



UNIVERSIDAD  
**NACIONAL**  
DE COLOMBIA

# **Implementación de un sistema de acumulación de energía con materiales de cambio de fase (PCM) en un secador solar tipo Hohenheim**

**Mario Alberto Escobar Ochoa**

Universidad Nacional de Colombia  
Facultad de ingeniería, Departamento mecánica y mecatrónica  
Bogotá D.C., Colombia

2017

# **Implementación de un sistema de acumulación de energía con materiales de cambio de fase (PCM) en un secador solar tipo Hohenheim**

**Mario Alberto Escobar Ochoa**

Tesis de grado presentado como requisito para optar al título de:

**Magister en Ingeniería Mecánica**

Directora:

Dr. – Ing. Sonia Lucía Rincón Prat

Codirectora:

Dr. Agr. Sandra Patricia Cuervo Andrade

Línea de Investigación:

Tecnologías en procesos de secado

Grupo de Investigación:

Biomasa y Optimización Térmica de Procesos - BIOT

Universidad Nacional de Colombia

Facultad de ingeniería, Departamento mecánica y mecatrónica

Bogotá D.C., Colombia

2017

*Investigación es lo que hago cuando no sé lo  
que estoy haciendo.*

*Wernher von Braun*

## **Agradecimientos**

A la Universidad Nacional de Colombia, sede Bogotá, específicamente, al Departamento de Ingeniería Mecánica y mecatrónica por todo el apoyo recibido durante el proceso de estudio y a la Vicedecanatura Académica por brindar a los estudiantes destacados, la posibilidad de trabajar como auxiliar docente y tener un apoyo económico.

A los integrantes del grupo de investigación BIOT, por los valiosos aportes que tuvieron durante el proceso de la investigación. Una mención especial a la directora de tesis, Ing. Sonia Lucía Rincón que con su amplia experiencia y dedicación logró hacer realidad este trabajo, con resultados positivos que aportan a la academia.

A la Universidad Pontificia Bolivariana (UPB), sede Bucaramanga por el apoyo económico para hacer la fase experimental del proyecto. Una mención especial a la codirectora de tesis, Ing. Sandra Patricia Cuervo, quien aportó su amplio conocimiento para mejorar esta investigación y quién sirvió de puente para obtener el apoyo económico ante la UPB, asimismo, quiero reconocer el apoyo que me brindaron durante la estadía en la UPB a Andrés (técnico de laboratorio de transferencia de calor), a los Profes. René y Brayan y a Jean Pierre. Mil gracias por todo.

A mi Esposa Nelsy por ser mi polo a tierra y brindarme su apoyo incondicional, a mi pequeña hija María José por haber sacrificado tiempo valioso, mientras su padre se encontraba en labores académicas. A mis Padres Martha y Alfonso, por los oportunos consejos y a mi hermana Carolina por estar siempre dispuesta a ayudarme. Soy un afortunado al tenerlos junto a mí.

## Resumen

El creciente interés en las energías renovables ha abierto una oportunidad para aplicar esta tecnología en el sector industrial y doméstico. Sin embargo, en sistemas basados en energía solar, las limitaciones asociadas con la entrega intermitente de energía pueden causar un rendimiento inestable y diseños poco confiables. Los cambios de clima, producto de la velocidad del viento y la aparición de nubes, se consideran los principales factores que contribuyen a la inestabilidad en la cantidad de energía disponible. Por lo tanto, el rendimiento energético de los sistemas que funcionan con energía solar térmica puede mejorarse introduciendo un sistema de acumulación de energía basado en el uso de materiales de cambio de fase (PCM). Se presenta un diseño de un sistema de acumulación de energía térmica para un secador de túneles tipo Hohenheim para productos agrícolas. Se observó que el valor de la temperatura superficial tiene una influencia importante en los cálculos de cambio de fase y la masa total de PCM requerida en el sistema. Por otra parte, la transferencia de calor está dominada por la transferencia de calor externa en el aire. Adicionalmente, el diámetro de la tubería afecta significativamente el tiempo de cambio de fase. Los resultados obtenidos son importantes y contribuyen significativamente al conocimiento requerido para implementaciones de sistemas similares, ya que poco se ha explorado en este campo en regiones donde las condiciones climáticas son adecuadas para cambios inesperados.

**Palabras clave:** Material de cambio de fase, secado solar, energías renovables.

## **Abstract**

The increasing interest in renewable energy has opened an opportunity to apply this technology in the industry and domestic sector. However, in solar-based systems, limitations associated with the intermittent energy delivery can cause unstable performance and unreliable designs. Weather fluctuations, such as wind speed and appearance of clouds, are considered the principal factors that contribute to the instability in the amount of energy available. Thus, the energy performance of systems that operate with solar thermal energy can be improved by introducing an energy accumulation system based on the use of phase change materials (PCM). A design of a thermal energy accumulation system for a tunnel dryer type Hohenheim for agricultural products is presented. It was observed that the value of the surface temperature has an important influence on phase change calculations and the total mass of PCM required in the system. On the other hand, the heat transfer is dominated by the external heat transfer in the air. Additionally, the pipe diameter significantly affects the phase change time. The results obtained are important and make a significant contribution to the knowledge required for implementations of similar systems, since little has been explored in this field in regions where the weather conditions are suitable to unexpected changes.

**Keywords:** Phase change materials, solar drying, renewable energy.

# Contenido

<b>Resumen</b>	<b>IX</b>
<b>Abstract</b>	<b>X</b>
<b>Lista de símbolos</b>	<b>XI</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>1-1</b>
<b>2. Planteamiento del problema</b>	<b>1</b>
2.1 Energía solar	2
2.2 Sistemas de acumulación de energía térmica	4
2.3 Materiales de cambio de fase	7
2.4 Secadores solares	10
2.5 Secador solar tipo Hohenheim	13
<b>3. Marco teórico</b>	<b>17</b>
3.1 Consideraciones generales y suposiciones para el diseño del sistema de acumulación	17
3.2 Cálculo de calor deseado ( $\dot{Q}_d$ )	19
3.3 Transferencia de calor al interior de los tubos	20
3.4 Consideraciones geométricas de diseño	24
3.5 Transferencia de calor al exterior de los tubos y determinación del coeficiente global de transferencia de calor (U)	26
3.6 Método de diseño de intercambiador de calor	26
<b>4. Análisis de la acumulación de energía térmica usando PCM en un dispositivo a nivel de laboratorio</b>	<b>28</b>
4.1 Montaje experimental	28
4.1.1 Ducto	29
4.1.2 Sistema de suministro de aire	35
4.1.3 Sistema de suministro de energía térmica	37
4.1.4 Tubos de cobre y termopares	38
4.1.5 Sistema de adquisición de datos	41
4.2 Pruebas preliminares de funcionamiento	42
4.3 Diseño experimental	44
4.4 Procedimiento experimental	46

4.5	Resultados y análisis .....	48
<b>5.</b>	<b>Diseño de un sistema de acumulación de energía térmica en un secador solar de túnel tipo Hohenheim .....</b>	<b>66</b>
5.1	Metodología de cálculo .....	66
5.2	Cálculos .....	69
5.2.1	Consideraciones iniciales.....	69
5.2.2	Cálculo de calor deseado ( $\dot{Q}_d$ ) .....	71
5.2.3	Análisis de los fenómenos de transferencia de calor en el sistema.....	72
5.2.4	Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (U) .....	77
5.2.5	Aplicación del método de diseño de intercambiadores de calor .....	77
5.2.6	Cálculo de $\dot{Q}_{m\acute{a}x}$ , $\dot{Q}_{real}$ , NTU, $\epsilon$ .....	78
5.2.7	Redimensionamiento del intercambiador .....	79
5.2.8	Aumento del valor numérico de U.....	80
5.2.9	Variación del área de transferencia .....	91
5.2.10	Cálculo de $T_s$ y $T_F$ .....	94
5.2.11	Corrección de número de filas del intercambiador.....	96
5.3	Análisis de sensibilidad para el intercambiador diseñado .....	100
5.4	Análisis para el proceso de solidificación para el caso en el que el PCM entrega la energía de cambio de fase .....	101
5.5	Análisis de la transferencia de calor desde la temperatura de solidificación a la temperatura ambiente .....	105
<b>6.</b>	<b>Implementación del sistema de acumulación térmica en un secador solar tipo Hohenheim ubicado en Bucaramanga.....</b>	<b>108</b>
6.1	Proceso constructivo y de montaje .....	109
6.2	Equipos.....	112
6.2.1	Adquisición de datos .....	112
6.2.2	Piranómetro.....	113
6.2.3	Termoanemómetro.....	114
6.3	Calibración de termopares.....	114
6.4	Pruebas realizadas .....	120
6.5	Análisis y resultados .....	120
<b>7.</b>	<b>Conclusiones, recomendaciones y trabajos futuros .....</b>	<b>126</b>
7.1	. Conclusiones .....	126
7.2	Recomendaciones .....	127
7.3	Trabajos futuros.....	128
<b>8.</b>	<b>Bibliografía .....</b>	<b>129</b>

# Lista de Símbolos

## Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
$Ar$	Número de Arquímedes	1	$\frac{\rho_{sól} - \rho_{líq}}{\rho_{sól}} \frac{g r_{int}^3}{v^2}$
$A$	Área	$[m^2]$	$\iint dx dy$
$C$	Constante	1	Tabla 3-1
$C_p$	Calor específico	$\left[ \frac{J}{kg K} \right]$	$\frac{\partial C}{\partial m}$
$D$	Diámetro	$[m]$	
$f$	Factor de fricción	1	Fig. 3-3
$Fo$	Número de Fourier	1	$\frac{\tau_a}{Ste}$
$g$	Aceleración de la gravedad	$\left[ \frac{m}{s^2} \right]$	$\frac{d^2 y}{dt^2}$
$Gr$	Número de Grashof	1	$\frac{g \beta r_{int}^3 (T_s - T_{PCM})}{v^2}$
$h$	Coeficiente de transferencia de calor por convección	$\left[ \frac{W}{m K} \right]$	
$k$	Conductividad térmica	$\left[ \frac{W}{m K} \right]$	
$L$	Longitud	$[m]$	$DF$
$m$	Masa	$[kg]$	$DF$
$\dot{m}$	Flujo másico	$\left[ \frac{kg}{s} \right]$	$\frac{m}{t}$
$N$	Número de tubos	1	
$Nu$	Número de Nusselt	1	$\frac{h L_c}{k}$
$NTU$	Número de Unidades de Transferencia	1	Ec. 3.26
$Pr$	Número de Prandtl	1	$\frac{v}{\alpha}$

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
$\dot{Q}$	Flujo de calor	[W]	
Ra	Número de Rayleigh	1	Pr Gr
Re	Número de Reynolds	1	$\frac{u D_h}{\nu}$
$r$	Radio	[m]	
Ste	Número de Stefan	1	$\frac{C_p \Delta T}{\lambda}$
$t$	Tiempo	s	$DF$
$T$	Temperatura	[K]	$DF$
$u$	Velocidad del aire	$\left[\frac{m}{s}\right]$	$\left(\frac{dx}{dt}, \frac{dy}{dt}, \frac{dz}{dt}\right)$
U	Coeficiente global de transferencia de calor	$\left[\frac{W}{m K}\right]$	Ec. 3.20
$\dot{V}$	Caudal	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$	$A u$
$V_{\text{tubo}}$	Volumen del tubo	[m <sup>3</sup> ]	$\int dr^3$
$\dot{W}_{\text{vent}}$	Potencia del ventilador	[W]	Ec. 3.18
X	Factor de corrección	1	Fig. 3-3
S	Paso	[m]	

## Símbolos con letras griegas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
$\alpha$	Difusividad térmica	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$	$\frac{\lambda}{\rho C_p}$
$\beta$	Coeficiente de expansión térmica	$\left[\frac{1}{K}\right]$	Tabla 3-2
$\Delta P$	Caída de presión	[Pa]	Ec. 3.17
$\Delta T$	Diferencia máxima de temperatura	[K]	
$\varepsilon$	Efectividad	1	Ec. 3.25
$\lambda$	Calor latente de fusión	$\left[\frac{J}{kg}\right]$	

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
$\mu$	Viscosidad dinámica	$\left[\frac{kg}{m \cdot s}\right]$	
$\nu$	Viscosidad cinemática	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$	$\frac{\mu}{\rho}$
$\rho$	Densidad	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	$\frac{m}{V}$
$\rho'$	Relación de densidades líquido/sólido del PCM	1	$\frac{\rho_{líq}}{\rho_{sól}}$
$\tau_a$	Tiempo adimensional	1	

## Subíndices

Subíndice	Término
a	Aire
amb	Ambiente
C	Caraterística
cen	Centro del tubo
Cu	Cobre
d	Deseado
D	Diagonal
der	Derecha
ex	Experimental
ext	Externo
F	Final
h	Hidráulico
int	Interno
izq	Izquierda
L	Sección transversal
Lo	Longitudinal

<b>Subíndice</b>	<b>Término</b>
líq	Líquido
máx	Máximo
máxL	Máximo latente
máxS	Máximo sensible
mín	Mínimo
nom	Nominal
PCM	Materiales de cambio de fase
PCM. líq	Material de cambio de fase en estado líquido
PCM. sól	Material de cambio de fase en estado sólido
prom	Promedio
s	Superficial
sól	Sólido
T	Total
t	Tubo
TC	Transversal de la fase gaseosa
TD	Total ducto
vent	Ventilador
0	inicial

## Abreviaturas

<b>Abreviatura</b>	<b>Término</b>
NTU	Número de unidades de transferencia
PCM	Materiales de cambio de fase
SHM	Materiales de calor sensible
LHM	Materiales de calor latente

# 1.Introducción

Con el desarrollo acelerado de la economía a nivel mundial, se requiere de una mayor capacidad de generación de energía [1, 2]. Sin embargo, el uso indiscriminado de fuentes de energía no renovables ha dejado una marca imborrable en el planeta [3]. Los efectos del uso de combustibles fósiles se deben analizar desde varias perspectivas; la ambiental, la de salud pública y la económica. Los impactos de tipo ambiental se generan a lo largo de la cadena productiva de los combustibles fósiles, generando daños ambientales de diferentes tipos y escalas [4]. Referente a la salud pública, se encuentran las enfermedades asociadas a los contaminantes producidos por los combustibles fósiles que van desde patologías como conjuntivitis, sinusitis, faringitis, cefaleas, entre otras, hasta enfermedades más complejas como asma severa, bronquitis, insuficiencia cardiaca, renal y hepática [5]. Económicamente hablando, para que el uso de tecnologías renovables pueda ser competitivo, se deben tener en cuenta aspectos como el potencial de generación, que debe ser suficiente para suplir las necesidades del mercado y que los costos asociados a su aprovechamiento no sean demasiado altos [6, 7]

Para que los proyectos en energías renovables sean atractivos, los gobiernos deben adoptar políticas ambientales que promulguen el uso de este tipo de desarrollos. Por las anteriores razones, durante varios años se han venido investigando y desarrollando tecnología en este campo, por tal razón, las energías renovables juegan un papel importante para el futuro del mundo [13,14].

El uso de energías renovables aplicadas al sector industrial y doméstico, específicamente en sistemas que utilizan como fuente de energía el sol, se tiene la dificultad de la intermitencia de la entrega de energía. Esa disponibilidad de energía es afectada, por una parte, por la intermitencia del ciclo normal causada por la falta de radiación en periodos nocturnos y otra es generada por los cambios repentinos de las condiciones ambientales, provocando que los diseños no sean confiables ni estables.

Particularmente, en la región tropical la disponibilidad de horas luz es mayor comparada con las zonas que se ubican entre los círculos polares Ártico y Antártico y los trópicos de Cáncer y de Capricornio, lo cual favorece el uso de dispositivos alimentados con este tipo de energía. Sin embargo, las fluctuaciones del clima (vientos, nubes, etc.) causan variación en la cantidad de energía que entra a los dispositivos en los periodos donde hay radiación solar. Por tal motivo, se han propuesto mecanismos que mejoren las condiciones de estabilidad al interior de las unidades que trabajan con fuentes de energía renovable. Tal es el caso del uso de sistemas de acumulación de energía térmica, utilizando materiales de cambio de fase (PCM), aplicados a dispositivos que funcionan mediante energía solar térmica. Las investigaciones actuales se encaminan a comparar diversos tipos de PCM, determinando el más adecuado dependiendo de la aplicación que se requiera. Los usos más comunes, aprovechando la energía solar térmica se pueden encontrar en aplicaciones para calefacción de recintos o piscinas, calentadores de agua o para deshidratado de productos [8, 9, 10]. Para esta investigación, se profundizará en conceptos técnicos para la aplicación de la Energía Solar Térmica en procesos de deshidratado de productos agrícolas.

En la cadena de valor de los productos agrícolas, el secado es el proceso con el mayor requerimiento energético, por tal razón, es viable diseñar dispositivos de deshidratado de productos agrícolas, utilizando la energía solar térmica, ya que su implementación implica un ahorro energético que se ve reflejado en un ahorro económico.

Adicionalmente, el desarrollo tecnológico en el sector rural es bajo en países como Colombia, razón por la cual, los procesos de secado que se realizan actualmente, se desarrollan en condiciones inadecuadas lo que conlleva a que se generen pérdidas estimadas en el orden de 30 a 40% [11]. El proyecto se encuentra enfocado para que los agricultores tengan una herramienta que les permita realizar procesos de secado más estables, para lo cual, les ayudaría a mejorar la calidad del producto. Por otra parte, reduciría los costos en consumo de energía. Asimismo, es una alternativa al pequeño agricultor, para que desarrolle procesos económicos mitigando las pérdidas, implementando procesos de secado económicos y adecuados. Además, al realizar este proceso a los alimentos, se obtiene otra fuente de negocio, ya que se pueden

comercializar, garantizando un mayor tiempo de durabilidad [1]. Así mismo, ofrece al consumidor un valor agregado al producto, debido a que se dispone de un mayor tiempo de durabilidad del mismo.

Al implementar sistemas de acumulación de energía térmica en este tipo de aplicaciones, permiten que, al interior de la cámara de secado, se mantenga la temperatura relativamente constante, favoreciendo lo que se dijo anteriormente, la calidad del producto. Por otra parte, otra ventaja al implementar este tipo de tecnologías en secado de productos agrícolas es que se aumenta las horas de deshidratado, ya que en las horas que no haya radiación solar; por efecto del cambio de fase, se seguirá entregando energía al secador. Los trabajos en éste área se han centrado en investigar colectores más eficientes [4, 6]. Así mismo, las investigaciones se centran en comparar los tipos de secadores solares y determinar el más eficiente [7, 8, 1]. Sin embargo, no se han reportado investigaciones en Colombia que hayan realizado, implementaciones de sistemas de acumulación térmica con materiales de cambio de fase en secadores solares, lo que genera una gran oportunidad con esta investigación para abrir una nueva línea investigativa en la región y poderla implementar.

El objetivo general de este trabajo es implementar un sistema de acumulación de energía térmica, usando PCM, aplicado a secadores solares. Para ello, se realizó un diseño y se construyó un dispositivo a nivel de laboratorio, con el fin de caracterizar el comportamiento térmico del PCM para poder implementarlo como sistema de almacenamiento térmico. Para ello, se estudian los fenómenos de transferencia de calor que intervienen en el proceso de cambio de fase del PCM. Como PCM se escogen la parafina y el ácido esteárico por tener una temperatura de fusión de 60 °C la cual se encuentra en el rango adecuado para el secado de plantas aromáticas [15]. Adicionalmente se tuvo en cuenta su costo, disponibilidad e inocuidad. El foco de este proyecto es mantener la temperatura constante a la entrada en la cámara de secado. Una vez caracterizado el PCM, se realiza el proceso de diseño para posteriormente implementarlo en un secado solar de túnel prototipo tipo Hohenheim.

Se pudo observar que el valor de la temperatura superficial tiene una influencia importante al momento de realizar los cálculos del tiempo de cambio de fase y de la masa total de PCM requerida en el sistema. Por su parte, se presenta una resistencia térmica mayor en el proceso de transferencia de calor por convección externa, comparada con la interna. Adicionalmente, el diámetro de tubería afecta significativamente, los valores de los números adimensionales. Los resultados obtenidos son importantes y hacen un aporte

significativo al conocimiento para posibles implementaciones de sistemas similares, ya que poco se ha explorado en este campo a nivel de la región tropical.

Parte de los resultados obtenidos a través de la investigación, ya fueron publicados en la Revista UIS Ingeniería. Cita: ESCOBAR-OCHOA, Mario; CUERVO-ANDRADE, Sandra; RINCON-PRAT, Sonia. Metodología para el diseño de un módulo de acumulación térmica usando materiales de cambio de fase (PCM) para un secador solar de túnel. Revista UIS Ingenierías, v. 17, n. 1, p. 9-20, nov. 2017. ISSN 2145-8456.

Así mismo, se han realizado contribuciones en conferencias, en donde se ha dado a conocer lo que se ha adelantado en este proyecto. A continuación, se presenta el listado de conferencias en las que se han participado con este proyecto:

- 2nd. International Congress of Mechanical Engineering and Agricultural Science, Bucaramanga, Colombia.
- International Week of Research, Development and Innovation, 2nd International Conference Science and Technology of Drying, Bucaramanga, Colombia.
- Encuentro de Investigadores 2017, Bogotá, Colombia.

## 2. Planteamiento del problema

En los procesos de secado de productos agrícolas, utilizando secadores solares, se presenta una intermitencia en la disponibilidad de la energía, dado que la radiación solar fluctúa, dependiendo de las condiciones ambientales y climatológicas. Por tal motivo, se hace necesario, optar por implementar dispositivos o sistemas que mantengan relativamente constante la temperatura de trabajo dentro de la cámara de secado, con el fin de garantizar la calidad del producto a la cual se le está realizando el proceso mencionado anteriormente.

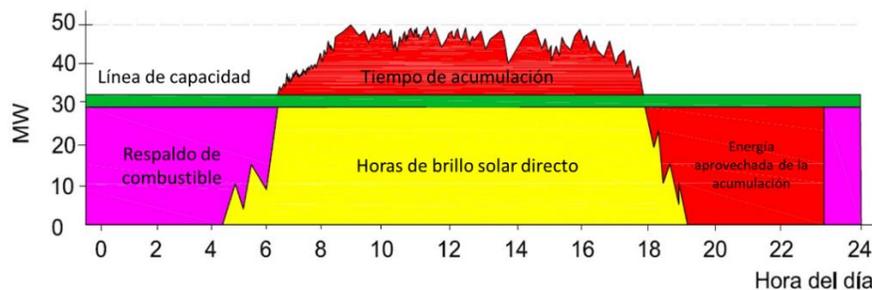
Debido a la gran variabilidad en las condiciones ambientales que se presentan en diversos lugares de Colombia, si el nivel de radiación no es suficiente la temperatura del colector no alcanza los rangos de temperatura deseados. Experimentalmente, se han registrado datos en donde la temperatura del colector se asemeja a la temperatura ambiental. En otras ocasiones, la temperatura alcanza el nivel esperado, pero repentinamente se presenta un cambio súbito de las condiciones climatológicas e inmediatamente hay una disminución de la temperatura al interior del secador. Esto conlleva a que el sistema no sea eficiente y que se tenga que implementar mecanismos adicionales al sistema de secado, con el fin de mantener la temperatura óptima para el proceso de deshidratado de los productos agrícolas.

Para la identificación del problema, se formula la siguiente hipótesis: Instalando un acumulador de energía, utilizando PCM en un secador solar, ¿será que se logra las condiciones estables de operación, durante el proceso de secado de productos agrícolas, manteniendo los valores de temperatura en el rango adecuado en la cámara de secado, cuando el sistema trabaje con Energía solar?

## 2.1 Energía solar

Hay dos tipos de aplicaciones tecnológicas, utilizando la Energía Solar Directa: la Energía Solar Fotovoltaica y la Térmica [3]. En el sector agrícola, la energía solar se perfila como una solución a los problemas energéticos que se presentan en sitios apartados, que en ocasiones no cuentan con la infraestructura de conexión a la red eléctrica.

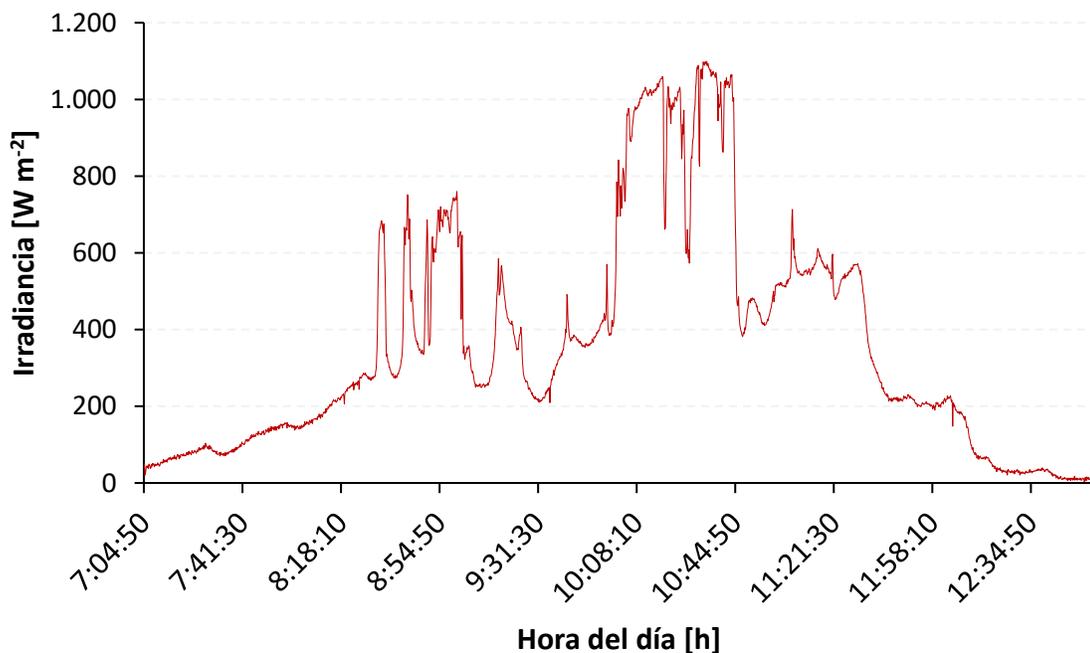
Sin embargo, dependiendo de la ubicación, se puede presentar una fluctuación entre los valores medidos de radiación solar, afectando los resultados del sistema que se tenga. Dichas variaciones se deben al constante cambio de las condiciones climáticas o por factores temporales que afectan la entrada de radiación solar al sistema, ejemplos de esta última consideración, entre otros pueden ser, objetos que causan sombras en el colector y exceso de residuos en la parte superior del colector. Por otra parte, uno de los inconvenientes que se presentan por el uso de estas tecnologías, es la disponibilidad del recurso solar. El brillo solar en países tropicales es en promedio de 6 horas al día, por tal motivo, se hace necesario tener una opción de almacenar la energía proveniente del sol en un acumulador, que permita aprovechar la energía en momentos de baja radiación y que minimice al máximo los picos de radiación solar que se presentan. En la Figura 2-1, se ilustra el periodo de radiación directa en un día.



**Figura 2-1.** Distribución del uso de la energía en sistemas solares con sistemas de acumulación [16].

En la Figura 2-2, se presenta parte de los resultados de una investigación experimental realizada por el Grupo de Investigación en Biomasa y optimización térmica de procesos BIOT. En esta figura, se puede observar el comportamiento de la Radiación Solar en un lapso de nueve horas en un día cualquiera en el municipio El Rosal en Cundinamarca. Se

evidencia que los datos de radiación solar son afectados por los cambios constantes de las condiciones ambientales. Durante la mañana, el sensor registró los datos de radiación solar que variaron entre 300 y 1000 W/m<sup>2</sup>, por su parte, en horas de la tarde, el pico máximo registrado fue de 600 W/m<sup>2</sup>, debido a que, durante la tarde, las condiciones climatológicas de la zona no ayudaron a que se tuviera un día despejado, por el contrario, predominó en el ambiente nubosidades. El inconveniente es que, con estos rangos tan amplios de radiación solar tan bajos, los equipos que se alimentan con la energía solar tendrán variaciones en el comportamiento, disminuyendo su desempeño y eficiencia. Este comportamiento es recurrente en varios lugares, debido a las fluctuaciones del clima y ambientales de las zonas.



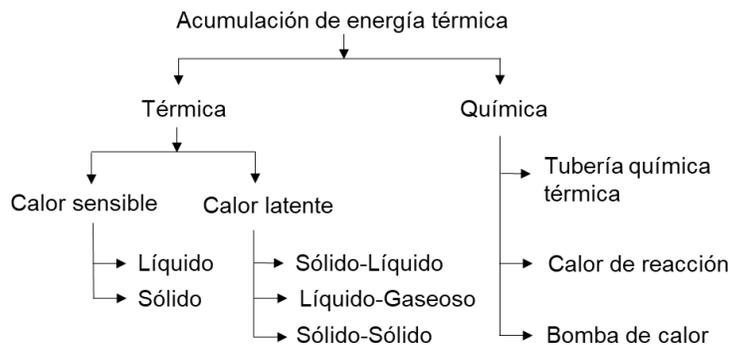
**Figura 2-2.** Comportamiento de la Radiación Solar en una zona de Cundinamarca.

Se puede usar la Energía Solar Fotovoltaica en soluciones de bombeo o iluminación y la Solar Térmica en aplicaciones de calefacción de recintos o piscinas, calentadores de agua o para deshidratado de productos [1, 2, 17]. Para esta investigación, se profundizará en conceptos técnicos para la aplicación de la Energía Solar Térmica en procesos de deshidratado de productos agrícolas.

## 2.2 Sistemas de acumulación de energía térmica

Como se evidenció en la Figura 2-2, el comportamiento de la radiación Solar es intermitente, por tal razón, se hace necesario instalar en el secador un sistema de acumulación de energía para que minimice las fluctuaciones de Radiación Solar y, por ende, permita que la temperatura interna en la cámara de secado sea relativamente constante y se evite incurrir en gastos energéticos adicionales. Logrando esta condición, se obtendría una mejora en la calidad del producto final. Adicionalmente, si se mantiene una temperatura estable y en el rango para el deshidratado de algún producto agrícola en específico, se podría disminuir el tiempo de secado. Por otra parte, se minimizaría la posibilidad de realizar procesos adicionales para finalizar la fase de secado de los productos, obteniendo un ahorro energético y económico.

En tal sentido, la tecnología ha evolucionado y se presentan distintas opciones para sistemas de acumulación de energía aplicadas al secado solar. Hay varios tipos de acumuladores de energía; en la Figura 2-3 se detalla la clasificación de los acumuladores que actualmente se encuentran. Hay dos grandes grupos para sistema de acumuladores, los térmicos y los químicos, dentro del grupo de los térmicos, se encuentran los Materiales de Calor Sensible (SHM), donde comúnmente, se clasifican los líquidos (agua) y los sólidos (entre otros, las rocas). A su vez, se encuentran los Materiales de Calor Latente (LHM) o Materiales de Cambio de Fase (PCM), dentro de los cuales, se encuentran los que cambian de estado sólido-líquido, líquido-gaseoso y sólido-sólido [29, 30]. Por su parte, hay acumuladores químicos, dentro de los que se encuentran las tuberías termoquímicas, reacción de calor y las bombas de calor.



**Figura 2-3.** Tipos de acumuladores de energía térmica [19].

Los sistemas acumuladores de energía térmicos tienen una clasificación. En la Figura 2-4, se muestra que los SHM, pueden ser clasificados en materiales para corta y larga duración de acumulación, así mismo, dentro de este tipo de materiales de corta duración de acumulación se destacan los contenedores de rocas, lecho de tierra o piedras y tanques de agua. Por su parte, los materiales acumuladores de larga duración están los estanques solares, grandes tanques, tierra, cama de rocas y acuíferos. Los LHM ó PCM, la acumulación de energía es de corta duración y algunos de los materiales PCM señalados son las sales hidratadas y materiales orgánicos. Finalmente, dentro de la categoría de tipo de materiales acumuladores, se encuentran los químicos, donde se destaca la bomba química de calor.

Categoría	Duración en el periodo de almacenamiento	Tecnología de almacenamiento
Sensible	Corto tiempo	Rocas Lecho de tierra Tanques de agua
	Anual	Solar Tanques largos Tierra Lecho de rocas Acuíferos
Latente	Corto tiempo	Sales hidratadas Materiales orgánicos
Químico		Bombas de calor

**Figura 2-4.** Clasificación de materiales acumuladores de energía térmica [17]

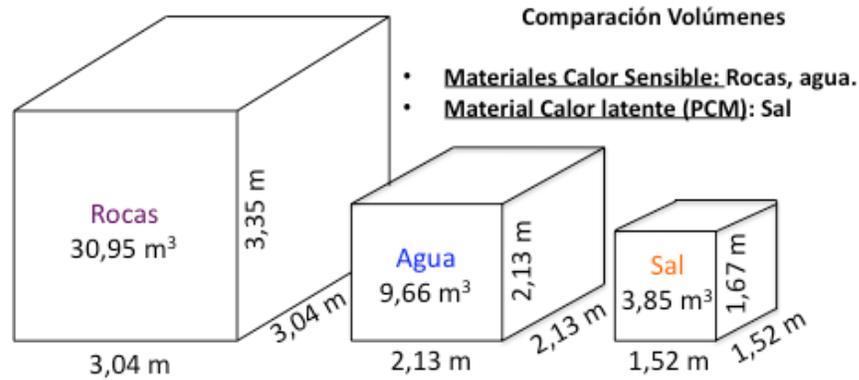
La tecnología de acumuladores de energía térmica ha sido objeto de investigación y desarrollo a través de los años, dichas investigaciones se han enfocado en obtener el mejor material acumulador, basados en el tiempo tanto de captación como de entrega de la energía; las temperaturas y condiciones de trabajo y en las diversas aplicaciones en que la acumulación térmica de energía cobra cierta relevancia. Actualmente, en el sector industrial, los sistemas acumuladores de energía adquieren importancia, debido a que uno de los objetivos de las compañías es buscar mejores eficiencias en los procesos

productivos, logrando un uso racional de la energía y minimizando los impactos ambientales en que se incurre, cuando se usa otro tipo de tecnologías para la misma aplicación [20].

Los campos de aplicación donde se ha llevado a cabo mayores investigaciones, referentes a sistemas de acumulación térmica, han sido en sistemas de calefacción y enfriamiento en los hogares; por otra parte, se busca mejorar la eficiencia en los secadores solares, en donde se ha demostrado que los PCM ofrecen una mayor densidad energética frente a los SHM [29, 32]. Sin embargo, los SHM han sido estudiados en Europa para aplicaciones en calefacción y enfriamiento en edificios. Por tal razón, los sistemas de acumulación térmica, se perfila como una solución económica y no requiere consumo energético de la red eléctrica. Los sistemas más comunes son los que utilizan tanques de agua y lechos de roca [33, 34].

Específicamente, en aplicaciones de secado solar, se deben considerar dos aspectos técnicos importantes al momento de escoger el tipo de material acumulador a utilizar, por una parte, se encuentra el volumen ocupado o requerido del material y la otra consideración es la manera en que el material recibe, almacena y entrega la energía al sistema. En tal sentido, los SHM presentan una desventaja con respecto a los PCM y es que cuando se utiliza agua a temperaturas altas, es complejo el manejo de la presión, se requeriría aditamentos adicionales en el sistema, y además, se necesitaría un diseño robusto en tamaño para que los volúmenes del material se puedan manejar [23].

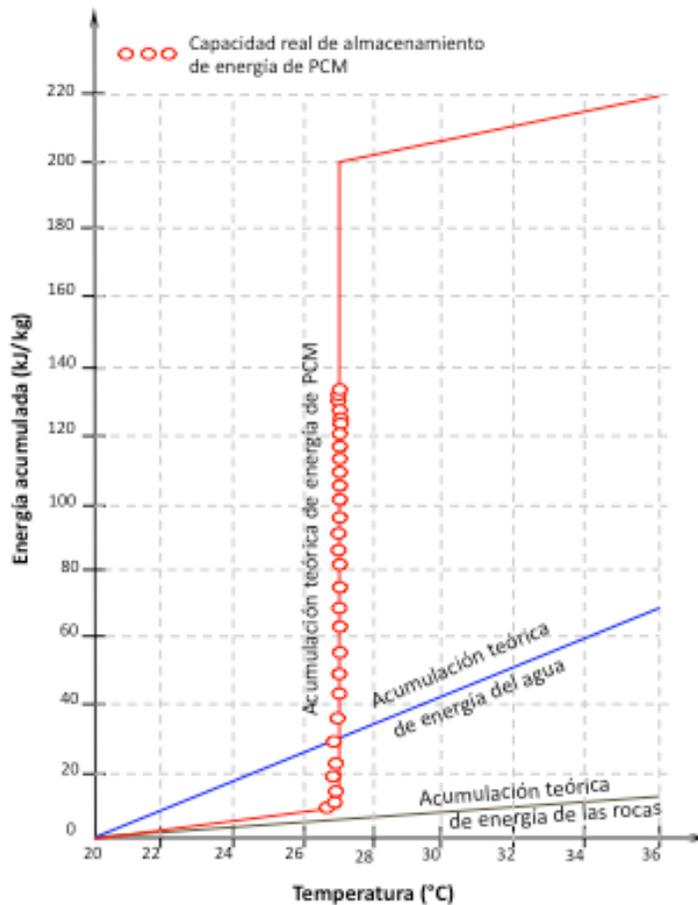
En cuanto al uso de las rocas, se requiere de un diseño, lo suficientemente grande y resistente, En la Figura 2-5, se puede comparar el volumen requerido de rocas, comparado con agua y con un PCM (sal hidratada), para entregar el mismo requerimiento de energía:



**Figura 2-5.** Volúmenes requeridos por diferentes materiales para una misma cantidad acumulada de energía [17]

### 2.3 Materiales de cambio de fase

El otro aspecto técnico relevante al momento de seleccionar el tipo de material es la manera en que el material recibe, almacena y entrega la energía al sistema, en tal sentido, en la Figura 2-6, se observa el comportamiento que tienen diferentes materiales, que son sometidos a un aumento en la temperatura. Como se observa, el PCM es isotérmico cuando se presenta el cambio de fase, esto permite tener un control de la temperatura deseada, caso opuesto sucede con los SHM que la temperatura crece linealmente y no permite tener un control de la temperatura deseada y que la acumulación de energía es mucho menor, comparada con los PCM.



**Figura 2-6.** Comparación del funcionamiento de SHM con PCM [24].

Por los factores técnicos señalados anteriormente, para este proyecto, se enfatizará únicamente en los materiales de calor latente o de cambio de fase, denominados por la sigla en inglés (PCM) *Phase Change Materials*.

Se debe tener en cuenta que éstos materiales tienen diferentes puntos de fusión, por tal razón, es necesario al momento de escoger el material, revisar que la temperatura que se espera obtener sea similar a la de fusión del material [36, 37]. Hay diferentes tipos de PCM, para diversas aplicaciones, por lo que los rangos de temperaturas de trabajo son bastantes amplios. [27]. En el mercado se consigue varios tipos de PCM que tienen la temperatura de fusión en los rangos apropiados para el proceso de deshidratado de productos agrícolas. [39, 40, 41].

---

Los PCM, tienen la ventaja de trabajar de forma isotérmica una vez inicien con el cambio de fase, esto hace que sea más fácil el control del proceso. [42, 43, 44].

Las aplicaciones que tienen este tipo de materiales, en su mayoría, se usa para calefacción y enfriamiento de edificios, no obstante, para el secado solar, presenta una alternativa, frente a los otros materiales que se ofertan en el mercado. [34].

El proyecto se realizará en dos etapas, la primera, la fase experimental se desarrollará en el Laboratorio de Transmisión de Calor, en la Universidad Nacional de Colombia. El objetivo de esta fase del proyecto es evaluar el comportamiento térmico de los PCM en condiciones controladas de operación (Temperatura y velocidad de aire). La segunda fase del proyecto se realizará en el campus de la Universidad Pontificia Bolivariana de Bucaramanga, en donde se llevará a cabo la implementación del Sistema de Acumulación Térmica en dos secadores solares prototipo de túnel tipo Hohenheim.

Un aspecto atractivo para los productores de productos agrícolas que se interesen por este tipo de tecnologías, es la ubicación geográfica de Colombia, analizando la Figura 2-7 el Atlas de Radiación Solar, diseñado por la Unidad de Planeación Minero Energética (UPME) de Colombia, se puede deducir que resulta viable ampliar las perspectivas de uso de este tipo de tecnologías, ya que en algunos puntos de la geografía Nacional, los datos censados de Radiación Solar son superiores a  $5,5 \text{ W/m}^2$ , esto significa que el comportamiento térmico del sistema, podría ser mucho mejor, claro está, teniendo en cuenta las condiciones climatológicas del lugar.

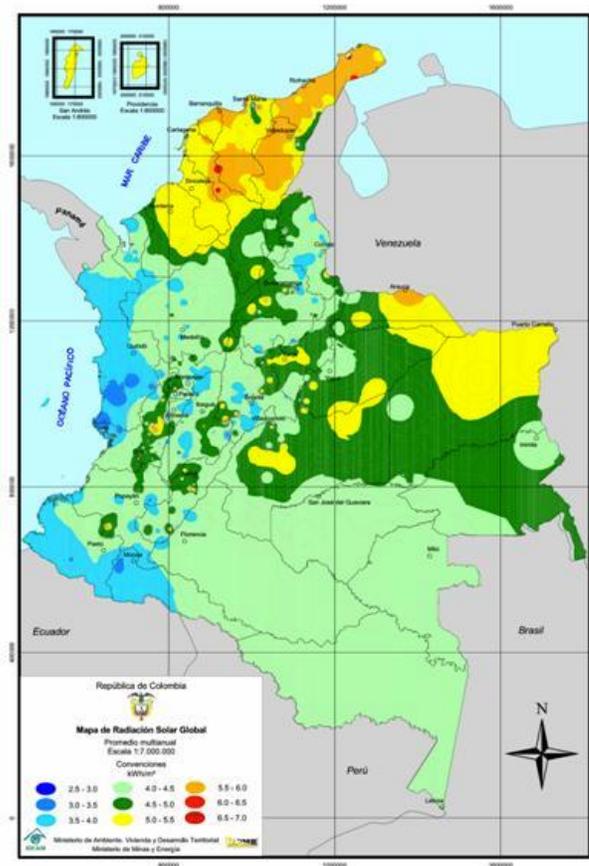


Figura 2-7. Radiación Solar promedio multianual en Colombia.

## 2.4 Secadores solares

Entre los sistemas de energías renovables, la energía solar térmica se considera como la alternativa más económica [17, 19]. La aplicación de este tipo de tecnología es variada, la más inmediata, consiste en captar la radiación solar para cocción de alimentos [13, 20, 21]. Sin embargo, en el sector de la agricultura, una de las aplicaciones más importante es la del secado solar de alimentos.

En la cadena de valor de los productos agrícolas, el secado es el proceso con el mayor requerimiento energético, por tal razón, es viable diseñar dispositivos de secado de productos agrícolas, utilizando la energía solar térmica, ya que presenta un ahorro energético que se ve reflejado en un ahorro económico. Adicionalmente, en estudios realizados, se ha demostrado que las pérdidas para los agricultores, cuando cultivan frutas

---

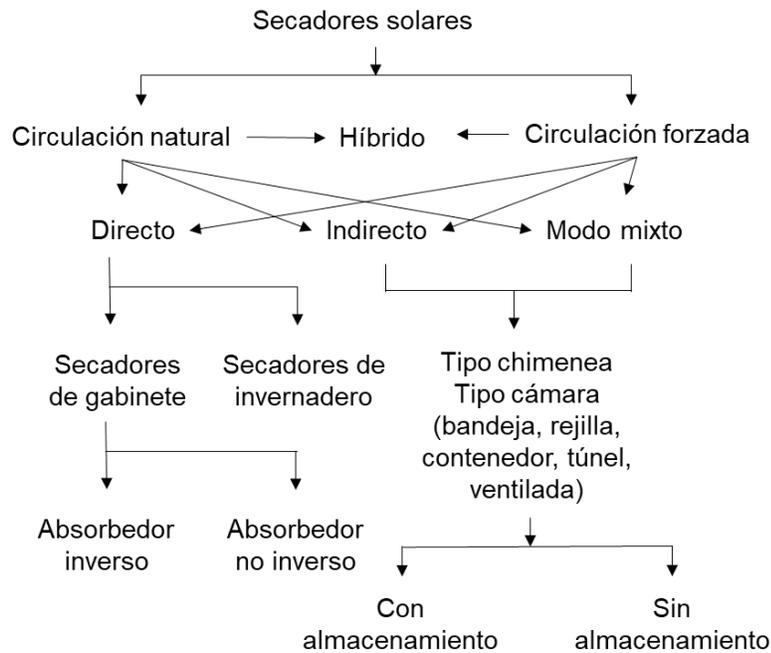
y vegetales, por efectos del tiempo de exposición al ambiente de este tipo de productos, en países en vía de desarrollo está estimado en el orden de 30 a 40%, ya que en el almacenamiento o transporte se descomponen o por la humedad aparecen microorganismos de dañan la calidad del producto [11].

