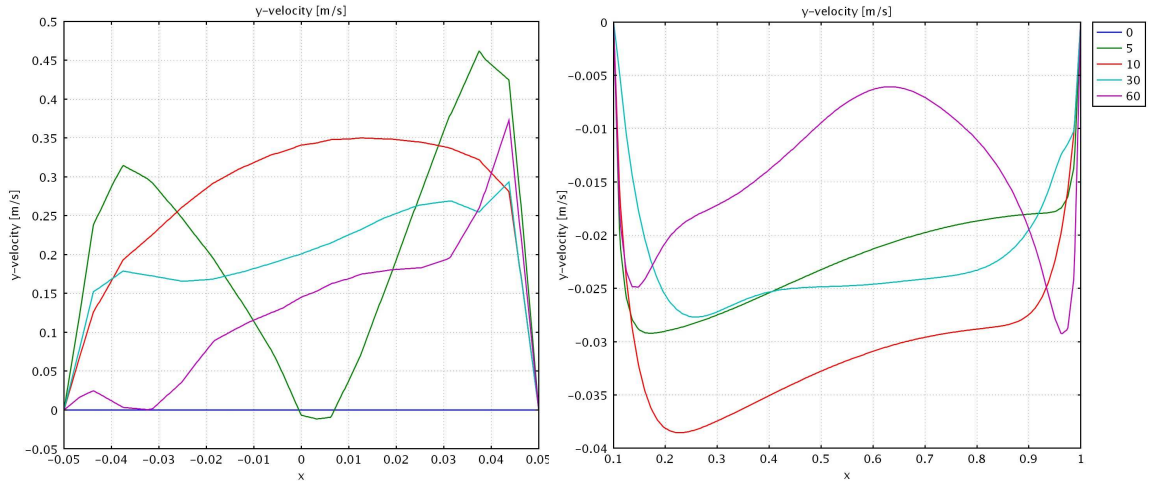


Figura 4.79: Perfiles de velocidad al interior del canal y en el recinto respectivamente ($y = 0.6$).

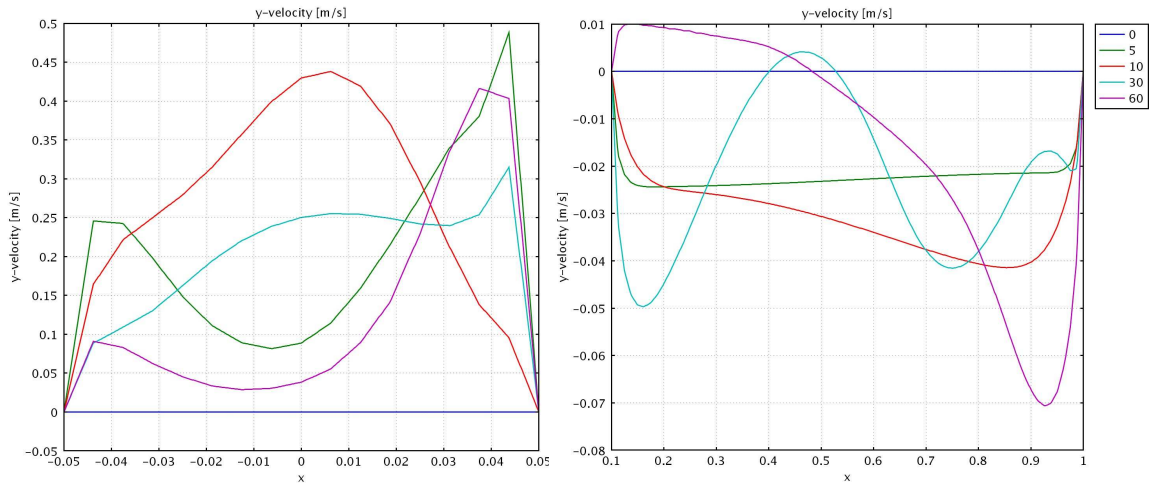


Figura 4.80: Perfiles de velocidad al interior del canal y en el recinto respectivamente ($y = 1.0$).

En la parte superior del canal de colección (Figuras 4.81 y 4.82), el campo de velocidades también presenta un comportamiento aleatorio, debido a los “rollos de aire” generados por el flujo convectivo y la gravedad, sin embargo aquí se aprecian mayores gradientes de velocidad en las proximidades de la Masa Térmica.

También en el recinto se observa un comportamiento bastante aleatorio de la velocidad debido a los “rollos de aire” que salen del canal de colección.

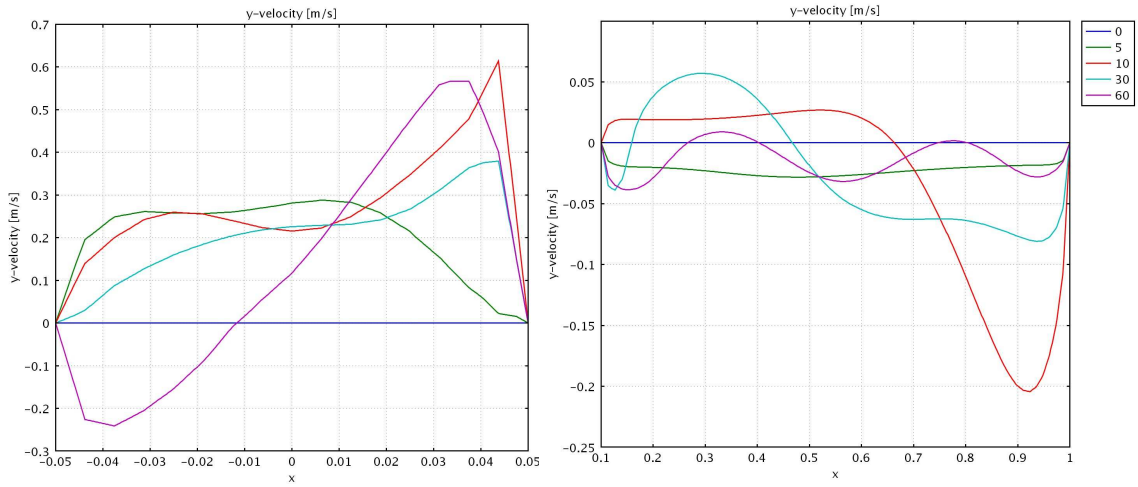


Figura 4.81: Perfiles de velocidad al interior del canal y en el recinto respectivamente ($y = 1.6$).

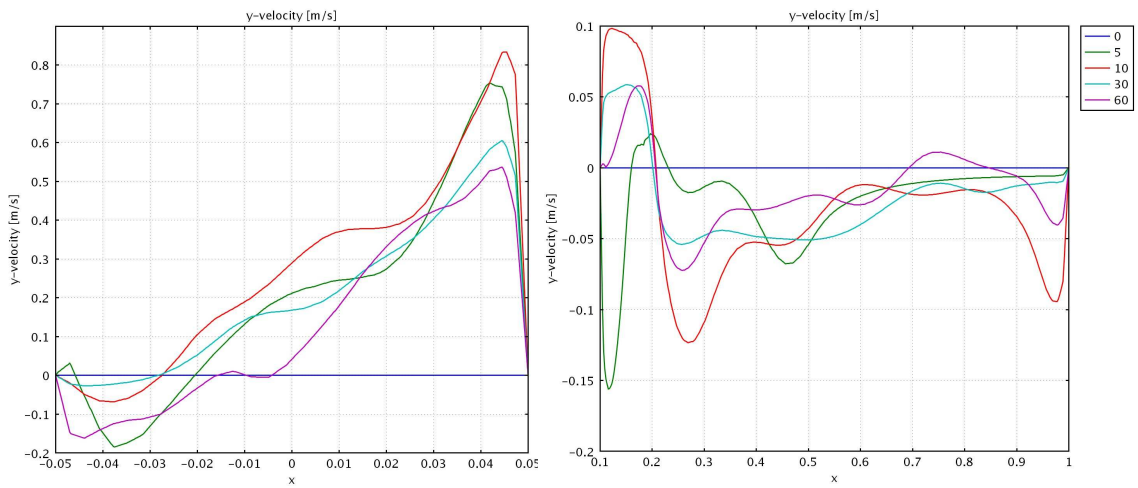


Figura 4.82: Perfiles de velocidad al interior del canal y en el recinto respectivamente ($y = 1.9$).

