

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Programa de Doctorado en Ingeniería y Producción Industrial

Instituto de Ingeniería Energética

# MODELADO Y ANÁLISIS DE UN DEPÓSITO DE ALMACENAMIENTO LATENTE DE ENERGÍA TÉRMICA CON INTERCAMBIADOR DE TIPO SERPENTÍN

---

Javier Biosca Taronger

Directores:

Prof. Dr. José Miguel Corberán Salvador

Dr. Jorge Payá Herrero



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Instituto  
Ingeniería  
Energética

Camino de Vera s/n, Semisótano frente a acceso J 46022 València

[www.iie.upv.es](http://www.iie.upv.es)

[jabiota@upvnet.upv.es](mailto:jabiota@upvnet.upv.es)



## **AGRADECIMIENTOS**

A mis directores de tesis, José Miguel y Jorge, en primer lugar por haberme permitido desarrollar esta tesis doctoral en el Instituto de Ingeniería Energética de la Universitat Politècnica de València, y especialmente por toda su colaboración prestada, tanto a nivel académico con su dedicación supervisando esta tesis, con largas reuniones dedicadas al análisis de ecuaciones, y también a nivel personal por su trato y preocupación por otros aspectos no académicos.

A los compañeros de batallas con los PCMs del grupo SIMES, Alex y Bárbara, y también a Rafa, que realmente está en todos los proyectos del IIE, por la ayuda prestada para la realización de esta tesis.

Al Centro de Innovación Tecnológica de Acciona Infraestructuras, colaborador con el Instituto en los proyectos de investigación de almacenamiento en PCMs y a los compañeros del grupo de Ingeniería Térmica y Sistemas Energéticos (GITSE, Instituto Universitario de Investigación de Ingeniería de Aragón), especialmente Pablo Dolado y Conchita Peñalosa, por su disponibilidad y colaboración a la hora de caracterizar los materiales de cambio de fase.

Por supuesto, a todos los compañeros y amigos del Instituto de Ingeniería Energética, que afortunadamente son muchísimos y me es imposible nombrarlos individualmente aquí. Los que han pasado en cortas estancias de erasmus pero han dejado huella, los que han estado más tiempo pero ya se han ido y los que aún continúan. A todos con los he coincidido en este tiempo en el semisótano del IIE y que han hecho que en este tiempo de trabajo siempre me haya encontrado muy a gusto y que para mí el grupo del IIE no fuera solamente un grupo de compañeros de trabajo.

Als meus pares Pepe i Rosario i els meus germans Asun i Miquel, pel seu constant oferiment a ajudar-me en allò que em pogués ser de utilitat i tractar de facilitar-me les hores de treball que també han sofert a casa. Moltes gràcies.

Muchas gracias.



## RESUMEN

La presente tesis doctoral ha sido desarrollada en el Instituto de Ingeniería Energética de la Universitat Politècnica de València, dentro del grupo SIMES dedicado a la investigación de sistemas térmicos.

El grupo SIMES ha desarrollado un proyecto de investigación de almacenamiento latente de energía térmica en el que se han estudiado diferentes materiales para analizar su comportamiento como materiales de cambio de fase para el almacenamiento latente.

El objetivo principal de esta tesis es el desarrollo de dos modelos en MATLAB para la simulación del comportamiento de depósitos de almacenamiento latente de energía térmica en sus procesos de carga y descarga, concretamente para la aplicación de almacenamiento de frío. El desarrollo de estos modelos permite conocer en profundidad los mecanismos que determinan el comportamiento de estos sistemas.

El hecho de desarrollar dos modelos distintos se debe a la distinta naturaleza física de los materiales de cambio de fase estudiados: el agua y la parafina RT8. Dicha naturaleza determina un comportamiento distinto en sus procesos de cambio de fase. Mientras el agua presenta dos fases diferenciadas y separadas por una interfase, la parafina RT8 experimenta el cambio de fase sólido-líquido en un intervalo de temperatura, en el que el estado del material es un estado esponjoso que no resulta ser completamente sólido ni líquido. Por este motivo ha sido necesario el desarrollo de un modelo de frontera móvil para la simulación de los depósitos con agua-hielo, y otro modelo entálpico para la simulación de depósitos con la parafina RT8 como PCM.

Finalmente, los modelos desarrollados permiten analizar el comportamiento de ambos materiales como almacenamiento latente en distintas aplicaciones, y determinar el sistema más adecuado en cada caso. Los modelos sirven también de herramienta de diseño y dimensionamiento del sistema, de su operación y para la realización de un estudio energético-económico y comparación de los resultados obtenidos con ambas configuraciones.



## RESUM

La present tesis doctoral ha sigut desenvolupada a l'Institut de Ingenieria Energética de la Universitat Politècnica de València, dins del grup SIMES dedicat a la investigació de sistemes tèrmics.

El grup SIMES ha desenvolupat un projecte de investigació d'emmagatzematge latent d'energia tèrmica en què s'han estudiat diferents materials per a analitzar el seu comportament com a materials de canvi de fase per a l'emmagatzematge latent.

L'objectiu principal d'aquesta tesis és el desenvolupament de dos models en MATLAB per a la simulació del comportament de dipòsits d'emmagatzematge latent d'energia tèrmica en els seus processos de càrrega i descàrrega, concretament per a l'aplicació d'emmagatzematge de fred. El desenvolupament d'aquests models permet conèixer en profunditat els mecanismes que determinen el comportament d'aquests sistemes.

El fet de desenvolupar dos models distints és degut a la distinta naturalesa física dels materials de canvi de fase estudiats: l'aigua i la parafina RT8. Aquesta naturalesa determina un comportament distint en els seus processos de canvi de fase. Mentre l'aigua presenta dos fases diferenciades i separades per una interfase, la parafina RT8 experimenta el canvi de fase sòlid-líquid en un interval de temperatura, en el que l'estat del material és un estat esponjós que no resulta ser completament sòlid ni líquid. Per aquest motiu ha sigut necessari el desenvolupament d'un model de frontera mòbil per a la simulació dels dipòsits amb aigua-gel, i un altre model entàlpic per a la simulació de dipòsits amb la parafina RT8 com a PCM.

