

Desarrollo y validación experimental de un modelo fenomenológico de la transferencia de calor en intercambiadores con materiales de cambio de fase. Caso de estudio la estearina de palma hidrogenada

Ing. Nicolas Cabrera Ruiz

Trabajo de Investigación para Optar al Título de Magíster en Ingeniería Química

Director

Dr. Sc. Viatcheslav Kafarov

Codirector

M.Sc. Víctor Alexis Lizcano González

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Fisicoquímicas

Escuela de Ingeniería Química

Maestría en Ingeniería Química

Bucaramanga

2024

Dedicatoria

El presente trabajo investigativo lo dedico principalmente a Dios, por ser el inspirador y darme fuerza para continuar en este proceso de obtener uno de los anhelos más deseados.

A mis padres, por su amor, trabajo y sacrificio en todos estos años, gracias a ustedes he logrado llegar hasta aquí y convertirme en lo que soy.

A todas las personas que me han apoyado y han hecho que el trabajo se realice con éxito en especial a aquellos que me abrieron las puertas y compartieron sus conocimientos.

Agradecimientos

Agradezco a Dios, por guiarme a lo largo de mi existencia, ser el apoyo y fortaleza en aquellos momentos de dificultad y de debilidad.

Al profesor Viatcheslav Kafarov, Víctor Alexis Lizcano, Andrés León y demás integrantes del Centro de Investigación para el Desarrollo Sostenible en Industria y Energía (CIDES) quienes guiaron la realización de este trabajo, sus consejos y dirección.

Al CIDES, a la escuela de ingeniería química, a la Universidad Industrial de Santander y a Northumbria University del Reino Unido por apoyarme académica y financieramente. en el proyecto “Enabling Harvesting of Solar Energy for Remote Applications in the Andes Region” (LA-SOLAR ENHANCE- ICA\R1\191201)

A MinCiencias por su apoyo en el proyecto titulado “Desarrollo de una herramienta metodológica computacional y tecnologías de energías renovables para la transición energética en zonas de alta montaña en condiciones de post- pandemia”, CD 82605 CT ICETEX 2022-0644.

A mis padres Adriana y Diomedes y hermanos Jency y Felipe, por ser los principales promotores de mis sueños, por confiar y creer en mis expectativas, por los consejos, valores y principios que me han inculcado.

A Jefferson que me brindo una guía en momentos cruciales y a Alejandra por estar apoyándome continuamente durante mis estudios.

Tabla de contenido

Introducción	12
1. Marco teórico	16
1.1. Almacenamiento de calor	16
1.1.1. Almacenamiento por calor sensible	16
1.1.2. Almacenamiento por calor latente	17
1.2. Materiales de cambio de fase (PCM)	17
1.2.1. Estearina de palma hidrogenada	18
1.3. Diseño del intercambiador de calor	19
1.4. Modelos fenomenológicos	20
1.4.1. Ecuaciones de conservación.....	20
1.4.2. Flujo de fluidos	23
1.4.2.1. Flujo laminar	23
1.4.2.2. Flujo turbulento.....	23
1.4.3. Material de cambio de fase (PCM)	24
1.4.3.1. Método de las entalpías.....	25
1.4.3.2. Método de la capacidad calorífica aparente	25
1.4.4. Aproximación de Boussinesq.....	26
1.4.5. Fenómenos adicionales	26
1.4.5.1. Convección natural	26
1.5. Métodos numéricos	28
1.5.1. Método de los elementos finitos (FEM).....	29
1.6. Números adimensionales	30
2. Estado del arte.....	32
2.1. Modelos fenomenológicos	32
2.2. Análisis adimensional	33
3. Hipótesis	36
4. Objetivos	37
5. Metodología	38
5.1. Estructura y definición de parámetros del modelo fenomenológico.....	38
5.1.1. Sistema físico: Equipo a escala laboratorio	38
5.1.2. Estructura del modelo fenomenológico de la transferencia de calor en intercambiadores con materiales de cambio de fase	40

5.1.2.1. Agua como fluido que transporta el calor	40
5.1.2.3. Carcasa y tubería.....	41
5.1.2.4. Material de cambio de fase – Estearina de palma hidrogenada	41
5.1.3. Definición de las propiedades fisicoquímica de la estearina de palma hidrogenada	41
5.1.4. Condiciones iniciales y de frontera.....	42
5.2. Método numérico para la solución numérica y validación experimental.....	43
5.2.1. Método numérico para la solución numérica	43
5.2.2. Validación experimental del modelo fenomenológico	44
5.2.2.1. Montaje experimental	44
5.2.2.2. Comparación datos numéricos y experimentales.....	45
5.3. Proceso de fusión de la estearina de palma hidrogenada.....	46
5.3.1. Efecto del serpentín rectangular sobre la influencia de la convección natural	46
5.4. Correlación matemática entre la cantidad de fracción líquida y los números adimensionales	47
5.4.1. Diseño de experimentos en el equipo a escala laboratorio.....	47
5.4.2. Números adimensionales	50
5.4.3. Regresión multivariable	51
5.5. Elaboración de recomendaciones para el mejoramiento del equipo a escala planta.	52
6. Resultados y análisis de resultados	52
6.1. Estructura y definición de los parámetros del modelo fenomenológico.	52
6.1.1. Estructura del modelo fenomenológico	52
6.1.1.1. Agua – fluido que transporta el calor.....	52
6.1.1.2. Capa de aire, carcasa y tubería.....	53
6.1.1.3. Material de cambio de fase – Estearina de palma hidrogenada	53
6.1.2. Definición de las propiedades fisicoquímica de la estearina de palma hidrogenada	56
6.2. Solución numérica y validación experimental	57
6.2.1. Prueba de malla independiente	57
6.2.2. Tiempos computacionales.....	59
6.2.3. Validación experimental	59
6.3. Proceso de fusión de la estearina de palma hidrogenada	62
6.3.1. Variación de la temperatura respecto al tiempo	62
6.3.2. Perfiles de variación de la cantidad de fracción líquida dentro del PCM	65
6.3.3. Corrientes de flujo de la fase líquida del PCM	68
6.3.4. Energía almacenada de la estearina de palma hidrogenada	70
6.3.5. Efecto del serpentín rectangular sobre la influencia de la convección natural	71
6.4. Correlación matemática	75

6.4.1. Efecto de la variación del número de Stefan (<i>Ste</i>)	75
6.4.2. Efecto de la variación del número de Reynolds (<i>Re</i>).....	76
6.4.3. Efecto de la variación del número de Rayleigh (<i>Ra</i>)	77
6.4.4. Efecto de la variación de la relación de difusividades térmicas (material de tubería)	78
6.4.5. Condiciones óptimas del equipo a escala laboratorio	79
6.4.6.Regresión multivariable	79
6.5.Elaboración de recomendaciones para mejorar la transferencia de calor en el equipo a escala planta.	82
6.5.1. Recomendaciones según la correlación matemática	82
6.5.2. Recomendaciones según la abertura del flujo de entrada y salida de flujo.....	84
6.5.3. Recomendaciones según la distancia entre la sección de tubería horizontal inferior y la superficie inferior de la carcasa del intercambiador	85
7. Conclusiones	88
8. Recomendaciones para futuras investigaciones	90
Producción intelectual.....	91
Referencias bibliográficas.....	93
Apéndices.....	105

Lista de tablas

Tabla 1. Metodo de un factor a la vez.....	48
Tabla 2. Valores de los números adimensionales empleados	51
Tabla 3. Propiedades de la estearina de palma hidrogenada extraídas de Chinome A. y Sánchez M.....	56
Tabla 4. Propiedades de la estearina de palma hidrogenada obtenidas mediante técnicas de caracterización.	57
Tabla 5. Máximos errores cuadráticos medios encontrados con valores de la constante de Carman-Kozeny de 10^5 , $10^{5.5}$, 10^6 y 10^7	60
Tabla 6. Errores cuadráticos medios asociados a los sensores de temperatura.....	61
Tabla 7. Máximos valores del número de Nu de la etapa 2 en los distintos sensores.....	74
Tabla 8. Factor de Inflación de Varianza	80

Lista de figuras

Figura 1. Tipos de calor almacenados en un material de cambio de fase.	17
Figura 2. Intercambiador de calor rectangular de tipo carcasa serpentín.	20
Figura 3. Volumen de control (VC).	21
Figura 4. Principio de Arquímedes en términos de la presión.	27
Figura 5. Discretización de un sistema continuo.	29
Figura 6. Equipo a escala laboratorio con serpentín rectangular.	39
Figura 7. Dimensiones y localizaciones de las distintas partes del equipo a escala laboratorio.	39
Figura 8. Montaje experimental. Componentes principales: (a) intercambiador de calor, (b) Baño termostático y (c) sistema de recolección de datos.	45
Figura 9. Posición de los sensores de temperaturas. (a) Intercambiador de calor con PCM y (b) posición de los 9 sensores dentro del montaje experimental.	45
Figura 10. Equipo a escala laboratorio con serpentín (a) en U y (b) rectangular.	50
Figura 11. Mallas implementadas de tamaño (a) normal, (b) fino y (c) muy fino.	58
Figura 12. Prueba de malla independiente.	59
Figura 13. Comparación entre perfiles de temperatura experimentales y numéricas entre los sensores S1, S5 y S9.	61
Figura 14. Variación de temperatura del PCM en los sensores a) S1, S2 y S3 b) S4, S5 y S6 y c) S7, S8 y S9.	63
Figura 15. Variación de temperatura en los sensores S1, S4 y S7.	65
Figura 16. Perfiles de la variación de la cantidad de fracción líquida del PCM a (a) 1 h, (b) 4 h, (c) 7 h, (d) 12 h, (e) 18 h y (f) 22 h.	66
Figura 17. Corrientes de flujo de la fase líquida del PCM a (a) 1 h, (b) 2 h, (c) 3 h y (d) 4 h.	69
Figura 18. Energía almacenada del PCM.	71
Figura 19. Variación del número de Nusselt en el proceso de fusión del PCM en los sensores a) S1, S2 y S3, b) S4, S5 y S6 y c) S7, S8 y S9.	72
Figura 20. Efecto de la variación del número de Stefan sobre el tiempo de fusión.	76
Figura 21. Efecto de la variación del número de Reynolds sobre el tiempo de fusión.	77
Figura 22. Efecto de la variación del número de Rayleigh sobre el tiempo de fusión.	78
Figura 23. Efecto de la variación del material de tubería sobre el tiempo de fusión.	79
Figura 24. Intercambiador de calor rectangular de tipo carcasa serpentín.	83
Figura 25. Efecto de la modificación del orificio del flujo de entrada del HTF.	85
Figura 26. Efecto de la distancia entre la sección inferior horizontal de la tubería y la superficie inferior de la carcasa sobre el proceso de fusión del PCM en un lapso de 21 h.	86
Figura 27. Mallado de un sistema.	107
Figura 28. Influencia de la constante de Carman-Kozeny en el modelo fenomenológico. Constantes con valores de (a) 10^5 , (b) $10^{5.5}$, (c) 10^6 y (d) 10^7 . Tiempo de referencia es de 21 h.	108

Lista de apéndices

Apéndice A. Modelo turbulencia k-w	105
Apéndice B. Influencia de la constante de carman-kozeny en las simulaciones numéricas	108
Apéndice C. Lista de nomenclatura y abreviaciones	110

Resumen

Título: Desarrollo y validación experimental de un modelo fenomenológico de la transferencia de calor en intercambiadores con materiales de cambio de fase. Caso de estudio la estearina de palma hidrogenada*

Autor: Nicolas Cabrera Ruiz**

Palabras clave: Almacenamiento de energía solar, Análisis adimensional, Calor latente, Estearina de palma hidrogenada, Modelo fenomenológico.

Descripción:

Este trabajo de investigación presenta el desarrollo y validación experimental de un modelo fenomenológico de la transferencia de calor en intercambiadores de calor con estearina de palma hidrogenada como un nuevo material de cambio de fase (PCM). Este modelo fenomenológico permite estudiar el proceso de fusión de la estearina de palma hidrogenada. Adicionalmente, mediante un análisis adimensional, es posible estudiar el efecto de variables operacionales y parámetros de diseño, y consecuentemente, extrapolarlos en sistemas con dimensiones y volúmenes diferentes. El modelo fenomenológico planteado está basado en el método matemático de las capacidades caloríficas aparentes y presenta errores máximos de alrededor de 8%. El proceso de fusión de la estearina de palma hidrogenada está altamente influenciado por la convección natural mostrando una interfase sólido/líquido ovalada. La energía máxima almacenada al finalizar el proceso de fusión de la estearina de palma hidrogenada es de 303.51 kJ/kg. Además, emplear una configuración de serpentín rectangular causará una alta tasa de fusión en las zonas inferiores del sistema.

El análisis adimensional es realizado mediante la variación de los números de Stefan, Reynolds, Rayleigh y Relación de difusividades térmicas. Esto demostró que el número de Reynolds y la Relación de difusividades térmicas no tienen una influencia significativa sobre el tiempo del proceso de fusión del PCM. Sin embargo, el número de Stefan y de Rayleigh causan la mayor influencia sobre el tiempo de fusión del PCM. Adicionalmente, el análisis adimensional permitió desarrollar y expresar una correlación matemática como, $\gamma = 10^{-7.54893} * Ste^{-0.99876} * Re^{-0.00098} * Ra^{0.77970} * \varphi^{0.00325} * Fo^{0.53233}$. Además, esta variación adimensional permite recomendar unas mejoras para la transferencia de calor en un equipo a escala planta. Estas recomendaciones consisten en una temperatura de entrada de 95 °C, una velocidad de entrada de 1 l/min y un material de tubería de acero inoxidable con un paso de vuelta corto.

* Tesis de Investigación

* Facultad Fisicoquímicas, Escuela de Ingeniería Química, Director: Dr. Sc. Viatcheslav Kafarov, Codirector: M.Sc. Víctor Alexis Lizcano González

Abstract

Title: Development and experimental validation of a phenomenological model of heat transfer in heat exchangers with phase change materials. Case study of hydrogenated palm stearin *

Author: Nicolas Cabrera Ruiz**

Key Words: Solar energy storage, Latent heat, Hydrogenated palm stearin, Phenomenological model, Dimensionless analysis.

Description:

This research work presents the development and experimental validation of a phenomenological model of heat transfer in heat exchangers with hydrogenated palm stearin as a new phase change material. This phenomenological model allows to study the melting process of hydrogenated palm stearin. Additionally, using a dimensionless analysis, it is possible to study the effect of operational variables and design parameters, and consequently extrapolate them to systems with different dimensions and volumes. The phenomenological model proposed is based on the mathematical method of apparent heat capacities and shows maximum errors of about 8%. The melting process of hydrogenated palm stearin is highly influenced by natural convection showing an oval solid/liquid interface. The maximum stored energy at the end of the hydrogenated palm stearin melting process is 303.51 kJ/kg. Employing a rectangular pipe configuration will cause a high melting rate in the lower zones of the system.

The dimensionless analysis is performed by varying the Stefan, Reynolds, Rayleigh and thermal Diffusivities Ratio numbers. This showed that Reynolds number and Thermal Diffusivities Ratio have no significant influence on the melting process time of PCM. However, the Stefan number and Rayleigh number cause the greatest influence on the PCM melting time. Additionally, the dimensionless analysis allowed to develop and express a mathematical correlation as, $\gamma = 10^{-7.54893} * Ste^{-0.99876} * Re^{-0.00098} * Ra^{0.77970} * \varphi^{0.00325} * Fo^{0.53233}$. This mathematical correlation makes it possible to recommend improvements for heat transfer in a plant scale unit. These recommendations consist of an inlet temperature of 95 °C, an inlet velocity of 1 l/min, a stainless-steel pipe material with a short pitch between turns.

* Research Thesis

* Facultad Fisicoquímicas, Escuela de Ingeniería Química, Director: Dr. Sc. Viatcheslav Kafarov, Codirector: M.Sc. Víctor Alexis Lizcano González

Introducción

Debido a un crecimiento constante de la población mundial (World Bank, 2022), la demanda energética necesaria para satisfacer las necesidades energéticas domésticas e industriales, han aumentado. Estas demandas energéticas son, en su mayoría, abastecidas por fuentes de combustibles fósiles como el gas natural, petróleo y carbón que tienen una disponibilidad energética de 215 TW/año, 240 TW/año y 900 TW/año, respectivamente (International Energy Agency, 2022). Actualmente, estos combustibles fósiles han podido satisfacer la demanda energética, pero se estima que, en un futuro cercano, esta matriz energética basada en combustibles fósiles no logre satisfacer las demandas energéticas, previendo una eventual crisis energética (Nagamani G. et al., 2024). Por lo tanto, ha sido necesario diversificar la matriz energética a partir de fuentes renovables. Como el 50% de la demanda energética está destinada a la generación de calor, la fuente renovable más atractiva es la energía solar porque tiene la mayor reserva energética entre las distintas fuentes renovables, con una disponibilidad energética de 23.000 TW/año y puede ser empleada para el suministro de calor (International Energy Agency, 2022). La energía solar, además, de ser una energía renovable, contribuye a la reducción de gases de efecto invernadero. La principal desventaja de esta fuente de energía es la intermitencia de irradiación solar durante el día. Para solventar este inconveniente, se han implementado métodos de almacenamiento de energía solar térmica (Mahkamov et al., 2018).

Los métodos de almacenamiento de energía solar térmica se pueden clasificar en almacenamiento por calor sensible, almacenamiento por calor latente y almacenamiento termoquímico. Aunque los almacenamientos termoquímicos tienen la mayor capacidad de densidad energética y no tienen pérdidas de energía térmica, esta tecnología tiene altos costos y cuidados referentes a las reacciones químicas, como son los recipientes especializados para

almacenar los reactivos y productos corrosivos y altos cambios volumétricos, entre otros (Pardo P. et al, 2014). Por lo tanto, los métodos para almacenar energía solar más viables por sus bajos costos, fácil manipulación y construcción, son los almacenamientos por calor sensible y calor latente, siendo este último de mayor preferencia por tener una mayor densidad energética (Selvnes H. et al., 2021). Los almacenamientos por calor latente emplean comúnmente materiales de cambio de fase o PCM, por sus siglas en inglés (*phase change material*) (Agyenim et al., 2010).

Los criterios más importantes para el diseño de los almacenamientos por calor latente son la selección adecuada del PCM, basados en su aplicación y propiedades termo-físicas, y el diseño del intercambiador de calor (Ali H. et al., 2024). Aunque existe una amplia variedad de PCM clasificados en orgánicos e inorgánicos, los materiales orgánicos son de preferencia por su naturaleza no corrosiva, fusión uniforme y puntos de fusión bajos que permiten emplearlos en aplicaciones domésticas (Rostami S. et al., 2020). Los materiales orgánicos más empleados son las parafinas, pero debido a su naturaleza no renovable por ser un subproducto del petróleo (Zhang T., et al., 2024), se han investigado nuevos PCM orgánicos que sean de naturaleza renovable, económicos, no corrosivos y estables químicamente (Okogeri O. et al., 2021).

Para satisfacer el criterio de diseño del intercambiador de calor, es necesario que este almacenamiento sea eficiente en la transferencia de calor entre el fluido que transporta el calor o HTF, por sus siglas en inglés (Heat Transfer Fluid), y el PCM, y favorezca la influencia de la transferencia de calor por convección natural con el fin de disminuir los tiempos de fusión (Ali H. et al., 2024). Entre los diseños de almacenamientos estudiados el intercambiador de carcasa y tubo ha demostrado ser de preferencia por su estructura simétrica, diseño simple y economía (Mao Q. et al., 2019). Aunque este diseño presenta una óptima transferencia de calor, la alta influencia de

la convección natural causa una baja tasa de fusión en las zonas inferiores debido a los altos radios de curvatura o poca área de transferencia de calor presente en estas zonas (Gao X. et al., 2017).

Adicionalmente, en el diseño de intercambiadores de calor que emplean PCM es necesario el estudio del efecto de diferentes variables operacionales y parámetros de diseño sobre el tiempo de fusión del PCM. Como los efectos de estos parámetros no pueden ser generalizados, surge la necesidad de realizar un análisis adimensional que permita realizar modificaciones o recomendaciones a otros sistemas (Kalapala L. y Devanuri J., 2019). Dado que este análisis adimensional requiere altos tiempos de estudio y dinero, la alternativa óptima es el análisis numérico.

Como en la región Andina de Colombia existen factores socioeconómicos que causan la generación de calor mediante combustibles fósiles, una alternativa económica son las tecnologías de almacenamiento de calor. Por lo tanto, el Centro de Investigación para el Desarrollo Sostenible en Industria y Energía (CIDES) de la UIS y la Northumbria University del Reino Unido, enmarcados en el proyecto de investigación de *“Enabling Harvesting of Solar Energy for Remote Applications in the Andes Region (LA-SOLAR ENHANCE)”* financiado por la Royal Society, están desarrollando unos intercambiadores de calor rectangulares de tipo carcasa serpentín rectangular y que emplea la estearina de palma hidrogenada como un nuevo material de cambio de fase. Estos intercambiadores serán acoplados a un sistema de captura de energía solar térmica y suministran agua caliente y calefacción a viviendas de zonas de alta montaña colombiana.

Este diseño del almacenamiento de energía solar térmica por calor latente pretende demostrar las ventajas de emplear la estearina de palma hidrogenada como un nuevo PCM, por ser un material orgánico renovable con propiedades fisicoquímicas apropiadas, económico, local, biodegradable y químicamente neutro. Adicionalmente, también buscan estudiar los efectos de las

variables operacionales, parámetros de diseño y de emplear un serpentín rectangular para disminuir las bajas tasas de fusión en las zonas bajas del sistema, a causa del aumento de área de transferencia de calor y la baja curvatura de la tubería.

Una alternativa económica para estos estudios es emplear el análisis numérico en un intercambiador de calor con serpentín rectangular y que usa la estearina de palma hidrogenada como PCM a una escala laboratorio, con el objetivo de realizar un análisis adimensional que permita estudiar los distintos temas de interés y puedan ser extrapolados al equipo a escala planta. Es importante destacar que, en la literatura, el uso de la estearina de palma hidrogenada como PCM no ha sido reportado, a excepción de los reportes experimentales realizados en el grupo de investigación CIDES. Por lo tanto, es necesario establecer un modelo fenomenológico que modele satisfactoriamente el comportamiento del PCM durante su proceso de fusión.

Por lo tanto, se propondrá un modelo fenomenológico para el flujo de fluido y transferencia de calor del intercambiador de calor con serpentín rectangular y que emplea la estearina de palma hidrogenada como PCM. Este modelo será resuelto mediante el software COMSOL Multiphysics[®] que emplea una discretización con el método de los elementos finitos. Este modelo será validado y ajustado con datos experimentales extraídos del equipo a escala laboratorio. Estos resultados numéricos permitirán estudiar el proceso de fusión del PCM, el efecto de emplear un serpentín rectangular y estudiar los efectos de variables operacionales y parámetros de diseño mediante un análisis adimensional. Adicionalmente, estos resultados posibilitarían elaborar recomendaciones de mejora para la transferencia de calor en los intercambiadores de calor para condiciones de alta montaña.

1. Marco teórico

1.1. Almacenamiento de calor

La energía solar empleada para el suministro de calor en aplicaciones domésticas consiste en emplear un colector solar que calentará un fluido, generalmente agua, el cual se envía a la residencia para su aprovechamiento (Hossain F. et al., 2022). Como no es posible aprovechar la irradiación solar las 24 horas del día, en las horas nocturnas se dependería de otros combustibles (Mahkamov et al., 2018).

Por lo tanto, se han implementado métodos de almacenamientos de calor que consisten en que el calor absorbido por el fluido en el colector solar durante el día es transferido a un material que almacena esta energía (ciclo de carga) y durante la noche este material libera la energía (ciclo de descarga) transfiriéndola al fluido, logrando calentarlo y utilizarlo en duchas calientes, calefacción, en limpieza o para cocinar (Saima O. et al, 2023). Dependiendo de los tipos de calor almacenados, el método de almacenamiento puede ser clasificado en calor sensible y calor latente (Gil A. et al., 2010).

1.1.1. Almacenamiento por calor sensible

Son almacenamientos que emplean materiales que no cambian de fase, por lo que la absorción de energía es únicamente por cambios de temperatura (calor sensible). Estos materiales pueden ser sólidos o líquidos. La energía almacenada (E_{st}) por calor sensible puede ser expresada como:

$$E_{st} = m * c_p * \Delta T \quad (1)$$

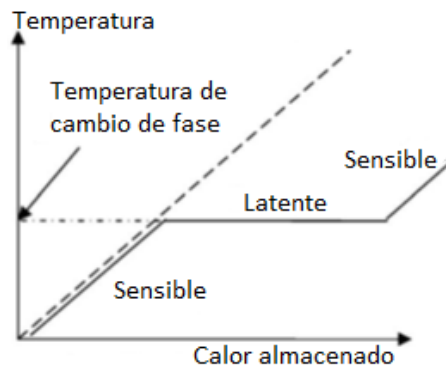
Donde m es la masa del material, c_p es la capacidad calorífica y ΔT es rango de temperaturas de operación (Gil A. et al., 2010).

1.1.2. Almacenamiento por calor latente

Son almacenamientos que implican que un material cambie de fase. Estos cambios de fase pueden ser sólido-líquido, líquido-gas y sólido-gas, siendo el de mayor interés el cambio de fase sólido-líquido por su mayor densidad térmica, amplios intervalos de temperatura de operación y menor variación volumétrica. Generalmente, estos almacenamientos emplean materiales de cambio de fase (PCM). Durante el ciclo de carga y descarga, la energía almacenada en el PCM será causada por la variación de temperatura (calor sensible) y el cambio de fase (calor latente) (Figura 1).

