

**MÁSTER UNIVERSITARIO EN
INVESTIGACIÓN EN EFICIENCIA ENERGÉTICA
EN LA INDUSTRIA, TRANSPORTE,
EDIFICACIÓN Y URBANISMO**

TRABAJO FIN DE MÁSTER

***ESTUDIO PARAMÉTRICO DE UN
SISTEMA DE ALMACENAMIENTO
TÉRMICO LATENTE DE PLACAS
MEDIANTE MODELADO CFD***

**Estudiante
Director/Directora
Departamento
Curso académico**

*Martínez Pérez, Lucía
Diarce Beloso, Gonzalo
Ingeniería Energética
1º*

Bilbao, 06/08/2021



RESUMEN

El almacenamiento de energía térmica es una tecnología clave para superar el desajuste estructural entre el suministro y la demanda de energía en los sistemas de energía térmica. Su uso es fundamental para una adecuada integración de tecnologías renovables. El almacenamiento de energía térmica de calor latente, que se basa en el uso de materiales de cambio de fase, ha sido estudiado en profundidad en la literatura debido a sus ventajas sobre los métodos de almacenamiento convencionales. Puede proporcionar una mayor compactidad y menores pérdidas térmicas que los sistemas tradicionales de almacenamiento de calor sensible.

Sin embargo, para modelizar un LHTES basado en placas, es necesario calcular el tiempo de descarga mediante ecuaciones muy complejas además de realizar costosas simulaciones de dinámica de fluidos computacional (CFD). Los sistemas de almacenamiento de energía térmica de calor latente (LHTES) a menudo se modelan incorporando correlaciones del número de Fourier. Hasta la fecha, se han desarrollado y estudiado muchas simulaciones en la literatura, aunque a mayoría para la geometría de carcasa- tubo, lo que reduce el potencial de comercialización de los productos LHTES. Por lo tanto, el objetivo de este trabajo de fin de master es el estudio paramétrico de un sistema de almacenamiento térmico latente de placas mediante modelado CFD para calcular de forma fiable el tiempo de descarga en función las propiedades PCM, al caudal y diferentes rangos de temperaturas.

Palabras clave: “LHTES”; “PCM”; “modelado”.

ABSTRACT

Thermal energy storage is a key technology for overcoming the structural mismatch between energy supply and demand in thermal energy systems. Its use is essential for an adequate integration of renewable technologies. Latent heat thermal energy storage, which is based on the use of phase change materials, has been studied in depth in the literature due to its advantages over conventional storage methods. It can provide greater compactness and lower thermal losses than traditional sensible heat storage systems.

However, to model a plate-based LHTES, it is necessary to calculate the discharge time using very complex equations in addition to expensive computational fluid dynamics (CFD) simulations. Latent heat thermal energy storage systems (LHTES) are often modeled by incorporating Fourier number correlations. To date, many simulations have been developed and studied in the literature, albeit mostly for shell-tube geometry, reducing the potential for commercialization of LHTES products. Therefore, the objective of this master's thesis is the parametric study of a latent thermal storage system for plates using CFD modeling to reliably calculate the discharge time based on the PCM properties, the flow rate and different ranges of temperatures.

Keywords: “LHTES”; “PCM”; “modeling”.



LABURPENA

Energia termikoaren biltegitratzea funtsezko teknologia da energia termikoko sistemetan horniduraren eta energia-eskariaren arteko egiturazko desoreka gainditzeko. Funtsezkoa da teknologia berriztagarriak behar bezala integratzeko. Bero latenteko energia termikoaren biltegitratzea, fasez aldatzeko materialen erabileran oinarritzen dena, literaturan sakon aztertu da, ohiko biltegitratze-metodoen gainean dituen abantailengatik. Bero sentikorra biltegitratzeko sistema tradizionalak baino trinkotasun handiagoa eta galera termiko txikiagoak eragin ditzake.

Hala ere, plaketan oinarritutako LHTE bat modelizatzeko, beharrezkoa da deskargadenbora kalkulatzeko ekuazio oso konplexuen bidez, fluido konputazionalen dinamika-simulazio garestiak egiteaz gain (CFD). Bero latenteko energia termikoa (LHTES) biltegitratzeko sistemak askotan Fourier-en zenbakiaren korrelazioak gehituz modelatzen dira. Orain arte, literaturan simulazio asko garatu eta aztertu dira, baina gehienetan karkasa-hodiaren geometriarako, eta horrek murriztu egiten du LHTES produktuen merkaturatze-potentziala. Beraz, master amaierako lan honen helburua CFD modelatuaren bidez plaken biltegitratze termiko latenteko sistema baten azterketa parametrikoa egitea da, deskarga-denbora modu fidagarrian kalkulatzeko PCM propietateen, emariaren eta tenperatura-tarte desberdinen arabera.

Hitz-gakoak: “LHTES”; “PCM”; “modelatu”.



ÍNDICE

RESUMEN.....	2
ABSTRACT	2
LABURPENA	3
1. INTRODUCCIÓN Y ESTADO DEL ARTE	8
1.1. INTRODUCCIÓN	8
1.2. Sistema de almacenamiento térmico latente: PCM.....	10
1.2.1. Materiales seleccionados para el sistema LHTES.....	11
1.2.2. Temperatura del agua para cargar y descargar los LHTES	11
1.2.3. Régimen de flujo a utilizar y su influencia en el caudal másico de HTF	12
1.3. VENTAJAS Y LIMITACIONES.....	12
1.3.1. Complejidad de modelización para descarga	13
1.4. OBJETIVOS	16
2. METODOLOGÍA.....	17
2.1. EXPLICACIÓN DETALLADA DEL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO.....	17
2.1.1. Prototipo LHTES.....	17
2.1.2. Propiedades PCM	18
2.1.3. Configuración experimental	20
2.2. EXPLICACIÓN DEL MODELO CFD	21
2.2.1. Modelos numéricos y métodos experimentales.....	22
2.2.2. Dominio, condiciones de contorno y mallas desarrolladas.....	24
2.2.3. Estudio de la independencia numérica del mallado	26
3. RESULTADOS.....	28
3.1. EXPLICACIÓN DEL ANÁLISIS TÉRMICO REALIZADO.....	28
3.1.1. Temperatura de salida.....	28
3.1.2. Potencia instantánea	29
3.1.3. Energía acumulada.....	29
3.1.4. Tiempo de descarga	30
3.2. VALIDACIÓN DEL MODELO 2D	31
3.3. VALIDACIÓN DEL MODELO Y ESTUDIO DEL MALLADO	31
3.4. ESTUDIO PARAMÉTRICO DEL SISTEMA.....	35
3.4.1. Influencia del caudal.....	35
3.4.2. Influencia de la temperatura	39
3.4.3. Influencia de la conductividad.....	42
4. CONCLUSIONES	45
5. REFERENCIAS	46



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Imagen conceptual del sistema LHTES basado en placas (izquierda) y detalle de una placa (derecha)	10
Figura 2. Ejemplo de sistema LHTES basado en placas con 56 placas divididas en 4 pilas. 11	
Figura 3. Diagrama esquemático del prototipo (izquierda) y las placas colocadas dentro de la carcasa (derecha) [42].	18
Figura 4. Gráfica de entalpía frente a temperatura para RT60 tras la solidificación [42]. ...	20
Figura 5. Esquema de instalación de la plataforma (izquierda) e imagen de los dos LHTES dentro de las cajas de PVC. Las perlas aislantes de PES aún no se habían colocado (derecha) [42].	20
Figura 6. Vista general del prototipo (izquierda) y vista de detalle de la entrada de agua con un termopar tipo T (derecha).	21
Figura 7. a) Representación esquemática de un sistema LHTES que consta de 14 placas en paralelo. b) Croquis mostrando placas en paralelo, con media placa y medio canal HTF resaltado en verde [11].	22
Figura 8. Vista superior de un sistema LHTES que consta de 14 placas en paralelo. Las flechas representan la dirección del flujo de agua. 1) entrada de agua, 2) colector de entrada, 3) área de intercambio de calor, 4) colector de salida, 5) salida de agua. El rectángulo amarillo representa el dominio cubierto por el prototipo desarrollado a escala de laboratorio [11].	22
Figura 9. Geometría 3D modelada con Simcenter Star CCM+.	24
Figura 10. Mallado de la geometría 3D simulado en Simcenter STAR CCM+.	24
Figura 11. Zoom de la geometría modelada en 2D y los muros limítrofes para la configuración (utilizada para los estudios de tiempos de descarga). La zona gris representa la media placa de PCM. La zona sombreada rosa representa el medio canal de HTF.	26
Figura 12. Gráfica de la temperatura de salida en función del tiempo.	28
Figura 13. Gráfica de la potencia instantánea en función del tiempo.	29
Figura 14. . Gráfica de la energía acumulada en función del tiempo.	30
Figura 15. Comparación de la temperatura de salida del archivo 2D con el 3D.	31
Figura 16. Comparación de las celdas de los distintos tipos de mallado: a) Mallado fino; b) Mallado medio; c) Mallado grueso.	32
Figura 17. Evolución de la temperatura para los distintos de mallado y para el modelo experimental.	33
Figura 18. Evolución de la potencia para los distintos tipos de mallado.	34



Figura 19. Evolución de la energía acumulada para los distintos tipos de mallado.34

Figura 20. Gráfica de la temperatura de salida para el rango de temperaturas de 45/60°C para los tres caudales distintos.36

Figura 21. Gráfica de la temperatura de salida para el rango de temperaturas de 50,2/65°C para los tres caudales distintos.36

Figura 22. Gráfica de la potencia instantánea para el rango de temperaturas de 45/60°C para los tres caudales distintos.37

Figura 23. Gráfica de la potencia instantánea para el rango de temperaturas de 50,2/65°C para los tres caudales distintos.37

Figura 24. Gráfica de la potencia instantánea para el rango de temperaturas de 50,2/65°C para los tres caudales distintos.38

Figura 25. Gráfica de la energía acumulada para el rango de temperaturas de 50,2/65°C para los tres caudales distintos.38

Figura 26. Gráfica de la temperatura de salida para los seis rangos de temperaturas.40

Figura 27. Gráfica de la potencia instantánea para los seis rangos de temperaturas.40

Figura 28. Gráfica de la energía acumulada para los seis rangos de temperaturas.41

Figura 29. Gráfica de la temperatura de salida para las tres conductividades.42

Figura 30. Gráfica de la potencia instantánea para las tres conductividades.43

Figura 31. Gráfica de la energía acumulada para las tres conductividades.43



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Propiedades termofísicas del RT6 [42].....	19
Tabla 2. Medidas del Base Size de los mallado extrafino, fino, medio y grueso.	26
Tabla 3. Rangos de temperaturas estudiados.	27
Tabla 4. Caudales estudiados.....	27
Tabla 5. Conductividades estudiadas.	27
Tabla 6. Tiempo de descarga para los distintos mallados.....	34
Tabla 7. Resumen del estudio paramétrico: las pruebas que se realizaron en las distintas condiciones.	35
Tabla 8. Porcentaje de energía descargada al 95% para distintos caudales.	39
Tabla 9. Porcentaje de energía descargada al 95% para distintos rangos de temperatura.	41
Tabla 10. Porcentaje de energía descargada al 95% para distintas conductividades.	44



1. INTRODUCCIÓN Y ESTADO DEL ARTE

1.1. INTRODUCCIÓN

La expansión de la energía renovable representa una tendencia importante y acelerada en el sector energético mundial. Esta tendencia está impulsada por las drásticas reducciones de costos durante la última década [1]. A medio/largo plazo, se espera la transición a un sistema de energía renovable con bajas emisiones de carbono ya que son fuentes de energía limpias, inagotables y crecientemente competitivas. Además, sus costes evolucionan a la baja de forma sostenida, mientras que la tendencia general de costes de los combustibles fósiles es la opuesta, al margen de su volatilidad coyuntural. Sin embargo, los combustibles fósiles comprenden el 80% de la demanda actual de energía primaria a nivel mundial y el sistema energético es la fuente de aproximadamente dos tercios de las emisiones globales de CO₂. La principal problemática es que las energías renovables no se pueden usar de forma uniforme en todo el sistema energético para sustituir el uso de combustibles fósiles a corto plazo, principalmente por la variación en la capacidad de los diferentes subsectores energéticos para pasar de los combustibles fósiles a las energías renovables. Por lo tanto, una posible solución sería un sistema más racional y eficiente de la energía usada.

Por ejemplo, los edificios son grandes consumidores de energía: son responsables del 40% de la energía consumida en Europa y casi del 36% en todo el mundo. En consecuencia, La Directiva (2010/31 / UE, [2]) del Parlamento Europeo sobre el rendimiento de la energía en edificios establece la urgencia de desarrollar nuevas soluciones para mejorar la eficiencia energética y el ahorro energético. Esos nuevos desarrollos no solo deben ser adecuados para la construcción de nuevos edificios, sino también para la renovación de los existentes.

La cogeneración, también llamada Combined Heat and Power (CHP), consiste en la utilización del calor y la energía procedente de un solo combustible o fuente de energía, en el mismo punto de uso o cerca del mismo [3]. Las plantas de cogeneración en general convierten el 75-80% de la fuente de combustible en energía útil, mientras que los sistemas modernos alcanzan eficiencias del 90% o más. Debido a estos altos valores, la normativa europea actual sobre eficiencia energética (Directiva 2012/27 / UE [4]) incluye la cogeneración entre las fuentes de energía más eficientes en procesos de producción a partir de combustibles fósiles. Esto se ve reforzado por la Directiva 2010/31 / UE [2], donde se afirma que la cogeneración es una alternativa del suministro de energía tanto, para plantas individuales de un solo edificio y para grandes plantas de calefacción urbana. Basado en estos hechos, se puede afirmar que la cogeneración puede jugar un papel importante en la reducción del consumo de energía de edificios. Por tanto, es una solución a la problemática actual de las energías renovables.

Se puede afirmar que actualmente la proporción de implementación de plantas de cogeneración en los edificios es pobre a pesar del alto potencial de desarrollo existente. En cuanto a la situación específica de España [6], la potencia instalada global en 2009 en el terciario sector (que incluye edificios residenciales y comerciales) fue de 640 MW. Esto representa aproximadamente el 10% del potencial global existente [7].

El desarrollo de técnicas para aumentar la eficiencia de las viviendas de cogeneración aumentaría su viabilidad económica y, por lo tanto, ayudaría a mejorar su integración en el mix energético. Los principales problemas que deben superarse son los siguientes [5]:



- La demanda de energía térmica en los edificios es muy variable, debido a la agenda y dependencia estacional de las cargas.
- La demanda de energía térmica en los edificios es difícil de predecir porque está vinculada a las condiciones meteorológicas y la demanda estocástica de los ocupantes.
- El poder específico del CHP en aplicaciones de construcción es menor que en el sector industrial, y la economía de escala existente hace que los dispositivos más grandes sean más baratos en comparación con los pequeños.

Hasta ahora se han estudiado varias técnicas para solucionar estos problemas. Lo más relevante es el uso de sistemas de Almacenamiento de Energía Térmica Latente (LHTES) ya que pueden proporcionar una solución a todos los problemas señalados anteriormente. El almacenamiento de energía térmica latente se basa en la diferencia de la energía interna asociada a cada estado en un proceso de cambio de fase. El material de almacenamiento absorbe o libera calor a medida que experimenta un cambio de fase de sólido a sólido, de sólido a líquido o de líquido a gas o viceversa [8]. El uso del cambio de fase sólido-líquido se basa en el uso del llamado cambio de fase materiales (PCM), que almacenan calor al derretirse y posteriormente lo liberan durante solidificación. El uso de PCM se considera una tecnología prometedora para aplicaciones, debido a su densidad de almacenamiento de calor relativamente alta con una simplicidad razonable en el manejo y operación del sistema.

La alta densidad de almacenamiento de calor y el razonable manejo y operación del sistema hace que las características del PCM sean especialmente adecuadas para aplicaciones en el sector de la construcción [9-10], porque:

- Por lo general, el espacio disponible es limitado, por lo que la mayor densidad de almacenamiento permite tener sistemas de almacenamiento más pequeños.
- El almacenamiento a una temperatura casi constante mejora el funcionamiento del equipo y reduce las pérdidas térmicas
- La forma de los tanques LHTES puede adoptar diferentes formas y tamaños, dependiendo de los requisitos. Esto es inviable con los sistemas SHTES de agua caliente tradicionales, que debido para la estratificación se necesita una forma cilíndrica alargada, lo que implica un uso ineficiente del espacio disponible.

Esta última característica es especialmente beneficiosa para los dispositivos de cogeneración, ya que están formados por módulos cúbicos. Un LHTES de forma cuadrada puede integrarse fácilmente con los módulos de cogeneración con un aumento nulo o pequeño de la ocupación de la superficie.

Como resultado de los beneficios potenciales que los sistemas LHTES pueden proporcionar a la tecnología CHP, se inició una línea de investigación en el Grupo de Investigación ENEDI de la UPV / EHU mediante la Tesis doctoral realizada por el Dr. Álvaro Campos Celador y la Tesis doctoral realizada por el Dr. Gonzalo Diarce Belloso. En el trabajo de Álvaro Campos [5], titulado: Integración de Sistemas de almacenamiento de energía térmica latente en el diseño y operación de cogeneración residencial, se propuso un novedoso sistema LHTES basado en placas con aletas y su comportamiento dentro de la cogeneración. Y en el trabajo de Gonzalo Diarce [11], titulado Desarrollo del cambio de fase en sistemas de almacenamiento térmico latente basado en placas para aplicaciones de cogeneración doméstica, desarrolla una herramienta de cálculo sistemático para el dimensionamiento de sistemas LHTES basados en placas.

1.2. Sistema de almacenamiento térmico latente: PCM

Existen varios tipos de sistemas LHTES de intercambiadores de calor, que se definen principalmente por la forma de la encapsulación PCM. Aunque los intercambiadores de carcasa y tubos (shell-and-tube) son el tipo de sistema LHTES más estudiado [12], la configuración de placa plana ofrece varias características que son especialmente ventajosas para esta aplicación [13], como:

- Alta relación superficie / volumen, lo que conduce a un importante almacenamiento y liberación de energía.
- Alta modularidad, porque debido al uso de placas individuales como unidades de almacenamiento, diferentes los volúmenes de almacenamiento se pueden abordar fácilmente para diferentes cargas térmicas, económicos marcos, etc. Esto se puede lograr mediante la simple variación del número de placas en serie y paralelo.
- Todo el sistema LHTES presenta una forma rectangular que facilita la integración en plantas de cogeneración donde el espacio es un factor limitante
- La forma permite la integración directa del sistema LHTES dentro del módulo CHP (Figura 1), ya que se trata de un “paquete compacto” que incluye la producción y almacenamiento y los sistemas auxiliares necesarios.