Finalment, els models desenvolupats permeten analitzar el comportament d'ambdós materials com a emmagatzematge latent en distintes aplicacions, i determinar el sistema més adequat en cada cas. Els models serveixen també de ferramenta de disseny i dimensionament del sistema, de la seua operació i per a la realització d'un estudi energètic-econòmic i comparació dels resultats obtinguts amb ambdues configuracions.





## **SUMMARY**

This PhD Thesis has been developed at the Instituto de Ingeniería Energética of the Universitat Politècnica de València, within the group SIMES dedicated to the research on thermal systems.

The group SIMES has developed a research project on latent heat storage of thermal energy in which different materials have been studied in order to analyse their performance as phase change materials for the latent heat storage.

The aim of this thesis is the development of two models in MATLAB for the simulation of the performance of latent heat thermal energy storage systems in their processes of charge and discharge, in particular for cold storage. The development of these models allows for a deep understanding of the mechanisms that are governing the performance of this systems.

The need of two different models is due to the different physical nature of the studied phase change materials: water and paraffin RT8. Each material determines a different performance in the phase change process. While water presents two differentiated phases and separated by an interphase, the paraffin RT8 experiences the solid-liquid phase change in a temperature interval, within a mushy state which is not completely liquid nor solid.

Consequently, it was necessary to develop of a moving-boundary model for the simulation of the tanks with ice-water, and another enthalpy model for the simulation of tanks with paraffin RT8 as PCM.

Finally, the developed models have helped analyse the performance of both materials in different latent heat storage applications, and determine the suitable system for each case. The models are useful also as a tool for the design and sizing of the system, to study their operation and carry out techno-economical analysis of different configurations.



## ÍNDICE

Índice de figuras.....	13
Índice de tablas.....	17
NOMENCLATURA.....	19
1. INTRODUCCIÓN .....	22
1.1 Marco del proyecto .....	23
1.2 Objetivos .....	24
2. ANTECEDENTES Y ESTADO DEL ARTE.....	28
2.1 Sistemas de almacenamiento de energía térmica .....	28
2.2 Almacenamiento latente de energía térmica.....	29
2.3 Modelado de sistemas de almacenamiento latente.....	32
2.4 Aportación.....	41
3. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL.....	46
3.1 Descripción del depósito.....	46
3.2 Descripción de la instalación.....	47
3.3 Instrumentación del depósito .....	48
3.4 Campaña de medidas.....	50
4. MODELO DEL INTERCAMBIADOR Y EL FLUIDO CALOPORTADOR .....	54
4.1 Esquemas para el cálculo de la ecuación del transporte.....	56
4.2 Comparación Euler-MacCormack.....	59
4.3 Discusión de los resultados.....	65
5. MODELO DE FRONTERA MÓVIL.....	68
5.1 Desarrollo de los modelos de frontera móvil.....	68
5.2 Validación.....	108
6. MODELO ENTÁLPICO DE DIFERENCIAS FINITAS.....	120
6.1 Desarrollo del modelo entálpico de diferencias finitas.....	120
6.2 Validación.....	141
7. CASO DE APLICACIÓN .....	154
7.1 Descripción de la demanda.....	155

7.2	Prediseño del depósito.....	156
7.3	Diseño del intercambiador.....	163
7.4	Modelado del sistema en Trnsys .....	168
7.5	Discusión sobre los resultados .....	172
8.	CONCLUSIONES.....	176
	FUTUROS TRABAJOS .....	181
	BIBLIOGRAFÍA.....	183

## Índice de figuras

---

Figura 1. Esquema del tubo intercambiador del sistema estudiado por Ere $\acute{c}$ [52].	37
Figura 2. Esquema del intercambiador modelado por Koller et al. [53].	38
Figura 3. Esquema f $\acute{i}$ sico y num $\acute{e}$ rico de la unidad de almacenamiento modelada por Sciacovelli [62].	40
Figura 4. Esquema del sistema de almacenamiento modelado por Li [63].	40
Figura 5. Vistas del dep $\acute{o}$ sito de PCMs del IIE [73].	46
Figura 6. Esquema de la instalaci $\acute{o}$ n [73].	48
Figura 7. Montaje de los termopares con dos uniones cobre-constant $\acute{a}$ n.	49
Figura 8. Posici $\acute{o}$ n de los termopares en el tanque [73].	49
Figura 9. Curva Entalp $\acute{i}$ a-Temperatura de la parafina RT8 caracterizada por RUBITHERM [76].	51
Figura 10. Discretizaci $\acute{o}$ n del fluido interior y del tubo.	56
Figura 11. C $\acute{a}$ lculo en el extremo del tubo.	59
Figura 12. Comparaci $\acute{o}$ n de la distribuci $\acute{o}$ n de temperaturas del fluido a lo largo del tubo obtenida con los esquemas de Euler y MacCormack. CFL = 1.	61
Figura 13. Comparaci $\acute{o}$ n de la distribuci $\acute{o}$ n de temperaturas del fluido a lo largo del tubo obtenida con los esquemas de Euler y MacCormack. CFL = 0.95.	63
Figura 14. Comparaci $\acute{o}$ n de la distribuci $\acute{o}$ n de temperaturas del fluido a lo largo del tubo obtenida con los esquemas de Euler y MacCormack. CFL = 0.8.	65
Figura 15. Intercambio de calor entre el fluido caloportador y el tubo.	70
Figura 16. Esquema de la disposici $\acute{o}$ n de elementos para un nodo longitudinal de tubo.	73
Figura 17. Intercambio de calor entre el tubo y el agua.	74
Figura 18. Esquema de las temperaturas del fluido en el efecto de la convecci $\acute{o}$ n.	75
Figura 19. Interfase de cambio de fase en la superficie del tubo.	77
Figura 20. Intercambio de calor entre el tubo y el hielo.	79
Figura 21. Transmisi $\acute{o}$ n de calor entre el hielo y la interfase de cambio de fase.	80
Figura 22. Interfase de cambio de fase.	81
Figura 23. Intercambios de calor del agua.	82
Figura 24. Disposici $\acute{o}$ n del haz de tubos y limitaci $\acute{o}$ n del crecimiento cil $\acute{i}$ ndrico de la capa de hielo.	84
Figura 25. Limitaciones en el crecimiento del hielo.	85
Figura 26. Zonas del tanque fuera del haz de tubos.	87
Figura 27. Equivalente el $\acute{e}$ ctrico de la distribuci $\acute{o}$ n de temperaturas en el tubo y el hielo.	88
Figura 28. Disposici $\acute{o}$ n de elementos en la etapa 1 del proceso de descarga.	91
Figura 29. Masa de hielo en la zona central del tanque.	92