Figura 1.

Tipos de calor almacenados en un material de cambio de fase.



La energía almacenada por calor latente en los PCM puede ser expresada como:

$$E_{st} = m * (C_{p,s} * (T_m - T_{in}) + L_h + C_{p,l} * (T_f - T_m)) \quad (2)$$

Donde los subíndices l y s son la fase líquida y sólida, respectivamente, T_m es la temperatura promedio de fusión del PCM, L_h es el calor latente de fusión, T_{in} es la temperatura inicial del PCM y T_f es la temperatura final del mismo (Pielichowska et al., 2014).

1.2. Materiales de cambio de fase (PCM)

Son materiales que absorben una gran cantidad de energía térmica durante su cambio de fase, que le permitirá mantener su temperatura casi constante durante un largo período de tiempo. Estos cambios de fase pueden ser sólido-líquido, líquido-gas y sólido-gas, siendo el de mayor interés el cambio de fase sólido-líquido por su mayor densidad térmica, amplios intervalos de temperatura de operación y menor variación volumétrica. Otra forma de clasificar los PCM, son por su naturaleza orgánica e inorgánica, donde los materiales orgánicos son de preferencia por su naturaleza no corrosiva, fusión uniforme y puntos bajos de fusión (Rostami S. et al., 2020).

Entre los materiales orgánicos se destacan las parafinas, pero como es un subproducto del petróleo (Zhang T., et al., 2024), se han investigado nuevos PCM orgánicos que sean de naturaleza renovable, económicos, no corrosivos y estables químicamente (Okogeri O. et al., 2021). Otra característica de los PCM orgánicos es que presentan un amplio rango de temperatura de fusión, generalmente de alrededor de 10 °C y no un valor único como en el caso de los PCM inorgánicos (Rostami S. et al., 2020).

Las recientes investigaciones se han enfocado en estudiar los ácidos grasos (Li Y. et al., 2019), ésteres (Aydin A., 2013), alcoholes (Gunasekara S. et al., 2016) y glicoles (Nguyen T. et al., 2023), como PCM orgánicos y de naturaleza renovable. Entre estos materiales, los ácidos grasos destacan por tener altos valores de calor latente de fusión, bajo subenfriamiento, buena estabilidad térmica y química, interfase estable entre fases y bajo precio (Tomassetti S. et al., 2022). Los ácidos grasos más destacables son la cera de abejas (Putra N. et al., 2019), el aceite de coco (Eller C. et al., 2021), el aceite de palma (Trisnadewi T. et al., 2021) y el ácido láurico (Shokouhmand H. y Kamkari B., 2013), por sus altos valores de calor latente de fusión y adecuadas temperaturas de fusión.

1.2.1. Estearina de palma hidrogenada

La estearina de palma hidrogenada surge como un nuevo PCM orgánico de naturaleza renovable, económico y producido nacionalmente. La fabricación de este material se inicia con la refinación del aceite de palma, a partir de la pulpa de la fruta de palma, y separado en dos fases mediante el método de fraccionamiento, obteniendo una fase rica en grasas saturadas (estearina) y una fase rica en grasas insaturadas (oleína). Posteriormente, el proceso de hidrogenación es implementado para mejorar sus propiedades fisicoquímicas como el calor latente de fusión, temperatura de fusión, densidad, entre otros (Lizcano-González V. et al., 2022).

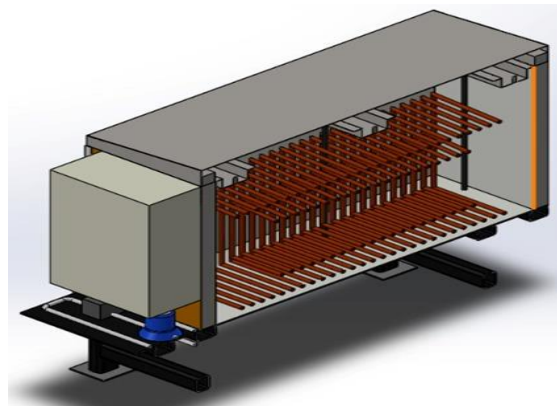
1.3. Diseño del intercambiador de calor

Otro criterio importante en los almacenamientos de calor es el diseño del intercambiador de calor. Distintas configuraciones han sido estudiadas como carcasa y tubo (Waqas A. et al., 2013), de placas (Prieto M. et al., 2016), contraflujo (Bianco N. et al., 2023), entre otros. Entre estos se ha destacado el diseño de carcasa y tubo por su estructura simétrica, diseño simple y economía (Mao Q. et al., 2019). Aunque este diseño presenta una óptima transferencia de calor, se han investigado adiciones o modificaciones para mejorar su eficiencia térmica. Estas mejoras han consistido en usar una carcasa rotatoria (Kurnia J. y Sasmito A., 2018), una carcasa en forma de cono truncado (Mao Q. et al., 2019), emplear serpentines (Cavargna A. et al., 2023), tuberías en forma de U (Elarem R. et al., 2017), adicionar aletas (Mat S. et al., 2013), entre otros. En general, las modificaciones mostraron un incremento satisfactorio de la eficiencia térmica debido a que la transferencia de calor por convección natural aumentaba. Esta mayor influencia en la convección natural causaba un incremento en la tasa de fusión en las zonas superiores del almacenamiento, pero disminuía la tasa de fusión en las zonas inferiores debido a los altos radios de curvatura de tubería o poca área de transferencia de calor presente en estas zonas (Gao X. et al., 2017).

Una alternativa innovadora para superar esta desventaja es emplear un intercambiador de carcasa y tubo con serpentín rectangular, que permitirá tener una mayor área de transferencia de calor entre el HTF y el PCM en las zonas inferiores. Adicionalmente, una carcasa con geometría rectangular proporciona un mayor volumen de PCM que otras geometrías (Figura 2) (Hu et al., 2015).

Figura 2.

Intercambiador de calor rectangular de tipo carcasa serpentín.



Nota. Tomado del Grupo de investigación CIDES.

1.4. Modelos fenomenológicos

En el modelamiento fenomenológico del intercambiador de calor con materiales de cambio de fase será necesario plantear ecuaciones y condiciones de frontera que describan los fenómenos de transferencia de masa, de movimiento y de energía. Este modelo deberá integrar los fenómenos presentes en el almacenamiento estudiado, que consta de un fluido que transporta el calor, el PCM, la capa de aire al interior del tanque de almacenamiento, la tubería y la carcasa.

1.4.1. Ecuaciones de conservación

El modelamiento fenomenológico de un sistema de estudio inicia planteando las ecuaciones de conservación, las cuales serán ajustadas matemáticamente para lograr una

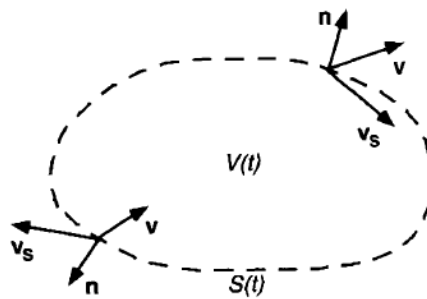
convergencia con los resultados experimentales. Para definir las ecuaciones de conservación se realiza un balance macroscópico de concentración de cantidad de interés (b).

$$\begin{aligned} & \left(\begin{array}{c} \text{Velocidad de acumulación} \\ \text{de la cantidad } b \end{array} \right) \\ & = \left(\begin{array}{c} \text{Flujo entrada} \\ \text{de cantidad } b \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Flujo salida} \\ \text{de cantidad } b \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{Velocidad de generación} \\ \text{de cantidad } b \end{array} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

Aplicando este balance a un volumen de control (Figura 3.) y expresando en términos vectoriales, se obtiene:

Figura 3.

Volumen de control (VC).



Nota. Tomado de Deen W. (1998)

$$\frac{d}{dt} \int b \, dV = - \int n \cdot F \, dS + \int B \, dV \quad (4)$$

Donde V es el volumen de control, n es un vector normal a la superficie del volumen de control, F es el flux total de cantidad, S es la superficie, v es la velocidad, v_s es la velocidad de superficie y B es la generación volumétrica. Empleando la regla de Leibnitz y el teorema de la función promedio, se resuelve la ecuación para un balance microscópico, obteniendo

$$\frac{\partial b}{\partial t} = -\nabla \cdot F + B \quad (5)$$

El flux total (F) se puede expresar en términos del flux molecular (f) y el transporte convectivo (bv),

$$F = f + bv \quad (6)$$

Sustituyendo en la Ecuación (5),

$$\frac{\partial b}{\partial t} + \nabla \cdot (bv) = -\nabla \cdot f + B \quad (7)$$

La cantidad b será expresada dependiendo del fenómeno de transporte. Para la transferencia de masa $b = \rho$, para la cantidad de movimiento $b = \rho v$ y para la transferencia de energía $b = \rho c_p T$. Donde ρ es la densidad, c_p es la capacidad calorífica y T es la temperatura.

Los flux moleculares serán las ecuaciones constitutivas o empíricas como son las ecuaciones de flujo de calor (q) y de flux combinado de cantidad de movimiento (ϕ) (Deen W., 1998), que son definidas como:

$$q = -k * \nabla T \quad (8)$$

$$\phi = -(\nabla P) + \nabla \cdot \tau = -(\nabla P) + (\mu(\nabla v + (\nabla v)^T)) \quad (9)$$

Donde k es la conductividad térmica, τ es la ley de Newton de viscosidad que establece que un fluido sin importar la presión aplicada, esté no cambia su viscosidad. P es la presión y μ es la viscosidad dinámica. A partir de estas expresiones se puede determinar las ecuaciones de conservación.

Ecuación de conservación de masa o de continuidad

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) = 0 \quad (10)$$

Ecuación de cantidad de movimiento

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v v) = -(\nabla P) + \nabla \cdot \tau + B \quad (11)$$

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v v) = -\nabla P + \nabla \cdot (\mu(\nabla v + (\nabla v)^T)) + B \quad (12)$$

Ecuación de transferencia de energía o calor

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + (v \cdot \nabla T) \right) = -\nabla \cdot q \quad (13)$$

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + (v \cdot \nabla T) \right) = k \nabla^2 T \quad (14)$$

1.4.2. Flujo de fluidos

Las ecuaciones planteadas para modelar el flujo de fluidos dependerán del régimen en el que se encuentra el flujo. Los flujos se clasifican en régimen laminar y turbulento y son caracterizados mediante el número de Reynolds

1.4.2.1. Flujo laminar

Flujo laminar en tuberías con flujos con un número de Reynolds menor a 2100. El comportamiento de este flujo es modelado satisfactoriamente con las ecuaciones de Navier-Stokes (Ecuación 10 y Ecuación 12) (Deen W., 1998).

1.4.2.2. Flujo turbulento

Flujo turbulento en tuberías con flujos con un número de Reynolds mayor a 2400. Para modelar el flujo turbulento no existe un modelo universal, por lo que la selección del modelo matemático dependerá del sistema de estudio. Los modelos matemáticos generalmente se basan en el método aplicado para la solución de la viscosidad turbulenta (μ^T) (Deen W., 1998). Los modelos matemáticos más comunes para modelar el flujo turbulento son las ecuaciones de Navier-

Stokes promediadas por Reynolds (RANS) y las ecuaciones de Large Eddy Simulations (LES). En general las ecuaciones de RANS son preferidas por requerir menor capacidad computacional que los otros tipos de modelos. El modelo de RANS consiste en descomponer la velocidad instantánea (v) en la velocidad promedio (\bar{v}). Los modelos más empleados por los bajos costos computacionales y buenos resultados numéricos, son los modelos de turbulencia k- ϵ y k-w, los cuales están basados en la energía cinética (k), la tasa de energía transferida por los remolinos (ϵ) y la tasa de disipación específica (w) con unidades de la inversa de la escala de tiempo (1/s) (Wilcox D., 2006).

Modelo de turbulencia k- ϵ : es recomendable para fluidos compresibles e incompresibles y flujos externos con geometría compleja. Sin embargo, en sistemas con cambios de presión muy grandes, curvaturas pronunciadas y flujos jet, este modelo no converge satisfactoriamente.

Modelo de turbulencia k-w: es recomendable para fluidos compresibles e incompresibles, flujos externos con geometría compleja, curvaturas pronunciadas y flujos jet. Sin embargo, este es un modelo difícil de converger y muy sensible a las condiciones iniciales, por lo que requiere un mayor cuidado (Solmaz S., 2024).

1.4.3. Material de cambio de fase (PCM)

La complejidad del análisis matemático de los materiales de cambio de fase está en modelar la interfase sólido/líquido, conocida como la zona blanda o zona mushy, que se mueve con el tiempo y en forma no lineal, involucrando los mecanismos de transferencia de calor por conducción y convección natural (Esapour M. et al., 2016). Los métodos matemáticos más importantes y usados son el método de la entalpía y el método de las capacidades caloríficas

aparentes, ya que estas eliminan la necesidad de fijar condiciones para la interfase (Cao Y. y Faghri A, 1990).

1.4.3.1. Método de las entalpías

Método matemático que incluye las transferencias de calor por conducción y convección natural. La ecuación de energía se expresa en término de la entalpía total (H)

$$\rho \left(\frac{\partial H}{\partial t} + v \cdot \nabla H \right) = \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (15)$$

Como ocurre un cambio de fase, la entalpía total es expresada en términos del calor sensible (h_s) y del calor latente (L_h) en función de la cantidad de fracción líquida (γ) (Ecuación 16). Esto asegura de que el calor latente es generado en la zona mushy y almacenada en la fase líquida.

$$H = h_s + L_h * \gamma \quad (16)$$

Donde el calor sensible es expresado como:

$$h_s = h_{ref} + \int_{T_{ref}}^T c_p dT \quad (17)$$

Donde h_{ref} es la entalpía de referencia y T_{ref} es la temperatura de referencia del sistema.

La cantidad de fracción líquida es expresada mediante:

$$\gamma = \begin{cases} 0 & T < T_s & \text{sólido} \\ (0 : 1) & T_s < T < T_l & \text{mushy} \\ 1 & T > T_l & \text{líquido} \end{cases} \quad (18)$$

Donde T_s y T_l son las temperaturas de solidificación y fusión, respectivamente.

1.4.3.2. Método de la capacidad calorífica aparente

Método matemático que permite modelar la transferencia de calor por conducción y convección natural. En comparación con el método de la entalpía, la solución de la ecuación de

energía esta únicamente en función de la temperatura (Khattari Y. et al, 2020). El término de calor latente es incluido en la ecuación de capacidad calorífica empleando la aproximación de Boussinesq, que es la diferencia entre dos estados de una sustancia (Arena S. et al., 2018).

$$\rho c_{p,PCM} \left(\frac{\partial T}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla T) \right) = \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (19)$$

$$c_{p,PCM} = (1 - \gamma) \cdot C_{p,s} + \gamma \cdot C_{p,l} + L_h \cdot \frac{\partial \gamma}{\partial T} \quad (20)$$

1.4.4. Aproximación de Boussinesq

Método matemático que asume que las variaciones entre los valores de las propiedades de las fases son despreciables, por lo que la diferencia entre el cambio de los valores de las propiedades en las fases, respecto a un valor de referencia es significativamente menor a 1

$\left(\frac{\Delta \rho}{\rho_0} \ll 1 \right)$. Esta suposición permite establecer dos definiciones:

- La densidad se considera constante en cualquier punto, excepto en el término de flotabilidad.
- Los valores de las propiedades entre fases pueden variar linealmente (Gray D. y Giorgini A., 1976).

1.4.5. Fenómenos adicionales

Como el PCM cambia de fase con el mecanismo de transferencia de calor por convección natural, será necesario plantear una expresión que modele este movimiento dentro del fluido.

1.4.5.1. Convección natural

El movimiento del fluido es generado por una diferencia de temperaturas dentro del fluido, que causa que el fluido más caliente tenga una menor densidad y ascienda desplazando el fluido

más frío hacia la parte inferior. Este principio es conocido como la fuerza de flotabilidad y puede ser expresada en términos de la presión relativa en distintos puntos:

$$p_{A,relativa} = \rho_o * g ; p_{B,relativa} = \rho_\infty * g \quad (21)$$

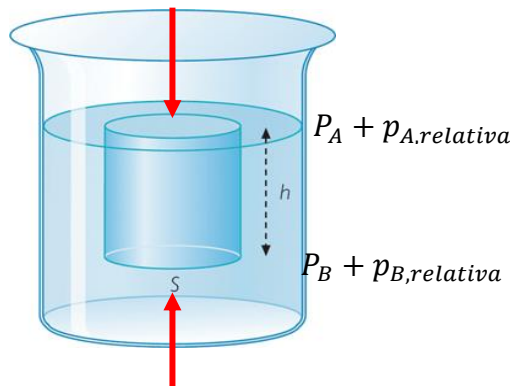
Donde ρ_o es la densidad del fluido (constante) en un punto a una temperatura de referencia, ρ_∞ es la densidad del fluido lejos de la superficie y g es la gravedad. Aplicando el principio de Arquímedes (Figura 4), la presión dinámica del fluido puede ser definida como:

$$P_{dinámica} = (P_B + p_{B,relativa}) - (P_A + p_{A,relativa}) \quad (22)$$

Donde P es la presión absoluta y p es la presión relativa aplicada sobre el volumen de control.

Figura 4.

Principio de Arquímedes en términos de la presión.



Nota. Tomado de Cengel Y. et al. (2011)

Reorganizando y sustituyendo la Ecuación (21) en la Ecuación (22)

$$P_{dinámica} = P_B - P_A + P_{B,relativa} - P_{A,relativa} = \nabla P + P_{B,relativa} - P_{A,relativa} \quad (23)$$

$$P_{dinámica} = \nabla P + \rho_\infty g - \rho_o g \quad (24)$$

$$P_{dinámica} = \nabla P + (\rho_\infty - \rho_o)g \quad (25)$$

El término $(\rho_\infty - \rho_0)g$ es la fuerza de empuje (McCabe W. et al., 2007). Como esta fuerza está relacionada con los perfiles de temperatura es conveniente expresarlo en términos de temperatura, por lo que es necesario una variable que relacione el cambio de densidad respecto a la temperatura. La propiedad que cumple esta condición es el coeficiente de expansión volumétrica (β), expresado como

$$\beta = \frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_P = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P \quad (26)$$

Asumiendo un espesor donde los efectos de la superficie son despreciables, el coeficiente de expansión volumétrica puede aproximarse a

$$\beta \approx -\frac{1}{\rho} \frac{\Delta \rho}{\Delta T} = -\frac{1}{\rho} \frac{\rho_\infty - \rho_0}{T_\infty - T} \quad (27)$$

Organizando la ecuación:

$$\beta * \rho * (T - T_\infty) = (\rho_\infty - \rho_0) \quad (28)$$

Sustituyendo la Ecuación (28) en el término de fuerza de empuje (Cengel Y. et al., 2011), se obtiene,

$$(\rho_\infty - \rho_0)g = \beta * \rho * (T - T_\infty) * g \quad (29)$$

1.5. Métodos numéricos

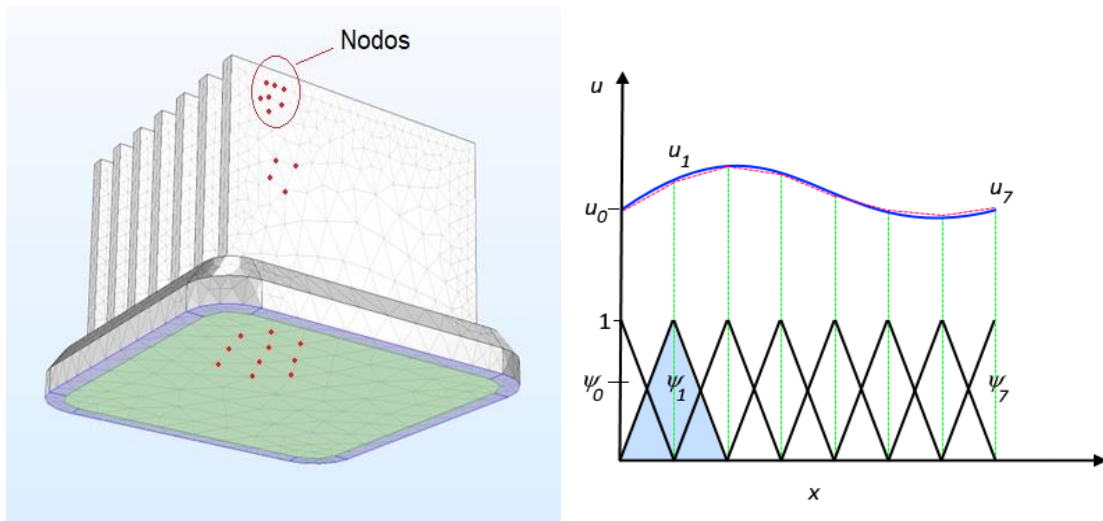
Los modelos fenomenológicos generalmente son solucionados utilizando software computacional. Uno de los simuladores más utilizados en el modelamiento 3D es COMSOL Multiphysics® por tener una interfaz más amigable y versátil para modelos matemáticos 3D y que permite emplear elementos de alto orden en el método numérico de los elementos finitos (FEM) (COMSOL Multiphysics®).

1.5.1. Método de los elementos finitos (FEM)

Es un método numérico que se basa en la resolución de ecuaciones diferenciales parciales en sistemas continuos. Los sistemas continuos poseen variables (presión, temperatura, velocidad, etc.) con infinitos valores, por lo tanto, la discretización por elementos finitos consiste en reducir estas infinitas incógnitas a un número finito de valores. Esta reducción es realizada dividiendo el sistema de estudio en un determinado número de elementos geométricos. Los elementos pueden ser de distintas geometrías, para una discretización en 2D pueden ser rectangulares y triangulares, mientras que para un modelo en 3D pueden ser prismáticos, tetraédricos, piramidales y hexaedros. Cada elemento tendrá asociado una función de aproximación o función base (ψ_i) que estará en función de las incógnitas asociadas a los nodos (Figura 5) (COMSOL Multiphysics®).

Figura 5.

Discretización de un sistema continuo.



Nota. Tomado de COMSOL Multiphysics®

Estas funciones base son obtenidas mediante una interpolación de LaGrange. El grado de las funciones base es dependiente de la cantidad de nodos presentes en el elemento. Si solo existen

nodos en los vértices, la función base era lineal, si existe un nodo entre los vértices, la función base será de orden 2, si existen 2 nodos entre los vértices, la función base será de orden 3, y así sucesivamente, teniendo en cuenta que el orden más alto, comúnmente empleado en métodos numéricos, es de tercer orden. Por lo tanto, el orden de los elementos hace referencia al orden o grado de las funciones bases.

Para la resolución de las ecuaciones diferenciales parciales, las variables de interés (u) serán expresadas en términos de la función base asociada a cada elemento (Ecuación 30) y resueltas mediante métodos de resolución de matrices.

$$u = \sum_i^n u_i * \psi_i \quad (30)$$

Donde i es el nodo de interés, n la cantidad de nodos presentes en el elemento y u_i es el valor aproximado a la solución real en el respectivo nodo (Frías Ferrer A., 2004).

1.6. Números adimensionales

Los números adimensionales son empleados para caracterizar los fenómenos del proceso de fusión. Entre los números adimensionales más empleados son:

Número de Stefan (Ste)

El número de Stefan caracteriza la relación entre el calor sensible y el calor latente del PCM (Ecuación 31):

$$Ste = \frac{c_{p,s}(T_m - T_{init}) + c_{p,l}(T_{entrada,HTF} - T_m)}{L_h} \quad (31)$$

Donde $c_{p,s}$ es el calor específico de la fase sólida del PCM, $c_{p,l}$ es el calor específico de la fase líquida del PCM y T_{init} es la temperatura inicial de del sistema.

Número de Reynolds (Re)

El número de Reynolds caracteriza la velocidad del HTF que puede impactar en la transferencia de calor entre el HTF y la tubería (Ecuación 32).

$$Re = \frac{\rho_{agua} v_{entrada-agua} D_{tubería}}{\mu_{agua}} \quad (32)$$

Número de Rayleigh (Ra)

El número de Rayleigh se define como la relación entre la fuerza de empuje y las fuerzas viscosas y caracteriza el mecanismo de transferencia de calor (Ecuación 33):

$$Ra = \frac{g\beta(T_{entrada,HTF} - T_m)L_c^3}{\vartheta_{PCM}\alpha_{PCM}} \quad (33)$$

Donde ϑ_{PCM} es la viscosidad cinemática del PCM, L_c es la longitud característica y α_{PCM} es la difusividad térmica del PCM.

Relación de difusividades térmicas (φ)

La Relación de difusividades (φ) caracteriza el efecto de la conductividad térmica del material de la tubería que transporta el HTF (Ecuación 34):

$$\varphi = \frac{\alpha_{material tubería}}{\alpha_{PCM}} \quad (34)$$

Donde $\alpha_{material tubería}$ es la difusividad térmica del material de tubería y α_{PCM} es la difusividad térmica del PCM.

Número de Fourier (Fo)

Caracteriza el tiempo adimensional y la relación entre la tasa de la conducción de calor y la tasa del almacenamiento de energía (Ecuación 35):

$$Fo = \frac{\alpha_{PCM} t}{L_c^2} \quad (35)$$

Donde t es el tiempo y L_c es la longitud característica.