En la Figura 2-8, se muestran los diferentes tipos de secadores solares; la principal clasificación es por la manera en que circula el aire dentro del secador. Entre estos se encuentran tres tipos principales:

La primera; circulación natural, que es cuando el aire internamente fluye por la cámara de secado, sólo movido por los diferenciales térmicos que se encuentran a lo largo del secador. Para equipos grandes, este tipo de diseños no resultan tan efectivos, por el contrario, estos diseños son viables, cuando los secadores, son pequeños, de tal manera, el recorrido del aire es corto.

La segunda, la circulación forzada, que como su nombre lo indica, una fuerza externa producida por uno o varios ventiladores hace que el aire fluya de manera forzada dentro de la cámara de secado. La principal desventaja que ofrece este tipo de diseños es la dependencia a la red eléctrica para accionar el o los ventiladores, sin embargo, esto se puede solucionar, adicionando un módulo fotovoltaico en el sistema.

La tercera, de manera híbrida, cuando se diseña el secador para que actúen tanto la circulación natural como forzada [22, 23]:



**Figura 2-8.** Tipos de secadores solares [39]

Adicionalmente, dentro de la misma clasificación, también se encuentran divididos por la forma de calentamiento solar, donde pueden ser de forma directa, indirecta o híbridos.

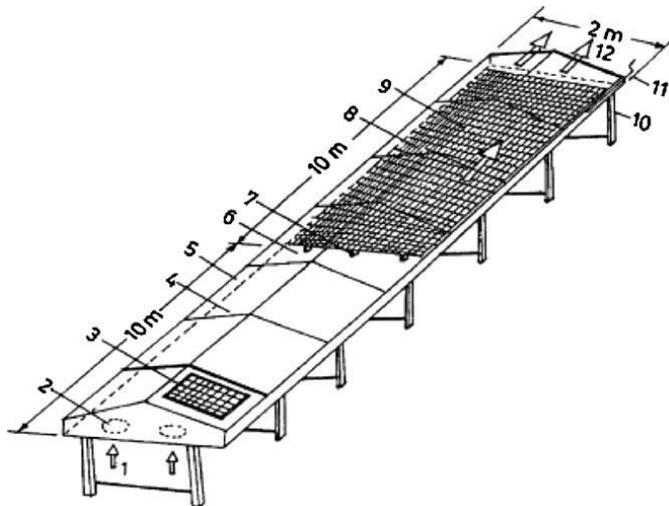
En la forma directa, los productos a ser secados extraen de los rayos del sol la energía suficiente para el proceso de evaporización de la humedad. Por otra parte, en los de tipo indirecto, la radiación solar, es captada, mediante unos dispositivos llamados colectores, donde circula cierta cantidad de aire y se direcciona hacia la cámara de secado, donde realiza el proceso de deshidratación de los productos agrícolas. Por último, se encuentran los de tipo mixto o híbridos, que son los que tienen los dos sistemas, dentro de los que se encuentran los secadores de tipo túnel.

En términos de costos, los secadores solares directos ofrecen una alternativa de uso, sin embargo, lo que se ha evidenciado es que los productos no quedan con la calidad requerida y se ha tenido pérdidas, ya que se está supeditado a que las condiciones climáticas no cambien y no ha sido fácil el control de polvo, animales y otros factores externos que no hacen viable el uso de este tipo de secadores [8].

## 2.5 Secador solar tipo Hohenheim

Dentro de la clasificación de secadores solares tipo túnel, se encuentran los tipos Hohenheim. Estos secadores se clasifican como secadores solares mixtos o híbridos y de convección forzada. Su desarrollo se realizó en Stuttgart - Alemania, en el Instituto de Ingeniería Agrícola de la Universidad de Hohenheim [23, 24]. En la Figura 2-9, se muestra cómo es su diseño y se señala las partes más importantes.

Uno de los componentes más importantes en el secador solar tipo Hohenheim es el colector que es en la superficie del mismo, donde se capta la radiación solar y la convierte en calor [6, 4]. Dependiendo del diseño de este tipo de dispositivos será la eficiencia que el sistema tenga. [41]. El material es importante al momento de diseñar un colector solar, éstos, deben tener propiedades de absorptividad, absorbancia, emisividad, reflectancia y transmitancia [37, 14].



Secador solar de túnel tipo Hohenheim: (1) Entrada de aire (2) Ventiladores; (3) Panel fotovoltaico para los ventiladores (4) Colector Solar (5) Estructura metálica lateral; (6) Fin del colector solar (7) Soporte de madera (8) Plástico de cubierta (9) Estructura que soporta el plástico de cubierta; (10) Estructura base del secador solar (11) Bandejas; (12) Salida de aire del secador

**Figura 2-9.** Esquema de un secador solar tipo Hohenheim [43]

Se han realizado diversas investigaciones, con el fin de obtener un modo de operación que permita un proceso más eficiente de secado. Por lo tanto, los secadores solares tipo

Hohenheim, los han fabricado de tipo indirecto y tipo híbrido [44]. En Marruecos, se construyó un prototipo de secador Hohenheim para el secado de Albaricoque [45], sin embargo, el problema que tenían era que en las noches el producto se rehidrataba, por lo tanto, se vieron en la necesidad de implementar unos complementos, con el fin de evaluar su efecto en los productos secados. Uno de esos complementos, consistió en instalar un sistema de absorción, por lo que realizaron el montaje de una cama de silica.

Por su parte, en Bangladesh, construyeron un secador de túnel para secar pescado, ya que esta es una de las fuentes principales de proteína en esa región del mundo y los procedimientos de conservación de este tipo de carne era precario, por lo que la proliferación de problemas de salud estaba a la orden del día [46]. Los resultados experimentales de esta investigación es que el registro de temperatura más alto a la salida del colector fue de 55 °C, con el valor más alto de temperatura ambiente de 32 °C. Por su parte, la radiación solar osciló entre 200-600 W m<sup>-2</sup>. Al revisar la temperatura de salida del colector, se puede suponer que se debe obtener una mejor eficiencia en el colector, ya que se está hablando de un área de transferencia de calor de 20 m<sup>2</sup>, que es el área del colector (10 X 2 m).

Otro desarrollo experimental fue el realizado en Bangkok, en el Instituto Asiático de Tecnología, en donde construyeron un secador prototipo de túnel tipo Hohenheim, para el secado de una variedad de ají. En esta investigación, implementan algunas pruebas con diferentes configuraciones con la alimentación de los ventiladores. La conclusión es que, si los ventiladores son alimentados con energía solar, la velocidad depende de la radiación, por ende, las velocidades al interior del secador son más bajas, comparadas si los ventiladores operan con energía eléctrica conectada a la red. Lo anterior traduce que la temperatura es más alta, cuando se presenta una condición de disminución de la velocidad. En un caso típico, operando los tres ventiladores, alimentados con energía solar fotovoltaica, los registros más altos de temperaturas a la salida del colector fueron de 52 °C, con una temperatura ambiente de 37 °C. El valor de radiación solar tubo su registro más alto de 600 W m<sup>2</sup> [47]. Lo interesante de este montaje experimental, fueron las dimensiones del secador. El área del colector fue de 7.20 m<sup>2</sup>, comparado con los 20 m<sup>2</sup>, de la investigación anteriormente descrita, Lo que hace pensar que, aunque se está manejando unos valores similares de temperatura, definitivamente, la eficiencia del colector marca un punto importante al momento de la construcción. Así mismo, otro

aspecto técnico relevante es el rol tan importante que tiene la velocidad en términos de transferencia de calor. Con velocidades bajas, las temperaturas aumentan y viceversa. En la Universidad de Bangladesh, se realizó la construcción de un secador solar tipo Hohenheim para el secado de hongos comestibles. El área de transferencia de este secador fue de 20 m<sup>2</sup>, obteniendo un registro máximo de temperatura a la salida del colector fue de 66.5 °C, con una temperatura máxima ambiental de 38 °C. La radiación solar máxima registrada fue de 885 W m<sup>-2</sup>. En esta investigación, calculan la eficiencia del colector y el promedio de las pruebas realizadas, fue del 33,73 % [48]. Para mejorar esa eficiencia, los esfuerzos deben estar encaminados a mejorar la cubierta. Aunque el plástico se utiliza, el vidrio podría tener mejores resultados, ya que el plástico con el tiempo se desgasta con el sol y pierde la transparencia, se agrieta y genera pérdidas. Por otra parte, el colector se puede mejorar aumentando el área de transferencia o revisar el tipo de pintura que le aplicaron al colector. La recomendación es que sea negra opaca para que no refleje los rayos del sol que le entran. Las mejoras en términos de eficiencia que se le pueden hacer a este tipo de secadores pueden ser de tres tipos, la primera, mejorando las condiciones del secador, en el colector y cubierta. Se puede mejorar los materiales empleados o aumentando el área de transferencia en el colector. La segunda, modificando variables de operación del secador, específicamente la velocidad de entrada del aire. La tercera implementando sistemas alternos que permitan almacenar la energía.

Referente a este último parámetro, se han realizado investigaciones encaminadas a implementar sistemas de almacenamiento con materiales de calos sensible y latente. Un ejemplo de implementación de sistemas de almacenamiento térmico con calor sensible es hacerlo con cama de rocas. En Camerún implementaron en un secador de túnel una cama de rocas, en donde una vez realizaron las pruebas experimentales, sacaron la conclusión que, debido al sistema de almacenamiento, la temperatura al interior de la cámara de secado se encontraba 5 °C por encima de la temperatura ambiental al anochecer [49]. Por otra parte, se realizó un diseño de un sistema de acumulación para un secador solar, en los cuales se encuentra pendiente si realmente el efecto del calor latente se evidencia en los registros de temperatura o el incremento de temperaturas se puede atribuir a la transferencia de calor por calor sensible [50].

Se han realizado modificaciones a los secadores solares tipo Hohenheim para aumentar la eficiencia de estos, por lo tanto, se destaca las variaciones en la dirección del flujo, de tal manera que tenga un mayor calentamiento en el colector. Por su parte, se ha implementado dispositivos adicionales en los secadores solares, de tal manera que tengan

un aumento de calor y las temperaturas en la cámara de secado sean mayores, en momentos donde no haya radiación solar. Estos dispositivos son quemadores de biomasa o chimeneas con PCM al interior [44].

Haciendo un esbozo general de las diferentes investigaciones realizadas en torno al comportamiento térmico de los secadores solares tipo Hohenheim, se puede apreciar que hay una oportunidad para trabajar en mejorar la eficiencia de este, en varios frentes, variando la geometría, modificando materiales, optimizando el colector y/o cubierta o implementando sistemas complementarios.

Por lo anterior, el objetivo general del proyecto es: Implementar un sistema de acumulación de energía usando un material de cambio de fase (PCM) en un secador solar tipo Hohenheim aplicado al deshidratado de productos agrícolas. Por su parte, para cumplir el objetivo general, se propusieron unos objetivos específicos que a continuación se relacionan:

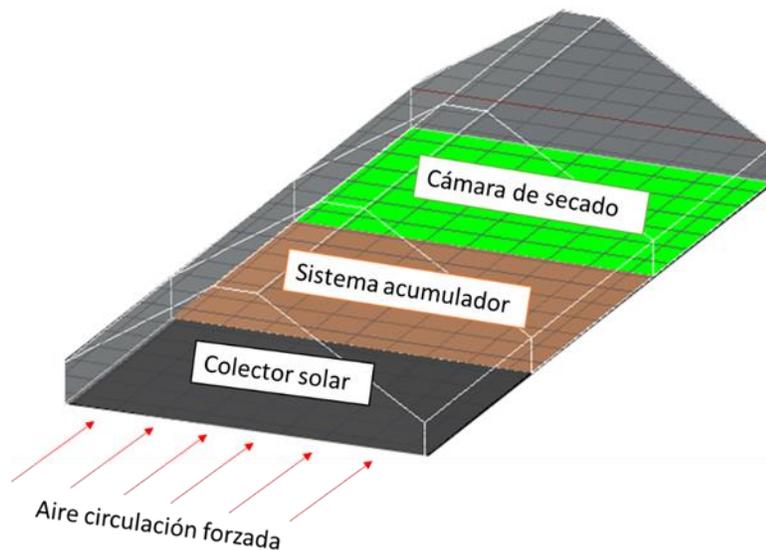
- Realizar una preselección de los PCM que sean aplicables al proceso de secado de productos agrícolas, con base en una revisión bibliográfica, teniendo en cuenta las condiciones de operación requeridas y la disponibilidad de los materiales en el ámbito nacional.
- Evaluar el comportamiento térmico de los PCM a nivel de laboratorio por medio de unos montajes experimentales que permitan tener condiciones controladas de operación con el fin de escoger el PCM más adecuado.
- Diseñar, construir, poner a punto, realizar pruebas y análisis térmico al sistema acumulador de energía, usando PCM, implementado en el secador solar prototipo de túnel tipo Hohenheim ubicado en la Universidad Pontificia Bolivariana de Bucaramanga, Colombia.

## **3. Marco teórico**

La fundamentación teórica necesaria para adelantar este proyecto se basa en los fenómenos de transferencia de calor. Como el diseño el sistema de acumulación se realizó bajo la premisa que es un sistema de banco de tubos. Dichos fenómenos se deben analizar desde dos puntos de vista, el primero, el fenómeno de transferencia de calor que ocurre al interior de los tubos. Con un aspecto importante que no se debe pasar por alto y es el hecho que involucra cambio de fase de un material. Por su parte, se debe analizar el fenómeno de transferencia de calor que ocurre en el exterior de los tubos. A continuación, se presenta una completa fundamentación teórica el cual se implementará durante el desarrollo del proyecto.

### **3.1 Consideraciones generales y suposiciones para el diseño del sistema de acumulación**

Con el objetivo de lograr condiciones estables de temperatura al interior de la cámara de secado de un secador solar de túnel tipo Hohenheim se plantea el montaje de un sistema de acumulación de energía con materiales de cambio de fase (PCM). En la Figura 3-1 se presenta un esquema de la configuración del secador de túnel tipo Hohenheim en el que se incluye el módulo de acumulación de energía entre el colector y la cámara de secado. El aire de secado fluye a través del secador por medio de ventiladores ubicados en la parte inicial del colector. En el colector se lleva a cabo el calentamiento del aire de secado que posteriormente pasa a través del sistema de acumulación y la cámara de secado. El sistema de acumulación está conformado por un banco de tubos, ubicados de forma perpendicular al flujo de aire. En la cámara de secado se ubica el producto a procesar.

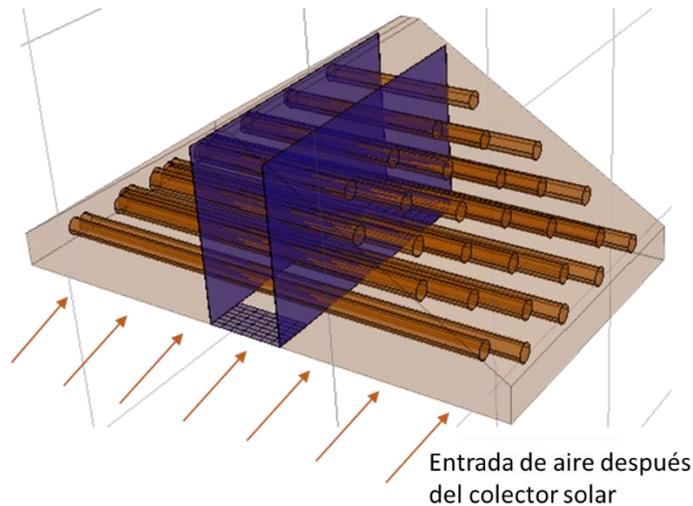


**Figura 3-1.** Esquema del prototipo de secador solar que se encuentra en la Universidad Pontificia Bolivariana de Bucaramanga, ubicando la posición en donde se instalará el sistema de acumulación.

El sistema de acumulación se compone de tubos de cobre en disposición de banco de tubos formando un intercambiador de calor de flujo cruzado, como se representa en la Figura 3-2. El colector solar capta la energía proveniente del sol, por lo que, al interior del sistema, en los momentos en que se tiene un nivel de radiación adecuado fluye aire caliente a una temperatura mayor a la temperatura de fusión de la parafina de tal manera que esta cambia de fase de estado sólido a líquido tomando la energía del aire. El diseño del intercambiador requiere de la cuantificación de los fenómenos de transferencia de calor que ocurren en el interior de los tubos (convección natural con cambio de fase) y en el exterior de los mismos (convección forzada externa). Para el diseño se tienen en cuenta las siguientes consideraciones:

- El diseño se realiza para la opción en la que el sistema está acumulando energía, el PCM se somete a un proceso de fusión. Después de haber diseñado el sistema, se analiza su comportamiento durante la solidificación.
- No se considera el sobrecalentamiento del PCM derretido ni el subenfriamiento del PCM solidificado.

- La temperatura de entrada y el flujo másico del aire en el intercambiador de calor es constante.
- La energía transferida en el sistema durante el cambio de fase varía con el tiempo debido al cambio continuo del sólido y las fracciones de fusión dentro de los tubos. Para fines de diseño, la transferencia de calor en el sistema se analiza como un proceso de estado estacionario con parámetros constantes promedio.
- Las pérdidas de calor en el sistema son despreciables en el análisis.



**Figura 3-2.** Esquema del sistema de acumulación térmica de energía.

### 3.2 Cálculo de calor deseado ( $\dot{Q}_d$ )

Para realizar el diseño del sistema de acumulación, es importante determinar el calor máximo permisible, con las condiciones iniciales dadas y con la geometría existente. Para hallar este calor, se hizo la suposición que no habría pérdidas de calor en el sistema y que se encontraba totalmente aislado. Mediante la Ecuación (3.1), se puede hallar el  $\dot{Q}_d$  que está en función del flujo másico del aire ( $\dot{m}$ ), el calor específico ( $C_{p,a}$ ) que es una propiedad del aire a la temperatura promedio, entre la  $T_0$  y la  $T_F$ . El  $\dot{m}$  que se determina empleando la Ecuación (3.2) que, a su vez, por un lado, requiere el cálculo del flujo del caudal ( $\dot{V}$ ) y, por otra parte, está en función de la densidad del aire a la temperatura promedio entre la  $T_0$  y la  $T_F$  ( $\rho_a$ ). Finalmente, para hallar el ( $\dot{V}$ ) se realiza mediante la Ecuación (3.3), en donde se encuentra en función del área transversal del ducto, para este caso de la geometría transversal del secador ( $A_{TR}$ ) y la velocidad e la entrada del colector ( $u$ ).

$$\dot{Q}_d = \dot{m} C_{p,a} (T_0 - T_F) \quad (3.1)$$

$$\dot{m} = \dot{V} \rho_a \quad (3.2)$$

$$\dot{V} = A_{TR} u \quad (3.3)$$

Se realizó una importante labor en la revisión bibliográfica, con el fin de encontrar investigaciones encaminadas a entender y analizar este fenómeno que involucra procesos de cambio de fase. Sin embargo, se evidenció que la información encontrada se puede manejar desde dos puntos de vista; la primera, es conocer las aplicaciones de sistemas acumulativos de energía, puntualmente, varios autores explican el desempeño de estos dispositivos en secadores solares. La segunda fase, consistió en revisar información bibliográfica que permitiera entender el funcionamiento interno de los sistemas acumuladores de energía con LHM.

Por lo anterior, se puede afirmar que, en este tema, la información es limitada, ya que muchos de los artículos encontrados, relacionados con secadores solares, implementando el uso de PCM, se enfocan en revisar el desempeño del sistema en general, no profundizando en estudiar el fenómeno de transferencia de calor que ocurre entre el ambiente y el PCM. No obstante, a continuación, se hace un compendio de investigaciones asociadas con este tema.

### 3.3 Transferencia de calor al interior de los tubos

Se destaca el trabajo realizado por Bareiss et al. [51] quienes hacen un análisis teórico y experimental de la transferencia de calor durante cambio de fase en un sistema cilíndrico y plantean dos expresiones que permiten determinar el número de Nusselt para el sistema y el tiempo de cambio de fase para el PCM utilizado. Por su parte [52], también hace una aproximación a las condiciones que se tienen en este proyecto, analiza el comportamiento térmico de un PCM que se encuentra al interior de un tubo. Dentro de las suposiciones que este autor realiza para poder realizar el proceso de cálculo. Asume que en una zona que él llama “zona de contacto”, es donde se produce el mayor intercambio de calor, entre una fina capa de PCM en estado líquido y la superficie del tubo. Dado que a medida que se presenta el cambio de fase, por diferencias de densidades, el PCM comienza el proceso

de derretimiento y el centro del PCM (si se analiza la sección transversal del tubo) se va desplazando hacia abajo. Similar razonamiento plantea [53]. La metodología presentada por Bareiss et al. [51] se basa en el estudio del sistema de manera adimensional. En las Ecuaciones (3.4) y (3.5) se presentan las expresiones desarrolladas por estos investigadores que permiten calcular el del tiempo adimensional ( $\tau_a$ ), que es el tiempo en que tarda el material en cambiar de estado sólido a líquido (o viceversa) y el número de Nusselt, necesario para la determinación de  $h_{int}$ .

En la Tabla 3-1 se realiza un compendio de los números adimensionales involucrados en el análisis y que son necesarios para los cálculos en las Ecuaciones (3.4) y (3.5) y el valor determinado con las condiciones de trabajo del sistema de acumulación y las propiedades de la parafina indicadas en la Tabla 3-2. La longitud característica utilizada por los autores corresponde al radio del tubo [51].

$$\tau_a = 2.49 \left( \frac{Ste}{Pr Ar} \right)^{0.25} \rho'^{-0.75} \left( \frac{1}{1 + C} \right) \quad (3.4)$$

$$Nu = 0.2 \left( \frac{Pr Ar}{Ste} \right)^{0.25} \rho'^{-0.25} (1 + C) \quad (3.5)$$

Por su parte, las propiedades de la parafina se presentan en la Tabla 3-2. La densidad relativa ( $\rho'$ ), está definida como el cociente entre la densidad en estado líquido y la densidad en estado sólido del PCM, por lo tanto, es una propiedad adimensional.

**Tabla 3-1.** Números adimensionales involucrados en el análisis de la transferencia de calor al interior de los tubos

Número adimensional	Ecuación
Grashof (Gr)	$Gr = \frac{g \beta r_{\text{int}}^3 (T_s - T_{\text{PCM}})}{v^2}$
Prandtl (Pr)	$Pr = \frac{v}{\alpha}$
Rayleigh (Ra)	$Ra = Pr Gr$
Stefan (Ste)	$Ste = \frac{C_{p\text{liq}} (T_s - T_{\text{PCM}})}{\lambda}$
Arquímedes (Ar)	$Ar = \frac{\rho_{\text{sól}} - \rho_{\text{liq}}}{\rho_{\text{sól}}} \frac{g r_{\text{int}}^3}{v^2}$
Constante de Bareiss [51] (C)	$C = 0.25 \left( Ste \rho' \frac{Ra}{Pr Ar} \right)^{0.25}$

Una vez se obtenga el valor del número de Nusselt, aplicando la metodología propuesta anteriormente, se puede hallar el coeficiente de transferencia de calor por convección en la parte interna. En la ecuación 3-6 se representa la relación de número de Nusselt que permite calcular  $h_{\text{int}}$ .

$$h_{\text{int}} = \frac{Nu k_{\text{PCM}}}{r_{\text{int}}} \quad (3.6)$$

La masa mínima de PCM requerida se determina a partir de la Ecuación (3.7), conociendo el calor deseado ( $\dot{Q}_d$ ) y el tiempo de cambio de fase ( $t$ ). El tiempo de cambio de fase, se determina a partir de la Ecuación (3.9). El número de Fourier (Fo), lo define Barreis et al. [51] de acuerdo con la Ecuación (3.8).

$$\dot{Q}_d = \frac{m_{\text{PCM}}}{\Delta t} \lambda \rightarrow m_{\text{PCM}} = \frac{\dot{Q}_d \Delta t}{\lambda} \quad (3.7)$$

$$Fo = \frac{\tau_a}{Ste} \quad (3.8)$$

$$Fo = \frac{\alpha t}{r^2} \rightarrow t = \frac{Fo r^2}{\alpha} \quad (3.9)$$

**Tabla 3-2.** Propiedades termofísicas de la parafina semirrefinada utilizada como PCM en el análisis.

Propiedad	Valor	Referencia bibliográfica
$T_{PCM}$ [°C]	59.00	[22]
$C_{p\ PCM.sól}$ [J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	2 100.00	[54]
$C_{p\ PCM.líq}$ [J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	2 490.00	[54]
$\rho_{PCM.sól}$ [kg m <sup>-3</sup> ]	893.00	[54]
$\rho_{PCM.líq}$ [kg m <sup>-3</sup> ]	782.00	[54]
$\rho'_{PCM}$	0.88	[52]
$k_{PCM}$ [W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	0.22	[55]
$\lambda_{PCM}$ [J kg <sup>-1</sup> ]	189,000	[54]
$\alpha_{PCM.líq}$ [m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]	8.50.E-08	[56]
$\beta_{PCM}$ [K <sup>-1</sup> ]	7.78.E-04	[57]
$\nu_{PCM}$ [m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]	5.23.E-06	[57]
$\mu_{PCM}$ [kg m <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup> ]	4.84.E-03	[57]

Para analizar el fenómeno de transferencia de calor al exterior de los tubos, se debe antes realizar el análisis geométrico del sistema, ya que, para bancos de tubos hay unas correlaciones que permiten hallar Nu y, por ende, hallar el coeficiente de transferencia de calor externo por convección. Por lo tanto, a continuación, se hace referencia de la teoría encaminada al diseño de banco de tubos.

### 3.4 Consideraciones geométricas de diseño

Los bancos de tubos pueden tener la configuración lineal o escalonada. En investigaciones encontradas, hacen la comparación de la transferencia de calor, entre las dos configuraciones, llegando a la conclusión que, por efectos de la turbulencia en la configuración escalonada, se tiene un mejor ambiente que favorece la transferencia de calor [53, 54]. Por lo anterior, como el objetivo es que se favorezca la transferencia de calor entre el exterior y el interior de los tubos, se implementará la configuración escalonada. El paso longitudinal y transversal  $S_{Lo}$  y  $S_{TR}$ , generalmente es conocida por el diseñador. A partir de estos valores, se pueden conocer las otras dimensiones importantes para conformar el diseño. En la Ecuación (3.10), se puede determinar el valor del paso diagonal  $S_D$ . Por su parte, en las Ecuaciones (3.11) y (3.12), se pueden determinar las áreas de flujo del aire. En la Ecuación (3.13), se puede observar la expresión para hallar  $Re_{ext}$ . Este número adimensional, está en función de la velocidad máxima del aire en el banco de tubos ( $u_{máx}$ ), la cual se determina a partir de las siguientes condiciones: si  $2A_D > A_T$ , se aplica la Ecuación (1.14). Si  $S_D < \frac{(S_{TR}+D)}{2}$ , se aplica la Ecuación (3.15)

$$S_D = \sqrt{S_{Lo}^2 + \left(\frac{S_{TR}}{2}\right)^2} \quad (3.10)$$

$$A_1 = S_{TR}L \quad (3.11)$$

$$A_{TR} = (S_{TR} - D)L \quad (3.12)$$

$$Re_{ext} = \frac{u_{máx} D}{\nu} \quad (3.13)$$

$$u_{máx} = \frac{S_T}{S_T - D} u \quad (3.14)$$

$$u_{máx} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} u \quad (3.15)$$

Una vez se conozca el valor de  $Re_{ext}$ , se puede determinar  $Nu_{ext}$ , este se halla, mediante una serie de correlaciones para bancos de tubos, basados en el análisis de Zukauskas presentado por Cengel [60]. La expresión utilizada para  $Nu_{ext}$  depende del  $Re_{ext}$  que se esté trabajando. Como se va a trabajar en la configuración escalonada, se utilizará la siguiente correlación Ecuación (3.16) de  $Nu_{ext}$ , la cual es válida para  $Re_{ext}$  entre 1 000 y  $2 \times 10^5$  [60].

$$Nu_{ext} = 0.35 \left( \frac{S_{TR}}{S_{LO}} \right)^{0.2} Re_{ext}^{0.6} Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25} \tag{3.16}$$

Cuando se tenga certeza de la dimensión del paso del fluido ( $S_{TR}$ ), se debe realizar un análisis de la caída de presión en el banco de tubos. Entre menor sea el valor de la distancia  $S_{TR}$ , la presión aumentará en el sistema. Dicho análisis se determina aplicando la relación desarrollada por Zukauskas et al. [61] presentada en la Ecuación (3.17). Esta relación depende de la velocidad máxima (que afecta directamente el valor de  $Re_{ext}$ ), de la densidad del aire a la temperatura promedio, del número de filas de tubos ( $N_L$ ), el coeficiente de fricción de los tubos ( $f$ ) y un factor de corrección  $X$  [56, 55]. Para obtener los valores de  $f$  y de  $X$ , en la Figura 3-3, se pueden determinar conociendo el valor de  $Re_{ext}$ .

$$\Delta P = N_L f X \frac{\rho u_{m\acute{a}x}^2}{2} \tag{3.17}$$

Una vez se haya realizado el análisis de la presión en el sistema, es necesario calcular la potencia requerida en el ventilador, en función de la presión calculada. En la Ecuación 3.18, se puede observar los parámetros requeridos para dicho análisis.

$$\dot{W}_{vent} = \dot{V}_g \Delta P = \frac{\dot{m} \Delta P}{\rho} \tag{3.18}$$

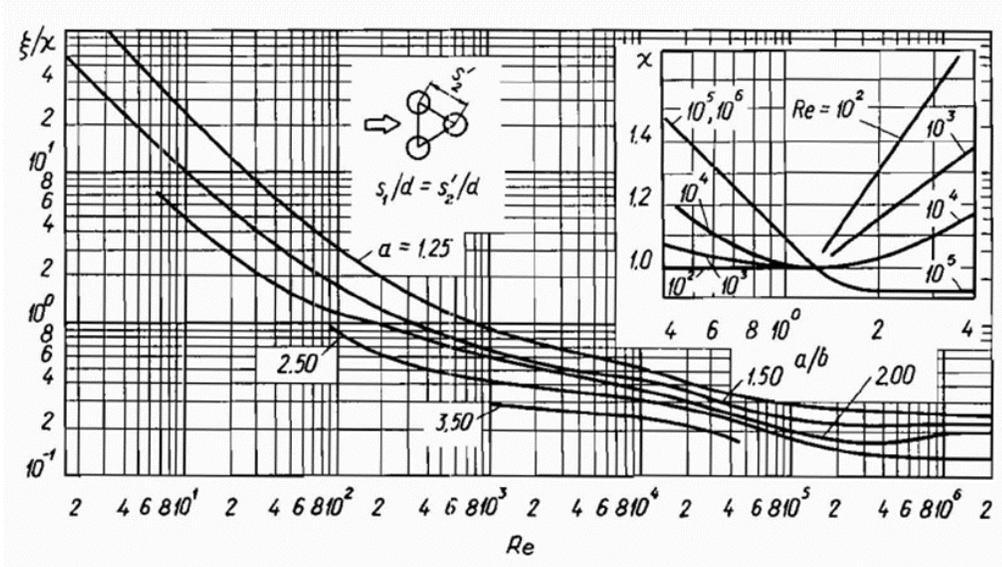


Figura 3-3. Factor de fricción y de corrección en un banco de tubos [61]

### 3.5 Transferencia de calor al exterior de los tubos y determinación del coeficiente global de transferencia de calor (U)

Una vez se haya realizado el análisis geométrico del sistema y se haya calculado el valor de  $Nu_{ext}$ , se puede determinar el coeficiente de transferencia de calor ( $h_{ext}$ ), mediante la Ecuación (3.19).

$$h_{ext} = \frac{Nu_{ext} k_a}{D_{ext}} \quad (3.19)$$

Cuando se conozcan los valores de  $h_{int}$  y  $h_{ext}$ , se puede proceder a calcular el valor del coeficiente global de transferencia de calor (U). Este parámetro se puede expresar también en la Ecuación (3.20), se puede observar que U está en función de la resistencia térmica total. Por su parte, en la Ecuación (3.21), se puede observar el efecto que tiene cada medio (medio externo, en la pared del tubo y en la parte interna) en la resistencia total. No obstante, la resistencia a la transferencia de calor por conducción por la pared del tubo de cobre es despreciable por su valor tan bajo ( $30,37 \times 10^{-6} \text{ K W}^{-1}$ ) y la diferencia entre el área de transferencia de calor exterior e interior es muy pequeña. Por lo tanto, la Ecuación (3.21), se reduce a lo que se señala en la Ecuación (3.22) [60]:

$$U = \frac{1}{R_T} \quad (3.20)$$

$$R_T = \frac{1}{A_{ext} h_{ext}} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k_{Cu} L} + \frac{1}{A_{int} h_{int}} \quad (3.21)$$

$$R_{total} = \frac{1}{U} = \frac{1}{h_{ext}} + \frac{1}{h_{int}} \quad (3.22)$$

### 3.6 Método de diseño de intercambiador de calor

Teniendo la geometría del intercambiador, se podría determinar la temperatura de salida, revisando en literatura [62], el método más apropiado para realizar este tipo de cálculos es el método de Número de Unidades de transferencia (NTU), el cual presenta las siguientes Ecuaciones necesarias para proceder con el análisis. Hay que precisar que para la

Ecuación (3.25), existen unas relaciones de efectividad, dependiendo del tipo de intercambiador que se esté analizando, para efectos de este proyecto, se optó por elegir esta ecuación para todos los intercambiadores con  $c = 0$  [60].

$$\dot{Q}_{\text{real}} = \varepsilon \dot{Q}_{\text{máx}} \quad (3.23)$$

$$\dot{Q}_{\text{máx}} = C_{\text{mín}} \Delta T_{\text{máx}} \quad (3.24)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (3.25)$$

$$NTU = \frac{U A_T}{C_{\text{mín}}} \quad (3.26)$$

$$C_{\text{mín}} = \dot{m}_a C_p \quad (3.27)$$

## **4. Análisis de la acumulación de energía térmica usando PCM en un dispositivo a nivel de laboratorio**

En el presente capítulo se realiza un análisis del comportamiento del PCM bajo condiciones controladas a nivel de laboratorio, con el fin de realizar una caracterización del comportamiento del PCM cuando es sometido a parámetros de operación similares a los que se presentan en un secador de túnel tipo Hohenheim. Los parámetros por controlar son la velocidad del aire y temperatura de entrada al sistema ya que estos definen el funcionamiento del secador. Con este propósito se diseñó y construyó un dispositivo que permite modificar a velocidad y la temperatura de entrada del sistema y evaluar el comportamiento del PCM mediante la medición de la temperatura de salida del aire y en el PCM.

En el presente capítulo se hace una descripción del montaje experimental diseñado con cada uno de sus componentes, se presentan el procedimiento y el plan experimental desarrollados, los resultados obtenidos y su respectivo análisis.

### **4.1 Montaje experimental**

El dispositivo diseñado consta de un ducto de sección transversal cuadrada. En uno de sus extremos, se instaló un ventilador para que se produjera una circulación forzada del aire al interior. Por su parte, se requería que, al interior del ducto, la temperatura estuviera similar o superior a la temperatura de fusión de la parafina que es de 59 °C [22], con el objetivo que se lograra el cambio de fase. Por lo anterior se dispuso de una resistencia eléctrica después del ventilador. Tanto el ventilador como la resistencia se diseñaron de tal forma que se pudieran variar las condiciones al interior del ducto en términos de

velocidad y temperatura. El control de estas variables se realiza por medio de un potenciómetro y un termostato respectivamente.

Los parámetros de diseño incluyen los rangos de temperatura y velocidad requeridos y homogeneidad en el flujo de aire dentro del ducto. El dispositivo cuenta con las siguientes partes principales:

- Ducto.
- Sistema de suministro de aire.
- Sistema de temperatura.
- Tubos de cobre y termopares.
- Sistema de adquisición de datos.

A continuación, se presenta una descripción detallada de cada uno de los componentes del sistema, junto con los criterios de diseño que se tuvieron en cuenta.

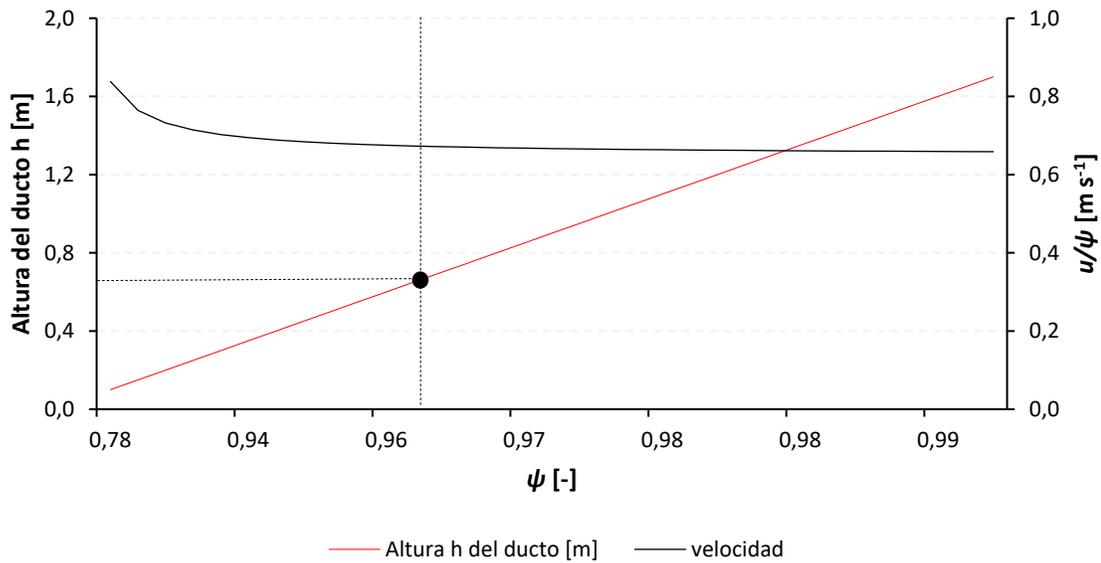
#### **4.1.1 Ducto**

En pruebas experimentales encontradas en literatura, se establecen los límites de velocidad empleados en los secadores de túnel tipo Hohenheim [44]. En García et al [44], hacen una recopilación bibliográfica de 43 trabajos experimentales realizados en este tipo de secador. Dentro de la información técnica recopilada, se encuentran los rangos de velocidad de cada investigación reportada. El rango de velocidades del aire reportados para un amplio rango de productos y tamaños de secadores se encuentra entre 0.02 y 3,5  $\text{m s}^{-1}$  [44]. Revisando específicamente los rangos de velocidad de secado de plantas aromáticas, los rangos son más limitados, comparados al reportado anteriormente. Se encuentran entre 0.35 y 0.86  $\text{m s}^{-1}$  [44]. Por lo tanto, los cálculos de diseño se realizaron con  $u$  de 0,8  $\text{m s}^{-1}$ , simulando una condición de operación extrema. Asimismo, la temperatura de operación se trabajó a 60°C, debido a que esta es la temperatura de fusión del PCM y es una temperatura adecuada para secar plantas aromáticas. Con el objetivo de encontrar la dimensión más adecuada del ducto, es necesario determinar el Número de Reynolds con el fin de establecer en qué régimen se está trabajando. La determinación de Re se realiza usando como diámetro equivalente el lado del cuadrado  $D_h = h$  [60].

Otro criterio de selección de la dimensión del ducto es la de minimizar el efecto de las paredes del tubo en la formación de la capa límite hidrodinámica alrededor del mismo. Para lo cual, se utilizó la Ecuación (4.1) para calcular el parámetro  $\psi$  [63]. El cual expresa la relación entre la altura del ducto y el diámetro del tubo. Esta ecuación es válida, cuando se tiene un cilindro al interior de un ducto, la cual, la velocidad  $u$ , tendría que tener aplicarse el parámetro  $\psi$  de la Ecuación (4.1). Así:  $u = u_0/\psi$

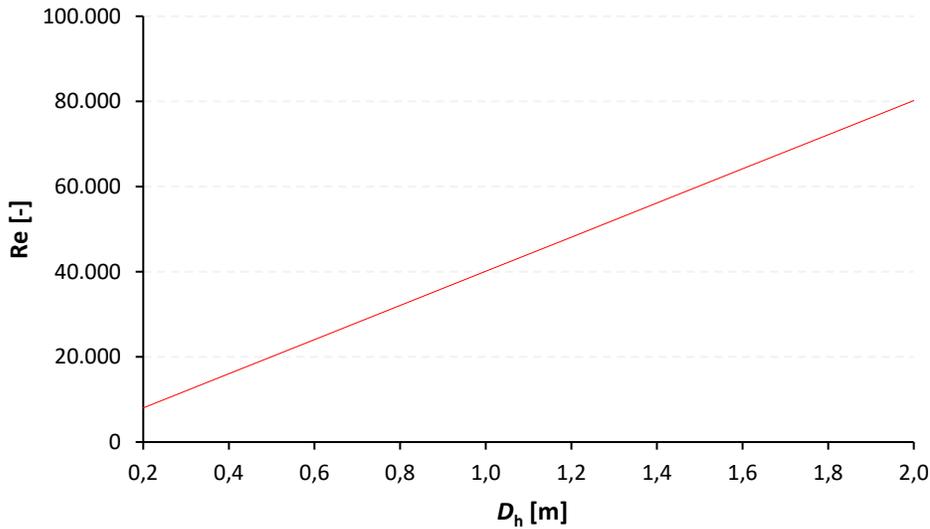
$$\psi = 1 - \frac{\pi d}{4 h} \quad (4.1)$$

Cuando el valor se acerca a 1, la velocidad que se puede utilizar es la misma  $u_0$ , es decir no hay cambios de velocidad apreciables. En la Figura 4-1 se puede observar la variación de  $\psi$  con diferentes alturas de ducto y ver el efecto de la velocidad en un rango seleccionado hasta  $1 \text{ m s}^{-1}$ , teniendo presente que la velocidad seleccionada como parámetro de diseño es de  $0.8 \text{ m s}^{-1}$  al interior del ducto. Lo que se puede deducir es que entre más altura tenga el ducto, el parámetro  $\psi$ , tenderá a acercarse a uno. Analizando el comportamiento de la velocidad, se puede evidenciar que a partir de valores de parámetro  $\psi$  de 0,94, la diferencia de  $u_0/\psi$  no es significativa, comparada con los otros valores del inicio de  $\psi$  (0,78-0,80). Por lo tanto, al seleccionar el punto en el eje  $\psi$ , donde se puede observar que se estabiliza el comportamiento de la velocidad (línea negra), se traza una línea punteada y donde se corta con la línea roja, la cual corresponde a la altura del ducto, esa medida es la que se selecciona. No obstante, comercialmente, no es posible conseguir ductos con una altura de 0.7 m, por lo que la dimensión más cercana al valor seleccionado en la gráfica es de 0.4 m. Sin embargo, revisando la gráfica, con el valor de altura de 0.4 m, la velocidad no tiene una variación significativa, ya que, a partir de ese punto, se empieza a estabilizar. Bajo las consideraciones expuestas anteriormente, se seleccionó la altura de 0.4 m.



**Figura 4-1** Comportamiento de parámetro  $\psi$  y la velocidad, variando la altura del ducto.

En la Figura 4-2, se muestran la variación del Número de Reynolds, variando el diámetro equivalente. Se observa que el aire al interior del ducto se encuentra en régimen turbulento, por estar con valores superiores a 10 000 [60]. Adicionalmente, a mayor valor de diámetro del ducto, se presentará un aumento en la turbulencia al interior de este. Esta condición es importante mantenerla, debido a que favorece la transferencia de calor que suceda al interior. Con la altura seleccionada de 0.4 m, el número de Reynolds para estas condiciones es de 16 000, valor adecuado en términos de transferencia de calor.