Figura 30. Aparición de la interfase en la superficie del tubo. ....	94
Figura 31. Disposición de los elementos en la etapa 3 de la descarga .....	97
Figura 32. Intercambios de calor para el tubo en la etapa 3 del proceso de fusión.....	98
Figura 33. Intercambios de calor para el agua en la etapa 3 del proceso de fusión. ....	100
Figura 34. Intercambio de calor de la interfase de cambio de fase en la etapa 3 del proceso de fusión. ....	102
Figura 35. Reducción de la superficie de la interfase de cambio de fase.....	104
Figura 36. Interfases de cambio de fase del hielo en el centro durante la etapa 5 del proceso de descarga. ....	107
Figura 37. Etapas del proceso de carga. ....	110
Figura 38. Comparación de potencia y energía en los tests de carga con agua/hielo...	111
Figura 39. Comparación de la potencia y energía en los tests de descarga.....	115
Figura 40. Direcciones de discretización del volumen de control.....	120
Figura 41. Detalles de la discretización radial. ....	122
Figura 42. Intercambios de calor de los nodos anulares extremos. ....	125
Figura 43. Dimensiones características de los nodos adyacentes al último nodo anular. .....	126
Figura 44. Ángulos que definen las superficies de contacto entre los nodos. ....	127
Figura 45. Dimensiones de los nodos 1 y 2 de la zona en la esquina. ....	128
Figura 46. Intercambio de calor de los nodos en la esquina. ....	129
Figura 47. Implementación de las masas de PCM alejadas del haz de tubos. ....	131
Figura 48. Curva Entalpía-Temperatura en los procesos de fusión y solidificación. ....	135
Figura 49. Correlaciones para los procesos de solidificación y fusión. ....	136
Figura 50. Posición de los termopares alrededor del intercambiador.....	142
Figura 51. Comparación entre los resultados de la simulación y los datos experimentales. ....	143
Figura 52. Evolución de la potencia de intercambio y energía acumulada en los procesos de descarga. ....	146
Figura 53. Comparación del efecto de desprendimiento de bloques para el Test 3D. ...	147
Figura 54. Evolución de temperaturas de PCM en el tanque en el test 3D.....	148
Figura 55. Evolución de la temperatura del PCM en los tests de descarga. ....	150
Figura 56. Demanda anual de frío en el hospital analizado. ....	155
Figura 57. Curva de frecuencia de la capacidad diaria exigida. ....	156
Figura 58. Demanda de frío y producción de frío para satisfacer directamente la demanda. ....	158
Figura 59. Estimación del coste de depósitos de agua/hielo. ....	160
Figura 60. Estimación del coste de depósitos con parafinas. ....	161
Figura 61. Proceso de carga a distintas temperaturas de entrada del fluido caloportador. ....	164
Figura 62. Proceso de carga a potencia constante. ....	165

Figura 63. Evolución de la carga con un salto de temperatura del fluido caloportador de 3 K para diferentes distancias entre tubos. ....	166
Figura 64. Esquema simplificado del modelo implementado en Trnsys.....	168
Figura 65. Consumos eléctricos y producción de frío de los equipos de refrigeración. .	170
Figura 66. Consumo eléctrico y producción de frío anual simulados. ....	171





## Índice de tablas

---

Tabla 1. Principales características del depósito [73].....	47
Tabla 2. Matriz de ensayos con la parafina RT8 y con agua-hielo.....	51
Tabla 3. Matriz experimental de ensayos validados para el proceso de solidificación con agua/hielo.....	109
Tabla 4. Ensayos comparados en el proceso de carga.....	114
Tabla 5. Propiedades de la parafina RT8.....	134
Tabla 6. Propiedades del cobre a 20 °C.....	134
Tabla 7. Densidad de la parafina. ....	138
Tabla 8. Parámetros de discretización.....	141
Tabla 9. Condiciones de operación del fluido caloportador.....	142
Tabla 10. Condiciones de operación del fluido caloportador para los ensayos de descarga.....	145
Tabla 11. Precios de la tarifa eléctrica. ....	157
Tabla 12. SEERs de los sistemas de producción de frío.....	158
Tabla 13. Estudio económico para agua-hielo.....	162
Tabla 14. Estudio económico para la parafina RT8.....	162
Tabla 15. Características del depósito CALMAC ICEBANK 1098C [94].....	163
Tabla 16. Energía almacenada tras 8 horas de carga.....	165
Tabla 17. Número de tubos totales necesarios en la instalación.....	167
Tabla 18. Resultados económicos .....	171