En consecuencia, la base del sistema LHTES propuesto en el trabajo de Á. Campos [5] es la placa presentada en la Figura 1 (derecha). El PCM está encerrado dentro de placas huecas, que deben ser completamente herméticas. Las placas están dispuestas hacia arriba en una disposición como la que se muestra en la figura, y el HTF fluye en paralelo a los lados más grandes de las placas (plano y-z en la Figura 1, izquierda), intercambiando el calor con esa superficie del plato.

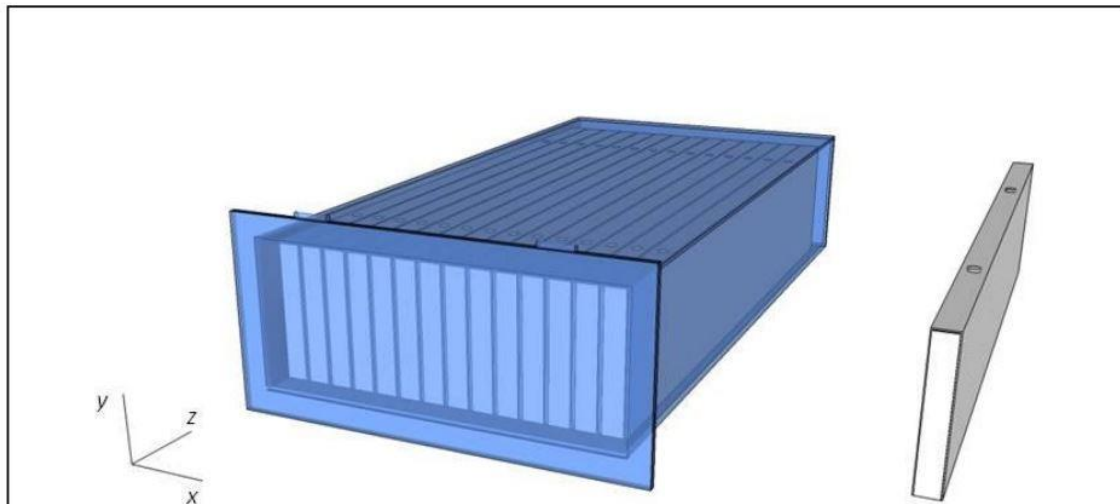


Figura 1. Imagen conceptual del sistema LHTES basado en placas (izquierda) y detalle de una placa (derecha)

La disposición en paralelo de las placas, con canales estrechos entre las placas, forma los canales por donde fluye el HTF. Una pila compacta de varios canales-placas en paralelo forma la pila básica del sistema LHTES. También se pueden colocar varias pilas en serie y/o en paralelo. Por lo tanto, no es necesario utilizar placas más grandes cuando se necesita un gran volumen de almacenamiento: se pueden colocar varias pilas compactas en paralelo, apiladas o cualquier combinación de ambos. Como ejemplo, en la Figura 2 se presenta un LHTES: un sistema de 56 placas, donde el número de placas en paralelo es 14

y 4 pilas son conectadas en serie (2 colocados a lo ancho y 2 a lo alto). De esta forma, se pueden realizar diseños específicos previstos para una aplicación definida, adaptada a la disponibilidad del espacio.

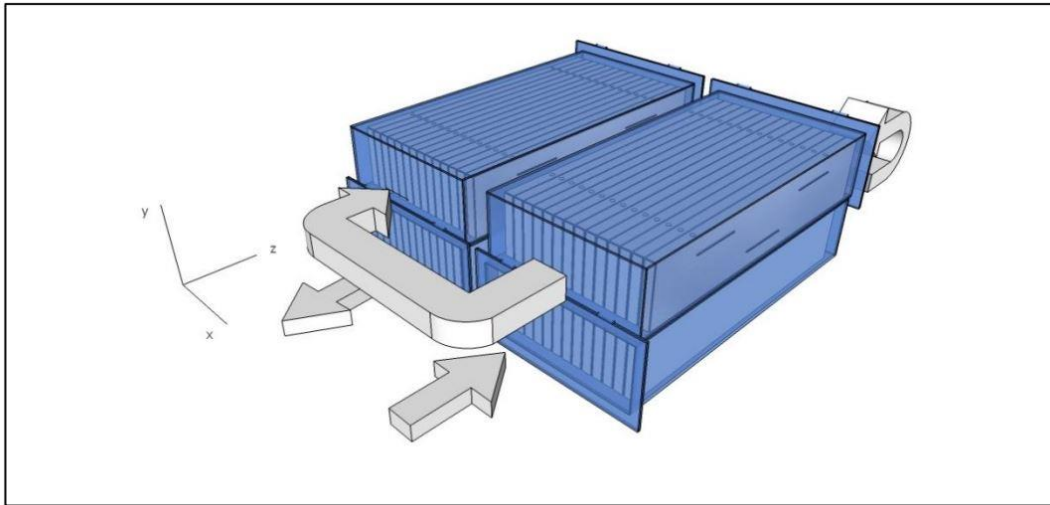


Figura 2. Ejemplo de sistema LHTES basado en placas con 56 placas divididas en 4 pilas.

1.2.1. Materiales seleccionados para el sistema LHTES

El PCM seleccionado en el doctorado realizado anteriormente fue la parafina comercial RT60 de Rubitherm GmbH [14].

Para producir las placas, las aleaciones de acero y aluminio inoxidable fueron los dos materiales candidatos seleccionados para el sistema. El prototipo a pequeña escala construido para la validación de modelos propuestos era de aluminio, mientras que la estimación de costes se realizó en [11] considerando las propiedades y coste de las dos familias de materiales mencionados.

Además, puesto que el sistema se integraría en las plantas de cogeneración residenciales, se seleccionó el agua como el fluido caloportador (HTF).

1.2.2. Temperatura del agua para cargar y descargar los LHTES

Se realizó un estudio de optimización en [5] para determinar las temperaturas de trabajo del sistema de cogeneración que optimizó el rendimiento del sistema LHTES propuesto. Se eligió una temperatura de 15°C para la diferencia entre la carga y descarga, que es habitual para aplicaciones de cogeneración residencial. Los resultados mostraron que el par de 65-50°C las temperaturas fueron óptimas para cargar y descargar, respectivamente, para el PCM RT60. Como el pico de cambio de fase de ese PCM ocurre a 59°C, incluso variaciones leves sobre la temperatura de carga y descarga aseguran que el pico esté cubierto y las diferencias en la capacidad nominal de almacenamiento de los sistemas LHTES así operados se minimiza.



1.2.3. Régimen de flujo a utilizar y su influencia en el caudal másico de HTF

Se realizó un análisis para determinar el régimen de flujo de HTF más adecuado para ser empleado. Se basó en un modelo hidráulico y en un análisis simplificado del calor general. Se concluyó que el sistema desarrollado debería funcionar siempre en régimen laminar.

1.3. VENTAJAS Y LIMITACIONES

El LHTES a base de placa del sistema propuesto presenta las siguientes fortalezas:

- Requiere un volumen menor que los sistemas TES convencionales para una cierta capacidad de almacenamiento.
- Es modular y se puede adaptar fácilmente a diferentes aplicaciones.
- Presenta la capacidad de almacenamiento efectiva prevista, mientras que en el caso de agua caliente tanques de almacenamiento depende del nivel de estratificación.
- Por su compacidad, para el mismo nivel de aislamiento térmico las pérdidas de calor a los alrededores se reducen.
- Proporciona un uso más efectivo del espacio disponible debido a su forma prismática.
- Muestra una mayor eficiencia de la planta donde se integra en comparación con sistemas TES convencionales.

Sin embargo, el alto costo actual del sistema hace que sea menos rentable que los sistemas TES convencionales, siendo económicamente atractivo sólo para aquellas aplicaciones con limitaciones de espacio. Este alto costo se atribuyó a los siguientes factores:

- El precio específico de los PCM es comparativamente más alto que los precios de los materiales utilizados para SHTES, que suelen ser abundantes en la naturaleza. Existe una clara necesidad de PCM con costo reducido o con capacidad mejorada de almacenamiento de energía. Esto se refuerza con artículos de literatura reciente [16], que establecen que el costo de los PCM debe ser de alrededor de 1 a 2€ / kg.
- La baja conductividad térmica que suelen presentar los PCM limita la carga y descarga de energía térmica de los sistemas. Esto suele implicar un aumento del precio. Es esencial para lograr un compromiso entre la potencia y la capacidad de almacenamiento y, para ello en los trabajos previos [11], se desarrolló una metodología capaz de proporcionar una rápida optimización y dimensionamiento del sistema.
- El proceso de fabricación debe optimizarse. Se necesitan rutas de fabricación en función del uso de materiales y compuestos ya disponibles en el mercado. Además, los sistemas producidos deben garantizar una buena integridad para el uso de larga duración, evitando problemas como fugas de materiales, corrosión, térmicos, fallas por fatiga u otros.



1.3.1. Complejidad de modelización para descarga

Los sistemas LHTES se diseñan normalmente de acuerdo con una capacidad de almacenamiento específica dada, esto es equivalente a definir requisitos de tiempo de carga y descarga específicos para cada aplicación.

Los PCM comúnmente utilizados a las temperaturas aquí involucradas tienen baja temperatura, conductividades, entre 0,2 y 0,7 W / m • K [9], lo que limita la velocidad de carga y descarga. Esta velocidad se puede aumentar por varios medios, como la inclusión de aletas dentro del placas de encapsulación¹⁴ [17], o utilizando compuestos que combinen PCM con materiales adicionales para aumentar la conductividad térmica [18,19].

Para aumentar la transferencia de calor dentro del material y, por lo tanto, la eficiencia de carga / descarga, se han propuesto varios métodos: la adición o dispersión de partículas altamente conductoras dentro del material, micro encapsulación, impregnación de materiales porosos altamente conductores o espumas metálicas o la adición de aletas a el intercambiador de calor (HEX) que contiene el material. Una amplia visión general de las técnicas propuestas para la mejora de transferencia de calor se da en [20]. La aplicación de aletas a un almacenamiento de calor latente utilizando eritritol se ha estudiado en [21], donde se obtuvo un aumento del 20% en la eficiencia de descarga mediante el uso de aletas longitudinales o circulares. En [22] se realizó un análisis comparativo de diferentes HEX (tubo con aletas, placa, tubo doble), con el HEX con aletas dando como resultado una mayor potencia de salida y una buena capacidad de almacenamiento de calor [23].

Otra solución sería la utilización de un nuevo intercambiador de calor tipo placa de almohada. Esta nueva placa consta de múltiples canales de flujo, ofrece ventajas potenciales con respecto al intercambiador de calor tipo placa en la aplicación de almacenamiento de energía de múltiples fluidos de trabajo, como el sistema de almacenamiento de energía solar de agua, el sistema de calentador de agua con bomba de calor y el sistema de recuperación de calor residual. Se evaluó [24] el rendimiento térmico de este novedoso sistema LHTES. Las pruebas de carga y descarga se realizaron bajo varios caudales, mientras que la temperatura del agua de carga era de 75 ° C y la de descarga de 25 ° C. Se evaluaron las distribuciones de temperatura de PCM, así como la potencia de trabajo, energía y efectividad del sistema LHTES. El resultado fue que los índices de flujo más altos de HTF corresponden a una dinámica de fusión y solidificación más rápida de PCM, así como a la mayor potencia de trabajo del sistema.

Desafortunadamente, estas soluciones elevan el costo del sistema, que es, a la fecha, uno de los principales inconvenientes que limitan el despliegue de dispositivos LHTES. Por tanto, es necesario desarrollar sistemas y materiales con el mínimo procesamiento tecnológico posible [25].

En términos de fabricación, la solución más sencilla para aumentar la carga / descarga de los sistemas LHTES basados en placas consiste en aumentar la superficie del intercambiador de calor. Esto puede lograrse mediante la reducción del espesor de las placas. Sin embargo, este es un conflicto-solución, porque la capacidad de almacenamiento se reduce simultáneamente debido a una reducción de la cantidad de PCM. Como resultado, la capacidad de almacenamiento y el tiempo de carga / descarga están interrelacionados y la optimización del sistema requiere un compromiso entre ellos.



La capacidad de alcanzar ese objetivo depende en gran medida de la disponibilidad de modelos que permitan un tamaño rápido y una simulación precisa de los sistemas LHTES. Sin embargo, el análisis del calor y los mecanismos de transferencia de masa tienen un problema en el cambio de fase sólido-líquido ya que es una tarea compleja porque se desconoce la ubicación del frente de fusión y al mismo tiempo forma parte del problema y la solución. Como resultado, se han realizado grandes esfuerzos en los últimos años para desarrollar modelos adecuados para sistemas LHTES [12]. Los modelos desarrollados incluyen enfoques analíticos, experimentales y numéricos.

A la hora de modelizar un PCM, la principal dificultad es el proceso de fusión y / o estado de solidificación. Cuando la temperatura del PCM alcanza su rango de temperatura de fusión, el material cambia gradualmente de una fase a otra. Considerando su T_f [$^{\circ}$ C] como la temperatura de fusión de PCM, generalmente el material pasa de un estado a otro en un rango de temperatura (ΔT) alrededor de su temperatura de fusión. Aquí, cuando la temperatura del material es menor que el límite inferior del intervalo de fusión (temperatura de solidificación T_s), el material es completamente sólido. Además, cuando la temperatura del material es superior al límite superior del rango de fusión (temperatura de fusión T_m), el material es completamente líquido. Cuando la temperatura del material está en el rango de fusión, los estados sólido y líquido coexisten juntos.

En relación a los modelos simplificados que se pueden encontrar en la literatura se ha encontrado un modelo teórico simplificado capaz de predecir el rendimiento de descarga de un almacenamiento de energía térmica de calor latente de carcasa y tubos [15]. El modelo está validado frente a simulaciones numéricas axi-simétricas bidimensionales. El flujo de HTF se resuelve mediante ecuaciones incompresibles de Navier-Stokes, junto con la ecuación de energía. Para tener en cuenta el cambio de fase del PCM, se ha considerado un término de corrección en las ecuaciones de energía y de Navier-Stokes [26]. Aquí, el área de intercambio de calor, A , todo el volumen de PCM, V , y la temperatura de la pared de intercambio de calor se han mantenido constantes. De acuerdo con estas limitaciones, la forma de la carcasa y el tubo depende de un solo parámetro geométrico. Por lo tanto, seis valores de la relación entre el radio externo e interno del módulo PCM, r_e/r_i , en el rango entre 2 y 6, se consideran. Los resultados revelan una ley de escala entre el número de Fourier relacionado con la solidificación completa y la relación de radio, $Fo \cdot \alpha (r_e/r_i)^{-5.5}$, apoyado por las simulaciones numéricas. El número de Fourier de la descarga completa con respecto a la relación de radios muestra una ley de escala de Fourier de 11/2 [27]. Por lo tanto, representa una herramienta de predicción prometedora para el diseño de almacenamiento de energía térmica de calor latente en configuración de carcasa y tubo.

En otra investigación, se presenta un modelo teórico para predecir el tiempo de fusión completo de un almacenamiento de energía térmica de calor latente (LHTES) considerando también la configuración de carcasa y tubo [28]. La forma del dispositivo se ha modificado de acuerdo con el radio interno (r_i), radio externo (r_e) y altura total (L) manteniendo constante el volumen del almacenamiento y la zona de intercambio de calor. El enfoque más simple es considerar una fórmula de correlación de placa plana para una placa plana vertical en régimen laminar [29], sin embargo, un cilindro calentado vertical sólo puede tratarse como una placa plana vertical si su geometría respeta la condición de "cilindro delgado".

Por otra parte, se realizó un estudio experimental del almacenamiento de energía térmica de calor latente con PCM encapsulado [30] (en cápsulas esféricas). La ecuación de energía se resolvió mediante el método de diferencias finitas y se consideró el coeficiente de conducción de calor efectivo para calcular la convección en el PCM líquido [31], se



desarrolló un modelo simplificado considerando cápsulas esféricas en tanques de almacenamiento de hielo como intercambiadores de calor. El modelo numérico fue validado y comparado con sus resultados experimentales para los procesos de carga y descarga. También se presentó un modelo matemático [32] utilizando ecuaciones de balance de energía para HTF y PCM para analizar las características térmicas de un lecho empacado LHTES que contiene una cápsula esférica, asumiendo la variación en las temperaturas de HTF y PCM y el flujo completamente desarrollado en la dirección axial.

En un sistema de almacenamiento de energía térmica de calor latente bidimensional de placas horizontales con aletas [33] se ha propuesto un modelo analítico simplificado para predecir la fracción sólida, la interfaz sólido-líquido, el tiempo de solidificación y la distribución de temperatura durante la solidificación del material de cambio de fase (PCM). Se consideran para el análisis una gran cantidad de condiciones de contorno, como el flujo de calor constante impuesto, la temperatura de la pared final y el ambiente de aire convectivo en las paredes verticales. Se utilizó el método integral de balance de calor para obtener la solución. También se realizó el análisis analítico, y con base en la solución analítica, se han propuesto correlaciones para predecir el tiempo de solidificación.

Con el fin de desarrollar un método simplificado de modelado de descarga en base a placas, en la tesis doctoral de Gonzalo Diarce [11], se desarrolló una correlación simplificada mediante diferentes números adimensionales. Dicho desarrollo se basó a su vez en el trabajo realizado en [34]. En dicho artículo se llevaron a cabo una serie de simulaciones con tres rangos de fusión con diferentes números de Bi y Ste . A partir de ello, se desarrolló una herramienta para relacionar el espesor del PCM con el tiempo de carga, que se puede utilizar como una escala para seleccionar el grosor apropiado del tablero de pared de PCM o para modificar sus propiedades termofísicas para satisfacer el objetivo del diseño. El trabajo realizado se adaptó para obtener una correlación adecuada para el sistema de placas a estudio.