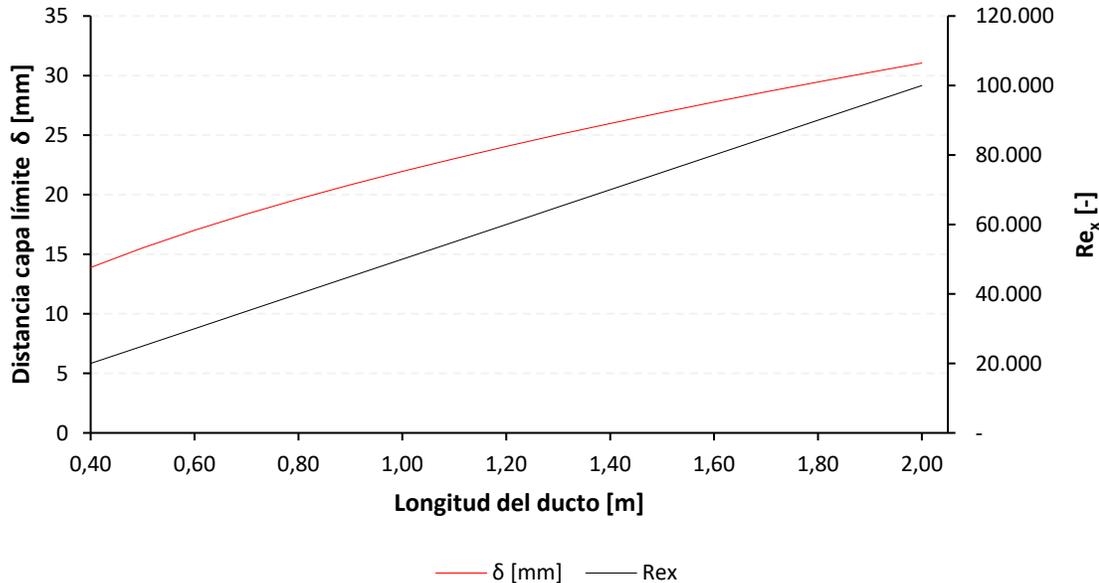


**Figura 4-2** Comportamiento de  $Re$  con diferentes diámetros equivalentes, manteniendo la velocidad constante del aire  $u = 0,8 \text{ m s}^{-1}$ .

Otro criterio utilizado en la escogencia de la altura del ducto se relaciona con la altura de la capa límite de velocidad que se forma en la pared del ducto como resultado del flujo de aire. Este análisis se realiza, como si el ducto tuviera 2 placas planas, una superior y otra inferior. En la Figura 4-3 se observa cómo varía la dimensión de la capa límite (línea roja), calculada de acuerdo a la Ecuación 4.2, extraída del texto básico de transferencia de calor [62], en función de la longitud del ducto. Por su parte, también se observa el valor del número de Reynolds en diferentes longitudes de ducto ( $Re_x$ ) (línea negra). Los valores de la capa límite se grafican, acorde a los resultados obtenidos de acuerdo con la Ecuación (4.2). Teniendo presente que se está analizando el sistema como si fueran placas planas independientes y el sistema se encuentra en régimen laminar, dado que el rango establecido para laminar es  $Re_x < 5 \times 10^5$  [60] Asimismo, los valores de  $Re_x$ , se obtienen de acuerdo con la Ecuación (4.3), siendo “x” en la ecuación, el tramo del ducto donde se requiera analizar, para este caso, se escogió una distancia entre 0,4 m a 2 m, dado que dimensiones superiores a 2 m, por limitaciones de espacio, no se pueden establecer [60].

$$\delta_x = \frac{4,91 x}{Re_x^{1/2}} \quad (4.2)$$

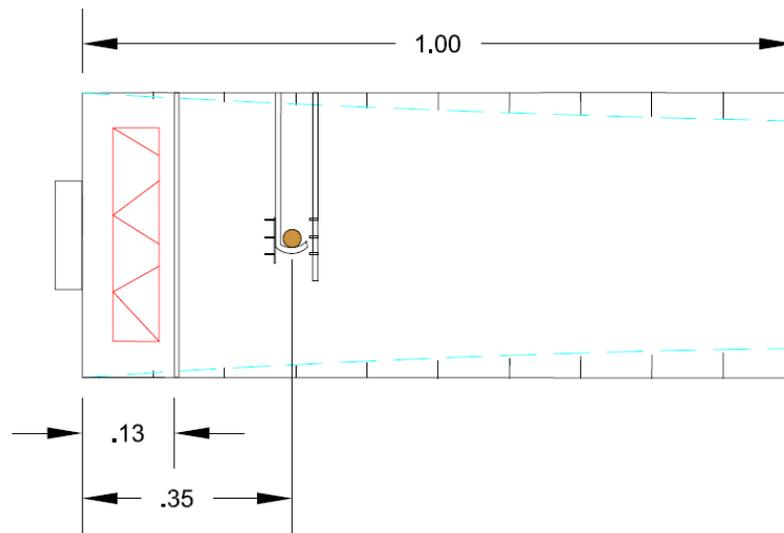
$$Re_x = \frac{u X}{\nu} \quad (4.3)$$



**Figura 4-3** Distancia de la capa límite y  $Re_x$ , en función de diferentes longitudes de ducto.

Cabe resaltar que haciendo el cálculo con las Ecuaciones (4.2) y (4.3), se determinó que, en 6 m, las capas límites superior e inferior se juntaban en los 0,4 m de dimensión transversal. Se escogió la longitud de ducto de 1 m por la facilidad de manipular los elementos instalados al interior del ducto. Así mismo, la longitud se seleccionó revisando el espacio físico en el laboratorio.

Referente a la ubicación del tubo, se determinó que la ubicación apropiada era a .035 m del ventilador. Esta condición se determinó ya que experimentalmente, se evidenció que, a esta distancia, se obtenían las temperaturas adecuadas para que se pudiera efectuar el cambio de fase al interior del tubo. Por su parte, a esta distancia, el flujo de aire se encontraba estable, debido a la instalación del homogeneizador ubicado a 0.13 m del ventilador, como se muestra en la Figura 4-4. Por otra parte, la Figura 4-4, ilustra la dimensión de la capa límite calculada, por medio de la Ecuación 4-2. Sumando la altura de las dos capas límites miden aproximadamente 5 cm, por lo que la altura es adecuada para evitar tener tubos instalados en este sitio.



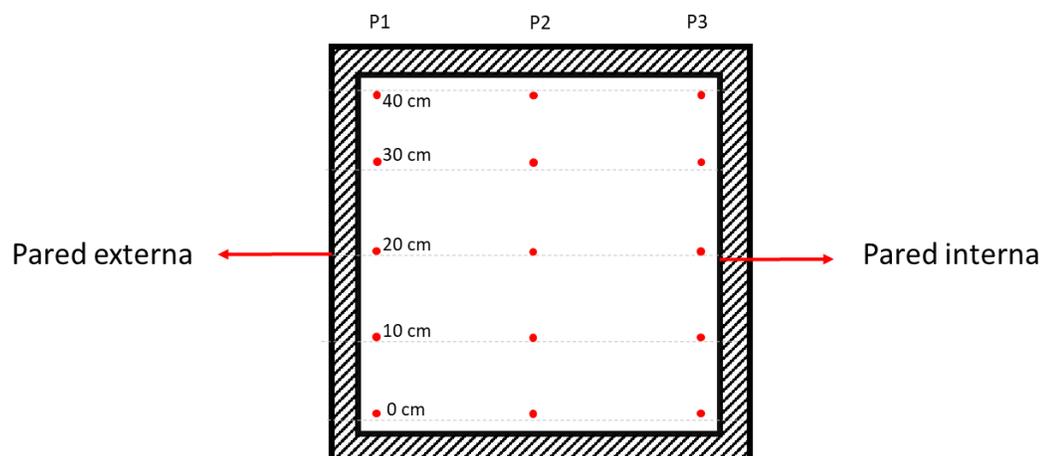
**Figura 4-4.** Capa límite superior e inferior.

El material del ducto fue un factor relevante al momento de escogerlo. En el mercado ofrecen ductos en lámina galvanizada, fibra de vidrio, entre otros, sin embargo, se requería que el ducto estuviera con aislamiento térmico para evitar pérdidas de calor en las paredes. Por ello, si se escogía ductos en los materiales anteriormente señalados, era necesario adquirir una manta aislante para envolver el ducto, lo cual incrementa el tiempo y la complejidad en la manufactura del ducto y la complejidad en la manipulación. Como alternativa se encontró en el mercado el material PIR-ALU® para mandar a fabricar el ducto a las dimensiones requeridas, que lo conforman paneles tipo sándwich, elaborados a base de espuma rígida de polisocianurato (PIR) recubierto en ambas caras de (Aluminio gofrado) de  $60 \mu\text{m}$  ( $k = 0,023 \text{ W/mK}$ ), siendo este ducto liviano, fácil de manejar. Este material tiene la ventaja de poder ser usado directamente como material del ducto sin necesidad de instalar un aislamiento adicional. En términos de costos, el ducto PIR-ALU®, sale 10% más costoso que un ducto en lámina galvanizada con aislamiento. Sin embargo, la versatilidad y la facilidad para manipular el material, compensa que sea un poco más costoso. Teniendo en cuenta lo anterior se utilizó este último material PIR-ALU® para el ducto.

### 4.1.2 Sistema de suministro de aire

El ventilador del sistema debe proveer un caudal mínimo de 1200 CFM, ya que es el requerimiento mínimo a la entrada, teniendo en cuenta el área del ducto y la velocidad máxima de operación requerida. En pruebas experimentales, se registró valores máximos de operación de  $1 \text{ m s}^{-1}$ . El ventilador escogido es de tipo axial de 110-120V, 50-60 Hz y 0,47 A con una potencia de 41 W.

Lo primero que se realizó, fueron unas pruebas para determinar las velocidades en la sección transversal del ducto. Después de revisar el comportamiento de la velocidad, se constató que no era homogénea, variaba de un punto a otro de medición. Por lo anterior, fue necesario la instalación de los homogeneizadores de flujo, de tal forma que se garantizó que el flujo de aire cuando llegara al tubo fuera lo más uniforme u homogéneo posible. Para llegar a esta consideración, se realizaron ensayos, en donde se tomaron datos de velocidad del aire, en diferentes puntos de la sección transversal del ducto. En la Figura 4-5 se puede observar los puntos donde se tomaron lecturas de velocidad de aire con un termoanemómetro marca TSI Alnor modelo AVM440. Se realizó una división de la sección transversal, de tal forma que se pudieran identificar las diferentes zonas que estaban siendo objeto de análisis. Las divisiones verticales, se denominaron P1, P2 y P3, por su parte, las divisiones horizontales, se denominaron con números que correspondían a la distancia en que se encontraban, iniciando por la parte inferior del ducto con 0 cm hasta la superior que tiene una dimensión de 40 cm.



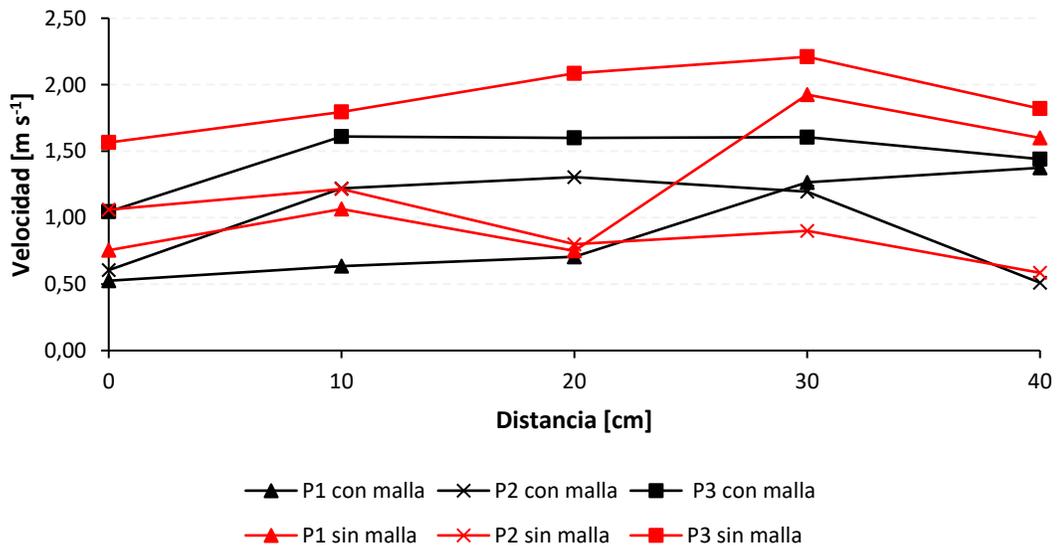
**Figura 4-5** División esquemática de la sección transversal del ducto

En pruebas iniciales, se pudo constatar, que el comportamiento de la velocidad del aire sin una malla homogeneizadora era muy variado en los diferentes puntos.

Se realizaron alrededor de 30 pruebas en diversas condiciones de temperatura ambiental y con velocidad variable para poder determinar el comportamiento de la velocidad al interior del ducto, con el fin de viabilizar o no el uso de la malla homogeneizadora.

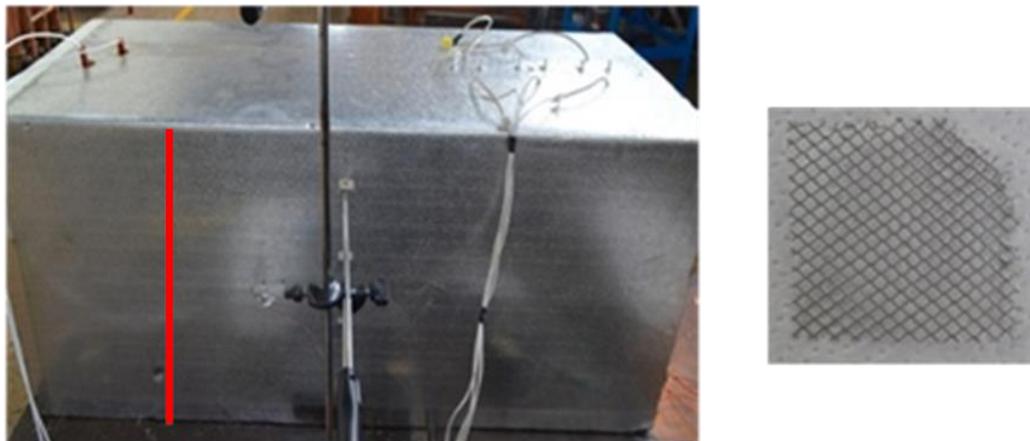
En la Figura 4-6, se resume uno de los ensayos realizados y se puede ver la diferencia cuando se tiene la malla homogeneizadora de aire (malla metálica) y cuando no. Cuando no se utiliza la malla homogeneizadora el rango de velocidades presenta un valor mínimo de  $0,75 \text{ m s}^{-1}$  y un valor máximo de  $2,21 \text{ m s}^{-1}$ . Por su parte, al instalar la malla y volver a hacer las pruebas, con las mismas condiciones de operación, se evidencia un comportamiento más homogéneo en toda la sección del ducto con unos valores que oscilan entre  $0,51 \text{ m s}^{-1}$  y  $1,61 \text{ m s}^{-1}$ . Por su parte, se puede evidenciar que la zona P1 es la que presenta un valor de velocidad más alto, con respecto a las otras zonas, comportamiento contrario, en la zona P3, que es el que presenta una menor velocidad. Con el objetivo de disminuir este efecto, se probaron diferentes configuraciones de mallas homogeneizadoras del flujo. Inicialmente, se trabajó con mallas plásticas de diferentes geometrías y dimensiones de agujeros. Se probó con mallas con agujero circular de 5 mm de diámetro, posteriormente, se realizaron pruebas con mallas de agujeros en sección cuadrada de 1 X 1 cm y finalmente se realizaron pruebas con malla de acero, teniendo como geometría en los agujeros rombos de 5 mm en cada uno de sus lados.

Al realizar las pruebas con las mallas plásticas y se sometieron a temperaturas entre 70 y 90 °C, el material comenzaba a expandirse y presentaba deformación, lo que ocasionaba vórtices en el sistema y no permitía tener el flujo de aire a la condición deseada, lo más homogéneo posible.



**Figura 4-6.** Comparación del comportamiento de la velocidad de aire al interior del ducto con y sin malla homogeneizadora (malla metálica).

En la Figura 4-7, se detalla la ubicación del homogeneizador y la geometría definitiva de la malla implementada. El homogeneizador quedó instalado a 13 cm del ventilador y la malla que se utilizó fue de acero.



**Figura 4-7.** Ubicación de los homogeneizadores y la geometría de la malla utilizada.

### 4.1.3 Sistema de suministro de energía térmica

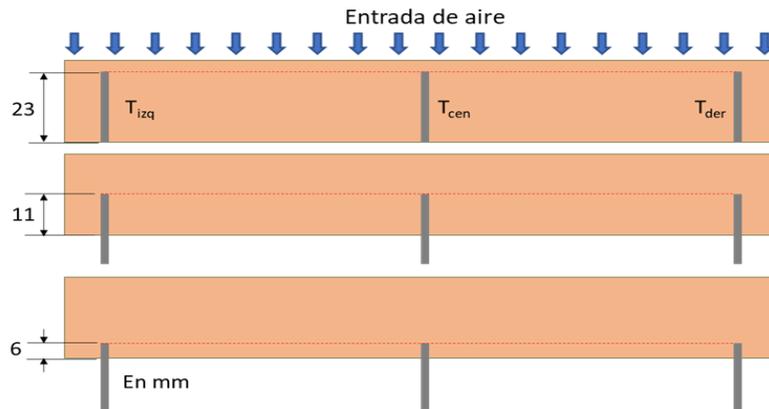
Para el dimensionamiento del sistema, se revisó el requerimiento de temperatura, el volumen del ducto y se escogió una resistencia con aletas de 220V, 17A, con una potencia

de 1800 W, adecuada para la aplicación y con un rango de temperaturas de 30 a 350 °C. Adicionalmente, se instaló un termostato para poder graduar la temperatura que se quiera en el sistema.

#### 4.1.4 Tubos de cobre y termopares

Se utilizó tubo de cobre tipo L con diámetro nominal 1 in y longitud 20 cm para el contenedor del PCM. En los extremos, se soldaron tapones del mismo material, aplicando soldadura de plata, con la finalidad de que contuvieran el PCM que posteriormente se depositó dentro del tubo.

Se instalaron tres termopares tipo K en el tubo; se efectuaron unas pruebas iniciales con el fin de determinar si la temperatura era homogénea al interior de este en la dirección longitudinal. En la Figura 4-8, se puede observar la ubicación de los termopares con la que se realizó los ensayos preliminares, variando la ubicación de los termopares al interior del tubo, teniendo en cuenta tres longitudes en la dirección radial.

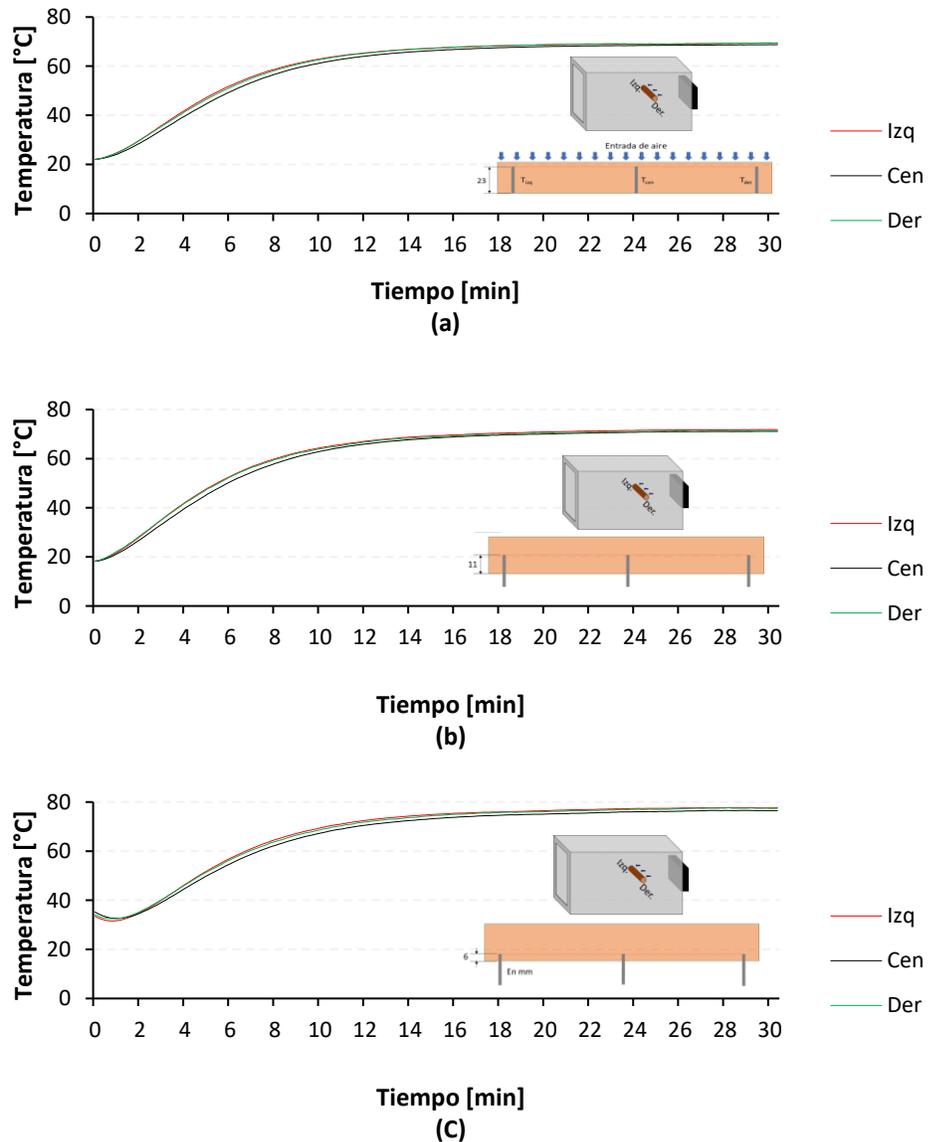


**Figura 4-8.** Ubicación preliminar en el sentido radial de los termopares al interior del tubo.

A continuación, se presentan las figuras 4-9 (a), (b) y (c), en donde se puede apreciar el comportamiento térmico al interior del tubo, ubicando los termopares, en las posiciones referidas en la Figura 4-8. Se observan que las temperaturas en sentido longitudinal en las tres posiciones no varían considerablemente.

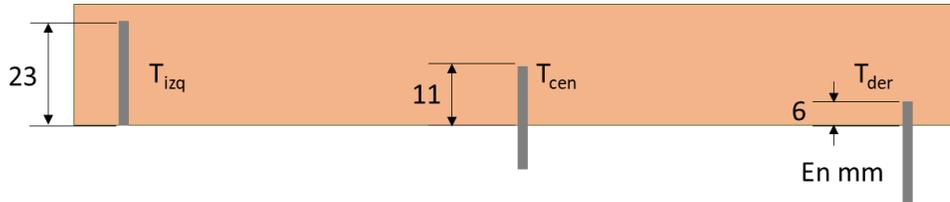
Los resultados de temperatura obtenidos, instalando los termopares  $T_{izq}$ ,  $T_{cen}$  y  $T_{der}$  en las tres ubicaciones descritas en la Figura 4-8, se determinó que los valores de temperatura

no tenían una variación significativa en la dirección longitudinal. Realizando la desviación estándar de los datos de las tres temperaturas interno promedio, se encuentra que las variaciones entre el valor mínimo y el valor máximo fue de 1,2 °C. No obstante, durante la curva de calentamiento de las Figuras 4-9 (a), (b) y (c), se presentan diferencias de temperaturas de hasta 6°C.



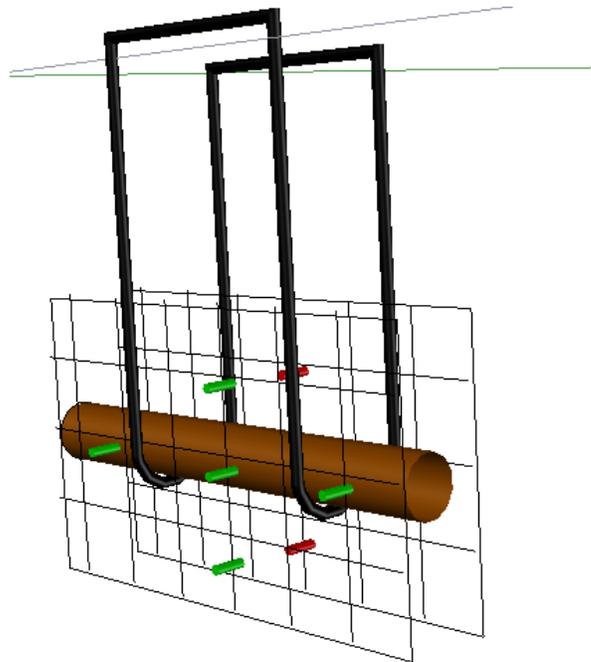
**Figura 4-9.** Comportamiento térmico al interior del tubo, ubicando el termopar a diferentes profundidades. (a) 23 mm. (b) 11 mm. (c) 6mm.

Como la diferencia de valores registrados en estas tres posiciones eran mínimos, se optó por ubicar los termopares como se puede observar en la Figura 4-10 lo cual permite determinar la variación de temperatura en la dirección radial y longitudinal.



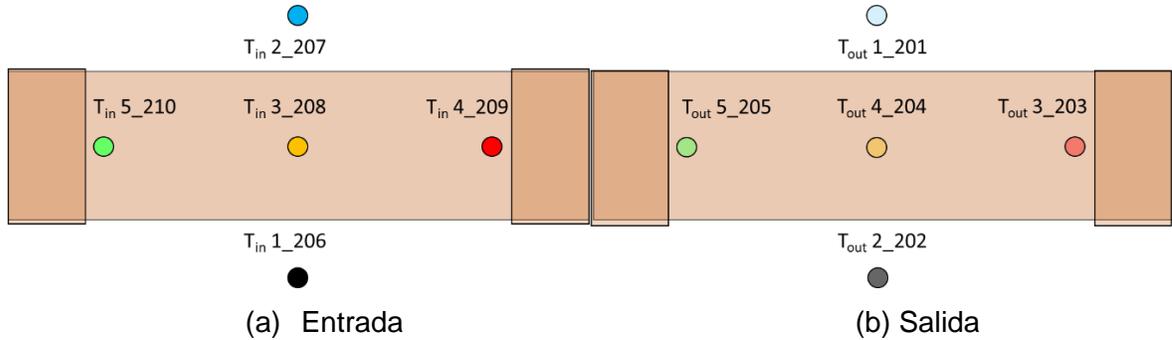
**Figura 4-10** Ubicación definitiva de los termopares al interior del tubo.

Como era necesario tomar el registro de las temperaturas del aire tanto a la entrada como a la salida del tubo. Se decidió instalar unos termopares tipo K. En la Figura 4-11, se puede observar cinco termopares de color verde ubicados antes del tubo. Cada termopar se ubicó a 5 cm con respecto a la línea media del tubo. Asimismo, se instalaron cinco termopares a la salida, marcados de color rojo en la misma figura, ubicados de manera similar al conjunto de termopares de la entrada. Adicionalmente se registra el valor de la temperatura ambiente con otro termopar tipo K ubicado en a la entrada del aire, junto al ventilador.



**Figura 4-11.** Ubicación definitiva de los termopares a la entrada y salida del sistema de control

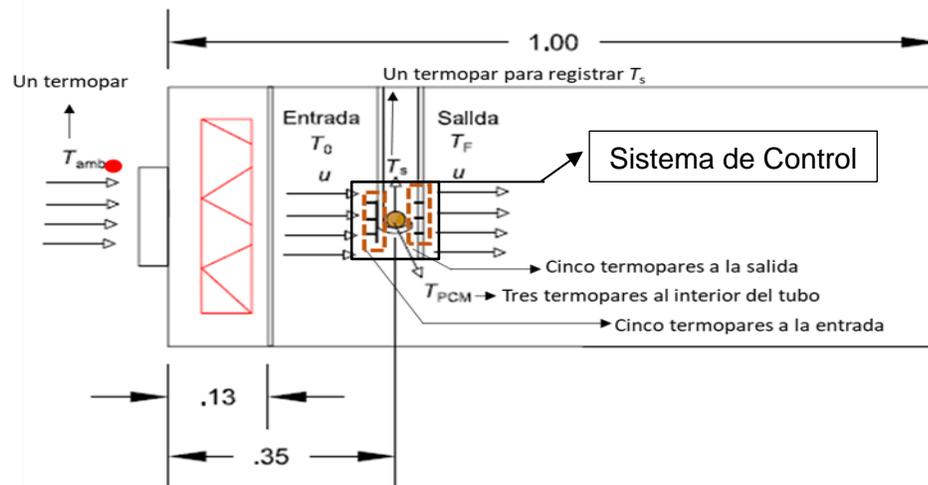
En la Figura 4-12 (a) y (b), se identifican los termopares instalados tanto en la entrada como en la salida del sistema de control. Cabe resaltar que la identificación que se reseña en la figura es la misma con la cual se identificó en el software de adquisición de datos.



**Figura 4-12.** Denominación de los termopares ubicados antes y después del tubo.

### 4.1.5 Sistema de adquisición de datos

Se dispusieron en total 15 termopares tipo K en las ubicaciones anteriormente ilustradas. Éstos se conectaron a dos tarjetas que, a su vez, van conectadas al módulo de adquisición de datos marca Agilent, referencia 34970A. Para el procesamiento de los datos, la interfaz entre el módulo de adquisición de datos y el operario, es un software Benchlink, el cual adquiere y almacena los datos de temperatura. Se registraron datos cada 10 segundos. En la Figura 4-13, se observa el plano general del sistema con las ubicaciones de los termopares y sus medidas principales.

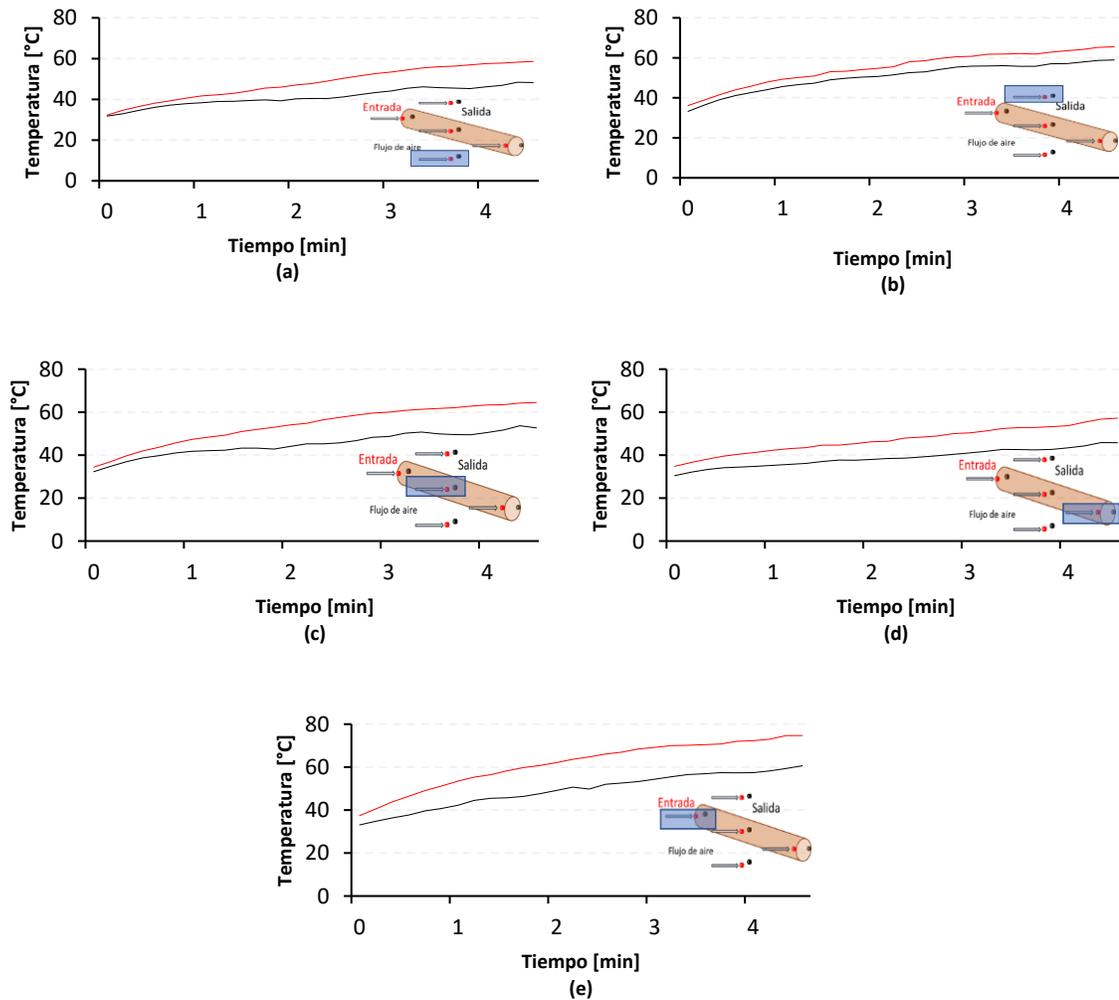


**Figura 4-13** Esquema general del sistema con la ubicación de los termopares.

## 4.2 Pruebas preliminares de funcionamiento

Antes de iniciar con las pruebas de temperaturas y ver el efecto que esto tiene con el PCM, se realizaron unas pruebas iniciales sin el tubo instalado con el fin de evidenciar diferencias de temperaturas entre los termopares de la entrada, con los de salida. En las Figuras 4-14 (a), (b), (c), (d) y (e) se pueden evidenciar las diferencias entre las temperaturas señaladas. Las líneas de color rojo son las que corresponden al comportamiento térmico de la entrada, mientras que las líneas de color negro son las ubicadas a la salida, como lo muestra la Figura 4-11. Las diferencias de temperaturas son atribuibles a las pérdidas de energía por las paredes del sistema. Este procedimiento se realiza con el fin de cuantificar experimentalmente la energía ( $\dot{Q}$ ) que requiere el PCM para el cambio de fase. Por lo tanto, se asume que la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del sistema de control, son atribuibles al efecto del cambio de fase. Estos deltas de temperaturas registrados se deben restar a los valores de salida al momento de realizar el análisis, dado que toda la diferencia de temperaturas no es del todo imputable al efecto del cambio de fase, sino que parte es por las pérdidas del sistema.

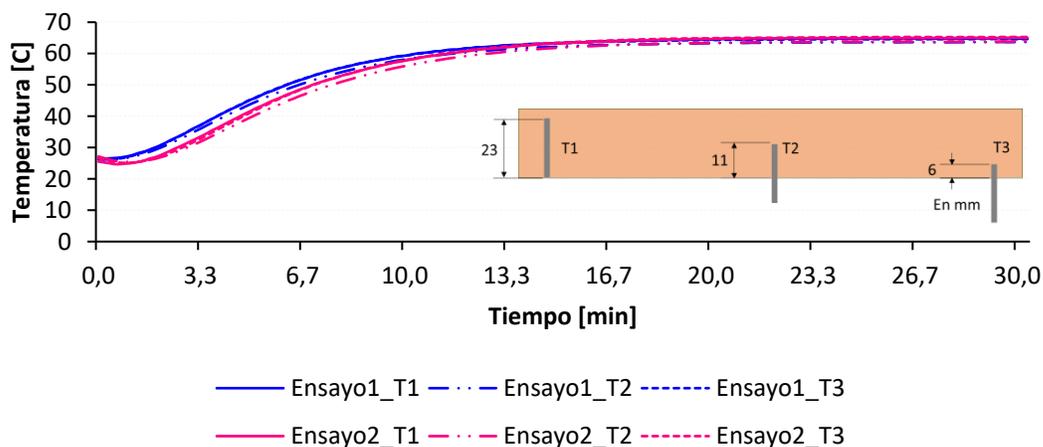
Posteriormente, se requería evaluar cuál era el comportamiento del sistema, cuando se variaban las condiciones de velocidad y temperatura. Se realizaron 20 ensayos para corroborar que el sistema funcionara en óptimas condiciones. Para ello, se escogieron 5 puntos de graduación del potenciómetro (10, 20, 30, 40 y 50 %), donde se ajustaba la velocidad deseada del ventilador. Por su parte, se escogieron 4 puntos en la perilla del termostato (15, 30, 75 y 90). Posteriormente, lo que se hizo, fue tomar cada punto de velocidad e ir realizando la prueba con cada punto de la perilla del termostato durante un lapso de 5 horas.



**Figura 4-14.** Comportamiento térmico del sistema sin el tubo de cobre con el PCM. (a) Registro de temperaturas de los termopares ubicados en la parte inferior. (b) Registro de temperaturas de los termopares ubicados en la parte superior. (c) Registro de temperaturas de los termopares ubicados en la parte central. (d) Registro de temperaturas de los termopares ubicados en la parte derecha. (e) Registro de temperaturas de los termopares ubicados en la parte izquierda.

Dentro del análisis preliminar, hubo que hacer algunas modificaciones al sistema, Inicialmente, el tubo estaba ubicado al borde extremo del ducto, no obstante, con las pruebas preliminares, se encontró que las condiciones ambientales del exterior, afectaba la medición en el comportamiento térmico del sistema de control. Adicionalmente, se comprobó que la temperatura registrada a la entrada del sistema de control (con la

ubicación al borde del ducto), no registraba las temperaturas óptimas de cambio de fase. Por lo tanto, por estas consideraciones expuestas, se optó por reubicar el tubo. La ubicación adecuada, una vez se realizaron varias pruebas en diferentes ubicaciones con respecto a la resistencia eléctrica, se ubicó a 35 cm del ventilador, como se puede observar en la Figura 4-13. La realización de estas pruebas también permitió identificar que el sistema presentó un comportamiento repetitivo y estable, cuando se repetían las pruebas, manteniendo las mismas condiciones de operación. En la Figura 4-15, se puede observar el comportamiento térmico al interior del tubo en dos pruebas diferentes, con el fin de poder evaluar si el equipo era estable y confiable. Efectivamente, los datos no presentaron una variación significativa ya que la diferencia más alta entre ellos fue una desviación estándar de 2,15 °C.

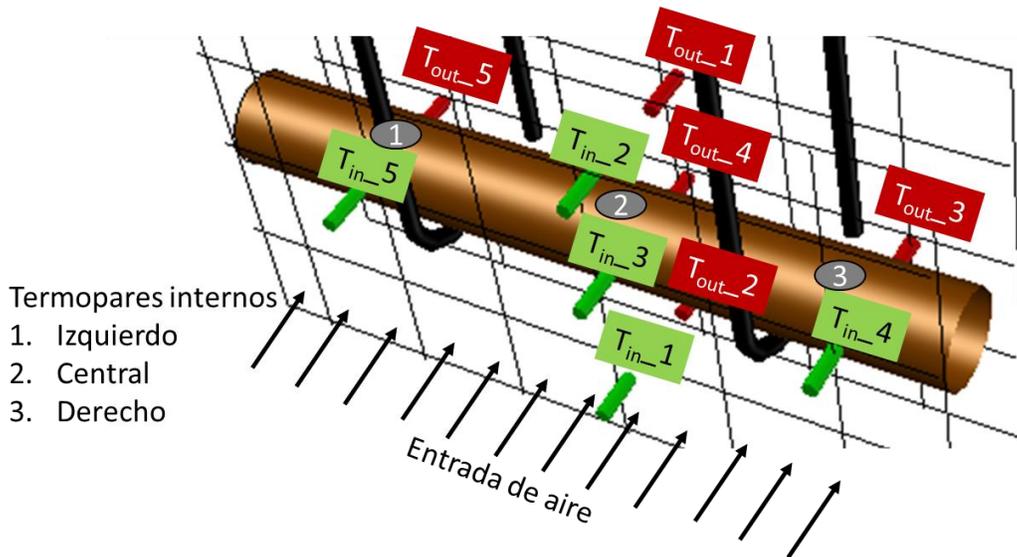


**Figura 4-15** Comportamiento térmico al interior del tubo. Dos ensayos diferentes bajo las mismas condiciones de operación. Ensayo 1: 13 junio/16. Ensayo 2: 15 junio/16

### 4.3 Diseño experimental

Inicialmente, se propuso el método estadístico Central Compuesto Rotacional (CCR), con el fin de estudiar el efecto que las variables de entrada (temperatura del aire en entrada al sistema y velocidad del aire) tienen en las variables de salida (temperatura superficial del tubo y la temperatura al interior de este).

En la Figura 4-14, se puede observar la disposición de los termopares en el sistema de control. Los termopares de la entrada son referenciados en color verde. A su vez, los de la salida, se ilustran en color rojo. Finalmente, también se muestra la ubicación de los termopares al interior del tubo.

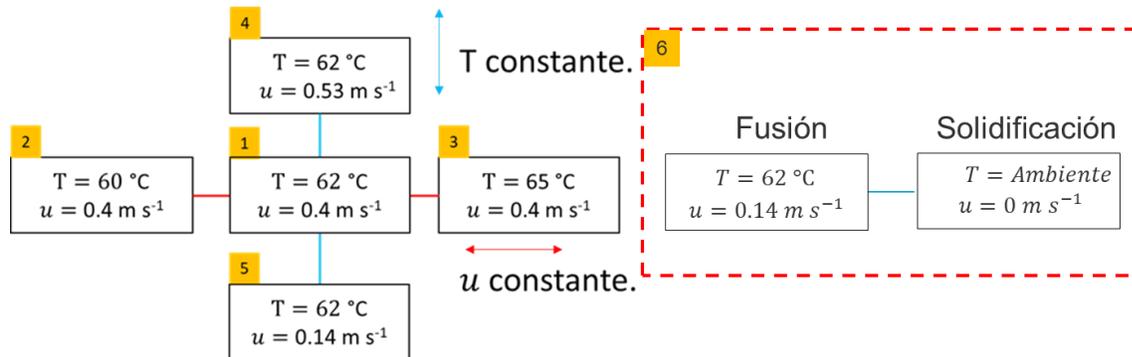


**Figura 4-14.** Ubicación de termopares en el sistema de control.

No obstante, por condiciones de exactitud del prototipo experimental, no fue posible cumplir con los valores que arrojó el diseño experimental factorial  $2^k$ , ya que, al graduar el termóstato, para que, a la entrada del sistema de control marcara la temperatura de los ensayos y paralelamente lograr la velocidad señalada en la matriz para cada uno de los ensayos, no era factible con las condiciones experimentales del equipo. Como dato informativo, uno de los ensayos aplicando el método estadístico factorial  $2^k$ , era graduar a la entrada, una temperatura de  $61,45\text{ }^{\circ}\text{C}$  y mantener una velocidad de  $0,43\text{ m s}^{-1}$ .

Posteriormente, se implementó un diseño experimental que consistía en mantener constante una de las dos variables de entrada (temperatura o velocidad) y variar la otra. A continuación, se realizaba el mismo procedimiento, pero con la otra variable. En la Figura 4-15, se puede observar el diseño experimental propuesto. Se realizaron tres pruebas de cada uno de los ensayos propuestos, registrando datos cada 10 segundos, durante 6 horas que duró cada prueba realizada, por lo que se tiene los suficientes datos para corroborar temas de repetitividad en el equipo. El orden con el que se efectuó el diseño experimental se señala en los rectángulos de la Figura 4-15. Finalmente, se realizó una prueba (prueba

6) con el fin de evaluar el comportamiento durante el proceso de solidificación. En la Figura 4-15, se ilustra este proceso.



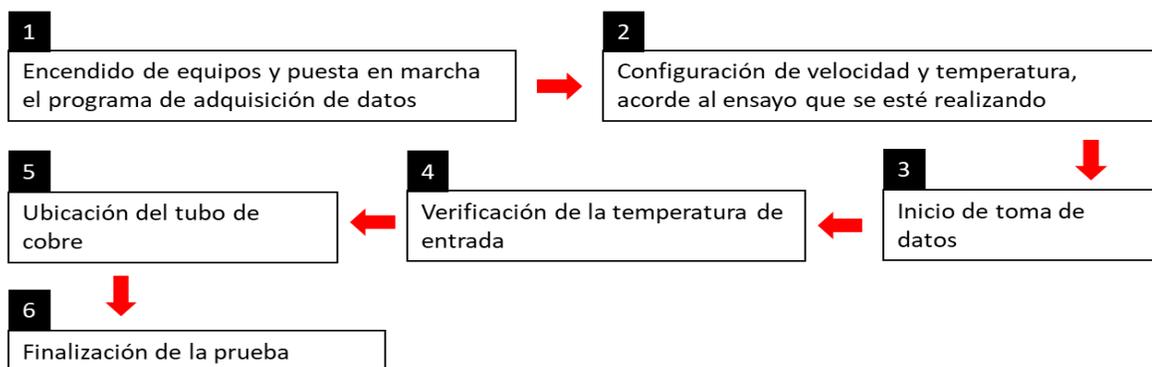
**Figura 4-15.** Diseño experimental propuesto.

Los valores de temperatura seleccionados en el diseño experimental para el caso de fusión (pruebas 1 a 5) se escogieron por estar por encima de la temperatura de fusión del PCM. El rango de trabajo seleccionado se encuentra entre 60 y 65  $^{\circ}\text{C}$ , ya que, por limitaciones de diseño del equipo, no se logró obtener una temperatura mayor a la nombrada anteriormente. Por su parte, los rangos de trabajo de velocidad se seleccionaron, teniendo presente los rangos de trabajo adecuados referenciados en la sección 4.1.1, sin embargo, por limitaciones del equipo, no se alcanzó a ampliar el rango, como lo muestran en las investigaciones citadas.