## NOMENCLATURA

### Letras latinas

$A$	Área	[m <sup>2</sup> ]
$b$	Altura	[m]
$c$	Longitud del cateto	[m]
$cdm$	Posición del centro de masas	[m]
$CFL$	Coficiente de Courant-Friedrichs-Lewy	[-]
$C_p$	Calor específico	[J/kgK]
$d$	Diámetro interno del tubo	[m]
$D$	Diámetro de curvatura del tubo	[m]
$dist$	Distancia entre tubos	[m]
$e$	Espesor	[m]
$g$	Coficiente de gravedad	[m/s <sup>2</sup> ]
$h$	Coficiente de convección	[W/m <sup>2</sup> K]
$H$	Entalpía	[J]
$k$	Conductividad	[W/mK]
$l$	Longitud	[m]
$L$	Longitud del tubo	[m]
$m$	Masa	[kg]
$\dot{m}$	Caudal másico	[kg/s]
$Nu$	Número de Nusselt	[-]
$P$	Perímetro	[m <sup>2</sup> ]
$P_{ang}$	Proporción de la circunferencia	[-]
$Pr$	Número de Prandtl	[-]
$\dot{Q}$	Potencia de intercambio de calor	[kW]
$r$	Radio	[m]
$Ra$	Número de Rayleigh	[-]
$Re$	Número de Reynolds	[-]
$S$	Superficie	[m <sup>2</sup> ]
$t$	Tiempo	[s]
$T$	Temperatura	[K]
$u$	Velocidad	[m/s]
$UA/L$	Coficiente de intercambio de calor por unidad de longitud	[W/mK]
$x$	Longitud en el eje axial del tubo	[m]

### Letras griegas

$\alpha$	Difusividad térmica	[m <sup>2</sup> /s]
$\beta$	Coficiente de expansión térmica	[m <sup>3</sup> /K]
$\eta$	Viscosidad dinámica	[Pa · s]
$\rho$	Densidad	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\theta$	Ángulo	[°]
$\nu$	Viscosidad cinemática	[m <sup>2</sup> /s]
$\Delta h_{CF}$	Entalpía específica de cambio de fase	[J/kg]

## Subíndices

---

<i>ag</i>	Del agua
<i>c</i>	Del centro del tanque
<i>car</i>	Característica
<i>CF</i>	Del cambio de fase
<i>cond</i>	Por conducción
<i>conv</i>	Por convección
<i>crit</i>	Crítico
<i>ent</i>	De entrada
<i>esq</i>	De la esquina
<i>ext</i>	Exterior
<i>f</i>	Final
<i>fc</i>	Del fluido caloportador
<i>h</i>	En sentido horizontal
<i>hielo</i>	Del hielo
<i>i</i>	Posición en el eje axial
<i>int</i>	Interior
<i>j</i>	Posición en el eje radial
<i>lat</i>	Lateral
<i>lim</i>	Límite
<i>Max</i>	Máximo
<i>mov</i>	Debido al movimiento
<i>na</i>	Número de nodos anulares
<i>ne</i>	Número de nodos en la esquina
<i>nodo</i>	Del nodo
<i>PCM</i>	Del PCM
<i>r</i>	En sentido radial
<i>sal</i>	De salida
<i>sens</i>	Sensible
<i>suprf</i>	De la superficie
<i>tubo</i>	Del tubo
<i>tubo_m</i>	En el punto medio del tubo
<i>v</i>	En sentido vertical
$\infty$	Del fluido no afectado

## Superíndices

---

<i>n</i>	Instante de tiempo
----------	--------------------

# 1

## INTRODUCCIÓN

---

## 1. INTRODUCCIÓN

El sistema energético actual, basado en la utilización de combustibles fósiles que incrementan el calentamiento global, es claramente insostenible a largo plazo. Esto se debe a la demanda creciente de energía, el uso de recursos naturales finitos, los efectos medioambientales provocados por las emisiones de gases de efecto invernadero o contaminación por la emisión de residuos, y finalmente por la dependencia energética del exterior.

Ante esta situación, las políticas energético-económicas, instituciones científicas y grupos de investigación están enfocando sus esfuerzos en el desarrollo de tecnologías para la paliación de este problema energético. Para ello resulta necesario reducir el nivel de consumo de energía, aumentar la eficiencia energética, reducir el consumo de combustibles fósiles y aumentar o mejorar la producción a partir de energías renovables.

Por este motivo se han desarrollado en los últimos años programas específicos, e incluso los gobiernos han adquirido compromisos como el de los estados de la UE denominado Horizonte 2020, con los objetivos de reducir para el año 2020 el consumo de energía primaria en un 20 %, reducir en un 20 % las emisiones de gases de efecto invernadero y aumentar un 20 % la aportación de las energía renovables.

Los sistemas de almacenamiento de energía térmica (TES, del inglés “Thermal Energy Storage”) pueden desempeñar un papel importante a la hora de conseguir estos objetivos. Por una parte, el almacenamiento hace más flexible una instalación, aspecto clave debido al desacoplamiento temporal entre la demanda de energía térmica y la producción. Esto permite la implantación de sistemas de energía renovables cuyo inconveniente es su disponibilidad temporal, y también posibilita la selección de los momentos más adecuados para el funcionamiento del sistema de generación, bien sea por las condiciones ambientales o por otros motivos como el coste de operación. Este sería el caso de enfriadoras que trabajan durante la noche, aprovechando tarifas más económicas de electricidad pero también con mejores condiciones ambientales para la producción del frío que durante el día. Por otra parte, el almacenamiento de energía térmica también puede permitir operar los sistemas de generación con mayor eficiencia.