El estado que se alcanza a los sesenta y cinco segundos de simulación, corresponde a un estado térmico transiente, sin embargo, en la figura 5.83, se aprecia una disminución en las fluctuaciones de la temperatura en el centro de la pared caliente.

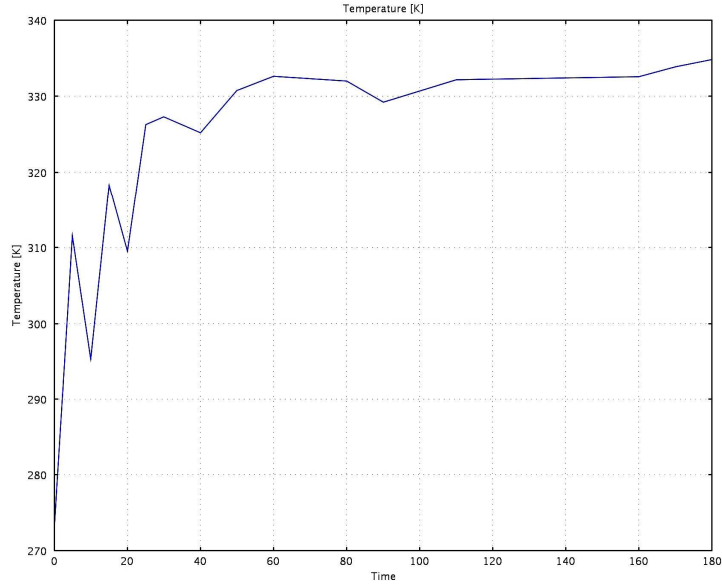


Figura 4.83 Evolución de la temperatura en el centro de la Masa Térmica.

A continuación, la figura 4.84, muestra la evolución temporal del flujo de calor a través de la pared fría, obtenido como la integral sobre la pared fría del flujo de calor total.

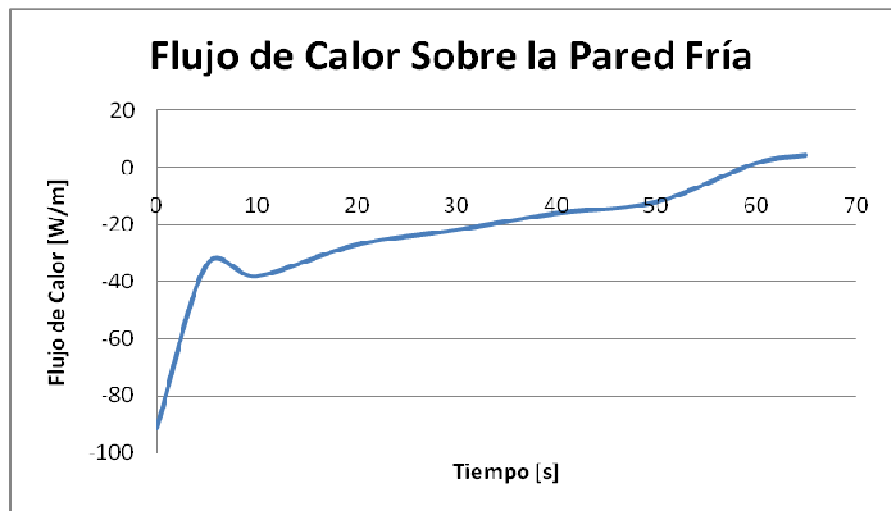


Figura 4.84 Evolución del Flujo de calor a través de la pared fría.

La tabla 4.3 muestra algunos valores de la integral del calor que se genera en el subdominio correspondiente al canal de colección, obtenida de los datos extraídos del programa COMSOL de los modelos acoplados.

Tabla 4.3: Integral del Calor en el Canal de Colección.

t [s]	Q[w]
0	2,05
1	1222,94
5	15741,01
10	19180,19
15	19691,06
20	16731,41
30	14079,74
40	10006,07
50	10409,99
55	11438,56
60	10896,91
62	10947,74
64	10452,65
65	10115,99

El siguiente grafico representa el calor ganado por el aire en el canal de colección.

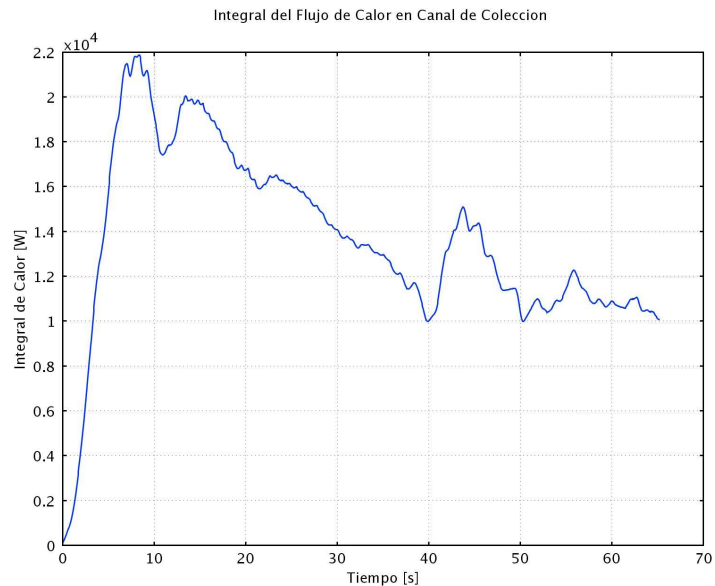


Figura 4.85: Integral de flujo de calor en el canal de colección.

La tabla 4.4 muestra la integral del calor al interior del subdominio correspondiente al recinto a calefaccionar, obtenida de los datos extraídos del programa COMSOL de los modelos acoplados.

Tabla 4.4: Integral del Calor en el Recinto a Calefaccionar.

T [s]	Q [w]
0	1,5
1	1183,47
5	16408,12
10	33010,42
15	32625,79
20	31246,87
30	27481,23
40	22619,59
50	19633,1
55	21218,02
60	21141,66
62	19292,59
64	18268,72
65	17604,92

El siguiente grafico representa la el calor ganado por el recinto a calefaccionar.

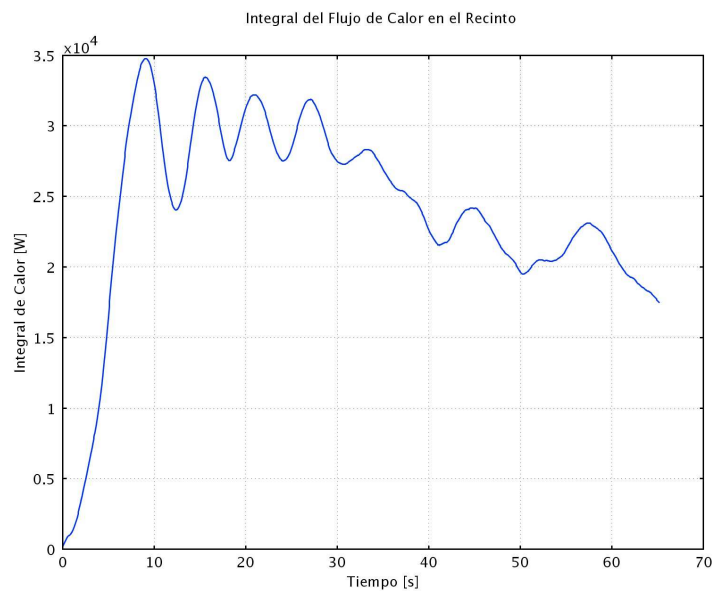


Figura 4.86: Integral de flujo de calor en el recinto a calefaccionar.

La tabla 4.5 muestra algunos valores de la integral del calor que sale por la parte superior del Canal de Colección, obtenida de los datos extraídos del programa COMSOL de los modelos acoplados.

Tabla 4.5: Integral del Calor que sale por del Canal de Colección.

T [s]	Q [w/m]
0	0,54
1	489,03
5	6963,46
10	9570,78
15	9663,38
20	8171,05
30	7033,45
40	3898,38
50	4097,9
55	5046,18
60	4776,92
62	4621,98
64	4268,71
65	3874,77

El siguiente grafico representa la el calor entregado por el canal de colección al espacio adyacente en función del tiempo.