#### 4.4 Procedimiento experimental

En la Figura 4-16, se puede observar una descripción general de las actividades necesarias para la realización de los experimentos. En la casilla 1, de encendido de equipos y puesta en marcha el software, se debe hacer el procedimiento de enchufar la resistencia eléctrica (220 V), asimismo, el ventilador, el módulo de adquisición de datos y el computador que se alimentan con 110 V. Referente al termoanemómetro, este equipo, funciona con baterías AA, que previamente han debido estar cargadas completamente. Éste mismo equipo, se configura con antelación, para que grabe datos cada 10 s. Finalmente, se configura el software de adquisición de Agilent que controla y graba los valores de temperatura que van registrando los 15 termopares instalados en el sistema. En dicha configuración, se establece el tiempo de lectura de 10 s. Por su parte, dentro de ese proceso de configuración, se debe programar en el sistema con qué tipo de termopar

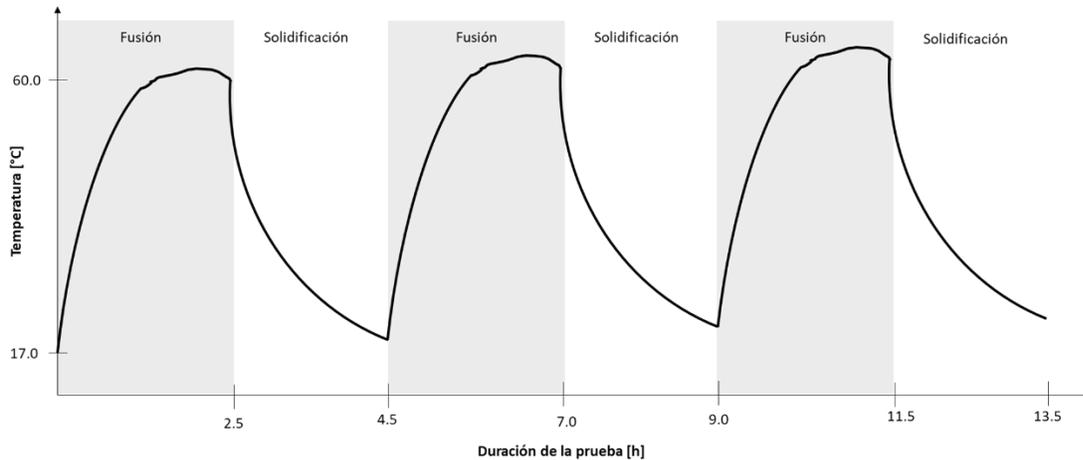
se va a trabajar, para este caso, hay que configurarlo como tipo K. Posterior a esta primera etapa, se procede a la configuración de velocidad y temperatura acorde al ensayo que se vaya a realizar regulando el potenciómetro y el termóstato. Para la siguiente etapa de inicio de toma de datos, es necesario que, desde el software de Agilent, se inicie el registro de temperaturas, en el momento de inicio de la prueba. Posteriormente, se verifica que la temperatura de entrada se encuentre en el valor de la prueba que se esté realizando. Una vez se cumpla esta condición, se procede a la siguiente fase del proceso que es ubicar de forma manual el tubo al interior del ducto en la posición adecuada. Recordando que, al iniciar las actividades, el tubo siempre debe encontrarse afuera del ducto a temperatura ambiente. Considerando que el tubo ya se encuentra en la ubicación final al interior del ducto, se da inicio al proceso de calentamiento del mismo, hasta que la temperatura interna tenga un comportamiento estable. Finalmente, se descargan los datos registrados del anemómetro al computador junto con los datos de temperatura registrados por el software Benchlink®.



**Figura 4-16.** Procedimiento experimental desarrollado.

Referente a la prueba de solidificación, ésta se realiza con el objetivo de poder analizar el comportamiento térmico del material, cuando se somete a condiciones que favorecen el cambio de fase, pero en solidificación. Esto con el fin de determinar en cuanto tiempo se entrega la energía almacenada al sistema. Inicialmente, se realizó el procedimiento para lograr el cambio de fase (fusión), subsiguientemente, se dejó estabilizar el sistema hasta la temperatura ambiente, manteniendo apagada la resistencia eléctrica, es decir, un cambio de fase (solidificación), para este proceso de solidificación, se usaron las condiciones de los ensayos experimentales No 5, ya que, en este ensayo, es donde presentó mayor temperatura en la entrada del sistema, favoreciendo el cambio de fase al

interior del tubo. En la Figura 4-17, se presenta un diagrama esquemático del perfil de temperatura establecido. Para el proceso de fusión, se estableció un lapso de 2,5 horas. Por su parte, para el proceso de solidificación, el tiempo establecido fue de 2 horas, para cada ensayo. Los tiempos anteriormente mencionados, son los que experimentalmente se observaron en que ocurría el cambio de estado.



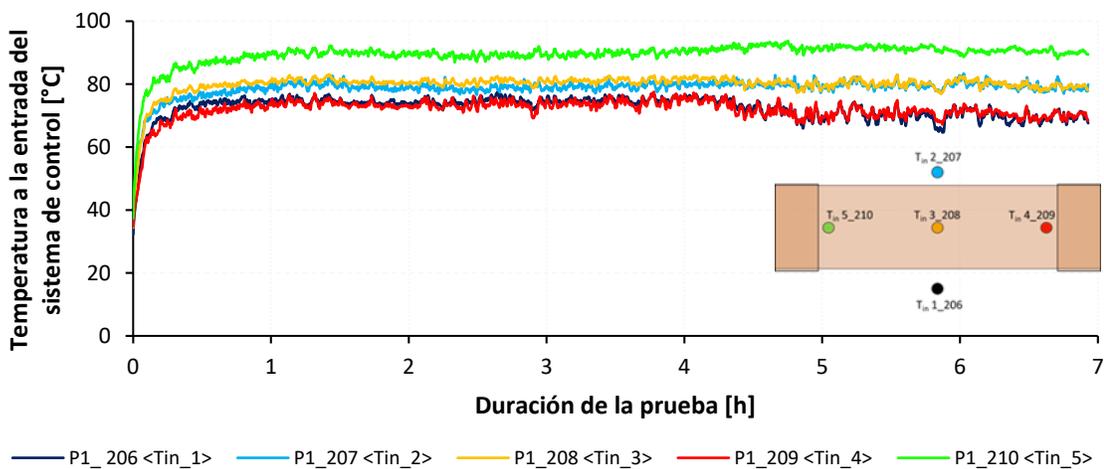
**Figura 4-17.** Esquema general del programa que se estableció para el proceso de solidificación.

## 4.5 Resultados y análisis

Al realizar los ensayos del diseño experimental propuesto, se pudo evidenciar que por las limitaciones del equipo (como se señaló anteriormente), las temperaturas a la entrada del sistema de control eran mayores a las estipuladas en el diseño experimental propuesto. Al iniciar las pruebas, siempre se hacía el procedimiento de verificar las temperaturas que se registraban a la entrada del sistema de control, que estuviera acorde con los valores del diseño experimental propuesto. No obstante, al transcurrir de la prueba, esas temperaturas aumentaban y sobrepasaban el valor estipulado del diseño experimental. Sin embargo, es necesario afirmar que, en todas las pruebas, se presentó un proceso de cambio de fase del material, unos de forma parcial y otros de forma completa. El experimento en el que se registraron las temperaturas más elevadas fue en el No. 5, la cual se presenta en la Figura 4-18. La razón principal por la cual se presentó esta condición se debe a que en ese ensayo se manejaron las velocidades más bajas de  $0,14 \text{ m s}^{-1}$ . Revisando el comportamiento

térmico de este ensayo, las temperaturas se encuentran por encima de la del punto de fusión por un tiempo más prolongado, por lo que se pudo evidenciar de una manera más clara, el comportamiento térmico del PCM durante el proceso de fusión.

En la Figura 4-18, se observa el comportamiento de la temperatura a la entrada del sistema de control. Durante todos los ensayos propuestos en el diseño experimental, el comportamiento de los termopares a la entrada del sistema de control fue el mismo. El de la zona izquierda del tubo ( $T_{in\_210}$ ) presentó valores mayores de temperatura. Aunque se instaló el homogeneizador de flujo de aire, como lo muestra la Figura 4-6, en las pruebas iniciales se pudo observar que se presentaba una mejora en las condiciones de entrada del aire al sistema de control en términos de uniformidad en la velocidad en la sección transversal. No obstante, al revisar la Figura 4-6, todavía subsistía un margen de dispersión en los registros de velocidad. Posiblemente, esto debió ser causa de que se generara condición que una parte del ducto estuviera más caliente que la otra.

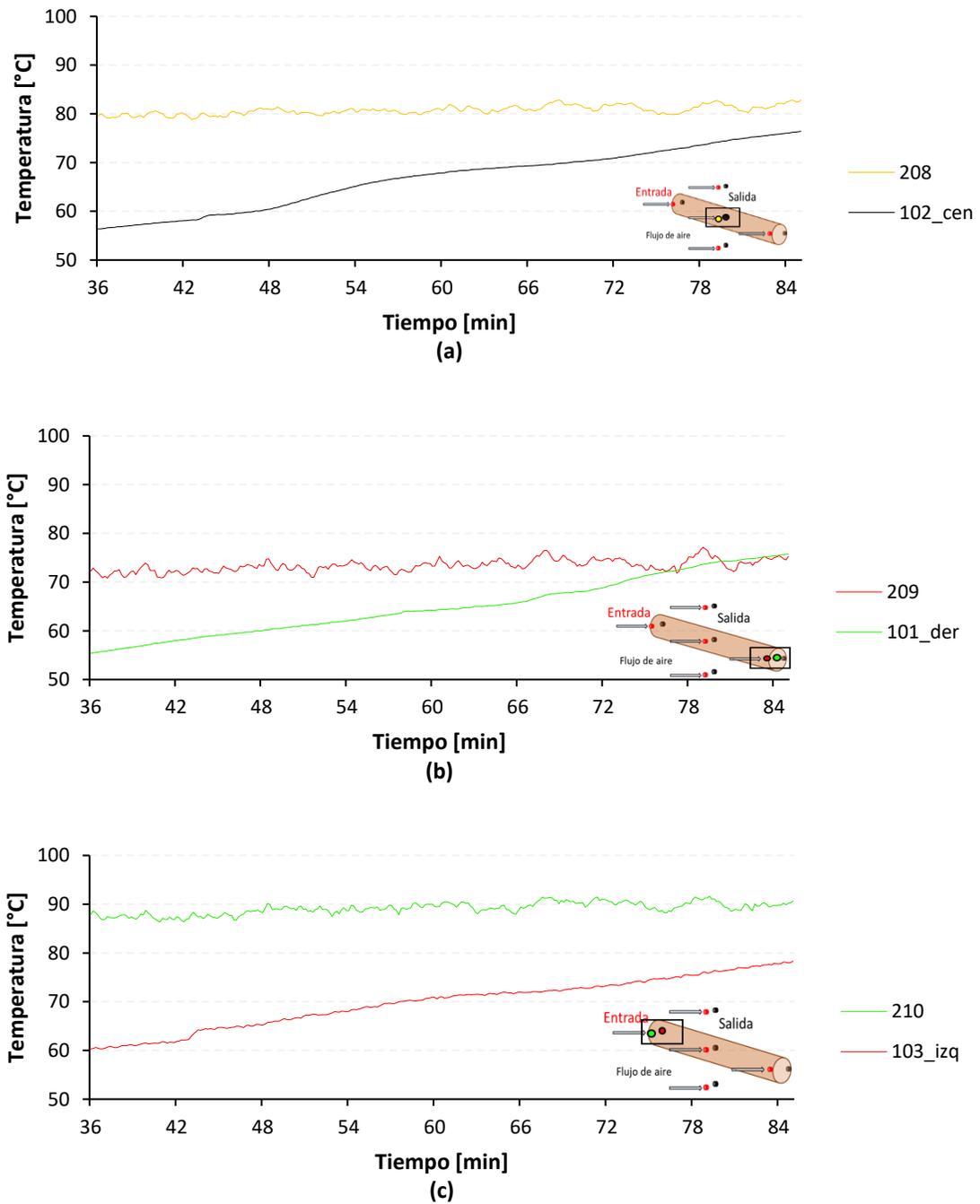


**Figura 4-18.** Comportamiento térmico a la entrada del tubo (Prueba 5)

En la Figura 4-19 (a), (b) y (c), se observa el comportamiento térmico de las temperaturas de entrada en el eje del tubo (208, 209 y 210), comparadas con las temperaturas internas ( $T_{cen}$ ,  $T_{der}$  y  $T_{izq}$ ) respectivamente. Se evidencia que la temperatura al interior del tubo en la zona izquierda es más alta que en los otros puntos (centro y derecha), atribuible al comportamiento térmico a la entrada del tubo explicado en el párrafo anterior. En la Figura 4-19a, la temperatura de entrada tiene un comportamiento sin mayores sobresaltos y se encuentra en promedio a 80°C, durante el tiempo de inicio de cambio de fase (Después de

36 minutos de iniciada la prueba). Por su parte, al interior del tubo (línea negra), hay unos cambios de pendientes, el cual suponen que se presenta un cambio de fase. Por su parte, la Figura 4-19b, la temperatura de entrada es más baja (línea roja), comparada con la temperatura de entrada en el centro del tubo (Figura 4-19a). Su comportamiento también es estable, en promedio la temperatura que se registró fue de 75°C. Referente al comportamiento interno (línea verde), no se ven pendientes tan marcadas, lo que se puede atribuir es que el cambio de fase en ese punto fue más lento.

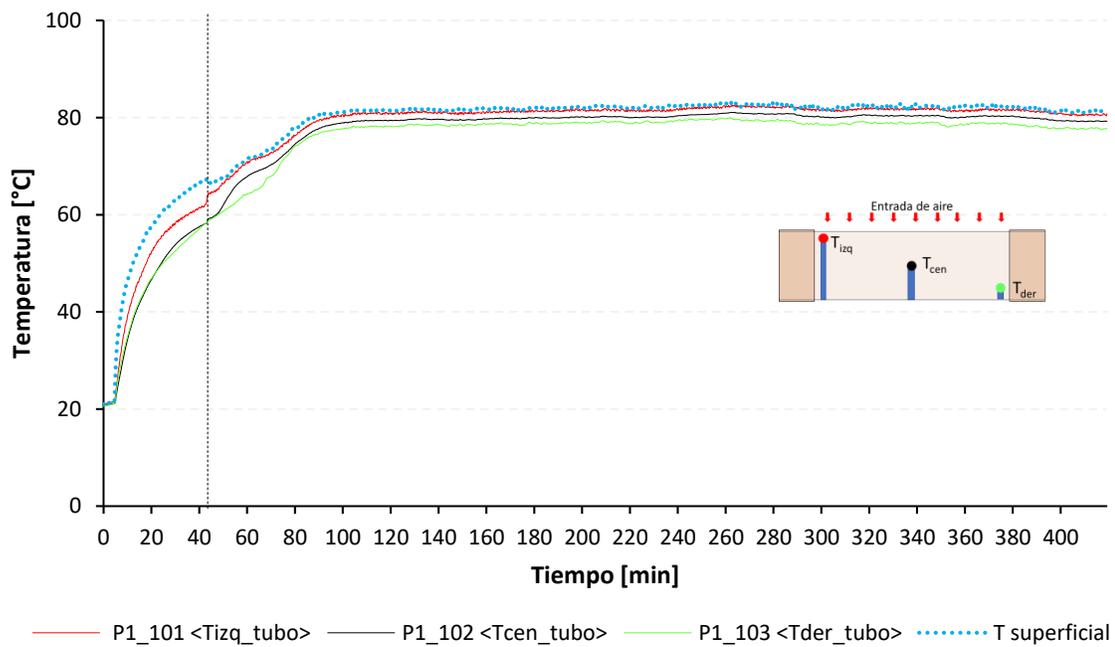
Otro aspecto importante que vale la pena señalar es el comportamiento térmico registrado en el termopar ubicado en el centro del tubo (Figura 4-19b) que a partir del minuto 80, la temperatura interna fue sutilmente más elevada que la de entrada, esto puede ser generado por la misma dinámica interna en que se presentó el cambio de fase al interior del tubo, por lo que en ese momento pudo tener influencia con el material de cambio de fase en estado líquido que estaba en las zonas izquierda y central que tenían una temperatura superior y a medida que se mezclaban, fueron aumentando de temperatura, afectando los registros la zona de la derecha. Finalmente, en la Figura 4-19c, se puede observar que la temperatura de entrada es la más alta (promedio 88°C), el cambio de fase del material se hace más evidente, viendo la línea roja que presenta un sobresalto en el minuto 42, lo que da inicio a este proceso. Como se manifestó anteriormente, más adelante en este capítulo, se presentará al detalle el comportamiento al interior del tubo.



**Figura 4-19.** Comparación de las temperaturas registradas en la zona del eje del tubo con las internas. (a) Zona central. (b) Zona derecha. (c) Zona izquierda.

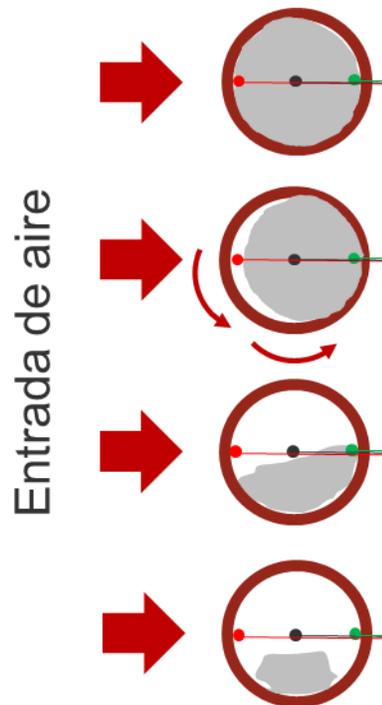
Otro aspecto importante que vale la pena señalar es el comportamiento térmico registrado en el termopar ubicado en el centro del tubo (Figura 4-19b) que a partir del minuto 80, la temperatura interna fue sutilmente más elevada que la de entrada, esto puede ser generado por la misma dinámica interna en que se presentó el cambio de fase al interior del tubo, por lo que en ese momento pudo tener influencia con el material de cambio de fase en estado líquido que estaba en las zonas izquierda y central que tenían una temperatura superior y a medida que se mezclaban, fueron aumentando de temperatura, afectando los registros la zona de la derecha. Finalmente, en la Figura 4-19c, se puede observar que la temperatura de entrada es la más alta (promedio 88°C), el cambio de fase del material se hace más evidente, viendo la línea roja que presenta un sobresalto en el minuto 42, lo que da inicio a este proceso. Como se manifestó anteriormente, más adelante en este capítulo, se presentará al detalle el comportamiento al interior del tubo.

En la Figura 4-20, se puede observar el comportamiento térmico al interior del tubo. Los termopares, se ubicaron como lo muestra la Figura 4-12. Al inicio se puede observar un periodo a temperatura ambiente (aproximadamente 20°C), esto se debe al tiempo en que se demora el sistema en llegar a la temperatura de cambio de fase a la entrada. Por su parte, según los diferentes ensayos realizados, a los 4 minutos, el sistema tendía a equilibrarse, es decir, las temperaturas registradas a la entrada del sistema se estabilizaban, razón por la cual, también se tomó la decisión de instalar el tubo en ese tiempo. Analizando la misma figura (Figura 4-20), se puede apreciar que el inicio de cambio de fase es en el minuto 43 (marcada en la figura con línea punteada) ya que, en ese momento, hay un bucle o una perturbación que puede ser atribuible al inicio de cambio de fase. A su vez, cuando se presenta ese bucle, la temperatura al interior del tubo se encuentra por encima de la del cambio de fase del material (59°C).



**Figura 4-20.** Comportamiento térmico al interior del tubo de cobre durante el ensayo No 5.

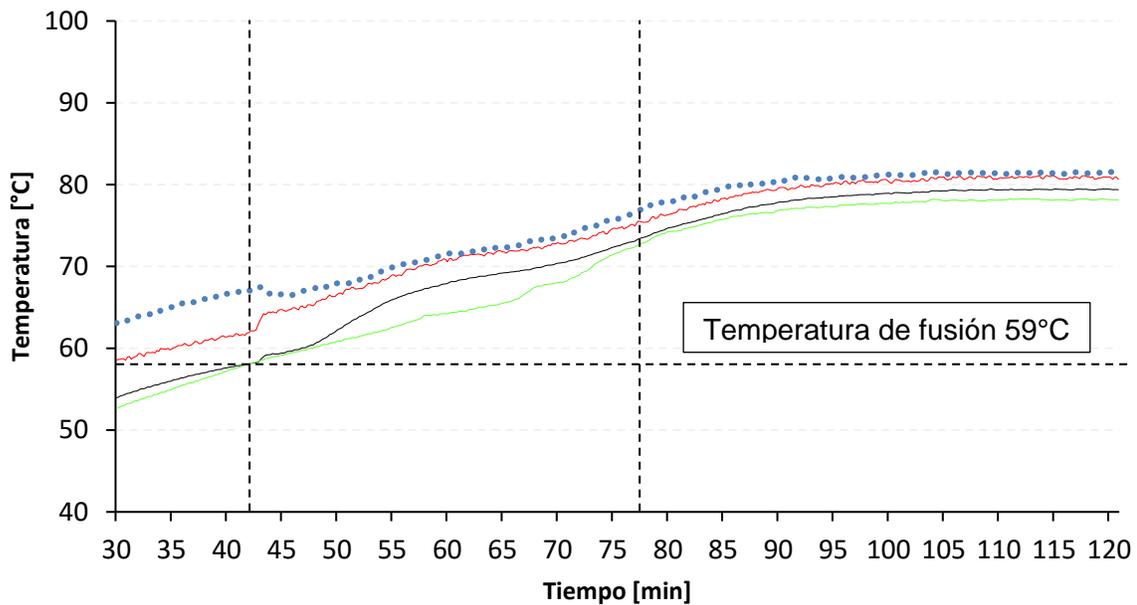
Antes de analizar el comportamiento térmico al interior del tubo, es preciso señalar cómo es el comportamiento de cambio de fase del PCM al interior del tubo. En la Figura 4-21, se puede observar esquemáticamente, que inicialmente, el PCM se encuentra en estado sólido. A medida que recibe energía del exterior, inicia el proceso de cambio de fase paulatinamente en la dirección del fluido caliente. Posteriormente, por efecto de la gravedad, la masa sólida de PCM se acomoda en la base inferior del tubo. Por lo que el termopar central (color negro), es la segunda en registrar que cambia de fase y finalmente, a medida que va ocurriendo el proceso de derretimiento, la tercera termocupla (color verde), es la última que cambia de fase.



**Figura 4-21.** Comportamiento del PCM al interior del tubo.

En la Figura 4-22, se muestra el periodo de cambio de fase de la Figura 4-20. Es importante mencionar el comportamiento térmico de la superficie del tubo (línea amarilla punteada), en donde se presenta de manera instantánea un cambio de pendiente en el minuto 43 aproximadamente de la prueba. Esta condición puede ser atribuible al cambio de fase. Inicialmente al interior, el PCM se encontraba en estado sólido, por lo tanto, el mecanismo de transferencia de calor que predominaba en la prueba era el de conducción. Sin embargo, al cambiar de fase, ese mecanismo cambia a convección natural, por lo que, de manera instantánea, hay un aumento considerable del coeficiente de transferencia de calor al interior, lo que ocasiona un aumento en el requerimiento energético al interior del tubo, por lo que la temperatura superficial disminuye y al mismo tiempo, la temperatura interna del tubo aumenta.

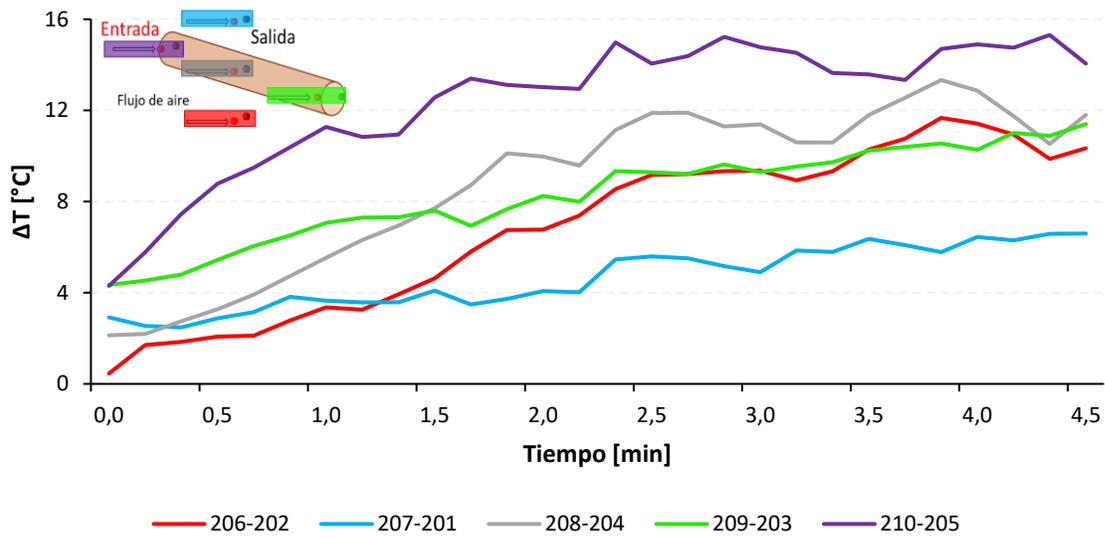
Al analizar la línea roja, correspondiente al termopar ubicado a la izquierda, el cambio de fase en ese punto es el primero en realizarse, inicia en el minuto 43 que es donde se puede apreciar un bucle. La línea negra, corresponde al termopar ubicado en el centro del tubo, el cambio de fase inició en el minuto 49 y finalmente, la línea de color verde, correspondiente al termopar de la derecha, presentó el cambio de fase en el minuto 68.



**Figura 4-22.** Comportamiento térmico al interior del tubo de cobre durante el ensayo No 5, mostrando el periodo en que el material cambia de fase.

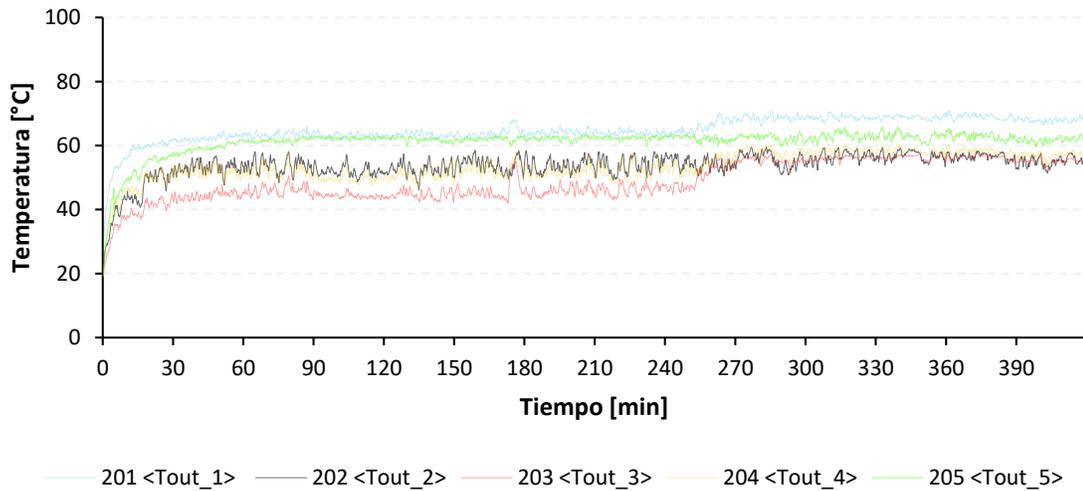
Con la Figura 4-22, es posible determinar experimentalmente el tiempo de cambio de fase del PCM, para este caso es de 34 minutos aproximadamente. Este tiempo es importante, ya que se pretende comparar en capítulos posteriores con el tiempo de cambio de fase en condiciones reales de operación.

Por otra parte, dentro de los objetivos propuestos para realizar el plan experimental, el primero ya se cumplió, determinando el tiempo experimental de cambio de fase, ahora, se pretende cuantificar la energía que requiere el PCM para cambiar de fase. Esto se logra con las diferencias de temperaturas de entrada y salida del sistema de control. Para ello, es preciso recordar que se efectuaron unas pruebas de temperatura, tanto a la entrada como a la salida del ducto, sin instalar el tubo para ver el efecto de las pérdidas de energía asociadas al montaje realizado, los resultados mostrados en la Figura 4-14 se resumen en la Figura 4-23, en donde se muestran los deltas de temperatura de entrada y salida asociadas a las pérdidas del sistema.



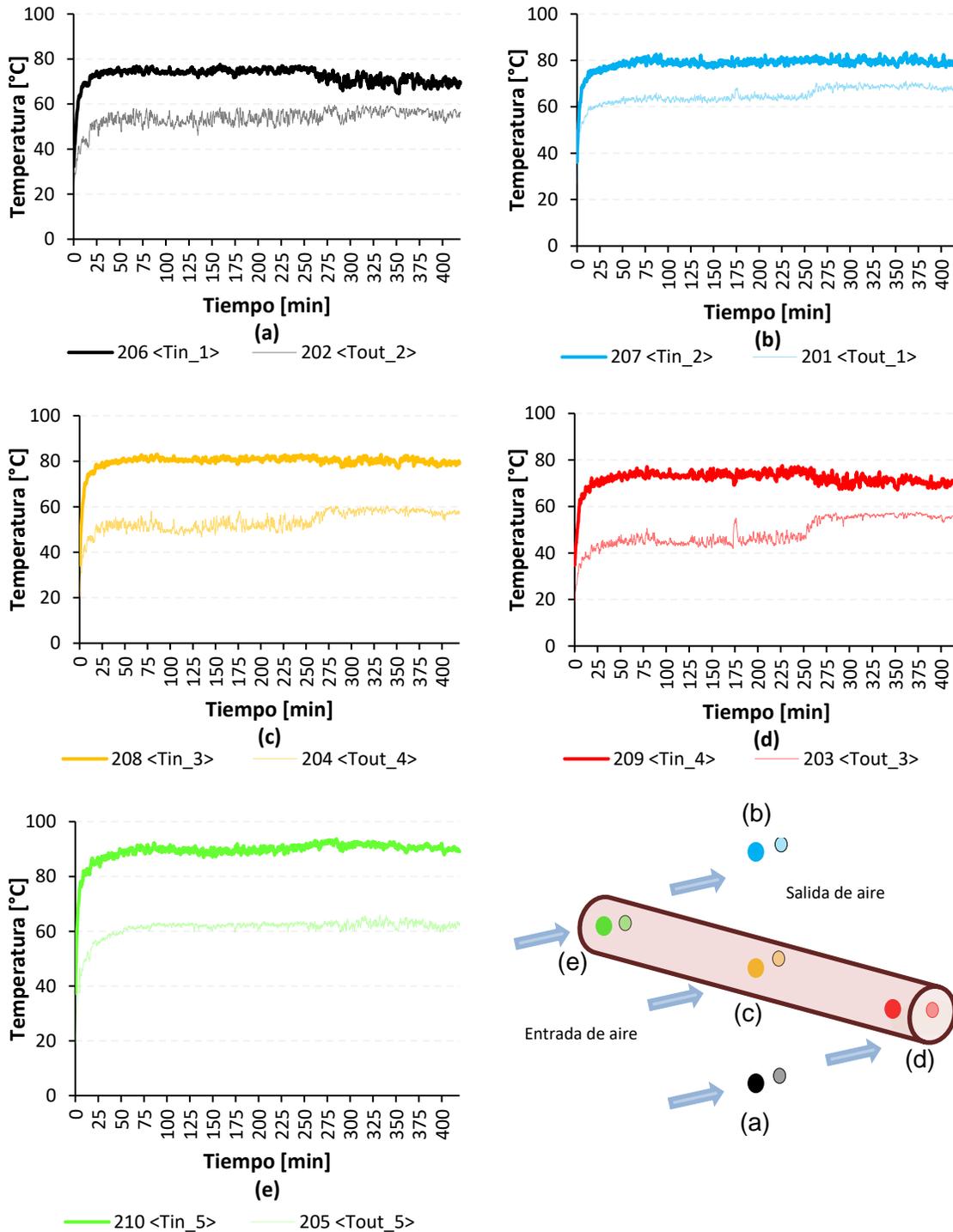
**Figura 4-23.** Diferencias de temperaturas entre la entrada y la salida antes de instalar el tubo

Los valores de los deltas del minuto 4.5, son los que se restarán a los valores registrados en los termopares ubicados a la salida, dependiendo de la ubicación del termopar. En la Figura 4-24, se puede observar el comportamiento térmico a la salida con el ajuste. El comportamiento en general muestra que los datos tienen más perturbaciones o ruido, comparados a los valores de la entrada. Por su parte, el termopar que registró la temperatura más alta fue el  $T_{out\_201}$ , ubicado en la parte superior como lo ilustra la Figura 4-12b. Este comportamiento es atribuible a la influencia de temperatura de la zona izquierda, en donde se ha explicado anteriormente, la temperatura fue superior, comparada, con las otras zonas en la sección transversal del ducto.



**Figura 4-24.** Comportamiento térmico a la salida del tubo

Analizando el comportamiento térmico individual en cada uno de los puntos, a continuación, se presenta la Figura 4-25 (a), (b), (c), (d) y (e) en donde se puede apreciar la comparación de temperaturas en los cinco puntos de ubicación de termopares de entrada y salida. Se puede observar que una vez se corrigió los valores de temperatura a la salida por efectos de pérdidas en el sistema, las temperaturas mantienen una diferencia considerable, recordando que la distancia entre termopares de entrada y salida fue de tan sólo 10 cm. Teniendo presente que existe un requerimiento energético para realizar el proceso de calentamiento del tubo y posterior al del PCM para que realice el proceso de cambio de fase, estas diferencias de temperaturas están altas. Esta condición repetitiva durante las pruebas se debe a la presencia de otras influencias que no permiten hacer un análisis real de la influencia del cambio de fase en la parte externa del sistema, dichas influencias están relacionadas con el prototipo construido; a pesar de que al inicio, se realizaron los ajustes correspondientes en el diseño con el fin de tener a la entrada un flujo homogéneo, el comportamiento térmico en la zona izquierda fue superior, comparado con los otros puntos.



**Figura 4-25.** Comparación del comportamiento térmico en las cinco zonas donde se ubicaron los termopares de entrada y salida del sistema (a) Zona inferior. (b) Zona superior. (c) Zona central. (d) Zona derecha y (e) Zona izquierda

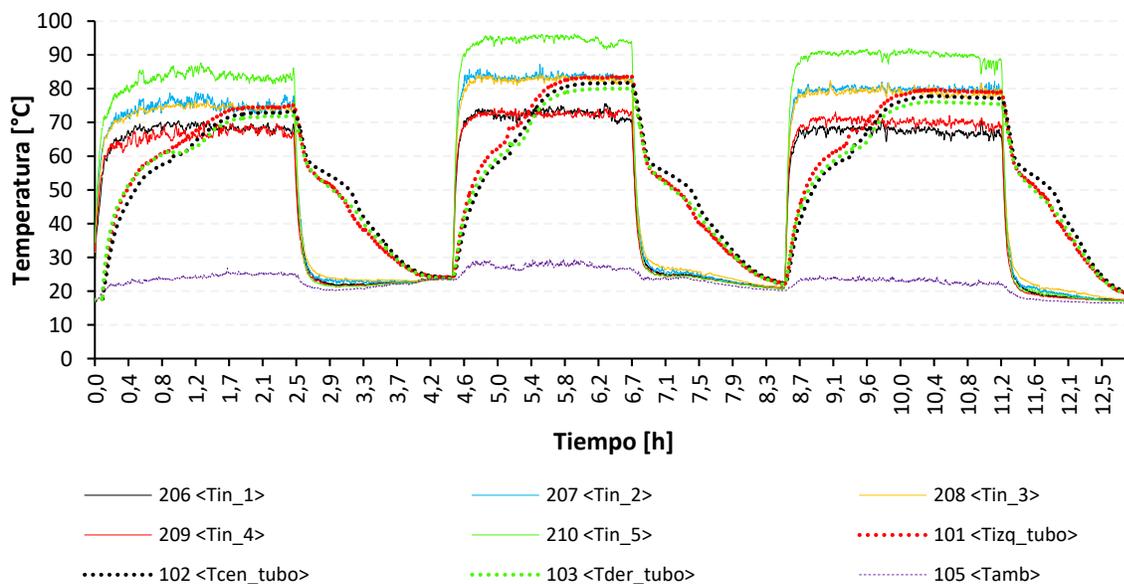
Adicionalmente, la potencia de la resistencia eléctrica fluctuaba acorde con el comportamiento normal de la alimentación eléctrica del laboratorio, lo que conllevaba a tener temperaturas variantes en el transcurso de las pruebas.

Por esta razón, en este equipo no es posible cuantificar el cambio de la energía del aire para determinar cuanta energía fue cedida al tubo el análisis del efecto de cambio de fase del PCM en el sistema, se debe analizar con respecto a la variación de temperaturas que sucede al interior del tubo.

La prueba anterior, fue solamente para el proceso de fusión. A continuación, se presentan los resultados de la prueba de fusión-solidificación realizada, de acuerdo con el numeral 4.4. En el cual, se pretende evaluar el proceso de solidificación del material, para ello, se realizó un ensayo que duró 13 horas seguidas y consistió en varias etapas. En la Figura 4-26, se puede observar tres etapas de fusión y solidificación. Cada etapa del proceso de fusión duró aproximadamente 2,5 horas. Por su parte, cada etapa del proceso de solidificación duró aproximadamente 2 horas. Para el proceso de fusión, se realizó el procedimiento del ensayo No 5 del diseño experimental de la Figura 4-15. Cuando se estabilizaba el sistema bordeando las 2,5 horas del proceso de fusión, se procedió a apagar la resistencia eléctrica, manteniendo el ventilador a la misma velocidad. La temperatura dentro del tubo tardó aproximadamente 2 h en llegar a la temperatura ambiente. Cuando sucedía esto, inmediatamente, se repetía el ciclo, es decir, se prendía la resistencia eléctrica a la temperatura inicial y se dejaba las mismas 2,5 horas, que era el tiempo en el cual sucedía la estabilización de la temperatura, una vez ocurría el proceso de fusión.

En la Figura 4-26, se puede observar la línea verde continua, corresponde al comportamiento térmico registrado en la zona de la izquierda. En las tres etapas de la prueba, fue el que tuvo una mayor temperatura, comparado con los otros registros. La diferencia en la temperatura de la izquierda (verde), con respecto a las registradas en centro y en la zona de arriba (amarillo y azul) respectivamente, fue de 10 °C en promedio. Dicha diferencia probablemente pudo ser una de las causas del comportamiento térmico al interior del tubo, ya que, en algunos puntos, la temperatura al interior, en la ubicación central, era mayor a la que registraba el termopar, ubicado en el centro (amarillo). Por su parte, las líneas negras y rojas continuas corresponden a los termopares ubicados a la entrada en la zona derecha y abajo. Estas registraron temperaturas inferiores a la de los otros puntos, aproximadamente 10 °C, inferior a los termopares del centro y arriba (amarillo

y azul) respectivamente y 20 °C, comparado con la línea verde, que corresponde a la zona izquierda. Esta condición podría ser atribuible al mismo caso, ampliamente expuesto en párrafos anteriores. Por su parte, el primer ensayo, se inició a las 8:00 am, la temperatura ambiente estaba en casi 20 °C y a medida que pasaba las primeras horas de la mañana aumentaba un poco (línea discontinua morada). Razón por la cual, la primera parte del ensayo tuvo su temperatura pico (86°C) inferior, si se compara con la segunda parte del ensayo, que llega a una temperatura máxima a 94 °C, en donde se encontró con una temperatura ambiental de casi 30 °C por ser medio día. Asimismo, en la tercera y última parte del ensayo, la temperatura no es tan alta, dado que se realizó en parte de la tarde y noche, lo que la temperatura ambiental tuvo un descenso.



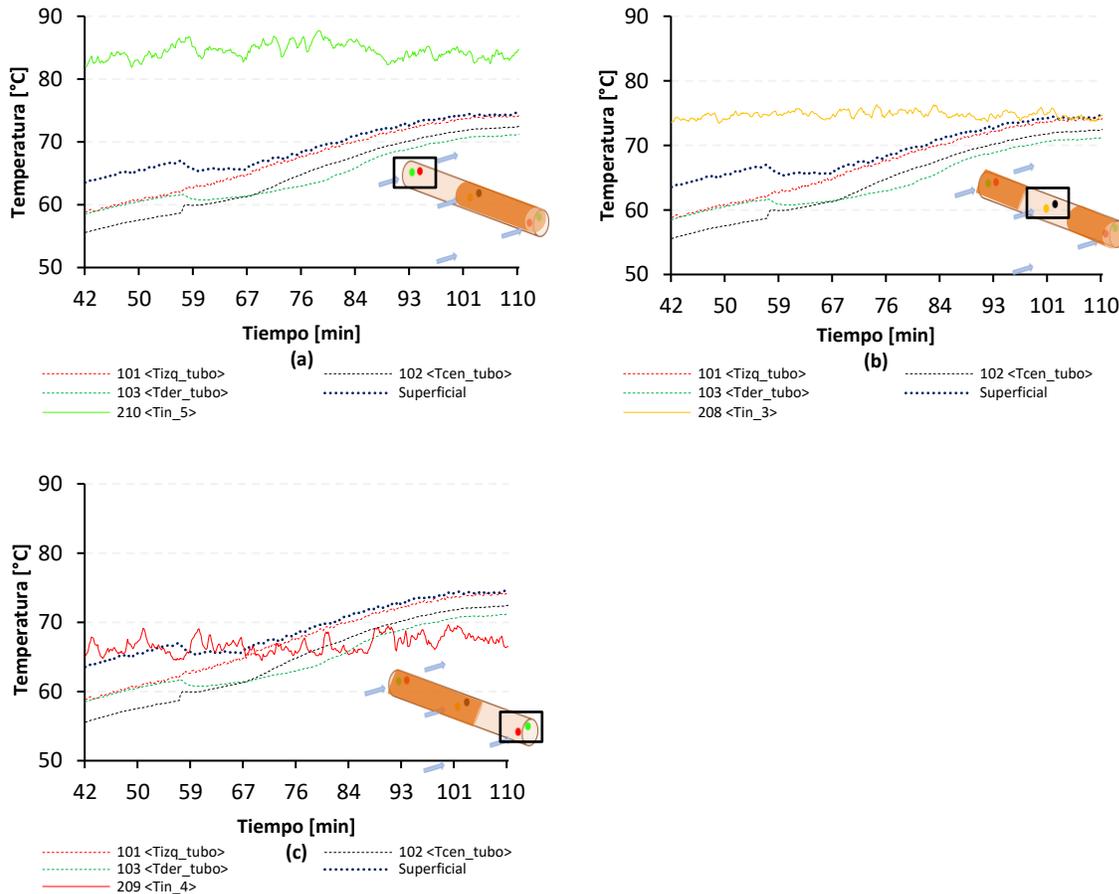
**Figura 4-26.** Prueba de solidificación en tres etapas

Por otra parte, durante el proceso de fusión como se ilustra en la Figura 4-26, se puede observar que se presenta en las tres etapas de la prueba, unos bucles en las líneas que registraron la temperatura al interior del tubo. Esta condición al igual que en el proceso de fusión anteriormente analizado, se puede atribuir al inicio del cambio de fase del PCM. Por su parte, en el proceso de solidificación, también se puede observar un cambio de pendiente en las tres líneas a medida que la temperatura desciende, esto también es

---

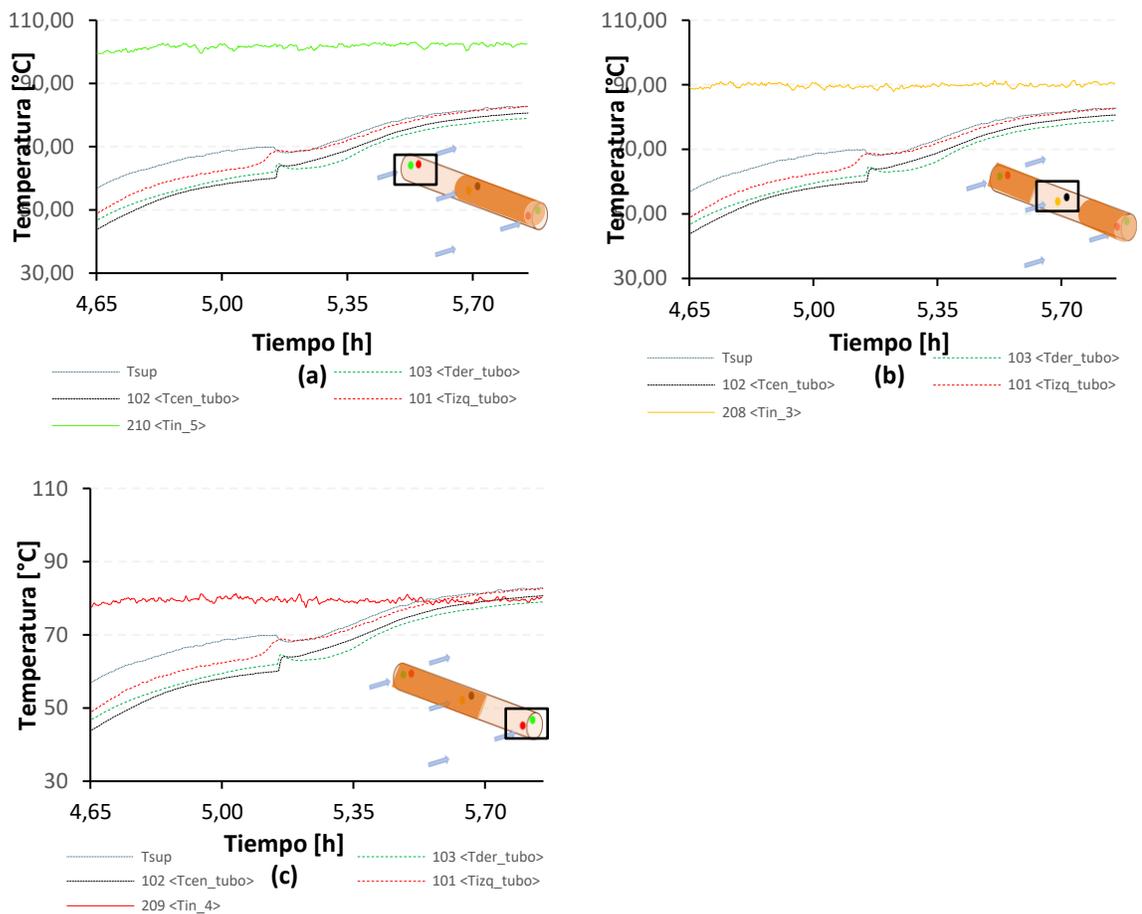
atribuible al cambio de estado de líquido a sólido. A continuación, se analizarán en detalle los resultados obtenidos en cada una de las etapas de esta prueba.