El almacenamiento de energía térmica con materiales de cambio de fase (PCMs, del inglés “Phase Change Materials”) puede contribuir a mejorar los sistemas de almacenamiento. Entre las ventajas del almacenamiento latente de energía térmica, destacan la capacidad de almacenar gran cantidad de energía en poco volumen haciendo uso del calor latente, y que el almacenamiento de la energía térmica se hace en una temperatura relativamente uniforme, hecho que resulta beneficioso para la

eficiencia de muchos sistemas de generación de frío o calor como pueden ser los captadores solares o las bombas de calor. Este almacenamiento de energía térmica a temperatura constante también es interesante desde el punto de vista exergético.

La utilización de PCMs, permite también reducir los picos de demanda, exigiendo una menor potencia instalada del sistema de generación.

Por ello, igual de necesario es desarrollar nuevos sistemas de generación de energía o mejorar la eficiencia de los existentes, como desarrollar los sistemas de almacenamiento de la energía térmica generada.

Los sistemas de almacenamiento de energía térmica se aplican en numerosas aplicaciones térmicas, como la climatización, agua caliente sanitaria, invernaderos y procesos industriales. La necesidad de almacenamiento de energía térmica puede ser tanto de calor a altas temperaturas como de frío a bajas temperaturas, e incluso puede ser de interés la disposición de focos de temperatura moderada.

Los sistemas de almacenamiento térmico resultan de especial interés a la hora de satisfacer demandas de corta duración o esporádicas, cargas cíclicas, o para sistemas en los que la generación de la energía térmica y la demanda no coinciden temporalmente (problema muy característico de las energías renovables).

De esta manera, con estos sistemas se consigue una reducción de costes tanto de inversión como de operación, lo cual también significa una reducción del consumo de energía. También permiten evitar constantes arranques y paradas de los equipos de generación favoreciendo un funcionamiento más continuo y mejorar la operación al desacoplar la generación de la demanda. Estos sistemas aumentan la seguridad de instalaciones como back-up de energía en aplicaciones donde la seguridad de abastecimiento es muy importante, como pueden ser los hospitales. Arce et al [1] estudiaron el ahorro potencial debido a la implantación de TES en los estados de la unión europea, estimando un ahorro anual en energía de hasta el 7.5% en la UE.

Estas ventajas y sus aplicaciones han hecho que muchas empresas se estén interesando actualmente por el desarrollo de materiales y depósitos para almacenamiento latente.

## **1.1 Marco del proyecto**

El presente trabajo de investigación ha sido desarrollado dentro del Instituto de Ingeniería Energética (IIE), creado en 2001 en la Universidad Politécnica de Valencia, con el objetivo de abordar de manera multidisciplinar los problemas de I+D+i en el campo de la energía.

El IIE se divide en seis áreas de actividad: área térmica, nuclear, eléctrica, renovable, prospectiva y evaluación y aplicaciones no energéticas. Sus actividades se desarrollan en estrecha colaboración con universidades, centros de investigación y empresas a nivel regional, nacional e internacional.

El área térmica, donde se ha realizado la presente tesis doctoral, trabaja principalmente en temas relacionados con la refrigeración, pero también en el modelado térmico de instalaciones complejas incluyendo generación, almacenamiento y distribución.

El presente trabajo se ha desarrollado paralelamente a un proyecto de investigación realizado en colaboración con ACCIONA INSTALACIONES. El proyecto de investigación se centra en torno a una instalación experimental de almacenamiento de energía térmica con materiales de cambio de fase. Se han ensayado con esta instalación distintos depósitos y materiales de cambio de fase, bajo diferentes condiciones de operación definidas por la temperatura y caudal de entrada del fluido caloportador. Dichos ensayos realizados han permitido la validación del trabajo desarrollado en esta tesis doctoral.

## **1.2 Objetivos**

El proyecto de colaboración con ACCIONA INSTALACIONES nació con el propósito general de conocer en qué medida el uso de depósitos con PCMs puede favorecer la eficiencia energética y/o alcanzar un ahorro económico.

Este propósito general, se desglosa en objetivos concretos y evaluables que son:

- Realización de una instalación en el laboratorio para el ensayo de dos tanques contenedores de PCM: un depósito comercial (Icebank de CALMAC) y otro diseñado y fabricado por el grupo SIMES.
- Caracterización experimental de los depósitos para diferentes materiales PCM, temperaturas y caudales de trabajo.
- Desarrollo de una herramienta simplificada para priorizar distintas aplicaciones con PCMs.
- Caracterización de diversos materiales PCM con distinta temperatura de fusión, la cual define las aplicaciones prácticas del sistema de almacenamiento más rentables.
- Realización de modelos avanzados de los depósitos de PCMs para el estudio y optimización de diferentes configuraciones y diseños de los depósitos, así como de las estrategias de control en instalaciones reales.



La presente tesis doctoral se centra en el modelo detallado del depósito incluyendo el intercambiador contenido en los depósitos y envuelto de PCM. Por el interior del intercambiador circula el fluido caloportador para cargar/descargar el tanque. Una vez validado este modelo, éste es de gran utilidad tanto para estudiar los fenómenos de cambio de fase como para asistir en el diseño de nuevos intercambiadores para depósitos de PCMs más eficientes. El proceso de realización del modelo ha llevado consecuentemente a conocer los mecanismos de transferencia de calor determinantes en los procesos de carga y descarga con los materiales PCM estudiados.

Los objetivos concretos de esta tesis doctoral son los siguientes:

- Modelado del avance a lo largo del intercambiador del frente de onda correspondiente a un cambio de temperatura del flujo entrante, según los modelos de Euler y MacCormack. Estudio y comparación de los resultados.
- Realización de un modelo del intercambiador de los depósitos con agua-hielo como material PCM y estudio de los fenómenos producidos a su alrededor durante los procesos de solidificación/fusión del PCM. Validación del modelo mediante comparación con datos experimentales de la instalación del Instituto de Ingeniería Energética.
- Realización de un modelo del intercambiador de los depósitos de PCMs con la parafina RT8 de Rubitherm como material PCM y estudio de los fenómenos producidos a su alrededor durante los procesos de solidificación/fusión del PCM. Validación del modelo mediante comparación con datos experimentales de la instalación del Instituto de Ingeniería Energética.
- Estudio energético-económico de un caso de aplicación haciendo uso de agua-hielo y de la parafina RT8 como materiales PCM y comparación de los resultados obtenidos con ambas configuraciones.