2. Estado del arte

2.1. Modelos fenomenológicos

En la literatura, se pueden destacar los siguientes trabajos que modelan y simulan distintos almacenamientos de calor que emplean PCM. Groulx D. et al. (2012) estudiaron una parafina RT25 contenida en un intercambiador de tipo carcasa y tubo, mediante el método de las capacidades caloríficas aparentes y el método de la viscosidad modificada, los cuales fueron solucionados mediante el método de los elementos finitos. Los resultados demostraron que el modelo de las capacidades caloríficas aparentes muestra soluciones más coherentes en los perfiles de temperatura y velocidad en todo el tiempo de simulación.

Arena S. et al. (2018), analizaron el comportamiento de un PCM de D-manitol contenido en un intercambiador de tipo carcasa y tubo, mediante el método de las capacidades caloríficas aparentes y solucionado con el método de los elementos finitos. Demostraron que los ciclos de carga y descarga parciales son estrategias de mejora desfavorables porque la energía almacenada o liberada es menor.

Diao Y. et al. (2022), examinaron un PCM de ácido láurico en un intercambiador de tipo carcasa y tubo, mediante el método de la entalpia y solucionados mediante el método de los volúmenes finitos. Concluyeron que, al aumentar la temperatura de la fuente de calor, el tiempo de fusión disminuye y, además, para evidenciar los fenómenos de transferencia de calor por convección natural el PCM debe tener una altura significativa.

Por lo tanto, el método matemático más empleado para resolver el cambio de fase de un PCM contenidos en intercambiadores de tipo carcasa y tubo, es el método de las capacidades caloríficas aparentes. Adicionalmente los simuladores que más se emplean para modelar matemáticamente los intercambiadores de calor que usan PCM son el software ANSYS Fluent y COMSOL Multiphysics®, siendo este último de preferencia por tener una interfaz más amigable y versátil para modelos matemáticos en 3D.

2.2. Análisis adimensional

El método más empleado para determinar la influencia de variables operacionales y parámetros de diseño sobre el tiempo de fusión del PCM, es mediante una regresión multivariable entre números adimensionales, por su facilidad y rango de aplicación. Aunque existen varias publicaciones que desarrollan correlaciones matemáticas entre la cantidad de fracción líquida (γ) y los números adimensionales, estas son enfocadas principalmente en los números adimensionales de Stefan y Rayleigh.

Las correlaciones matemáticas se basarán en un modelo de regresión exponencial que permite identificar con facilidad la influencia de cada variable independiente sobre la variable dependiente. A continuación, se presentan algunos autores que han desarrollado una correlación matemática con el modelo exponencial y varios números adimensionales, incluyendo el número de Stefan y Rayleigh.

Kalapala L. et al. (2019), demostraron que la temperatura de entrada del HTF es la variable que tiene mayor influencia sobre el tiempo de fusión. Además, mostraron que el material y espesor de la tubería que transporta el HTF tienen efectos despreciables sobre el tiempo de fusión. La correlación matemática obtenida fue:

$$\gamma = (0.1Fo)^{0.7} * \left(\frac{Re^{0.064} Ra^a St^{1.206}}{\left(\frac{L}{D}\right)^{0.3795}} \right)^{0.7} * (\varphi^{0.0106})^{0.7} * \left(21.178\sigma + \frac{0.1}{\sigma} \right)^{0.7} \quad (36)$$

Parsazadeh M. y Duan X. (2020), identificaron 4 zonas durante el proceso de fusión del PCM, región dominada por conducción, régimen de crecimiento estable, régimen de engrosamiento (el crecimiento por convección se desestabiliza) y régimen turbulento (interfase se mueve erráticamente). Además, empleando un análisis adimensional desarrollaron una correlación matemática entre la interfase sólido-líquido y los números adimensionales de Stefan, Fourier y Rayleigh (Ecuación 37):

$$\gamma = a_0 H(Ste * Fo)^m Ra^n \quad (37)$$

Raj L. et al. (2023), mostraron que los números de Stefan y Reynolds disminuyen el tiempo de fusión del PCM en 73,54%, 16,18%, respectivamente. Además, el número de Rayleigh y la Relación de aspecto aumenta el 445.45% y 6% del tiempo de fusión del PCM, respectivamente. La correlación matemática resultante fue:

$$Fo = \frac{G \left(\frac{L}{D}\right)^H}{Ste^I Ra^K Re^L} \quad (38)$$

Conclusiones revisión bibliográfica

No se ha reportado un modelo fenomenológico validado experimentalmente para el proceso de fusión de la estearina de palma hidrogenada y de intercambiadores con geometría carcasa-serpentin.

No existe una correlación adimensional para la estimación de la fracción líquida en procesos de fusión de PCM's orgánicos en geometrías carcasa-serpentin, que permita establecer recomendaciones sobre las variables de proceso y parámetros de diseño de los intercambiadores de calor.

La solución numérica de las ecuaciones que constituyen los modelos de transferencia de calor con cambio de fase implica la resolución simultánea de dos o más conjuntos de ecuaciones fenomenológicas o en su defecto la simplificación del sistema que requiere aplicación de software especializado.

De acuerdo con la revisión bibliográfica, el método de elementos finitos es el más empleado comúnmente para resolución numérica de este tipo de problemas, permitiendo alcanzar soluciones satisfactorias con un moderado costo computacional.

3. Hipótesis

Mediante análisis de los fenómenos de transferencia de calor y cantidad de movimiento, apoyado en experimentación a escala de laboratorio, es posible desarrollar un modelo fenomenológico de un intercambiador de calor de tipo carcasa serpentín con estearina de palma hidrogenada como PCM.

Adicionalmente, mediante métodos numéricos y una correlación matemática entre la cantidad de fracción líquida y los números adimensionales de Fourier, Stefan, Rayleigh, Reynolds y Relación de difusividades térmicas, se pueden elaborar recomendaciones de mejora de transferencia de calor para un intercambiador de calor a escala planta.

4. Objetivos

4.1. Objetivo general

Desarrollar y validar un modelo fenomenológico de la transferencia de calor en un intercambiador de tipo carcasa serpentín con la estearina de palma hidrogenada como material de cambio de fase.

4.2. Objetivos específicos

- Estructurar un modelo fenomenológico de transferencia de calor en intercambiadores de tipo carcasa serpentín con estearina de palma hidrogenada como material de cambio de fase, basado en datos presentes en la literatura y las propiedades fisicoquímicas del PCM.
- Aplicar métodos numéricos para solucionar y validar experimentalmente el modelo fenomenológico para la transferencia de calor en intercambiadores de calor de tipo carcasa serpentín que emplean la estearina de palma hidrogenada como material de cambio de fase.
- Estudiar numéricamente el proceso de fusión de la estearina de palma hidrogenada contenido en un intercambiador de calor de tipo carcasa-serpentín.
- Elaborar una correlación matemática entre la cantidad de fracción líquida y los números adimensionales de Fourier, Stefan, Rayleigh, Reynolds y Relación de difusividades térmicas, con el fin de determinar la influencia de la variación de variables operacionales y parámetros de diseño sobre el tiempo de fusión del PCM.
- Elaborar recomendaciones para mejorar la transferencia de calor del equipo a escala planta basado en el modelo fenomenológico desarrollado y la correlación matemática.

5. Metodología

5.1. Estructura y definición de parámetros del modelo fenomenológico

Para estructurar y definir los parámetros del modelo fenomenológico se establecieron las condiciones, suposiciones y valores de los parámetros de los componentes del almacenamiento de calor. Los componentes del almacenamiento del calor son el fluido que transporta el calor (HTF), la tubería que transporta el HTF, la carcasa, la capa de aire y el PCM.

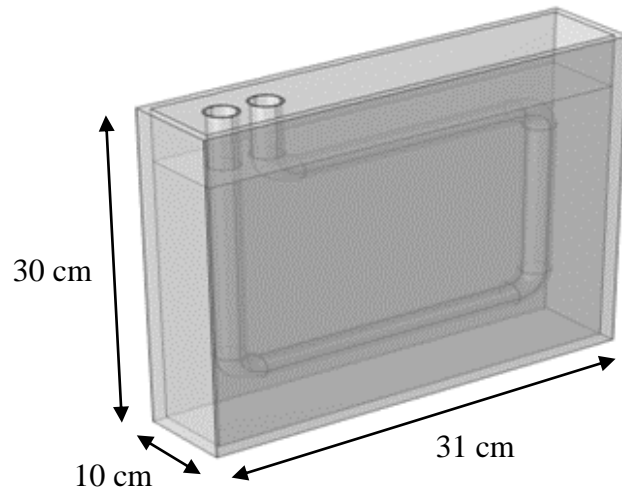
5.1.1. Sistema físico: Equipo a escala laboratorio

El modelo estructurado fue implementado en el sistema físico del equipo a escala laboratorio. Este equipo fue construido por el CIDES, en la escuela de ingeniería química de la UIS, en el marco del proyecto de investigación “*Estudio de la convección natural durante la fusión de materiales de cambio de fase para el almacenamiento de energía solar térmica en sistemas carcasa serpentín*” con código VIE 3732.

El equipo consiste en una carcasa rectangular de plexiglás, con una altura de 30 cm, un ancho de 31 cm y una profundidad de 10 cm. La cantidad de estearina de palma hidrogenada empleado fue de 4.25 kg y con una altura de 24 cm. La tubería que transporta el HTF es de cobre, tiene 1 cm de diámetro interno, 2 cm de curvatura y consta de una configuración geométrica rectangular (Figura 6).

Figura 6.

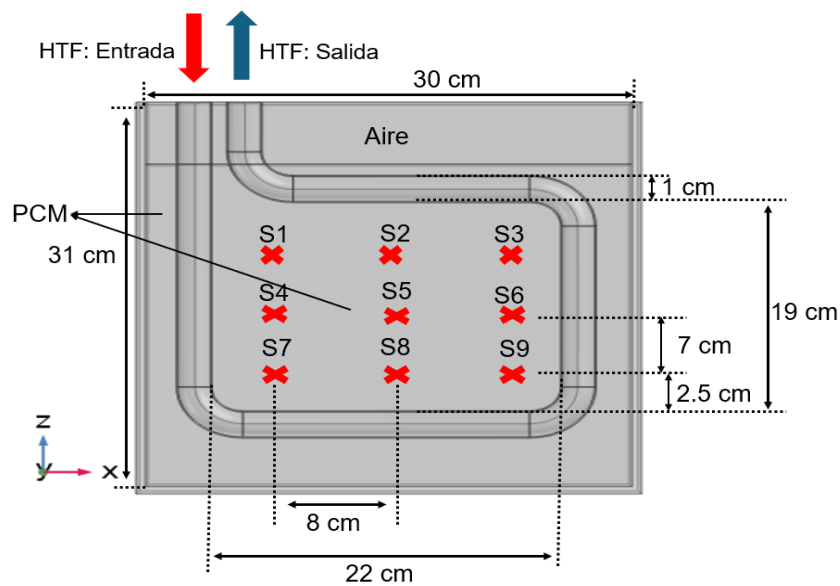
Equipo a escala laboratorio con serpentín rectangular.



Adicionalmente, se estableció que el flujo del HTF entra por el tramo izquierdo de tubería y sale por el tramo derecho de tubería. Además, para estudiar los perfiles de temperatura y otros parámetros de interés, se definieron 9 puntos con distancias equitativas a cada tramo de la tubería con el fin de estudiar las variables locales de interés (Figura 7).

Figura 7.

Dimensiones y localizaciones de las distintas partes del equipo a escala laboratorio.



5.1.2. Estructura del modelo fenomenológico de la transferencia de calor en intercambiadores con materiales de cambio de fase

Las ecuaciones matemáticas que se emplearon para estructurar el modelo fenomenológico de los componentes del almacenamiento de energía por calor latente fueron establecidos basados en las siguientes condiciones y suposiciones.

5.1.2.1. Agua como fluido que transporta el calor

El agua tenía una velocidad de entrada de 2 l/min y una temperatura de entrada de 75 °C, por lo que el régimen se definió como turbulento (Ecuación 39). Estas condiciones fueron seleccionadas considerando los límites máximos permitidos en los equipos utilizados para la validación experimental. Además, considerando que no ocurre una variación significativa entre la temperatura de entrada y salida del HTF, se asumió este fluido como newtoniano y con una densidad constante. El modelo de turbulencia implementado fue el modelo de k-w por tener una alta convergencia en geometrías con una curvatura muy pronunciada.

$$Re = \frac{\rho_{agua} v_{entrada-agua} D_{tubería}}{\mu_{agua}} \quad (39)$$

$$Re = \frac{1000 \frac{kg}{m^3} * \left(2 \frac{l}{min} * \frac{0.001 m^3}{1 l} * \frac{1 min}{60 s} \right) * 0.01 m}{0.000378 \frac{kg}{m * s}} = 11111$$

5.1.2.2. Capa de aire

Para evitar altos tiempos computacionales en desarrollar las ecuaciones de Navier-Stokes para este fluido, se asumió la capa de aire como un gas estancado. Por tal razón, se propuso modelar únicamente con la ecuación de transferencia de energía por conducción.

5.1.2.3. Carcasa y tubería

Como la carcasa y la tubería son sólidos estáticos y sin cambio de fase, estos materiales son modelados con la ecuación de la transferencia energía con únicamente el mecanismo de conducción de calor.

5.1.2.4. Material de cambio de fase – Estearina de palma hidrogenada

Las ecuaciones diferenciales parciales se basaron en el método matemático de las capacidades caloríficas aparentes y en las siguientes suposiciones:

- El PCM es isotrópico, pero no homogéneo en sus distintas fases.
- El PCM en fase líquida es un fluido newtoniano y está en régimen laminar
- La aproximación de Boussinesq es válida para modelar la estearina de palma hidrogenada.
- El cambio volumétrico del PCM durante el cambio de fase es despreciable.
- Se consideraron las pérdidas de calor por convección natural en las superficies externas de la carcasa. Es importante aclarar que estas pérdidas de calor solo fueron calculadas para la validación experimental.

5.1.3. Definición de las propiedades fisicoquímica de la estearina de palma hidrogenada

Las propiedades fisicoquímicas como la temperatura de fusión, el calor latente, el rango de fusión, la densidad de la fase líquida y sólida y el coeficiente de expansión volumétrica fueron extraídas del trabajo de investigación de Chinome A. y Sánchez M. (2022), pertenecientes al grupo de investigación CIDES. Adicionalmente, las propiedades fisicoquímicas como la viscosidad dinámica, calor específico de la fase líquida y sólida y la conductividad térmica de la fase líquida y sólida fueron determinadas mediante técnicas de caracterización en laboratorios UIS y servicios externos. Las técnicas de caracterización realizadas fueron de calorimetría diferencial de barrido

(Grupo de Investigación GIP), hilo caliente transitorio (servicio externo) y de caracterización reológica (Grupo de Investigación FIRST).

5.1.4. Condiciones iniciales y de frontera

(1) Temperatura inicial del intercambiador de calor de 26.5 °C

$$T(t = 0) = T_i = 26.5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (40)$$

(2) PCM está inicialmente en estado sólido

$$u(t = 0) = v(t = 0) = w(t = 0) = 0 \frac{m}{s} \quad (41)$$

(3) El HTF tiene una velocidad y temperatura de entrada de 2 l/min y 75 °C, respectivamente.

$$v_{inlet}(t) = 2 \frac{L}{min} ; T_{inlet}(t) = 75 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (42)$$

(4) Presión relativa de salida igual a cero

$$p = 0 \text{ Pa} \quad (43)$$

(5) Condición de no deslizamiento entre el PCM y la carcasa, el PCM y la tubería, y la tubería y el HTF.

$$v(t) = 0 \frac{m}{s} \quad (44)$$

(6) Pérdidas de calor por convección en las superficies externas de la carcasa. Es importante aclarar que esta condición de frontera solo fue implementada para la validación experimental.

$$q = h(T_{ext} - T_{Wall}) \quad (45)$$

Donde q es el flujo de calor, h es el coeficiente de transferencia por convección natural, T_{ext} es la temperatura externa o ambiental y T_{wall} es la temperatura de la superficie externa de la carcasa.

(7) Superficie libre entre el PCM y la capa de aire estancada.

$$-\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \cdot \left[\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right] = -f_n \quad (46)$$

Donde f_n es el esfuerzo normal aplicado por la capa de aire sobre el PCM. Como se despreció el cambio volumétrico del PCM, el valor del esfuerzo no es significativo, por lo tanto, se asumió un valor de cero.

5.2. Método numérico para la solución numérica y validación experimental

5.2.1. Método numérico para la solución numérica

La solución de las ecuaciones diferenciales parciales fue mediante el método numérico de los elementos finitos con el software COMSOL Multiphysics®. Para establecer el tamaño óptimo de los elementos del mallado y que el tiempo computacional sea lo menor posible, se construyeron mallas con tamaño normal, fino y muy fino.

La simulación fue resuelta con un procesador Intel core™ i7-8700 con una velocidad de 3.2 GHz y una memoria RAM de 64 GB. Las ecuaciones de cantidad de movimiento fueron resueltas con el método de GMRES, mientras que para las ecuaciones de energía se empleó el método de PARDISO. El criterio de convergencia fue establecido en 10^{-4} . Para resolver los términos transitorios, se usó el método de Euler's Backward Difference (BFD), el cual permite que COMSOL Multiphysics® ajuste automáticamente el paso del tiempo para satisfacer el criterio de convergencia. La recolección de datos numéricos fue establecida a cada 0.1 h por 30 h.

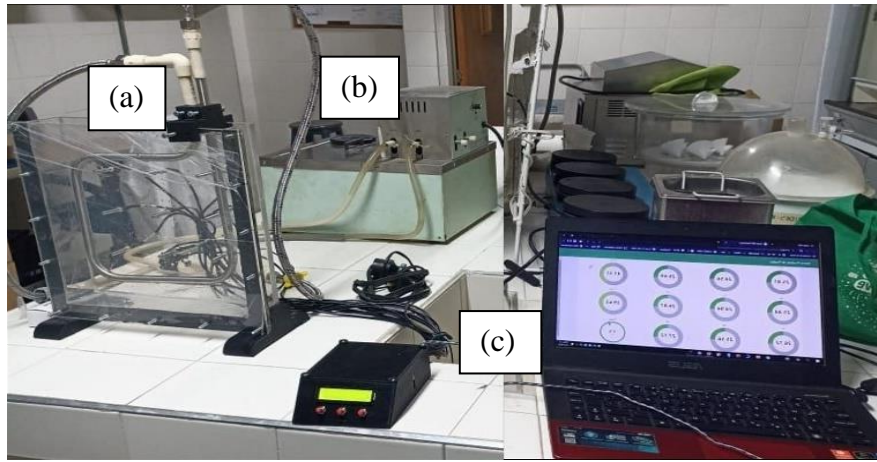
5.2.2. Validación experimental del modelo fenomenológico

5.2.2.1. Montaje experimental

La validación experimental se realizó mediante los datos experimentales del trabajo de investigación de Duarte V. y Blanco A. (2023), pertenecientes al grupo de investigación CIDES. El montaje experimental consistió en un intercambiador de calor rectangular con una altura de 30 cm, un ancho de 31 cm y una profundidad de 10 cm (Figura 8.a). La tubería empleada para transportar el HTF es de cobre con una configuración rectangular con un diámetro interno de 1 cm (Figura 8.a). El HTF usado fue agua e impulsado mediante un baño termostático con un sistema de regulación de temperatura con una precisión de ± 0.1 °C (Figura 8.b). Para monitorear los perfiles de temperatura del PCM durante el proceso de fusión, se emplearon 9 termocuplas tipo DS18B20 con una precisión de ± 0.5 °C, localizados como se muestra en la Figura 9. La temperatura de salida del HTF fue monitoreada con un sensor de temperatura tipo DS18B20. La velocidad de entrada del HTF se monitoreó mediante un sensor de efecto flujo Hall con una precisión de ± 0.1 l/min. La recolección de datos fue mediante el software Node-Red y la plataforma de Arduino Uno (Figura 8.c). Los datos experimentales de temperatura fueron recolectados cada 3 s durante 20 h, logrando obtener un total de 23948 datos (Duarte V. y Blanco A., 2023).

Figura 8.

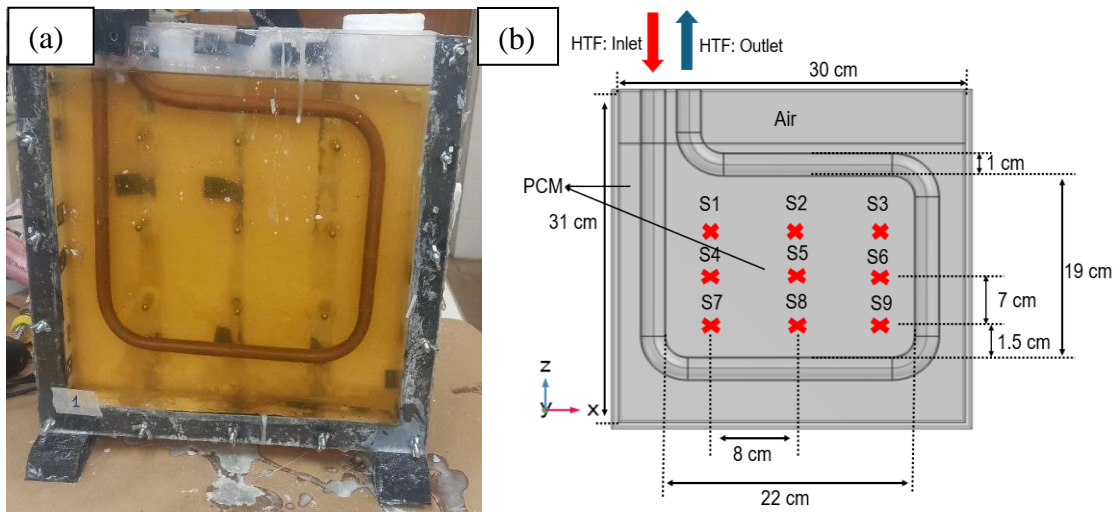
Montaje experimental. Componentes principales: (a) intercambiador de calor, (b) Baño termostático y (c) sistema de recolección de datos.



Nota. Tomado de Duarte V. y Blanco A. (2023)

Figura 9.

Posición de los sensores de temperaturas. (a) Intercambiador de calor con PCM y (b) posición de los 9 sensores dentro del montaje experimental.



5.2.2.2. Comparación datos numéricos y experimentales.

Los resultados comparados fueron las temperaturas registradas cada 0.1 h durante 20 h, por los sensores de temperatura dentro del equipo a escala laboratorio con serpentín rectangular,

durante el proceso de fusión de la estearina de palma hidrogenada. Para validar el modelo fenomenológico se empleó la ecuación de la raíz del error cuadrático medio (ECM) (Tyagi K. et al., 2022).

$$ECM = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2} \quad (47)$$

Donde ECM es el error cuadrático medio asociado, n es el número de datos medidos, y_i son los valores experimentales y \hat{y}_i son los valores numéricos.

5.3. Proceso de fusión de la estearina de palma hidrogenada

El proceso de fusión de la estearina de palma hidrogenada fue estudiado mediante los perfiles de temperatura de fusión, la variación de la cantidad de fracción líquida respecto al tiempo, los campos de velocidad dentro de la fase líquida, la energía almacenada del PCM y el número de Nusselt.

5.3.1. Efecto del serpentín rectangular sobre la influencia de la convección natural

A partir de los resultados numéricos, se investigó la influencia de emplear un serpentín rectangular en el proceso de fusión del PCM, mediante el número adimensional de Nusselt (Nu).

$$Nu = \frac{h_{PCM}}{k_{L,PCM}} L_c \quad (48)$$

Donde h_{PCM} es el coeficiente de transferencia de calor por convección natural, $k_{L,PCM}$ es la conductividad térmica de la fase líquida del PCM y L_c es la longitud característica del sistema. La longitud característica seleccionada para este sistema de estudio fue la longitud de la tubería vertical que está en contacto con el PCM (Bashar M. y Siddiqui K., 2017) (Ali M., 1994).

El coeficiente de transferencia de calor por convección natural (h_{PCM}) fue determinado mediante la siguiente Ecuación 49:

$$h_{PCM} = \frac{\dot{Q}}{A_{PCM}(T_{HX} - T_{PCM})} \quad (49)$$

Donde \dot{Q} es la tasa de transferencia de calor entre el HTF y el PCM, A_{PCM} es el área superficial de contacto entre el PCM y el HTF, T_{HX} es la temperatura del intercambiador y T_{PCM} es la temperatura del PCM en fase líquida.

La tasa de transferencia de calor entre el HTF y el PCM es expresado por:

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_{entrada,HTF} - T_{salida,HTF}) \quad (50)$$

Donde \dot{m} es el flujo másico del agua, c_p es el calor específico del agua, $T_{entrada,HTF}$ es la temperatura de entrada del HTF y $T_{salida,HTF}$ es la temperatura de salida del HTF.

La temperatura del intercambiador (T_{HX}) es definido como:

$$T_{HX} = \frac{T_{entrada,HTF} + T_{salida,HTF}}{2} \quad (51)$$

5.4. Correlación matemática entre la cantidad de fracción líquida y los números adimensionales

Como la correlación matemática es obtenida mediante una regresión lineal multivariable, se planteó un diseño de experimentos mediante el método de un factor a la vez que permitió establecer el efecto de cada variable dependiente sobre la variable independiente.