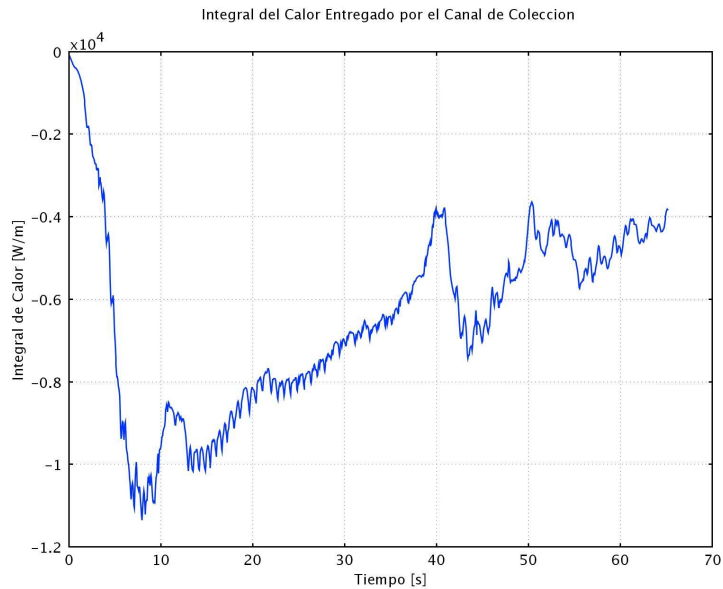


Figura 4.87: Integral del calor en la salida del canal de colección.

En la Tabla 4.6 se muestran algunos valores del caudal volumétrico por metro de ancho, entregado por el canal de colección al espacio adyacente en función del tiempo.

Tabla 4.6: Caudal volumétrico entregado por el canal de colección.

T [s]	u [(m ³ /s)/m]
0	0,00
1	0,0015
5	0,0054
10	0,0081
15	0,027
20	0,028
30	0,029
40	0,024
50	0,021
55	0,011
60	0,012
62	0,015
65	0,013

El siguiente gráfico representa el caudal volumétrico entregado por el canal de colección al espacio adyacente en función del tiempo (Se determina como integral de la velocidad u en la salida del canal de colección, obtenida del post procesamiento de los datos del modelo en estudio). Los “dientes de sierra” en las curvas corresponden a un efecto numérico, que indica que la modelación pudo haber requerido un paso de tiempo menor.

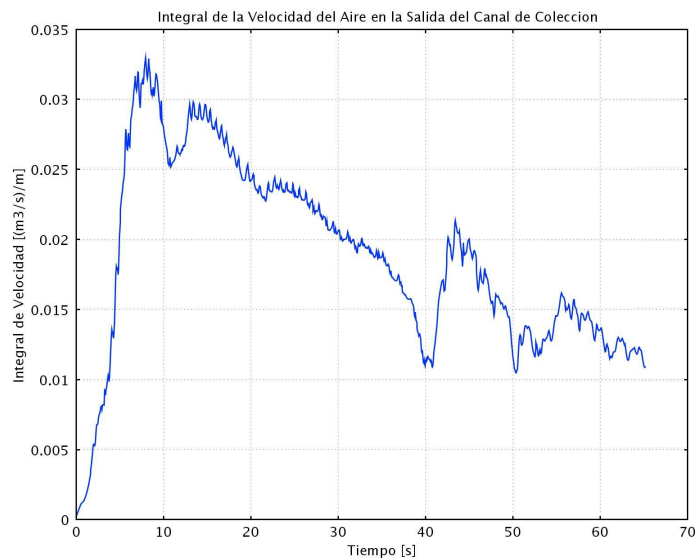


Figura 4.88: Caudal volumétrico del aire en la salida del canal de colección.

Capítulo 5

5. Conclusiones

Como primeras conclusiones de este trabajo de Título, es posible decir que existe la factibilidad simular el flujo de aire en el canal de colección del Muro Trombe, donde para los modelos realizados se lograron simulaciones de más de 1.5 [min].

En cuanto al problema:

Se modeló el flujo en el sistema pasivo de calefacción denominado muro Trombe usando el software Comsol[®]. La modelación estuvo centrada en el canal de colección del sistema. Se desarrollaron tres modelos sucesivos de complejidad creciente para este canal, representándolo como: a) una cavidad vertical cerrada con aire en su interior, b) una cavidad vertical con dos aperturas para entrada y salida de aire, y c) un espacio de colección comunicado con un recinto a calefaccionar, ambos separados por un muro masivo. En los tres casos se usó una modelación basada en el sistema de ecuaciones de movimiento, continuidad y energía para el aire, en régimen laminar transiente. En los casos b) y c) se usaron dimensiones realistas para el canal de colección. Se ignoraron los intercambios radiativos entre las diferentes paredes sólidas, así como la conducción y la acumulación de calor en el muro masivo que separa los dos espacios. En los tres modelos, se impuso una temperatura uniforme y constante de 10°C a una de las paredes del canal de colección (pared de vidrio) y se simplificó el rol del muro masivo representándolo como una superficie que entrega un flujo uniforme de calor por unidad de área al aire en el espacio de colección. Las paredes horizontales del canal de colección y las del recinto anexo a este canal se supusieron adiabáticas.

Con respecto a los modelos:

Por el momento el enfoque numérico factible corresponde al modelo del Muro Trombe presentado en este informe, el cual utiliza los módulos Weakly Compressible Navier-Stokes (chns) y Convection and Conduction (cc).

Con las restricciones anotadas, resultó factible modelar el flujo en el canal de colección del muro Trombe, durante tiempos que permiten describir el inicio del movimiento y su desarrollo en tiempos cortos. No fue posible sin embargo, simular tiempos largos debido a la enorme demanda de memoria de los modelos, y el alto tiempo de proceso de éstos. Los computadores que permitieron avanzar más en la simulación tenían 4 procesadores de 1,6 GHz y 8 GB de memoria RAM. Se espera que mediante el uso de computadores poderosos como el que posee actualmente el CMM sea posible abordar la simulación en tiempos físicos más largos, con mallas más densas, considerando fenómenos tales como la conducción y acumulación de calor, intercambio radiativo entre superficies, y la turbulencia.

Sólo se probaron modelos laminares. Sin embargo se reconoce la mayor versatilidad que proporcionaría un modelo turbulento. Si bien en los casos analizados, dado que el fluido está inicialmente en reposo, el movimiento puede ser laminar al inicio, es posible que al intensificarse el movimiento en el curso de su evolución temporal o mediante un mayor flujo de calor entregado por la pared al aire, el flujo se puede hacer turbulento en algún momento de su evolución.

De los Resultados de campo de flujo y temperatura:

Se simuló el fenómeno del muro Trombe en régimen transiente desde la imposición de las condiciones de borde al sistema en un estado inicial de temperatura uniforme y en reposo.

En un sistema de dimensiones reducidas como el caso a), se alcanza un régimen permanente en tiempos cortos, inferiores a los 100 segundos. En sistemas de mayor escala, como los del segundo y tercer problema (casos b) y c)), en cambio, se requiere una simulación en mayores intervalos de tiempo, ya que se debe generar y desarrollar un tipo de flujo mucho más complejo, donde se observa una generación de movimiento que comienza debido a la formación de capas de fluido caliente en las superficies verticales. Este fluido asciende y tiende a salir del canal de colección. Debido a la interacción de los flujos ascendentes y descendentes generados por las paredes caliente y fría, el movimiento toma la forma de una sucesión de loops en el espacio de colección. Si bien este movimiento en el caso b) se genera en las zonas superiores del canal, propagándose luego hacia abajo, en el caso c) la estructura de loops aparece más o menos al mismo tiempo en todo el canal. Los flujos y la forma de los loops son muy variables en el tiempo, generándose un flujo pulsante.

Perspectivas para trabajos futuros:

Para trabajos futuros se recomienda analizar otro modelo utilizando los módulos *k-ε turbulento* y *convection and conduction*, ya que se espera que la combinación de estas "físicas" entregue resultados aun más realistas que el modelo de Navier-Stokes débilmente compresible, que es el que se ha utilizado hasta ahora para simulaciones de mayor tiempo, debido a los alcances de esta memoria y al poder de cálculo de los computadores utilizados.

El problema, a pesar de ser posible de modelar, debiera ser estudiado en tiempos largos, cercanos al ciclo diario. Esto impone la necesidad de poseer computadores de mucha mayor capacidad de memoria y velocidad de procesamiento que los actualmente disponibles.