# 2

## ANTECEDENTES Y ESTADO DEL ARTE

---

## **2. ANTECEDENTES Y ESTADO DEL ARTE**

### **2.1 Sistemas de almacenamiento de energía térmica**

El almacenamiento de energía térmica se puede realizar de tres formas:

- Almacenamiento sensible. Almacenamiento de calor asociado a la diferencia de temperaturas. La capacidad de almacenamiento está determinada por el calor específico del material y por la variación de temperaturas que sufre el material.
- Almacenamiento latente. Almacenamiento del calor asociado al cambio de fase sólido-líquido del material.
- Almacenamiento termoquímico. Almacenamiento del calor asociado a una reacción química reversible.

Actualmente el almacenamiento sensible es el más extendido, ya que se trata de sistemas sencillos y de bajo coste. Sin embargo, es menos compacto que las otras opciones.

Los depósitos de agua son la forma más habitual de almacenamiento sensible. El agua es un material abundante y disponible y por tanto resulta barato. El agua tiene como ventajas que no es un material tóxico ni inflamable y tiene alta densidad y calor específico. Además, la misma agua se puede utilizar como fluido caloportador, por lo que estos sistemas suelen ser bastante simples. Los tamaños de estos depósitos son muy variados, desde volúmenes de unos pocos litros hasta tanques de miles de litros.

Las características ideales de un material para el almacenamiento de energía térmica son:

- Elevada densidad, para poder tener la mayor cantidad de masa en el menor volumen posible.
- Elevado calor específico y latente, ya que determinan la capacidad de almacenamiento sensible y latente respectivamente.
- Reacción química reversible fuertemente exotérmica, para su uso como almacenamiento termoquímico.
- Conductividad de calor alta, para facilitar el intercambio de calor.
- Capacidad de almacenamiento a presión atmosférica, no-inflamable, no tóxico ni corrosivo, y no explosivo, para favorecer la seguridad de la instalación.
- Durabilidad y poca degradación de sus propiedades a lo largo del tiempo y del uso, para poder reproducir ciclos de calentamiento y enfriamiento sin variaciones de sus propiedades físicas que signifiquen pérdida de su eficacia.
- Ser abundante y estar fácilmente disponible, hechos que ayudan a tener un coste reducido.

- Compatibilidad con los materiales de la instalación.
- Tener unas propiedades físicas bien definidas o suficientemente documentadas.

## 2.2 Almacenamiento latente de energía térmica

El almacenamiento de energía térmica aprovechando la energía de cambio de fase de los materiales está ganando interés en los últimos años gracias a que permite el almacenamiento de energía térmica a una temperatura más constante y a que cuenta con mayor capacidad que el almacenamiento sensible para el mismo volumen [2]. Sin embargo, el almacenamiento sensible todavía es generalmente más sencillo de diseñar y utilizar y en general más barato, por lo que de momento está mucho más extendido que el almacenamiento latente.

El almacenamiento latente de energía térmica puede tener uso en multitud de aplicaciones (Sharma [3]), desde depósitos de almacenamiento activo hasta en elementos constructivos de los edificios (almacenamiento pasivo). Como ejemplos de aplicación, se hace uso de estos sistemas incluso en invernaderos solares o colectores solares.

Hay diversas familias de materiales que se pueden utilizar en el almacenamiento latente. Cada familia trabaja en torno a un rango de temperaturas de cambio de fase y entalpías de fusión. Oro et al. [4] clasificaron los diferentes materiales, sistemas de almacenamiento y diferentes aplicaciones para el almacenamiento latente de frío como el transporte de alimentos o la climatización, mientras que Gil et al. [5] recogen los diferentes materiales utilizados para el almacenamiento de energía térmica a alta temperatura en plantas solares de generación eléctrica.

Farid [6] describe las propiedades más importantes que necesita un material para ser usado como PCM y que determinan su aplicabilidad:

- Cambio de fase a una temperatura adecuada para el uso de la aplicación.
- Elevada entalpía de fusión.
- Reducido subcooling. Este fenómeno consiste en el enfriamiento de la fase líquida por debajo de la temperatura de cambio de fase. Una vez aparece la nucleación comienza la solidificación y vuelve a alcanzar la temperatura del cambio de fase. Esto es un inconveniente, pues provoca que el cambio de estado se lleve a cabo en un rango de temperaturas mayor y que se esté enfriando el PCM por debajo de su temperatura de cambio de fase sin conseguir hacer uso del calor latente. Es posible reducir este efecto añadiendo pequeñas impurezas al PCM para que actúen como núcleos de solidificación.

- Reducida separación de fases. Esto sucede en sustancias que no son puras. Consiste en que, a medida que ocurre el cambio de estado, se forman fases macroscópicas con diferente composición a la inicialmente optimizada para el almacenamiento de energía térmica, lo que conlleva una significativa pérdida de propiedades.

Además, otra característica que es interesante que también tengan los materiales es que tengan reducido cambio de volumen al cambiar de fase, lo cual simplifica el diseño de los intercambiadores.

Los materiales PCMs utilizados para el almacenamiento latente de energía térmica pueden ser orgánicos o inorgánicos. Zalba et al. [7] realizaron una importante recopilación de las propiedades termo-físicas tanto de los materiales inorgánicos como los orgánicos usados como PCM. Los materiales orgánicos, como las parafinas, los ácidos grasos o los alcoholes, son generalmente materiales caros, inflamables y con una densidad por debajo de 1 kg/l, por lo que son menos compactos que los materiales inorgánicos. Suelen tener baja conductividad térmica pero no presentan subcooling.