No obstante, el caso del modelo CFD está basado en el dominio de media placa de sección transversal a la dirección del flujo de agua (plano xy en la Figura 1). Se asumió que la transferencia de calor a través del PCM estaba impulsada por conducción. Además, se asumió que la conducción de calor ocurre principalmente a través de la pared de la placa en la dirección del eje x . Como consecuencia, la ecuación de conducción de calor transitoria unidimensional considerada adecuada para la evaluación del sistema.

Se buscó correlacionar el número de Fourier (Fo) con el resto de los números adimensionales involucrados (número de Biot y número de Stefan), dando lugar a la siguiente correlación:

$$Fo = f(Ste, Bi, X, \theta_{pc}, \theta_{HTF}, \psi, \psi_{op}, \psi_{pc}) \quad \text{Ec. 1-1}$$

Sin embargo, esta correlación desprecia la longitud del sistema (L), lo cual es una limitación a la hora de hacer la modelización de un sistema LHTES ya que es una variable importante a tener en cuenta. Por ello, en este trabajo de fin de master, se estudiará un modelo de CFD que incluya la longitud del sistema y se validará o se contrastará con datos experimentales.



1.4. OBJETIVOS

Los objetivos de este trabajo de fin de master son los siguientes:

- Estudiar un modelo de CFD.
- Validar el modelo de CFD estudiado comparándolo con uno experimental.
- Realizar un estudio paramétrico con las distintas variables que influyen en el modelo de CFD.



2. METODOLOGÍA

2.1. EXPLICACIÓN DETALLADA DEL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO

Como se ha visto anteriormente la mayoría de los trabajos experimentales en sistemas LHTES consideran shell-and-tube o intercambiadores de calor de doble tubo. En consecuencia, está disponible una cantidad razonable de la información sobre prototipos a gran escala que utilizan estas configuraciones [35,36]. Sin embargo, la información sobre sistemas rectangulares es escasa y, lamentablemente, la información sobre los sistemas LHTES con configuraciones cilíndricas o esféricas no son aplicables a formas rectangulares debido a las singularidades de esta disposición.

Entre las obras que consideran formas rectangulares, la mayoría se centra en la optimización numérica del sistema o considerar prototipos a pequeña escala [17,37], mientras que aquellos artículos que incluyen trabajo experimental con los prototipos a gran escala, como [38,39], se centran en el intercambio de calor aire-PCM.

Por lo tanto, la evaluación experimental de sistemas rectangulares LHTES a gran escala para aplicaciones de calefacción y ACS siguen siendo necesarios [40], especialmente para la configuración a base de placas con agua como calor fluido de transferencia (HTF) [41]. El artículo presenta una caracterización del rendimiento energético de un sistema modular LHTES rectangular relleno de PCM que fue desarrollado por los autores para aplicaciones de calefacción de espacios domésticos y / o ACS. Los efectos de la capacidad de almacenamiento y la potencia térmica al cargar y descargar se evaluaron para dos saltos de temperatura, a saber, 15 y 20 ° C. En cuanto a la influencia del caudal másico, una batería de pruebas se realizó para tres velocidades: 1,8, 2,4 y 3 L/ min.

2.1.1. Prototipo LHTES

El sistema propuesto por el grupo ENEDI [42] implica el uso de módulos ya diseñados que están conectados en serie o en paralelo. El número de unidades depende de la aplicación final y la cantidad requerida de calor para ser almacenado. Para este prototipo cada uno de los módulos o pilas LHTES consta de 14 tubos de aluminio huecos con placas prismáticas que contienen PCM. Las placas se colocan en paralelo y separadas por pequeñas placas de aluminio. Por lo que hay los 14 canales a través de los cuales el agua es transportada.

Se presenta un diagrama esquemático básico del prototipo en la siguiente Figura 3.

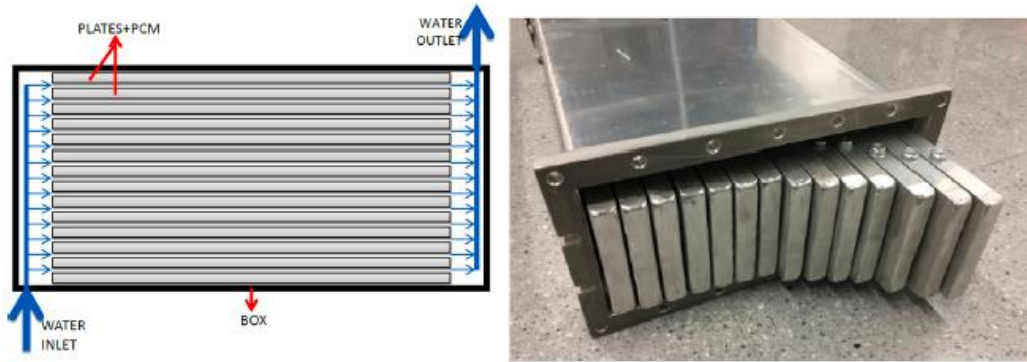


Figura 3. Diagrama esquemático del prototipo (izquierda) y las placas colocadas dentro de la carcasa (derecha) [42].

Las placas están hechas de aluminio extruido rectangular hueco, ya que son perfiles que están fácilmente disponibles en el mercado. Las simulaciones que fueron realizadas tenían una cavidad interna máxima para estas placas de 22 mm de espesor y para un tiempo de descarga de aproximadamente 1,5 h [43,11]. Según la disponibilidad comercial, se seleccionaron perfiles huecos de aleación de aluminio extruido EN AW 6063-T5, con una sección hueca rectangular simple de 20x120 mm² (dimensiones del exterior), que se cortó a la longitud deseada de 600 mm. La tapa con el mismo espesor de 2 mm se suelda en cada extremo de la placa para cerrar el cuerpo, formando así un sistema de estanqueidad al tener un perfil hueco. El PCM se coloca en el interior de este cuerpo a través de dos pequeños orificios que posteriormente se sellan. Para minimizar la caída de presión en los canales, se realizó un hidráulico y se estableció un ancho de canal de 2 mm para garantizar el flujo laminar del HTF [44]. El diseño de los canales HTF fue una tarea delicada debido al espesor reducido que se requería. La solución más simple consistió en el uso de tiras de separación que se unieron a las caras laterales de cada plato. La carcasa externa del módulo, que también está hecha de aluminio, ha sido diseñada para contener las placas y HTF sin dejar espacio libre. Para promover una distribución de HTF satisfactoria, se dejaron 65 mm de espacio vacío en las partes delantera y trasera del cuerpo de la carcasa. Para facilitar la homogeneización del flujo, la entrada de HTF se colocó en uno de los lados de la parte frontal, mientras que la salida de HTF está ubicada en el lado opuesto, en la parte trasera. Por lo tanto, el HTF recorre la misma distancia dentro del intercambiador de calor, independientemente del canal. Además, la entrada de agua está en un nivel más bajo que la salida para facilitar la convección natural. Las dimensiones internas de la carcasa externa son 310 mm de ancho, 730 mm de largo y 135 mm de altura.

Para aislar térmicamente el prototipo al tiempo que permite un acceso rápido a los dispositivos y garantizar una reutilización satisfactoria del aislamiento sin daños, cada prototipo se coloca dentro de una caja de PVC que se rellena de perlas de poliestireno expandido (PES).

2.1.2. Propiedades PCM

Se ha utilizado un PCM con una temperatura de cambio de fase que se encuentra dentro del típico rango de temperatura de funcionamiento de aplicaciones de calefacción doméstica y ACS (45–65 ° C). Por lo tanto, se consideraron los siguientes requisitos [45,46]:



- Temperatura de fusión entre 50 y 65 ° C;
- Almacenamiento de energía que supera los 150 kJ / kg para la temperatura operativa total;
- Estabilidad con respecto al ciclo térmico y fácil manejo (sin segregación de fases, sin degradación térmica y sin comportamiento higroscópico);
- Un precio de mercado inferior a 6 € / kg.

La mayoría de los estudios de la bibliografía seleccionan la parafina como PCM para este tipo de aplicación [47, 48, 49, 50, 51]. La selección de este material se debe a su suficiente calor latente y características térmicas: poca o ningún súper enfriamiento, baja presión de vapor, satisfactoria estabilidad térmica y química, rendimiento estable a lo largo de los ciclos de cambio de fase y auto nucleación. La parafina comercial RUBITHERM® RT60 fue seleccionada como el PCM. Sus principales características termofísicas, según lo especificado por el proveedor, se resumen en la Tabla 1 [42].

Tabla 1. Propiedades termofísicas del RT6 [42].

Thermophysical properties of RT60.	
	Typical value
Temperature range for phase change (on melting)	55–61 °C
Heat storage capacity ± 7.5%	160 kJ/kg
Combination of latent and sensible heat in a temperature range of 53–68 °C	40 Wh/kg
Specific heat	2 kJ/kg·K
Density (solid at 15 °C)	0.88 kg/l
Density (liquid at 80 °C)	0.77 kg/l
Thermal conductivity	0.2 W/m·K
Volume expansion	12.5%
Flash point	> 200 °C

Los valores obtenidos para el PCM en la solidificación se representan en Figura 4. El intervalo de temperatura presentado en la figura oscila entre 40 hasta 70 ° C. La temperatura máxima de solidificación es de alrededor de 58 ° C, mientras que la temperatura de solidificación final puede situarse en torno a los 53 ° C. El proceso de solidificación se extiende sobre un amplio rango de temperatura, que es debido al hecho de que el PCM no está compuesto por una parafina pura.

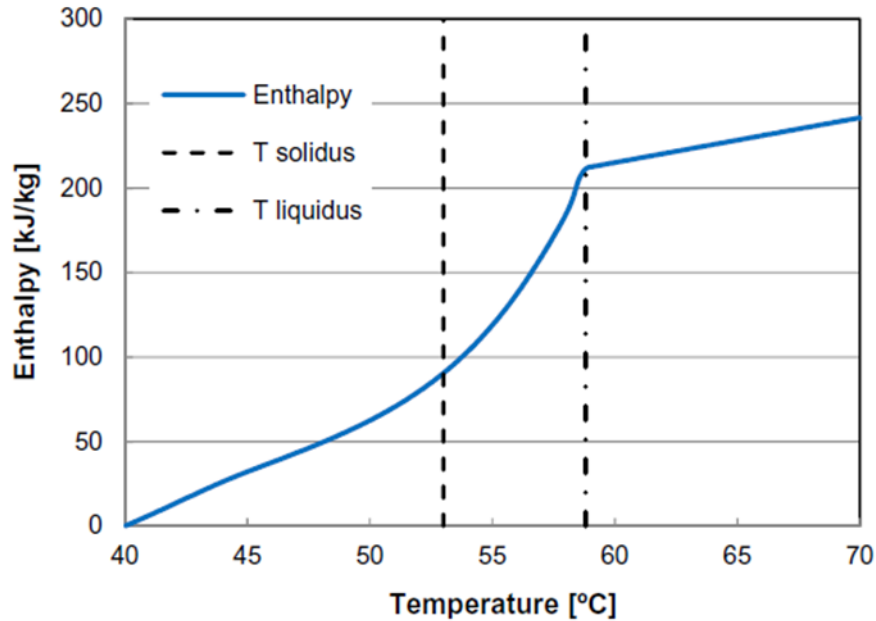


Figura 4. Gráfica de entalpía frente a temperatura para RT60 tras la solidificación [42].

2.1.3. Configuración experimental

Los prototipos de LHTES se integraron en un circuito de prueba que fue compuesto por un baño termal, un caudalímetro y una serie de válvulas para habilitar varias configuraciones de flujo (ver Figura 5). La energía térmica y el movimiento de flujo fueron proporcionados por un baño termal Lauda Proline RP845. Este dispositivo tiene un rango de temperatura de funcionamiento de -45 a 200 ° C, una potencia máxima de calefacción de 3,5 kW y una bomba con 8 posiciones de potencia y un caudal máximo de 25 l / min.

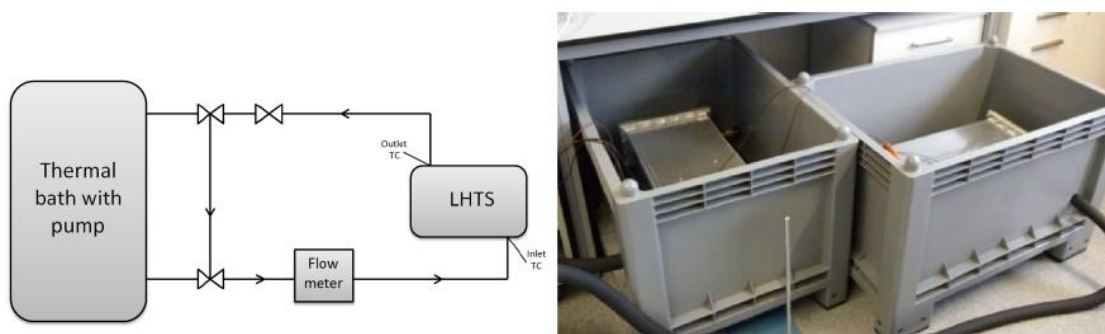


Figura 5. Esquema de instalación de la plataforma (izquierda) e imagen de los dos LHTES dentro de las cajas de PVC. Las perlas aislantes de PES aún no se habían colocado (derecha) [42].

Las recomendaciones que se definen en el estándar ANSI / ASHRAE 94.1-2002 [52] fueron seguidos para monitoreo. Termopares tipo T (que fueron previamente calibrados con una precisión de ± 0.1 ° C) fueron colocados en la entrada y salida de agua LHTES para cada prototipo, es decir, se registran dos mediciones en la prueba Asegure un contacto satisfactorio con el HTF (Figura 6).

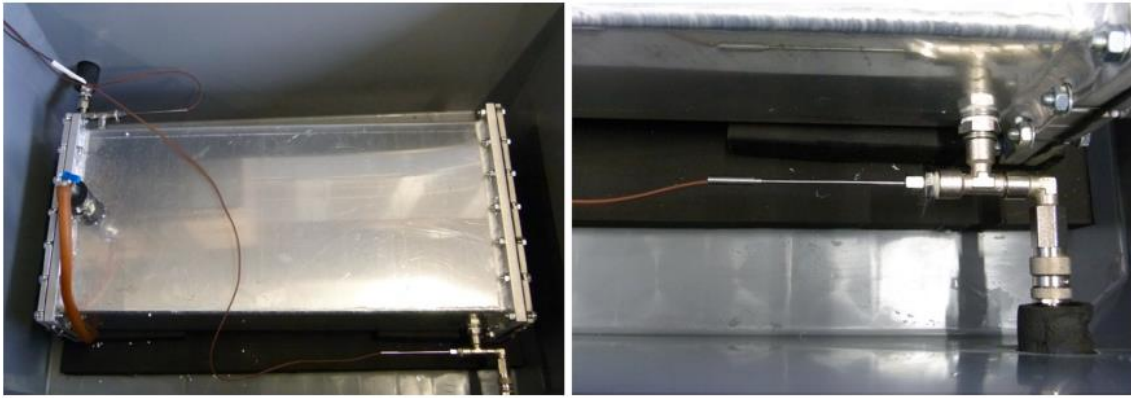


Figura 6. Vista general del prototipo (izquierda) y vista de detalle de la entrada de agua con un termopar tipo T (derecha).

2.2. EXPLICACIÓN DEL MODELO CFD

Como se describe en el apartado anterior el sistema consta de placas rectangulares llenas de PCM verticalmente colocados, que están dispuestos en paralelo para formar un intercambiador de calor entre el HTF y el PCM contenido.

Uno de los principales retos a afrontar al desarrollar nuevos sistemas LHTES es el diseño y dimensionamiento del sistema. Los sistemas LHTES se diseñan normalmente de acuerdo con un almacenamiento específico, una capacidad y a una potencia de carga y descarga. Para una capacidad de almacenamiento dada, esto es equivalente a definir requisitos específicos de tiempo de carga y descarga para cada aplicación.

El proceso comienza con el desarrollo de un modelo CFD que será validado experimentalmente. El modelo se utiliza primero para la simulación del tiempo de descarga de una placa. Se realizaron simulaciones en 3D y en 2D para averiguar si son equivalentes. Después, ya en 2D, se simulaban varias configuraciones. El objetivo de esta actividad es adquirir conocimientos sobre el problema de transferencia de calor involucrado y sobre la influencia de la convección natural en el sistema.

Posteriormente, se afronta el objetivo principal del capítulo: el estudio paramétrico de un sistema de almacenamiento térmico latente de placas el desarrollo para calcular de forma fiable el tiempo de descarga en función de las temperaturas de entrada y salida, del caudal y de la conductividad.

Hay que señalar que se ha simulado exclusivamente la descarga porque este es el proceso considerado limitante para fines de diseño. Esto se debe al procedimiento de operación para su aplicación en plantas de cogeneración doméstica, donde la producción de energía generalmente ocurre en un horario programado, durante determinadas horas del día y, en consecuencia, la carga del sistema LHTES puede ser acomodada a ese horario. Sin embargo, el proceso de descarga depende del comportamiento usuario, que no se puede predecir. Además, hay que tener en cuenta que la calefacción y los consumos de ACS requieren una alta potencia en relación al proceso de carga.

2.2.1. Modelos numéricos y métodos experimentales

El diseño conceptual desarrollado consiste en un sistema basado en placas donde el PCM es “encerrado” dentro de las placas. Las placas están colocadas verticalmente y el HTF fluye entre ellos, intercambiando calor con las superficies más grandes de las placas. Las placas pueden disponerse en serie o paralelo para formar finalmente un sistema modular LHTES. La ilustración de un sistema con una configuración seleccionada arbitrariamente de 14 placas en paralelo es representada en la Figura 7 a) y b). En la Figura 8 se muestra una vista superior del sistema.