Capítulo 6

6. Referencias

- [1] Energía solar térmica; N. Quadri; 2004; <http://www.acondicionamiento.com.ar/docs/Energia%20solar%20termica.pdf>
- [2] *Classification scheme for the common passive and hybrid heating and cooling systems*; M. J. Holtz ; W. Place; R. C. Kammerud; Presented at 3d Natl. Passive Solar Conf.; 1979.
- [3] Principles of Heat Transfer: Supplement to Heat Transfer Product Reviews; C. Roos; Energyideas; 2008; <http://www.energyideas.org/documents/factsheets/PTR/HeatTransfer.pdf>
- [4] Effect of an Absorptive Coating on Solar Energy Storage in a Trombe wall system; N. Nwachukwu , W. Okonkwo; Energy and Buildings; Vol. 40;pp. 371–374; 2008.
- [5] Effect of surface radiation on conjugate natural convection in partially open enclosures; G. Lauriat , G. Desrayaud; International Journal of Thermal Sciences; V. 45; pp. 335–346; 2006.
- [6] An approach for energy conscious renovation of residential buildings in Istanbul by Trombe wall system; Z. Yilmaz , A. Basak; Building and Environment; V. 43; pp. 508–517; 2008.
- [7] Energy conservation in honey storage building using Trombe wall; A. Chel, J.K. Nayak , G. Kaushik; Energy and Buildings; V. 40; pp. 1643–1650; 2008.
- [8] Review of passive solar heating and cooling technologies; H. Chan, S. Riffat, J. Zhu; Renewable and Sustainable Energy Reviews; V.14; pp. 781–789; 2010.
- [9] PCM thermal storage in buildings: A state of art; V. Veer, D. Buddhi; Renewable and Sustainable Energy Reviews; V. 11; pp. 1146-1166;2007.
- [10] Estudio numérico del flujo inducido por convección natural en una pared Trombe; B. Zamora, L. Molina, A. Viedma; Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería; V. 18; pp. 227-24; 2002.
- [11] Numerical study on thermal behavior of classical or composite Trombe solar walls; J. Shen, S. Lassue, L. Zalewski, D. Huang; Energy and Buildings; Vol. 39; pp. 962–974; 2007.
- [12] A parametric study of Trombe walls for passive cooling of buildings; G. Gan; *Energy and Buildings*; V. 27; pp. 37-43; 2007.
- [13] Computational Fluid Dynamics; J. Anderson; McGraw-Hill; 1995
- [14] COMSOL Multiphysics 3.4 y anteriores; J. Rubio; 2008; <http://www.addlink.es/pdf/AGDWeb1305.pdf>
- [15] COMSOL Multiphysics: F; G. Skeie; 2007; <http://folk.uio.no/ges/MEK4550/MEK4550F.pdf>
- [16] Study of PV-Trombe wall installed in a fenestrated room with heat storage; J. Jie , Y. Hua, P. Gang, L. Jianping; Applied Thermal Engineering; V. 27; pp. 1507–1515; 2007.
- [17] Design recommendations for heat discharge systems in walls; V.Hernández, D. Morillón, J. Fernández; Applied Thermal Engineering; V. xxx; pp. 1-5; 2010.
- [18] Diseño de un sistema de calefacción solar para un edificio público; P. Domanic; Memoria de Título de Ingeniero Civil Mecánico: Universidad de Chile; 2008.

- [19] Conjugate turbulent natural convection with surface radiation in air filled rectangular enclosures; A. Kumar, K. Velusamy, C. Balaji, S. Venkateshan; *International Journal of Heat and Mass Transfer*; V. 50; pp. 625–639; 2007.
- [20] Design of a solar collector for year-round climatization; S. Ubertini, U. Desideri; *Renewable Energy*; V. 28; pp. 623–645; 2003.
- [21] Experimental and numerical model of wall like solar heat discharge passive system; V. Hernandez, D. Morillón, R. Best, J. Fernández, R. Almanza, N. Chargoy; *Applied Thermal Engineering*; V. 26; pp. 2464–2469; 2006.
- [22] Regression methodology for sensitivity analysis of solar heating walls; X. Fang, T. Yang; *Applied Thermal Engineering*; V. 28; pp. 2289–2294; 2008.
- [23] Modeling of a novel Trombe wall with PV cells; J. Jie, Y. Hua, H. Wei, P. Gang, L. Jianping, J. Bin; *Building and Environment*; V. 42; pp. 1544-1552; 2006.
- [24] Revision of the Trombe wall calculation method proposed by UNE-EN ISO 13790; A. Ruiz, S. Álvarez, J. Sanz; V. 42; pp.763-773; 2010.
- [25] Benchmark Comparison of Natural Convection in a Tall Cavity; H. Dillon, A. Emery, A. Mescher; *Excerpt from the Proceedings of the COMSOL Conference Boston; 2009.*
- [26] *Fundamentos de Transferencia de Calor*; F. Incropera, D. Witt; *Wiley; Sexta Edición.*

Anexos

Anexos A

Análisis de Base de Datos de RETScreen

Primero que todo se busca la base de datos de radiación de RETScreen, Para esto se ingresa al programa y se selecciona como ubicación de los datos meteorológicos la comuna de Pudahuel, específicamente el Aeropuerto Arturo Merino Benítez, cuya ubicación geográfica es 33°23'39" Latitud Sur y 70°47'37" Longitud Oeste. A continuación se muestra un extracto de los datos de la base de datos de RETScreen.

TablaA.1: Datos Base de Datos de RETScreen

Mes	Temperatura del aire	Radiación solar diaria - horizontal	Presión atmosférica	Velocidad del Viento	Temperatura del suelo
	°C	kWh/m ² /d	kPa	m/s	°C
Enero	20,7	8,49	83,1	3,4	21,8
Febrero	20,1	7,50	83,1	3,1	20,9
Marzo	18,1	6,01	83,1	2,7	17,9
Abril	14,4	4,39	83,1	2,1	12,1
Mayo	10,7	2,98	83,1	1,7	7,0
Junio	8,7	2,47	83,1	1,7	3,9
Julio	7,9	2,70	83,1	1,7	2,5
Agosto	9,4	3,52	83,2	1,9	4,2
Setiembre	11,6	4,82	83,1	2,3	7,4
Octubre	14,5	6,34	83,1	2,7	12,3
Noviembre	17,2	7,79	83,1	3,1	16,6
Diciembre	19,8	8,58	83,1	3,4	20,3
Anual	14,4	5,46	83,1	2,5	12,2

Con la información de radiación solar se procede a calcular el índice de transparencia K_T , para esto se debe calcular la Insolación en plano horizontal en ausencia de atmósfera H_0 , valor que se obtiene de la Planilla de Perrin de Brichambaut utilizando los días Julianos. El índice K_T se utiliza la siguiente ecuación.

$$K_T = \frac{\text{Radiación}_\text{Solar}_\text{Incidente}}{I_0}$$

Además para analizar la validez de la base de datos de RETScreen se calcula K_T utilizando los datos de radiación que provee la Universidad Técnica Federico Santa María para Santiago. A continuación se presenta una tabla con ambos resultados y con un análisis de error entre estos.

Tabla A.2: Valores de K_T de Universidad Técnica Federico Santa María y de RETScreen

Mes	Rad UTFSM	Rad RETScreen	I_0	K_T UTFSM	K_T RETScreen	Diferencia
	[kWh/(m ² ·día)]	[kWh/(m ² ·día)]	[kWh/día]			%
ENE	6,430	8,490	11,920	0,539	0,712	32,037
FEB	5,660	7,500	10,800	0,524	0,694	32,509
MAR	4,310	6,010	9,080	0,475	0,662	39,443
ABR	3,050	4,390	7,050	0,433	0,623	43,934
MAY	1,860	2,980	5,370	0,346	0,555	60,215
JUN	1,330	2,470	4,600	0,289	0,537	85,714
JUL	1,510	2,700	4,920	0,307	0,549	78,808
AGO	2,250	3,520	6,270	0,359	0,561	56,444
SEP	3,370	4,820	8,270	0,407	0,583	43,027
OCT	4,550	6,340	10,190	0,447	0,622	39,341
NOV	5,770	7,790	11,560	0,499	0,674	35,009
DIC	6,460	8,580	12,160	0,531	0,706	32,817

Se puede apreciar que los resultados difieren en hasta un 86% y la diferencia media es de un 48,3 %, por lo que se puede pensar que la radiación entregada por RETScreen no es de confianza. Sin embargo, para verificar esta premisa, se decide obtener el índice de transparencia utilizando los datos que provee RETScreen para la comuna de Quinta Normal. Considerando que los datos medidos por UTFSM solo indican que son de Santiago. Los resultados se tabulan en la siguiente tabla.