5.4.1. Diseño de experimentos en el equipo a escala laboratorio

La influencia de las variables operacionales y parámetros de diseño se investigó mediante el método de un factor a la vez, lo que permitió transformar los resultados en números adimensionales. Los valores propuestos para cada variable y parámetro fueron los siguientes:

- **Temperatura de entrada del HTF ($T_{entrada,HTF}$):** 65, 75, 85 y 95 °C.
- **Velocidad de entrada del HTF ($v_{entrada-agua}$):** 1.0, 2.0, 3.0 y 4.0 l/min
- **Longitud característica (L_c):** 0.8805 m (serpentín rectangular) y 0.6787 (tubería en U) (Figura 10)
- **Material de tubería:** acero inoxidable ($k = 14.65 \frac{W}{m \cdot K}$), cobre ($k = 398 \frac{W}{m \cdot K}$) y aluminio ($k = 239 \frac{W}{m \cdot K}$).

Las pruebas consistieron en 13 simulaciones variando la variable o parámetro de interés, mientras las otras variables se mantienen constantes como se muestra en la Tabla X.

Tabla 1

Método de un factor a la vez

Simulación	Temperatura	Velocidad de entrada	Longitud característica	Material de tubería
Factor temperatura				
1	65 °C	2 l/min	0,8805 m (serpentín rectangular)	Cobre
2	75 °C	2 l/min	0,8805 m (serpentín rectangular)	Cobre
3	85 °C	2 l/min	0,8805 m (serpentín rectangular)	Cobre
4	95 °C	2 l/min	0,8805 m (serpentín rectangular)	Cobre
Factor velocidad de entrada				
5	75 °C	1 l/min	0,8805 m (serpentín rectangular)	Cobre

6	75 °C	2 l/min	0,8805 m (serpentín rectangular)	Cobre
7	75 °C	3 l/min	0,8805 m (serpentín rectangular)	Cobre
8	75 °C	4 l/min	0,8805 m (serpentín rectangular)	Cobre
Factor longitud característica				
9	75 °C	2 l/min	0,6787 m (serpentín en U)	Cobre
10	75 °C	2 l/min	0,8805 m (serpentín rectangular)	Cobre
Factor material de tubería				
11	75 °C	2 l/min	0,8805 m (serpentín rectangular)	Acero inoxidable
12	75 °C	2 l/min	0,8805 m (serpentín rectangular)	Cobre
13	75 °C	2 l/min	0,8805 m (serpentín rectangular)	Aluminio

Las distintas velocidades de entrada estaban en régimen turbulento, sabiendo que, para la menor velocidad de entrada de 1 l/min, el valor del Reynolds es de 5613 (Ecuación 52)

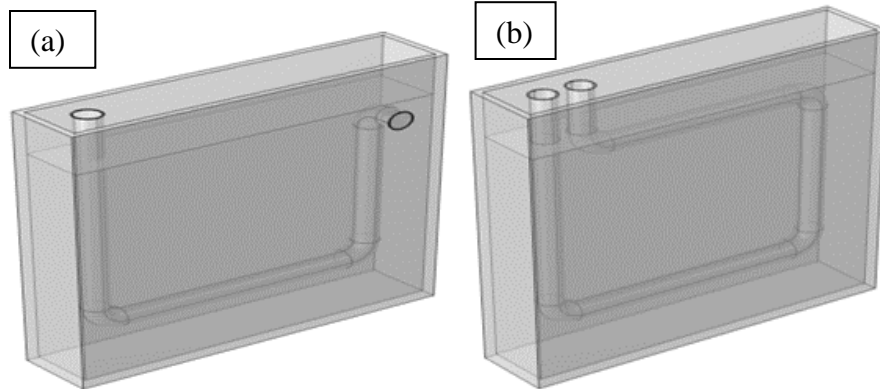
$$Re = \frac{\rho_{agua} v_{entrada-agua} D_{tubería}}{\mu_{agua}}$$

$$Re = \frac{1000 \frac{kg}{m^3} * \left(\frac{1 \frac{l}{min} * \frac{0.001 m^3}{1 l} * \frac{1 min}{60 s}}{\pi * 0.005^2 m^2} \right) * 0.01 m}{0.000378 \frac{kg}{m * s}} = 5613 \quad (52)$$

Donde ρ_{agua} es la densidad del agua, $v_{entrada-agua}$ es la velocidad de entrada del agua, $D_{tubería}$ es el diámetro de tubería y μ_{agua} es la viscosidad dinámica del agua.

Figura 10.

Equipo a escala laboratorio con serpentín (a) en U y (b) rectangular.



Es importante mencionar que los rangos de temperatura fueron seleccionados teniendo en cuenta la temperatura máxima del rango de fusión del PCM ($59\text{ }^{\circ}\text{C}$) y la temperatura de ebullición del agua o HTF ($100\text{ }^{\circ}\text{C}$). En la velocidad de entrada no se estudiaron flujos menores a 1 l/min , porque estas son considerablemente bajas y no son comúnmente utilizadas en los almacenamientos de energía solar térmica. Las longitudes características fueron seleccionadas con el fin de estudiar la posibilidad de eliminar la sección horizontal superior y, por consiguiente, reducir los costos de construcción. Finalmente, los materiales de tubería fueron seleccionados porque son los materiales que comúnmente se emplean en los almacenamientos de energía solar térmico por sus bajos precios, buenas conductividades térmicas y su resistencia a la corrosión.

5.4.2. Números adimensionales

Con el objetivo de poder generalizar los resultados y emplearlos como sugerencias o recomendaciones en otros sistemas, las variables de operación y parámetros de diseño estudiados en el diseño de experimentos, fueron transformados a números adimensionales. Los números adimensionales asociados a cada variable y parámetro son: para la temperatura de entrada del HTF es el número de Stefan, para la velocidad de entrada del HTF es el número de Reynolds, para la

longitud característica o área superficial es el número de Rayleigh, para el material de tubería es la Relación de difusividades térmicas. Adicionalmente, el efecto de variar cada número adimensional será evaluado en función de la cantidad de fracción líquida del PCM (γ) respecto al tiempo adimensional o número de Fourier

Los valores de los números adimensionales asociados al método de un factor a la vez se muestran en la Tabla 2.

Tabla 2

Valores de los números adimensionales empleados

Número adimensional	Valores
Stefan	0.26, 0.35, 0.44 y 0.52
Reynolds	5555.56, 11111.11, 16931.22 y 22486.77
Rayleigh	$2.78 \cdot 10^{10}$ y $6.06 \cdot 10^{10}$
Relación de difusividades térmicas	29.58 (acero inox.), 787.06 (aluminio) y 941.08 (cobre)

5.4.3. Regresión multivariable

Con los resultados del diseño de experimentos mediante el método de un factor a la vez empleando números adimensionales, se realizó una regresión lineal multivariable para obtener el modelo exponencial de la correlación matemática.

Esta correlación matemática es obtenida estableciendo los números adimensionales de Stefan, Reynolds, Rayleigh, Relación de difusividades térmicas y Fourier como variables independientes y la cantidad de fracción líquida como variable independiente (Ecuación 53).

$$\gamma = a * Ste^A * Re^B * Ra^C * \varphi^D * Fo^E \quad (53)$$

Donde a , A , B , C , D y E son constantes que dependen de la influencia de cada variable independiente sobre la variable dependiente

5.5. Elaboración de recomendaciones para el mejoramiento del equipo a escala planta.

Con los resultados de la simulación y la correlación matemática se elaboraron recomendaciones para el mejoramiento del intercambiador de calor a escala planta.

6. Resultados y análisis de resultados

6.1. Estructura y definición de los parámetros del modelo fenomenológico.

A continuación, se muestran las ecuaciones matemáticas establecidas para estructurar el modelo fenomenológico del almacenamiento de calor que emplea la estearina de palma hidrogenada como PCM.

6.1.1. Estructura del modelo fenomenológico

6.1.1.1. Agua – fluido que transporta el calor

Con base en el modelo de turbulencia k-w (APÉNDICE A), las ecuaciones planteadas para este dominio son las ecuaciones de conservación de masa (Ecuación 54), de cantidad de movimiento (Ecuación 55) y de transferencia de energía con los términos de convección y conducción (Ecuación 56).

Ecuación de continuidad

$$\nabla \cdot (\bar{v}) = 0 \quad (54)$$

Ecuación de cantidad de movimiento

$$\frac{\partial \rho \bar{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{v} \bar{v}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\mu + \mu^T)(\nabla \bar{v} + (\nabla \bar{v})^T) \quad (55)$$

Ecuación de transferencia de energía

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + (\bar{v} \cdot \nabla T) \right) = k \nabla^2 T \quad (56)$$

6.1.1.2. Capa de aire, carcasa y tubería**Ecuación de transferencia de energía por conducción**

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) = k \nabla^2 T \quad (57)$$

6.1.1.3. Material de cambio de fase – Estearina de palma hidrogenada

Las ecuaciones planteadas para el análisis numérico del PCM fueron las siguientes:

Ecuación de continuidad

$$\nabla \cdot (v) = 0 \quad (58)$$

Ecuación de cantidad de movimiento

$$\rho_{l,PCM} \left(\frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu_{PCM} \left[\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right] - A(T) \cdot v_x \quad (59)$$

$$\rho_{l,PCM} \left(\frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu_{PCM} \left[\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right] - A(T) \cdot v_y \quad (60)$$

$$\rho_{l,PCM} \left(\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu_{PCM} \left[\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right] - A(T) \cdot v_z + F_b \quad (61)$$

Donde $\rho_{l,PCM}$ es la densidad de la fase líquida del PCM, μ_{PCM} es la viscosidad dinámica del PCM, $A(T)$ es el término de Carman-Kozeny y F_b es la fuerza de flotabilidad o empuje, expresado como:

$$F_b = \rho_{l,PCM} \cdot \beta \cdot g \cdot (T - T_m) \quad (62)$$

Donde β es el coeficiente de expansión volumétrica, g es la constante gravitacional y T_m es la temperatura promedio de fusión del PCM.

Como las ecuaciones de cantidad de movimiento modelan únicamente la fase líquida, es necesario incluir el término de Carman-Kozeny, cuya función es suprimir la velocidad en la fase sólida mediante números arbitrariamente altos. El término de Carman-Kozeny es expresado como:

$$A(T) = C \cdot \frac{(1 - \gamma(T))^2}{\gamma(T)^3 + \varepsilon} \quad (63)$$

Donde C es la constante de Carman-Kozeny y está relacionada directamente con la influencia de la convección natural y es un número arbitrariamente grande, generalmente entre 10^4 y 10^{10} , ε es un número usado para evitar la división entre cero y comúnmente es 0.001 y $\gamma(T)$ es la función de la cantidad de fracción líquida.

La cantidad de fracción líquida es un número adimensional entre 0 y 1. El valor de cero se refiere a la fase sólida del PCM y el valor de 1 a la fase líquida del PCM. En el rango entre 0:1, está la zona mushy o zona de equilibrio entre la fase sólida y líquida. La cantidad de fracción líquida es expresada como:

$$\gamma(T) = \begin{cases} 0 & T_m - \frac{\Delta T}{2} \leq T \\ \frac{T - (T_m - \frac{\Delta T}{2})}{\Delta T} & T_m - \frac{\Delta T}{2} < T < T_m + \frac{\Delta T}{2} \\ 1 & T \leq T_m + \frac{\Delta T}{2} \end{cases} \quad (64)$$

Donde ΔT es el rango de fusión del PCM, $T_m - \frac{\Delta T}{2}$ es la temperatura de fusión y $T_m + \frac{\Delta T}{2}$ es la temperatura de solidificación.

Análogamente, la viscosidad dinámica del PCM debe ser definida para la fase líquida y sólida del PCM. Por lo tanto, la viscosidad dinámica del PCM se expresa en función del término de Carman-Kozeny (Ecuación 65).

$$\mu = \mu_l \cdot (1 + A(T)) \quad (65)$$

Ecuación de transferencia de energía

$$\rho_{PCM} \cdot c_{p,PCM} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_x \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k_{PCM} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (66)$$

Donde ρ_{PCM} es la densidad del PCM, $c_{p,PCM}$ es la capacidad calorífica del PCM y k_{PCM} es la conductividad térmica del PCM.

Propiedades termo-físicas del PCM

La interfase sólido/líquido o zona mushy del PCM no tiene valores constantes de sus propiedades a causa de las variaciones del porcentaje de cada fase presente en esta zona durante el proceso de fusión. Por lo tanto, como se asumió que la aproximación de Boussinesq es válida, las propiedades termo-físicas del PCM se expresaron como una función lineal entre ambos valores fijos de las fases, asegurando que exista continuidad en el sistema.

Densidad del PCM (ρ_{PCM})

$$\rho_{PCM} = (1 - \gamma) \cdot \rho_s + \gamma \cdot \rho_l \quad (67)$$

Conductividad térmica del PCM (k_{PCM})

$$k_{PCM} = (1 - \gamma) \cdot k_s + \gamma \cdot k_l \quad (68)$$

Capacidad calorífica del PCM ($c_{p,PCM}$)

$$c_{p,PCM} = (1 - \gamma) \cdot c_{p,s} + \gamma \cdot c_{p,l} + L_h \cdot D(T) \quad (69)$$

Donde los subíndices l y s , son las fase líquida y sólida, respectivamente, L_h es el calor latente de fusión y $D(T)$ es una función Gaussiana entre $T_m - \frac{\Delta T}{2}$ y $T_m + \frac{\Delta T}{2}$. Esta función Gaussiana está definida únicamente en el rango de fusión del PCM, está centrada en la temperatura promedio de fusión y su integral es 1. Es empleada como reemplazo de la derivada parcial de la fracción líquida respecto a la temperatura $\left(\frac{\partial \gamma}{\partial T}\right)$, porque la función Gaussiana ha demostrado una distribución más uniforme del calor latente y obtenido resultados más satisfactorios que las funciones de la forma $\frac{1}{x^2}$ que comúnmente se emplean (Groulx D. et al., 2012). Esta función Gaussiana es expresada como:

$$D(T) = \frac{e^{-\frac{(T-T_m)^2}{(\Delta T/4)^2}}}{\sqrt{\pi \left(\frac{\Delta T}{4}\right)^2}} \quad (70)$$

6.1.2. Definición de las propiedades fisicoquímica de la estearina de palma hidrogenada

En la Tabla 3, se presentan las propiedades fisicoquímicas extraídas del trabajo de investigación de Chinome A. y Sánchez M. (2022), pertenecientes al grupo de investigación CIDES.

Tabla 3

Propiedades de la estearina de palma hidrogenada extraídas de Chinome A. y Sánchez M. (2022).

Propiedad	Valor
Temperatura promedio de fusión, T_m	51 °C
Calor latente, L_h	234000 J/kg
Intervalo de fusión, ΔT	16 °C
Densidad fase sólida, ρ_s	1026 kg/m ³

Densidad fase líquida, ρ_l	820 kg/m ³
---------------------------------	-----------------------

Las propiedades fisicoquímicas faltantes para definir el modelo fenomenológico y que no han sido reportadas en literatura son mostrados en la Tabla 4.

Tabla 4.

Propiedades de la estearina de palma hidrogenada obtenidas mediante técnicas de caracterización.

Propiedad	Valor
Viscosidad dinámica, μ	0.01781 kg/(m·s)
Coefficiente de expansión volumétrica, β	0.001 1/°C
Conductividad térmica fase líquida, k_l	0.2 W/(m·°C)
Conductividad térmica fase sólida, k_s	0.2 W/(m·°C)
Calor específico fase líquida, $c_{p,l}$	2000 J/(kg·°C)
Calor específico fase sólida, $c_{p,s}$	1376 J/(kg·°C)

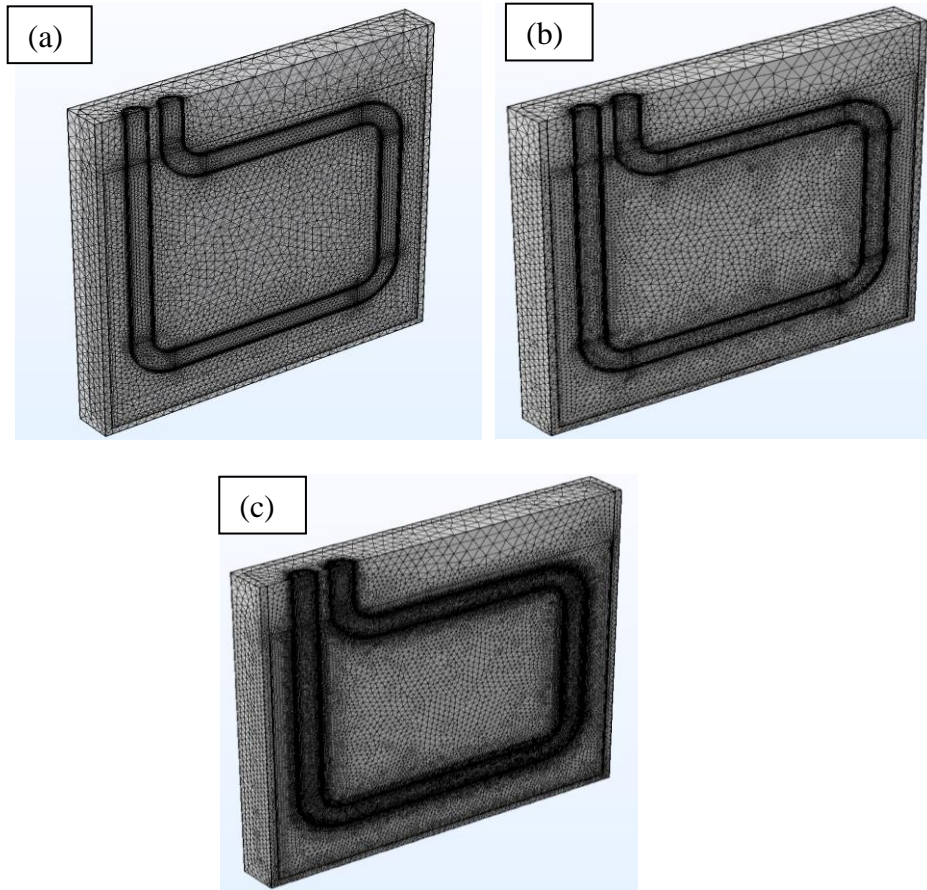
6.2. Solución numérica y validación experimental

6.2.1. Prueba de malla independiente

Como el equipo a escala laboratorio presenta distancias iguales a las superficies en los diferentes ejes, se implementó la herramienta computacional de simetría para reducir los tiempos computacionales. La Figura 11 muestra las mallas implementadas con tamaño normal, fino y muy fino, con un total de 269007, 596624 y 2536827 elementos, respectivamente.

Figura 11.

Mallas implementadas de tamaño (a) normal, (b) fino y (c) muy fino.



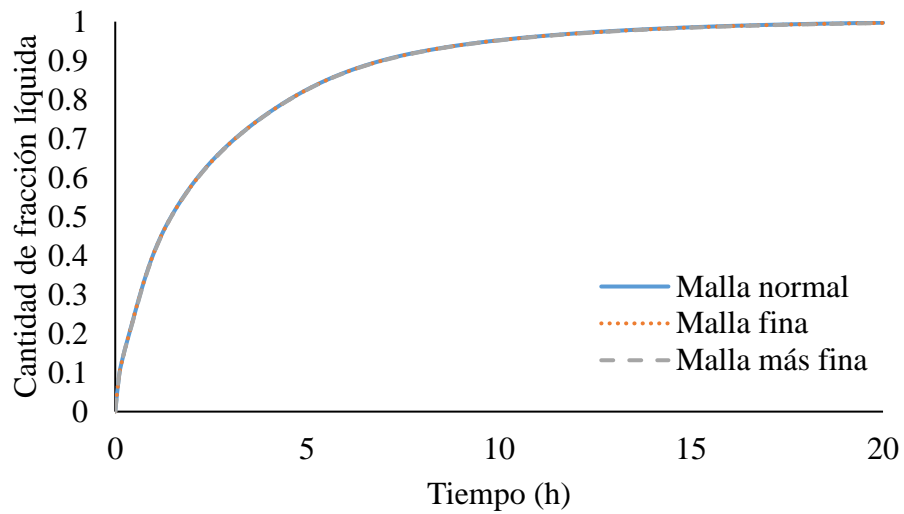
La Figura 12 muestra la influencia de la variación de la densidad de malla respecto a la razón entre la cantidad de fracción líquida (γ) y el volumen total del PCM, expresado como:

$$\gamma = \frac{\iiint \text{Volumen de PCM con fase líquida } dx dy dz}{\text{Volumen total del PCM}} \quad (71)$$

La Figura 12 demuestra que los resultados no muestran una desviación significativa entre los distintos tamaños de malla. Por lo tanto, la malla seleccionada para la solución numérica fue de un tamaño normal, con un total de 342797 elementos, de los cuales 215714 son tetraedros, 190 son pirámides y 53103 son prismas.

Figura 12.

Prueba de malla independiente.



6.2.2. Tiempos computacionales

La solución numérica con la herramienta de simetría y malla de tamaño normal consistió en 200,761 iteraciones con un tiempo computacional de simulación de 3,177 s (52 min, 57 s). El paso de tiempo establecido por el método BFD estuvo entre 0.12 y 0.13 s.

6.2.3. Validación experimental

Como en el modelo fenomenológico planteado se estableció que la constante de Carman-Kozeny es un número arbitrariamente alto, es necesario establecer el valor que más se ajusta satisfactoriamente a los datos experimentales. Por lo tanto, se seleccionaron valores de constante de 10^5 , $10^{5.5}$, 10^6 y 10^7 , y se compararon los valores numéricos obtenidos por simulación y los datos experimentales. En la Tabla 5, se muestran los máximos errores cuadráticos encontrados en los distintos valores de la constante. Adicionalmente, se demostró que números altos de la constante ocasiona que el proceso de fusión sea dominado principalmente por la transferencia de

calor por conducción, mientras que entre menor es la constante, la influencia de la transferencia de calor por el mecanismo de convección natural será mayor (APÉNDICE B).

Tabla 5.

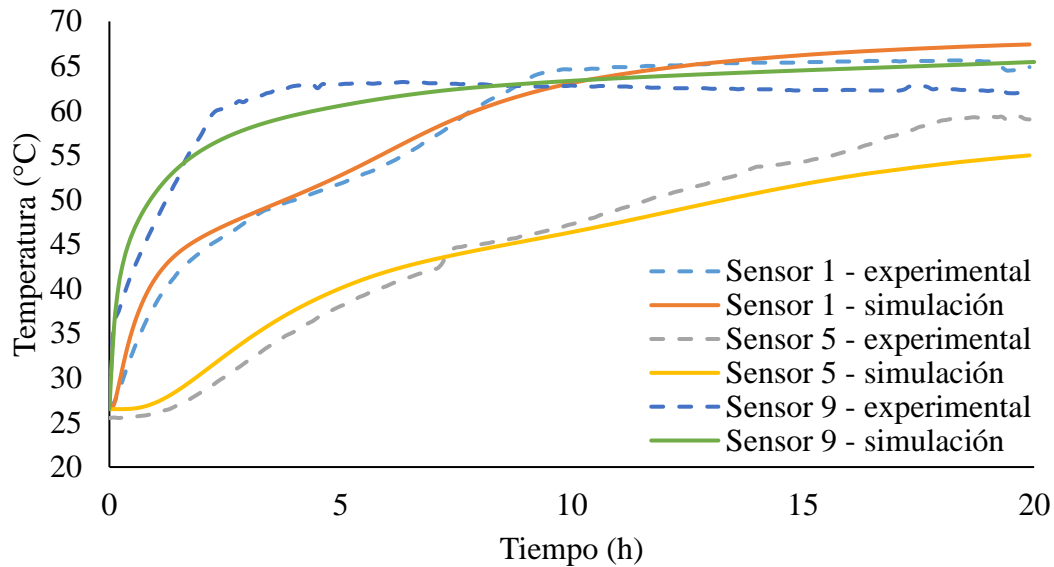
Máximos errores cuadráticos medios encontrados con valores de la constante de Carman-Kozeny de 10^5 , $10^{5.5}$, 10^6 y 10^7 .

Valor de la constante de Carman-Kozeny	Máximo error cuadrático medio
$< 10^5$	No convergencia
10^5	8.53% (sensor S6)
$10^{5.5}$	68.14% (sensor S9)
10^6	59.85% (sensor S9)
10^7	57.32% (sensor S9)
$> 10^7$	No convergencia

Por lo tanto, la constante de Carman-Kozeny establecida para el modelo fenomenológico es de 10^5 por tener el menor error cuadrático medio encontrado en todos los sensores. La Figura 13 muestra la comparación de los perfiles de temperatura experimentales y numéricos obtenidos en los sensores S1, S5 y S9. Además, se puede identificar que la variación de temperatura en los distintos sensores no presenta la línea horizontal característica de la absorción de energía por calor latente. Sin embargo, muestra una curva, en la que se distingue las temperaturas del rango de fusión del PCM. Además, en el sensor S9, y de igual forma en los sensores S7 y S8, no se observa esta curva característica. Esto se justifica por la corta distancia al que están ubicados los sensores en el montaje experimental respecto a la fuente de calor, por lo tanto, en estas coordenadas del sensor no hay una resistencia térmica apreciable del PCM, lo que causa su rápida fusión.

Figura 13.

Comparación entre perfiles de temperatura experimentales y numéricas entre los sensores S1, S5 y S9.



Adicionalmente, los errores cuadráticos medios asociados a cada uno de los sensores son enlistados en la Tabla 6.

Tabla 6.

Errores cuadráticos medios asociados a los sensores de temperatura.