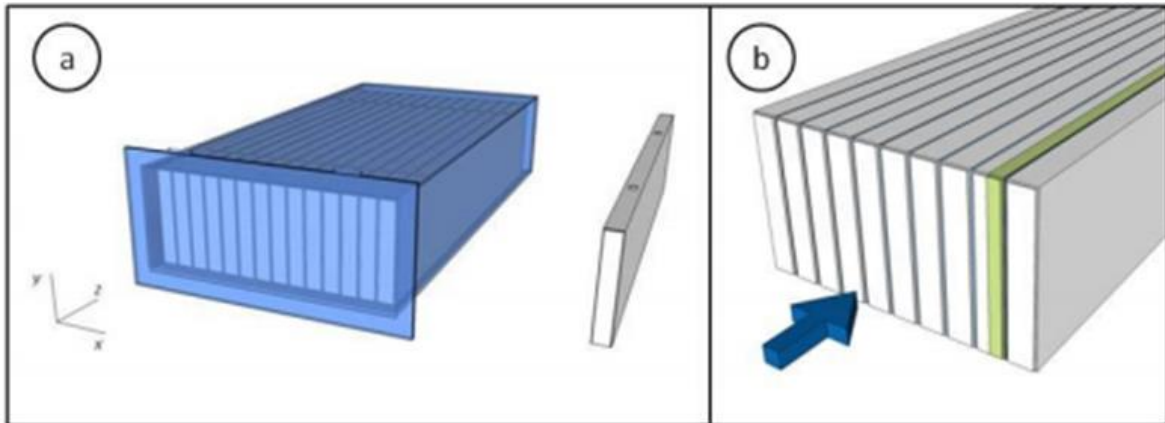


Figura 7. a) Representación esquemática de un sistema LHTES que consta de 14 placas en paralelo. b) Croquis mostrando placas en paralelo, con media placa y medio canal HTF resaltado en verde [11].

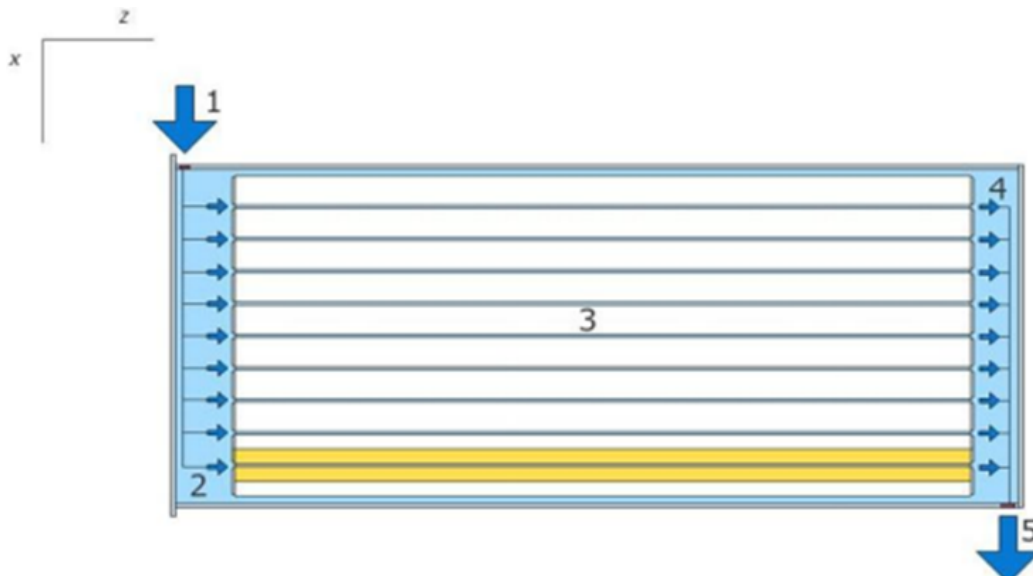


Figura 8. Vista superior de un sistema LHTES que consta de 14 placas en paralelo. Las flechas representan la dirección del flujo de agua. 1) entrada de agua, 2) colector de entrada, 3) área de intercambio de calor, 4) colector de salida, 5) salida de agua. El rectángulo amarillo representa el dominio cubierto por el prototipo desarrollado a escala de laboratorio [11].



Para definir el modelo, primero se analizó el problema de transferencia de calor involucrado. De acuerdo con la geometría, se adoptaron dos supuestos para producir el modelo:

- El dominio modelado se puede reducir a la mitad de una placa y la mitad de un canal HTF (Figura 7. b)). Esto se asumió en base a los aspectos de simetría, porque cada placa en el sistema se coloca entre dos canales de agua.
- El problema de la transferencia de calor se consideró bidimensional a través de los ejes x y z de la Figura 8. Esta suposición está respaldada por el hecho de que los gradientes de temperatura en el proceso de carga y descarga ocurren en el plano x e y. Sin embargo, siguiendo el mismo supuesto, se puede despreciar este efecto también el eje y. Este efecto se incluyó en el análisis para tener en cuenta los posibles efectos de convección, considerando que los esfuerzos computacionales adicionales requeridos eran asumibles. La suposición está respaldada además por los resultados de Campos-Celador [5] para sistemas LHTES basados en placas similares con una longitud inferior a 10m y se basa en el valor de Biot número del HTF al PCM aquí implicado [53].

Los siguientes supuestos adicionales también se emplearon para producir el modelo, basado en las restricciones del sistema operativo:

- El espesor de los canales para el HTF es de 2 mm.
- El régimen de flujo HTF es laminar.
- La transferencia de calor dentro del HTF es unidimensional a lo largo del eje z (en la Figura 7) y el efecto de convección se incluye mediante correlaciones analíticas para el flujo laminar.
- Las placas están hechas de aleación de aluminio.
- El agua se usa como HTF
- Las propiedades termofísicas de los materiales son constantes con la temperatura
- El movimiento del PCM en estado líquido es laminar (supuesto justificado según los valores del número de Rayleigh implicados [54])

Además, se consideró que el código de modelado a utilizar debería ser:

- Versátil, para simular diferentes geometrías y configuraciones, cambios de temperaturas y caudales.
- Razonablemente rápido, para permitir la simulación de un gran número de casos con el fin de obtener abundantes resultados para compararlos y ver cuál es el más eficiente.

Como resultado de las características mencionadas anteriormente, se seleccionó un enfoque de modelado en 2D. Se empleó el software comercial Simcenter STAR CCM+ para simular dicho modelo. El dominio modelado comprendía la mitad de una placa y medio canal HTF. Las condiciones de contorno aplicadas se basaron en lo anterior supuestos mencionados.

Los detalles del modelo se proporcionan a continuación. Teniendo en cuenta que varios términos empleados a lo largo de este corresponderá a la terminología específica empleada por Simcenter STAR CCM+. Su significado y las descripciones se pueden consultar en el Manual de usuario, disponible en línea.

2.2.2. Dominio, condiciones de contorno y mallas desarrolladas

Se utilizó una única geométrica. Primero, se realizaron simulaciones en 3D y 2D y se contrastaron para validar su independencia. Una vez se comprobó que el modelo 2D simulaba prácticamente igual al 3D, y además, razonablemente más rápido que el 3D, se procedió a realizar otras simulaciones.

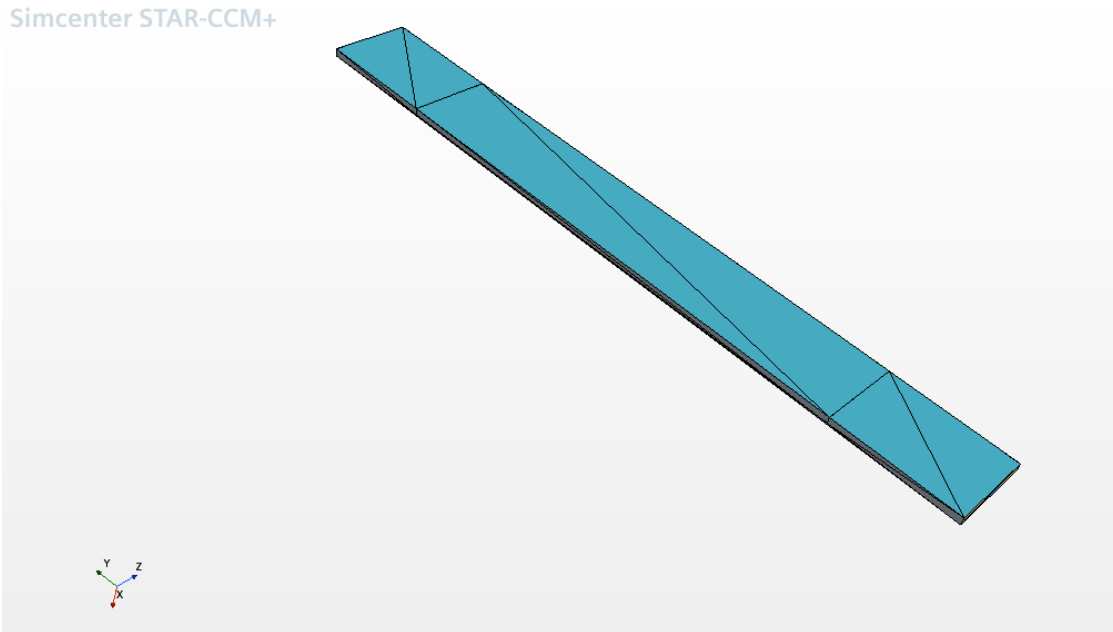


Figura 9. Geometría 3D modelada con Simcenter Star CCM+.

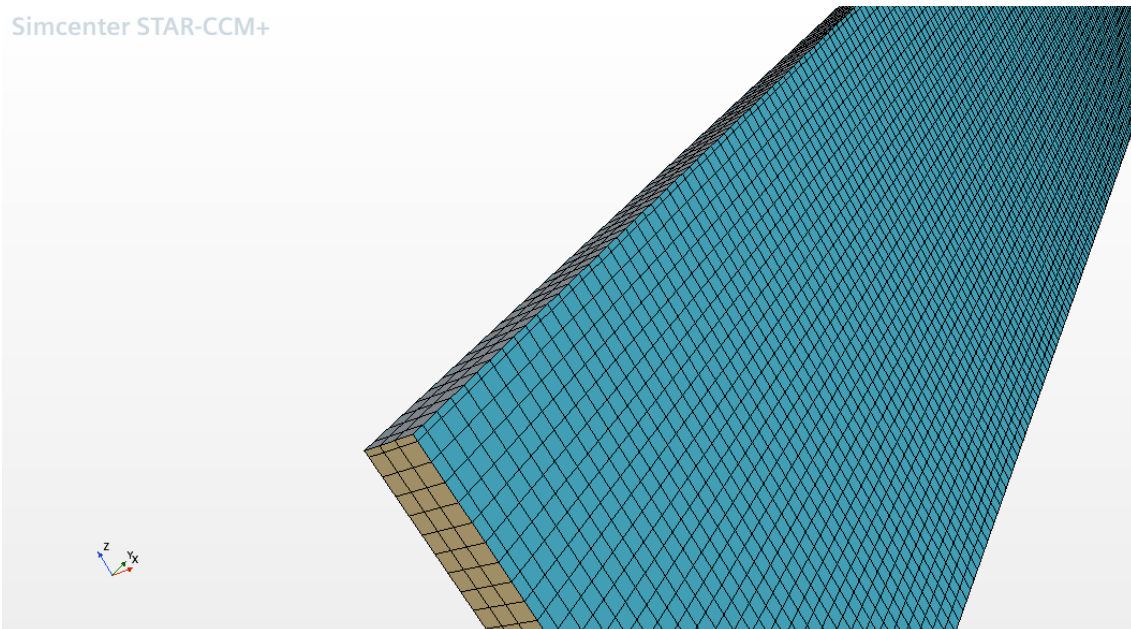


Figura 10. Mallado de la geometría 3D simulado en Simcenter STAR CCM+.

A continuación, se emplearon distintos espesores de mallado para validar el modelo CFD, compararlo con los resultados experimentales y decidir cuál de los cuatro mallados es el



mejor para simular. Una vez escogido el mallado más óptimo, se hicieron varias simulaciones con distintas temperaturas, caudales y conductividades.

2.2.2.1. Dominio de la configuración

El modelo está compuesto exclusivamente por el subdominio PCM y por el medio canal de HFT (agua), definidos como zona fluida. La pared de aluminio entre el PCM y el agua en el sistema real (Figura 7) no fue incluida en el modelo. Esta decisión fue apoyada por simulaciones preliminares, que mostraron que el aluminio podría despreciarse debido a su alta conductividad térmica en comparación con el PCM [11].

2.2.2.2. Condiciones de contorno

Las paredes superior e inferior se consideraron adiabáticas. El lado izquierdo (posiciones relativas de acuerdo con la Figura 11 se definió como un muro de simetría, ya que el dominio cubre la mitad de un plato. Por lo tanto, el intercambio de calor entre el PCM y el HFT se proporcionó exclusivamente a través de la pared derecha. La transferencia de calor se modeló mediante la creación de una interfaz que conecta térmicamente los dos dominios: el PCM y el agua..

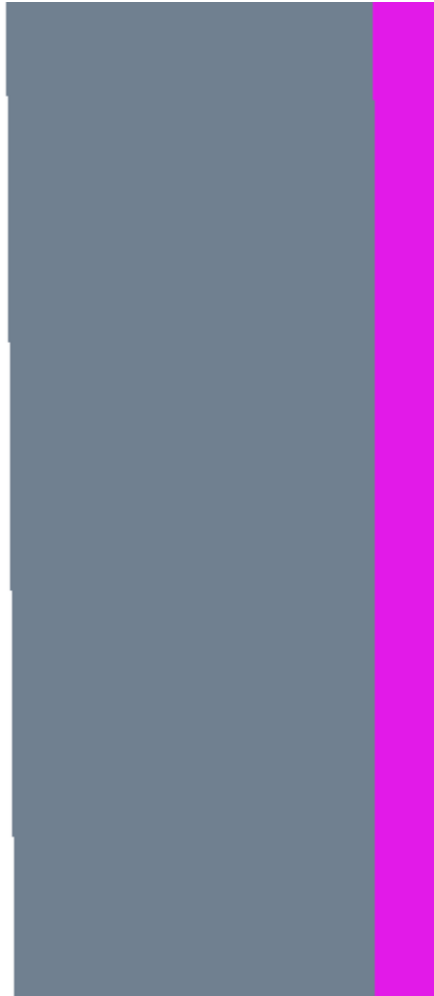


Figura 11. Zoom de la geometría modelada en 2D y los muros limítrofes para la configuración (utilizada para los estudios de tiempos de descarga). La zona gris representa la media placa de PCM. La zona sombreada rosa representa el medio canal de HTF.

La media placa de PCM en 2D se ha dimensionado con unas medidas de $0,6\text{m} \times 0,008\text{m}$. El medio canal de HTF se ha dimensionado con unas medidas de $0,6\text{m} \times 0,0015$ en la zona dónde intercambia calor.

2.2.3. Estudio de la independencia numérica del mallado

Se crearon cuatro mallados diferentes: grueso, medio, fino y extrafino. Los cuatro con distintos tamaños de malla o *base size* diferentes, de mayor a menor. Los valores del *base size* están dispuestos en la Tabla 2:

Tabla 2. Medidas del Base Size de los mallado extrafino, fino, medio y grueso.

Mallado	Base Size (m)
Fino	0,00075
Medio	0,003
Grueso	0,0045



La configuración de la malla comprendía una cuadrícula mapeada con celdas cuadriláteras ortogonales.

El PCM se ha modelado como si fuese un sólido con un calor específico variable.

Como resultado de las dimensiones explicadas anteriormente, el número de elementos en las mallas de 2D varió desde 538 celdas para la malla con 4,5 mm de espesor (mallado grueso), hasta 16436 celdas para la malla con 0,75mm de espesor (mallado fino).

2.2.3.1. Condiciones de contorno en el estudio paramétrico

Las simulaciones para el estudio paramétrico del sistema se realizaron comparando distintos rangos de temperaturas. Se hicieron para un caudal de 2,4L/min y una conductividad de 0,2 W/mK. Las diferentes temperaturas se muestran en la siguiente tabla (Tabla 3):

Tabla 3. Rangos de temperaturas estudiados.

Temperatura (°C)					
45/60	45/65	47,5/62,5	50,2/65	52,5/67,5	55/70

Para comparar los resultados de los distintos caudales se hicieron varias simulaciones para dos rangos de temperaturas diferentes. Los valores de los caudales fueron de 1,8L/min, 2,4L/min y 3L/min para los rangos de temperaturas de 45/65°C y 50,2/65°C. Para todos los casos la conductividad es de 0,2W/mK. Se muestran las distintas configuraciones en la Tabla 4.

Tabla 4. Caudales estudiados.

	Temperatura (°C)	
	45/65	50,2/65
Caudal (L/min)	1,8	1,8
	2,4	2,4
	3	3

Por último, se estudió la influencia de la conductividad. Para un rango de temperaturas de 50,2/65°C y para un caudal de 2,4L/min. Los valores asignados para la conductividad fueron de 0,2W/mK, 4W/mK y 8W/mK (Tabla 5).

Tabla 5. Conductividades estudiadas.

Conductividad (W/mK)		
0,2	4	8

3. RESULTADOS

3.1. EXPLICACIÓN DEL ANÁLISIS TÉRMICO REALIZADO

Para mostrar el análisis térmico se van a explicar y evaluar las gráficas de la temperatura de salida del sistema, de la potencia instantánea y de la energía acumulada. Todas las gráficas corresponderán a la configuración de:

- Rango de temperatura: 50,2/65°C
- Caudal: 2,4L/min
- Conductividad: 0,2W/mK

3.1.1. Temperatura de salida

Como se puede observar en la Figura 12 se relaciona la temperatura de salida en °C con el tiempo en minutos. Primero se advierte que la temperatura de salida es constante, los primeros minutos se mantiene a 65°C, es decir, a la temperatura inicial del PCM. Poco a poco, según el HTF va fluyendo por el canal de agua, observamos una fuerte caída en muy pocos minutos. Pasa de los 65°C a los 60°C en cuestión de 3 minutos. Luego a los 60°C la caída se amortigua debido al cambio de fase del PCM, puesto que estaría pasando de estado líquido a estado sólido. Va bajando gradualmente hasta llegar a los 52°C. De los 60°C a los 52°C se enfría en unos 40 minutos, el cual ya es un tiempo considerable. Por último, de los 52°C a los 50,2°C la bajada de temperatura es muy suave y se prolonga en el tiempo hasta llegar a ser casi constante. Esto es debido a que la energía acumulada en el PCM se ha descargado al 95% y para conseguir descargar el 100% se necesita mucho tiempo.