Tabla A.3: Valores de K_T de Universidad Técnica Federico Santa María y de RETScreen para Quinta Normal

Mes	Rad UTFSM	Rad RETScreen	I_0	K_T UTFSM	K_T RETScreen	Diferencia
	[kWh/(m ² ·día)]	[kWh/(m ² ·día)]	[kWh/día]			%
ENE	6,430	6,280	11,920	0,539	0,527	2,333
FEB	5,660	5,560	10,800	0,524	0,515	1,767
MAR	4,310	4,190	9,080	0,475	0,461	2,784
ABR	3,050	2,580	7,050	0,433	0,366	15,410
MAY	1,860	1,750	5,370	0,346	0,326	5,914
JUN	1,330	1,220	4,600	0,289	0,265	8,271
JUL	1,510	1,330	4,920	0,307	0,270	11,921
AGO	2,250	2,280	6,270	0,359	0,364	1,333
SEP	3,370	3,060	8,270	0,407	0,370	9,199
OCT	4,550	4,860	10,190	0,447	0,477	6,813
NOV	5,770	5,690	11,560	0,499	0,492	1,386
DIC	6,460	6,420	12,160	0,531	0,528	0,619

Se observa que los datos sólo difieren hasta en un 15%, sin embargo la diferencia media alcanza solo el 5,6%, por lo que se infiere que los datos medidos por la Universidad Técnica Federico Santa María no sirven de parámetro para compararlos con los entregados por RETScreen para Pudahuel, probablemente por la lejanía de ambos lugares de medición, esperándose que los datos de UTFSM son más comparables con los de Quinta Normal y representan un generalidad para Santiago. Considerando esto último y que no se tiene conocimiento del lugar que usó la Universidad para realizar las mediciones, se determina que los valores medidos por NASA son confiables o por lo menos más precisos que los entregados por la Universidad Técnica Federico Santa María.

Anexos B

Propiedades físicas de materiales de construcción

Los valores de algunas propiedades como la conductividad térmica (entre otros) están ampliamente tabulados, pero dichos datos han de considerarse ciertas reservas dado que se han obtenido por diversos métodos experimentales, esto es conlleva a que existe una amplia dispersión entre algunas propiedades de materiales semejantes.

A continuación se muestran los valores de la conductividad térmica de familias de materiales de construcción similares, por orden de densidad, con la ley que relaciona ambas propiedades físicas. Todos los datos han sido extraídos de la norma española NBE-CT-79.

Tabla B.1: Conductividad en función de la densidad de fábricas de bloques y ladrillos

Densidad Apar. kg/m ³	Conductividad W/m °K	Material: Fábricas de bloques y ladrillos <i>Fuente: NBE-CT-79</i>
600	0.35	Fábrica bloques hormigón celular vapor L
800	0.41	Fábrica bloques hormigón celular vapor M
1000	0.44	Fábrica bloques huecos hormigón L
1000	0.47	Fábrica bloques hormigón celular vapor P
1200	0.49	Fábrica bloques huecos hormigón M
1200	0.49	Fábrica ladrillo hueco
1400	0.56	Fábrica bloques huecos hormigón P
1600	0.76	Fábrica ladrillo perforado
1600	0.79	Fábrica ladrillo silico-calcáreo
1800	0.87	Fábrica ladrillo cerámico macizo

La capacidad térmica de los materiales constructivos tiene una gran influencia en los procesos de transmisión de calor en régimen transiente, determinando el fenómeno de la inercia térmica definida por el retardo y amortiguación de la onda de calor, y favoreciendo la estabilidad térmica del ambiente interior de los edificios.

El calor específico es uno de los dos factores que determinan la capacidad térmica de un material y su magnitud suele oscilar muy poco entre la mayoría de los materiales de construcción.

Tabla B.2: Propiedades físicas de materiales, con espesor mínimo recomendable para simulación.

Material [Unidad]	Densidad Kg/m ³	CalorEsp. J/Kg °C	Conduct. W/m °C	Capacidad MJ/m ³ °C	Difusividad mm ² /s
Alfombras y moquetas	1000	1350	0.05	1.35	0.04
Caucho vulcanizado (80% caucho)	1120	2000	0.15	2.24	0.07
Tablero aglomerado de partículas	650	1215	0.08	0.79	0.10
Pintura bituminosa	1200	1460	0.20	1.75	0.11
Agua (sin convección)	1000	4184	0.60	4.18	0.14
Corcho expandido con resinas +/-50kg	200	1460	0.05	0.29	0.16
Madera conífera	600	1380	0.14	0.83	0.17
Tablero fibra madera normal	625	1340	0.16	0.84	0.19
Madera frondosa	800	1255	0.21	1.00	0.21
Carton-yeso	900	920	0.18	0.83	0.22
Bloque hormigón ligero macizo	1000	1050	0.33	1.05	0.31
Poliuretano expandido	40	1590	0.02	0.06	0.36
Asfalto puro	2100	920	0.70	1.93	0.36
Ladrillo macizo	1800	1330	0.87	2.39	0.36
Fibrocemento P +/-200kg	2000	1250	0.93	2.50	0.37
Hormigón ligero	1000	1050	0.40	1.05	0.38
Bloque hormigón ligero	1400	1050	0.56	1.47	0.38
Guarnecido de yeso	800	920	0.30	0.74	0.41
Vidrio plano	2500	836	0.95	2.09	0.45
Fábrica ladrillo cerámico macizo	1800	878	0.87	1.58	0.55
Alicatado	2000	920	1.05	1.84	0.57
Adobe	1600	920	0.95	1.47	0.65
Hormigón armado	2400	1050	1.63	2.52	0.65
Mortero de cemento	2000	1050	1.40	2.10	0.67
Grava	1700	920	1.21	1.56	0.77
Terreno coherente humedad natural	1800	1460	2.10	2.63	0.80
Poliestireno	25	1590	0.03	0.04	0.83
Hormigón en masa vibrado	2400	805	1.63	1.93	0.84
Arena	1500	920	1.28	1.38	0.93
Mampostería granito	2800	920	2.50	2.58	0.97
Tierra vegetal	1800	920	1.80	1.66	1.09
Hielo 0°C	917	2035	2.25	1.87	1.21
Rocas compactas	2750	880	3.50	2.42	1.45
Acero y fundición	7600	502	54.00	3.82	14.15
Aluminio	2700	920	232.00	2.48	93.40

Descripción y tablas de emisividad

La comprensión de la emisividad de un objeto, o su característica de "resplandor" o "brillo" es un componente crítico en el manejo apropiado de medición infrarroja. Concisamente, la emisividad es la relación de radiación emitida por una superficie o cuerpo negro. Según la ley de Planck's la emisividad de la superficie de un material es medida por la cantidad de energía emitida cuando la superficie se observa directamente.

A continuación se muestra una tabla con la emisividad para familias de vidrios y ladrillos.

Tabla B.3: Emisividad para algunos materiales de construcción.

Ladrillo		
Rojo, rough	21	0.93
Gault Cream	1371-2760	.26-.30
Fire Clay	1371	0.75
Light Buff	538	0.8
Lime Clay	1371	0.43
Fire Brick	1000	.75-.80
Magnesite, Refractario	1000	0.38
Grey Brick	1100	0.75
Silica, Glazed	1093	0.88
Silica, Unglazed	1093	0.8
Sandlime	1371-2760	.59-.63
Vidrio		
Convex D	100	0.8
Convex D	316	0.8
Convex D	500	0.76
Nonex	100	0.82
Nonex	316	0.82
Nonex	500	0.78
Smooth	0-93	.92-.94
Granite	21	0.45
Gravel	38	0.28
Gypsum	20	.80-.90
Ice, Smooth	0	0.97
Ice, Rough	0	0.98

Anexos C

Criterio de dimensionamiento

El criterio básico para dimensionar un muro de Trombe es que éste transmita a lo largo del día suficiente energía térmica (calor), esto supone que la energía transmitida por el muro debe ser suficiente para mantener una temperatura media en el interior de 18°C a 24°C durante 24 horas. A partir de este criterio se puede establecer proporciones necesarias por unidad de superficie útil. Entiéndase superficie útil como aquella superficie “encerrada” en la habitación o cuarto a calentar.