Sensor	ECM	Sensor	ECM	Sensor	ECM
S1	1.73%	S2	5.72%	S3	1.97%
S4	2.94%	S5	6.48%	S6	8.53%
S7	5.54%	S8	7.46%	S9	4.97%

El error máximo encontrado fue de 8.53% en el sensor S6. Por lo tanto, el modelo fenomenológico se puede considerar que modela satisfactoriamente el comportamiento del proceso de fusión de la estearina de palma hidrogenada. Las desviaciones observadas en las tasas de fusión se pueden justificar por:

- Naturaleza orgánica del PCM que causa que las propiedades, como la capacidad calorífica, varíe con la temperatura y que para el modelo planteado no fueron considerados.
- Variación de las pérdidas de calor en el transcurso del día causados por un aislamiento térmico ineficiente.
- Precisión de los equipos de control.
- Mal funcionamiento del baño termostático con sistema de regulación de temperatura del montaje experimental, que causaba que los resultados experimentales no tuvieran una temperatura y velocidad de entrada constante.

6.3. Proceso de fusión de la estearina de palma hidrogenada

6.3.1. Variación de la temperatura respecto al tiempo

La Figura 14 muestra las variaciones de la temperatura en los sensores a distancias iguales respecto a la fuente calor durante 30 h. Se puede distinguir que los sensores en la fila 3 (S7, S8 y S9) presentan la curva horizontal característica de la absorción de calor latente. A medida que la altura de los sensores aumenta, las pendientes de las curvas aumentan, lo que dificulta observar las temperaturas del rango de fusión y la duración del cambio de fase. Por lo tanto, la velocidad de fusión dependerá de la altura del sensor justificado porque la convección natural tiene mayor influencia en zonas superiores.

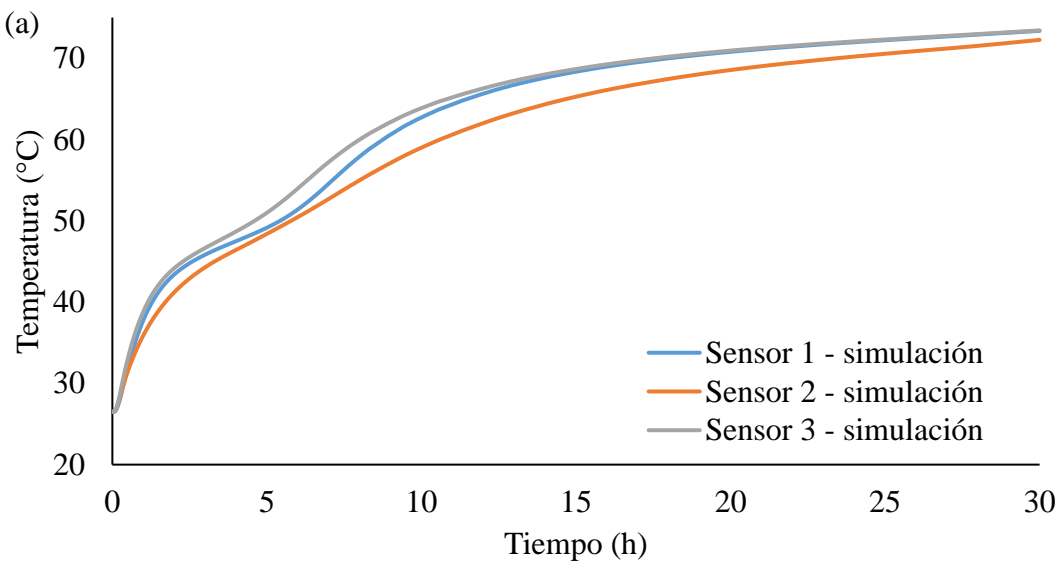
Entre los sensores S1 y S3, S4 y S6, y S7 y S9 ocurre un solapamiento. Esto sucede porque los sensores están ubicados a las mismas distancias respecto a la fuente de calor y, además, como el flujo de transferencia de calor entre el PCM y el HTF es bajo, la temperatura dentro de la tubería puede ser considerada casi constante. Esto causa que en los tramos verticales y horizontales se presenten comportamientos similares. En el caso de los sensores S1 y S3, no ocurre un solapamiento perfecto como los otros, e incluso el sensor S1 tiene una menor tasa de fusión que

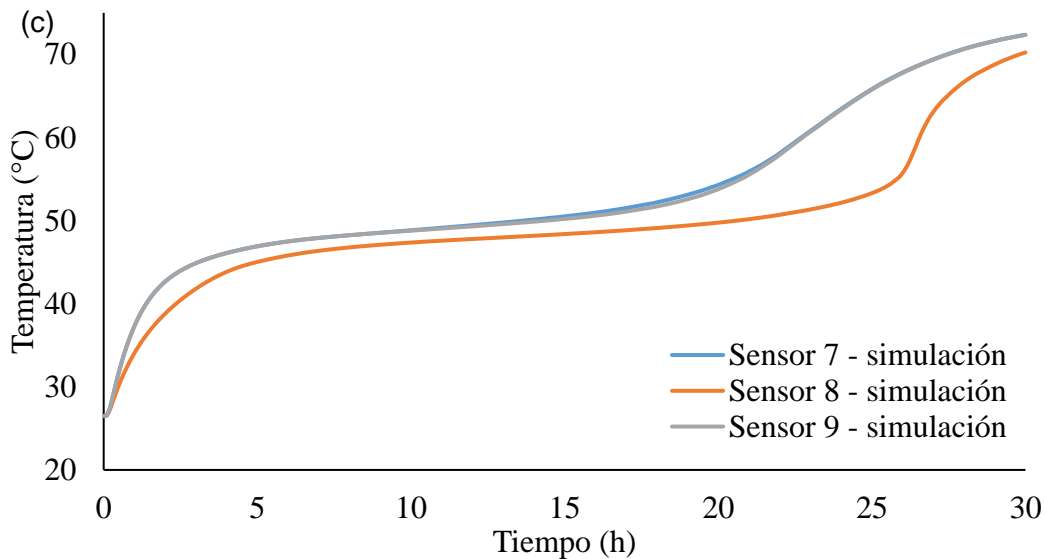
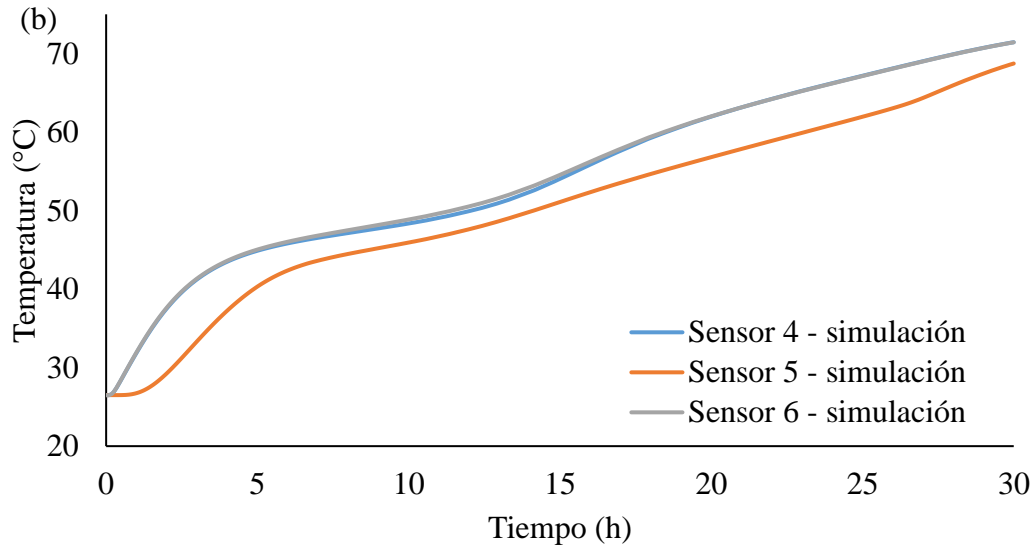
S3. Esto se puede justificar porque el sensor S1 no está ubicado en una curvatura de la tubería, sino que en su parte superior está presente la abertura de salida de la tubería.

En los sensores S2, S5 y S8 se presentan las menores tasas de aumento de temperatura durante el proceso de fusión del PCM. En el caso de los sensores S2 y S8 estas bajas tasas de fusión son causadas porque están rodeados principalmente por una sección horizontal de la tubería. Esto ocasiona que el proceso de fusión en estos sensores tenga una mayor influencia por la transferencia de calor por conducción. El sensor S5 tiene una baja tasa de fusión porque es el sensor más alejado de la fuente de calor.

Figura 14.

Variación de temperatura del PCM en los sensores a) S1, S2 y S3 b) S4, S5 y S6 y c) S7, S8 y S9.



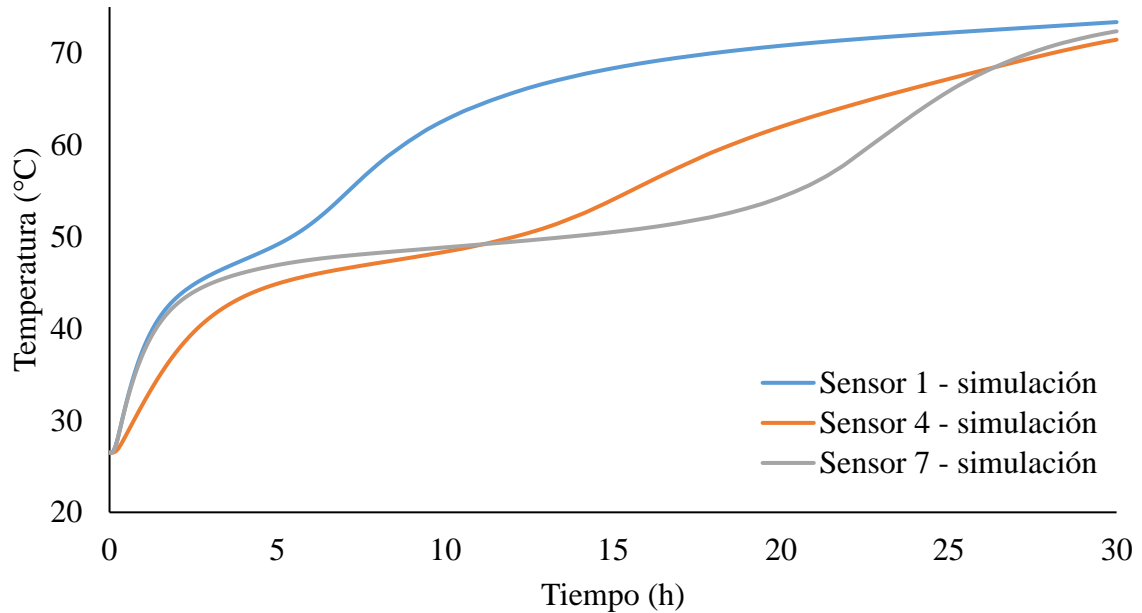


Comparando los sensores S1, S5 y S7, que se encuentran en la misma columna (Figura 15), se puede demostrar que la tasa de incremento de la temperatura está relacionada con la altura del sensor porque el fluido más caliente asciende a la parte superior y el fluido más frío desciende a la zona inferior. Adicionalmente, en la Figura 15, se puede percibir que, en tiempos iniciales, los sensores S1 y S7 tienen las más altas tasas de incremento de temperatura. Esto sucede porque estos sensores están rodeados por tramos de tubería horizontal y vertical, por lo que en estas zonas la transferencia de calor es alta inicialmente. En cambio, el S4 al estar rodeado principalmente por

una sección vertical de tubería, su tasa de incremento de temperatura es baja en los tiempos iniciales. Sin embargo, esta tasa aumenta a medida que pasa el tiempo, demostrando que la influencia de la convección natural es mayor en el S4 que en el S7.

Figura 15.

Variación de temperatura en los sensores S1, S4 y S7.

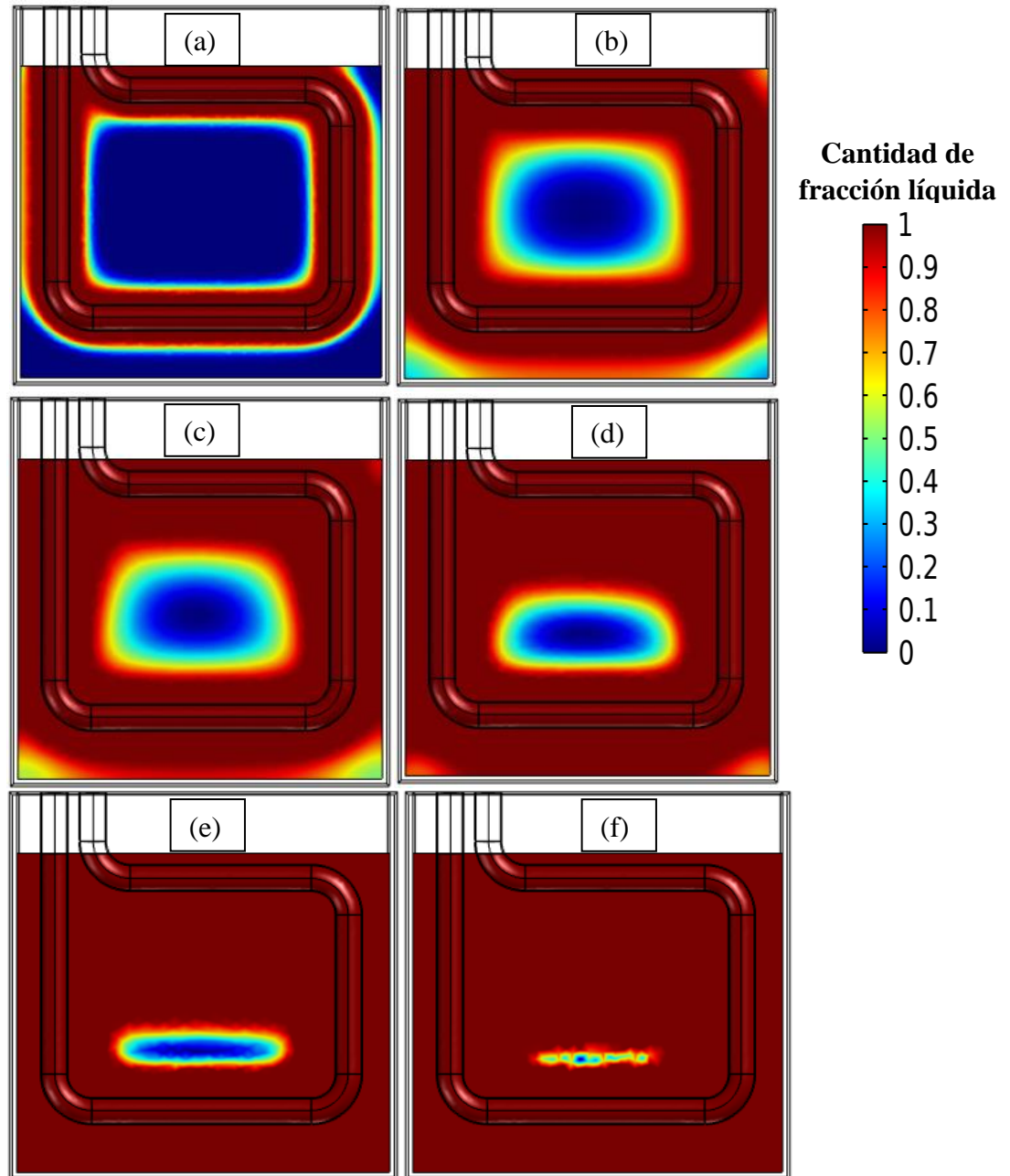


6.3.2. Perfiles de variación de la cantidad de fracción líquida dentro del PCM

La Figura 16 muestra el comportamiento térmico del proceso de fusión de la estearina de palma hidrogenada en un lapso de 30 h. Las fases presentes en el proceso de fusión son representadas con números adimensionales entre 0 y 1 y asociados a una paleta de colores. La fase sólida tiene el valor de cero y está representado con el color azul oscuro, la fase líquida tiene el valor de 1 y está representado por el color rojo oscuro, mientras que la zona mushy tiene valores entre 0 y 1 y está representado por los colores entre el azul y rojo oscuros.

Figura 16.

Perfiles de la variación de la cantidad de fracción líquida del PCM a (a) 1 h, (b) 4 h, (c) 7 h, (d) 12 h, (e) 18 h y (f) 22 h.



Alrededor de 1 h del proceso de fusión, las zonas más cercanas a la fuente de calor se fundirán rápidamente, por la poca resistencia térmica de estas zonas. En esta fusión inicial se

identifica que la transferencia de calor es dominada por el mecanismo de conducción lo que causa que la interfase sólido/líquida sea angosta y definida (Figura 16.a).

Al cabo de 4 h del proceso de fusión, se observa que el centro del sistema presenta una fusión simétrica a causa de que la transferencia de calor por conducción sigue siendo el mecanismo dominante. Aunque no es apreciable, en el centro del sistema se tienen valores muy bajos de cantidad de fracción líquida de 0.02, lo que indica que al cabo de 4 h se encuentran únicamente la fase líquida y zona mushy. Además, las esquinas del equipo muestran una cantidad de fracción líquida de 0.36, por lo cual estas zonas se pueden considerar como zonas críticas para el proceso de fusión del PCM (Figura 16.b).

Después de 7 h del proceso de fusión, se comienza a observar la influencia de la convección natural en la forma de la interfase sólido/líquido, mostrando una zona superior fundida más amplia. El centro del sistema tiene una cantidad de fracción líquida de 0.55, por lo que se espera que la convección natural tenga una mayor influencia en el proceso de fusión. Adicionalmente, las esquinas del sistema muestran una cantidad de fracción líquida de 0.80 (Figura 16.c).

Tras 12 h, se logra apreciar con claridad que el proceso de fusión está dominado por el mecanismo de convección natural que causa que la interfase sólido/líquido tome una forma ovalada. La cantidad de fracción líquida en el centro del sistema y en las esquinas son de 0.83 y 0.96, respectivamente (Figura 16.d).

Luego de 17 h, se observa que debido a la influencia de la convección natural la interfase sólido/líquido tiende a reducir su diámetro vertical. Adicionalmente, se identifica que la interfase inferior no tiene un cambio de posición apreciable, por lo que es posible afirmar, que en la zona inferior del sistema entre la interfase sólido/líquido y la sección horizontal de tubería, el proceso

de fusión está dominado por el mecanismo de transferencia de calor por conducción. El centro del sistema tiene una cantidad de fracción líquida de 0.95 y, además, las esquinas del sistema ya se han logrado fundir por completo, por lo que la distancia establecida en el equipo a escala laboratorio entre la tubería y la superficie inferior de la carcasa presenta un comportamiento óptimo, ya que estas zonas no son las últimas en fundir (Figura 16.e).

Pasado las 22 h del proceso de fusión, se muestra que la última zona en fundirse está a una distancia de aproximadamente 3.0 cm por encima del tramo horizontal de la tubería. De acuerdo con los resultados numéricos, el tiempo total del proceso de fusión de la estearina de palma hidrogenada es de 22.7 h.

6.3.3. Corrientes de flujo de la fase líquida del PCM

La Figura 17 muestra las corrientes del flujo de la fase líquida del PCM debido a la convección natural (flechas rojas) y la cantidad escalar de la velocidad asociada a este flujo (paleta de colores) en el lapso de 4 h. La Figura 17 muestra que, aunque se estableció que el mecanismo de transferencia por conducción es dominante en las primeras horas del proceso de fusión, la influencia de la convección natural es evidente. Finalizado la 1 h, se observa que las corrientes del flujo tienden a ascender, destacando que, en la zona inferior del sistema entre la tubería y la superficie de la carcasa, existe una alta densidad de corrientes. Las velocidades máximas alcanzadas por el flujo son 20×10^{-7} m/s y son causadas porque las secciones verticales de tubería favorecen la convección natural.

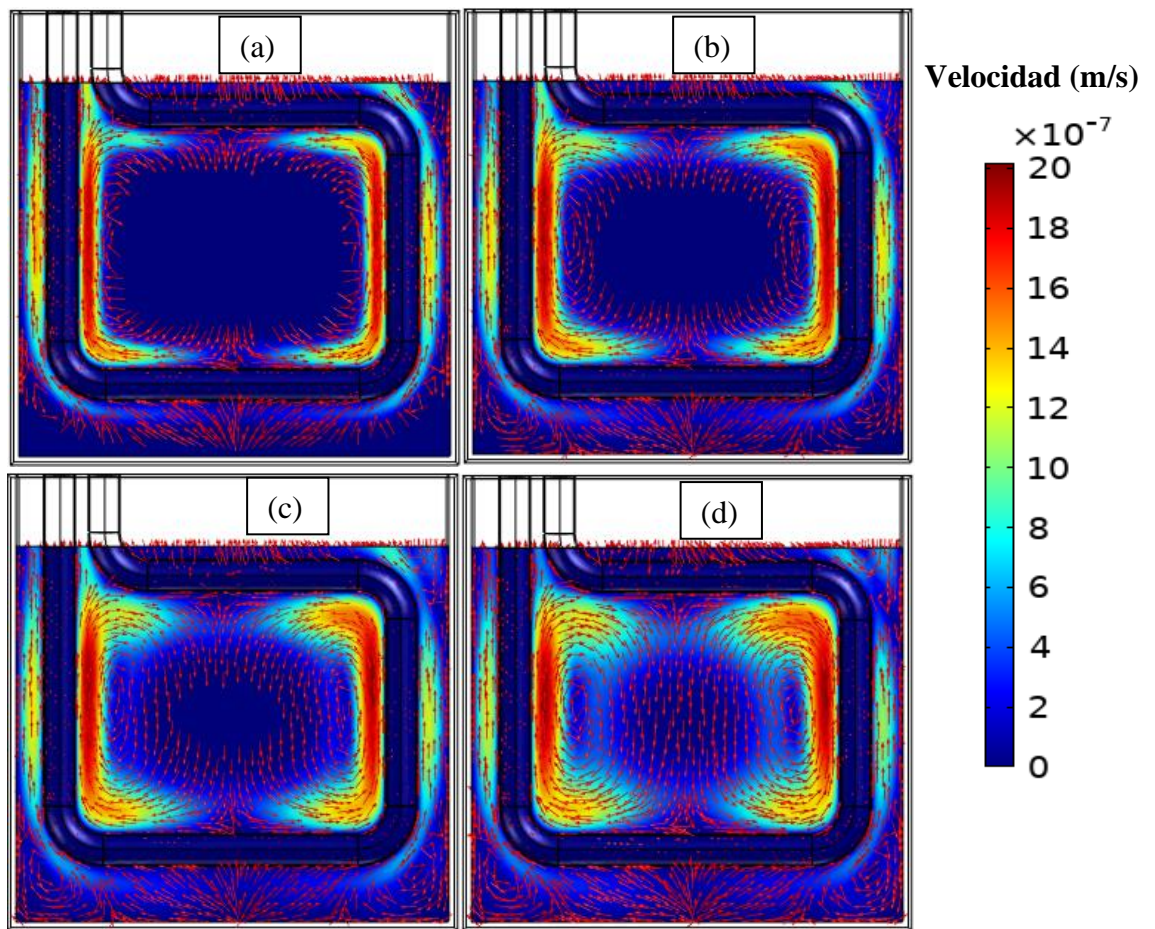
Después de 2 h, en las zonas cercanas a las secciones verticales de tubería y en las esquinas del sistema se logran observar la formación de las primeras corrientes de recirculación debido a la convección natural. Luego de 3 h, las corrientes de movimiento de la fase líquida se intensifican

mostrando aumentos en la velocidad de flujo en zonas cercanas a la sección horizontal de tubería y la formación de una mayor densidad de corrientes de recirculación. Adicionalmente, se identifica que las esquinas ya presentan corrientes de movimiento en su totalidad.

Al fin de las 4 h, se observa que todo el PCM contiene corrientes de movimiento porque existe la presencia de la zona mushy en todo el PCM. Adicionalmente, se muestra que emplear un serpentín rectangular causara que en el eje vertical axisimétrico del sistema choquen las líneas de corrientes, resultando en la formación de dos vórtices en la zona central del sistema.

Figura 17.

Corrientes de flujo de la fase líquida del PCM a (a) 1 h, (b) 2 h, (c) 3 h y (d) 4 h.



Esta formación de corrientes de flujo en todo el PCM causa que la interfase sólido/líquido que se forme posterior a este tiempo se comience a deformar hacia abajo. Esto concuerda con el

perfil de variación de cantidad de fracción líquida del PCM después de las 4 h del proceso de fusión (Figura 17.c).

Adicionalmente, es necesario destacar que emplear un serpentín rectangular será un obstáculo para las corrientes de flujo en la fase líquida del PCM. Esta obstrucción causará que se formen corrientes de flujo sin recirculación en las zonas entre las secciones verticales de tubería y la carcasa del intercambiador. Esta desventaja es ignorada porque la distancia entre estas dos superficies es corta y no representa una zona crítica. De igual forma, en las zonas inferiores, aunque las corrientes de flujo no tengan una recirculación en su totalidad, la baja curvatura y una mayor área de transferencia de calor en estas zonas, favorece el proceso de fusión mediante la convección natural.

Por lo tanto, emplear un serpentín rectangular permite favorecer el proceso de fusión y la convección natural en las zonas inferiores de la carcasa, permitiendo establecer esto como una ventaja en el diseño de intercambiadores de calor con PCM.