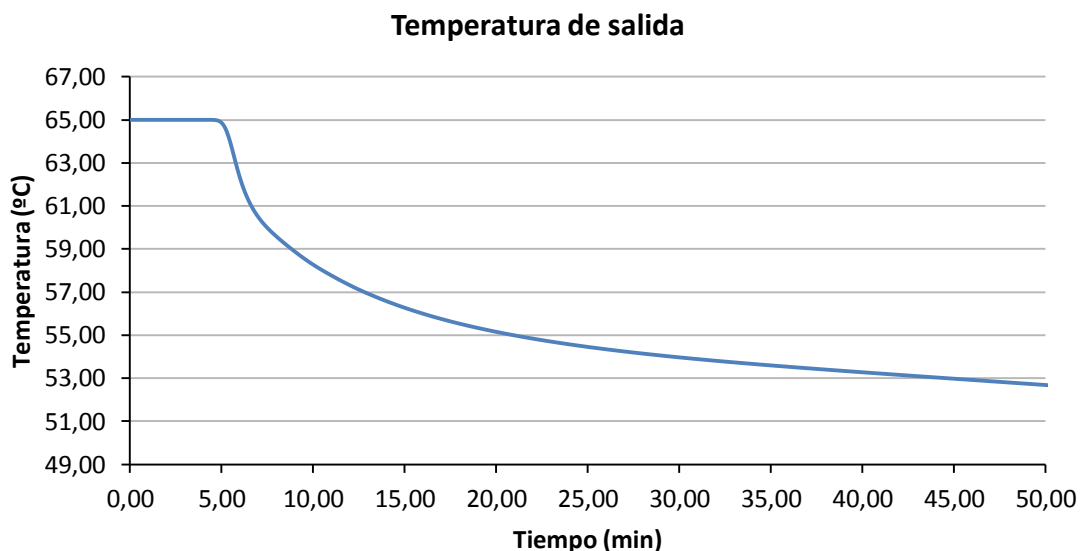


Figura 12. Gráfica de la temperatura de salida en función del tiempo.

3.1.2. Potencia instantánea

Se puede observar que la Figura 13, que corresponde a la de la potencia instantánea es muy similar a la Figura 12, la de la temperatura de salida. Al igual que en el apartado anterior, al potencia va en función del tiempo (en minutos). Al inicio se contempla que la potencia se mantiene constante a unos 636W durante los primeros 5 minutos aproximadamente. A continuación, se produce una fuerte caída de los 636W hasta los 450W, en tan solo 5 minutos. Luego, debido al cambio de fase del PCM, la caída se atenúa y baja hasta 100W durante 60 minutos aprox. Por último, a partir de 100W la caída se vuelve más suave todavía y tarda hasta llegar a 0W.

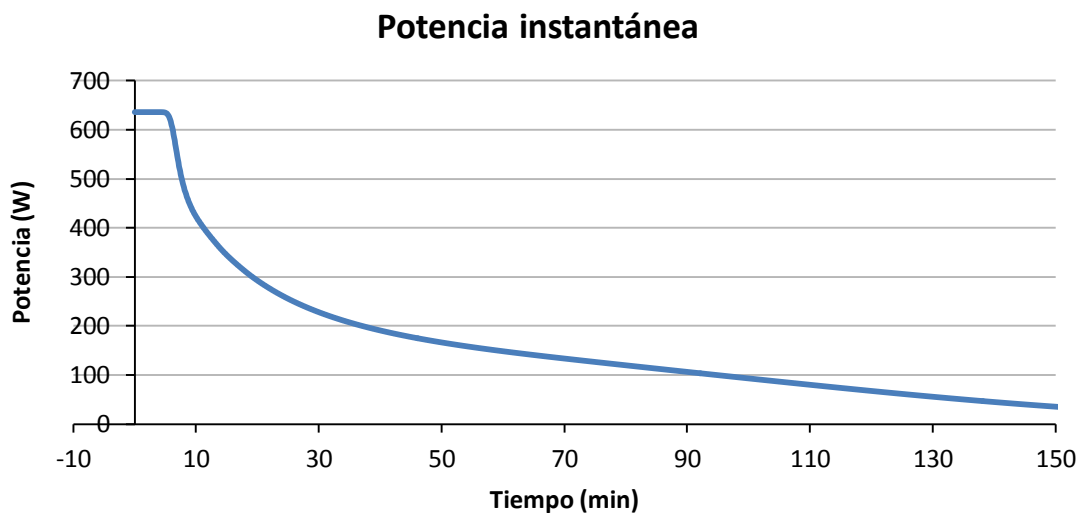


Figura 13. Gráfica de la potencia instantánea en función del tiempo.

3.1.3. Energía acumulada

En la gráfica que hay a continuación (Figura 14) se representa la energía acumulada del sistema frente al tiempo (min). Al inicio, la energía se muestra lineal, asciende de los 0Wh a los 100Wh en unos 10 minutos. A continuación, se produce un intercambio de energía significativo en una cuasiconstate temperatura, debido al cambio de fase. Va de los 100W a los 250W aproximadamente siguiendo la tendencia de este tipo de gráficos y tarda unos 70 minutos. A partir de ahí se mantiene constante.

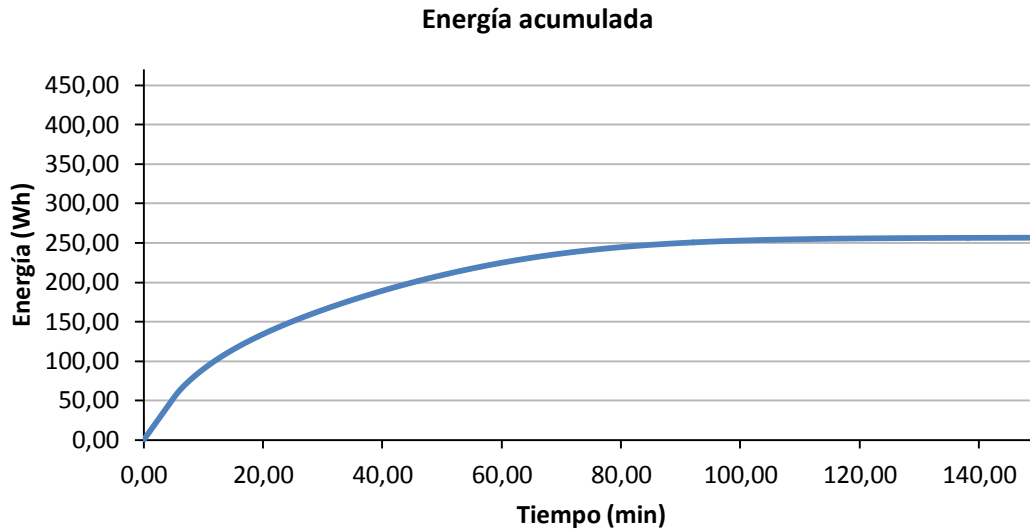


Figura 14. . Gráfica de la energía acumulada en función del tiempo.

3.1.4. Tiempo de descarga

El tiempo de descarga es aquel en el que la energía acumulada en el PCM se ha descargado un tanto por ciento indicado. En este caso el porcentaje de descarga será del 95%, ya que utilizar un tiempo de descarga de descarga del 100% carece de sentido porque se trata de un proceso asintótico y en la realidad nunca se daría este caso. Para el rango de temperaturas de 50,2/65°C, caudal de 2,4L/min y conductividad de 0,2W/mK tarda 78,75 minutos en descargarse al 95%, es decir, 1 hora y 18 minutos.

3.2. VALIDACIÓN DEL MODELO 2D

En este apartado se analizan los datos del modelo 2D y se compara con el modelo 3D para ver si es posible realizar todas simulaciones en 2D, ya que facilita y reduce el tiempo de simulación.

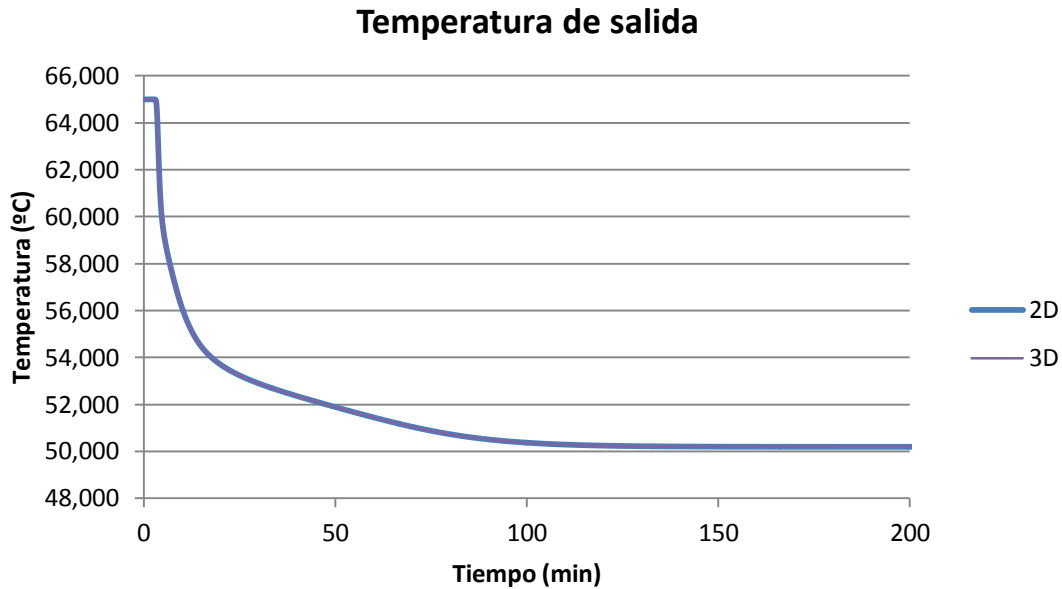


Figura 15. Comparación de la temperatura de salida del archivo 2D con el 3D.

Mediante el gráfico de la Figura 15 se puede observar la evolución de la temperatura de salida tanto del mallado 3D como del 2D. Ambas gráficas se superponen entre sí, con lo cual, esto quiere decir que no existe ninguna en los resultados de ambos mallados. Por lo tanto, mediante esta comparación se valida el modelo 2D para realizar las siguientes simulaciones.

3.3. VALIDACIÓN DEL MODELO Y ESTUDIO DEL MALLADO

Como se ha explicado anteriormente, en este apartado se realizará la validación del modelo y el estudio de la independencia numérica del mallado. Para ello, una vez se pasa el modelo 3D a 2D, realizamos tres simulaciones distintas con el software Simcenter STAR CCM+. Las simulaciones se diferencian en el tamaño del mallado, lo cual, influye en el número de celdas. Cuanto más grueso sea el mallado, menos celdas tiene, menos tiempo tarda pero los resultados tras la simulación son más imprecisos. Por el contrario, cuanto más fino sea el mallado, más celdas tiene, más tiempo tarda y más precisos son los resultados. No obstante, se debe valorar qué tipo de mallado nos beneficia más.

La Tabla 2, disponible en el apartado 2.2.3., muestra los tres tipos de mallados que se simularán:

- Fino con un *base size* de 0,75mm y 16436 celdas.
- Medio con un *base size* de 3mm y 1110 celdas
- Grueso con un *base size* de 4,5mm y 538 celdas.

A continuación se muestra una comparación del tamaño de las celdas de los distintos tipos de mallado (Figura 16).

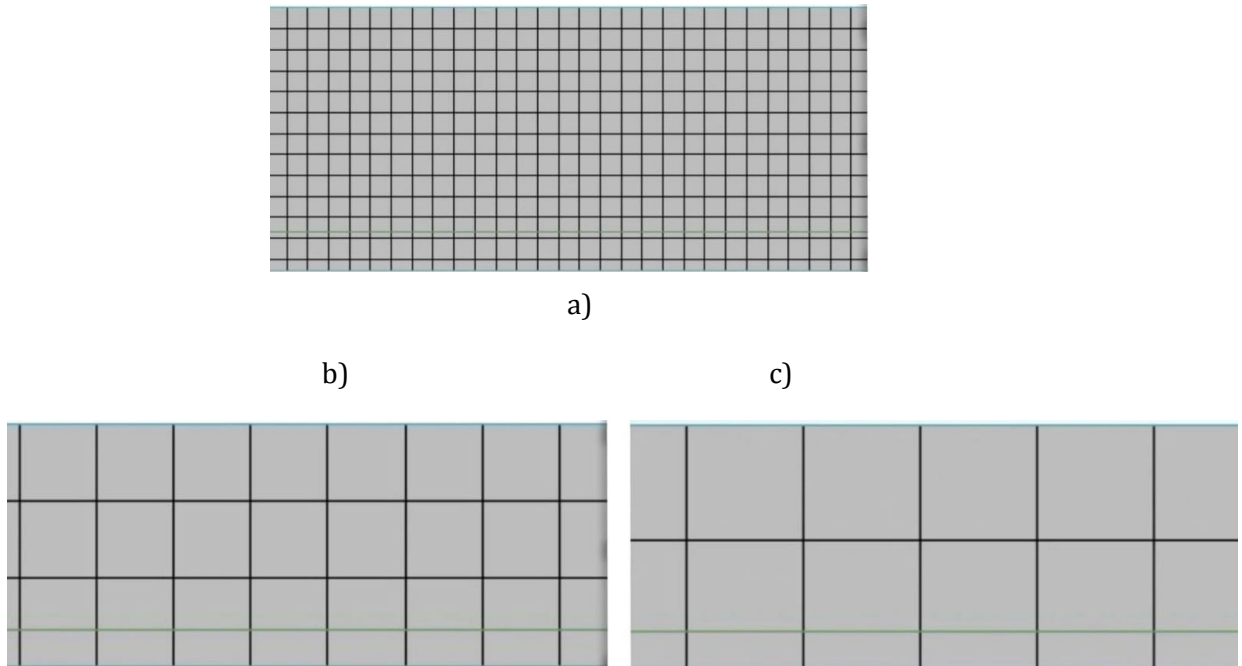


Figura 16. Comparación de las celdas de los distintos tipos de mallado: a) Mallado fino; b) Mallado medio; c) Mallado grueso.

Las temperaturas nominales de entrada de descarga describe el rango de temperatura bajo el cual funcionará el prototipo LHTES. A partir del análisis de la termodinámica y los mecanismos de transferencia de calor, se deduce que este rango jugará un papel importante a la hora de explicar no solo la capacidad de almacenamiento sino también las tasas de transferencia de calor.

El rango de los resultados experimentales se considera aquí. A modo de comparación, se considera una diferencia de temperatura única de 15 ° C entre la carga y descarga de temperaturas de entrada.

La Figura 17 presenta las evoluciones del almacenamiento térmico para el proceso de descarga por debajo de la temperatura considerada rango.

Temperatura de salida

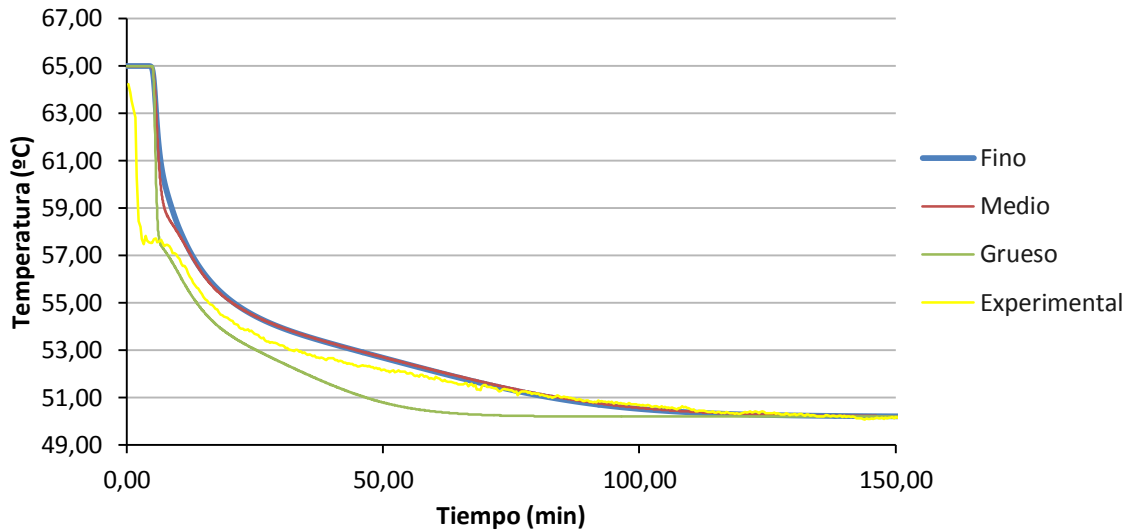


Figura 17. Evolución de la temperatura para los distintos de mallado y para el modelo experimental.

Fijándonos en la Figura 17, el mallado fino (representado en azul y con un trazo más grueso) es el que mejor se ajusta a la evolución de la temperatura recogida de forma experimental (representada en amarillo). Con esto se comprueba que el mallado fino es que mejor se adapta al sistema LHTES real, además de que tiene independencia numérica, es decir, que es independiente del mallado. Por lo que se puede decir que el mallado fino es capaz de representar los cambios del experimental, por lo que será el modelo de mallado que utilizemos para realizar el resto de simulaciones.

En cuanto a los datos experimentales, cada prueba consta de un ciclo que cubre una carga secuencial y proceso de descarga, aunque en la Figura 17 tan sólo se muestre la descarga. Las temperaturas se controlan continuamente y cada proceso, carga o descarga, solo comienza cuando el estado estable condiciones se han alcanzado, es decir, cuando las temperaturas registradas no muestran variación de temperatura. El trazo experimental de la figura 17 presenta los valores de temperatura para el prototipo que se probó entre 50,2 y 65 ° C a un caudal de 2,4 l / min.