La siguiente tabla proporciona diferentes valores de área para diferentes climas⁵.

Tabla C.1: Valores de área para diferentes climas.

Temperatura media exterior de invierno	Superficie de pared necesaria por unidad de superficie útil
	<i>Muro</i>
<i>Climas fríos</i>	
-10°C	0.72-1.0
-7°C	0.60-1.0
-4°C	0.51-0.93
-1°C	0.43-0.78
<i>Climas templados</i>	
+2°C	0.35-0.60
+5°C	0.28-0.46
+7°C	0.22-0.35

En cada margen se elegirá el coeficiente según la latitud. Para latitudes bajas, se debe tomar el valor menor del margen y para latitudes altas el valor mayor del margen. También es importante tener en cuenta el tipo de aislante que tenga el muro, que para algunos casos el valor a tomar será del 85% o del 57%. Por ejemplo, para temperatura media de +2°C, en un ambiente bien aislado, se necesita aproximadamente 0.4 m² de pared por metro cuadrado de superficie útil, entonces, para un espacio de 60 m² se necesita 24 m²

Factores internos: estos factores se refieren específicamente a los detalles del muro.

El muro: Como ya se ha dicho éste debe tener gran capacidad de absorción y de guardar calor. Estos factores dependen básicamente la conductividad térmica (baja) y de la resistencia del muro (R) (mayor)

$$k = \frac{R}{\rho \cdot C}$$

⁵ Fuente: Mazria, Baker y Wesling, Predicting the Performance of Passive Solar Heated Buildings

Por eso, es sumamente importante tener en cuenta el grosor del muro, es decir, debe existir un grosor óptimo (para cada material existe uno), porque si no, se puede producir un sobrecalentamiento de la pared. Se recomienda utilizar los siguientes valores⁶:

Tabla C.2: Espesores de muro recomendados.

Material	Espesor recomendado (cm)
Adobe	20-30
Ladrillo	25-35
Hormigón	30-45

Todo esto se puede ver y relacionar de la siguiente forma:

El espesor óptimo para un muro se incrementa cuando la conductividad también aumenta, es decir, un muro con un valor muy alto transfiere rápidamente el calor de la superficie exterior al interior del cuarto y por esto se debe sobredimensionar para que el transporte de calor sea utilizado en el momento requerido (en la noche), es decir, identificar el punto en que el muro entra en operación. Al contrario, si un muro tiene una conductividad baja, intentar reducir su espesor.

El rendimiento del muro crece con la conductividad del mismo, cuanto mayor es la conductividad, mayor calor se transfiere a través del muro.

La superficie vidriosa: Es claro que el vidrio la superficie debe tener un buen comportamiento en invierno y no comprometer la refrigeración en verano. Por eso, normalmente, se utilizan persianas o voladizos que en verano tapen lo suficiente el muro para ayudar a que no exista un sobrecalentamiento. Por lo general se utiliza un vidrio ordinario de forma vertical, aunque a veces es necesario inclinarlo para obtener el punto donde se pueda captar la mayor radiación.

Por lo general el área de vidrio debe ser mínima del 7% de área de la casa y no debe exceder el 12% de esta.

La dimensión de los orificios: Para esto no hay un parámetro especial pero, básicamente el área de estos debe ser suficiente para garantizar un flujo uniforme y constante, sin producir movimientos fuertes del aire circulante. Se sugiere que debe tomarse como superficie total de las perforaciones de una hilera, aproximadamente 1 dm² por metro cuadrado de muro. ($A_t = (L \times H) / 100$)

Estos tres factores son los más importantes, pero todos básicamente dependen de cuánta masa térmica es requerida para proveer el calor deseado en el interior de la casa o habitación.

⁶ Fuente: Mazria, Edward. El libro de la energía solar pasiva. Ediciones G. Gili, S.A., México 1983.

Anexos D

Resolución mediante balances térmicos macroscópicos

A continuación se muestra la metodología y las ecuaciones empleadas para obtener una solución numérica del sistema muro Trombe, realizando los balances energéticos correspondientes a los diferentes subsistemas que lo componen y entre los cuales se tienen los principales intercambios térmicos.

Balance Global de Calor

Considerando el volumen interno del sistema V_s , la densidad del aire ρ_{aire} , el calor específico del aire del sistema C_{aire} y la temperatura media del aire interior T_{aire} .

La variación de la temperatura del aire por unidad de tiempo está dada por:

$$\rho_{\text{aire}} \cdot C_{\text{aire}} \cdot V_s \cdot \frac{\partial T_{\text{aire}}}{\partial t} = \sum_i Q_i \quad (\text{D.1})$$

Donde Q_i corresponden a los flujos de calor que tienen intercambio con el aire, los cuales pueden deberse a:

- La termocirculación con el canal del Muro Trombe.
- Intercambios convectivos con el piso, el techo, puertas, ventanas y el resto de los muros que compongan el sistema.
- Intercambios por infiltraciones de aire frío.
- Flujos de calor por alguna fuente al interior del recinto.

La acción conjunta de estos flujos de calor, o parte de ellos, determina la temperatura del aire interior del sistema Muro Trombe, sin embargo también existe una dependencia de variables externas como la radiación solar, velocidad del viento y temperatura ambiente.

Por motivos de simplificación y dados los alcances de esta memoria, se supondrá que el flujo radiativo entra sólo a través del vidrio ubicado en el Muro Trombe y es absorbido por el aire que se encuentra en el canal de colección. Tampoco se consideraran, en la solución numérica, el intercambio de calor producido por infiltraciones de aire frío, flujos de calor por alguna fuente al interior del recinto, ni tampoco se considerará radiación secundaria.

Los flujos convectivos pueden ser enumerados de la siguiente manera, para un modelo en dos dimensiones y con los alcances mencionados anteriormente.

$$Q_i(j) = \text{Flujo convectivo interno}$$

Donde:

$Q_i(1)$ = Intercambio Aire-Muro Norte.

$Q_i(2)$ = Intercambio Aire-Muro Sur.

$Q_i(3)$ = Intercambio Aire-Piso.

$Q_i(4)$ = Intercambio Aire-Techo.

$Q_i(5)$ = Intercambio por Termocirculación.

El intercambio por termocirculación es proporcional al caudal generado por el canal del Muro Trombe, y se expresa como:

$$Q_i(5) = \rho_{aire} \cdot C_{aire} \cdot \dot{m}_T \cdot (T_i(5) - T_{aire}) \quad (D.2)$$

Donde:

\dot{m}_T : Caudal a través del canal de colección.

$T_i(5)$: Temperatura media a la salida del canal de colección.

Para el resto de los intercambios térmicos, suponiendo que la superficie de cada elemento que intercambia calor con el aire, se encuentra a una temperatura uniforme en cada instante, entonces es posible asumir que los flujos anteriores son proporcionales a la diferencia de temperatura entre el aire y el elemento con el cual intercambia calor.

$$Q_i(j) = H_i(j) \cdot A_i(j) \cdot (T_i(j) - T_{aire}) \quad 1 \leq j \leq 4 \quad (D.3)$$

Donde:

$H_i(j)$: Coeficiente de intercambio térmico.

$T_i(j)$: Temperatura media del elemento j.

$A_i(j)$: Área del elemento j.

Por otra parte, el intercambio por radiación directa a través de las ventanas del muro norte es independiente de la temperatura del aire al interior del recinto.

$$Q_{AR} = I_w \cdot A \quad (D.4)$$

Donde:

I_w : Radiación solar incidente a través del vidrio [w/m^2].

A : Superficie de los ventanales [m^2].

Luego la ecuación 5.1 se puede escribir como:

$$\rho_{aire} \cdot C_{aire} \cdot V_s \cdot \frac{\partial T_{aire}}{\partial t} = \rho_{aire} \cdot C_{aire} \cdot \dot{m}_T \cdot (T_i(5) - T_{aire}) + \sum_{i=1}^4 H_i(j) \cdot A_i(j) \cdot (T_i(j) - T_{aire}) + Q_{AR} \quad (D.5)$$

Del análisis del balance de calor realizado se observa que la temperatura del sistema puede ser obtenida conociendo los flujos radiativos y convectivos descritos anteriormente.

Supuestos

A continuación se muestra un esquema de la caracterización de los diferentes intercambios térmicos considerados para realizar el balance energético global del sistema muro Trombe.