En la Figura 4-27 (a), (b) y (c) se puede observar el comportamiento térmico al interior del tubo, con respecto a los diferentes termopares ubicados a la entrada del sistema en la zona del eje del tubo, correspondientes al primer proceso de fusión de la prueba. Se puede observar la fuerte influencia de la temperatura de la zona izquierda, razón por la cual se puede explicar el comportamiento térmico en la zona central Figura 4-27b y zona derecha 4-27c, en donde la temperatura de entrada en algunos puntos es inferior a la que se está registrando al interior en el mismo punto. Adicionalmente, al interior del tubo, se presenta un efecto combinado de cambio de fase. En la Figura 4-21, se puede observar que el PCM, no cambia de fase al tiempo, sino por partes, por lo tanto, hay un efecto del material de cambio de fase en estado líquido sobrecalentado y del material en estado sólido que aún no ha cambiado de estado. La diferencia de temperaturas entre la zona izquierda y derecha es de casi 20 °C, lo que explica el comportamiento térmico al interior. Por su parte, al revisar la línea azul punteada, corresponde a la temperatura superficial del tubo, se puede observar que presenta el mismo comportamiento, comparado con el ensayo 5, analizado anteriormente. En donde cerca del minuto 59, se presenta un descenso brusco de temperatura, por lo que es atribuible al cambio del tipo de transferencia de calor (conducción a convección).



**Figura 4-27.** Comparación de temperaturas a la entrada sobre el eje del tubo. Primer proceso de fusión (a) Izquierdo. (b) Central. (c) Derecho.

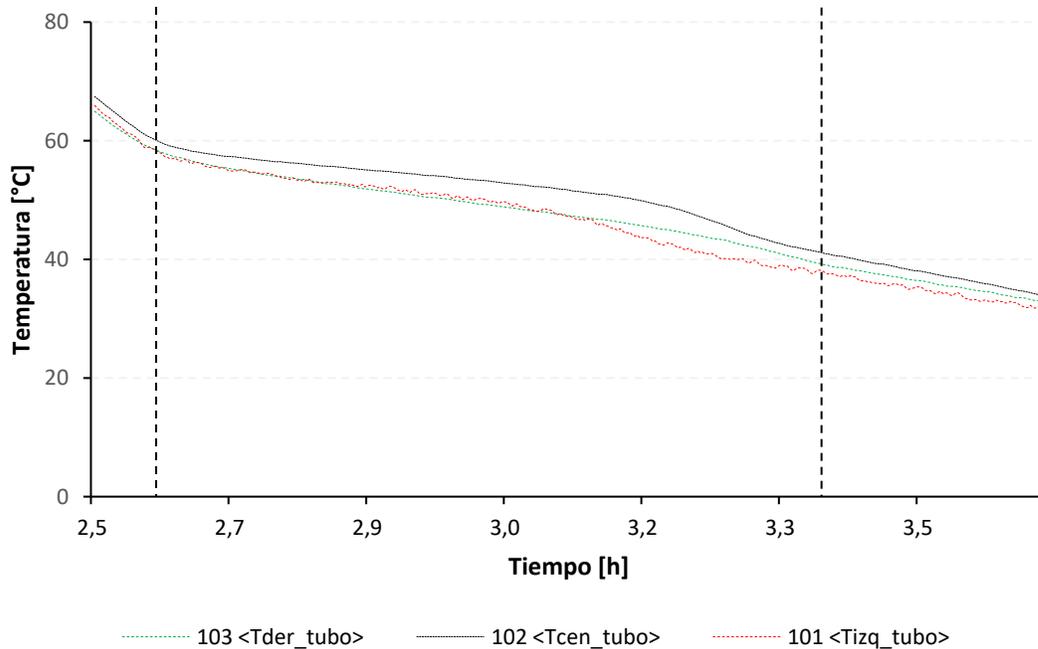
Similar comportamiento sucede en el segundo proceso de fusión, en la Figura 4-28 (a), (b) y (c), se puede observar la influencia de la temperatura en la zona izquierda. Razón por las cuales, se puede explicar que la temperatura a la entrada de la zona derecha está por debajo, de la temperatura al interior en ese punto. Adicionalmente, se puede apreciar, que la temperatura de entrada es más alta, comparada con la de la primera fusión. Esta condición es atribuible por la temperatura ambiental. Esta segunda fusión, se realizó a medio día, donde la temperatura se encontraba más alta. Haciendo el mismo ejercicio con la tercera fusión, el comportamiento térmico en general, fue similar a los dos procesos de fusión, antes mencionados. Con la temperatura de la zona izquierda más elevada que las ubicadas en el centro y derecha, lo que hace que, al interior, la temperatura de esas zonas sea afectada por la de la izquierda.



**Figura 4-28.** Comparación de temperaturas a la entrada sobre el eje del tubo. Segundo proceso de fusión (a) Izquierdo. (b) Central. (c) Derecho.

Con respecto al proceso de solidificación, se puede observar en la Figura 4-29, el comportamiento térmico al interior del tubo. Recordando que este proceso se realiza con la temperatura ambiente, es decir, durante la solidificación, la resistencia se mantiene apagada, por tal razón, el comportamiento de la zona izquierda, central y derecha difiere al comportamiento analizado, durante el proceso de fusión. Durante este proceso se puede observar que a partir de las 2,6 horas se iniciado la prueba, las líneas que representan los termopares ubicados al interior del tubo (izquierda, roja, centro, negro y derecha, verde), la pendiente varía, la temperatura tiende a estabilizarse, esto concuerda con la teoría, en que advierte que el proceso de calor latente se realiza de forma isotérmica y cuando se está ejecutando el proceso de calor sensible, se hace variando la temperatura. Por otra

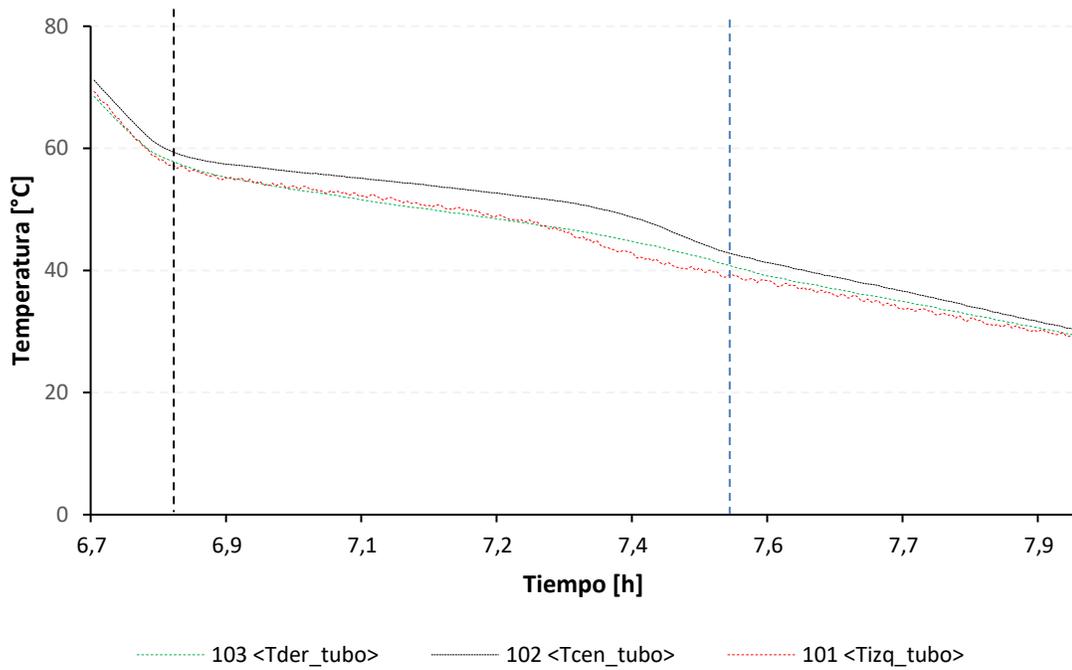
parte, la línea negra (zona central), se observa que mantiene una temperatura ligeramente más elevada, comparadas con las otras dos zonas (izquierda y derecha), sin embargo, el proceso de cambio de fase culmina casi al tiempo en las tres zonas, por lo que, a partir de la línea vertical punteada, se observa que la temperatura sigue descendiendo hasta alcanzar la temperatura ambiente de manera uniforme.



**Figura 4-29.** Comportamiento del primer proceso de solidificación de la prueba

Al revisar la Figura 4-30, el comportamiento térmico del segundo proceso de solidificación es muy similar al anterior, cuando desciende al interior a una temperatura por debajo de los 60°C, las líneas que representan los tres puntos al interior del tubo cambian de pendiente, la tasa con que desciende la temperatura se ralentiza y trata el sistema de mantener una temperatura uniforme, mientras sucede el cambio de estado del PCM.

Al comparar el tiempo de cambio de fase de las dos pruebas analizadas anteriormente, la primera prueba de solidificación presenta el cambio de fase en 40,2 minutos, mientras que la segunda prueba, lo hace en 42 minutos. Revisando la tercera y última prueba de solidificación, se puede evidenciar que su comportamiento es similar a los anteriores resultados, con un tiempo de cambio de fase de 54 minutos.



**Figura 4-30.** Comportamiento del segundo proceso de solidificación de la prueba

En la sección 3-3, se detalló una metodología extraída de literatura especializada para calcular el tiempo de cambio de fase, acorde a unas condiciones de diseño y a unas suposiciones iniciales. Aplicando la correlación de Bareiss [51], con las condiciones obtenidas experimentales promedio durante el periodo de cambio de fase  $T_0= 77.15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_s= 70.70\text{ }^{\circ}\text{C}$  y  $T_F= 48.58\text{ }^{\circ}\text{C}$ , se obtuvo un cambio de fase del PCM teórico de 6.95 min. Al compararlo con el tiempo de cambio de fase experimental de 34 min, están los valores muy lejanos entre ellos. Por lo tanto, se calculó teóricamente, la temperatura superficial ( $T_s$ ), para determinar que temperatura superficial era necesaria para alcanzar teóricamente un valor similar a los 34 min de tiempo de cambio de fase. Este resultado fue de  $60.61\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Por lo que se puede deducir que la temperatura superficial tiene un papel importante en el cambio de fase del material.

## 5. Diseño de un sistema de acumulación de energía térmica en un secador solar de túnel tipo Hohenheim

### 5.1 Metodología de cálculo

En el diagrama de la Figura 5-1 se muestra la metodología de cálculo para el diseño del sistema de acumulación de energía requerido. Se presenta en 5 etapas cuyas actividades principales se muestran en el diagrama con los bloques de fondo gris.

La etapa 1, comprende todas las actividades previas al inicio de los cálculos, para este punto, previamente, ya se ha seleccionado el PCM más adecuado, el material y la forma del contenedor. Con base en las condiciones de diseño seleccionadas se calcula la transferencia de calor requerida para el aire; este valor se identifica como calor deseado ( $\dot{Q}_d$ ).

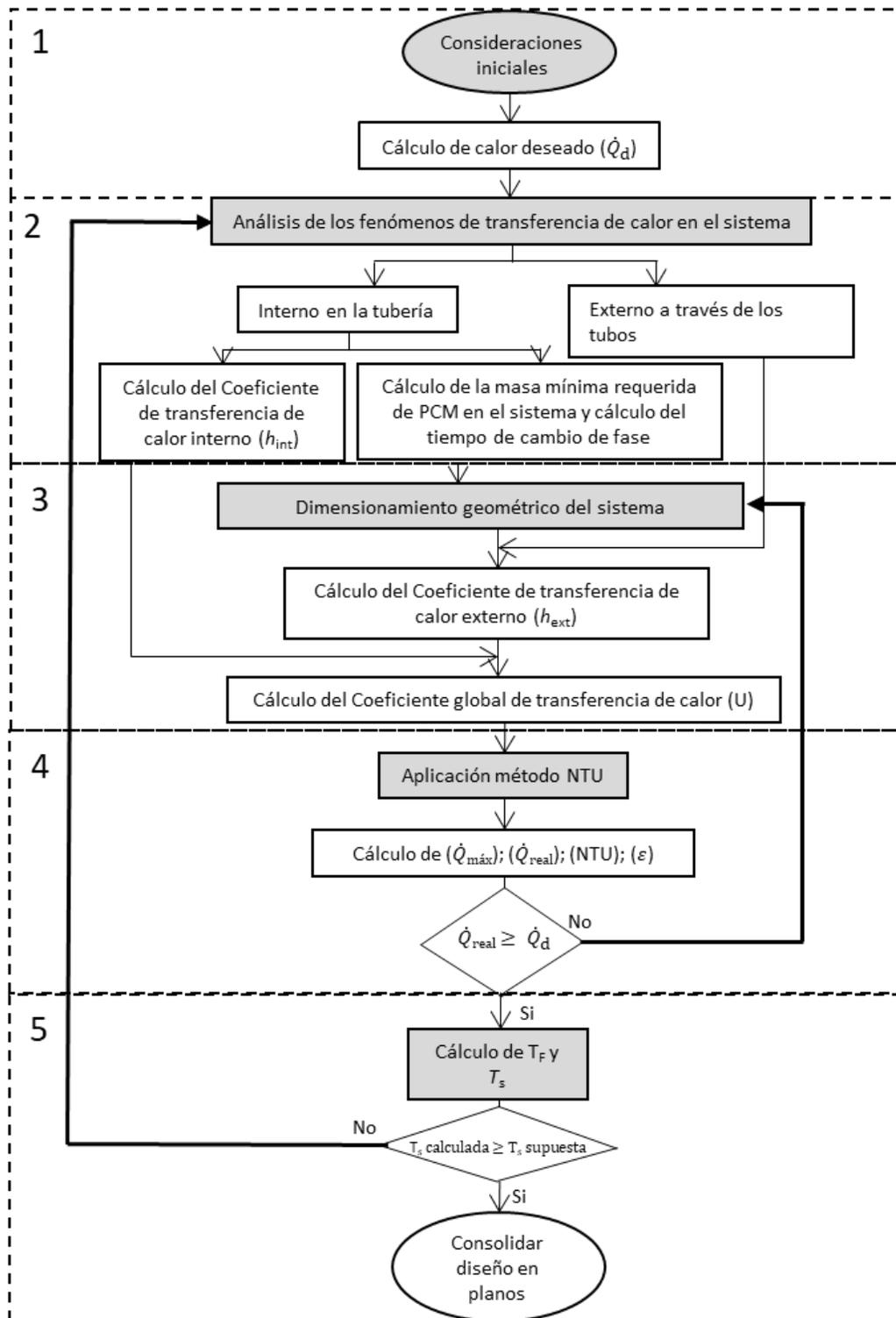
La etapa 2, abarca el análisis en la parte interna de los tubos donde ocurre la transferencia de calor involucrando el fenómeno de cambio de fase del PCM. El análisis de esta zona permite cálculo del coeficiente de transferencia de calor por el lado interno  $h_{int}$  y la masa mínima requerida de PCM requerida.

La etapa 3, corresponde al dimensionamiento geométrico del sistema, el cual se realiza con base en la masa mínima de PCM requerida y al espacio disponible en la sección transversal del túnel. El dimensionamiento permite determinar posteriormente el coeficiente de transferencia de calor por convección por el lado externo  $h_{ext}$ . Con  $h_{int}$  y  $h_{ext}$ , se procede a realizar el cálculo del coeficiente total de transferencia de calor del intercambiador U.

---

La etapa 4, incluye la verificación de que el diseño propuesto, cumple con el requerimiento dado por el calor deseado  $\dot{Q}_d$ . Esto se realiza por medio de la aplicación del método de Número de Unidades de Transferencia (NTU por sus siglas en inglés) para el diseño de intercambiadores de calor. Este método permite calcular la efectividad del intercambiador y la transferencia de calor real  $\dot{Q}_{real}$ , el cual debe ser mayor o igual a  $\dot{Q}_d$ . En caso de no cumplirse la condición se debe realizar un redimensionamiento geométrico del sistema.

La etapa 5 incluye la verificación del valor de la temperatura superficial, el cual debe ser asumido para los cálculos iniciales y se calcula el valor de la temperatura de salida para el calor real transferido por el intercambiador. Finalmente, en esta etapa se consolida el diseño y se generan los planos de fabricación.



**Figura 5-1.** Esquema de la metodología de cálculo empleada para el diseño de sistema acumulador de energía térmica

## 5.2 Cálculos

A continuación, se presenta el cálculo detallado del sistema de acumulación. Esta sección, se encuentra estructurada, acorde a las etapas de la metodología propuesta, presentada en la Figura 5-1.

### 5.2.1 Consideraciones iniciales

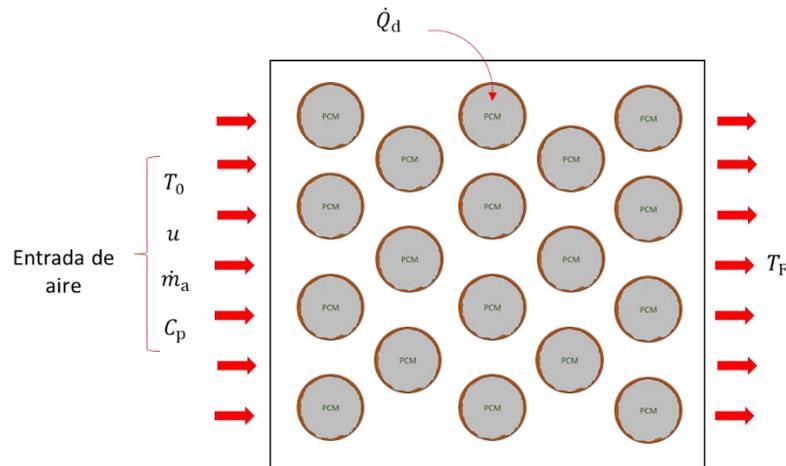
Para la selección del PCM es importante realizar una búsqueda bibliográfica que permita conocer cuál es el material más adecuado para la aplicación en un secador de productos agrícolas. Para tal efecto se identificaron las siguientes características del PCM:

- No tóxico
- No inflamable
- Temperatura de fusión entre 45 °C y 60 °C
- Fácil disponibilidad en el mercado
- Precio asequible

Por su parte, el criterio más importante para definir cuál es el material más adecuado del contenedor de PCM, es que su conductividad térmica debe tener un valor alto, con el fin favorecer la transferencia de calor entre el exterior y el interior del contenedor donde se ubica el PCM. Para este caso, se escogió tubería de cobre. Comercialmente, las tuberías de cobre presentan una designación dependiendo del uso de este. En el mercado, se puede encontrar tubería flexible o rígida. Para el propósito particular de este trabajo se utiliza tubería rígida. A su vez, dentro de la tubería rígida se presenta otra subdivisión que clasifica la tubería en tipo DWV, M, L y K [6]. La principal diferencia entre ellas son los espesores de pared. Dependiendo del uso final, las condiciones de presión y temperatura, se realiza el criterio de selección. En el sistema acumulador no se manejarán presiones altas, sin embargo, los tubos, serán sometidos a temperaturas entre 30 y 100 °C. Por tal razón, se consideró, trabajar con una tubería con un espesor medio. Dentro de las características de la tubería de cobre tipo L, se destacan que trabajan en un rango de temperaturas entre -200 a 900 °C y soportan una presión de trabajo de 10 psi. Los tubos de cobre disponible en el mercado son los de diámetro nominal de 3/4", 1", 1-1/4", 1-1/2", 2", 2-1/2", 3" y 4". Por consideraciones dimensionales los cálculos iniciales se realizaron con un tubo de diámetro nominal de 1-1/2" ( $D_{ext}=0,0413$  m,  $D_{int}=0,03822$  m) e

inicialmente, para facilitar los cálculos, durante el proceso de diseño, se trabajó con una longitud de 1 m. Posteriormente se variaron los diámetros con el fin de comparar cuál de los tubos presenta un mejor comportamiento en el sistema.

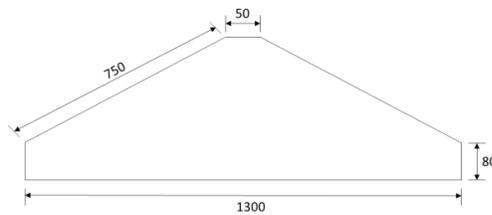
En la Figura 5-2 se puede observar una representación del sistema a analizar. El aire ingresa al sistema con unas condiciones específicas de temperatura, a 65 °C (dado como suposición inicial de diseño). Esta temperatura inicial ( $T_0$ ) es fijada con el criterio de que debe ser mayor a la temperatura de cambio de fase, siendo para la parafina semirrefinada de 59 °C. El aire entrega energía a los tubos que contienen el PCM cuando cruza a través del banco de tubos. Por su parte, para efectos de los cálculos, inicialmente, se asume una temperatura de salida del sistema acumulador de  $T_F$  de 60 °C, ya que ésta es una temperatura adecuada para el secado de productos agrícolas [15]. Las propiedades termofísicas del aire, se toman inicialmente a la  $T_{prom}$  entre la  $T_0$  y  $T_F$ . Se toma como velocidad del aire el valor de 0,8 m s<sup>-1</sup>, ya que es una velocidad alta, para este tipo de secadores solares, de acuerdo con la revisión bibliográfica [44]. Esto permite tener condiciones extremas en términos de transferencia de calor. La suma de todas las superficies de los tubos corresponde al área total de transferencia de calor  $A_{TC}$ . La energía entregada por el aire corresponde a la energía que toma el material de cambio de fase durante el proceso de cambio de fase. Éste se identifica como calor transferido deseado (Calor deseado ( $\dot{Q}_d$ )) y es el parámetro que permite determinar si el intercambiador de calor cumple con el requerimiento establecido para el cambio de temperatura en el aire. Cabe resaltar que el análisis de transferencia de calor que se realiza en el sistema se hace cuando el PCM está cambiando de fase. Por lo tanto, consideraciones en torno a la energía entregada o cedida por calentamiento del líquido o enfriamiento del sólido, inicialmente no se tendrán en cuenta.



**Figura 5-2.** Esquema general del sistema a analizar

### 5.2.2 Cálculo de calor deseado ( $\dot{Q}_d$ )

Teniendo en cuenta la temperatura de cambio de fase del material y la temperatura de salida, para efectos de los cálculos, se determinó que la temperatura de entrada supuesta en el banco de tubos sería de  $T_0 = 65 \text{ °C}$  y la temperatura de salida del banco de tubos deseada ( $T_F = 60 \text{ °C}$ ), dado que es la temperatura ideal para el proceso de secado de plantas aromáticas, por la cual está concebido este proyecto. Posteriormente, se procede a realizar el cálculo del calor deseado (o requerido) en el intercambiador. Éste se determina por medio de la Ecuación (3.1). El área transversal  $A_{TR}$ , se determina a partir de las dimensiones de la sección transversal del secador solar que ya se encuentra construido y son presentadas en la Figura 5-3.



**Figura 5-3.** Área transversal del ducto, medidas en [mm]

En la Tabla 5-1, se muestran las condiciones iniciales deseadas del aire, adicionalmente, se muestran los resultados del cálculo del área del ducto, caudal del aire, flujo másico y calor deseado  $\dot{Q}_d$ .

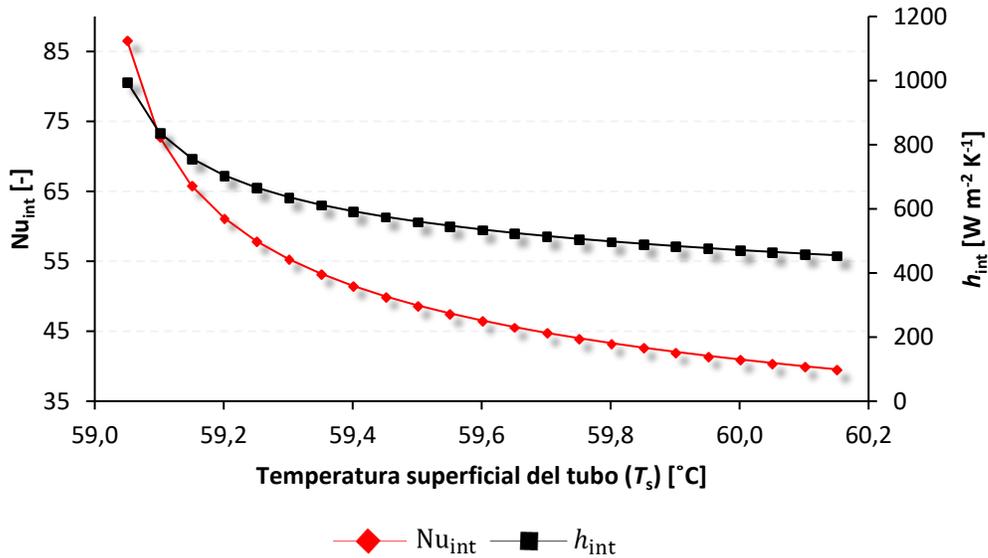
**Tabla 5-1.** Valores de los parámetros iniciales para el aire

Parámetro	Valores
$T_0$ (inicial supuesta) [°C]	65,00
$T_F$ (final factor de criterio) [°C]	60,00
$T_{prom}$ , $T_0$ y $T_F$ [°C]	62,50
Área del ducto ( $A_{TD}$ ) [m <sup>2</sup> ]	0,38
Velocidad del aire ( $u$ ) [m s <sup>-1</sup> ]	0,80
Caudal del Aire ( $\dot{V}$ ) [m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]	0,31
Densidad del aire $\rho_{aire@T_{prom}}$ [kg m <sup>-3</sup> ]	1,05
Flujo másico ( $\dot{m}$ ) [kg s <sup>-1</sup> ]	0,32
Flujo de calor deseado ( $\dot{Q}_d$ ) [W]	1 608,24

### 5.2.3 Análisis de los fenómenos de transferencia de calor en el sistema

Para el cálculo del intercambiador de calor es necesario realizar la determinación de los coeficientes de transferencia de calor por convección tanto en la parte interna como en la externa de los tubos. Adicionalmente para determinar la masa requerida de PCM es necesario conocer el tiempo que tarda el PCM en cambiar de fase. Esto hace necesario el estudio de los fenómenos de transferencia de calor al interior y el exterior de la tubería que se presenta a continuación. El análisis del fenómeno de transferencia de calor por el lado interno de los tubos involucra el de cambio de fase del PCM. Para efectos del análisis del fenómeno de transferencia de calor al interior de los tubos, se utilizó la metodología propuesta por Bareiss [51]. En la sección 3.3, se presenta en detalle el procedimiento y las variables que se tienen en cuenta. Con respecto al cálculo, se hizo la suposición inicial que la temperatura superficial del tubo ( $T_s$ ) es de 59,5 °C, con el criterio que esta temperatura estaría entre la temperatura de entrada del aire y la temperatura de PCM. En la Figura 5-4, se ilustra las temperaturas que intervienen en el sistema. Otro criterio de escogencia de  $T_s$  supuesta, es una vez analizando la Figura 5-5, se puede observar que  $h_{int}$ , no tiene una variación representativa en el rango de  $T_s$  de 59,20 a 60 °C, por lo que se escogió una temperatura cercana a la media a ese rango.





**Figura 5-5.** Comportamiento de  $Nu_{int}$  y  $h_{int}$ , variando  $T_s$

**Tabla 5-2.** Números adimensionales involucrados en el análisis de la transferencia de calor al interior de los tubos

Número adimensional	Valor
Grashof (Gr)	971,69
Prandtl (Pr)	61,58
Rayleigh (Ra)	59 833,40
Stefan (Ste)	0,0066
Arquímedes (Ar)	310 492,29
Constante de Bareiss [51] (C)	0,0163

En la Tabla 5-4, se relacionan los parámetros calculados de transferencia de calor en las dos zonas, interna y al exterior de los tubos. Inicialmente, se calculan los parámetros internos de transferencia de calor. Para ello, se utilizan las Ecuaciones (3.4) y (3.5). Posteriormente, se realiza el cálculo de la masa mínima de PCM requerida, la cual se determina a partir de la Ecuación (3.7), conociendo el calor deseado ( $\dot{Q}_d$ ) y el tiempo de cambio de fase ( $t$ ). El tiempo de cambio de fase, se determina a partir de la Ecuación (3.9).

El número de Fourier ( $Fo$ ), lo define Barreis et al. [8] de acuerdo con la Ecuación (3.8). Finalmente, se puede hallar el coeficiente de transferencia interno de convección ( $h_{int}$ ), mediante la Ecuación (3.6).

Respecto al fenómeno de transferencia de calor externo, es preciso señalar, que lo que se presenta en esta zona es convección forzada externa. El coeficiente de transferencia de calor por convección es dependiente de la configuración geométrica, de tal manera que se hace necesario hacer un dimensionamiento inicial del banco de tubos.

La configuración del sistema corresponde a un banco de tubos ubicados de manera perpendicular al flujo de aire. Se aplicó la configuración escalonada, ya que, comparándola numéricamente con la lineal, se evidencia que, en la primera, hay una mayor turbulencia del aire cuando atraviesa el sistema, lo que se traduce en un mayor valor de  $Re$  y de  $Nu$ . El número mínimo de tubos que componen el sistema corresponde a aquellos requeridos para ubicar la masa mínima de PCM, calculada en la Tabla 5.4. Como se observa en las Figuras 3-2 y 5-3 la longitud de los tubos disminuye con la distancia vertical. El sistema se diseña inicialmente, bajo la suposición que todos los tubos tienen la misma longitud de 1 m. Posteriormente se calcula el número de tubos reales requeridos teniendo en cuenta las diferencias de longitud, respecto a la distancia vertical, manteniendo la cantidad de masa de PCM y el área de transferencia de calor calculados. Con la Ecuación (5.1), se puede determinar el número de tubos mínimo requerido por el sistema.

$$N_{tubos} = \frac{m_{PCM,min}}{m_{PCM,un\ tubo}} \quad (5.1)$$

Realizando el cálculo, se determina que la cantidad de tubos necesarios para el sistema es de 73 tubos de 1 m cada uno, organizados de forma escalonada. No obstante, hay que tener en cuenta que se debe considerar un volumen muerto en cada tubo, por temas de expansión volumétrica del PCM, cuando se encuentre en estado líquido, por consiguiente, un 10% de tubo quedará vacío para sopesar este fenómeno. Por lo tanto, la cantidad real de tubos se verá afectada por la condición anteriormente señalada. Las dimensiones  $S_T$  y  $S_L$  se fijan inicialmente como dos veces el diámetro del tubo. En la Tabla 5-3, se presentan los resultados del dimensionamiento del sistema.

**Tabla 5-3.** Parámetros geométricos del banco de tubos

Esquema de la configuración escalonada	Parámetros	Valor
	Masa total de PCM requerida en un tubo ( $m_{PCM,1t}$ ) [kg]	0,90
	Número de tubos	73
	$S_T$ [m]	0,083
	$A_1$ [m <sup>2</sup> ]	0,083
	$A_T$ [m <sup>2</sup> ]	0,0413
	$S_L$ [m]	0,083
	$S_D$ [m]	0,0923
	$A_D$ [m <sup>2</sup> ]	0,051

Cabe señalar que como se explicó en la sección 3-4, teóricamente, se presentan unas condiciones que se deben evaluar, para calcular la velocidad máxima, siguiendo la metodología propuesta por Zukauskas [61]. Para este diseño aplica la Ecuación (3.14), para hallar la  $u_{m\acute{a}x}$ , ya que el valor numérico de  $2A_D$  es de  $0,10 \text{ m}^2$ , mientras que el  $A_T$  es de  $0,041 \text{ m}^2$ . Ahora, de acuerdo con la Ecuación (3.16) se halla  $Nu_{ext}$ , para posteriormente determinar el coeficiente de transferencia de calor ( $h_{ext}$ ). Para el cálculo de  $h_{ext}$ , se aplica la Ecuación (3-19), teniendo en cuenta que, para este caso, la longitud característica es el diámetro externo.

**Tabla 5-4.** Parámetros calculados de transferencia de calor

Parámetros	Valor
Transferencia de calor interna	
$\tau_a$ [-]	0,01166
$Nu_{int}$ [-]	48,77
$h_{int}$ [ $W\ m^{-2}\ K^{-1}$ ]	561,35
$m_{PCM,min}$ [kg]	64,74
Fo [-]	1,77
$t$ [min]	126,80
Transferencia de calor externa	
$Nu_{ext}$ [-]	41,16
$h_{ext}$ [ $W\ m^{-2}\ K^{-1}$ ]	28,22

### 5.2.4 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (U)

Con los coeficientes de transferencia de calor ( $h_{int}$  y  $h_{ext}$ ), es posible determinar el coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador (U). Éste se calcula de acuerdo con la Ecuación (3.21) [60]. Una vez se aplicó la Ecuación (3.22), el resultado de U es  $26,87\ W\ m^{-2}\ K^{-1}$ .

### 5.2.5 Aplicación del método de diseño de intercambiadores de calor

Se desea verificar si el intercambiador de calor diseñado cumple con el requerimiento dado para  $\dot{Q}_d$  y consecuentemente  $T_F$ . Para esto se aplica el método de Número de Unidades de Transferencia para análisis de intercambiadores de calor (NTU), que permite para valores de temperaturas iniciales de los fluidos de intercambio de calor y con el área de transferencia y la configuración del intercambiador de calor conocidos calcular las temperaturas finales o de salida.

### 5.2.6 Cálculo de $\dot{Q}_{\text{máx}}$ , $\dot{Q}_{\text{real}}$ , NTU, $\varepsilon$

En el presente análisis, la temperatura del PCM no cambia ya que se encuentra en cambio de fase y este proceso es isotérmico. Por lo tanto, el valor desconocido corresponde a la temperatura final del aire ( $T_F$ ). El análisis se basa en el procedimiento descrito por Cengel [15]. El calor real  $\dot{Q}_{\text{real}}$  transferido por el intercambiador, se determina a partir del cálculo de la máxima transferencia de calor posible  $\dot{Q}_{\text{máx}}$  y un valor de efectividad  $\varepsilon$  para el mismo. Para determinar  $\dot{Q}_{\text{máx}}$ , se debe conocer la máxima diferencia de temperatura posible en el intercambiador y la capacidad calorífica del fluido que sería capaz de experimentar este cambio; el cual corresponde al fluido con el menor valor de capacidad calorífica. Para el presente análisis el valor de  $C_{\text{mín}}$  corresponde al del aire, ya que para el caso de la parafina se tiene una razón de capacidad calorífica infinita por encontrarse en cambio de fase. La efectividad depende del tipo de intercambiador y del parámetro NTU. Para el caso de intercambiadores de calor en los cuales ocurre cambio de fase el valor de efectividad es el mismo para todos los tipos de intercambiadores y siendo función solamente del valor de NTU de acuerdo con la Ecuación (3.25). El valor de NTU se define de acuerdo con la Ecuación (3.26). En la Tabla 5-5 se presentan los valores calculados.

**Tabla 5-5.** Valores utilizados para la aplicación del método de NTU

Parámetros	Valor
$C_{\text{mín}} [\text{W K}^{-1}]$	321,65
$\Delta T_{\text{máx}} [^{\circ}\text{C}]$	5,50
$\dot{Q}_{\text{máx}} [\text{W}]$	1 769,07
NTU [-]	0,79
$\varepsilon$ [-]	0,55
$\dot{Q}_{\text{real}} [\text{W}]$	966,83

El calor real transferido ( $\dot{Q}_{\text{real}}$ ) es de 966,83 W y el calor deseado ( $\dot{Q}_d$ ) calculado inicialmente fue 1 608.24 W. Por lo tanto, el intercambiador no cumple con el condicional

de la Figura 5.1 de la metodología, que indica que  $\dot{Q}_{real} \geq \dot{Q}_d$ . Por lo que se hace necesario, realizar variaciones en el diseño que permitan aumentar el valor numérico de  $\dot{Q}_{real}$ .

### 5.2.7 Redimensionamiento del intercambiador

El objetivo de realizar un proceso de redimensionamiento es poder aumentar el valor de  $\dot{Q}_{real}$ . En la Ecuación (3.23), se puede observar que  $\dot{Q}_{real}$  es función de la efectividad ( $\varepsilon$ ) y del flujo de calor máximo ( $\dot{Q}_{m\acute{a}x}$ ). Ahora bien, para poder aumentar el  $\dot{Q}_{real}$ , se debe tratar de aumentar el valor numérico de las dos variables mencionadas.  $\dot{Q}_{m\acute{a}x}$  es inicialmente una constante de diseño ya que se encuentra en función de  $C_{m\acute{i}n}$  que a su vez depende del calor específico del aire y del flujo másico del mismo. Por su parte, el  $\Delta T_{m\acute{a}x}$  es el resultado de la diferencia de dos parámetros de diseño. Con respecto a la efectividad, en la Figura 5-5 se presenta su variación como función de NTU calculada de acuerdo con la Ecuación (3.25). Con el valor deseado de  $\dot{Q}_d$  de 1 608,24 W y el calculado de  $\dot{Q}_{m\acute{a}x}$  de 1 769,07 W se determina una efectividad  $\varepsilon$  de 90,90 %, que se lograría con un valor de NTU de 2.397, calculado a partir de la Ecuación (3.25).

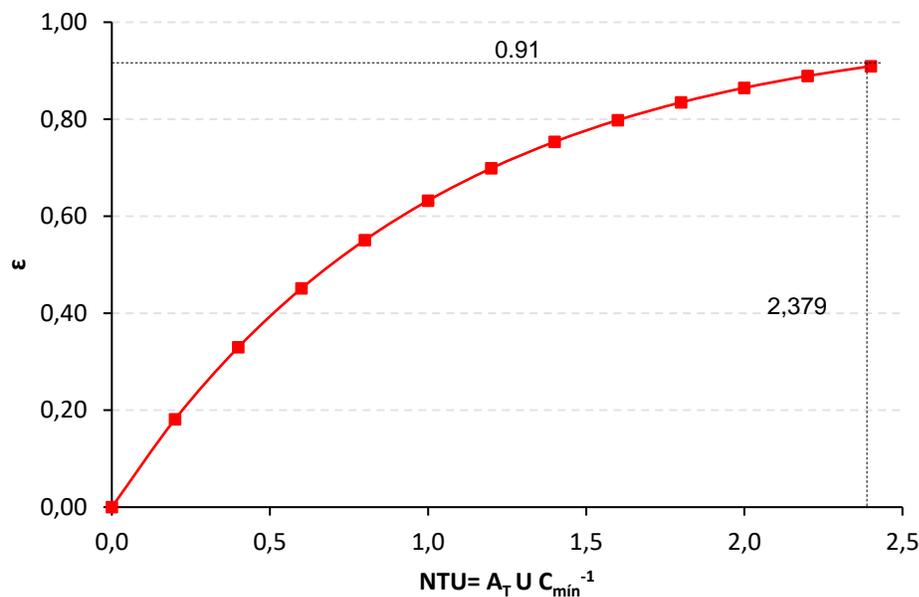


Figura 5-5. Comportamiento de la efectividad  $\varepsilon$ , variando NTU

Con este panorama, se requeriría aumentar entonces el valor de NTU de 0,79 a 2,379. De acuerdo con la Ecuación (3.26), el aumento de NTU se logra a partir de:

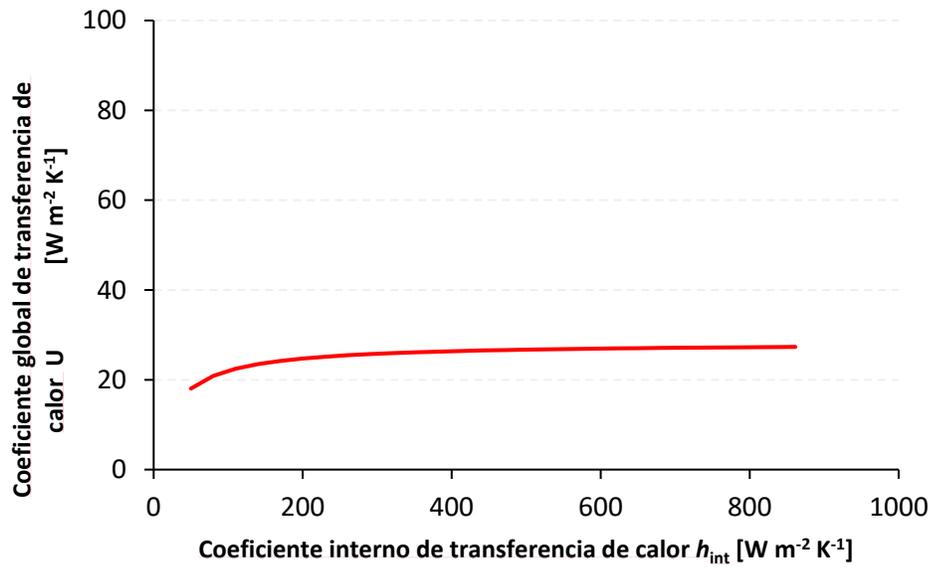
- Aumentar el valor de  $U$
- Aumentar el área de transferencia de calor ( $A_T$ )
- Aumentar simultáneamente los valores de  $U$  y  $A_T$  (para el caso en que el aumento de uno de los dos de manera independiente no sea suficiente para lograr el valor de NTU esperado).
- Disminuir el valor de  $C_{\min}$ .

Nota:

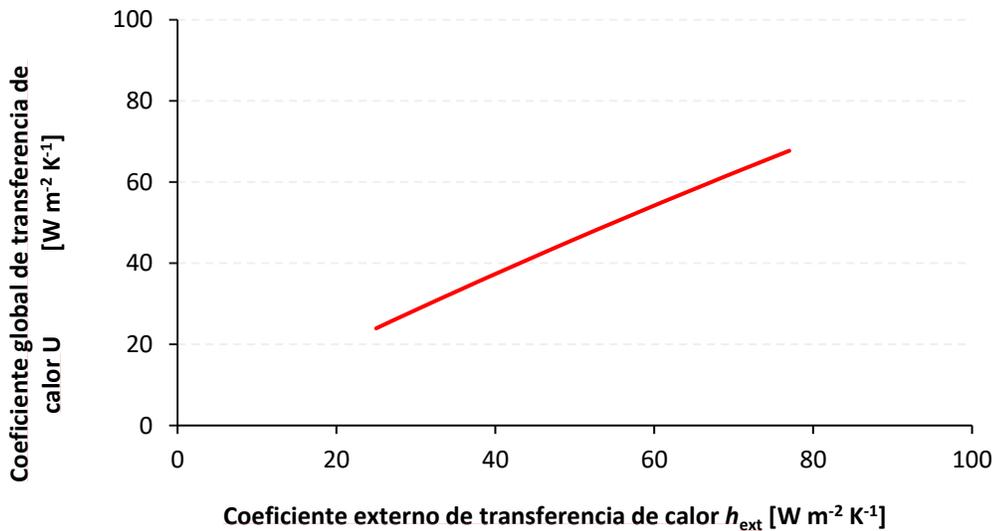
- Para poder variar el  $C_{\min}$  se debe variar el flujo másico del sistema. Sin embargo, esta última consideración no se evaluará inicialmente ya que, el parámetro de flujo másico se considera constante. Después de tener el diseño consolidado del intercambiador se realiza un análisis de la variación del flujo al modificar la velocidad ( $u$ ) de entrada dentro del rango de velocidades que manejan los secadores.