Potencia instantánea

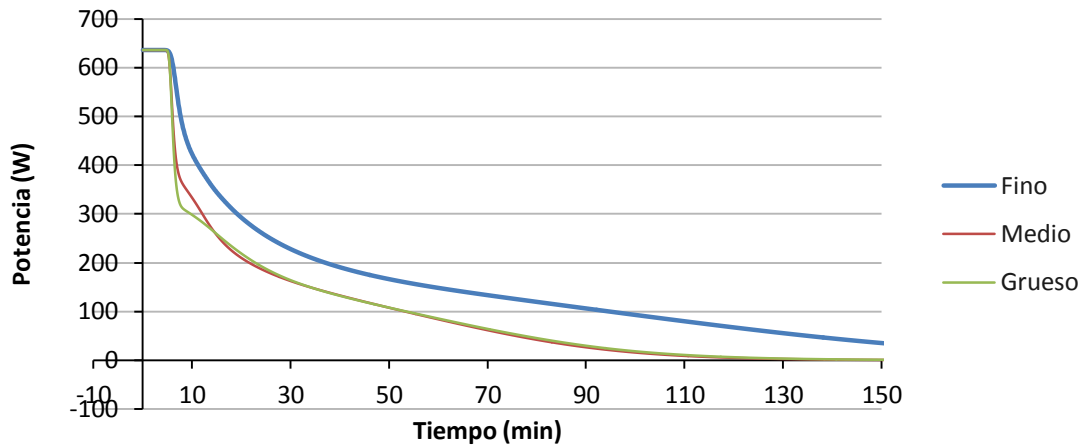


Figura 18. Evolución de la potencia para los distintos tipos de mallado.

Energía acumulada

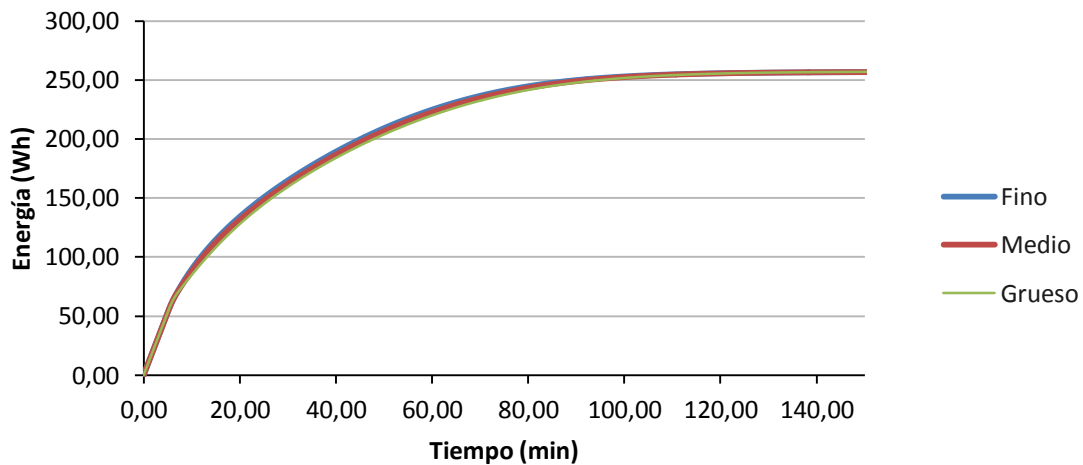


Figura 19. Evolución de la energía acumulada para los distintos tipos de mallado.

En ambas figuras (Figura 18 y Figura 19) se ve como la tendencia del mallado fino, medio y grueso es prácticamente igual. En la gráfica de la potencia la tendencia que sigue el mallado grueso es a desviarse más de las demás, por el contrario el mallado fino es el que menos se desvía. Esto es debido a que refleja de una mejor forma el comportamiento del modelo experimental.

Tabla 6. Tiempo de descarga para los distintos mallados.

Tiempo de descarga (min)			
Fino	Medio	Grueso	Experimental
78,75	80,83333333	83,86666667	75,33



Como se observa en la Tabla 6 el mallado fino es que menos tarda de los tres en descargarse al 95%. Deberían tener prácticamente el mismo tiempo de descarga, es decir, el mallado fino cuanto más se acerque al medio mejor. Hay una diferencia de unos 2 minutos, esto tan solo significa que el mallado fino se descarga un 1% más rápido.

3.4. ESTUDIO PARAMÉTRICO DEL SISTEMA

Tabla 7. Resumen del estudio paramétrico: las pruebas que se realizaron en las distintas condiciones.

		Rango de Temperaturas (°C)						
		45/60	45/65	47,5/62,5	50,2/60	52,5/67,5	55/70	
Caudal (L/min)	1,8		X		X			0,2 W/mK
	2,4	X	X	X	X	X	X	
	3		X		X			
Conductividad (W/mK)	4				X			2,4 L/min
	8				X			

3.4.1. Influencia del caudal

Como se discutió en el documento, la tasa del flujo másico de HTF puede influir en el proceso de almacenamiento y liberación de energía térmica, a pesar de que existe desacuerdo entre los autores de la literatura expuesta en este trabajo [42]. En línea con esto, se han considerado tres niveles de flujo másico, a saber, 1'8, 2'4 y 3 L/ min, para los rangos de temperatura 45/60°C y 50,2/60°C.

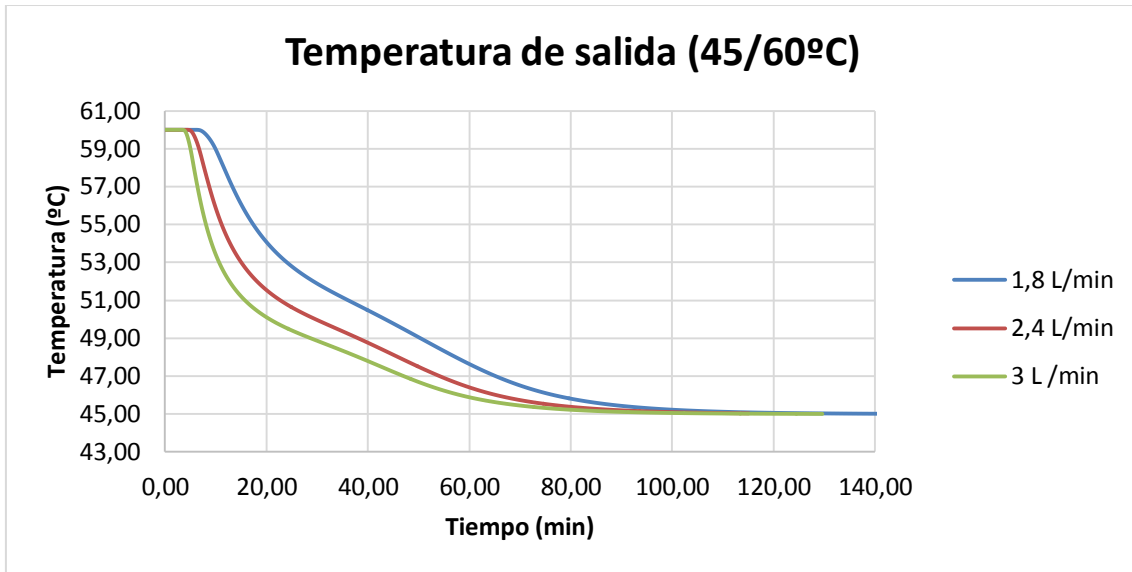


Figura 20. Gráfica de la temperatura de salida para el rango de temperaturas de 45/60°C para los tres caudales distintos.

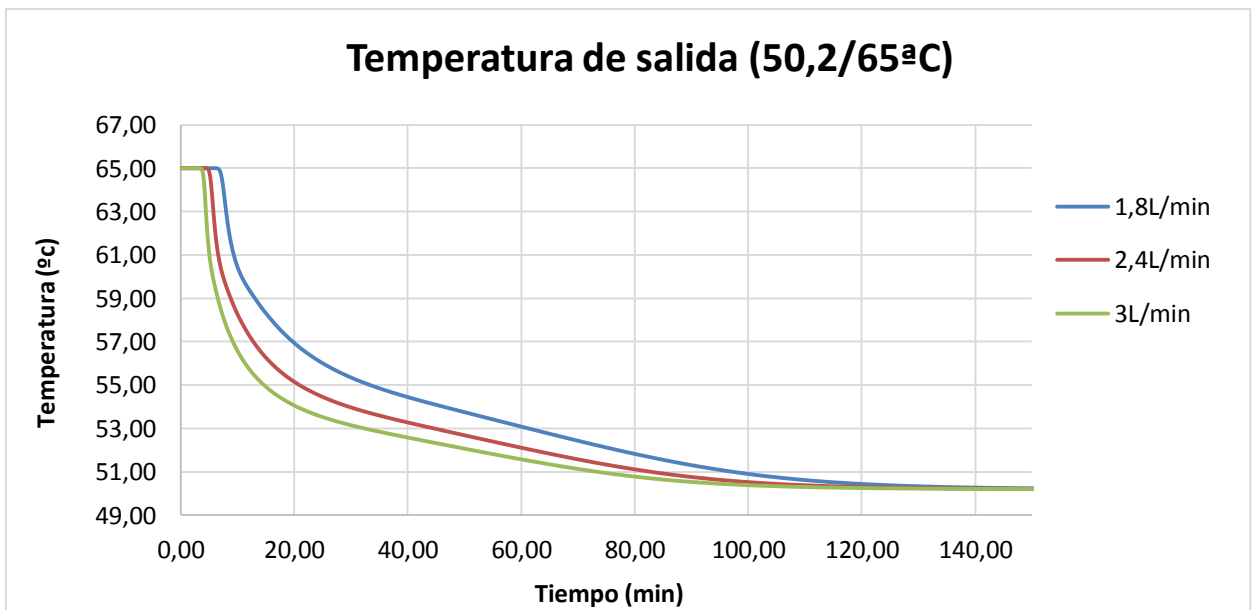


Figura 21. Gráfica de la temperatura de salida para el rango de temperaturas de 50,2/65°C para los tres caudales distintos.

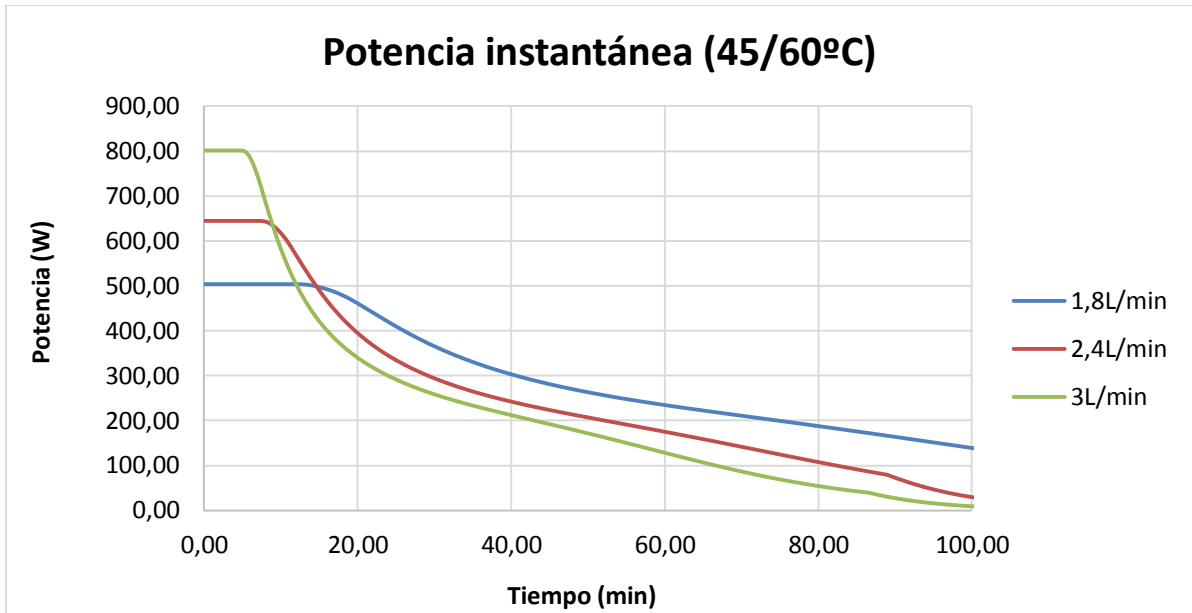


Figura 22. Gráfica de la potencia instantánea para el rango de temperaturas de 45/60°C para los tres caudales distintos.

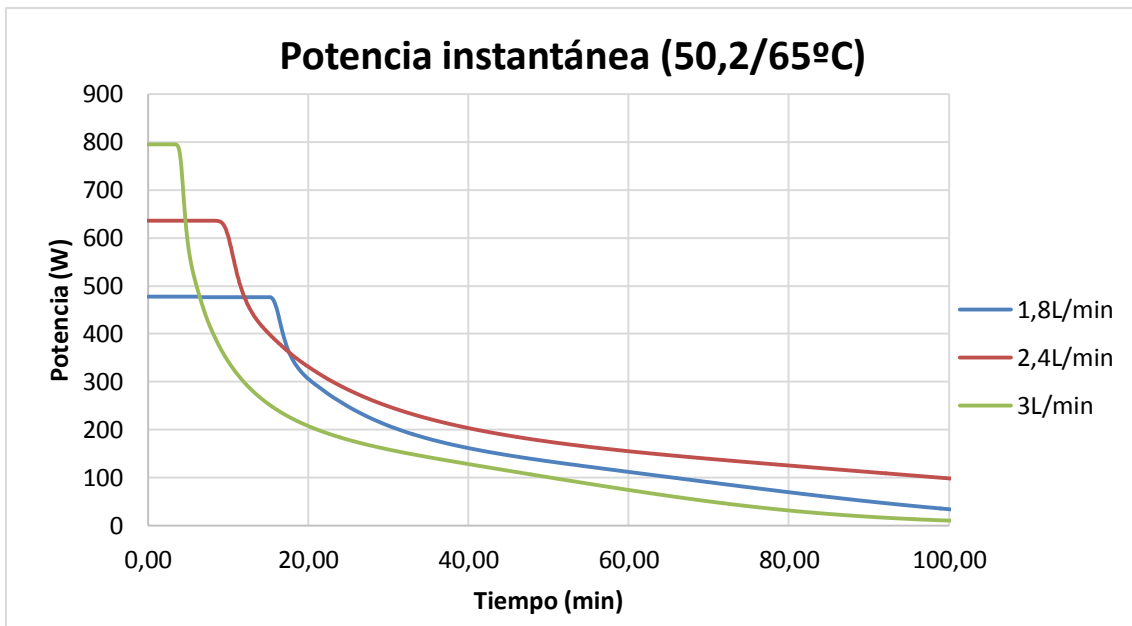


Figura 23. Gráfica de la potencia instantánea para el rango de temperaturas de 50,2/65°C para los tres caudales distintos.

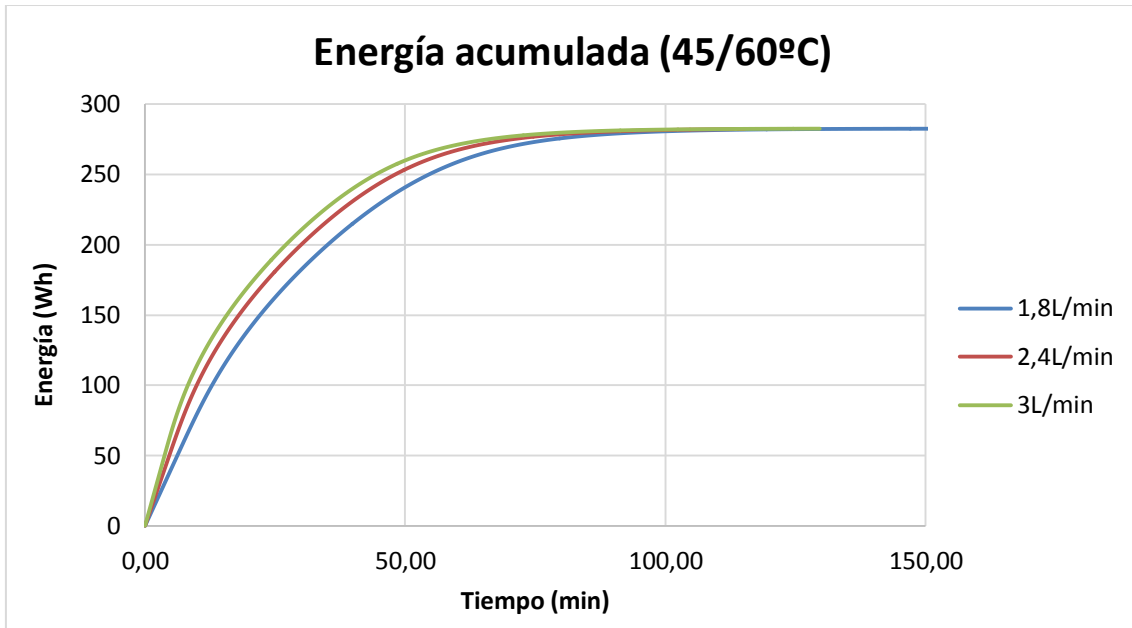


Figura 24. Gráfica de la potencia instantánea para el rango de temperaturas de 50,2/65°C para los tres caudales distintos.

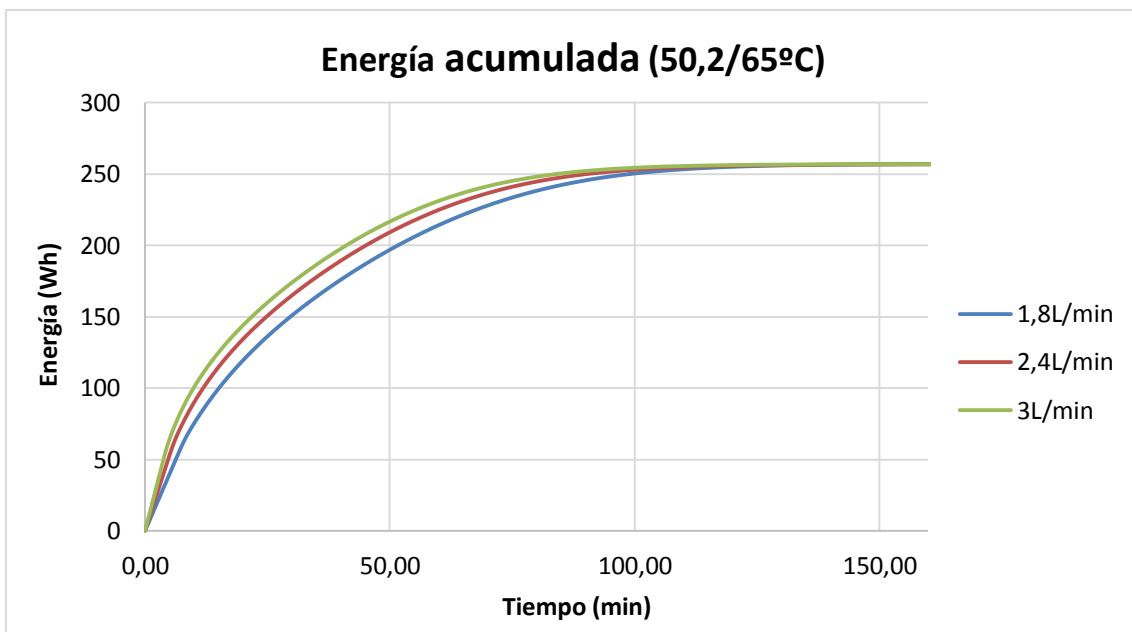


Figura 25. Gráfica de la energía acumulada para el rango de temperaturas de 50,2/65°C para los tres caudales distintos.