En cambio los materiales inorgánicos, como el agua y las sales hidratadas, tienen mayores densidades, mejor conductividad pero suelen presentar subcooling.

Tanto los materiales orgánicos como los inorgánicos presentan el cambio de fase a una determinada temperatura si se trata de materiales puros, y el cambio de fase se da en un rango de temperaturas si se trata de una mezcla.

Actualmente existen PCMs comerciales con temperaturas de fusión de  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ , y se pueden adquirir a granel, encapsulados o en forma de composites, en función de cuál vaya a ser su uso en el sistema de almacenamiento. Se pueden distinguir diversos sistemas de almacenamiento:

PCM encapsulado. Dentro del tanque, el fluido caloportador circula entre los contenedores para realizar el intercambio de calor.

PCM alrededor de un intercambiador de calor.

Contacto directo. Para poder utilizar esta configuración el fluido caloportador y el PCM deben ser inmiscibles. El PCM se encuentra en el interior de un depósito, en el que también se introduce el fluido caloportador. Ambas sustancias intercambian calor por conducción y convección al entrar en contacto.

Slurries (Phase Change Slurry). En este caso el PCM se encuentra en suspensión dentro del fluido caloportador y circula con él por todo el circuito. Las partículas de PCM se microencapsulan para evitar que se mezclen con el fluido.

La agencia internacional de la energía (IEA) considera que hasta el momento no se disponen de tecnologías de almacenamiento compacto rentables para almacenar el calor (o el frío) eficientemente durante largos períodos de tiempo. Las tecnologías de almacenamiento alternativas a los tanques de agua, como los materiales de cambio de fase (PCMs), disponibles a escala de laboratorio, necesitan más investigación y desarrollo para llegar a implantarse competitivamente en soluciones comerciales. Es por este motivo que ha creado la tarea “Task 42” dentro del programa Energy Conservation through Energy Storage (ECES)

El objetivo general de esta tarea de la IEA es desarrollar materiales avanzados y sistemas de almacenamiento compacto de energía térmica.

La tarea “Task 42” se centra en los materiales avanzados para el almacenamiento latente a tres niveles:

- A nivel microscópico, enfocándose en el comportamiento de los materiales desde el nivel molecular hasta de unas pocas partículas, incluyendo por ejemplo la síntesis del material, el transporte de masa a nivel microscópico, y las reacciones de absorción.
- A nivel macroscópico, enfocado en el comportamiento de los materiales y prestaciones del almacenamiento en sí, incluyendo por ejemplo el transporte de masa y calor, las interacciones pared-pared y pared-material, y el diseño del reactor.
- Nivel de sistema, enfocado en las prestaciones del almacenamiento con un sistema de producción de frío o calor, incluyendo por ejemplo estudios de viabilidad económica, casos de estudio, y ensayos del sistema.

Diversos centros de investigación están dedicando esfuerzos para desarrollar mejores materiales PCM con mejores propiedades físicas, y para ello se están desarrollando técnicas para poder caracterizar estas propiedades termo-físicas que determinan la utilidad. Lázaro et. Al [8] realizaron una comparación de los distintos métodos para caracterizar la evolución de la entalpía de cambio de fase de los PCMs en función de su temperatura, proponiendo un metodología de calibración, medida y tratamiento de datos mediante el método de DSC (Differential Scanning Calorimetry) para poder obtener una buena caracterización del PCM.

Además de conseguir nuevos materiales con mejores propiedades o mejorar las de los materiales existentes, también es necesario mejorar los sistemas, especialmente en el intercambiador de calor para permitir el intercambio de calor entre el PCM y el fluido caloportador. Debido a la baja conductividad de los materiales PCM, es necesario

diseñar intercambiadores que sean eficientes pero también hay que tratar que no supongan un elevado coste de inversión, lo que actualmente representa su principal problema. Medrano et al. [9] realizaron un estudio para analizar el posible uso de intercambiadores de calor comerciales como sistemas de almacenamiento de PCMs.

Tay et al. [10] desarrollaron un método simplificado para la caracterización de los sistemas de almacenamiento latente basado en la técnica de efectividad-número de unidades de transferencia ( $\varepsilon$ -NTU) y resuelto analíticamente. Los resultados han mostrado la capacidad de esta técnica de ser usada como herramienta sencilla de diseño para dimensionar y optimizar las unidades de almacenamiento latente de energía.

El modelado de estos intercambiadores es también una herramienta muy útil a la hora de tratar de conseguir cumplir este objetivo de diseñar intercambiadores suficientemente eficientes y con el menor coste de inversión posible.

### **2.3 Modelado de sistemas de almacenamiento latente**

Algunos depósitos de almacenamiento latente de energía térmica ya se encuentran disponibles comercialmente. Para otros aún es necesaria una mejora de sus prestaciones termo-químicas, del diseño del sistema o de su viabilidad económica. La viabilidad económica viene determinada tanto por el precio del material PCM, como por los elementos del sistema (depósito e intercambiador de calor).

El coste del material PCM se podrá reducir por economía de escala a medida que estos sistemas se vayan implantando.

La elección del intercambiador más idóneo no es directa y sin embargo tiene un papel importante sobre las prestaciones y el coste de inversión. Para este diseño de los intercambiadores suponen una herramienta muy útil los modelos informáticos, pues permiten predecir el funcionamiento de un sistema sin necesidad de construirlo y ensayarlo, con los correspondientes ahorros de tiempo y económicos. Los modelos permiten seleccionar el material más adecuado y diseñar el intercambiador y sistema óptimo para una determinada aplicación.

Dentro de las subtarefas de la “Task 42” de la IEA, una de las que se consideran es el modelado matemático, que puede permitir optimizar los materiales de almacenamiento en combinación con los componentes del sistema como el intercambiador de calor, o analizar las prestaciones globales de una instalación así como su operación.