### 5.2.8 Aumento del valor numérico de $U$

De acuerdo con la Ecuación (3.22) el coeficiente  $U$  depende de los valores de  $h_{\text{int}}$  y  $h_{\text{ext}}$ . En la Figura 5-6 (a), se presenta el cambio de  $U$ , al variar  $h_{\text{int}}$ , manteniendo el valor de  $h_{\text{ext}}$  constante en  $28,22 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ . Por su parte, en la Figura 5-6 (b) el valor de  $h_{\text{ext}}$  manteniendo el valor de  $h_{\text{int}}$  constante en  $561,35 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ . Se observa claramente que el sistema es dominado por el fenómeno externo de transferencia de calor. Este comportamiento es el esperado debido al alto valor del coeficiente de transferencia de calor interno, comparado con el valor del coeficiente de calor externo. Modificaciones tendientes a aumentar el valor de  $U$  deben concentrarse entonces en la mejora de la transferencia de calor por el lado externo.



**Figura 5-6 (a).** Variación del Coeficiente Global de Transferencia de Calor  $U$  con respecto al cambio de  $h_{int}$ , manteniendo constante el valor de  $h_{ext} = 28,22 W m^{-2} K^{-1}$



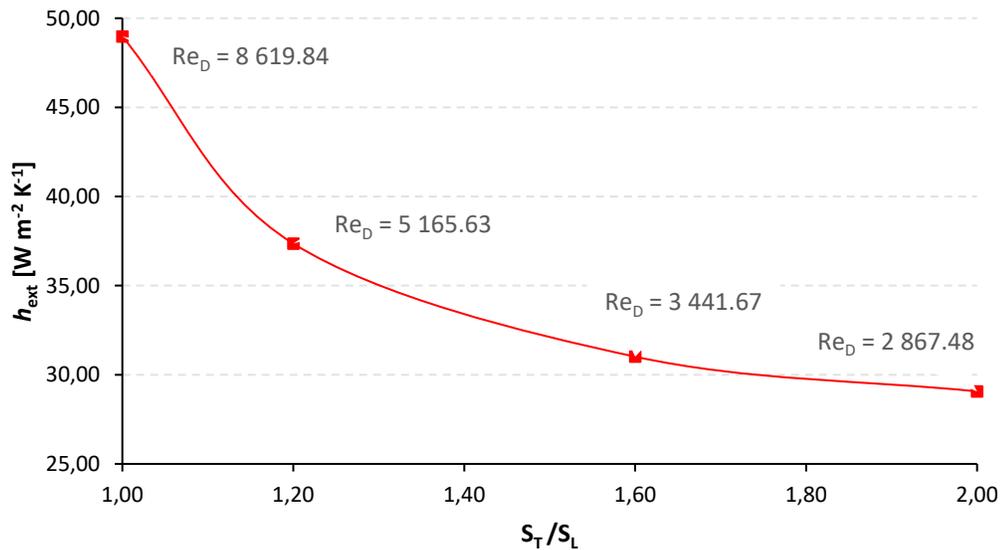
**Figura 5-6 (b).** Variación del Coeficiente Global de Transferencia de Calor  $U$  con respecto al cambio de  $h_{ext}$ , manteniendo constante el valor de  $h_{int} = 561,35 W m^{-2} K^{-1}$

En convección forzada externa el número de  $Nu$  es función de  $Re$  y  $Pr$ . Hecho que se evidencia en la Ecuación (3.16). Adicionalmente para el caso del banco de tubos en disposición escalonada se observa una dependencia de la relación  $S_T/S_L$ . Un incremento

en  $h_{\text{ext}}$  se alcanza con un aumento en el valor de  $Nu$  lo cual se logra aumentando el valor del número de Reynolds y haciendo la relación  $S_T/S_L$  mayor a 1.

La elección correcta de la distancia  $S_T$  y  $S_L$ , es fundamental en el diseño del intercambiador de calor, ya que se deben tener en cuenta dos consideraciones relevantes para el funcionamiento óptimo del mismo. Al disminuir las distancias entre centros de tubos  $S_T$  y  $S_L$ , aumenta la turbulencia en el banco de tubos, lo que se traduce en un aumento de  $Re$  y en la tasa de transferencia de calor; sin embargo, al mismo tiempo la caída de presión será mayor lo que aumenta el requerimiento de potencia para los ventiladores. A continuación, se realiza un análisis de la variación de la distancia entre tubos en el banco desde el punto de vista de su efecto en la transferencia de calor y la caída de presión en el banco de tubos. La distancia mínima utilizada en el análisis se basa en la distancia mínima recomendada por K. Thulukkanam para tubos de diámetro de 1,5 in de 1,25 veces el diámetro [64]

En la Figura 5-7 se presenta la variación en el valor de  $h_{\text{ext}}$  con la relación  $S_T/S_L$ . La variación se realiza dejando el valor de  $S_L$  constante en 0,05159 m, que corresponde a 2,5 veces el radio del tubo (0,0206 m) y variando el valor de  $S_T$  de acuerdo con la relación deseada. Se puede observar que al aumentar la relación  $S_T/S_L$ , el valor de  $h_{\text{ext}}$  disminuye. Esto se debe a que la disminución en el número de Reynolds (indicado en la figura) causada por el aumento de la distancia  $S_T$  tiene un mayor efecto en la Ecuación (3.16) que el aumento en la relación  $S_T/S_L$ . El análisis posterior se realizará para las relaciones de 1,0 y 1,2. No se tienen en cuenta relaciones mayores por la alta disminución en  $h_{\text{ext}}$ .



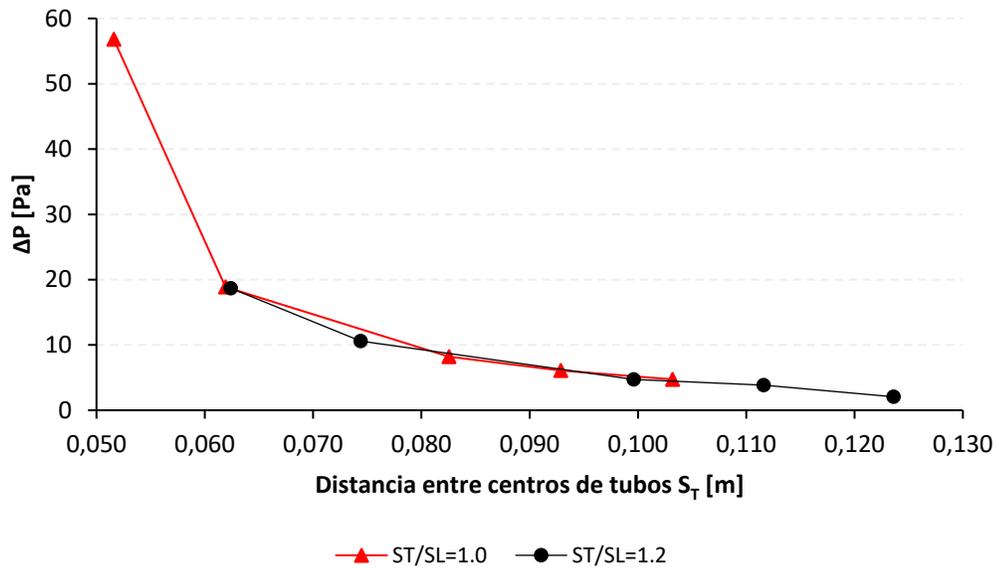
**Figura 5-7.** Comportamiento de  $h_{ext}$  variando la relación  $S_T/S_L$

Teniendo en cuenta que en la Tabla 5-3, se calcula la cantidad de tubos requeridos en el sistema, el  $N_L$  se definió con 13 filas en total, teniendo en cuenta la limitante de espacio en el módulo construido. En la Figura 3-3, se puede determinar el factor de fricción  $f$  y factor de corrección  $X$ , que a su vez se determinan en función de  $Re$  [17]. La Tabla 5-6, presenta los valores requeridos para el cálculo de la caída de presión para las relaciones  $S_T/S_L$  1,0 y 1,2 y los valores obtenidos.

En la Figura 5-8, se muestra el comportamiento de la caída de presión, comparando las dos relaciones  $S_T/S_L$  1,0 y 1,2. El valor más alto de caída de presión, lo ostenta la relación 1,0, con la distancia de  $S_T$  1,25D. Por su parte, la configuración  $S_T/S_L$  1,2, con una distancia entre tubos de  $S_T$  1,5D, presenta una caída de presión de 3 veces más pequeña.

**Tabla 5-6.** Valores de caída de presión para relaciones de  $S_T/S_L = 1,0$  y  $1,2$ .

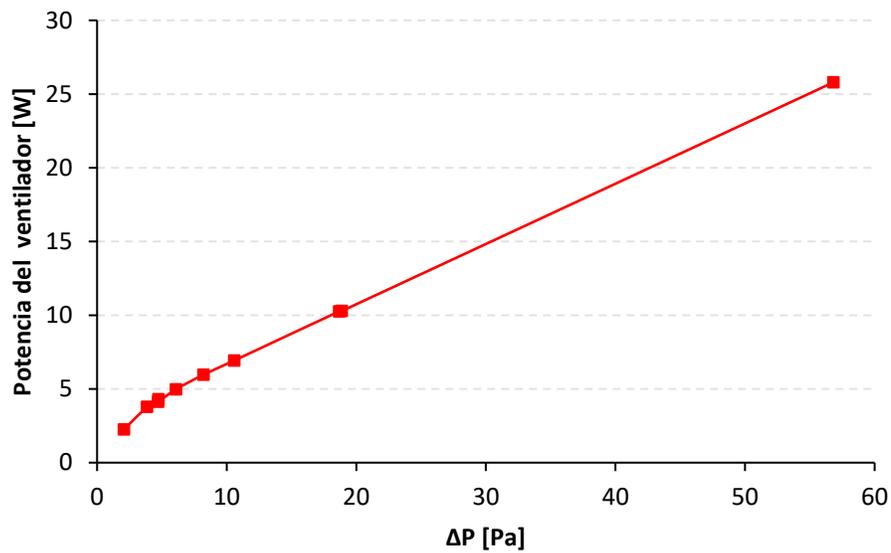
S <sub>T</sub> /S <sub>L</sub> =1,0									
S <sub>T</sub> [m]	S <sub>L</sub> [m]	P <sub>T</sub>	P <sub>L</sub>	U <sub>máx</sub> [m s <sup>-1</sup> ]	Re	f	P <sub>T</sub> /P <sub>L</sub>	X	ΔP [Pa]
0,052	0,052	1,25	1,25	4,00	8 598,96	0,52	1	1	56,82
0,062	0,062	1,50	1,50	2,40	5 159,38	0,48	1	1	18,88
0,083	0,083	2,00	2,00	1,60	3 439,58	0,47	1	1	8,22
0,093	0,093	2,25	2,25	1,44	3 095,63	0,43	1	1	6,09
0,103	0,103	2,50	2,50	1,33	2 866,32	0,39	1	1	4,74
S <sub>T</sub> /S <sub>L</sub> =1,2									
S <sub>T</sub> [m]	S <sub>L</sub> [m]	P <sub>T</sub>	P <sub>L</sub>	U <sub>máx</sub> [m s <sup>-1</sup> ]	Re	f	P <sub>T</sub> /P <sub>L</sub>	X	ΔP [Pa]
0,0624	0,052	1,51	1,25	2,36	5 080,00	0,49	1,2	1	18,69
0,0744	0,062	1,80	1,50	1,80	3 862,72	0,48	1,2	1	10,58
0,0996	0,083	2,41	2,00	1,37	2 936,84	0,37	1,2	1	4,72
0,1116	0,093	2,70	2,25	1,27	2 729,17	0,35	1,2	1	3,85
0,1236	0,103	2,99	2,50	1,20	2 582,04	0,21	1,2	1	2,07



**Figura 5-8.** Comportamiento de la caída de presión con la relación de distancias  $S_T/S_L$  1,0 y 1,2

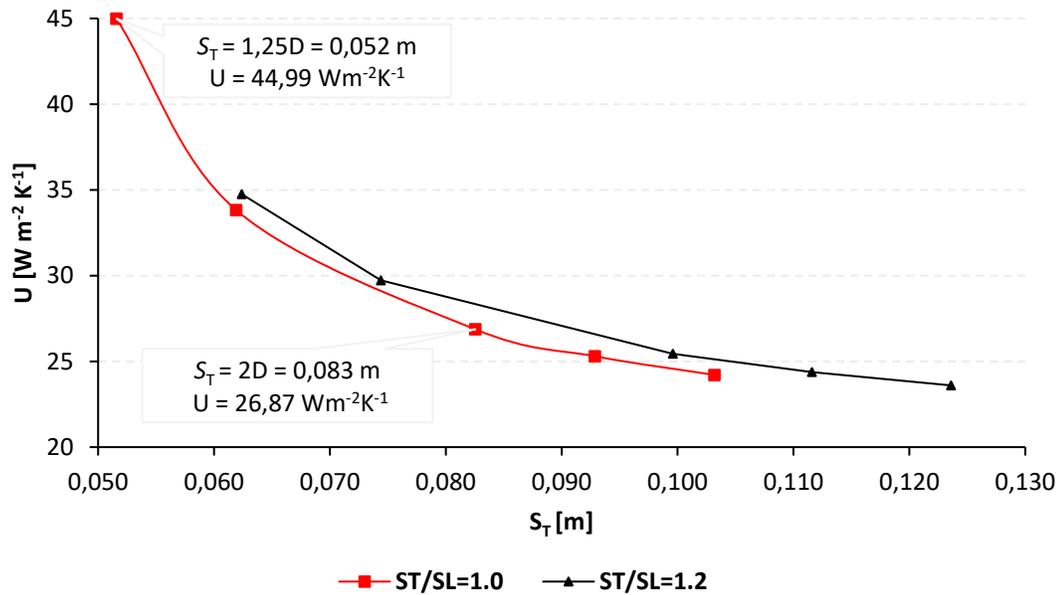
Con el valor de la caída de presión se determina la potencia requerida por los ventiladores de acuerdo con la Ecuación (3.18).

Realizando el cálculo de la  $\dot{W}_{vent}$ , se evidencia que, para una situación de caída de presión más alta, se requiere de un ventilador que tenga una potencia de 25,80 W, como lo muestra la Figura 5-9. Ventiladores con dicha potencia corresponden a aquellos de potencias bajas en el mercado. Para esta aplicación, el ventilador que comúnmente se utiliza es el de tipo axial, ya que el ventilador centrífugo, es usado para grandes caídas de presión.



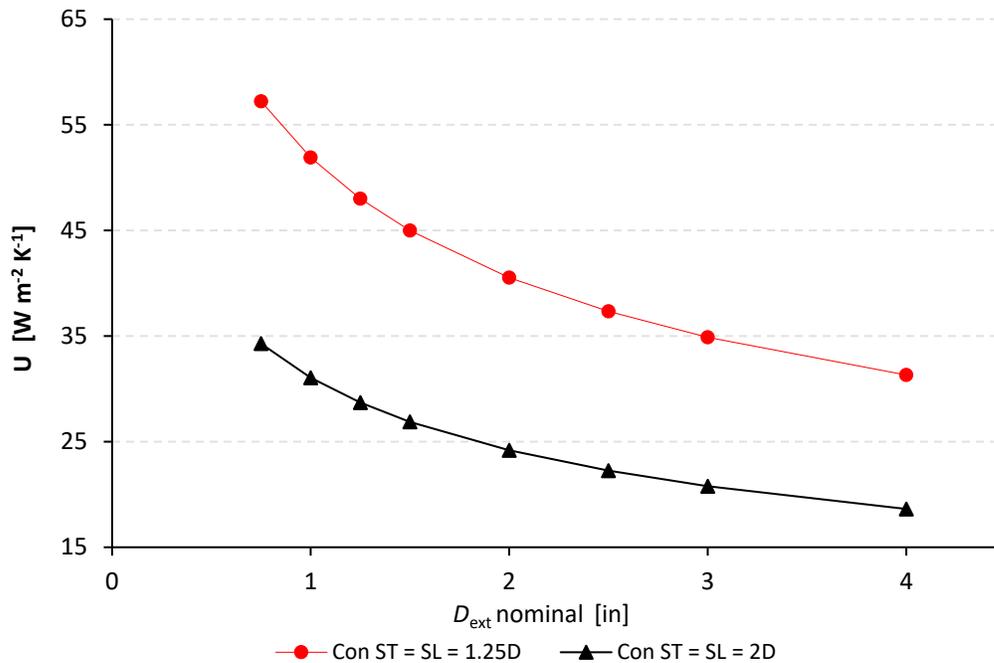
**Figura 5-9.** Potencia del ventilador variando la caída de presión.

En la Figura 5-10, se muestran los resultados del cálculo de los coeficientes globales de transferencia de calor ( $U$ ), comparando las dos relaciones  $S_T/S_L$  1,0 y 1,2. Se puede observar, que la mejor opción para implementar en el diseño es  $S_T/S_L$  1,0, con una distancia entre centros de 1,25D con un valor de  $U$  de  $44,99 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ . Si se compara este valor con el calculado inicialmente de  $26,87 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ , se tiene que, con esta modificación se logra un aumento de 59,71% en la tasa de transferencia de calor al sistema.



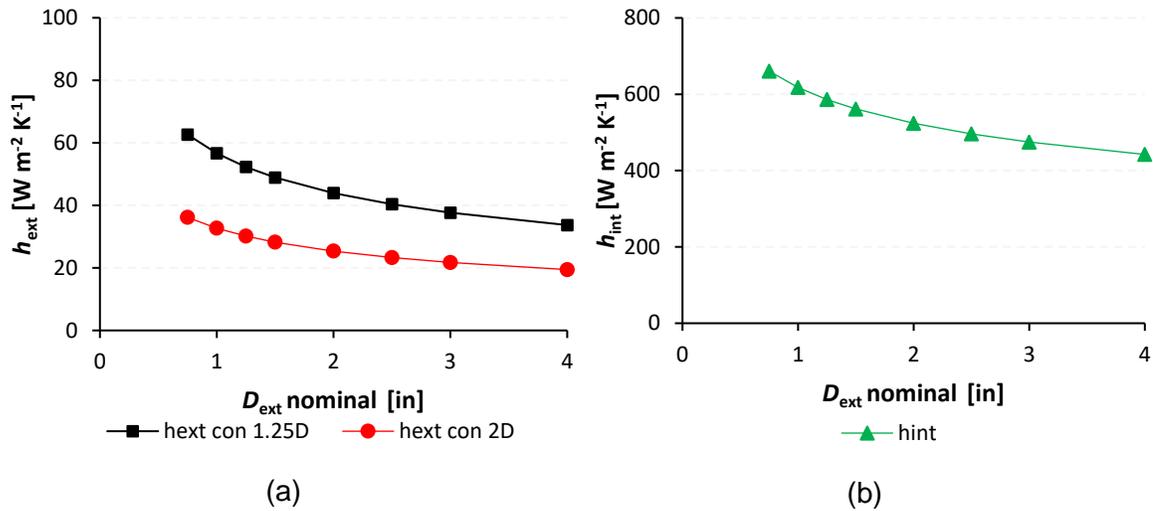
**Figura 5-10.** Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor  $U$ , con relación  $S_T/S_L = 1.0$  y  $1.2$ .

Hasta ahora, se ha analizado las diferentes posibilidades para aumentar  $U$ . Sin embargo, se ha hecho, con un solo diámetro de tubo de 1.5 in. En la sección 5.2.1 se indican los diámetros de tubería disponible en el mercado. En la Figura 5-11, se compara el comportamiento de  $U$  variando los diámetros, en dos escenarios, el primero, con la relación  $S_T = S_L = 1.25D$  y el segundo con  $S_T = S_L = 2D$ , siendo este último, la condición propuesta para la elaboración de los cálculos realizados en la sección 5.2.3. El efecto al variar los diámetros repercute tanto al interior de los tubos, como al exterior de los mismos, por lo que esto es tenido en cuenta al momento de efectuar los cálculos de  $U$ . Entre más pequeños sean los tubos, se presentará un aumento de la transferencia de calor. Por ejemplo, los cálculos realizados hasta ahora se han hecho con un diámetro nominal de 1.5 in, obteniendo  $U$  de  $44,99 W m^{-2} K^{-1}$ , utilizando la distancia entre centros de  $1.25D$ . Al disminuir el diámetro de los tubos a un tubo de  $\frac{3}{4}$  in el valor de  $U$  aumenta hasta  $56.36 W m^{-2} K^{-1}$ . Los rangos de tuberías evaluados se encuentran entre 0.75 y 4 in que son las dimensiones de tubos de cobre disponibles en el mercado. Analizando la Figura 5-10, los diámetros de tubo comprendidos entre 2 y 4 in no tienen un rendimiento favorable en términos de transferencia de calor, razón por la cual, se descartan.



**Figura 5-10** Comportamiento de  $U$ , variando el  $D_{ext}$  nominal del tubo de cobre

Para ver el efecto del cambio de  $U$ , al variar el diámetro del tubo, es necesario, analizar el comportamiento de  $h_{int}$  y  $h_{ext}$ . La Figura 5-11 (a), se aprecia la variación de  $h_{ext}$  con respecto al cambio de diámetro de tubo, en donde en los dos casos, el coeficiente disminuye a medida que se aumenta el diámetro. Para  $h_{ext}$ , se presenta en dos condiciones, la línea con cuadrados corresponde a la distancia entre centros de tubos de  $1.25D$  y la línea con círculos a  $2D$ . Por su parte, en la Figura 5-11 (b), la distancia entre centros de tubos no influye en el comportamiento interno de  $h_{int}$ , por tal motivo, se presenta una sola línea del comportamiento de  $h_{int}$ . En los dos casos, tanto  $h_{int}$  y  $h_{ext}$ , disminuyen a medida que el diámetro aumenta. Para el caso de  $h_{int}$  a mayor diámetro hay más masa de PCM en un tubo y por ende se presentará una mayor resistencia a la transferencia de calor. Para el caso de  $h_{ext}$ , de acuerdo con la Ecuación (3-19), el diámetro externo se encuentra en el denominador de la ecuación, por consiguiente, cualquier cambio que se realice aumentando el diámetro, el valor de  $h_{ext}$  disminuirá.



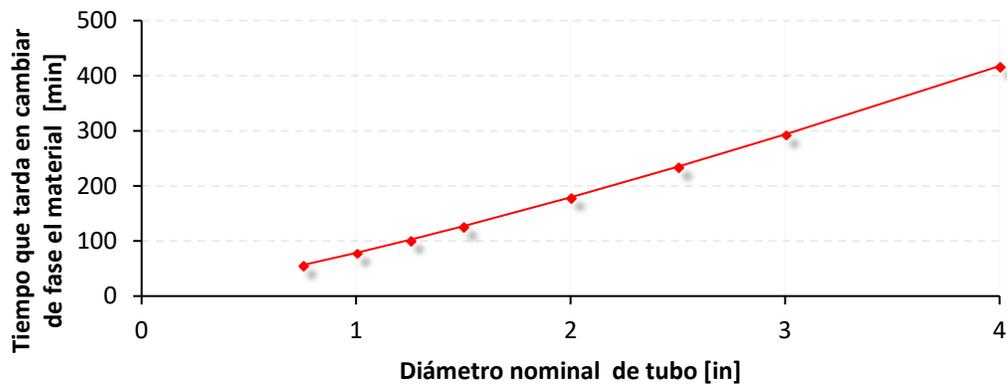
**Figura 5-11.** (a) Comportamiento de  $h_{ext}$ , variando el  $D_{ext}$  nominal del tubo de cobre (b) Comportamiento de  $h_{int}$ , variando el  $D_{ext}$  nominal del tubo de cobre

Al aumentar el diámetro del tubo también varía el tiempo de cambio de fase. En la Figura 5-12, se puede observar, que el tiempo de cambio de fase aumenta a medida que el radio se hace mayor, esta condición se presenta, debido a que, si hay más masa al interior de tubo, debido al aumento del diámetro, se demorará más tiempo en cambiar de fase toda esa masa adicional. El tiempo de cambio de fase es un parámetro importante de diseño, tiempos de cambio de fase cortos, no permiten que el sistema tenga autonomía y demasiado largos, requiriese requeriría tener una infraestructura mucho mayor. Por tal razón, para este proyecto, un tiempo aceptable para la actividad de secado por el sol son dos horas, ya que se considera un tiempo prudente, por si hay cambios repentinos en el clima o en el ambiente durante el día.

El uso de diámetros menores a 1,5 in nominales (0,038 m) no son convenientes al diseño por tener un tiempo de cambio de fase menor. A su vez, diámetros mayores a esta denominación, presentan un menor valor de coeficiente global de transferencia de calor, como se ilustra en la Figura 5-10.

Con el objetivo de evaluar todas las consideraciones de diseño en el sistema, se realizó el cálculo del calor real transferido en el sistema para tres diámetros adicionales a 1,5 in ( $D_{int} = 0,038$  m). Se tomaron valores de 0,75 in ( $D_{int} = 0,020$  m), 1 in ( $D_{int} = 0,026$  m) y 1,25 in ( $D_{int} = 0,032$  m) para el diámetro nominal de tubería. Lo anterior, se realiza para identificar cuantos tubos en total se requieren para cada uno de los diámetros. Como se

puede observar en la Tabla 5-7, entre más pequeño sea el diámetro, se requiere una mayor cantidad de tubos. Lo anterior es lógico, ya que se debe mantener la masa completa de PCM, de acuerdo con los cálculos del diseño. Dicho lo anterior y revisando la Tabla 5-7, se puede observar que no hay una variación determinante en el  $\dot{Q}_{real}$ , por lo que no se considera necesario implementar un sistema con numerosos tubos, si el calor real no tiene una variación significativa. Por otra parte, por temas de espacio, horas de trabajo adicionales y costos, se elige trabajar con los tubos de 1.5 in nominales que según la Tabla 5-7, se requieren 73 tubo de 1 m de longitud.



**Figura 5-12.** Comportamiento de  $\tau_a$ , variando radio de tubo

**Tabla 5-7.** Parámetros de transferencia de calor calculados con diferentes diámetros de tubería

Tubo de 0.75 in nominales con $S_T = S_L = 1,25D$		Tubo de 1 in nominal con $S_T = S_L = 1,25D$		Tubo de 1.25 in nominales con $S_T = S_L = 1,25D$		Tubo de 1.5 in nominales con $S_T = S_L = 1,25D$	
Parámetros	Valor	Parámetros	Valor	Parámetros	Valor	Parámetros	Valor
$t$ [min]	56,21	$t$ [min]	78,45	$t$ [min]	102,05	$t$ [min]	126,80
$m$ [kg]	28,70	$m$ [kg]	40,05	$m$ [kg]	52,10	$m$ [kg]	64,74
N	118	N	97	N	83	N	73
$T_S$	59,70	$T_S$	59,71	$T_S$	59,70	$T_S$	59,70
$T_F$	60,77	$T_F$	60,85	$T_F$	60,91	$T_F$	60,96
$\dot{Q}_{real}$ [W]	1 360,55	$\dot{Q}_{real}$ [W]	1 334,98	$\dot{Q}_{real}$ [W]	1 314,62	$\dot{Q}_{real}$ [W]	1 298,33

En resumen, al realizar de nuevo los cálculos, con el diámetro nominal de 1,5 in y con las anteriores consideraciones, los nuevos valores son:  $h_{ext}$ , 48,91 W m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup>. NTU, 1,32.  $\epsilon$ , 0,73.  $\dot{Q}_{real}$ , 1 298,33 W. Aunque se acerca al  $\dot{Q}_d$ , todavía está por debajo de éste. En el proceso del redimensionamiento del sistema, se han realizado algunas consideraciones referentes al mejoramiento de la transferencia de calor por convección externa del sistema. Por lo que el valor de U, ya no se puede mejorar más. Por lo tanto, se hace necesario, recurrir a la otra opción, que es la de aumentar el área de transferencia de calor, con el fin, a su vez, de aumentar NTU,  $\epsilon$  y  $\dot{Q}_{real}$ .

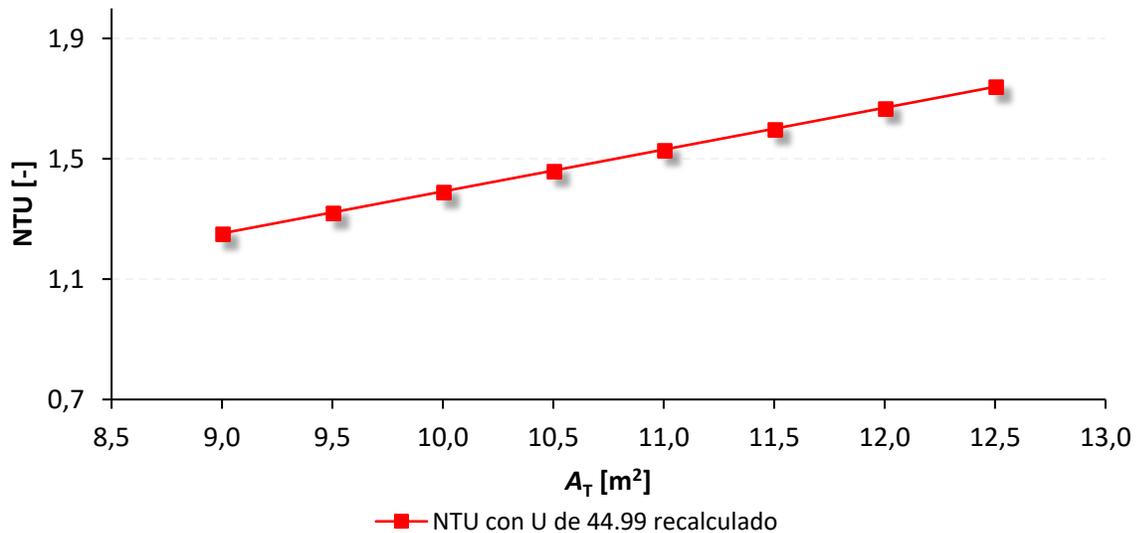
### 5.2.9 Variación del área de transferencia

El área de transferencia de calor ( $A_T$ ) calculada para un diámetro nominal de 1,5 in, una relación de  $S_T = S_L = 1.25D$  tiene un valor calculado de 9,47 m<sup>2</sup>. Suponiendo que el condicional  $\dot{Q}_{real} \geq \dot{Q}_d$ , estipulado en la metodología de la Figura 5-1 se cumpla, bajo las siguientes suposiciones: Teniendo en cuenta que el valor de  $U = 44,99$  W m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup>, el cual es el máximo que se puede aplicar en el sistema de acuerdo con la evaluación realizada en el numeral 5.2.8. Por su parte,  $C_{min}$  se mantiene con un valor de 321,65 W K<sup>-1</sup>, por lo explicado en el inciso 5.2.7. Con el NTU de 2,397, como lo muestra la Figura 5-5. Despejando  $A_T$  de la Ecuación (3.26), se obtiene que se requiere un área de transferencia de calor de 17,13 m<sup>2</sup>, este valor traducido en número de tubos de 1 m de longitud es de 133 tubos.

Por su parte, teniendo un área de 1 m<sup>2</sup> para la instalación del módulo del sistema de almacenamiento, si se dispone de toda el área y se rellena de tubos el módulo, se tendría en total 12,45 m<sup>2</sup> de área de transferencia, implementando la relación entre centros de 1,25 D, por lo tanto, habría una limitación de espacio para poder instalar los 17,13 m<sup>2</sup> área de tubería.

En la Figura 5-13, se muestra el comportamiento de NTU, con respecto a diferentes valores de  $A_T$ , tomados entre 9,47 y 12,45 m<sup>2</sup>, el cual es el rango de área que se pueden manejar en el sistema. Se puede evidenciar que efectivamente si se rellena el espacio del módulo de tubos, se incrementa el valor de NTU a 1,73. No obstante, el incremento de NTU no es significativo, como para pensar en la posibilidad de llenar el módulo de tubos.

Adicionalmente, incrementar en número de tubos el proyecto, tendría un incremento en el costo total del mismo y adicionalmente, como se mencionó anteriormente, habría una limitante de espacio.



**Figura 5-13.** Comportamiento de NTU, modificando  $A_T$

En términos de  $\dot{Q}_{\text{real}}$  y  $T_F$ , al variar las opciones del área de transferencia, se puede apreciar en la Figura 5-14, que, aunque el  $\dot{Q}_{\text{real}}$  presenta un incremento de 150 W, no es significativo para incurrir en gastos y trabajos adicionales para incrementar el área de transferencia. Por su parte, el comportamiento de la  $T_F$ , no presenta incremento, al contrario, disminuye en su valor al aumentar el área de transferencia. Por lo tanto, no es procedente instalar la cantidad de tubos máximos permisibles para aumentar el área de transferencia de calor (12.45 m<sup>2</sup>) en el espacio físico del módulo.

La Tabla 5-8, presenta un resumen general de los parámetros recalculados, modificando los parámetros mencionados en el numeral 5.2.7. Con estos cambios, la relación  $\dot{Q}_{\text{real}}$  corresponde al 80,73 % de  $\dot{Q}_d$ . Esta cifra es un límite permisible para poder avanzar al siguiente paso, sin tener la necesidad de aumentar  $A_T$ , por los problemas anexos de tipo estructural que se puedan presentar y por el incremento en términos de costos por la mayor cantidad de tubería y PCM instalada.

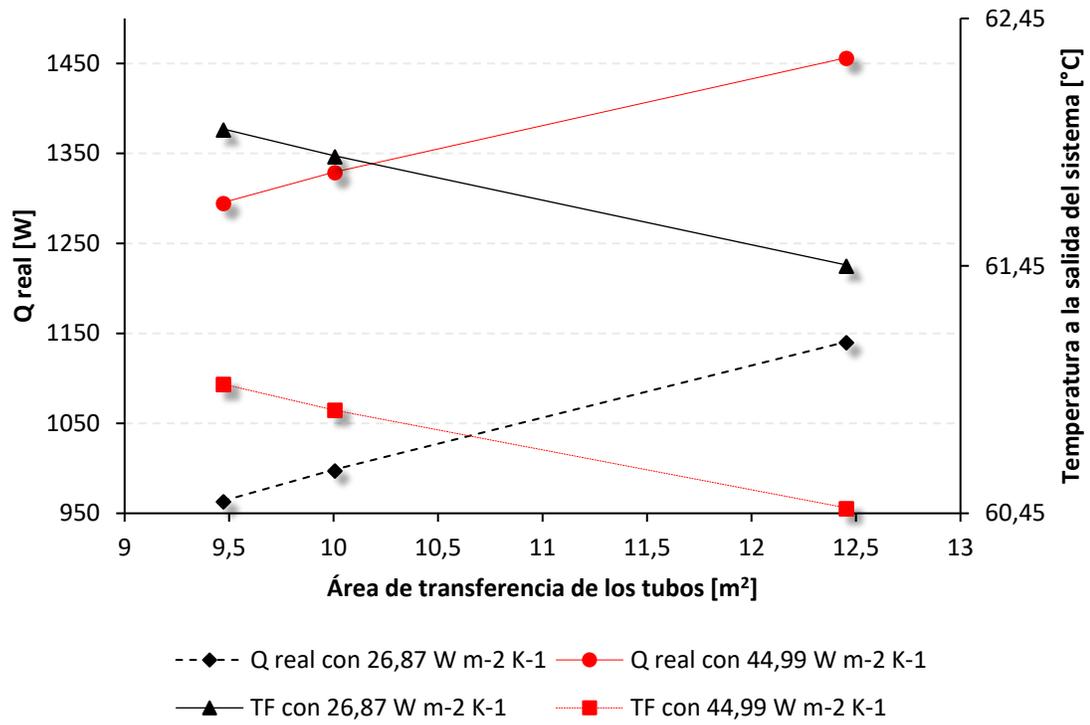


Figura 5-14. Comportamiento de  $\dot{Q}_{real}$  y de la  $T_F$  modificando  $A_T$

Tabla 5-8. Parámetros de diseño recalculados con las nuevas dimensiones  $S_T$  y  $S_L$

Parámetro	Valor
$C_{mín}$ [W K <sup>-1</sup> ]	321,65
$\Delta T_{máx}$ [°C]	5,50
$\dot{Q}_{máx}$ [W]	1 769,07
NTU [-]	1,32
$\varepsilon$ [-]	0,73
$\dot{Q}_{real}$ [W]	1 298,33

### 5.2.10 Cálculo de $T_S$ y $T_F$

Finalmente se procede a la última fase de la metodología presentada en la Figura 5-1. En esta fase se calculan los valores de  $T_F$  y  $T_S$  y se comparan con los valores supuestos inicialmente. Como primera medida, se calcula la temperatura de salida del aire utilizando el calor real transferido en el intercambiador de acuerdo con las Ecuaciones (5.3) y (5.4). Posteriormente, para el cálculo de  $T_S$ , hay dos posibilidades para realizar el cálculo de esta variable, por un lado, se utiliza la Ecuación (5.4), en donde intervienen parámetros del fenómeno de transferencia de calor externo, como  $\dot{Q}_{real}$ ,  $\dot{m}$ ,  $h_{ext}$ , entre otros. Por otro lado, se puede analizar la  $T_S$ , desde el punto de vista del fenómeno de transferencia de calor interno en la tubería. Como se puede observar en la Ecuación (3.16), la incidencia de la  $T_S$ , en el fenómeno externo de transferencia de calor, sólo se hace evidente en la relación de  $\left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25}$ , con lo que se puede afirmar que la temperatura de la superficie, aunque tiene una influencia en la parte externa, como se puede ver en la Ecuación (5.4), en términos de transferencia de calor, la  $T_S$ , no presenta una variación significativa, ya que las  $T_0$ ,  $T_F$ , y  $T_S$ , que se están manejando son similares en magnitud, por ende, las propiedades del aire no varían considerablemente. Razón por la cual, la relación del número de Prandtl es cercana a uno. Situación diferente ocurre en la parte interna, en donde  $T_S$ , cumple un rol importante al momento del cálculo del tiempo de cambio de fase y masa mínima de PCM, por lo que se calculará la temperatura de superficie, involucrando el fenómeno interno de transferencia de calor. Con la Ecuación (5.5), se puede juntar los dos fenómenos, para determinar posteriormente la  $T_S$ . Para ello, se calcula el tiempo de cambio de fase (fenómeno interno), con el  $\dot{Q}_{real}$  (fenómeno externo) y la masa mínima de PCM calculada inicialmente. El resultado del tiempo de cambio de fase es 157,07 min. Los resultados se muestran en la Tabla 4-9.

$$\dot{Q}_{real} = \dot{m} C_{p \text{ aire}} (T_0 - T_F) \quad (5.2)$$

$$T_F = T_0 - \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{m} C_{p \text{ aire}}} \quad (5.3)$$

$$T_F = T_s - (T_s - T_0) \exp\left(\pm \frac{A_T h_{\text{ext}}}{\dot{m} C_{p \text{ aire}}}\right) \quad (5.4)$$

$$\dot{Q}_{\text{real}} = \frac{m_{\text{PCM}}}{\Delta t} \lambda \rightarrow \Delta t = \frac{m_{\text{PCM}}}{\dot{Q}_{\text{real}}} \lambda \quad (5.5)$$

**Tabla 5-9.** Resultado del cálculo de  $T_s$ , y  $T_F$ ,

Temperatura	Valor asumido	Valor calculado
$T_s$ [°C]	59,50	59,38
$T_F$ [°C]	60,00	60,96

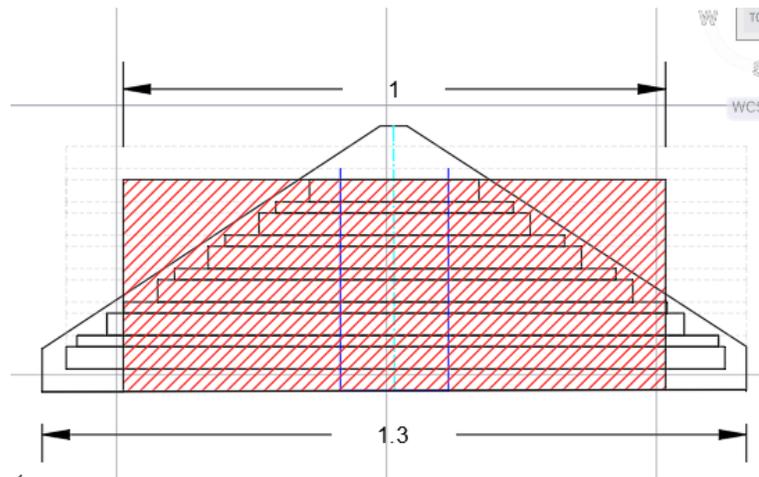
El principal efecto del valor de la temperatura  $T_s$ , radica en el hecho de que a mayor temperatura superficial el tiempo de cambio de fase disminuye y eso hace que no sea atractivo el sistema de acumulación para la implementación en secadores solares, ya que, con un tiempo corto de cambio de fase, la disponibilidad de energía en el sistema en periodos de poca radiación solar se disminuye. Con el nuevo valor de  $T_s$ , se calcula los nuevos valores de los números adimensionales y demás parámetros que intervienen en fenómeno de transferencia de calor interna en la tubería, además, se hace una comparación con los parámetros calculados con la  $T_s$ , asumida de 59,5 °C. En la Tabla 5-10, se puede comparar los parámetros internos, variando la  $T_s$ , con el valor asumido, y la otra, con el valor calculado. Por su parte, los parámetros que involucran el fenómeno de transferencia de calor externo permanecen iguales a los cálculos anteriores, ya que la masa mínima de PCM, se asumió constante con el cálculo anterior, por lo que la cantidad de tubos se mantiene.

**Tabla 5-10.** Comparación de los parámetros internos de transferencia de calor con la  $T_s$ , asumida y calculada

Parámetros	Valores con $T_s$ asumida (59,50 °C)	Valores con $T_s$ calculada (59,38 °C)
Grashof (Gr) [-]	971,69	732,46
Prandtl (Pr) [-]	61,58	61,58
Rayleigh (Ra) [-]	59 833,40	45 102,42
Stefan (Ste) [-]	0,0066	0,00497
Arquímedes (Ar) [-]	310 492,29	310 492,29
Constante de Bareiss (C) [-]	0,0163	0,0141
Tiempo adimensional $\tau_a$ [-]	0,01166	0,01089
Nusselt Nu [-]	48,77	52,23
Masa mínima de PCM $m$ [kg]	64,74	80,19
Fourier Fo [-]	1,77	2,19
Tiempo de cambio de fase $t$ [min]	126,80	157,07

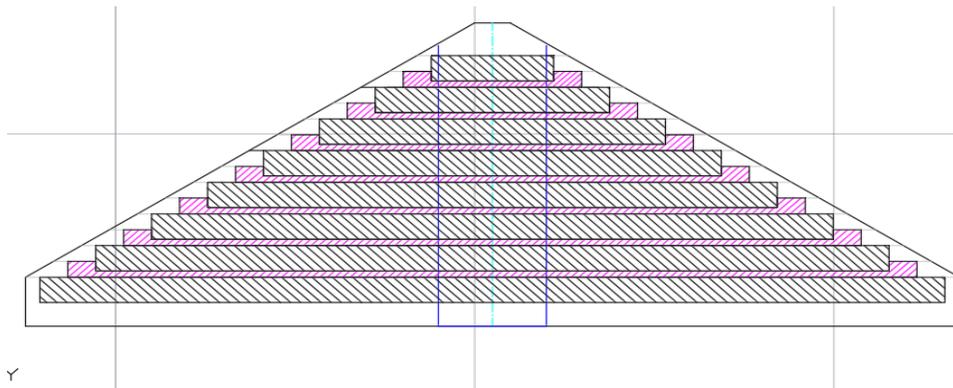
### 5.2.11 Corrección de número de filas del intercambiador

Como se mencionó anteriormente, todo el diseño se realizó, suponiendo que los tubos tenían la misma longitud de 1 m. No obstante, como se puede observar en la Figura 5-3, los tubos tienen diferentes dimensiones, ya que ese sistema se ubicará en el módulo que tendrá la misma geometría del secador solar, es decir, será un secador que tendrá dos aguas. Como se ilustra en la Figura 5-15, lo achurado de color rojo corresponde al diseño inicial. Se hace necesario compensar los tramos de los tubos que quedan por fuera de la geometría de módulo, cuantificarlos e incrementar el número de filas de tal manera que se mantenga  $A_T$  y la masa de PCM.

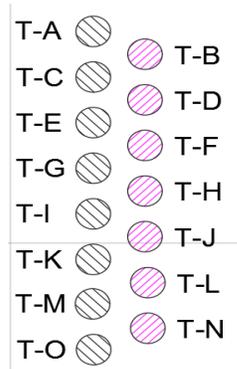


**Figura 5-15.** Ubicación de los tubos calculados en el módulo, bajo la suposición que cada uno mide 1 m.

Como el área de transferencia de la totalidad del sistema es de  $9,47 \text{ m}^2$  y sabiendo, las dimensiones del módulo, se procede a realizar la configuración de los tubos, al interior del mismo. Para evitar que el aire forzado que ingresa al sistema se escape por áreas donde no sea efectivo, se diseñó el sistema con un número de filas tal que la sección transversal del módulo quedará llena de tubos para evitar este efecto, como lo ilustra la Figura 5-16, en donde se instalarán los tubos en dos filas, a esta configuración se le denominó “conjunto”. La primera, será de ocho unidades de tubo y la segunda de 7, cada tubo de ese conjunto se le asignó un nombre, para facilitar el proceso de fabricación y montaje. En la Figura 5-17, se puede observar cómo se identificó cada uno de ellos.