6.3.4. Energía almacenada de la estearina de palma hidrogenada

La energía almacenada (E_{st}) durante el proceso de fusión es dada por la Ecuación 72 y estará en función de la temperatura promedio del PCM ($T_{avg,PCM}$)

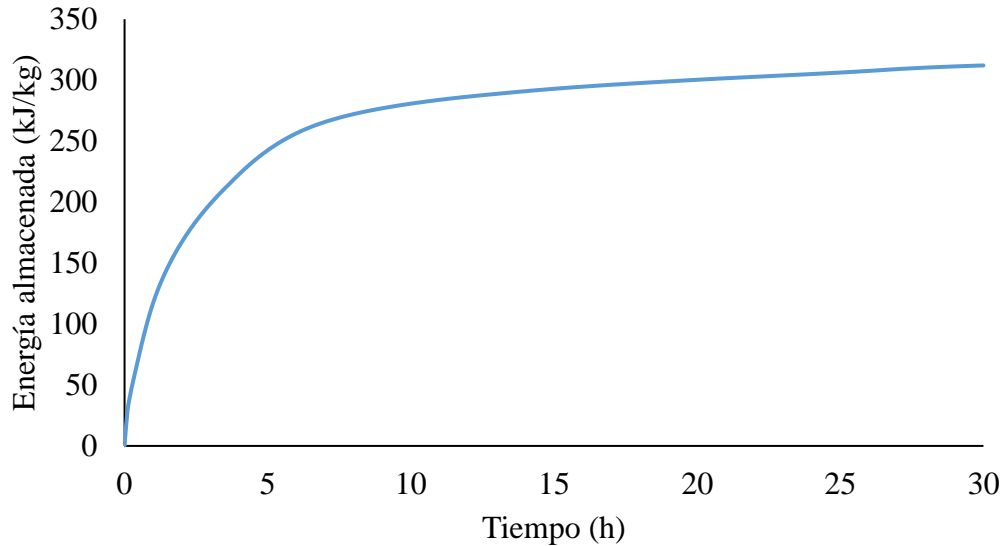
$$E_{st} = c_{p,s}(T_m - T_{ini}) + \gamma L_h + c_{p,l}(T_{avg,PCM} - T_m) \quad (72)$$

La Figura 18 muestra la variación de la energía almacenada del PCM durante el proceso de fusión del PCM. En las primeras 5 h, la tasa de energía almacenada es alta causada por la alta tasa de fusión del PCM en las zonas cercanas a la fuente de calor. Después de las 5 h, la tasa de energía de almacenamiento es lenta porque la cantidad de fracción líquida promedio restante es

baja. Cuando se funde el volumen total del PCM en el lapso de 22.7 h, la energía máxima almacenada es de 303.51 kJ/kg.

Figura 18.

Energía almacenada del PCM.



Con una breve revisión del estado del arte, las energías máximas alcanzadas por otros PCM orgánicos como el keroseno RT25HC (parafina), el ácido láurico, y el ácido esteárico son de 19.2 kJ/kg (kiyak B. et al., 2024), 222.59 kJ/kg (Amudhalapalli G. y Devanuri J. et al., 2023) y 71.74 kJ/kg (Ambarita H. et al., 2017), respectivamente. Por lo tanto, la estearina de palma hidrogenada es un nuevo material de cambio de fase con una alta capacidad de almacenamiento de energía, en comparación con otros PCM.

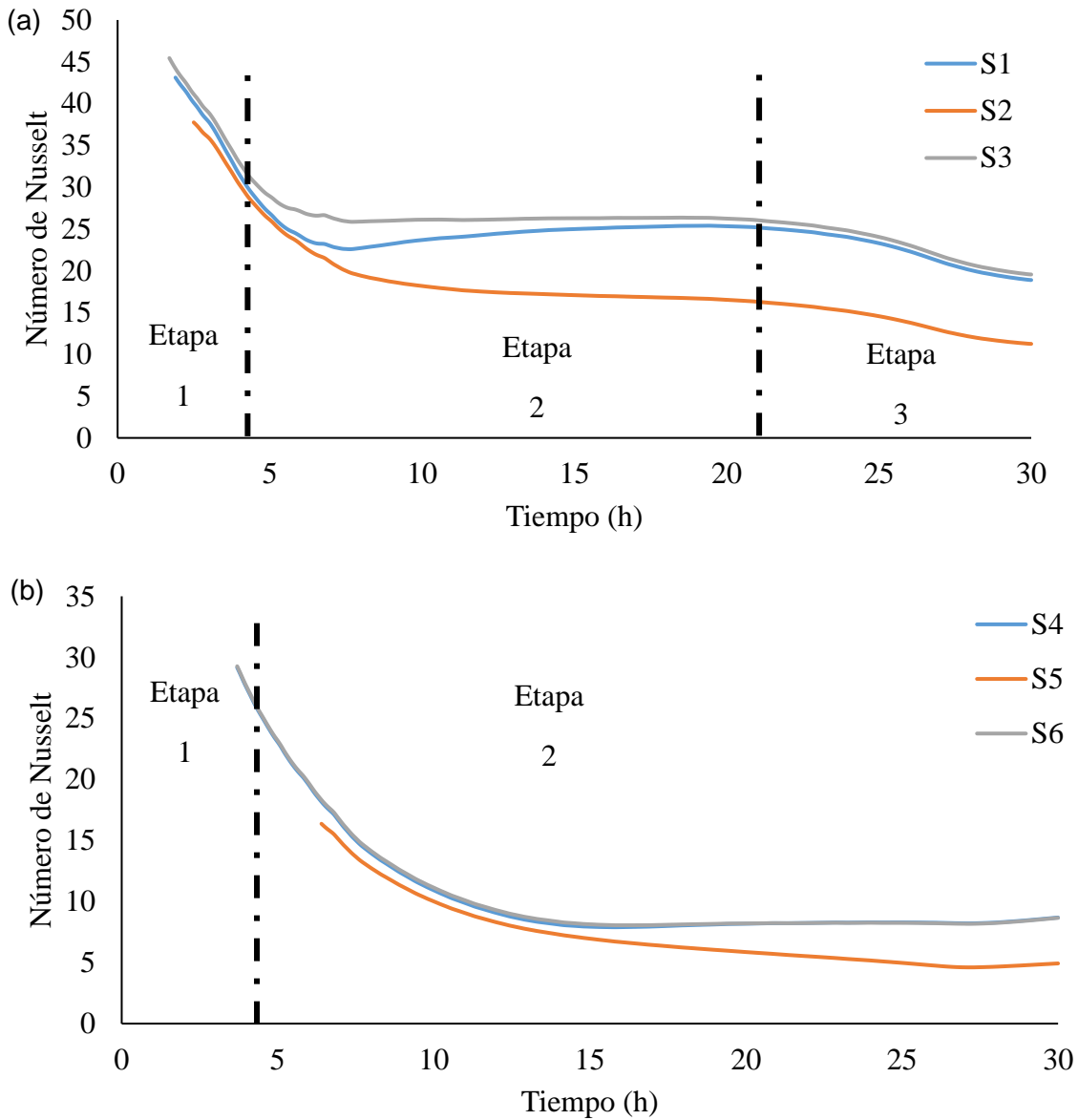
6.3.5. Efecto del serpentín rectangular sobre la influencia de la convección natural

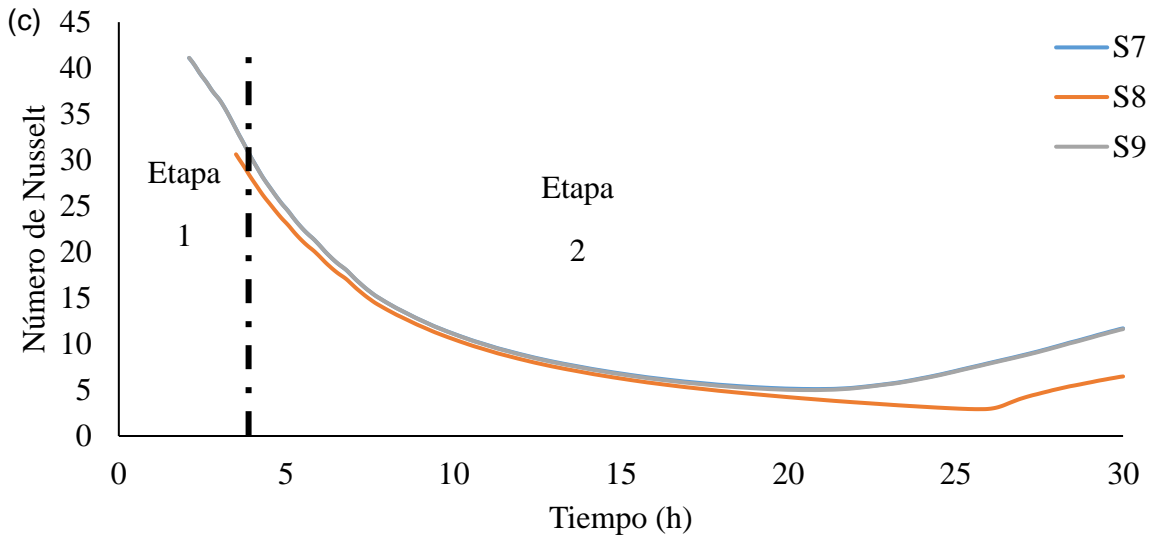
La Figura 19 muestra la variación del número de Nusselt local en el proceso de fusión del PCM en los distintos sensores. El número de Nusselt fue usado para caracterizar el mecanismo de transferencia de calor dominante durante el proceso de fusión. El número de Nu fue determinado

desde que el sensor alcanza la temperatura de mínima del rango de fusión o temperatura de solidificación.

Figura 19.

Variación del número de Nusselt en el proceso de fusión del PCM en los sensores a) S1, S2 y S3, b) S4, S5 y S6 y c) S7, S8 y S9.





Los mecanismos de transferencia de calor durante el proceso de fusión pueden ser divididos en 3 etapas (Ji C. et al., 2018):

- **Etapa 1. Conducción:** la transferencia de calor por conducción es el mecanismo dominante. El número de Nu comienza con un valor muy alto y disminuye rápidamente. Estos altos valores de Nu son atribuidos a la baja resistencia térmica de la capa de fracción líquida que se forma alrededor de la tubería. A medida que avanza el proceso de fusión, esta capa de cantidad de fracción líquida aumenta causando que la transferencia de calor por conducción sea menor y ocasionando la rápida disminución del número de Nu .
- **Etapa 2. Convección fuerte:** la transferencia de calor por convección natural es el mecanismo dominante. El número de Nu decrece a una tasa menor que la etapa 1, logrando mantener un comportamiento constante e incluso obtener un incremento en el número de Nu . Esto es causado porque la cantidad de fracción líquida y la densidad de corrientes de flujo de la fase líquida del PCM aumentan, dificultando la transferencia de calor por conducción y favoreciendo la convección natural. A partir de la Figura 17, se puede inferir que esta zona comienza en un lapso de 4 h.

- **Etapa 3. Convección débil:** el número de Nu decrece porque al fundir el PCM en su totalidad, se reducen las diferencias de temperatura entre las distintas filas de sensores, lo que disminuye la convección natural y permite que la conducción tenga una mayor influencia. En la Figura 19.a. esta zona empieza alrededor de las 21 h, a la cual la máxima diferencia entre los sensores empieza a disminuir (Figura 15).

En la Figura 19, los sensores de la fila 2 y 3 no muestran una etapa 3. Esto se puede justificar porque al transcurrir un lapso de 21 h, el mecanismo de transferencia de calor por conducción aumenta su influencia, causando que la sección horizontal inferior de tubería tenga una tasa de incremento de temperatura mayor que los otros sensores en filas superiores. Adicionalmente, como a las 21 h, se logra la mayor diferencia de temperaturas entre sensores (Figura 15), este aumento rápido de temperatura causara que el fluido en esta zona tienda a subir con mayores velocidades que antes.

La Tabla 7 muestra los valores máximos de los números de Nu de la etapa 2 en los distintos sensores. Es necesario aclarar que la extracción de estos datos fue entre los límites de la etapa 2 de la Figura 19.a.

Tabla 7.

Máximos valores del número de Nu de la etapa 2 en los distintos sensores.

Sensor	Nu	Sensor	Nu	Sensor	Nu
S1	25.38	S2	16.90	S3	26.33
S4	8.25	S5	5.20	S6	8.25
S7	5	S8	4	S9	5

A partir de la Tabla 7, se pueden confirmar los comportamientos anteriormente observados. Entre más alto este ubicado el sensor la influencia de la convección natural será mayor. Entre los sensores S4 y S6, y S7 y S9 ocurre un solapamiento por estar rodeados por secciones horizontales

y verticales de tubería, entre los S1 y S3, no ocurre un solapamiento porque el sensor S1 está debajo de la abertura de salida del flujo de la tubería. Adicionalmente, los sensores S2 y S8 muestran la menor influencia de convección natural en las filas 1 y 2, respectivamente, porque están rodeados únicamente por una sección horizontal de tubería que causa que la conducción tenga una mayor influencia.

Por lo tanto, estos valores de Nu demuestran que la influencia de la convección natural es favorecida por secciones verticales y es directamente proporcional a la altura del sensor. Además, emplear un serpentín rectangular causa que al lograr un pseudo equilibrio térmico en las zonas superiores del PCM, la convección natural empieza a tener una mayor influencia en las zonas inferiores. Esta característica presenta una ventaja en el diseño de intercambiadores de calor porque otros diseños convencionales al lograr un equilibrio térmico en las zonas superiores, el proceso de fusión restante es mediante la transferencia de calor por conducción (Bianco N. et al., 2022) (Harmen Y. et al., 2021).

6.4. Correlación matemática

A continuación, se muestran los resultados del diseño de experimentos mediante el método de un factor a la vez.

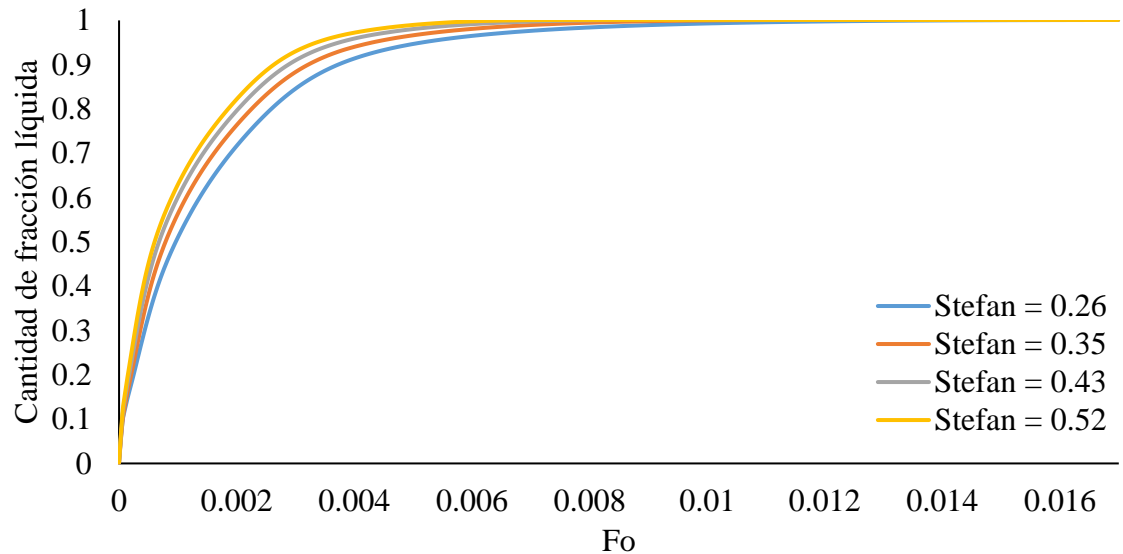
6.4.1. Efecto de la variación del número de Stefan (Ste)

La Figura 20 muestra el efecto de la variación del número de Stefan sobre los perfiles de la cantidad de fracción líquida en función del tiempo adimensional. Aunque en la Figura 20 no se aprecia con facilidad el tiempo total de fusión del PCM, con los datos numéricos se puede establecer que una temperatura de entrada de 65 °C no logra fundir el volumen total del PCM en 30 h. Además, las temperaturas de entrada de 75 °C, 85 °C y 95 °C logran fundir el volumen total

del PCM en 22.7 h, 17.3 h y 14.2 h, respectivamente. Por lo tanto, aumentar el número de Stefan disminuye significativamente el tiempo de fusión del PCM. Esto se justifica porque al aumentar la temperatura de entrada, la transferencia de calor entre el PCM y el HTF aumenta por las mayores diferencias de temperatura.

Figura 20.

Efecto de la variación del número de Stefan sobre el tiempo de fusión.

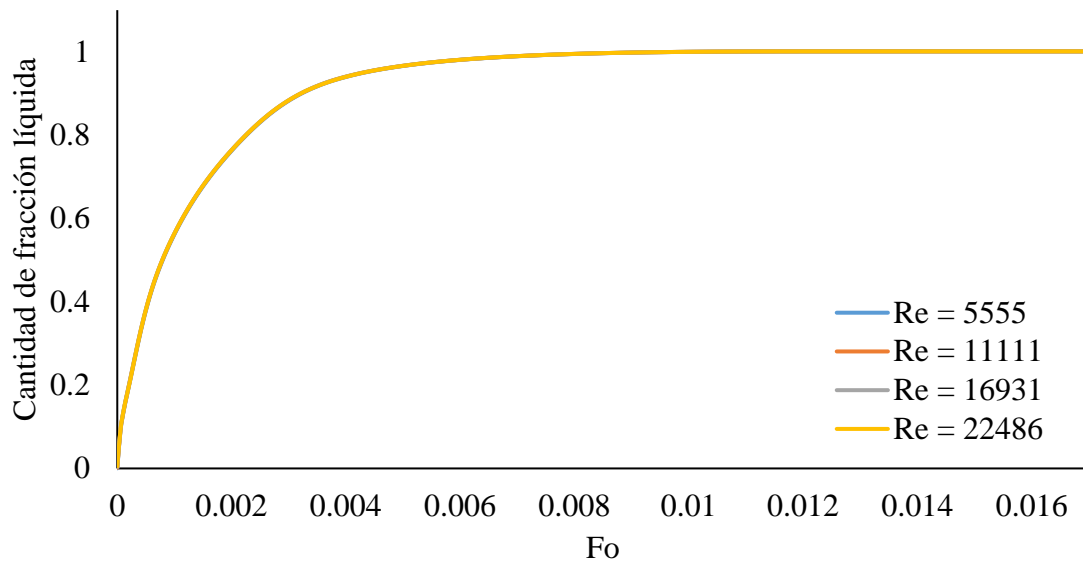


6.4.2. Efecto de la variación del número de Reynolds (Re)

La Figura 21 muestra el efecto de la variación del número de Reynolds sobre los perfiles de la cantidad de fracción líquida en función del tiempo adimensional. En los distintos números de Reynolds, el tiempo total de fusión del PCM es de 22.7 h, por lo tanto, en un régimen turbulento, variar el número de Reynolds no tendrá un efecto significativo sobre el tiempo del proceso de fusión. Esta baja influencia del número de Reynolds se puede atribuir a la baja conductividad térmica del PCM. Adicionalmente, esto causa que las diferencias de temperatura entre la entrada y salida de la tubería sean menores a 1 °C.

Figura 21.

Efecto de la variación del número de Reynolds sobre el tiempo de fusión.

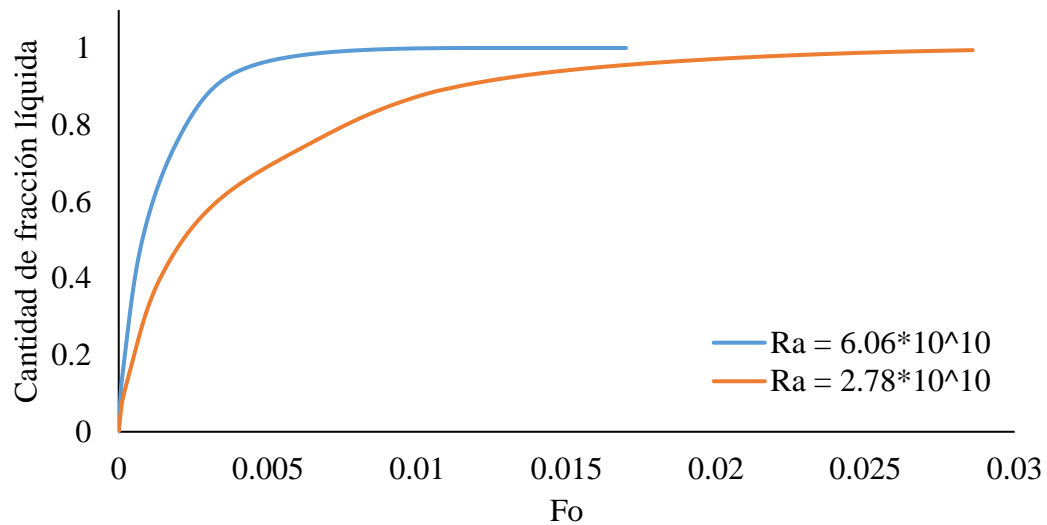


6.4.3. Efecto de la variación del número de Rayleigh (Ra)

La Figura 22 muestra el efecto de la variación del número de Rayleigh sobre los perfiles de la cantidad de fracción líquida en función del tiempo adimensional. Variar la longitud característica, modificara el volumen total de PCM, pero esto es ignorado por emplear números adimensionales. Incrementar el número de Rayleigh disminuye significativamente el tiempo del proceso de fusión del PCM. Esto es causado por que el serpentín rectangular favorece significativamente la transferencia de calor por convección natural.

Figura 22.

Efecto de la variación del número de Rayleigh sobre el tiempo de fusión.



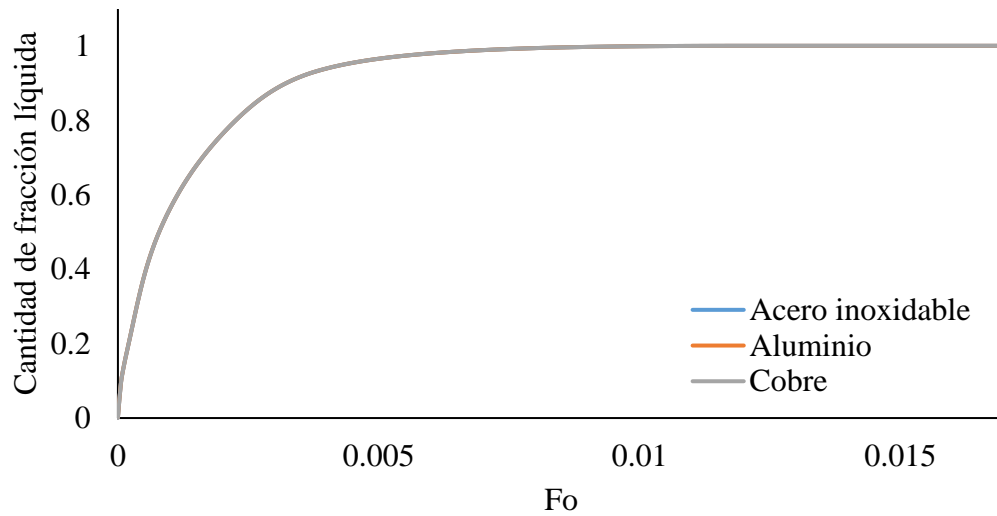
6.4.4. Efecto de la variación de la relación de difusividades térmicas (material de tubería)

La Figura 23 muestra el efecto de la variación del material de tubería sobre los perfiles de la cantidad de fracción líquida en función del tiempo adimensional. La Figura 23 demuestra que modificar el material de tubería no tendrá un efecto significativo sobre el tiempo total del proceso de fusión del PCM. Por lo tanto, en el almacenamiento de energía solar térmica, la selección del material se podría basar únicamente en criterios técnicos y/o económicos.

Estos resultados concuerdan con Kalapala L. y Devanuri J., 2019 y Bechiri M. y Mansouri K., 2019, que concluyeron que el proceso de fusión no es sensible a la variación de los materiales de tubería con relaciones de difusividades térmicas mayores a 40.

Figura 23.

Efecto de la variación del material de tubería sobre el tiempo de fusión.



6.4.5. Condiciones óptimas del equipo a escala laboratorio

Las secciones anteriores permiten establecer las condiciones óptimas para el funcionamiento del equipo a escala laboratorio. Como la velocidad de entrada y el material de la tubería no tienen una influencia significativa, estas variables son seleccionadas por criterios económicos. Luego, la selección óptima de las condiciones es fácilmente establecida por tener solo dos variables que influyen en el proceso de fusión. Por lo tanto, las condiciones óptimas del equipo a escala laboratorio se pueden establecer a una velocidad de entrada de 1 l/min, una tubería de acero de inoxidable (económico, buena soldabilidad y alta resistencia a la corrosión), una temperatura de entrada de 95 °C y una longitud característica de 0.8805 m (serpéntin rectangular).

6.4.6. Regresión multivariable

Antes de realizar la regresión lineal multivariables es necesario destacar que la variación del número de Stefan causa una modificación del número de Rayleigh. Esto puede causar que exista una alta multicolinealidad entre las variables independientes y consecuentemente, la

regresión multivariable tenga altos errores en el ajuste de la regresión. Por lo tanto, se calculó el Factor de Inflación de Varianza (VIF) (Ecuación 73) para cada número adimensional. El VIF determinará la existencia de multicolinealidad entre variables cuando los valores sean mayores a 5 (Hines W. y Montgomery D., 1993).

$$VIF = \frac{1}{1 - R^2} \quad (73)$$

Donde R^2 es el coeficiente de determinación de la regresión multivariable entre las variables independientes. En la Tabla 8 se muestran los valores de R^2 y VIF de cada número adimensional. Estos valores demuestran que, aunque existe una variación simultánea entre Stefan y Rayleigh, no existe una multicolinealidad grave. Por lo que se espera que la regresión lineal multivariable tenga resultados satisfactorios.