En las Figuras 24 y 25, la energía acumulada se presenta en función de la caudal másico para dos rangos de temperatura: 45/65°C y 50,2/65°C, respectivamente.

En la Introducción, se discutió que el caudal másico podría influir en el calor almacenado total y la duración del proceso de descarga. Respecto a lo primero, tras analizar los resultados obtenidos, no hay evidencia clara de que este parámetro operacional tenga alguna influencia en el calor total almacenado. Las pequeñas diferencias



(aproximadamente 3%) en la energía almacenada entre los caudales máxicos podría ser explicado por los errores que fueron inducidos al modelar el mallado.

Según los resultados, la tasa de flujo máxico cuasi-lineal de HTF tiene influencias significativas en las potencias térmicas de descarga del sistema LHTES propuesto. Para el rango de temperatura de 45/65°C, existen reducciones del 12% y 10% en los tiempos que se requieren para la descarga, respectivamente, sin embargo, al comparar las tasas del flujo máxico de 1,8, 2,4 Y 3 L/ min; se observa una gran disminución. Esto afecta directamente a la potencia térmica del sistema, que se incrementa a medida que el caudal máxico aumenta.

Según varios autores [42], el efecto del caudal máxico fue no significativo en el proceso de solidificación, es decir, de descarga. Ellos discutieron que dado que la conducción es el principal mecanismo de transferencia de calor en el lado del PCM, impone una alta resistencia térmica que no se puede contrarrestar por el mayor efecto convectivo del lado HTF. Sin embargo, los resultados que se presentan en este documento demuestran una pequeña disminución en la duración del período de descarga. Esto se puede atribuir a la configuración propuesta de LHTES basada en placa o al modelo de Simcenter STAR CCM+. El flujo máxico de HTF a lo largo del canal ofrece una gran área de transferencia de calor y, por lo tanto, reduce la resistencia efectiva que es inducido por el PCM sólido durante el proceso de descarga. Por tanto, el aumento del caudal máxico tiene una influencia notable en este proceso.

Tabla 8. Porcentaje de energía descargada al 95% para distintos caudales.

Tiempo de descarga al 95% (min)		
	45/60°C	50,2/65°C
1,8L/min	68,42	87,96
2,4L/min	60,82	78,75
3L/min	56,88	73,42

Las tasas de flujo máxico más altas reducen linealmente el tiempo que se requiere para la finalización de la descarga. Este hallazgo no está de acuerdo con los resultados de varios autores [42], quienes afirmaron que el flujo de masa solo es relevante durante el proceso de carga, pero se puede explicar basado en la naturaleza específica de la placa propuesta. El sistema LHTES presenta un área de transferencia de calor muy grande y, debido a la longitud del sistema, con un caudal máxico más alto, el HTF atraviesa el sistema más rápido, lo que resulta en una mayor homogeneidad de cambio de fase a lo largo de la placa y, por tanto, se acelera el proceso.

3.4.2. Influencia de la temperatura

Las temperaturas nominales de entrada de descarga describen el rango de temperatura bajo el cual funcionará el prototipo LHTES.

A partir del análisis de la termodinámica y los mecanismos de transferencia de calor, se deduce que este rango jugará un papel importante a la hora de explicar no solo la capacidad de almacenamiento sino también las tasas de transferencia de calor durante la descarga. A modo de comparación, se considera una diferencia de temperatura única de 15 °C entre la carga y descarga de temperaturas de entrada con seis rangos de temperatura.

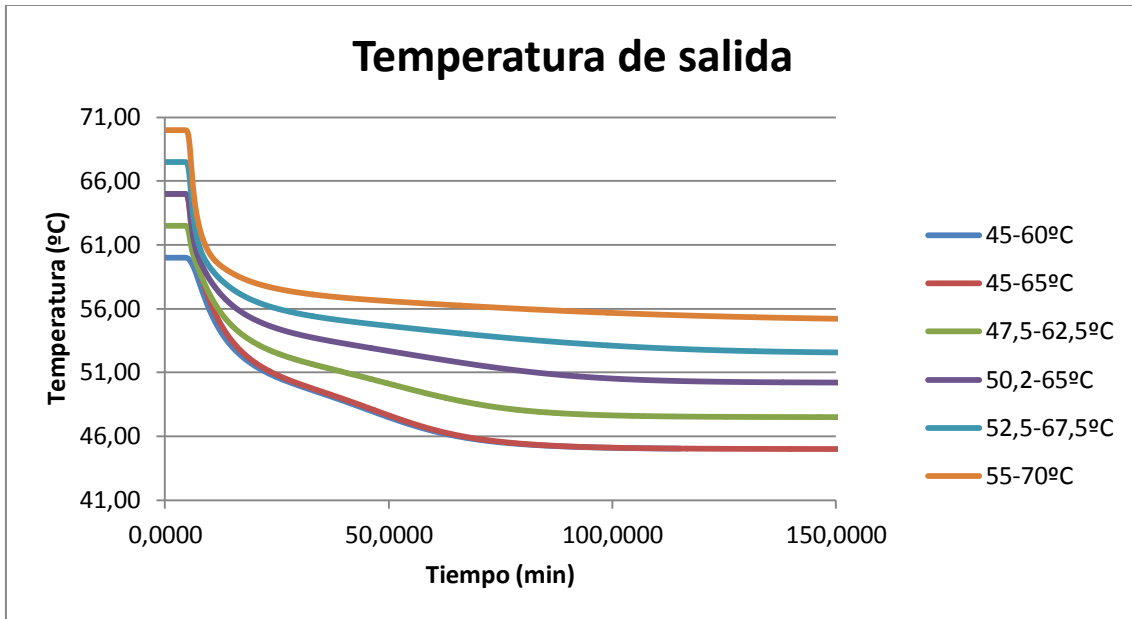


Figura 26. Gráfica de la temperatura de salida para los seis rangos de temperaturas.

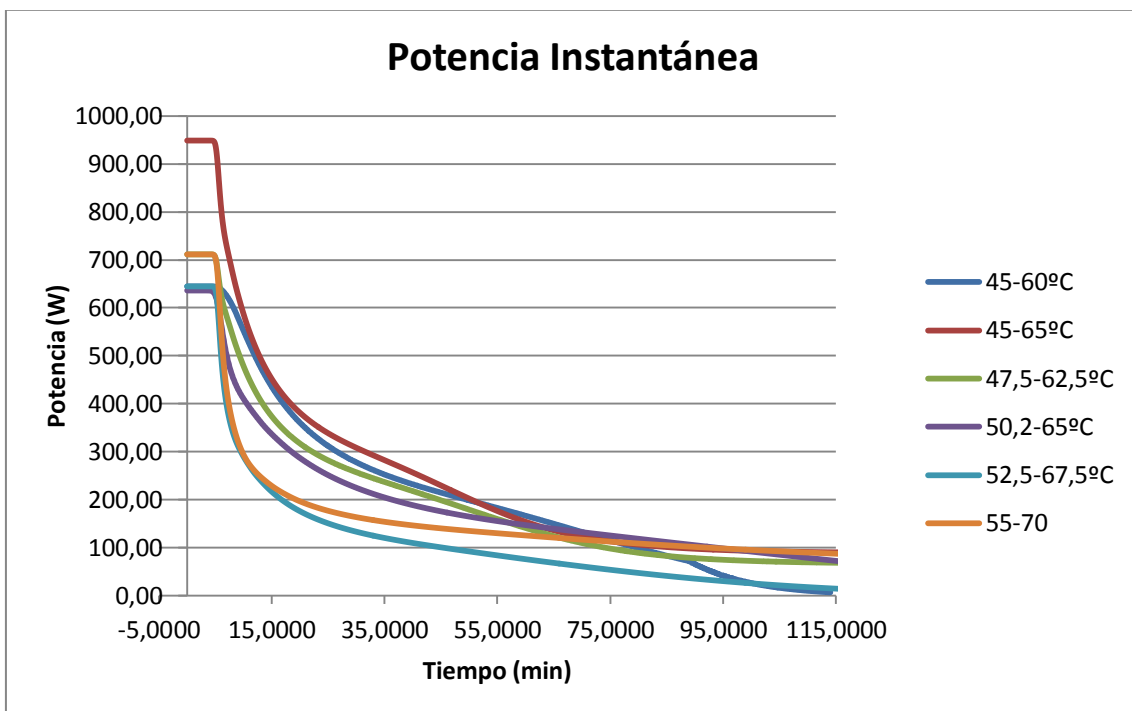


Figura 27. Gráfica de la potencia instantánea para los seis rangos de temperaturas.

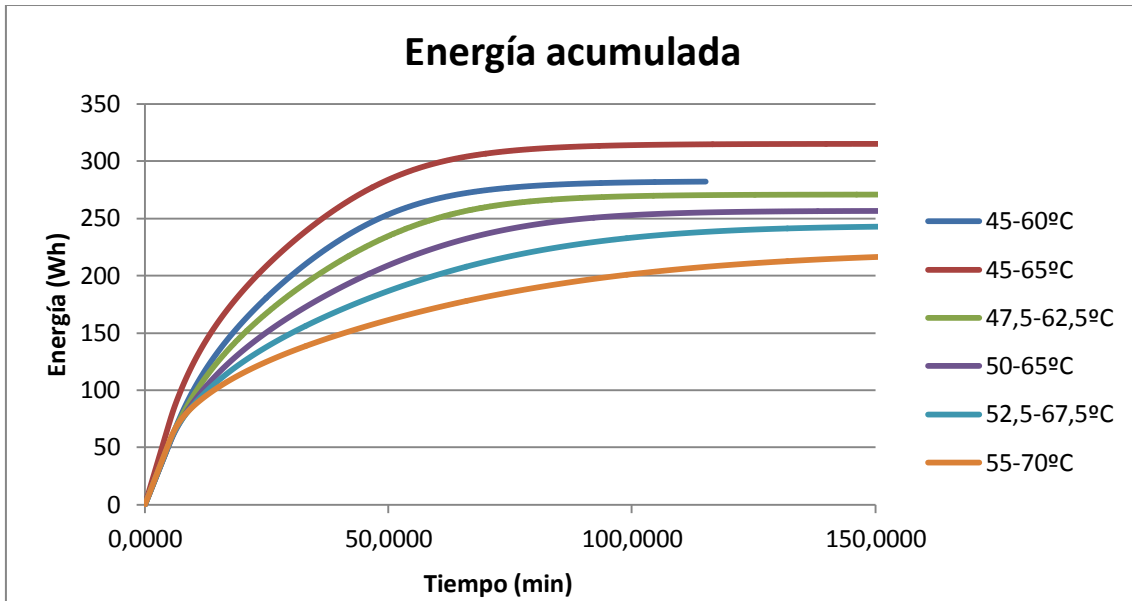


Figura 28. Gráfica de la energía acumulada para los seis rangos de temperaturas.

Tabla 9. Porcentaje de energía descargada al 95% para distintos rangos de temperatura.

Tiempo de descarga al 95% (min)					
45/60°C	45/65°C	47,5/62,5°C	50,2/65°C	52,5/62,5°C	55/70°C
60,81	60,73	66,75	78,75	96,63	124,25

Para una diferencia de temperatura especificada entre la carga y descarga de temperatura de entrada (por ejemplo, 15 ° C), la energía almacenada depende en gran medida del rango de temperatura que se seleccione. Esto se explica por el comportamiento de cambio de fase del PCM, que ocurre en un amplio rango de temperatura. Este efecto debe considerarse siempre que sea posible para maximizar la capacidad de almacenamiento de energía del sistema LHTES.

La potencia térmica durante la descarga se ve muy afectada por la diferencia entre la temperatura de entrada y el pico de temperatura de la curva de transición de fase del PCM. Cuanto mayor sea el gradiente, mayor es la potencia térmica que se recupera de él. Aunque esto es más notario en los procesos de carga, también es notorio durante el proceso de descarga. Este efecto es esencial para la selección de la temperatura de cambio de fase del PCM para muchas aplicaciones. Por ejemplo, una aplicación de sistema solar térmico puede presentar horas limitadas para completar la carga del sistema, mientras que tiene un mayor período de descarga; esto requeriría un PCM con una temperatura de cambio de fase que esté dentro del rango de temperatura de funcionamiento.

El rango de temperatura de funcionamiento afecta fuertemente a los tiempos que son necesarios para completar los procesos de carga y descarga. Por ejemplo, a partir de la comparación de los resultados que se obtuvieron para los rangos de temperatura de 45/60 ° C y 55/70 ° C, se observan fuertes variaciones entre las potencias descarga. El rango de temperatura de 45/60 ° C presenta un proceso de descarga mucho más rápido que en el caso del rango de temperatura de 55/70 ° C. Se podría decir que cuanto más acerque el rango de temperaturas a la temperatura de cambio de fase, más rápida será la descarga.

Esto podría ser interesante en aplicaciones en los que los tiempos de liberación de calor son limitados.

Dado que la temperatura de entrada de HTF permanece constante durante el proceso de descarga, cuanto mayor sea el gradiente de temperatura entre la temperatura de entrada HTF y el PCM, mayor la temperatura de transición de fase y mayor es la potencia térmica.

Sin embargo, esta influencia no es absoluta sino relativa al funcionamiento rango de temperatura. Como se aprecia en la Figura 26, las curvas tienden a ser horizontales cuando el gradiente ΔT_{i-p} se acerca al valor del rango de temperatura de funcionamiento (que es de 15 ° C para todos los casos, menos el de 45/65°C, graficados en la figura). Cuando se acerca a ese punto, un mayor aumento en el ΔT_{i-p} no reduce significativamente el tiempo de descarga requerido.

3.4.3. Influencia de la conductividad

La conductividad influye en los procesos de carga y descarga de forma directa. Por consiguiente, siempre conviene buscar materiales con alta conductividad térmica compatibles con el fluido con el que se está trabajando.

Otro requisito es que tenga una alta conductividad térmica de tal forma que el calor se homogeneice con mayor facilidad en el fluido y para facilitar la transmisión de calor entre las placas y HFT.

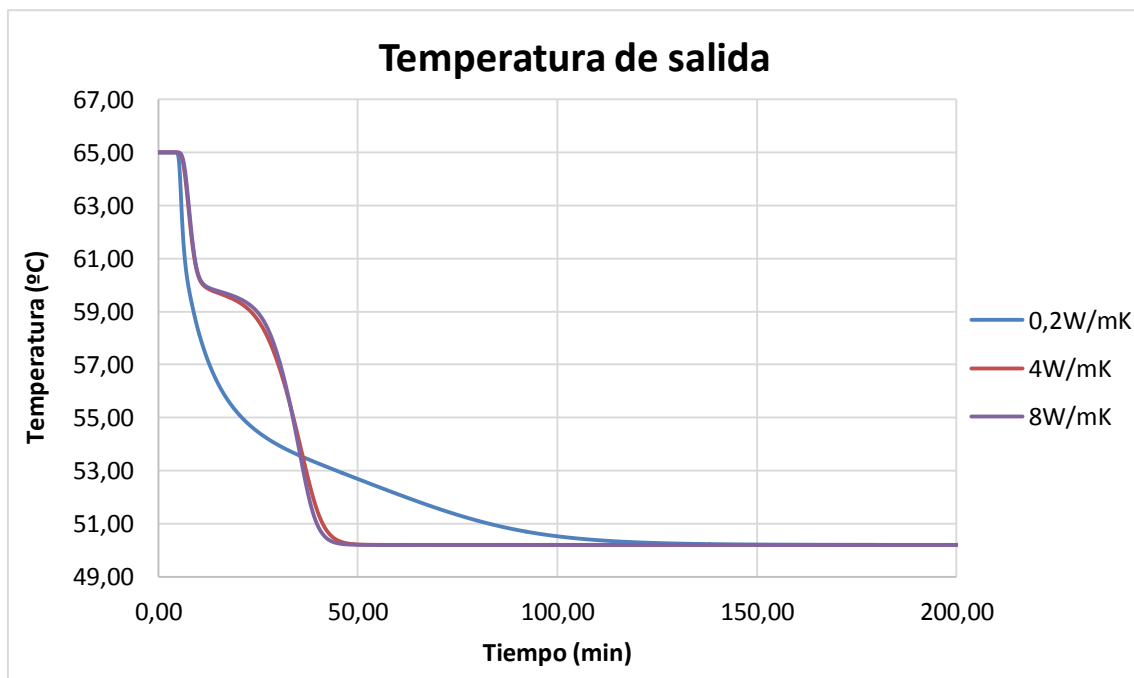


Figura 29. Gráfica de la temperatura de salida para las tres conductividades.

Hay una diferencia apreciable de la temperatura de salida entre la conductividad de 0,2W/mK y las 4 y 8W/mK, cuyas gráficas son prácticamente iguales. Como se puede observar cambia la forma de la gráfica, pasando de ser potencial inversa a tener una caída muy brusca. Tanto para la conductividad de 4W/mK como para la de 8W/mK, la

temperatura sufre un gran caída al inicio en cuestión de 10 minutos. Se estabiliza en los 60°C debido al cambio de fase pero a los 10 minutos vuelve a tener otra gran caída de temperatura hasta alcanzar los casi 50,2°C en tan solo 40 minutos.