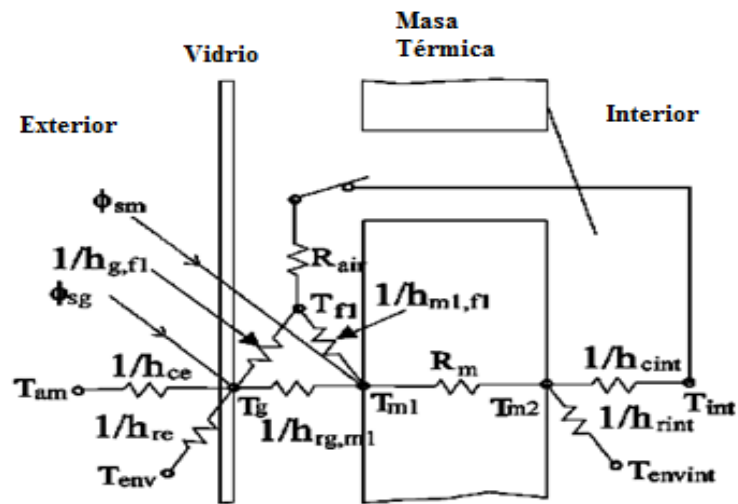


Figura D.1: Diagrama analógico del muro Trombe.

Asumiendo que los siguientes parámetros son funciones de la temperatura:

Conductividad térmica⁷ K_f :

$$K_f = C_1 + C_2 \cdot T_{f,ABS} \quad [w/m^2 K] \quad (D.6)$$

Densidad⁸ ρ_f :

$$\rho_f = \frac{\rho_{ref}}{T_{f,ABS}} \quad (D.7)$$

⁷ Los coeficientes $C_1 = 0,01029096$; $C_2 = 0,000281592$ según [11]

⁸ La densidad de referencia corresponde a $\rho_f = 341,8$

Coeficiente de expansión térmica β_f :

$$\beta_f = \frac{1}{T_{f,ABS}} \quad (D.8)$$

Donde:

T_f : Temperatura promedio del aire en [°C].

$T_{f,ABS}$: Temperatura promedio absoluta del aire en [°K].

Coeficientes de intercambio en la superficie exterior del vidrio

Para la convección natural en el exterior, se aproxima el coeficiente convectivo según [10,11]:

$$h_{ce} = 5,7 + 3,8 \cdot V_{viento} \quad [w/m^2 K] \quad (D.9)$$

Donde:

V_{viento} : velocidad promedio del viento en [m/s].

El coeficiente radiativo exterior se define como:

$$h_{re} = \sigma \cdot \varepsilon_g \cdot (T_{env,ABS}^2 + T_{g,ABS}^2) \cdot (T_{env,ABS} + T_{g,ABS}) \quad (D.10)$$

Donde:

$T_{env,ABS}$: Temperatura de cielo absoluta en [K].

$T_{g,ABS}$: Temperatura del vidrio en [K].

Balance de energía en el vidrio

El balance de energía en el vidrio se representa en la siguiente ecuación:

$$\phi = h_{ce} \cdot (T_{Am} - T_g) + h_{re} \cdot (T_{env} - T_g) + \phi_{sg} = \frac{(h_{rg,m1} + h_{g,f1})}{2} \cdot (T_g - T_{m1}) \quad (D.11)$$

Donde:

T_{Am} : Temperatura ambiente del Aire.

ϕ_{sg} : Flujo de radiación solar absorbida por el vidrio.

$h_{rg,m1}$: Coeficiente radiativo en la superficie interior del vidrio, que es determinado como:

$$h_{rg,m1} = \sigma \cdot F_{eg,m1} \cdot (T_{g,ABS}^2 + T_{m1,ABS}^2) \cdot (T_{g,ABS} + T_{m1,ABS}) \quad (D.12)$$

Donde el factor de emisión entre la superficie interior del vidrio y la superficie exterior de la masa térmica se representa como:

$$F_{eg,m1} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\epsilon_g} + \frac{1}{\epsilon_m} - 1\right)} \quad (D.13)$$

Además $T_{m1,ABS}$ corresponde a la temperatura de la superficie exterior de la masa térmica en [K].

$h_{g,f1}$: Coeficiente convectivo en la superficie interior del vidrio.

$$h_{g,f1} = \frac{Nu \cdot K_{f1}}{D_1} \quad (D.14)$$

La Temperatura promedio del fluido se define como:

$$\bar{T}_{f1} = \frac{T_{m1} + T_g}{2} \quad \text{ó} \quad (D.15)$$

$$\bar{T}_{f1} = \frac{T_{0,arriba} + T_{0,abajo}}{2} \quad (D.16)$$

El número de Nusselt se define como [11]:

$$Nu = \text{Max}\left\{1; \left(0,288 \cdot (Ra / F.A.)^{0,25}\right); \left(0,039 \cdot Ra^{0,33}\right)\right\} \quad (D.17)$$

El número de Rayleigh se define como:

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (D.18)$$

El número de Grashof se define como:

$$Gr = \frac{g \cdot D_1^3 \cdot \rho_{f1}^2 \cdot \beta_{f1} \cdot (T_{m1} - T_{f1})}{\mu^2} \quad (D.19)$$

El número de Prandtl se define como:

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_{f1}}{K_{f1}} \quad (D.20)$$

El Factor de aspecto (F.A.) corresponde a la relación que existe entre la altura del muro y la distancia entre dos planos (Vidrio-Masa térmica) y se define matemáticamente como:

$$F.A. = \frac{H}{D_1} \quad (D.21)$$

Balance de energía de la masa térmica

El flujo térmico que atraviesa la masa térmica (conducción) está determinado por la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a_m \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (0 < x < X1) \quad (D.22)$$

Balance térmico del canal de colección

En el canal de colección el movimiento ascendente del aire se produce por el fenómeno de termocirculación convectiva natural, esto se debe a que la temperatura promedio en el canal de colección es mayor que la temperatura de la habitación o el recinto a calefaccionar.

La energía térmica transportada por el aire hacia la ventilación superior se puede representar como:

$$\phi_0 = \frac{\dot{m} \cdot C_{f1} \cdot (T_{0,arriba} - T_{0,abajo})}{A_m} = h_{m1,f1} \cdot (T_{m1} - T_{f1}) + h_{g,f1} \cdot (T_g - T_{f1}) \quad (D.23)$$

Donde:

A_m : Área de la masa térmica.

$h_{m1,f1}$: Coeficiente convectivo en la superficie de la masa térmica.

$h_{g,f1}$: Coeficiente convectivo en el interior del vidrio.

$$h_{m1,f1} = \frac{Nu \cdot K_{f1}}{H_0} \quad (D.24)$$

$$Nu = 0,107 * Gr^{1/3} \quad (D.25)$$

$$Gr = \frac{g \cdot H_0^3 \cdot \rho_{f1}^2 \cdot \beta_{f1} \cdot (T_{0,arriba} - T_{0,abajo})}{\mu^2} \quad (D.26)$$

El Caudal másico de aire se puede calcular mediante la siguiente formula [11]:

$$\dot{m} = \rho_{f1} \cdot C_d \cdot A \cdot \sqrt{\frac{g \cdot H_0 \cdot (T_{0,arriba,ABS} - T_{0,abajo,ABS})}{(T_{0,arriba,ABS} + T_{0,abajo,ABS})}} \quad (D.27)$$

Donde:

C_d : Coeficiente de descarga.

Desarrollo de ecuaciones

El modelo numérico de transferencia de calor, desarrollado para el sistema Trombe, supone que todos los coeficientes (conducción, convección y radiación) son independientes de la temperatura. Este supuesto permite la transformación de un sistema no lineal en uno lineal.

La excitación resultante de la radiación solar y la temperatura por lo tanto pueden ser estudiadas por separado, ya que la respuesta del sistema Trombe corresponderá a la suma de las respuestas de las contribuciones individuales de la radiación solar y las temperaturas.

La respuesta de cada excitación se puede obtener estableciendo el resto de las excitaciones en cero.

Este enfoque ha sido utilizado debido a la directa relación entre la excitación de la temperatura y la pérdida de calor y la excitación de la radiación solar y la ganancia de calor.

Se asume el estado estacionario y que la velocidad del aire se conoce. Además se considera que las superficies internas y externas de las paredes son isotérmicas.