Tabla 8.

Factor de Inflación de Varianza.

	Stefan	Reynolds	Rayleigh	φ	Fo
R^2	0.4783	0.0042668	0.5538	0.02128	0.1983
VIF	1.9169	1.004	2.2412	1.0217	1.2474

Las gráficas (Figura 20-23) muestran que el proceso de fusión del volumen total del PCM tiene dos tendencias bien definidas. Una tasa de fusión rápida hasta una cantidad de fracción líquida de 0.9 y una tasa de fusión lenta después de una cantidad de fracción líquida de 0.9. Por lo tanto, la regresión lineal multivariable es realizada para ambos comportamientos.

La correlación matemática obtenida para cantidades de fracción líquida menores a 0.9 es:

$$\gamma = 10^{-7.54893} * Ste^{-0.99876} * Re^{-0.00098} * Ra^{0.77970} * \varphi^{0.00325} * Fo^{0.53233} \quad (74)$$

El coeficiente de determinación R^2 es de 0.9779, por lo tanto, la correlación matemática muestra un ajuste satisfactorio

La correlación matemática obtenida para cantidades de fracción líquida mayores a 0.9 es:

$$\gamma = 10^{-0.97920} * Ste^{-0.11408} * Re^{-0.00027} * Ra^{0.09700} * \varphi^{0.00042} * Fo^{0.05917} \quad (75)$$

El coeficiente de determinación R^2 es de 0.8328 a causa de la disparidad de la estimación de la cantidad de fracción líquida a bajas áreas superficiales de transferencia de calor (serpentín en U), pero a medida que el área superficial aumenta (serpentín rectangular), estas disparidades son muy bajas.

Por lo tanto, las correlaciones matemáticas expresadas en la Ecuación 75 y Ecuación 76, son ecuaciones útiles para emplearlas en el diseño o mejoramiento de almacenamientos de calor con dimensiones y características diferentes, siempre y cuando los rangos de los números adimensionales estén dentro de los rangos estipulados en el diseño experimental.

Una característica que resalta en las correlaciones matemáticas es que el número de Stefan tiene un exponente negativo, dándose a entender que, a mayor temperatura de entrada o Stefan, la cantidad de fracción líquida disminuye, pero esto no es cierto porque se observó anteriormente que el incremento de Stefan disminuye el tiempo de fusión del PCM. Esto sucede por la leve multicolinealidad existente entre el número de Stefan y Rayleigh. Sin embargo, como se determinó anteriormente esta multicolinealidad no es grave y estas correlaciones muestran resultados satisfactorios.

Uno de los métodos empleados para eliminar por completo la multicolinealidad entre el número de Stefan y Rayleigh es realizar la regresión lineal multivariable empleando el tiempo

adimensional expresado como $FoSte$. Aunque se han observado resultados confiables empleando este tiempo adimensional (Talebizadeh S. et al., 2019) (Guo W. et al., 2021), para el equipo a escala laboratorio, este método no presenta resultados satisfactorios, causando que se encuentren errores máximos de alrededor de 25%.

6.5. Elaboración de recomendaciones para mejorar la transferencia de calor en el equipo a escala planta

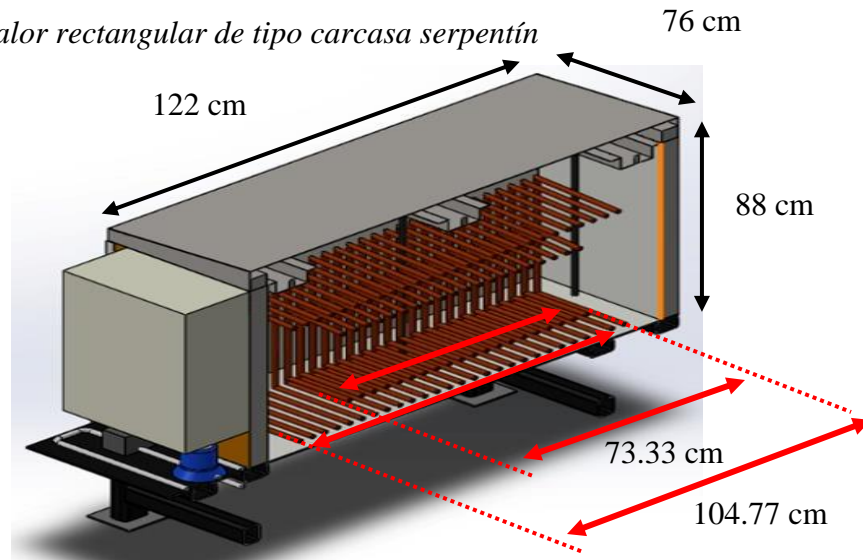
6.5.1. Recomendaciones según la correlación matemática

Con el fin de proponer recomendaciones para mejorar la transferencia de calor en el equipo a escala planta (Figura 24) fue empleado un equipo a escala laboratorio. Como los volúmenes y dimensiones son distintos en ambos equipos, emplear los números adimensionales es un método válido para extrapolar los resultados.

El equipo a escala planta es un intercambiador de calor de tipo carcasa serpentín que usa la estearina de palma hidrogenada como PCM y el agua como el fluido que transporta el calor. El transporte del HTF es mediante dos tuberías de tipo serpentín rectangular con distintas dimensiones, pero con un mismo diámetro interno de tubería de 1 cm.

Figura 24.

Intercambiador de calor rectangular de tipo carcasa serpentín



Nota. Tomado del Grupo de investigación CIDES

Ambos equipos presentan los mismos rangos de los números de Stefan, Reynolds y Relación de difusividades térmicas para las distintas variables operacionales y parámetro de diseño (material de tubería). Por lo tanto, se pueden proponer las mismas condiciones óptimas que para el equipo a escala laboratorio. Una temperatura de entrada de 95 °C, una velocidad de entrada de 1 l/min y un material de tubería de acero inoxidable.

Únicamente con los resultados numéricos del número de Rayleigh, no es posible proponer recomendaciones porque las longitudes características en ambos equipos representan una medición diferente. En el equipo a escala laboratorio la longitud característica es la longitud total de la tubería y en el equipo a escala planta esta longitud característica puede ser la longitud normalizada entre la distancia entre el inicio y fin del serpentín (Prabhanjan D. et al., 2004). Aunque estas longitudes características representen distintas longitudes, los valores de Rayleigh obtenidos para el equipo a escala planta están entre $3.50 \cdot 10^{10}$ y $1.03 \cdot 10^{11}$. El número de Rayleigh de $1.03 \cdot 10^{11}$ excede el límite superior establecido para la correlación matemática obtenida, sin embargo, como

este número de Rayleigh no presenta una amplia diferencia en el orden de magnitud, este puede ser incorporado en la correlación matemática, teniendo en cuenta un posible aumento en los errores de la cantidad de fracción líquida real y predicha.

Una posible recomendación a partir de resultados gráficos y numéricos del número de Rayleigh es mediante una analogía entre la distancia del paso de vuelta del serpentín del equipo a escala planta y la configuración de tubería del equipo a escala laboratorio. Esta analogía consiste en que al realizar un corte bidimensional en el equipo a escala planta, dependiendo de la distancia entre las vueltas del serpentín, el plano resultante puede mostrar una geometría de serpentín rectangular o serpentín en U. Entonces, como se demostró anteriormente un serpentín rectangular disminuye considerablemente el tiempo total de fusión del PCM, por lo que para el equipo a escala planta es recomendable emplear distancias cortas entre las vueltas del serpentín.

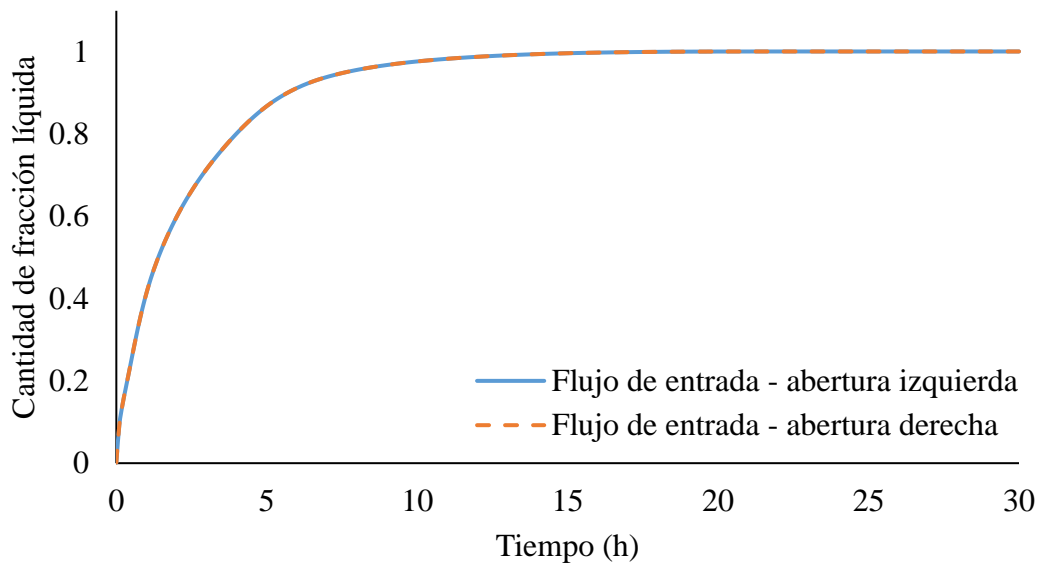
6.5.2. Recomendaciones según la abertura del flujo de entrada y salida de flujo

La Figura 25 muestra el efecto de la modificación de la abertura del flujo de entrada del HTF en el equipo a escala laboratorio. Cambiar la abertura de entrada de flujo del HTF no tiene una influencia significativa sobre el tiempo de fusión del PCM.

En consecuencia, si el equipo a escala planta tiene un paso de vuelta bajo y se observe la configuración de serpentín rectangular, se puede determinar que la abertura por donde entra el flujo del HTF no tendrá una influencia significativa.

Figura 25.

Efecto de la modificación del orificio del flujo de entrada del HTF.



6.5.3. Recomendaciones según la distancia entre la sección de tubería horizontal inferior y la superficie inferior de la carcasa del intercambiador

Un factor crítico en el diseño de los intercambiadores de calor de tipo carcasa serpentín y que usan un material de cambio de fase, es la baja tasa de fusión en las zonas inferiores por la alta influencia de la convección natural. Por lo tanto, como se ha demostrado en las secciones anteriores, el serpentín rectangular surge como una alternativa para superar esta desventaja. Sin embargo, es necesario conocer a que distancia entre la sección horizontal inferior de la tubería y la superficie inferior de la carcasa, el intercambiador de calor mantiene su eficiencia en las tasas de fusión en las zonas inferiores y centrales del sistema.

La Figura 26 muestra el proceso de fusión de la estearina de palma hidrogenada en una configuración de serpentín rectangular durante un lapso de 21 h, y con distintas distancias entre la sección horizontal inferior de tubería y la superficie inferior de la carcasa de 3 cm, 4 cm, 5 cm y 6

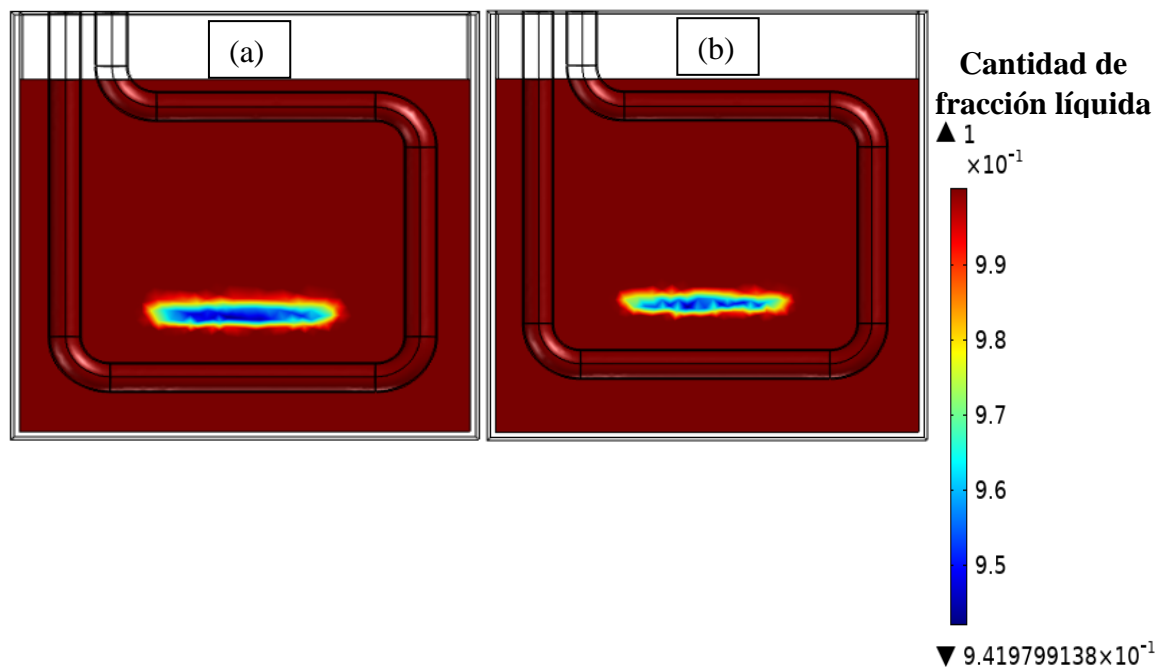
cm. Los tiempos totales del proceso de fusión del PCM a las distancias de 3 cm, 4 cm, 5 cm y 6 cm son de 24 h, 22.7 h, 22.2 h y 27.4 h, respectivamente.

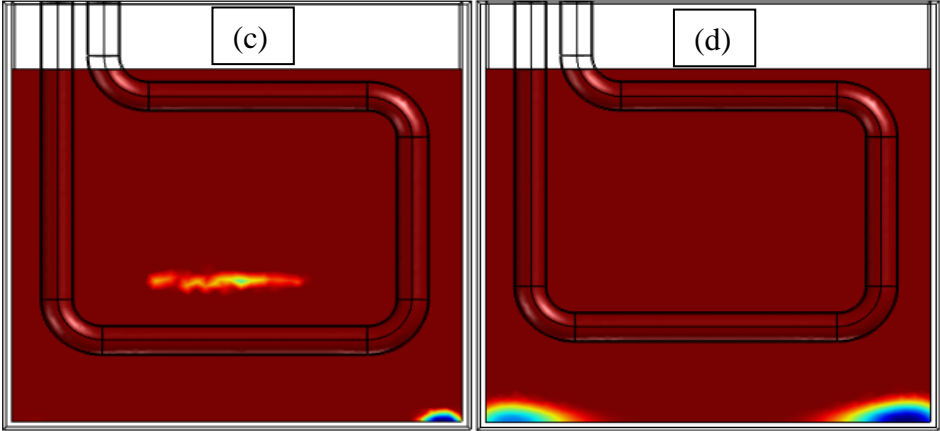
Entre más alta sea la distancia entre estos dominios, las zonas críticas del proceso de fusión son las zonas inferiores del sistema. Análogamente, si la distancia entre estos dominios es baja, las zonas críticas del proceso de fusión son las zonas centrales del sistema. Una distancia mayor entre estos dominios causa mayores tiempos de fusión porque las zonas inferiores no son favorecidas por la convección natural.

De la Figura 26 se puede concluir que la distancia óptima entre la sección horizontal inferior y la superficie inferior de la carcasa es de alrededor de 5 cm. Esta distancia entre estos dominios permite que el proceso de fusión sea uniforme en las zonas centrales e inferiores y no se observe una zona crítica en específico.

Figura 26.

Efecto de la distancia entre la sección inferior horizontal de la tubería y la superficie inferior de la carcasa sobre el proceso de fusión del PCM en un lapso de 21 h.





7. Conclusiones

Mediante análisis de los fenómenos de transferencia de calor y cantidad de movimiento, fue desarrollado un modelo fenomenológico basado en el método matemático de las capacidades caloríficas aparentes y empleando una función Gaussiana para distribuir uniformemente el calor latente, que permitió modelar el comportamiento térmico del proceso de fusión de la estearina de palma hidrogenada en un intercambiador de tipo carcasa-serpentín rectangular, presentando errores no superiores de 8% en temperaturas.

Los perfiles de variación de cantidad de fracción líquida muestran una transferencia de calor dominada por el mecanismo de conducción solo durante las primeras horas del proceso, después el proceso de transferencia de calor es dominado por el mecanismo de convección natural. Esta alta influencia de la convección natural ocasiona que la interfase sólido/líquido o zona mushy muestre una forma ovalada.

La energía máxima almacenada por la estearina de palma hidrogenada al terminar su proceso de fusión es de 303.51 kJ/kg. Por lo tanto, la estearina de palma hidrogenada es PCM orgánico de naturaleza renovable muestra una alta densidad de almacenamiento de energía, lo que presenta una ventaja frente a otros PCM, de carácter petroquímico.

El análisis de números de Nusselt demostró que un serpentín rectangular favorece la influencia de la convección natural en las zonas inferiores del sistema, debido a la conexión con la zona superior del sistema.

La variación de los números adimensionales de Stefan, Reynolds, Rayleigh y relación de difusividades térmicas demostró que la temperatura de entrada y el área transversal son las únicas variables del proceso y parámetros de diseño que tienen efecto sobre el tiempo de fusión

del PCM. Por lo tanto, para este tipo de sistemas las altas temperaturas y bajos caudales favorecen los procesos de almacenamiento de calor en PCM.

El análisis adimensional nos permitió obtener la correlación matemática para fracción líquida $\gamma = 10^{-7.54893} * Ste^{-0.99876} * Re^{-0.00098} * Ra^{0.77970} * \varphi^{0.00325} * Fo^{0.53233}$ y recomendar para el equipo a escala planta una temperatura de entrada de agua de 95 °C, un caudal de 1 l/min y un serpentín de acero inoxidable con paso de vuelta corto.

Además, las simulaciones demostraron que, para garantizar una tasa de fusión adecuada en las zonas inferiores, se recomienda que la distancia entre la sección inferior horizontal del serpentín y la superficie inferior de la carcasa debe ser de menor de 5 cm.

El modelo fenomenológico de la transferencia de calor desarrollado puede ser adaptado para la simulación de intercambiadores con materiales de cambio de fase orgánicos en diferentes aplicaciones de almacenamiento de calor.

8. Recomendaciones para futuras investigaciones

Para futuras investigaciones sobre el análisis numérico del proceso de fusión de materiales de cambio de fase contenidos en intercambiadores de calor de tipo carcasa serpentín rectangular se recomienda lo siguiente:

- Plantear ecuaciones que modelen las propiedades termo-físicas de la fase líquida y/o sólida del PCM que varían con la temperatura. Esto permitirá reducir los errores medios cuadráticos obtenidos en el modelamiento numérico.
- Incluir vueltas de serpentín al sistema físico construido en la simulación para estudiar, mediante números adimensionales, el efecto de la cantidad de vueltas y, de manera más detallada, la distancia entre los pasos de vuelta.
- Incluir en el modelo fenomenológico el movimiento de la interfase entre el PCM y el aire causado por la expansión volumétrica del PCM durante el proceso de fusión.
- Incluir análisis de efectos entre variables mediante un análisis ANOVA.
- Incluir un estudio del efecto de la variación de la sección transversal de la tubería.

Producción intelectual

Artículos científicos

1. **Revista internacional:** Thermal Science and Engineering Progress (Calificación A1 Colciencias)

N. Cabrera, V. Alexis Lizcano-González, V. Kafarov, K. Mahkamov, Numerical study of the melting process of a novel phase change material using a rectangular shell-coil heat exchanger, Thermal Science and Engineering Progress (2024), doi: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2024.102636>

2. **Revista internacional:** Chemical Engineering Transactions (Calificación B Colciencias)

N. Cabrera, V. Alexis Lizcano-González, V. Kafarov, K. Mahkamov. Simulation of Heat Transfer Process in a Novel Phase Change Material Used for Solar Thermal Energy Storage, Chemical Engineering Transactions (2023), doi: 10.3303/CET23103104

Ponencias

1. **Congreso Internacional:** IV encuentro internacional de Experiencias Significativas en procesos industriales (EESPI 2023). **Modalidad:** Ponente. **Lugar:** Cartagena de Indias, Colombia. **Fecha:** 2 – 3 de noviembre del 2023.

N. Cabrera, V. Alexis Lizcano-González, V. Kafarov, K. Mahkamov. Simulación de la influencia de parámetros geométricos en el proceso de fundición de un nuevo material de cambio de fase usado para el almacenamiento de energía solar térmica.

- 2. Congreso Internacional:** The 26th conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction - PRES'23. **Modalidad:** Ponente.

Lugar: Thessaloniki, Grecia. **Fecha:** 8 – 11 de septiembre del 2023.

N. Cabrera, V. Alexis Lizcano-González, V. Kafarov, K. Mahkamov. Simulation of Heat Transfer Process in a Novel Phase Change Material Used for Solar Thermal Energy Storage

- 3. Congreso internacional:** International Conference on BIOMASS (IconBM). **Modalidad:** Ponente. **Lugar:** Palermo, Italia. **Fecha:** 19 - 22 de mayo del 2024.

V. Kafarov, V. Alexis Lizcano-González, N. Cabrera, K. Mahkamov. Simulation of the influence of geometrical parameters on the melting process of a new biomass based phase change material used for solar thermal energy storage.

Referencias bibliográficas

- Agyenim, F., Hewitt, N., Eames, P. C., & Smyth, M. (2010). A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTESS). *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 14(2), 615-628. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.10.015>.
- Ali, H. M., Rehman, T., Arıcı, M., Said, Z., Duraković, B., Mohammed, H. I., Kumar, R., Rathod, M. K., Büyükdağlı, Ö., & Tegggar, M. (2024). Advances in thermal energy storage: Fundamentals and applications. *Progress In Energy and Combustion Science*, 100, 101109. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2023.101109>.
- Ali, M. (1994). Experimental investigation of natural convection from vertical helical coiled tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer/International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37(4), 665-671. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(94\)90138-4](https://doi.org/10.1016/0017-9310(94)90138-4).
- Ambarita, H., Abdullah, I., Siregar, C. A., Siregar, R. E. T., & Ronowikarto, A. D. (2017). Experimental Study on Melting and Solidification of Phase Change Material Thermal Storage. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 180, 012030. <https://doi.org/10.1088/1757-899x/180/1/012030>.
- Amudhalapalli, G. K., & Devanuri, J. K. (2023). Numerical study of melting and solidification behavior of radial and linear cascaded metal foam latent heat storage shell and tube heat exchanger. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 45(12). <https://doi.org/10.1007/s40430-023-04559-2>.

- Arena, S., Casti, E., Gasia, J., Cabeza, L. F., & Cau, G. (2018). Numerical analysis of a latent heat thermal energy storage system under partial load operating conditions. *Renewable Energy*, 128, 350–361. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.05.072>.
- Aydın, A. A. (2013). Fatty acid ester-based commercial products as potential new phase change materials (PCMs) for thermal energy storage. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 108, 98-104. <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2012.08.015>.
- Bashar, M., & Siddiqui, K. (2017). Investigation of heat transfer during melting of a PCM by a U-shaped heat source. *International Journal of Energy Research (Print)*, 41(14), 2091-2107. <https://doi.org/10.1002/er.3770>.
- Bechiri, M., & Mansouri, K. (2019). Study of heat and fluid flow during melting of PCM inside vertical cylindrical tube. *International Journal of Thermal Sciences*, 135, 235-246. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.09.017>.
- Bianco, N., Fragnit, A., Iasiello, M., Mauro, G. M., & Mongibello, L. (2022). Multi-objective optimization of a phase change material-based shell-and-tube heat exchanger for cold thermal energy storage: experiments and numerical modeling. *Applied Thermal Engineering*, 215, 119047. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119047>.
- Bianco, N., Fragnito, A., Iasiello, M., & Mauro, G. M. (2023). A CFD multi-objective optimization framework to design a wall-type heat recovery and ventilation unit with phase change material. *Applied Energy*, 347, 121368. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2023.121368>.
- Cao, Y., & Faghri, A. (1990). A Numerical Analysis of Phase-Change Problems Including Natural Convection. *Journal of Heat Transfer*, 112(3), 812–816. <https://doi.org/10.1115/1.2910466>.

- Capote, J. A. (2008). Influencia del modelo de turbulencia y del refinamiento de la discretización espacial en la exactitud de las simulaciones computacionales de incendios. "Revista internacional de métodos numéricos para cálculo y diseño en ingeniería", 2008, vol. 24, núm. 3, p. 227-245.
- Cavargna, A., Mongibello, L., Iasiello, M., & Bianco, N. (2023). Analysis of a Phase Change Material-Based Condenser of a Low-Scale Refrigeration System. *Energies*, 16(9), 3798. <https://doi.org/10.3390/en16093798>.
- Çengel, Y. A. (2011). *Transferencia de calor y masa*. McGraw Hill.
- Chinome A. y Sánchez M., 2022. Evaluación del potencial de la estearina de palma hidrogenada para su uso como material de cambio de fase. [Tesis pregrado, Universidad Industrial de Santander]. Universidad Industrial de Santander Repository. <https://noesis.uis.edu.co/handle/20.500.14071/11550>.
- Deen, W. M. (2013). *Analysis of Transport Phenomena*. Oxford University Press.
- Diao, Y., Wang, Z., Zhao, Y., Chen, C., Wang, T., & Liang, L. (2022). Visualization experiment and numerical study of latent heat storage unit using micro-heat pipe arrays: Melting process. *Energy*, 246, 123443. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.123443>.
- Duarte Valentina and Blanco Beltrán Anamaría, (2023). Evaluación experimental del proceso de fusión y cristalización de la estearina de palma hidrogenada para su uso como material de cambio de fase en sistemas carcasa-serpentín. [Tesis pregrado, Universidad Industrial de Santander]. Universidad Industrial de Santander Repository. <https://noesis.uis.edu.co/handle/20.500.14071/15340>.