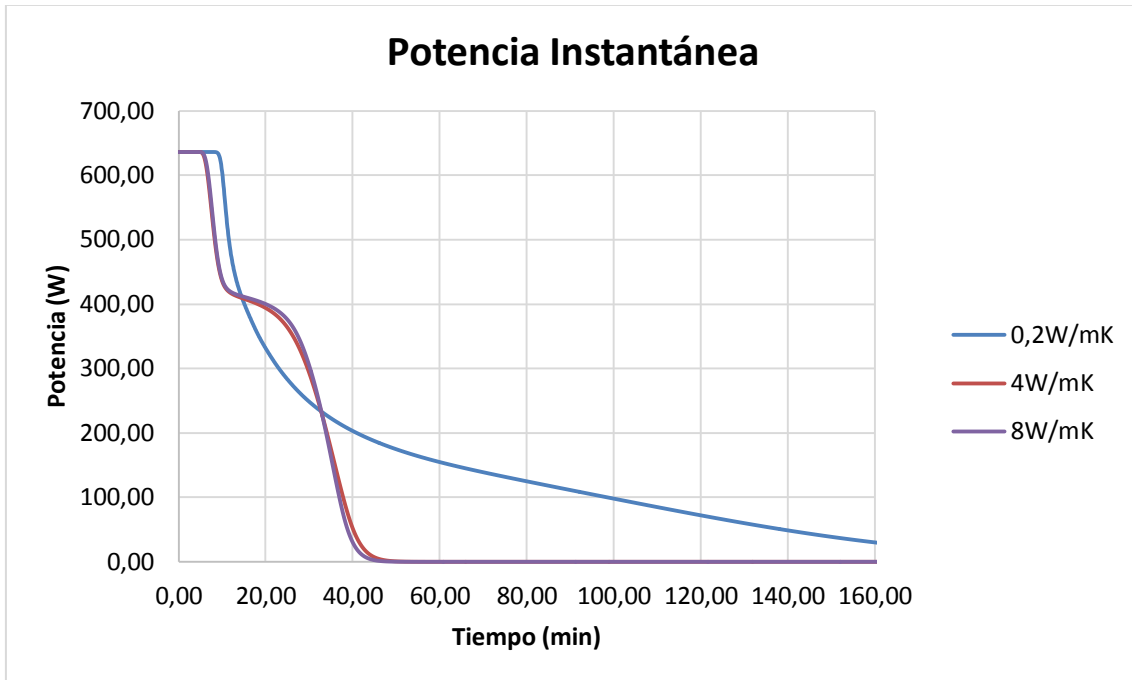


Figura 30. Gráfica de la potencia instantánea para las tres conductividades.

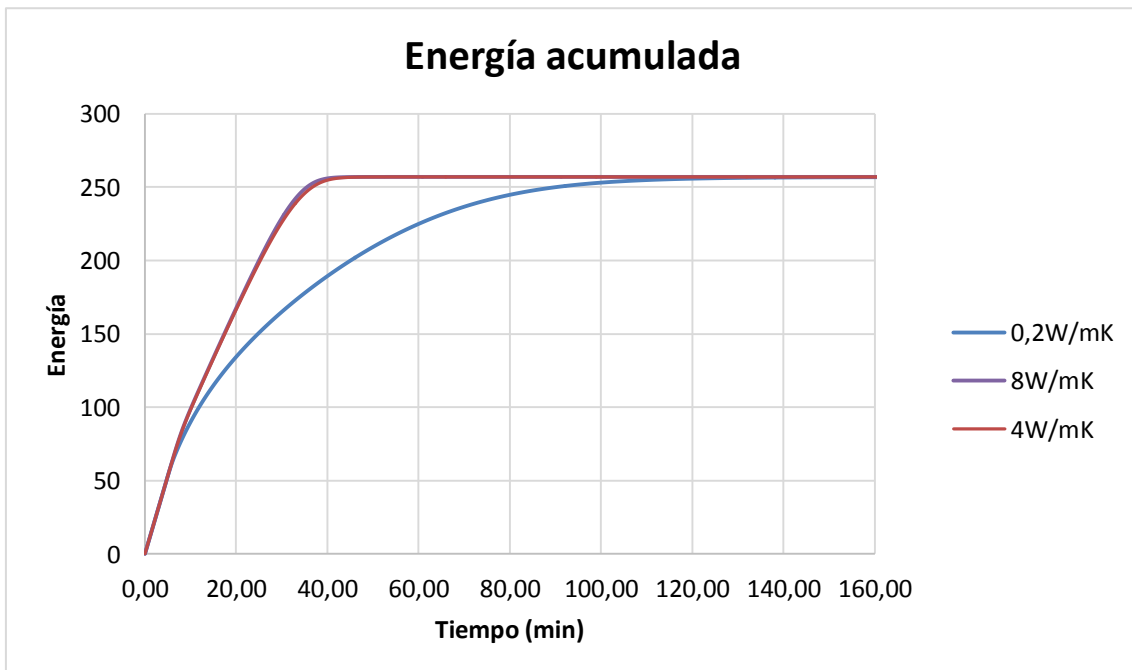


Figura 31. Gráfica de la energía acumulada para las tres conductividades.

En el caso de potencia instantánea (Figura 30), se aprecia una gran diferencia de potencia de descarga debido a la diferencia de conductividad, en este sentido es recomendable que se tenga una alta conductividad. Sin embargo, en el caso de la energía acumulada (Figura



31) no se distingue apenas diferencia, ya que da igual la conductividad del material que van a tender al mismo valor. En este caso para el rango de temperaturas de 50,2-65°C y caudal de 2,4L/min, tiende a 256Wh.

Tabla 10. Porcentaje de energía descargada al 95% para distintas conductividades.

Tiempo de descarga al 95% (min)		
0,2 W/mK	4W/mK	8W/mK
78,75	34,46	33,53

La diferencia de tiempos de descarga es apreciable. Esto se debe a que la conductividad térmica afecta mucho a las potencias de transmisión a lo largo de la descarga y afecta al tiempo final. Cuanto mayor es la conductividad, menor es el tiempo de descarga.



4. CONCLUSIONES

En este trabajo se ha investigado los efectos que tiene variar ciertos parámetros (caudal, temperatura y conductividad) en un sistema de almacenamiento térmico latente de placas en CFD. Para ello, primero se ha comparado un modelo de mallado de placas en 3D con uno de 2D. Analizando los resultados se pudo concluir que el modelo 3D y 2D dan los mismos resultados, lo que indica que la transferencia de calor es despreciable en el eje z. Esto es importante, porque permite hacer modelos mucho más rápidos.

Por otro lado, se ha visto es que el modelo reproduce de modo adecuado los valores experimentales. Para ello se simularon en 2D distintos tamaños de mallado y se averiguó que el mallado más fino es el que más fielmente representa al experimental. Por tanto, es que se utilizó para realizar las simulaciones del estudio paramétrico.

El primer estudio paramétrico realizado fue del caudal, en el cual se concluyó que las tasas de flujo másico más altas reducen linealmente el tiempo que se requiere para la finalización de la descarga. Sin embargo, no influye en la energía acumulada ya que tiende al mismo valor.

En relación a cómo afecta el rango de temperaturas en la descarga, cuanto menor es el rango de temperaturas, más rápida es la descarga.

Por último, cuanto mayor es la conductividad, menor es el tiempo de descarga. Esto se cumple sólo hasta cierto valor, después no mejora. Esto se debe a que la conductividad térmica afecta mucho a las potencias de transmisión a lo largo de la descarga y al tiempo final.

En último lugar, al igual que este trabajo se ha basado en investigaciones anteriores, este puede ser de ayuda en futuras líneas de investigación de placas de calor latente. La investigación podría continuar analizando la influencia de la longitud de las placas, ya que aquí se ha mantenido el mismo valor.



5. REFERENCIAS

- [1] 2016 Key World Energy Statistics - International Energy Agency (IEA), n.d. <https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/key-world-energystatistics.html>.
- [2] Directive 2010/31/EU of the European Parliament and of the Council of 19 May 2010 on the energy performance of buildings, n.d. http://eur-lex.europa.eu/legalcontent/EN/ALL/;ELX_SESSIONID=FZMjThLLzfxmmMCQGp2Y1s2d3TjwtD8QS3pqdkhXZbwqGwlgY9KN!2064651424?uri=CELEX:32010L003
- [3] Combined Heat and Power: Evaluating the benefits of greater global investment - International Energy Agency (IEA), 2008. <https://www.iea.org/chp/>.
- [4] Directive 2012/27/EU of the European Parliament and of the Council of 25 October 2012 on energy efficiency
- [5] Á. Campos-Celador, Integration of latent thermal energy storage systems in the design and operation of residential cogeneration plants, a novel finned plate based LHTES system, University of the Basque Country UPV/EHU, 2012.
- [6] Análisis del Potencial de Cogeneración de Alta Eficiencia en España 2010-2015-2020 - IDAE, n.d. <http://www.idae.es/index.php>.
- [7] A. Campos Celador, A. Erkoreka, K. Martin Escudero, J.M. Sala, Feasibility of small-scale gas engine-based residential cogeneration in Spain, *Energy Policy*. 39 (2011) 3813–3821. doi:10.1016/j.enpol.2011.04.011
- [8] K. Pielichowska, K. Pielichowski, Phase change materials for thermal energy storage, *Prog. Mater. Sci.* 65 (2014) 67–123. doi:10.1016/j.pmatsci.2014.03.005.
- [9] B. alba, J.M. Mar n , L.F. Cabeza, H. Mehling, Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications, *Appl. Therm. Eng.* 23 (2003) 251–283. doi:10.1016/S1359-4311(02)00192-8.
- [10] A. Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, Review on thermal energy storage with phase change materials and applications, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 13 (2009) 318–345. doi:10.1016/j.rser.2007.10.005.
- [11] G. Diarce Belloso, Development of new eutectic phase change materials and plate-based latent heat thermal energy storage systems for domestic cogeneration applications, University of the Basque Country UPV/EHU, 2017.
- [12] F. Agyenim, N. Hewitt, P. Eames, M. Smyth, A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTESS), *Renew. Sustain. Energy Rev.* 14 (2010) 615–628. doi:10.1016/j.rser.2009.10.015.
- [13] Á. Campos-Celador, G. Diarce, J.T. Zubiaga, T. V. Bandos, A.M. García-Romero, L.M. López, Design of a Finned Plate Latent Heat Thermal Energy Storage System for



- Domestic Applications, Energy Procedia. 48 (2014) 300–308.
doi:10.1016/j.egypro.2014.02.035.
- [14] Rubitherm GmbH, (n.d.). <http://www.rubitherm.de/english/index.htm>
- [15] F. Fornarelli, S. Camporeale, Simplified prediction model of the discharging time of a shell-and-tube LHTES, Ingeniería térmica aplicada, 2020
- [16] M.M. Kenisarin, Thermophysical properties of some organic phase change materials for latent heat storage, 2014
- [17] A. Campos-Celador, G. Diarce, I. González-Pino, J.M. Sala, Development and comparative analysis of the modeling of an innovative finned-plate latent heat thermal energy storage system, Energy. 58 (2013) 438–447. doi:10.1016/j.energy.2013.06.032.
- [18] L. Fan, J.M. Khodadadi, Thermal conductivity enhancement of phase change materials for thermal energy storage: A review, Renew. Sustain. Energy Rev. 15 (2011) 24–46. doi:10.1016/j.rser.2010.08.007.
- [19] M. Liu, W. Saman, F. Bruno, Review on storage materials and thermal performance enhancement techniques for high temperature phase change thermal storage systems, Renew. Sustain. Energy Rev. 16 (2012) 2118–2132. doi:10.1016/j.rser.2012.01.020.
- [20] H. Zhang , J. Baeyens , G. Cáceres , J. Degreève , Y. Lv; Almacenamiento de energía térmica: desarrollos recientes y aspectos prácticos; Prog Energy Combust , 53, 2016
- [21] F. Agyenim , P. Eames , M. Smyth; Una comparación de la mejora de la transferencia de calor en un intercambiador de calor de almacenamiento de energía térmica de temperatura media usando aletas; Sol Energy , 83; 2009
- [22] M. Medrano , MO Yilmaz , M. Nogués , I. Martorell , J. Roca , LF Cabeza Evaluación experimental de intercambiadores de calor comerciales para su uso como sistemas de almacenamiento térmico PCM, 2009
- [23] RZ Wang , ZY Xu , QW Pan , S. Du , ZZ Xia; Sistemas de aire acondicionado y refrigeración impulsados por energía solar correspondientes a diversas temperaturas de la fuente de calefacción; 2016
- [24] W. Lin, W. Zhang, Z. Ling, X. Fang, Z. Zhang, Experimental study of the thermal performance of a novel plate type heat exchanger with phase change material, 2020
- [25] V. Palomba, V. Branceto, A. Frazzicia; Investigación experimental de un almacenamiento de calor latente para aplicaciones de refrigeración solar, 2017
- [26] F. Fornarelli, S. Camporeale, B. Fortunato, Convective Effects in a Latent Heat Thermal Energy Storage, 2019
- [27] F. Fornarelli, M. Torresi, P. Oresta, L. Dambrosio, A. Miliozzi, S. Camporeale, Discharging shape influence on the performance of a latent heat thermal energy storage, 2019
- [28] F. Fornarelli, S. Camporeale, B. Fortunato, Simplified theoretical model to predict the melting time of a shell-and-tube LHTES, 2019
- [29] C. Popiel, J. Wojtkowiak, K. Bober, Laminar free convective heat transfer from isothermal vertical slender cylinder, 2007



- [30] A. Raul, M. Jain, S. Gaikwad, S. Saha, Modelling and experimental study of latent heat thermal energy storage with encapsulated PCMs for solar thermal applications, 2018
- [31] J. Bedecarrets, F. Strub, B. Falcon, J. Dumas; Phase-change thermal energy storage using spherical capsules: performance of a test plant, 1996
- [32] S. Wu, G. Fang, Dynamic performances of solar heat storage system with packed bed using myristic acid as phase change material, 2011
- [33] R. Kothari, S. Das, S. Sahu, S. Kundalwal, Analysis of solidification in a finite PCM storage with internal fins by employing heat balance integral method, 2019
- [34] A. Bastani, F. Haghighat, J. Kozinski, Designing building envelope with PCM wallboards; Design tool development (2014), 554-562, 31
- [35] O. Kurata, et al., Micro gas turbine cogeneration system with latent heat storage at the University: Part I: Plan and energy flow test, Appl. Therm. Eng. 65 (1-2) (2014) 513-523, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.01.033>.
- [36] A. López-Navarro, et al., Performance characterization of a PCM storage tank, Appl. Energy 119 (2014) 151-162
- [37] M.K. Koukou, M.Gr. Vrachopoulos, N.S. Tachos, G. Dogkas, K. Lymperis, V. Stathopoulos, Experimental and computational investigation of a latent heat energy storage system with a staggered heat exchanger for various phase change materials, Therm. Sci. Eng. Prog. 7 (Sep. 2018) 87-98, <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.05.004>.
- [38] P. Charvát, L. Klimeš, M. Ostrý, Numerical and experimental investigation of a PCM-based thermal storage unit for solar air systems, Energy Build. 68 (PART A) (2014) 488-497, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.10.011>.
- [39] M. Dardir, M. El Mankibi, F. Haghighat, L. Klimes, Development of PCM-to-air heat exchanger for integration in building envelope-modeling and validation, Sol. Energy 190 (Sep. 2019) 367-385,
- [40] U. Stritih, An experimental study of enhanced heat transfer in rectangular PCM thermal storage, Int. J. Heat Mass Transf. 47 (12) (Jun. 2004) 2841-2847, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.02.001>.
- [41] R.M. Saeed, J.P. Schlegel, R. Sawafta, V. Kalra, Plate type heat exchanger for thermal energy storage and load shifting using phase change material, Energy Convers. Manag. 181 (Feb. 2019) 120-132, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.12.013>.



[42] P. Larrinaga, G. Diarce, A. Campos-Celador, A. García-Romero, Parametric characterization of a full-scale plate-based latent heat thermal energy storage system, ENEDI Research Group, 2020.

[43] G. Diarce, Á. Campos-Celador, J.M. Sala, A. García-Romero, A novel correlation for the direct determination of the discharging time of plate-based latent heat thermal energy storage systems, *Appl. Therm. Eng.* 129 (Jan. 2018) 521–534, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.057>.

[44] M.K.A. Sharif, et al., Review of the application of phase change material for heating and domestic hot water systems, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 42 (Feb. 2015) 557–568.

[45] R. Baetens, B.P. Jelle, A. Gustavsen, Phase change materials for building applications: A state-of-the-art review, *Energy Build.* 42 (9) (Sep. 2010) 1361–1368, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.03.026>.

[46] H. Mehling, L.F. Cabeza, *Heat and Cold Storage with PCM: An Up to Date Introduction into Basics and Applications*, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2008.

[47] Y. Liu, J. Duan, X. He, Y. Wang, Experimental investigation on the heat transfer enhancement in a novel latent heat thermal storage equipment, *Appl. Therm. Eng.* 142 (Sep. 2018) 361–370, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.07.009>.

[48] Q. Ren, F. Meng, P. Guo, A comparative study of PCM melting process in a heat pipe-assisted LHTES unit enhanced with nanoparticles and metal foams by immersed boundary-lattice Boltzmann method at pore-scale, *Int. J. Heat Mass Transf.* 121 (Jun. 2018) 1214–1228, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.01.046>.

[49] Á. Campos-Celador, et al., Design of a finned plate latent heat thermal energy storage system for domestic applications, *Energy Procedia* 48 (2014) 300–308.

[50] L. Pu, S. Zhang, L. Xu, Y. Li, Thermal performance optimization and evaluation of a radial finned shell-and-tube latent heat thermal energy storage unit, *Appl. Therm. Eng.* (Dec. 2019) 114753, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114753>.

[51] M.S. Mahdi, H.B. Mahood, J.M. Mahdi, A.A. Khadom, A.N. Campbell, Improved



PCM melting in a thermal energy storage system of double-pipe helical-coil tube,

Energy Convers. Manag. 203 (Jan. 2020) 112238, [https://doi.org/10.1016/j.](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112238)

enconman.2019.112238.

[52] 'ANSI/ASHRAE Standard 94.1-2002 (RA 2006), Method of testing active latent-heat storage devices based on thermal performance.', Atlanta, 2006.

[53] Y.A. Çengel, J.M. Cimbala, Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, 2010.

[54] Y.A. Çengel, A.J. Ghajar, Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications, 4th ed., McGraw-Hill, New York, 2011.