**Figura 5-16.** Diseño del sistema de acumulación, visto en la sección transversal del módulo.



**Figura 5-17.** Denominación de los tubos que conforman el conjunto de 15 tubos.

En la Tabla 5-11, se desglosan las longitudes de cada elemento, acorde con la designación en el plano, como lo señala la Figura 5-17. Adicionalmente, se muestran datos relevantes de los mismos, tales como peso de los tubos, cantidad de conjuntos.

**Tabla 5-11.** Distribución del PCM en los tubos del sistema.

Denominación en el Plano	Longitud del tubo [m]	Peso de los tubos con PCM	descontando el 10% del peso	Peso de PCM del sistema	Cant. De conjuntos de 15 tubos
T-A	0,17	0,18	0,16	64,74	6,40
T-B	0,25	0,26	0,24		
T-C	0,33	0,35	0,31		
T-D	0,4	0,42	0,38		
T-E	0,48	0,50	0,45		
T-F	0,56	0,59	0,53		
T-G	0,64	0,67	0,60		
T-H	0,72	0,75	0,68		
T-I	0,79	0,83	0,74		
T-J	0,87	0,91	0,82		
T-K	0,95	1,00	0,90		
T-L	1,03	1,08	0,97		
T-M	1,1	1,15	1,04		
T-N	1,18	1,24	1,11		
T-O	1,26	1,32	1,19		

En total, se ubicó al interior de la tubería los 64,74 kg. No obstante, al hacer la revisión del área de transferencia total calculada, se debe garantizar mínimo 9,47 m<sup>2</sup>. En la Tabla 5-12, se puede observar, los valores parciales y totales de las áreas de transferencia. Revisando el total del área de transferencia, se tiene que es de 9,09 m<sup>2</sup>, lo que es inferior al área calculada. Por lo tanto, para mantener el área de 9,47 m<sup>2</sup>, se mantendrá en el diseño, un total de 7 conjuntos de 15 tubos, lo cual incrementa el área de transferencia a 9,74 m<sup>2</sup>, cumpliendo así con los requerimientos de diseño.

**Tabla 5-12.** Área total de transferencia de calor en el sistema.

Denominación en el Plano	Longitud del tubo [m]	Cant.	Diámetro externo [m]	Área de transferencia de calor por tubo [m <sup>2</sup> ]	Área de transferencia de calor total [m <sup>2</sup> ]
T-A	0,17	7	0,0413	0,02206	0,15440
T-B	0,25			0,03244	0,22706
T-C	0,33			0,04282	0,29972
T-D	0,4			0,05190	0,36329
T-E	0,48			0,06228	0,43595
T-F	0,56			0,07266	0,50861
T-G	0,64			0,08304	0,58127
T-H	0,72			0,09342	0,65393
T-I	0,79			0,10250	0,71751
T-J	0,87			0,11288	0,79016
T-K	0,95			0,12326	0,86282
T-L	1,03			0,13364	0,93548
T-M	1,1			0,14272	0,99906
T-N	1,18			0,15310	1,07172
T-O	1,26			0,16348	1,14438
<b>Totales</b>	<b>10,73</b>			<b>1,39219</b>	<b>9,74536</b>

### 5.3 Análisis de sensibilidad para el intercambiador diseñado

Finalmente, se varió la velocidad del aire en un rango de 0,5 a 2 m s<sup>-1</sup> para evaluar su influencia en la capacidad de transferencia de calor del módulo diseñado. La velocidad del aire ( $u$ ) se varió en un rango de 0,5 m s<sup>-1</sup> a 2 m s<sup>-1</sup>, en la Figura 5-18 se ilustra que la velocidad es un factor influyente en el aumento de  $\dot{Q}_{\text{real}}$ . En el diseño, se fijó una velocidad  $u$  de 0,8 m s<sup>-1</sup> obteniendo un  $\dot{Q}_{\text{real}}$  de 1 298,33 W, donde se logre subir en el sistema, la velocidad a tan sólo 0,95 m s<sup>-1</sup>, se obtendría un flujo de calor real de 1 604,76 W, llegando a un valor similar del  $\dot{Q}_d$  de 1 608,24 W, lo que conllevaría a un mejor desempeño del sistema en lo referente a la transferencia de calor.

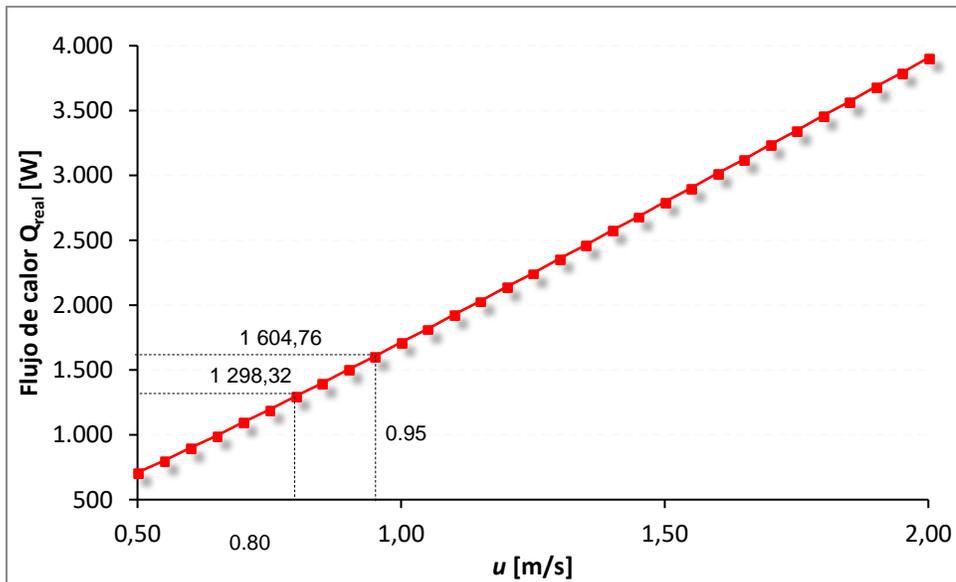
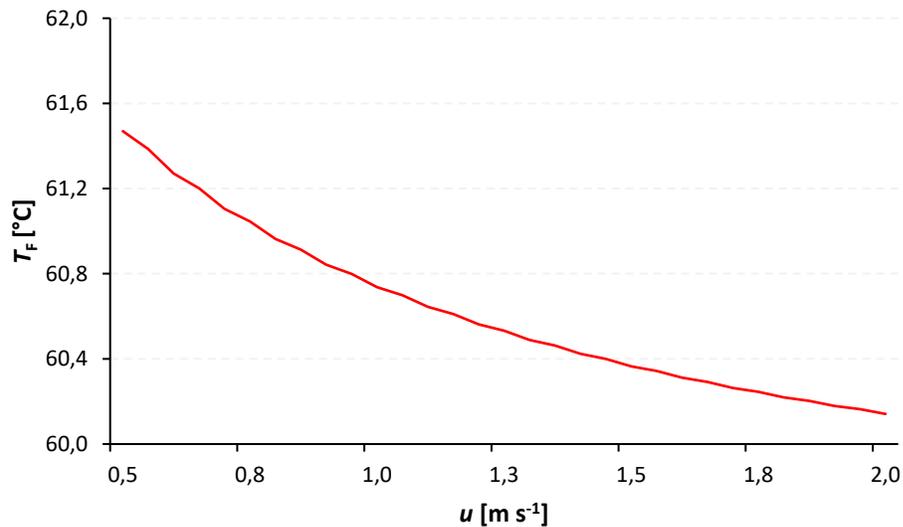


Figura 5-18. Comportamiento de  $\dot{Q}_{\text{real}}$ , variando  $u$ .

En la Figura 5-19, se puede observar el efecto que tiene la velocidad  $u$  con la temperatura final  $T_F$ , aunque decrece la  $T_F$ , los valores superiores a 60 °C son ideales para el proceso de secado de algunos productos agrícolas, como las hierbas aromáticas. Por tal razón, se debe evaluar aumentar la velocidad, sin embargo, se debe tener precaución de no disminuir la  $T_F$  a valores que no sean aptos para la aplicación. La explicación por la cual se produce este efecto es que, al variar la velocidad  $u$ , también aumenta el flujo másico  $\dot{m}_a$  y al hacerlo, la  $T_F$  disminuye (ver Ecuación (5.3))



**Figura 5-19.** Comportamiento de  $T_F$ , variando  $u$ .

Hasta ahora, el procedimiento presentado se ha realizado para cuando se está en un proceso de calentamiento, sin embargo, no se ha revisado cual sería el comportamiento del sistema para el caso cuando el proceso sea el de solidificación. Por lo tanto, a continuación, se realizará el análisis, teniendo en cuenta la situación planteada.

#### **5.4 Análisis para el proceso de solidificación para el caso en el que el PCM entrega la energía de cambio de fase**

Usando el diseño anterior se analiza el rendimiento del módulo de acumulación térmico usando condiciones en las que el PCM sufre un proceso de solidificación. En este caso, la temperatura de entrada es inferior a la temperatura de cambio de fase de la parafina. Se realiza la suposición de que el PCM se encuentra totalmente en fase líquida a la temperatura de cambio de fase y se somete instantáneamente a la temperatura del aire. Se analiza el caso en el que el PCM entrega solamente la energía de cambio de fase. En el siguiente numeral se analiza el caso de solidificación hasta temperatura ambiente. Aplicando el mismo procedimiento descrito anteriormente, se calcula la transferencia de calor real en el sistema.

En la Tabla 5-13 se presentan los resultados, aplicando el método NTU, para diferentes temperaturas de entrada del aire.

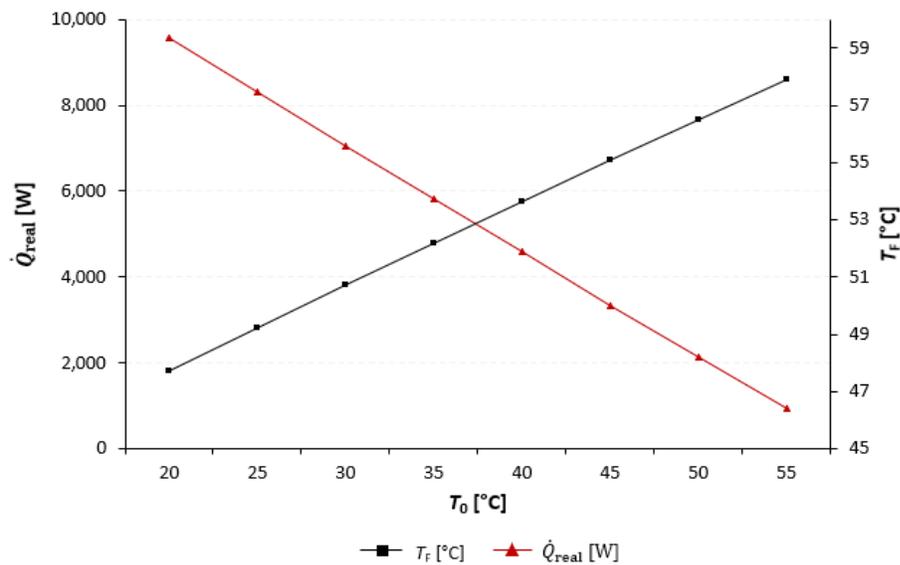
**Tabla 5-13.** Resultados de usar diferentes temperaturas inferiores a la del cambio de fase, aplicando el método NTU

$T_0$ [°C]	$\dot{Q}_{\text{real}}$	$C_{\text{mín}}$	NTU	$\varepsilon$
20	9 574,08	345,16	1,242	0,7112
25	8 305,60	343,11	1,245	0,7119
30	7 064,31	341,21	1,251	0,7139
35	5 807,65	337,87	1,259	0,7162
40	4 585,63	336,25	1,265	0,7177
45	3 348,12	331,54	1,277	0,7213
50	2 144,90	329,85	1,282	0,7225
55	948,43	327,56	1,286	0,7239

Nota: El caudal de calor calculado, corresponde a aquel entregado en el cambio de fase del PCM

Analizando el comportamiento del sistema, variando  $T_0$ , no se presenta una variación significativa en los parámetros de U y NTU se mantienen en valores similares. Sin embargo, en donde sí se presentan variaciones relevantes es en  $\dot{Q}_{\text{real}}$  y en  $\dot{Q}_{\text{máx}}$ , por lo que  $\dot{Q}_{\text{máx}}$ , está en función de la temperatura  $T_0$ . Por consiguiente, entre menor sea la diferencia de temperaturas entre  $T_0$  y  $T_{\text{PCM}}$ , el calor máximo será menor y viceversa.

En la Figura 5-20, se puede observar la variación de  $T_F$  y  $\dot{Q}_{\text{real}}$  con  $T_0$ . Como la efectividad permanece casi constante,  $\dot{Q}_{\text{real}}$  es proporcional a  $\dot{Q}_{\text{máx}}$  y consecuentemente a  $T_F$ . La temperatura de salida del aire para una temperatura de entrada de 20 °C es de 48 °C, que es una temperatura de secado aceptable. Además, a mayores velocidades de transferencia de calor se esperan tiempos de cambio de fase más bajos, ya que la cantidad total de energía permanece constante ya que depende de la masa de PCM.



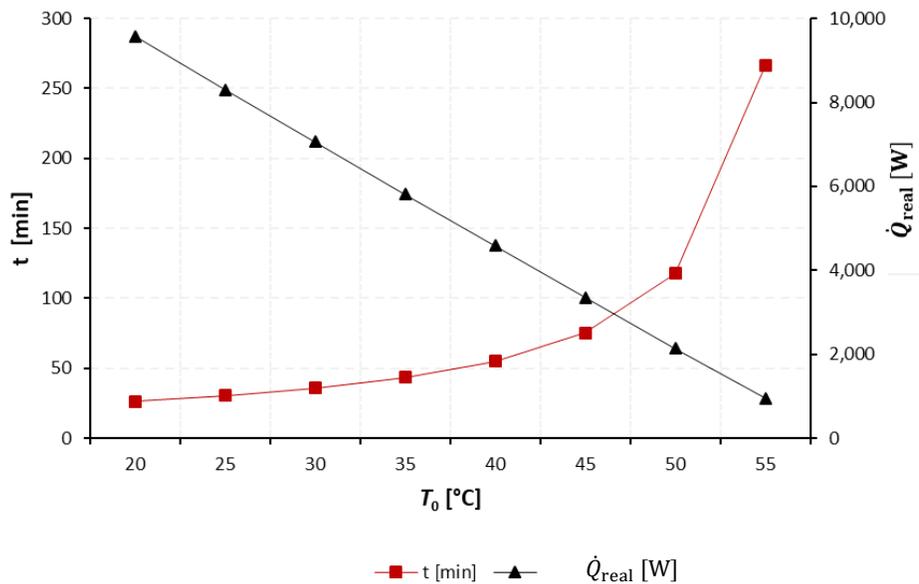
**Figura 5-20** Comportamiento de  $\dot{Q}_{real}$  y  $T_f$ , variando  $T_0$

La cantidad total de energía entregada al sistema ( $Q_{máxL}$ ) se determina como la energía total que la masa de PCM entrega durante la solidificación como lo señala la Ecuación (5.6) (como se indica anteriormente para los propósitos de este análisis, no se considera el calor sensible). Por su parte, el tiempo de cambio de fase se puede calcular a partir de la Ecuación (5.7).

$$Q_{máxL} = m_T \lambda \quad (5.6)$$

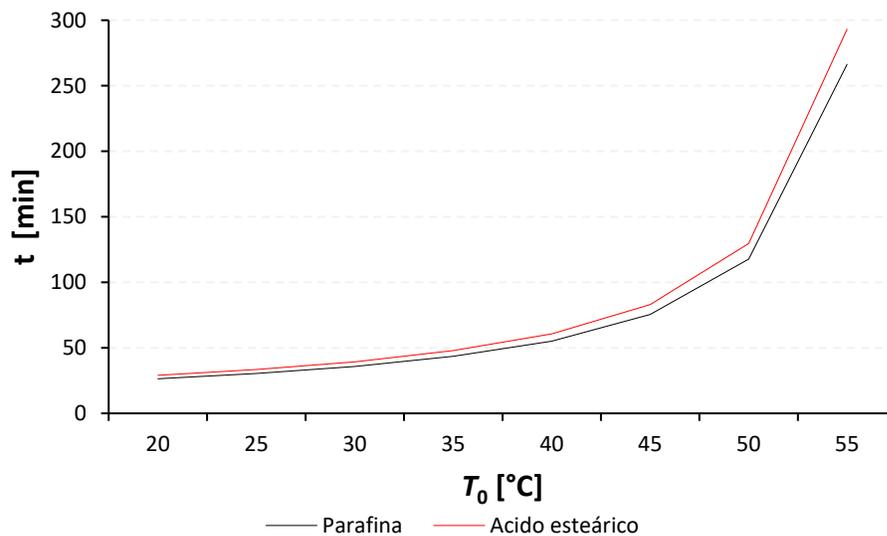
$$t = \frac{Q_{máxL}}{\dot{Q}_{real}} \quad (5.7)$$

El valor de  $Q_{máxL}$  es de 15 155,91 KJ. Como se muestra en la Figura 5-21 cuando  $\dot{Q}_{real}$  disminuye, el tiempo de cambio de fase aumenta considerablemente. Por lo tanto, si la temperatura en el sistema cae instantáneamente desde la temperatura de cambio de fase a la temperatura ambiente (20 °C), el sistema todavía tendría la capacidad de suplir los lapsos de intermitencia de entrega de energía por condiciones climatológicas, como se explicó ampliamente en la Sección 2.2 de aproximadamente 30 minutos. Adicionalmente, se debe tener en cuenta el tiempo en que se demora enfriándose en estado sólido. Por el contrario, si el sistema, se encuentra cercano a la temperatura de cambio de fase, por ejemplo 55 °C, el tiempo de cambio de fase sería de 4,6 h.



**Figura 5-21.** Comportamiento de  $t$  y  $\dot{Q}_{real}$ , variando  $T_0$

Hasta ahora, todos los análisis se han realizado con PCM parafina. No obstante, es necesario resaltar que en el siguiente capítulo 6, se desarrollará un proceso experimental con parafina y ácido esteárico. Por consiguiente, es necesario comparar el comportamiento térmico en la situación en el que se produzca cambio de fase y entregue la energía al sistema. En la Figura 5-22, se puede apreciar que tiempo de cambio de fase, presenta un comportamiento similar. Para llegar a estos valores, fue necesario realizar la metodología desarrolla en el inciso 3.3 para determinar la  $m_{total}$  requerida en el sistema. Luego aplicar las Ecuaciones (5.6) y (5.7), para hallar el  $Q_{máxL}$  y el  $t$ . Al comparar los  $Q_{máxL}$  de los dos PCM, se tiene que, para parafina, tiene un  $Q_{máxL} = 15\ 155,91$  KJ. Por su parte, para el ácido esteárico, se tiene un  $Q_{máxL} = 16\ 682,43$  KJ. Siendo este valor relativamente más alto, por la cantidad de masa que requiere el sistema, utilizando parafina, se requieren 80,19 kg, para ácido esteárico, se necesitan 89,45 kg.



**Figura 5-22.** Comparación de tiempo de cambio de fase en el proceso de solidificación de parafina y de ácido esteárico

## 5.5 Análisis de la transferencia de calor desde la temperatura de solidificación a la temperatura ambiente

A continuación, se presenta un análisis para el caso cuando no se alcance la temperatura de fusión en el módulo de acumulación y no haya proceso de cambio de fase. El objetivo es que por medio de este análisis se pueda determinar cuánto calor sensible se le está entregando al sistema para elevar la temperatura a la salida a través del tiempo.

Para el desarrollo de este análisis, se hace la suposición que el PCM no alcanza la temperatura de fusión y que el material en estado sólido disminuye la temperatura a medida que transcurre el tiempo, de tal manera que se tiene un caso en estado transitorio.

Inicialmente se realiza el cálculo de la entrega máxima de la energía que se puede tener en el sistema. Esto se realiza, mediante la Ecuación (5.8), en donde se utiliza la diferencia máxima de temperatura posible que para este caso es la diferencia entre la temperatura de cambio de fase y la temperatura ambiente. Realizando el cálculo, la energía total que el sistema puede ceder ( $Q_{máxS}$ ) es de 5 894,28 kJ, al compararlo con el  $Q_{máxL}$ , calculado en la Sección 5.4 que fue de 15 155,91 KJ, se puede observar que es más alto el calor total que se puede obtener por calor latente que por calor sensible. No obstante, el calor

sensible representa el 38.89% del calor latente, es una fracción importante y que se debe considerar. Por su parte, se debe determinar el número Biot (Bi), con el fin establecer si el sistema es concentrado o no, es decir si la temperatura al interior permanece uniforme durante el proceso de transferencia de calor. Lo anterior, mediante la Ecuación (5.9). Hay que tener presente que, para hallar Bi, se debe utilizar inicialmente la longitud característica ( $L_c$ ) como  $r/2$  para conocer si es o no concentrado. De no tener la condición de concentrado, los cálculos posteriores se realizan con  $L_c = r$  [60]. Calculando Bi con  $L_c = r/2$ , se obtuvo un resultado de 2.29, como es mayor al valor de 0.1, se puede afirmar que el sistema no es concentrado. Razón por la cual, se recalculó Bi utilizando  $L_c = r$ , en donde se obtuvo un valor de 4.59.

$$Q_{\text{máxS}} = m_{\text{total PCM}} C_{p\text{PCM sól}} (T_{\text{PCM}} - T_{\text{amb}}) \quad (5.8)$$

$$\text{Bi} = \frac{h_{\text{ext}} L_c}{k_{\text{PCM}}} \quad (5.9)$$

Para el presente análisis, se emplea la metodología de las gráficas de Heisler como lo muestra la Figura 5-23 presentada por [60]. El número Bi se trabajó en la gráfica de Heisler con un valor aproximado de 5. Por su parte, se realizó los cálculos de la expresión que se encuentra en función del tiempo, como lo señala la Ecuación (5.10), con el fin de obtener varios valores y poderlos comparar con la fracción de energía en el eje de la ordenada.

$$\text{Bi}^2 \tau = \frac{h_{\text{ext}}^2 \alpha t}{k_{\text{PCM}}^2} \quad (5.10)$$

El propósito de la metodología descrita anteriormente es poder hallar la fracción de energía entregada al sistema en un tiempo determinado hasta completar el 100%. Una vez realizado los cálculos y analizados, en la Figura 5-24, se puede observar teóricamente el tiempo que tarda el sistema en entregar toda la energía acorde al diseño y a los parámetros establecidos en términos de temperaturas máximas y mínimas. Para este caso, son 37 minutos que se demora el sistema en entregar dicha energía.

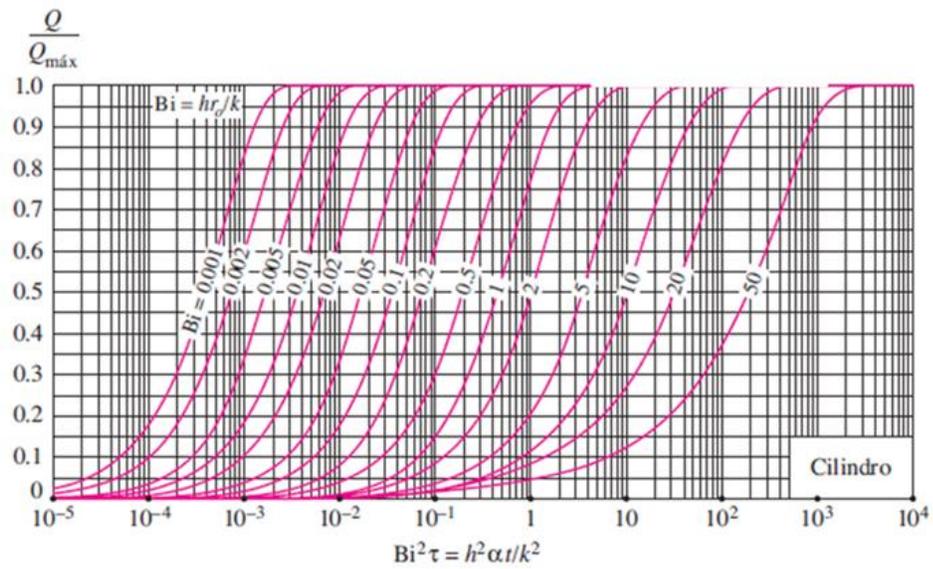


Figura 5-23. Comportamiento de  $t$  y  $\dot{Q}_{real}$ , variando  $T_0$

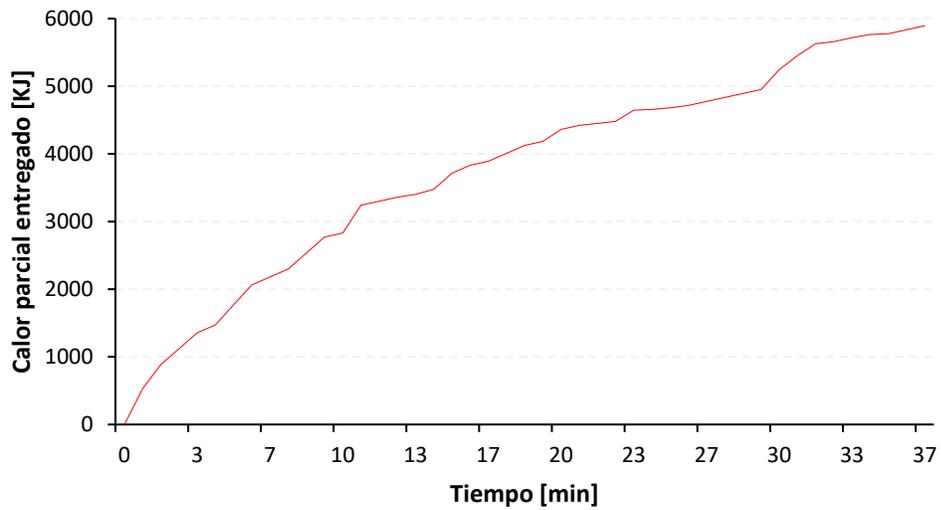


Figura 5-24. Entrega de energía parcial al sistema a través del tiempo

## **6. Implementación del sistema de acumulación térmica en un secador solar tipo Hohenheim ubicado en Bucaramanga**

Posterior al proceso de diseño presentado en el capítulo anterior, se procedió a la elaboración de planos de fabricación para que se construyeran las partes principales del módulo de acumulación. Una vez la empresa encargada realizó la entrega formal de las partes, se procedió a realizar el montaje. Como primera actividad, se procedió a introducir todo el PCM (parafina y ácido esteárico) al interior de los tubos. El objetivo de realizar las pruebas experimentales simultáneas en los secadores prototipo de la Universidad Pontificia Bolivariana de la sede Bucaramanga, era poner en funcionamiento el sistema de acumulación, bajo condiciones reales de operación. Lo que si se buscaba era tener unas condiciones climatológicas apropiadas para tener unos registros de temperatura en donde se pueda analizar el comportamiento térmico del sistema en condiciones reales de operación. Para efectos de facilidad de identificación, se les asignó los siguientes nombres:

- Secador parafina: Corresponde al secador donde se instaló en el módulo de acumulación el PCM parafina.
- Secador ácido: Corresponde al secador donde se instaló en el módulo de acumulación el PCM ácido esteárico.

Posteriormente, como segunda actividad, se realizó el montaje de todos los tubos al módulo de acumulación. Posteriormente se realizó la instalación de los termopares y la conexión a la tarjeta de adquisición de datos. Una vez montado el sistema completo se realizaron pruebas de calibración y funcionamiento y finalmente se llevaron a cabo las pruebas de desempeño del sistema bajo condiciones reales de operación.

En las pruebas de desempeño se busca caracterizar el comportamiento térmico del sistema bajo condiciones reales de funcionamiento, es decir, con la radiación y las variaciones de radiación en un día normal. Se realizó la toma de datos de variación temperatura en diferentes puntos del módulo y flujo de aire a la entrada del mismo en el transcurso de un día. Se buscaba realizar mediciones en un día con condiciones de radiación solar favorable de tal manera que se alcanzaran las temperaturas de requeridas

para el secado adecuado de los productos agrícolas. Esta actividad se realizó en la Universidad Pontificia Bolivariana de Bucaramanga, en el municipio de Piedecuesta, Santander. Ubicado en las coordenadas 6.9915° N, 73.0540° O.

## **6.1 Proceso constructivo y de montaje**

Se construyeron dos secadores solares tipo Hohenheim, como el objetivo de estos son de carácter educativo, los diseñaron modulares, por ello, fabricaron la cámara de secado y el colector como si fueran piezas independientes, con el fin de ensamblarlos como se quieran. Adicionalmente, fabricaron un módulo adicional donde estará el módulo de acumulación. Se fabricaron dos secadores con estas características porque se buscaba evaluar el comportamiento térmico simultáneamente de dos PCM, bajo las mismas condiciones de operación. Los módulos fabricados quedaron con las siguientes dimensiones:

1. Colector solar: 2,40 m x 1,22 m
2. Módulo de acumulación: 0,76 m x 1m x 22 m
3. Cámara de secado: 2,35 m x 1.22 m

Inicialmente, se procedió a introducir todo el PCM al interior de los tubos, previamente cortados a las medidas, según planos de fabricación emitidos. Para ello, se utilizó una estufa eléctrica para calentar el PCM y transcurrido un tiempo, al estar completamente líquido, se introducía en los tubos y se dejaba a temperatura ambiente hasta que procediera a solidificarse. Posteriormente, se procedió a realizar el montaje de los tubos, en el soporte ubicado al interior del módulo de acumulación. En la Figura 6-1, se puede observar la fotografía de este proceso. Para el montaje de los tubos, era necesario tener presente las dimensiones de los mismos como lo especificaba en los planos, dado que entre más arriba se ubicara los tubos, las dimensiones eran más cortas. Hay que precisar que para el proceso de llenado de los tubos, se dejó el 10% de espacio sin llenar por el tema de la expansión térmica del material.



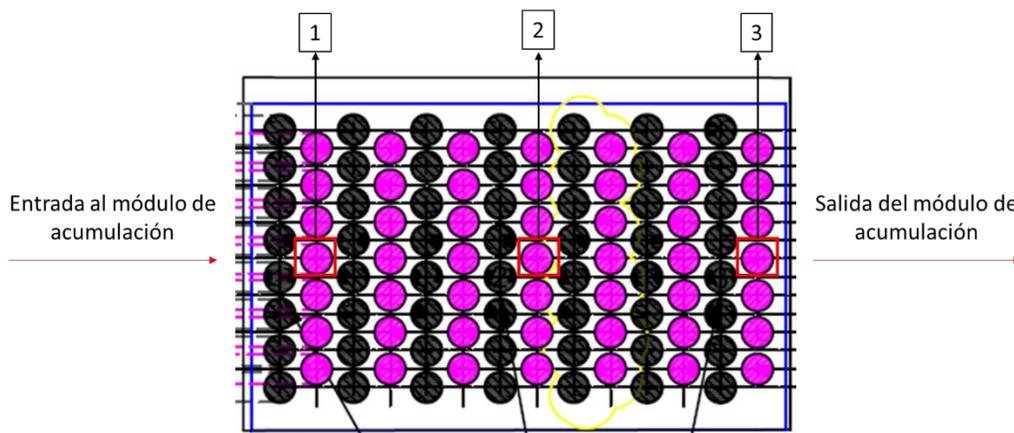
**Figura 6-1.** Fotografía de montaje de los tubos en el módulo de acumulación

Posteriormente, se procedió a la instalación de los termopares en los módulos. Era necesario registrar las temperaturas de entrada y salida del módulo en toda la sección transversal, con el fin de poder identificar posibles variaciones. Para ello, se dispuso de cinco termopares a la entrada y cinco a la salida, ubicados como se puede observar en la Figura 6-2. Estos termopares que se observan en la figura corresponden a los de la entrada del secador ácido, no obstante, a la salida de módulo de acumulación, tienen la misma configuración. Se ubicaron de tal manera que abarcara el mayor espacio de la sección transversal. Se instalaron en una malla plástica puesta en toda la sección transversal. Para evitar pérdidas atribuibles a perforaciones en la lámina de la estructura, todos los cables instalados en el módulo de acumulación se organizaron para que, en una sola perforación, pasara el cable hacia el exterior y poderlo conectar al sistema de adquisición de datos.



**Figura 6-2.** Fotografía de la instalación de los termopares a la entrada y a la salida del sistema de acumulación

Por su parte, otros puntos donde se ubicaron termopares fueron en tres tubos, localizados en el centro de la altura del módulo (23 cm), como se puede observar en la Figura 6-3, estos tubos, se seleccionaron con el criterio de poder registrar las temperaturas al interior de los mismos, en la zona de la entrada, en el centro y a la salida del módulo en el sentido longitudinal.



**Figura 6-3.** Ubicación de los tres tubos seleccionados donde se instaló los termopares que registraban la temperatura al interior de los mismos

Como ya se había hecho un estudio previo del comportamiento térmico al interior de los tubos, la ubicación de los termopares al interior de los tubos se realizó de igual forma, como se puede apreciar en la Figura 4-9.

Adicionalmente, se ubicó un termopar a la entrada de los ventiladores, por fuera del secador, para el registro de la temperatura ambiente y otro que registraba la temperatura superficial del tubo. Posteriormente, se instalaron 4 termopares adicionales, para el registro de las temperaturas a la entrada del colector. A 44 cm de la entrada de los ventiladores. Esta distancia fue escogida por la facilidad de instalación de la malla, ya que en ese punto había un soporte de cubierta y era fácil sujetar la malla en ese punto.

## **6.2 Equipos**

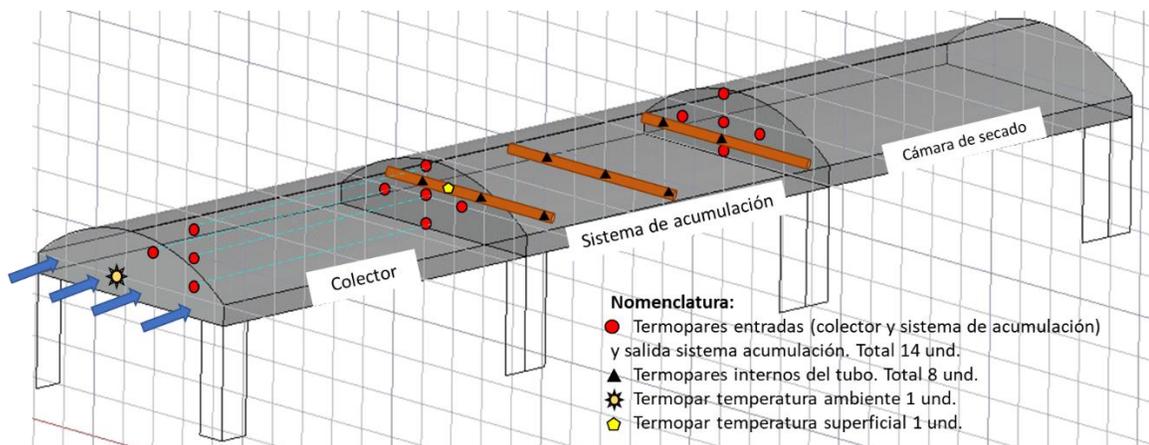
Para el desarrollo de las pruebas experimentales desarrolladas en la Universidad Pontificia Bolivariana, se utilizaron dos sistemas diferentes de adquisición de datos, así mismo, para medir la radiación solar se utilizó un piranómetro con un datalogger USB. Por otra parte, para medir la velocidad del aire a la entrada del módulo de acumulación, se utilizó un termoanemómetro. A continuación, se describe detalladamente cada uno de los equipos.

### **6.2.1 Adquisición de datos**

Se dispusieron en total 24 termocuplas tipo K en las ubicaciones descritas anteriormente por cada secador, recordando que se realizaron las pruebas paralelamente en los dos secadores con diferentes PCM. Se conectaron a dos tarjetas de adquisición de datos que fueron conectadas a un equipo de adquisición de datos marca Agilent, referencia 34970a. Dichas tarjetas, tenían capacidad para conectar simultáneamente 20 termopares cada una. Por lo que las 40 entradas para los dos secadores fueron utilizadas. A su vez, se utilizó un sistema de adquisición de datos que funciona mediante un controlador lógico programable (PLC) marca Siemens, referencia Simatic S7-1200. La capacidad para conexión de termopares tipo K de ese sistema de adquisición es era de 8 entradas simultaneas. Dichas entradas, se utilizaron, en el registro de 4 puntos en el colector solar de cada secador. La configuración de los puntos de medición de los 4 puntos mencionados fue similar a la ubicación de los termopares de la entrada del módulo de acumulación.

En la Figura 6-4, se resume la ubicación de los 24 termopares de cada secador. En total, se registraron 48 termopares, distribuidos en 40 termopares para el sistema de adquisición

de Agilent y 8 termopares para el sistema de adquisición de datos de Siemens. Estos últimos, como ya se dijo, se encuentran ubicados en el colector. La ubicación de los termopares se realizó, con la misma configuración de los termopares a la entrada del módulo de acumulación, exceptuando por el termopar de la derecha que no se ubicó, ya que se recuerda, que el sistema de adquisición de datos, tiene la entrada para 8 termopares, por lo que se dispuso, 4 en el secador parafina y 4 en el secador ácido.



**Figura 6-4.** Ubicación de los 24 termopares en el secador

### 6.2.2 Piranómetro

Este instrumento es el que mide la radiación solar directa, la marca es Kipp & Zonen, referencia SP-lite 2, funciona con un datalogger USB, marca trackit, modelo análogo 500mV. La señal se registra en pulsos eléctricos (mV), por lo que se hace necesario realizar un ajuste para convertir esa señal eléctrica en dato de radiación solar. Este procedimiento se realiza mediante la Ecuación (5.1) en donde  $E_{solar}$ , corresponde a la irradiancia [ $W\ m^{-2}$ ], U es voltaje de salida [ $\mu V$ ] y S es la sensibilidad [ $\mu V/W/m^2$ ]. Para este equipo, la sensibilidad tiene un valor de 68.4.

$$E_{solar} = \frac{U}{S} \tag{5.1}$$

### 6.2.3 Termoanemómetro

Este equipo es el encargado de registrar los valores de velocidad a la entrada del sistema de acumulación. Se utilizó un equipo marca Alnor, referencia AV440. Se programó para que registrara datos cada 10 s. Como sólo se contaba con un equipo de medición de estas características y se requería tener los datos de las velocidades en los dos secadores, se optó por tomar valores cada 2 horas en cada secador. La punta del anemómetro es donde se recibe la información de la velocidad, ésta se ubicó en la posición presentada en la Figura 6-5.

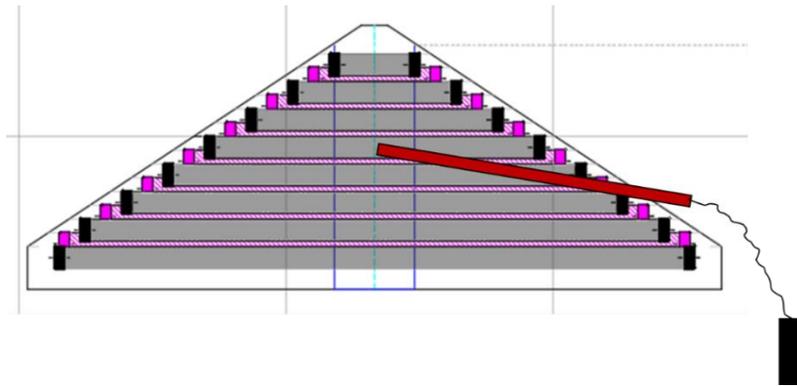
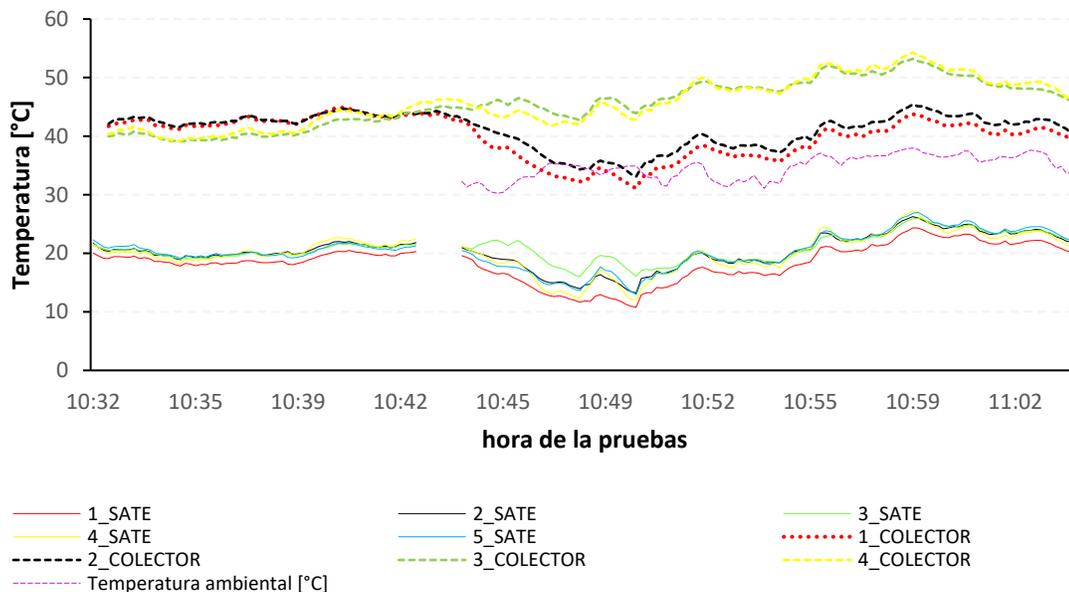


Figura 6-5. Ubicación del termoanemómetro a la entrada del sistema de acumulación

### 6.3 Calibración de termopares

Una de las actividades previas al inicio de las pruebas, fue el proceso de calibración de los termopares, teniendo en cuenta dos aspectos importantes, el primero, se quería corroborar que los termopares no estuvieran defectuosos y registraran datos confiables. El segundo, que se utilizaron sistemas de adquisición de datos diferentes y por configuración de cada uno de ellos, estos vienen programados y con un nivel de precisión y tolerancia diferentes. En la Figura 6-6 se observa una diferencia significativa entre los dos registros de temperaturas. Esta prueba, se realizó sólo en el secador parafina a la entrada del sistema de acumulación. Se ubicaron en la malla, los 5 termopares que registran los datos de la entrada del sistema de acumulación (SATE). Los anteriores, trabajaron con el sistema de adquisición de datos Agilent. A su vez, se ubicaron en el mismo punto (3 mm de distancia), los termopares que trabajaron con el sistema de adquisición de datos Siemens (COLECTOR). La diferencia es en promedio de 20 °C, lo que es una señal de alerta indicando que se deben hacer más pruebas de calibración. Adicionalmente, a las 10:43

am, se desconectó el sistema de adquisición de datos Agilent, para conectarle la temperatura ambiente. Posterior a esto, registró datos de temperatura de casi 10 °C en algunos momentos, lo que indica que había que indagar un poco más al respecto. No era coherente una temperatura con ese valor, teniendo la temperatura ambiente de 35°C promedio.



**Figura 6-6** Comportamiento térmico a la entrada del sistema, comparando los dos sistemas de adquisición de datos. Agilent (SATE) y Siemens (COLECTOR).

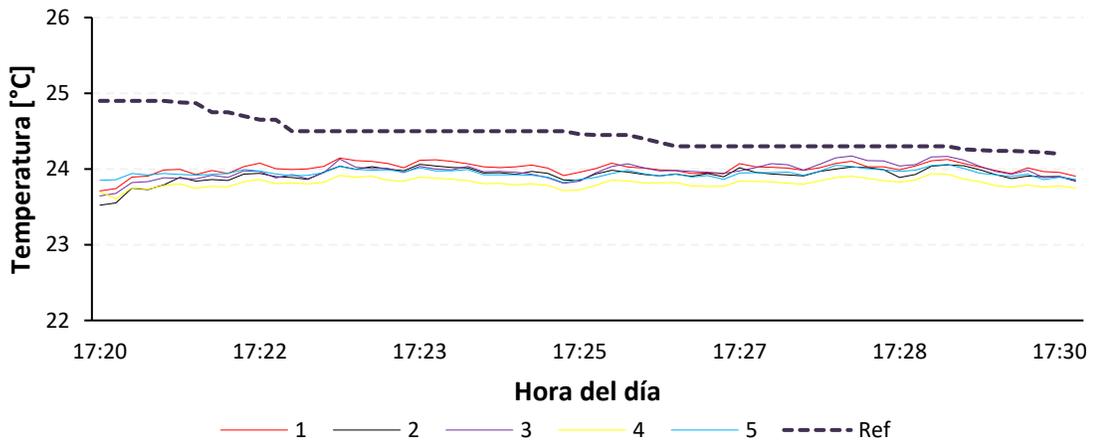
Finalmente, se procedió a realizar la última prueba de calibración. Consistió en comparar los registros del módulo de adquisición de datos con un termómetro de mercurio, con una escala hasta 150 °C. En la Figura 6-7 se muestra la fotografía, donde se observa la manera en que se realizó la prueba. Se unieron (sin tocarse la punta) los 5 termopares de la entrada del SATE del secador parafina y se conectó al sistema de adquisición de datos Agilent y paralelamente, se fue registrando cada minuto, los valores que registraba el termómetro de mercurio. Este mismo procedimiento se realizó al grupo de 5 termopares de salida. A su vez, con los termopares del secador ácido. La prueba se practicó en dos fases, primero, se registraba la temperatura ambiente por 10 minutos y la segunda, se prendía la vela para registrar el incremento de temperatura en esta condición.