- Elarem, R., Mellouli, S., Abhilash, E., & Jemni, A. (2017). Performance analysis of a household refrigerator integrating a PCM heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 125, 1320-1333. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.113>.
- Eller, C., Rida, M., Boudier, K., Otoni, C. G., Celani, G., Labaki, L. C., & Hoffmann, S. (2021). Climate-Based Analysis for the Potential Use of Coconut Oil as Phase Change Material in Buildings. *Sustainability*, 13(19), 10731. <https://doi.org/10.3390/su131910731>.
- Esapour, M., Hosseini, M. R., Ranjbar, A. M., & Bahrampoury, R. (2016). Numerical study on geometrical specifications and operational parameters of multi-tube heat storage systems. *Applied Thermal Engineering*, 109, 351–363. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.083>.
- Frías Ferrer, A. J. (2004). Optimización de la hidrodinámica de reactores electroquímicos: empleo de métodos experimentales y numéricos [Tesis doctoral]. Universidad de Alicante.
- Gao, X., Wei, P., Xie, Y., Zhang, S., Niu, Z., Lou, Y., Yang, X., Jin, L., & Yan, J. (2017). Experimental investigation of the cubic thermal energy storage unit with coil tubes. *Energy Procedia*, 142, 3709-3714. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.12.309>.
- Gil, A., Medrano, M., Martorell, I., Lázaro, A., Dolado, P., Zalba, B., & Cabeza, L. F. (2010). State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1— Concepts, materials and modellization. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 14(1), 31–55. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.07.035>.
- Gray, D. D., & Giorgini, A. (1976). The validity of the boussinesq approximation for liquids and gases. *International Journal of Heat and Mass Transfer (Print)*, 19(5), 545-551. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(76\)90168-x](https://doi.org/10.1016/0017-9310(76)90168-x).

- Groulx, D., & Biwole, P. H. (2012). Natural Convection Driven Melting of Phase Change Material: Comparison of Two Methods. COMSOL Conference in Boston. https://www.comsol.com/paper/download/150959/groulx_paper.pdf.
- Gunasekara, S. N., Pan, R., Chiu, J., & Martin, V. (2016). Polyols as phase change materials for surplus thermal energy storage. *Applied Energy*, 162, 1439-1452. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.03.064>.
- Guo, W., Zhao, R., Liu, Y., & Dong, H. (2021). Semi-theoretical correlations of melting process driven by Rayleigh–Bénard convection suitable for low melting point metal. *Case Studies in Thermal Engineering*, 28, 101511. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101511>.
- Harmen, Y., Chhiti, Y., Alaoui, F. E. M., Bentiss, F., Khouakhi, M. E., Jama, C., Duquesne, S., Bensitel, M., & Deshayes, L. (2021). Thermal and energetic behaviour of solid-solid-liquid phase change materials storage unit: Experimental and numerical comparative study of the top, bottom and horizontal configurations. *Journal Of Energy Storage*, 33, 102025. <https://doi.org/10.1016/j.est.2020.102025>.
- Hines, W. W., & Montgomery, D. C. (1993). *Probabilidad y estadística para ingeniería y administración*.
- Hossain, F., Karim, M., & Bhuiyan, A. A. (2022). A review on recent advancements of the usage of nano fluid in hybrid photovoltaic/thermal (PV/T) solar systems. *Renewable Energy*, 188, 114–131. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2022.01.116>.
- Hu Z., Li A., Gao R., Yin H. (2015), A comparison study on melting inside the rectangular and curved unit with a vertical heating wall. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 122(2), 831-842. <https://doi.org/10.1007/s10973-015-4754-2>.

IEA. "Heat – Renewables 2023 - Analysis. International Energy Agency (2023), <https://www.iea.org/reports/renewables-2023/heat>.

IEA. "Global Energy Crisis" – Topics. <https://www.iea.org/topics/global-energy-crisis>.

Ji, C., Qin, Z., Dubey, S., Choo, F. H., & Duan, F. (2018). Simulation on PCM melting enhancement with double-fin length arrangements in a rectangular enclosure induced by natural convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer/International Journal of Heat and Mass Transfer*, 127, 255-265. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.07.118>.

Kalapala, L., & Devanuri, J. K. (2019). Parametric investigation to assess the melt fraction and melting time for a latent heat storage material based vertical shell and tube heat exchanger. *Solar Energy*, 193, 360-371. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.09.076>.

Khattari, Y., Rhafiki, T. E., Choab, N., Kousksou, T., Alaphilippe, M., & Zéraouli, Y. (2020). Apparent heat capacity method to investigate heat transfer in a composite phase change material. *Journal of Energy Storage*, 28, 101239. <https://doi.org/10.1016/j.est.2020.101239>.

Kıyak, B., Öztop, H. F., & Aksoy, İ. (2024). Experimental and numerical investigation on melting of phase change material in a disc-shaped container via hot air jet impinging. *Applied Thermal Engineering*, 236, 121761. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121761>.

Kurnia, J. C., & Sasmito, A. P. (2018). Numerical investigation of heat transfer performance of a rotating latent heat thermal energy storage. *Applied Energy*, 227, 542-554. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.08.087>.

- Li, Y., Cao, X., Zhang, N., Xiang, B., Zhang, W., & Qian, B. (2019). Thermal reliability of typical fatty acids as phase change materials based on 10,000 accelerated thermal cycles. *Sustainable Cities and Society* (Print), 46, 101380. <https://doi.org/10.1016/j.scs.2018.12.008>.
- Mahkamov, K., Pili, P., Manca, R., Leroux, A., Mintsa, A. C., Lynn, K., Mullen, D., Halimic, E., Bartolini, C. M., Pirro, M., Costa, S., Cabeza, L. F., De Gracia Cuesta, A., Kenisarin, M., & Makhkamova, I. (2018). Development of a Small Solar Thermal Power Plant for Heat and Power Supply to Domestic and Small Business Buildings. Volume 1: Fuels, Combustion, and Material Handling; Combustion Turbines Combined Cycles; Boilers and Heat Recovery Steam Generators; Virtual Plant and Cyber-Physical Systems; Plant Development and Construction; Renewable Energy Systems. <https://doi.org/10.1115/power2018-7336>.
- Mao, Q., Liu, N., & Li, P. (2019). Numerical Investigations on Charging/Discharging Performance of a Novel Truncated Cone Thermal Energy Storage Tank on a Concentrated Solar Power System. *International Journal of Photoenergy*, 2019, 1-17. <https://doi.org/10.1155/2019/1609234>.
- Marusic, I., & Monty, J. (2019). Attached Eddy Model of Wall Turbulence. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 51(1), 49–74. <https://doi.org/10.1146/annurev-fluid-010518-040427>.
- Mat, S., Al-Abidi, A. A., Sopian, K., Sulaiman, M. A., & Mohammad, A. T. (2013). Enhance heat transfer for PCM melting in triplex tube with internal–external fins. *Energy Conversion and Management*, 74, 223-236. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.05.003>.

McCabe, W. L., Smith, J. C., & Harriott, P. (2010). *Operaciones unitarias en ingeniería química*. McGraw Hill.

Nagamani, G., Naik, B. K., & Agarwal, S. (2024). Energetic and exergetic performance analyses of mobile thermochemical energy storage system employing industrial waste heat. *Energy*, 288, 129730. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.129730>.

Nguyen, G. T., Truong, T. A. N., Dat, N. D., Phan, T. A. D., & Bui, T. T. (2023). Polyethylene Glycol Confined in SiO₂-Modified Expanded Graphite as Novel Form-Stable Phase Change Materials for Thermal Energy Storage. *ACS Omega*, 8(41), 38160-38169. <https://doi.org/10.1021/acsomega.3c04311>.

Okogeri, O., & Stathopoulos, V. N. (2021). What about greener phase change materials? A review on biobased phase change materials for thermal energy storage applications. *International Journal of Thermofluids*, 10, 100081. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2021.100081>.

Pardo P., Deydier A., Anxionnaz-Minvielle Z., Rougé S., Cabassud M. & Cognet P. (2014). A review on high temperature thermochemical heat energy storage. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 32, 591-610. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2013.12.014>

Parsazadeh, M., & Duan, X. (2020). Numerical and Experimental Investigation of Phase Change Heat Transfer in the Presence of Rayleigh-Benard Convection. *Journal of Heat Transfer*, 142(6). <https://doi.org/10.1115/1.4046537>.

Pielichowska, K., & Pielichowski, K. (2014). Phase change materials for thermal energy storage. *Progress in Materials Science*, 65, 67-123. <https://doi.org/10.1016/j.pmatsci.2014.03.005>.

- Prabhanjan, D., Rennie, T. J., & Raghavan, G. (2004). Natural convection heat transfer from helical coiled tubes. *International Journal of Thermal Sciences*, 43(4), 359-365. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2003.08.005>.
- Prieto, M., González, B., & Granado, E. (2016). Thermal performance of a heating system working with a PCM plate heat exchanger and comparison with a water tank. *Energy And Buildings*, 122, 89-97. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.03.078>.
- Putra, N., Rawi, S., Amin, M., Kusriani, E., Kosasih, E. A., & Mahlia, T. (2019). Preparation of beeswax/multi-walled carbon nanotubes as novel shape-stable nanocomposite phase-change material for thermal energy storage. *Journal of Energy Storage*, 21, 32-39. <https://doi.org/10.1016/j.est.2018.11.007>.
- Raj, L. S., Sreenivasulu, S., & Prasad, B. D. (2023). Numerical analysis of melting time and melt fraction for bottom charged tube in tube phase change material heat exchanger. *Sādhanā*, 48(2). <https://doi.org/10.1007/s12046-023-02134-y>.
- Rostami, S., Wongwises, S., Shahsavar, A., Sheikholeslami, M., Kalbasi, R., Aghakhani, S., Shadloo, M. S., & Oztop, H. F. (2020). A review of melting and freezing processes of PCM/nano-PCM and their application in energy storage. *Energy*, 211, 118698. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118698>.
- Saima, O. A., & Abdel-Rehim, A. A. (2023). Experimental and numerical analysis for the size, charging and discharging characteristics of a phase changing material as a thermal energy storage. *Journal of Energy Storage*, 58, 106228. <https://doi.org/10.1016/j.est.2022.106228>.
- Selvnes, H., Allouche, Y., Manescu, R. I., & Hafner, A. (2021). Review on cold thermal energy storage applied to refrigeration systems using phase change materials. *Thermal Science*

- and Engineering Progress (Online), 22, 100807.
<https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100807>.
- Shokouhmand, H., & Kamkari, B. (2013). Experimental investigation on melting heat transfer characteristics of lauric acid in a rectangular thermal storage unit. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 50, 201-212. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2013.06.010>.
- Solmaz, S. (2024). Turbulence: Which Model Should I Select for My CFD Analysis? SimScale. <https://www.simscale.com/blog/turbulence-cfd-analysis/>
- Talebizadeh sardari, P., Walker, G. S., Gillott, M., Grant, D. M., & Giddings, D. (2019). Numerical modelling of phase change material melting process embedded in porous media: Effect of heat storage size. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part A, Journal of Power and Energy*, 234(3), 365-383. <https://doi.org/10.1177/0957650919862974>.
- The Finite Element Method (FEM). (2015, March 15). COMSOL Multiphysics®. <https://www.comsol.com/multiphysics/finite-element-method>.
- The k- ω Turbulence Model. https://doc.comsol.com/5.5/doc/com.comsol.help.cfd/cfd_ug_fluidflow_single.06.090.html#4550102.4.
- Tomassetti, S., Aquilanti, A., Muciaccia, P. F., Coccia, G., Mankel, C., Koenders, E. A. B., & Di Nicola, G. (2022). A review on thermophysical properties and thermal stability of sugar alcohols as phase change materials. *Journal Of Energy Storage*, 55, 105456. <https://doi.org/10.1016/j.est.2022.105456>.

- Trisnadewi, T., Kusrini, E., Nurjaya, D. M., Putra, N., & Mahlia, T. (2021). Experimental analysis of natural wax as phase change material by thermal cycling test using thermoelectric system. *Journal Of Energy Storage*, 40, 102703. <https://doi.org/10.1016/j.est.2021.102703>.
- Tyagi, K., Rane, C., Harshvardhan, & Manry, M. (2022). Regression analysis. En Elsevier eBooks (pp. 53-63). <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-824054-0.00007-1>.
- Lizcano-González V., Kafarov V., Mahkamov K. (2022). Production of Fatty Esters from F Palm Oil By-Products for use as Phase Change Materials, *Chemical Engineering Transactions*, 94, 331-336. doi:10.3303/CET2294055.
- Waqas, A., & Din, Z. U. (2013). Phase change material (PCM) storage for free cooling of buildings—A review. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 18, 607-625. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.10.034>.
- Wilcox, D. C. (2006.). *Turbulence Modeling for CFD*, 3rd ed., DC W Industries, Inc., La Cañada, CA.
- Wilcox, D. J. (2008). Formulation of the k-w Turbulence Model Revisited. *AIAA Journal*, 46(11), 2823–2838. <https://doi.org/10.2514/1.36541>.
- World - Place Explorer - Data Commons. https://datacommons.org/place/Earth?utm_medium=explore&mprop=count&popt=Person&hl=es.
- Zhang, T., Zhang, K., Liu, F., Zhao, M., & Zhang, Z. (2024). Analysis of thermal storage behavior of composite phase change materials embedded with gradient-designed TPMS thermal

conductivity enhancers: A numerical and experimental study. *Applied Energy*, 358, 122630. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2024.122630>.

Apéndices

Apéndice A. Modelo de turbulencia k-w

Se basa en el modelo promediado de Reynolds (RANS), que consiste en descomponer la velocidad instantánea (v) en la velocidad promedio (\bar{v}) y las fluctuaciones del flujo o desviaciones del valor real de velocidad (v') (Capote J. et al., 2008):

$$v = \bar{v} + v' \quad (76)$$

A partir de esta definición y asumiendo densidad constante, las ecuaciones de conservación de continuidad y movimiento son expresadas como:

Ecuación de conservación de masa o de continuidad

$$\nabla \cdot (\bar{v}) = 0 \quad (77)$$

Ecuación de cantidad de movimiento

$$\frac{\partial \rho \bar{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{v} \bar{v}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\mu + \mu^T)(\nabla \bar{v} + (\nabla \bar{v})^T) \quad (78)$$

Donde se puede observar que ahora las ecuaciones estarán en términos de la velocidad promedio y aparece el termino μ^T que es la viscosidad turbulenta, que es la resistencia del fluido a fluir cuando experimenta flujos turbulentos y está definida como:

$$\mu^T = \rho \frac{k}{\omega} \quad (79)$$

Donde k es la energía cinética de turbulencia generada por los remolinos o comúnmente referidos como eddies (Marusic I. y Monty J., 2018), y ω es la energía cinética de turbulencia disipada convertida en calor. Estas dos variables son definidas como:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho(\bar{v} \cdot \nabla)k = \nabla \cdot [(\mu + \mu^T \sigma_k^*) \nabla k] + P_k - \beta_0^* \rho \omega k \quad (80)$$

$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho(\bar{v} \cdot \nabla)\omega = \nabla \cdot [(\mu + \mu^T \sigma_\omega) \nabla \omega] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta_0 \rho \omega^2 \quad (81)$$

Donde σ_k^* , β_0^* , σ_ω , α y β_0 son coeficientes que permiten una convergencia del modelo y P_k es el término de generación de energía (Wilcox D., 2006). Son definidas como:

$$\sigma_k^* = \frac{3}{5} ; \quad \beta_0^* = \frac{9}{100} ; \quad \sigma_\omega = \frac{1}{2} ; \quad \alpha = \frac{13}{25} ; \quad \beta_0 = \frac{9}{125} \quad (82)$$

$$P_k = \mu^T ((\nabla \bar{v} : \nabla \bar{v} + (\nabla \bar{v})^T) - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \bar{v})^2) - \frac{2}{3} \rho k \nabla \cdot \bar{v} \quad (83)$$

Para las ecuaciones matemáticas cerca de la superficie de la tubería donde los Reynolds son bajos por acción de la viscosidad, se define la disipación de energía en función de la subcapa viscosa (ω_{visc}) y la subcapa inercial o logarítmica (ω_{log}) que es la zona donde la viscosidad comienza a ser despreciable, de la siguiente forma:

$$\omega = \sqrt{\omega_{visc}^2 + \omega_{log}^2} \quad (84)$$

$$\omega_{visc} = \frac{6\nu}{\beta_0 \delta_w^2} ; \quad \omega_{log} = \frac{u_t}{\sqrt{\beta_0^* k_\nu \delta_w}} \quad (85)$$

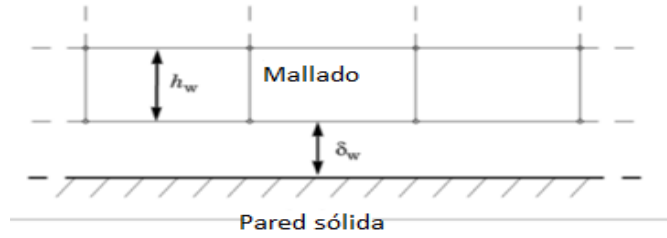
Donde δ_w es la distancia más cercana a la pared con respecto al tamaño de los elementos utilizados para discretizar, expresado como:

$$\delta_w = \frac{h_w}{2} \quad (86)$$

Donde h_w es la distancia entre elementos del mallado (Figura 27)

Figura 27.

Mallado de un sistema.



Nota. Tomado de COMSOL Multiphysics®.

u_t es la velocidad característica en la subcapa logarítmica, definida como:

$$u_t = \sqrt{(u_t^{visc})^4 + (u_t^{log})^4} \quad (87)$$

$$u_t^{visc} = \sqrt{\frac{\nu U_{II}}{\delta_w}} \quad ; \quad u_t^{log} = \frac{U_{II}}{\frac{1}{k_v} \log(\delta_w) + B} \quad (88)$$

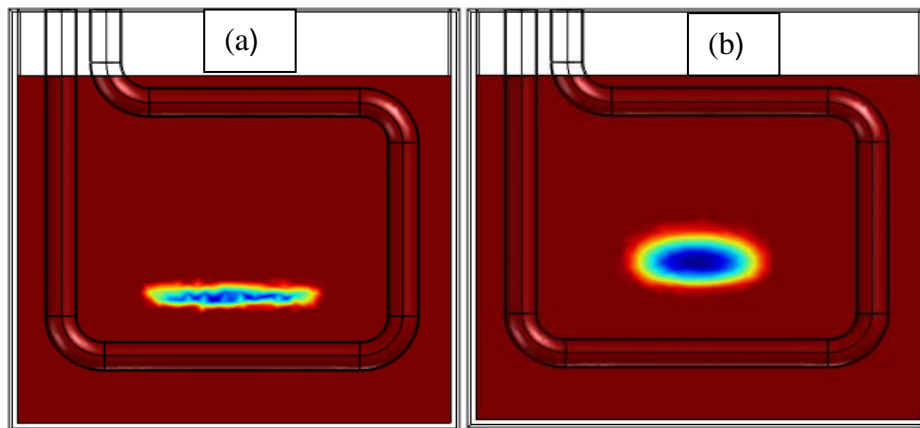
Donde U_{II} es la velocidad paralela a la superficie, k_v es la constante de von Karman (0.41) y B es una constante con un valor de 5.2 (COMSOL Multiphysics®).

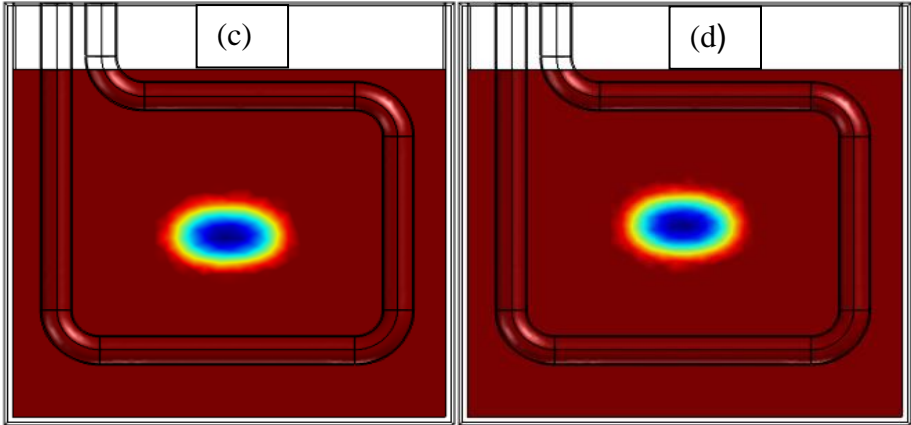
Apéndice B. Influencia de la constante de Carman-Kozeny en las simulaciones numéricas

La Figura 28 muestra la influencia de la constante de Carman-Kozeny sobre los resultados numéricos. Los valores estudiados son de 10^5 , $10^{5.5}$, 10^6 y 10^7 . Constantes menores a 10^5 y mayores a 10^8 causan que el modelo fenomenológico no converja u obtenga perfiles de temperatura no lógicos. La Figura 28 demuestra que el modelo fenomenológico es altamente sensible a los valores de esta constante. Con valores mayores a 10^6 la transferencia de calor es dominado principalmente por el mecanismo de conducción de calor. Con valores entre 10^5 - 10^6 la transferencia de calor es influenciado principalmente por la convección natural (Figura 28.a y Figura 28.b). Además, esto afecta significativamente el tiempo del proceso de fusión del PCM. Constantes de Carman-Kozeny con valores de 10^5 , $10^{5.5}$, 10^6 y 10^7 tienen un tiempo del proceso de fusión de 22.7 h, 28.3 h, 29.3 h y 29.9 h.

Figura 28.

Influencia de la constante de Carman-Kozeny en el modelo fenomenológico. Constantes con valores de (a) 10^5 , (b) $10^{5.5}$, (c) 10^6 y (d) 10^7 . Tiempo de referencia es de 21 h.





Apéndice C. Lista de nomenclatura y abreviaciones

A_{PCM}	Área superficial de contacto entre el PCM y el HTF	T_f	Temperatura final
$A(T)$	Término de Carman-Kozeny	T_{in}	Temperatura inicial
B	Generación volumétrica de cantidad	T_{inlet}	Temperatura de entrada
b	Cantidad	T_l	Temperatura de fusión
C	Constante de Carman-Kozeny	T_m	Temperatura promedio de fusión
c_p	Capacidad calorífica	T_{ref}	Temperatura de referencia
$c_{p,l}$	Capacidad calorífica fase líquida	T_s	Temperatura de solidificación
$c_{p,s}$	Capacidad calorífica fase solida	$T_{salida,HTF}$	Temperatura de salida del HTF
$c_{p,PCM}$	Capacidad calorífica del PCM	ΔT	Intervalo de temperaturas
$D_{tubería}$	Diámetro de tubería	u	Variable de interés
$D(T)$	Función Gaussiana	V	Volumen
E_{st}	Energía almacenada	v	Velocidad
F	Flux total de cantidad	\bar{v}	Velocidad promedio
f_n	Esfuerzo normal aplicado	v_{inlet}	Velocidad de entrada
f	Flux molecular	y_i	Valores experimentales
g	Gravedad	\hat{y}_i	Valores numéricos
H	Entalpia total	α_{PCM}	Difusividad térmica del PCM
h	Coefficiente de transferencia por convección natural	$\alpha_{material tubería}$	Difusividad térmica del material de tubería
h_{PCM}	Coefficiente de transferencia de calor por convección del PCM	β	Coefficiente de expansión volumétrica
h_{ref}	Entalpia de referencia	ρ_∞	Densidad lejos de la superficie

h_s	Calor sensible	ρ_o	Densidad de referencia
k	Conductividad térmica	ϕ	Flux combinado de cantidad de movimiento
L_c	Longitud característica	μ^T	Viscosidad turbulenta
L_h	Calor latente	γ	Cantidad de fracción líquida
m	Masa	μ	Viscosidad dinámica
n	Vector normal	ρ	Densidad
$p_{A,relativa}$	Presión relativa A	τ	Ley de Newton de viscosidad
$p_{B,relativa}$	Presión relativa B	φ	Relación de difusividades térmicas
$P_{dinámica}$	Presión dinámica	ψ	Función de aproximación
\dot{Q}	Tasa de transferencia de calor entre el HTF y el PCM	Abreviaciones	
q	Flujo de calor	HTF	Fluido que transporta el calor
R^2	Coefficiente de determinación de la regresión	PCM	Material de cambio de fase
S	Superficie	VIF	Factor de inflación de varianza
T_∞	Temperatura lejos de la superficie	ECM	Error cuadrático medio
T_{HX}	Temperatura del intercambiador	Fo	Fourier
T_{PCM}	Temperatura del PCM	Nu	Nusselt
T_{Wall}	Temperatura superficie externa	Ra	Rayleigh
$T_{avg,PCM}$	Temperatura promedio del PCM	Re	Reynolds
$T_{entrada,HTF}$	Temperatura entrada del HTF	Ste	Stefan
T_{ext}	Temperatura ambiente		