Las hipótesis propuestas se pueden resumir en un diagrama analógico termoelectrico [24], como se muestra en la siguiente figura.

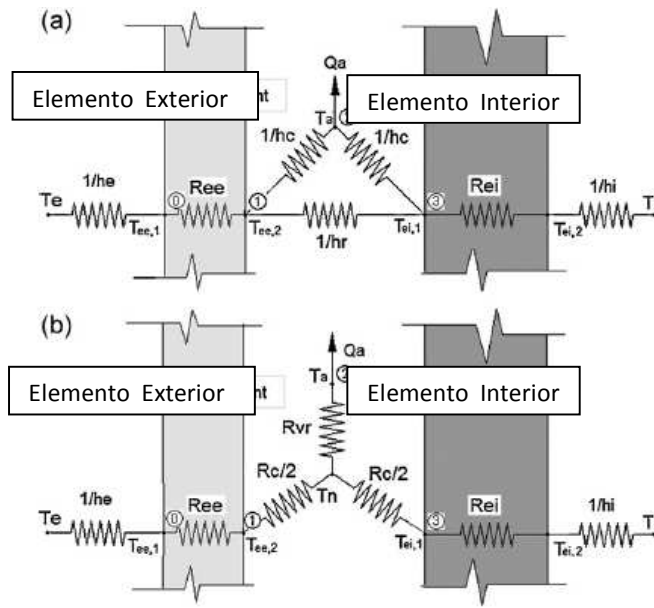


Figura D.2: Diagrama analógico termoelectrico a) analogía triangular y b) estrella equivalente.

Mediante una transformación triángulo-estrella del diagrama analógico termoelectrico, aparece una temperatura ficticia T_n (Fig. D.2b), lo que facilita el aislamiento de la transferencia de calor desde la zona interior, la transferencia de calor desde la zona exterior y el calor removido por el flujo de aire en interior del canal [24].

Para la estrella equivalente, las nuevas resistencias térmicas se definen por las ecuaciones mediante las siguientes ecuaciones:

$$R_c = \frac{1}{h_r + \left(\frac{h_c}{2}\right)} \quad (D.28)$$

$$R_{VR} = \frac{h_r}{h_c \cdot (2 \cdot h_r + h_c)} \quad (D.29)$$

Con $h_r = 2,5$ [w/m²] y $h_c = 4,2$ [w/m²], luego reemplazando en las ecuaciones D.28 y D.29 se tiene que $R_c = 0,183$ [m²/w] y $R_{VR} = 0,154$ [m²/w].

La resistencia térmica del aire en el ambiente exterior se define como:

$$R_e = \frac{1}{h_e} + R_{ee} \quad (D.30)$$

Tomando el coeficiente $1/h_e = 0,04$ [W/m² K] y la resistencia térmica de un elemento exterior como $R_{ee} = 0,005$ [m² K / W] se obtiene que $R_e = 0,045$ [m² K / W].

La resistencia térmica del aire en el ambiente interior se define como:

$$R_i = \frac{1}{h_i} + R_{ei} \quad (D.31)$$

Tomando el coeficiente $1/h_i = 0,130[\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}]$ y la resistencia térmica de un elemento exterior como $R_{ee} = 0,005[\text{m}^2 \text{ K} / \text{W}]$ se obtiene que $R_e = 0,045[\text{m}^2 \text{ K} / \text{W}]$.

La transmitancia térmica exterior se define de la siguiente manera:

$$U_e = \frac{1}{R_e + \left(\frac{R_c}{2}\right)} \quad (D.32)$$

Utilizando los valores obtenidos de las ecuaciones D.28 y D.30 para R_c y R_e respectivamente se tiene que $U_e = 7,313[\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}]$.

La transmitancia térmica interior se define de la siguiente manera:

$$U_i = \frac{1}{R_i + \left(\frac{R_c}{2}\right)} \quad (D.33)$$

Utilizando los valores obtenidos de las ecuaciones D.28 y D.31 para R_c y R_i respectivamente se tiene que $U_i = 1,917[\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}]$.

La Transmitancia térmica total del muro se define como:

$$U_0 = \left(\frac{1}{U_i} + \frac{1}{U_e}\right)^{-1} \quad (D.34)$$

Utilizando los valores obtenidos de las ecuaciones D.32 y D.33 para U_e y U_i respectivamente se tiene que $U_0 = 1,519[\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}]$.

La Temperatura teórica de referencia se define como:

$$T_\infty = T_a(x = \infty) = \frac{T_{ee,2} + T_{ei,1}}{2} \quad (D.35)$$

Tomando la temperatura de un elemento exterior $T_{ee} = 286[\text{K}]$ y la temperatura de un elemento interior $T_{ei} = 315[\text{K}]$, entonces se tiene que $T_{\infty} = 300[\text{K}]$.

La evolución de la temperatura del aire que asciende verticalmente al interior del canal se define de la siguiente manera:

$$T_a(y) = T_{a,in} + (T_{\infty} - T_{a,in}) \cdot \left[1 - \exp\left(\frac{-Z \cdot w}{\rho \cdot C_p \cdot \dot{V}} \cdot y\right) \right] \quad (\text{D.36})$$

Donde:

w : Profundidad del muro (1 [m]).

C_p : Calor específico del aire a presión constante ($C_p = 1006$ [J/kg K]).

\dot{V} : Flujo volumétrico de aire [m^3/s].

ρ : Densidad del aire ($\rho_{\text{aire}} = 1,7$ [kg/m^3]).

y : Altura vertical del muro donde interesa evaluar la temperatura del aire.

El parámetro Z se define como:

$$Z = \left(R_{vr} + \frac{1}{U_i + U_e} \right)^{-1} \quad (\text{D.37})$$

Utilizando los valores obtenidos de las ecuaciones D.29, D.32 y D.33 para R_{vr} , U_e y U_i respectivamente se tiene que $Z = 3,810[\text{W}/\text{m}^2 \text{K}]$.

La siguiente tabla muestra un resumen de la temperatura alcanzada a distintas alturas del canal de colección considerando un estado estacionario y una temperatura del recinto a calefaccionar de 22 [$^{\circ}\text{C}$].

Tabla D.1: Resumen de Temperaturas en el Canal de Colección.

y [m]	$T_a(y)$ [K]
0	295
0,2	295
0,6	295
1,2	296
1,6	296
2,2	296
2,47	296

Se puede definir la eficiencia de calentamiento de la siguiente manera:

$$N = 1 - \exp\left(\frac{-Z \cdot A}{\rho \cdot C_p \cdot \dot{V}}\right) \quad (\text{D.38})$$

Reemplazando las constantes ρ , C_p y \dot{V} , el área del muro $A = 2,47 \text{ [m}^2\text{]}$ y el valor de la constante Z obtenido de la ecuación D.37, se tiene que $N = 0,241$.

Las ganancias de calor para el sistema Muro Trombe que se estudia en esta memoria corresponden a las ganancias solares del flujo de aire.

La ganancia de calor en la Masa Térmica se expresa como:

$$Q_{mt} = I_w \cdot A \quad (D.39)$$

Tomando el área de la masa térmica $A = 2,27 \text{ [m}^2\text{]}$ y la radiación solar incidente $I_w = 118 \text{ [kwh/m}^2\text{]}$, se tiene que $Q_{mt} = 267,860 \text{ [kwh]}$.

Se define A_s como “el área del cuerpo negro que tiene la misma ganancia de calor que la superficie considerada” [24] y se expresa como:

$$A_s = A \cdot (g \cdot \alpha) \cdot \left[U_0 \cdot (R_e + R_c) + R_i \cdot \frac{U_0^2}{U_i \cdot U_e} \cdot \frac{\rho \cdot C_p \cdot \dot{V}}{A} \cdot N \right] \quad (D.40)$$

Reemplazando las constantes ρ , C_p y \dot{V} , el área del muro $A = 2,47 \text{ [m}^2\text{]}$, $g \cdot \alpha = 0,56$ [24] y los valores obtenidos de las ecuaciones D.28, D.30, D.31, D.32, D.33, D.34 y D.38 se tiene que $A_s = 0,806 \text{ [m}^2\text{]}$.

La ganancia de calor del aire al interior del canal se puede expresar de la siguiente manera:

$$Q_a = I_w \times A_s \quad (D.41)$$

Reemplazando el valor de A_s obtenido de la ecuación D.40 se tiene que $Q_a = 95,097 \text{ [kwh]}$.