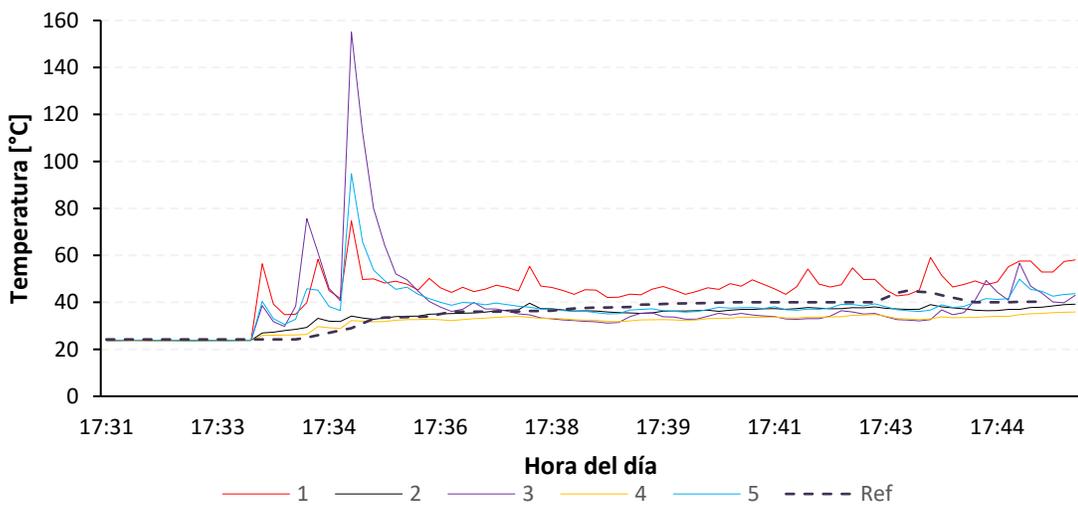
**Figura 6-7.** Calibración de termopares con un termómetro de mercurio de referencia

La Figura 6-8, muestra el comportamiento térmico de los termopares de la entrada del secador parafina con temperatura ambiente que trabajan con el sistema de adquisición de datos Agilent (primera fase de la prueba). Se puede observar que la diferencia es insignificante, se mantiene en la mayoría de la prueba en un promedio de  $0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ , teniendo en cuenta que, al inicio de la prueba, el termómetro de mercurio no estaba estable, ya que se había trasladado y tocado con las manos, lo que afecta la medida, razón por la cual, se procedió a esperar a que se estabilizara.

La segunda fase de la prueba consistió como se acotó anteriormente en prender la vela y tomar el registro de las temperaturas. En la Figura 6-9, se observa el comportamiento de una de las pruebas realizadas. Se observa 3 picos grandes en el lapso de 17:33 a 17:36, durante ese lapso, se produjo mucho viento, por lo que la flama de la vela no se quedaba quieta y se inclinaba hasta donde estaban los termopares. Seguramente, hubo instantes en que la flama, tocó la punta de los termopares 1,3 y 5 (rojo, morado y azul, respectivamente). Cuando se estabilizó el comportamiento de los registros de temperaturas, se presentaron diferencias hasta de  $16\text{ }^{\circ}\text{C}$  en el termopar 1 (rojo), con respecto a la temperatura de referencia. Estos termopares, trabajan con el sistema de adquisición de datos Agilent y son los que se ubican en la entrada del sistema de acumulación.



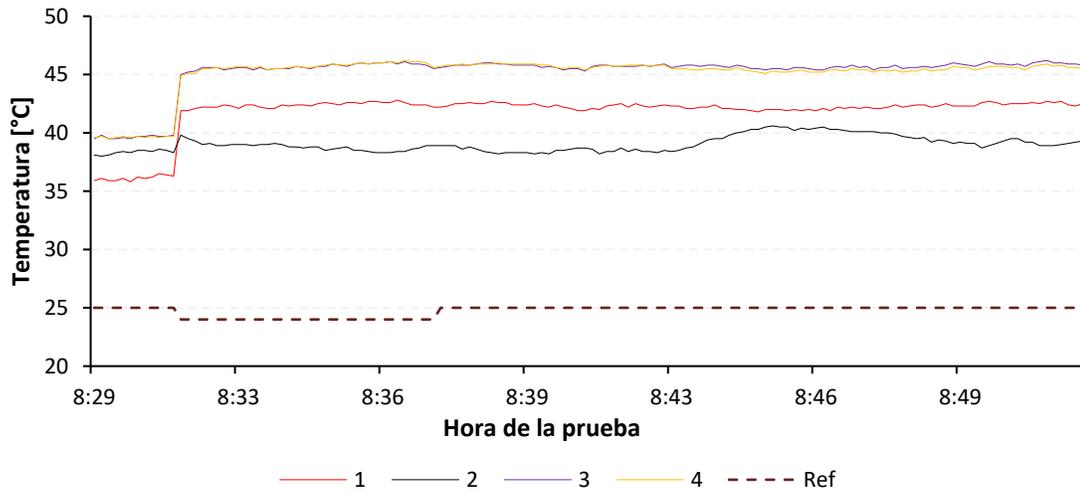
**Figura 6-8.** Calibración de termopares que trabajan con el sistema de adquisición de datos Agilent con un termómetro de mercurio



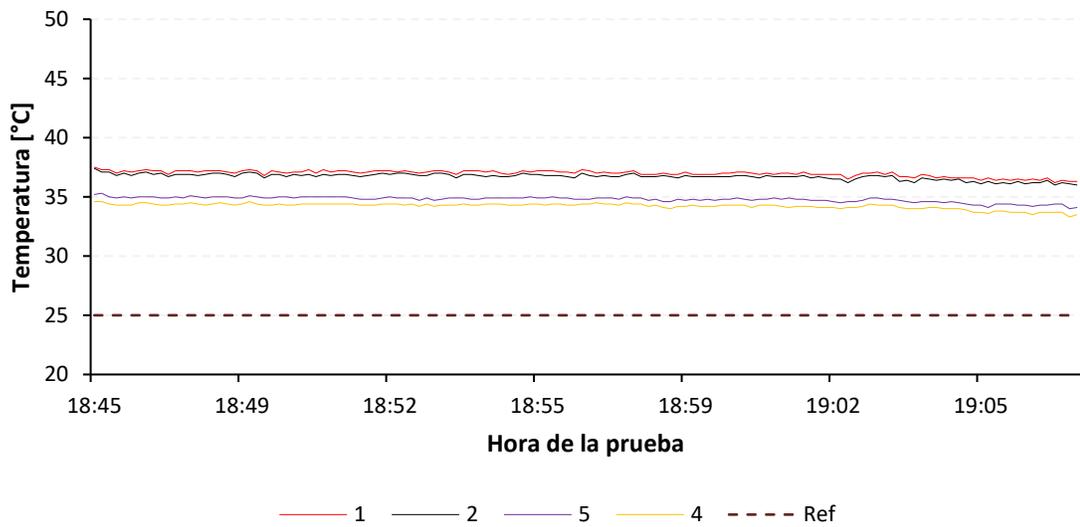
**Figura 6-9.** Calibración de termopares con un termómetro de mercurio de referencia con una vela encendida

Finalmente, se presentan en la Figura 6-10 (a) y 6-10 (b), la calibración de los termopares utilizados en el colector que trabajan con el sistema de adquisición de datos de Siemens. En la Figura 6-10 (a), muestra el comportamiento térmico de los termopares ubicados en el colector del secador parafina y en la Figura 6-10 (b) los termopares del colector del secador ácido. En esta prueba se evidencia una diferencia significativa, con respecto a la referencia. Por su parte, el comportamiento térmico en la Figura 6-10 (a), de los termopares 1 y 2 presentan una variación hasta de 7 °C, con respecto a los termopares 3 y 4 que mantienen valores similares a lo largo de la prueba. Similar situación se presenta en la Figura 6-10 (b), los termopares 1 y 2 presentan un registro de temperatura similares entre ellos, sin embargo, hay una diferencia con los termopares 4 y 5 de 3 °C.

En resumen, se debe hacer un ajuste a los termopares ubicados en el colector que trabajan con el sistema de adquisición de datos Siemens, ya que, comparado con la temperatura de la referencia, se presenta una diferencia de 20 °C, en los termopares registrados en la Figura 6-10 (a). Por su parte, el ajuste a los termopares registrados en la Figura 6-10 (b) es de 12 °C, correspondiente al colector del secador ácido.



(a)



(b)

**Figura 6-10.** Calibración de termopares con un termómetro de mercurio de referencia con la temperatura ambiente en los termopares que trabajan con el sistema de adquisición Siemens. (a) Colector secador parafina. (b) Colector secador ácido.

## 6.4 Pruebas realizadas

En la Tabla 6-1, se hace un resumen de los días en que se realizaron pruebas, desafortunadamente para la época en que se realizaron las actividades, se presentó condiciones variadas del clima, predominando nubosidad y lluvia, sin embargo, se estaba a la expectativa para poder encontrar un día con unas condiciones favorables para el análisis de los registros.

**Tabla 6-1.** Resumen de las variables más importantes de las pruebas experimentales realizadas

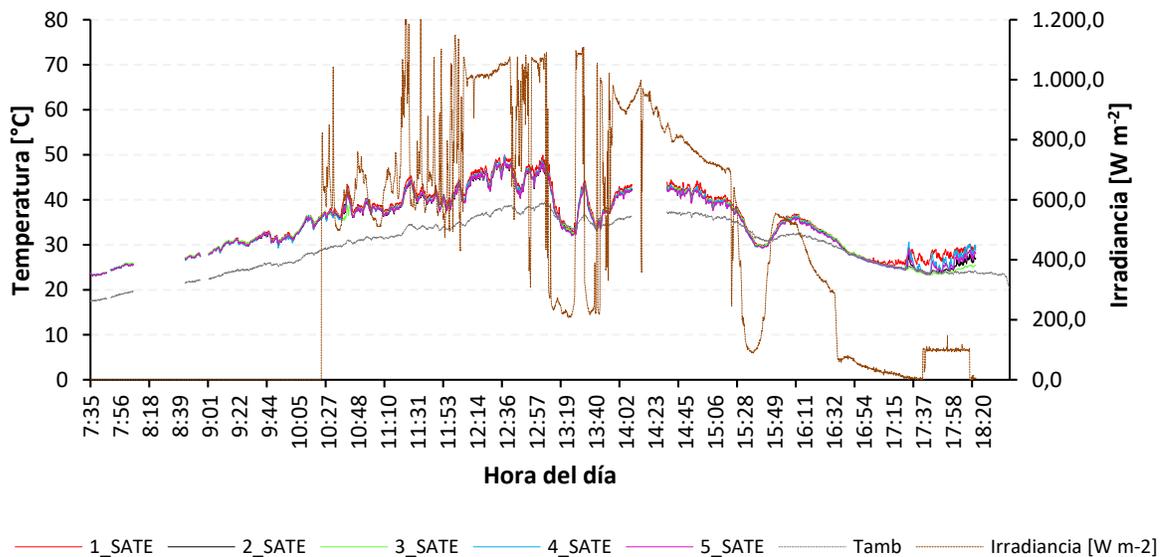
Fecha de la prueba	Radiación máxima del día [W m <sup>-2</sup> ]	Temperatura máxima al interior de los tubos [°C]
27 octubre	451,75	36,00
28 octubre	328,30	50,07
30 octubre	409,36	53,60
31 octubre	250,00	52,90
01 noviembre	1 210,53	55,70
04 noviembre	1 068,71	50,10
05 noviembre	1 366,96	45,50
06 noviembre	1 359,65	37,00
07 noviembre	1 217,80	36,90
17 noviembre	1 273,40	46,00

Hay que tener en cuenta que, aunque los valores máximos de radiación solar registrados en el periodo de 01 de noviembre al 07 de noviembre fueron superiores a 1 000 W m<sup>-2</sup>, durante esos días predominó el clima nublado. Estos valores fueron un pico en todo el comportamiento de la radiación solar durante el día. El día que estuvo despejado y los valores de radiación solar se mantuvieron relativamente altos (por encima de 800 W m<sup>-2</sup>) en gran parte del día de 11:00 am a 3:30 pm fue el 17 de noviembre. Razón por las cual los análisis que a continuación se presentarán, se harán con los registros de ese día. Como se puede observar en la Tabla 6-1, las temperaturas registradas al interior del tubo, se encuentran por debajo de la temperatura de fusión de los PCM

## 6.5 Análisis y resultados

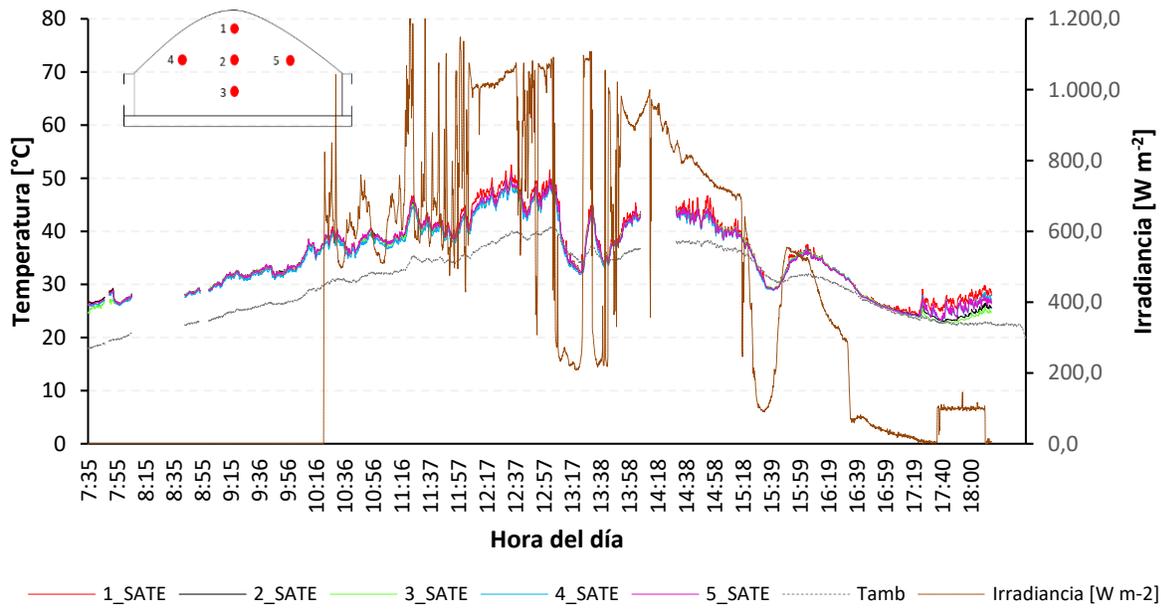
En la Figura 6-11 se puede observar el comportamiento térmico a la entrada del módulo de acumulación del secador parafina. La temperatura máxima que se registró en la entrada

fue de 50 °C aproximadamente a medio día. En general el comportamiento térmico de la sección transversal es similar en los 5 puntos registrados. El termopar que marca una temperatura ligeramente superior a las otras No. 1 (línea roja), esto se atribuye a que es la que más cerca se encuentra en la cubierta, en donde también se genera un intercambio de calor entre la cubierta y el interior del sistema.



**Figura 6-11.** Comportamiento térmico a la entrada del módulo de acumulación secador parafina

Por su parte, el comportamiento térmico a la entrada del módulo de acumulación en el secador ácido se puede apreciar en la Figura 6-12, es similar a la del secador parafina. Hay una pequeña diferencia entre las temperaturas iniciales a las 7:35 am, mientras que en el secador ácido registran inicialmente temperaturas de 25 °C en promedio de los 5 termopares, por su parte, en el secador parafina, al inicio, tiene una temperatura de 22 °C, este comportamiento tiene una explicación por el modo en que ubicaron los secadores. En la Figura 6-13, se puede observar una fotografía de la disposición de los secadores, la sombra de la edificación adyacente al secador que se puede ver, es la que cae directamente al secador parafina, razón por la cual, en la mañana, la temperatura es inferior, comparada con la del secador ácido. Dicha sombra se desaparece por efectos de la ubicación del sol a las 9:10 a.m. todos los días.



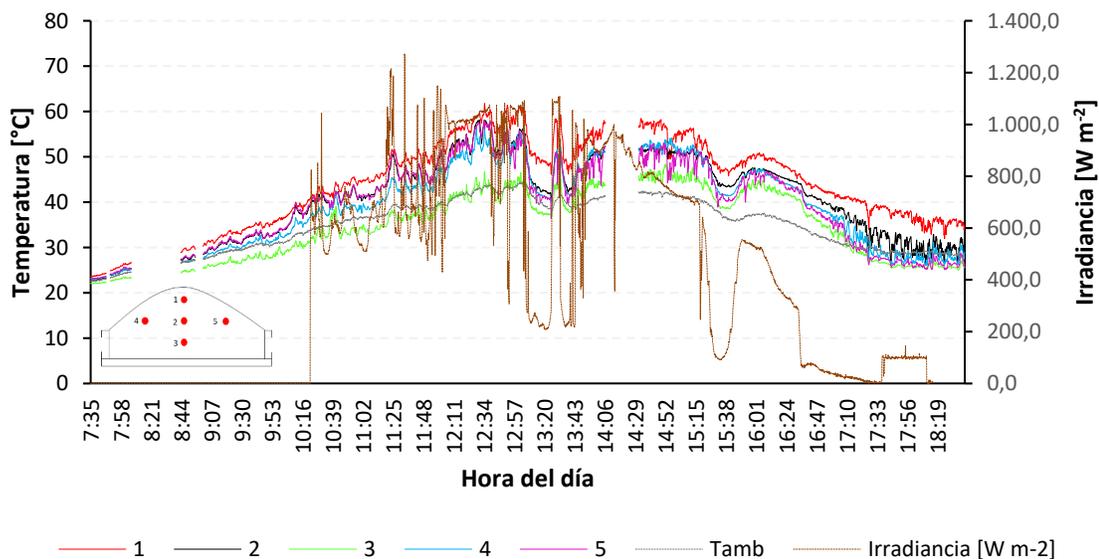
**Figura 6-12.** Comportamiento térmico a la entrada del módulo de acumulación en el secador ácido.



**Figura 6-13.** Ubicación de los secadores solares

En la Figura 6-14, se puede apreciar la temperatura de salida del módulo de acumulación en el secador parafina que inicialmente empezó la prueba con una temperatura ambiente de 22 °C, al realizar todo el proceso de transferencia de energía, se pudo constatar que al final de la prueba, a la salida del módulo de acumulación se registraron temperaturas cercanas a los 35 °C. Por su parte, al finalizar la tarde, a las 18:45, se tenía una temperatura ambiente de 20 °C, con lo que se puede afirmar que esa diferencia de temperatura es atribuible a la transferencia de energía por calor sensible del sistema de almacenamiento a la cámara de secado.

Las temperaturas de salida en el módulo de acumulación, en gran parte de la prueba fueron superiores a las temperaturas de entrada en el módulo de acumulación, por ejemplo, a medio día, en el registro de temperatura más alto, la salida del módulo de acumulación tenía 10 °C más que los registros de las temperaturas a la entrada del sistema de acumulación.

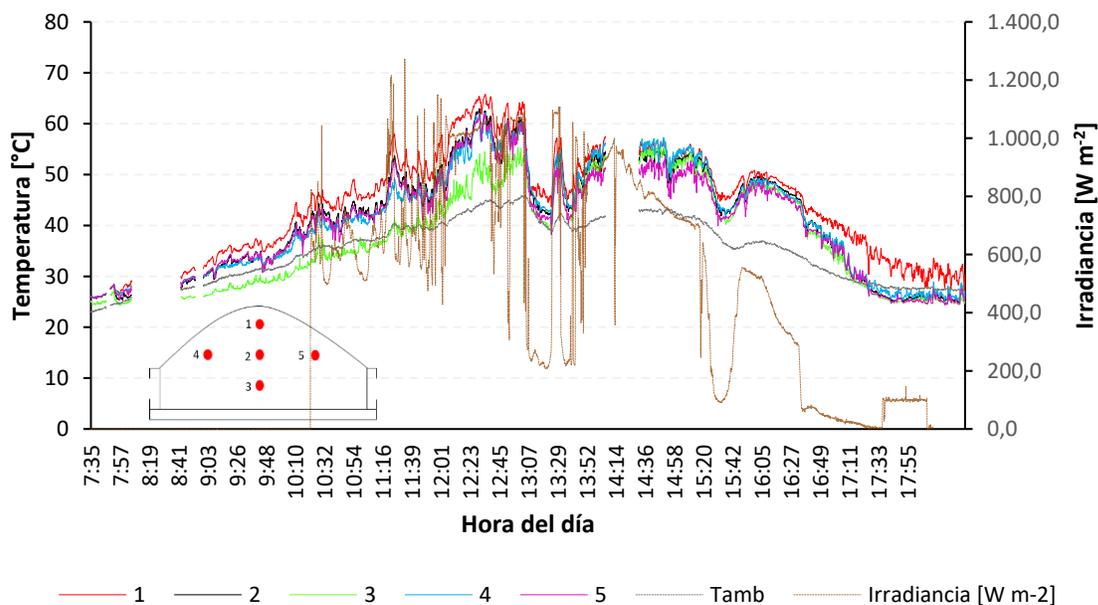


**Figura 6-14** Comportamiento térmico a la salida del módulo de acumulación en el secador parafina.

Por su parte, al revisar la salida del módulo de acumulación en el secador ácido, ocurre una situación similar a la analizada en el secador parafina. Lo diferente es que ese secador

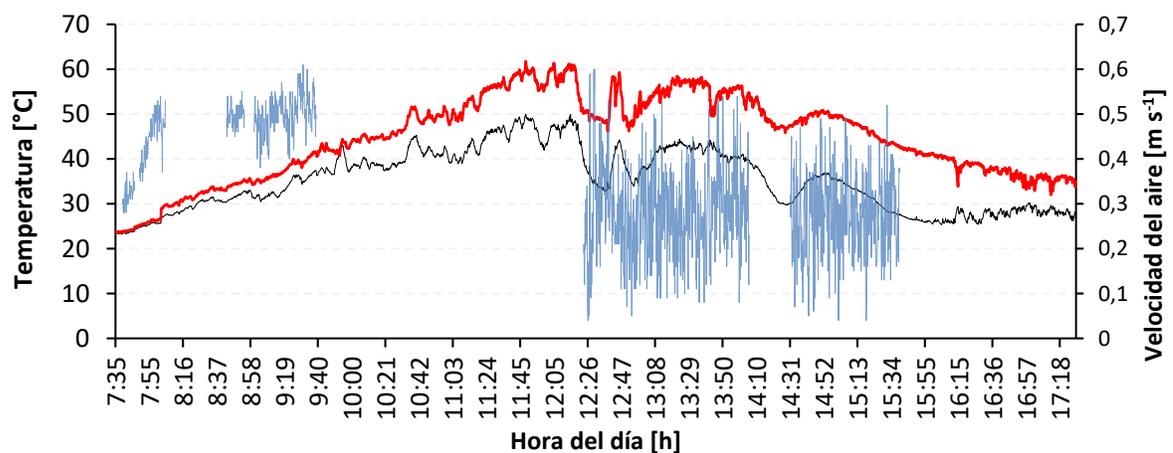
durante toda la prueba registró temperaturas ligeramente más altas a la salida del módulo de acumulación, comparadas con las registradas en el secador parafina como se puede apreciar en la Figura 6-15, en donde la temperatura pico fue de 65 °C y se presentó a medio día, en comparación a la temperatura pico de 60,5 °C, que se presentó en el secador parafina. Esto puede ser atribuible, a lo presentado en la Figura 6-13, en donde se evidencia que la ubicación la sombra que afecta los registros del secador parafina.

Adicionalmente, los termopares que registraron las temperaturas más elevadas fueron los que se encuentran más cerca de la cubierta, ya que como se dijo en el análisis del comportamiento de la entrada del módulo de acumulación anteriormente, hay una transferencia de calor entre la cubierta y el sistema. Los termopares marcados en las figuras con líneas de color rojo son los No. 1, los que se encuentran ubicados en la parte superior. Los termopares ilustrados en las figuras con líneas de color negro son los No 2, que corresponden a los que se encuentran ubicados en la mitad del módulo de acumulación, como lo indica la Figura 5.2.



**Figura 6-15.** Comportamiento térmico a la salida del módulo de acumulación en el secador parafina.

Otro aspecto relevante para el comportamiento térmico al interior del secador es la velocidad del aire al interior. En la Figura 6-16 se puede observar la relación entre el comportamiento de la velocidad del aire y las temperaturas promedio de entrada y salida. Es necesario aclarar que, por limitaciones en la adquisición de equipos, se efectuó las pruebas con un solo termoanemómetro, por lo que ese equipo rotaba cada cierto tiempo entre el secador con parafina y con ácido esteárico, recordando que las pruebas se realizaron de manera simultánea. Motivo por el cual, la línea azul que corresponde a la de velocidad en la Figura 6-15 se ve discontinua. Al inicio de la prueba, se puede ver una tendencia de aumento de la velocidad del aire, iniciando con una velocidad de  $0.3 \text{ m s}^{-1}$ , hasta llegar a un pico de  $0.6 \text{ m s}^{-1}$ . Paralelamente, el comportamiento térmico al interior del secador también presentaba un aumento de la temperatura hasta las 11:24 aproximadamente, en donde hay un cambio en el comportamiento térmico del aire. En ese instante, comienza un periodo de estabilización de las temperaturas hasta las 14:10. Si se revisa, la línea de velocidad en ese mismo periodo presenta un comportamiento similar a la temperatura, aunque fluctúe entre unos rangos, no presenta una tendencia de aumento, se mantiene constante. Finalmente, en el último periodo de la prueba, inicia un decrecimiento tanto en la temperatura como en la velocidad, el pico alto de la velocidad en el periodo de 14:31 a 15:34 es de  $0.5 \text{ m s}^{-1}$ , inferior al registrado entre las 12:26 y 14:10, en donde el pico es más alto ( $0.6 \text{ m s}^{-1}$ ). El comportamiento de la velocidad es directamente proporcional a la radiación solar, ya que los ventiladores se encuentran alimentados por paneles solares.



**Figura 6-16.** Comportamiento térmico de las temperaturas de entrada y salida promedio e influencia con la velocidad del aire.

## **7. Conclusiones, recomendaciones y trabajos futuros**

### **7.1 . Conclusiones**

Se observó el comportamiento térmico del PCM (parafina) confinado en un tubo dispuesto horizontalmente, donde se pudo evidenciar el proceso de cambio de fase y se determinó de manera experimental el tiempo de cambio de fase.

Se constató la viabilidad desde el punto de vista del diseño, aplicar sistemas de acumulación de energía térmica en secadores de túnel tipo Hohenheim, con las condiciones de operación requeridas.

Se evidenció que, aunque el módulo de acumulación no alcanzó al interior de los tubos, la temperatura necesaria para que los PCM iniciaran un proceso de cambio de fase, si se evidenció que hay una influencia en la transferencia de calor atribuida al calor sensible, ya que se constató mediante los registros obtenidos, que la temperatura a la salida del módulo de acumulación fue mayor que la temperatura a la entrada de este.

La metodología desarrollada para el diseño del módulo de acumulación se puede implementar fácilmente en el diseño de módulos con diferentes condiciones de temperatura y flujo de aire. El análisis de los fenómenos de transferencia de calor mostró que el sistema está controlado por la transferencia de calor externa en el aire, que se ve fuertemente afectada por la velocidad del aire en el sistema.

La transferencia de calor al interior de los tubos no es relevante en el diseño del sistema de acumulación, por lo que las modificaciones tendientes al aumento de la transferencia de calor se deben centrar en modificar condiciones externas.

La transferencia de calor durante el cambio de fase dentro de los tubos es importante para determinar el tiempo de fusión, que depende en gran medida de la temperatura de la superficie y del diámetro del tubo. Se pueden lograr tiempos de fusión de 30 min a 4.6 h dependiendo de la temperatura exterior.

Se verificó que, aumentando el área de transferencia de calor con el número de tubos, presenta un bajo impacto en términos de transferencia de calor.

## **7.2 Recomendaciones**

Los colectores solares de los secadores donde se realizaron las pruebas experimentales son susceptibles a ser intervenidos con el fin de mejorar la eficiencia de captación de la energía solar. Inicialmente, se hace necesario que le cambien el tipo de pintura a una opaca, para que evite que los rayos del sol, no se reflejen. Posteriormente, se puede pensar en ampliar el módulo del colector o cambiar la placa plana que se tiene por una superficie corrugada o con diferentes formas geométricas, con el fin de aumentar el área de transferencia de calor y obtener mejores resultados.

Se observó que se pueden mejorar algunos procesos constructivos, con el fin de mejorar el rendimiento del colector. Como primera medida, el sistema de sujeción del plástico de cubierta a la estructura no es el más recomendable, ya que se presentan fugas a lo largo del secador. Otro aspecto importante es mejorar la tapa de la entrada del colector, donde instalaron los ventiladores, no quedó con las dimensiones adecuadas, por consiguiente, en ese punto se generan pérdidas. Referente al ensamble de los tres módulos (colector, sistema de acumulación y cámara de secado), se debe mejorar el empalme de uno a otro, ya que había puntos donde quedaba una luz de 5 cm, lo que producía también pérdidas. En este punto, se trató de solucionar temporalmente, instalando unas tapas para que no se filtrara el aire caliente por esos puntos.

Para obtener mejores resultados en términos de transferencia de calor, se propone el cambio de la cubierta actual por una más clara, ya que el plástico opaco actual instalado hace una resistencia para que la luz solar penetre hacia el colector.

Se hace necesario buscar otro espacio para ubicar los secadores, se constató que debido a la sombra de la mañana del edificio adyacente al secador parafina, las temperaturas se vieron afectadas en comparación con las del secador ácido.

Al dispositivo construido a nivel de laboratorio se le deben hacer mejoras al homogeneizador instalado con el fin de disminuir esas diferencias entre las velocidades que persisten, registradas en los puntos P1, P2 y P3 y por ende, tener un registro de temperaturas más homogéneas.

Hay una oportunidad de mejora al dispositivo construido en el laboratorio, si se cambia el potenciómetro que controla la velocidad del ventilador, ya que el rango de trabajo es reducido, sólo empieza a funcionar desde el 70% de abierto el potenciómetro, lo que disminuye el rango de trabajo, en términos de velocidades.

Se puede probar otras configuraciones en el diseño del sistema de acumulación, adicionalmente, se puede probar otros tipos de PCM.

### **7.3 Trabajos futuros**

Validar el modelo diseñado, en algún programa computacional, donde se puedan controlar más variables y se llegue a resultados más precisos. Por otra parte, que mediante simulación, permita cambiar ciertos parámetros geométricos, de ubicación, de material del módulo de acumulación, con el fin de determinar cuál es la mejor opción para implementar.

Por otra parte, se hace necesario mejorar el proceso experimental que se desarrolló a nivel de laboratorio con el fin que se garantice que las condiciones al interior del ducto son estables en todos los puntos en el área transversal

## 8. Bibliografía

- [1] R. Baños, F. Manzano-Agugliaro, F. G. Montoya, C. Gil, a. Alcayde, and J. Gómez, "Optimization methods applied to renewable and sustainable energy: A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 4, pp. 1753–1766, 2011.
- [2] J. P. Painuly, "Barriers to renewable energy penetration: A framework for analysis," *Renew. Energy*, vol. 24, no. 1, pp. 73–89, 2001.
- [3] C. Philibert, "The present and future use of solar thermal energy as a primary source of energy," *Int. Energy Agency, Intern. Acad. Counc.*, pp. 1–16, 2005.
- [4] F. Barbir, T. Veziroglu, and H. Plassjr, "Environmental damage due to fossil fuels use," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 15, no. 10, pp. 739–749, 1990.
- [5] J. Ferrís i Tortajada *et al.*, "Enfermedades asociadas a la polución atmosférica por combustibles fósiles. Aspectos pediátricos," *Rev. Esp. Pediatr.*, vol. 57, no. 339, pp. 213–225, 2001.
- [6] J. Hill, E. Nelson, D. Tilman, S. Polasky, and D. Tiffany, "Environmental, economic, and energetic costs and benefits of biodiesel and ethanol biofuels.," *Proc. Natl. Acad. Sci. U. S. A.*, vol. 103, no. 30, pp. 11206–11210, 2006.
- [7] M. A. Hossain, J. L. Woods, and B. K. Bala, "Optimisation of solar tunnel drier for drying of chilli without color loss," *Renew. Energy*, vol. 30, no. 5, pp. 729–742, 2005.
- [8] A. G. M. B. Mustayen, S. Mekhilef, and R. Saidur, "Performance study of different solar dryers: A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 34, pp. 463–470, 2014.
- [9] S. Mekhilef, S. Z. Faramarzi, R. Saidur, and Z. Salam, "The application of solar technologies for sustainable development of agricultural sector," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 18, pp. 583–594, 2013.
- [10] G. N. Tiwari, P. S. Bhatia, A. K. Singh, and R. F. Sutar, "Design parameters of a shallow bed solar crop dryer with reflector," *Energy Convers. Manag.*, vol. 35, no. 6, pp. 535–542, 1994.

- [11] M. A. Karim and M. N. A. Hawlader, "Development of solar air collectors for drying applications," *Energy Convers. Manag.*, vol. 45, no. 3, pp. 329–344, 2004.
- [12] Y. Tian and C. Y. Zhao, "A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications," *Appl. Energy*, vol. 104, pp. 538–553, 2013.
- [13] S. Mekhilef, R. Saidur, and a. Safari, "A review on solar energy use in industries," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 4, pp. 1777–1790, 2011.
- [14] J. Müller, G. Reisinger, J. Kisgeci, E. Kotta, M. Tesic, and W. Mühlbauer, "Development of a greenhouse-type solar dryer for medicinal plants and herbs," *Sol. Wind Technol.*, vol. 6, no. 5, pp. 523–530, 1989.
- [15] F. J. García, "Evaluación de los efectos del proceso de secado sobre la calidad de la Stevia (*Stevia rebaudiana* Bertoni) y la Hierbabuena (*Mentha spicata*)," Universidad Nacional de Colombia, 2014.
- [16] Y. Chu, "Review and Comparison of Different Solar Energy Technologies," no. August, p. 56, 2011.
- [17] I. Dincer and S. Dost, "A perspective on thermal energy storage systems for solar energy applications," *Int. J. Energy Res.*, vol. 20, no. November 1994, pp. 547–557, 1996.
- [18] D. Feldman, M. M. Shapiro, D. Banu, and C. J. Fuks, "Fatty acids and their mixtures as phase-change materials for thermal energy storage," *Sol. Energy Mater.*, vol. 18, no. 3–4, pp. 201–216, 1989.
- [19] L. M. Bal, S. Satya, and S. N. Naik, "Solar dryer with thermal energy storage systems for drying agricultural food products: A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 8, pp. 2298–2314, 2010.
- [20] a. Abhat, "Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials," *Sol. Energy*, vol. 30, no. 4, pp. 313–332, 1983.
- [21] S. Devahastin and S. Pitaksuriyarat, "Use of latent heat storage to conserve energy during drying and its effect on drying kinetics of a food product," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 26, no. 14–15, pp. 1705–1713, 2006.
- [22] A. Oliver, F. J. Neila, and A. García-Santos, "Clasificación y selección de materiales de cambio de fase según sus características para su aplicación en sistemas de almacenamiento de energía térmica," *Mater. Construcción*, vol. 62, no. 305, pp. 131–140, 2012.
- [23] Hasnain S.M., "Review on sustainable thermal energy storage technologies, Part I:

- heat storage materials and techniques," *Energy Convers. Manag.*, vol. 39, no. 11, pp. 1127–1138, 1998.
- [24] K. Kaygusuz, "Experimental and Theoretical Investigation of Latent-heat Storage For Water-based Solar Heating-systems," *Energy Convers. Manag.*, vol. 36, no. 5, pp. 315–323, 1995.
- [25] A. Sharma, V. V. Tyagi, C. R. Chen, and D. Buddhi, "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 13, pp. 318–345, 2009.
- [26] H. Benli and A. Durmuş, "Performance analysis of a latent heat storage system with phase change material for new designed solar collectors in greenhouse heating," *Sol. Energy*, vol. 83, no. 12, pp. 2109–2119, 2009.
- [27] A. Hasan, "Phase change material energy storage system employing palmitic acid," *Sol. Energy*, vol. 52, no. 2, pp. 143–154, 1994.
- [28] A. Sari and K. Kaygusuz, "Thermal energy storage system using stearic acid as a phase change material," *Sol. Energy*, vol. 71, no. 6, pp. 365–376, 2001.
- [29] A. Sari and K. Kaygusuz, "Thermal performance of palmitic acid as a phase change energy storage material," *Energy Convers. Manag.*, vol. 43, no. 6, pp. 863–876, 2002.
- [30] A. Sari and K. Kaygusuz, "Thermal performance of myristic acid as a phase change material for energy storage application," *Renew. Energy*, vol. 24, no. 2, pp. 303–317, 2001.
- [31] M. Kenisarin and K. Mahkamov, "Solar energy storage using phase change materials," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 11, no. 9, pp. 1913–1965, 2007.
- [32] L. F. Cabeza *et al.*, "Unconventional experimental technologies available for phase change materials (PCM) characterization. Part 1. Thermophysical properties," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 43, pp. 1399–1414, 2015.
- [33] L. F. Cabeza, G. Svensson, S. Hiebler, and H. Mehling, "Thermal performance of sodium acetate trihydrate thickened with different materials as phase change energy storage material," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 23, no. 13, pp. 1697–1704, 2003.
- [34] M. F. Demirbas, "Thermal Energy Storage and Phase Change Materials: An Overview," *Energy Sources, Part B Econ. Planning, Policy*, vol. 1, no. 1, pp. 85–95, 2006.
- [35] V. Shanmugam and E. Natarajan, "Experimental study of regenerative desiccant integrated solar dryer with and without reflective mirror," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 27,

- no. 8–9, pp. 1543–1551, 2007.
- [36] N. L. Panwar, S. C. Kaushik, and S. Kothari, “Role of renewable energy sources in environmental protection: A review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 3, pp. 1513–1524, 2011.
- [37] M. Wentzel and A. Pouris, “The development impact of solar cookers: A review of solar cooking impact research in South Africa,” *Energy Policy*, vol. 35, no. 3, pp. 1909–1919, 2007.
- [38] E. Biermann, M. Grupp, and R. Palmer, “Solar cooker acceptance in South Africa: Results of a comparative field-test,” *Sol. Energy*, vol. 66, no. 6, pp. 401–407, 1999.
- [39] a. Fudholi, K. Sopian, M. H. Ruslan, M. a. Alghoul, and M. Y. Sulaiman, “Review of solar dryers for agricultural and marine products,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, pp. 1–30, 2010.
- [40] C. A. Bayona, “Modelamiento matemático de un secador solar de plantas aromáticas Camilo Andrés Bayona Roa,” Universidad Nacional de Colombia, 2011.
- [41] B. F. Parker, M. R. Lindley, D. G. Colliver, and W. E. Murphy, “Thermal performance of three solar air heaters,” *Sol. Energy*, vol. 51, no. 6, pp. 467–479, 1993.
- [42] L. Fauroux and J. Mariano, ““ Diseño y Análisis de Colectores Solares Planos ,”” *Dep. Ing. e Investig. Tecnológicas, Inst. Medio Ambient. Univ. Nac. La Matanza*, vol. 1, no. 1, 2012.
- [43] A. Sharma, C. R. Chen, and N. Vu Lan, “Solar-energy drying systems: A review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 13, pp. 1185–1210, 2009.
- [44] P. García, S. Rincón, and S. Cuervo, “Implementación del secador solar de túnel tipo Hohenheim en productos agrícolas: Revisión de literatura,” *Rev. puentes*, vol. 10, pp. 7–19, 2016.
- [45] R. Hodali and J. Bougard, “Integration of a desiccant unit in crops solar drying installation: Optimization by numerical simulation,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 42, no. 13, pp. 1543–1558, 2001.
- [46] B. K. Bala and M. R. A. Mondol, “Experimental Investigation on Solar Drying of Fish Using Solar Tunnel Dryer,” *Dry. Technol.*, vol. 19, no. 2, pp. 427–436, 2001.
- [47] G. Mastekbayeva, M. Leon, and S. Kumar, “Performance evaluation of a solar tunnel dryer for chilli drying,” *Asean Semin. Work. Sol. Dry. Technol.*, no. June, pp. 3–5, 1998.
- [48] B. K. Bala, M. A. Morshed, and M. F. Rahman, “Solar drying of mushroom using

- solar tunnel dryer,” *Int. Sol. food Process. Conf.*, pp. 1–11, 2009.
- [49] J. E. Berinyuy, J. K. Tangka, and G. M. Weka Fotso, “Enhancing natural convection solar drying of high moisture vegetables with heat storage,” *Agric. Eng. Int. CIGR J.*, vol. 14, no. 1, pp. 141–148, 2012.
- [50] M. Escobar-ochoa, S. Cuervo-andrade, and S. Rincon-prat, “Methodology for the design of a thermal energy storage module for a solar tunnel dryer using phase change materials ( PCM ),” *Rev. UIS Ing.*, vol. 17, no. 1, pp. 9–20, 2018.
- [51] M. Bareiss and H. Beer, “An analytical solution of the heat transfer process during melting of an unfixed solid phase change material inside a horizontal tube,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 27, no. 5, pp. 739–746, 1984.
- [52] A. Prasad and S. Sengupta, “Nusselt number and melt time correlations for melting inside a horizontal cylinder subjected to an isothermal wall temperature condition,” *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 110, no. 4, pp. 340–345, 1988.
- [53] A. Prasad and S. Sengupta, “Numerical Investigation of Melting Inside a Horizontal Cylinder Including the Effects of Natural Convection,” *J. heat Transf. ASME*, vol. 109/803, no. August 1987, pp. 1985–1988, 1987.
- [54] N. Ukrainczyk, S. Kurajica, and J. Šipušić, “Thermophysical Comparison of Five Commercial Paraffin Waxes as Latent Heat Storage Materials,” *Chem. Biochem. Eng. Q.*, vol. 24, no. 2, pp. 129–137, 2010.
- [55] A. Sari and A. Karaipekli, “Thermal conductivity and latent heat thermal energy storage characteristics of paraffin/expanded graphite composite as phase change material,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 27, no. 8–9, pp. 1271–1277, 2007.
- [56] X. Py, R. Olives, and S. Mauran, “Paraffin/porous-graphite-matrix composite as a high and constant power thermal storage material,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 44, no. 14, pp. 2727–2737, 2001.
- [57] S. Himran, R. Taraka, and A. Duma, “An Analysis on Thermal Energy Storage in Paraffin-Wax Using Tube Array on a Shell and Tube Heat Exchanger,” *Int. J. Mech. Aerospace, Ind. Mechatron. Manuf. Eng.*, vol. 9, no. 10, pp. 1781–1788, 2015.
- [58] M. Asharful and A. K. Mozumder, “Forced Convection Heat Transfer Performance of an,” *J. Mech. Eng.*, vol. ME 40, no. 1, pp. 54–62, 2009.
- [59] Y. Hamada, W. Ohtsu, and J. Fukai, “Thermal response in thermal energy storage material around heat transfer tubes: Effect of additives on heat transfer rates,” *Sol. Energy*, vol. 75, no. 4, pp. 317–328, 2003.
- [60] Y. Çengel, *Heat and mass transfer: A practical approach*, 3rd ed. Boston: Boston:

McGraw-Hill, cop., 2007.

- [61] A. Žukauskas and R. Ulinskas, "Efficiency Parameters for Heat Transfer in Tube Banks," *Heat Transf. Eng.*, vol. 6, no. 1, pp. 19–25, 1985.
- [62] Y. A. Cengel, *Transferencia de Calor*. 2004.
- [63] G. VDI, *VDI Heat Atlas*, Second. Berlin: Springer, 2010.
- [64] K. Thulukkanam, *Heat exchanger design handbook*, Second. Boca Raton, Florida: Taylor & Francis Group, LLC, 2013.