En base al estado actual de desarrollo, conseguir un buen modelo resulta complicado y extenso en el tiempo, y además siempre exige una validación. Es importante que los modelos estén validados para tener la certeza de que los resultados calculados



reproducen la realidad, pues en caso contrario la toma de decisiones puede estar mal fundamentada y generar problemas de diseño en las instalaciones o en su operación.

Una limitación de los modelos es que difícilmente pueden reproducir aspectos aleatorios como la nucleación o la flotación de bloques de hielo. No es posible predecir estos efectos con precisión exacta, pero se pueden tratar con un enfoque probabilístico. A la hora de analizar los resultados se deben tener en cuenta las posibles desviaciones ocasionadas por el error que se pueda cometer en la forma de considerar estos eventos aleatorios.

Numerosos autores han desarrollado modelos de sistemas de almacenamiento latente. El análisis del problema de transferencia de calor en los procesos de solidificación y fundición, se plantea como un problema de condición de contorno para una ecuación diferencial en derivadas parciales en el caso en que la frontera de cambio de fase se desplaza en el tiempo. Este tipo de problema se conoce como el Problema de Stefan. El desplazamiento de frontera sólido-líquido depende del intercambio de calor latente en la frontera o interfase.

### **2.3.1 Métodos de resolución**

Zalba et al. [7] en 2003 y Verma et al. [11] en 2008 publicaron recopilaciones sobre modelos matemáticos de sistemas de almacenamiento latente usando PCMs. Verma et al. [11] clasificaron los modelos en función de si están basados en la primera ley de la termodinámica o en la segunda. Realizan la clasificación de esta manera basándose en que el análisis del uso de la exergía es muy importante para llegar a entender el comportamiento termodinámico de un sistema de almacenamiento ya que tiene en cuenta la pérdida de disponibilidad y temperatura del calor en las aplicaciones de almacenamiento, y por ello refleja mejor el valor termodinámico y económico del almacenamiento. El análisis energético aporta diseños que funcionan, pero que no lo hacen necesariamente con la mayor eficiencia termodinámica posible [12]. Bejan [13] define el sistema térmico óptimo como el sistema menos irreversible, y éste se puede diseñar usando técnicas de diseño térmico basadas en la minimización de la generación de entropía.

Posteriormente, en 2009 Sharma et al. [3] realizaron también una recopilación de los distintos modelos desarrollados. En ella se exponen los distintos métodos utilizados para resolver el Problema de Stefan utilizados, que se pueden clasificar en analíticos y numéricos.

### Modelos analíticos

Los métodos analíticos hacen uso de técnicas como el balance integral de calor [14], cálculo de variaciones [15], migración isoterma [16] y fuente y sumidero [17]. Un inconveniente de estas técnicas es que están limitadas a un análisis unidimensional y llegan a ser muy complicadas si se quieren aplicar a problemas multidimensionales.

Para la resolución del problema de Stefan parecen ser más adecuados los métodos numéricos, tanto el de diferencias finitas como el de elementos finitos.

### Modelos numéricos

Los métodos numéricos pueden hacer uso de una malla fija o de una malla móvil. Para obtener una buena representación de los fenómenos que están ocurriendo en la interfase, la malla debe ser lo suficientemente fina como para cubrir la interfase sólido-líquido. Sin embargo, esta alta densidad de la malla no es necesaria en todo el mallado, por lo que la densidad del mallado se adapta a las condiciones locales para mejorar la eficiencia de cálculo. Esto se puede conseguir principalmente de dos formas. En una se añaden y se quitan nodos a la malla uniforme inicial [18], y en la otra, conocida como método de malla móvil, inicialmente se parte de una malla uniforme y se van desplazando los puntos de la malla [19].

Los métodos de malla variable, que hacen uso de la técnica de inmovilización de la interfase, ofrecen buena precisión pero están limitados a problemas y geometrías simples. Los de malla fija son mucho más sencillos en aplicaciones prácticas. En estos últimos el calor latente de fusión se incluye en el calor específico en lo que se conoce como método de capacidad calorífica efectiva, o haciendo uso de las ecuaciones de la energía en términos de la entalpía del material, lo que se conoce como método entálpico definido por Voller [20], en el que la entalpía se define en función de la temperatura.

Lacroix y Voller [21] llevaron a cabo un estudio de comparación de ambos métodos de simulación de cambio de fase. Concluyeron que la malla fija debe de ser más fina para materiales con el cambio de fase a una única temperatura mientras que el factor limitante en las mallas móviles es la necesidad de usar un generador de coordenadas en cada paso de tiempo. Esta comparación entre malla fija y móvil también fue realizada por Viswanath y Jaluria [22] y por Bernard et al. [23], que concluyeron que los métodos que siguen a la frontera están mejor adaptados para el problema que los de malla fija. Sin embargo, los métodos de seguimiento de la frontera pueden fallar simulando situaciones donde la transición de la fase líquida a sólida no es una superficie macroscópica, y los métodos entálpicos se deben usar en problemas donde aparece una región entre fases sólido-líquido.

En materiales orgánicos, cuando el material que se solidifica es puro el cambio de fase es isoterma, mientras que en mezclas y materiales impuros el cambio de fase se da en un rango de temperaturas. En este caso aparece por tanto entre las zonas líquida y sólida una zona bifásica conocida como “mushy region”, que traducido del inglés significaría región pastosa. En este caso es conveniente considerar la ecuación de energía en términos de entalpía. Se hace uso entonces del método entálpico.

En el método entálpico, la solución de la ecuación de energía en términos de entalpía requiere el conocimiento de la dependencia de la entalpía con la temperatura, así como la función que relaciona la conductividad térmica y la temperatura. La solidez de este método reside en que la ecuación es directamente aplicable a las tres fases, la temperatura se determina en cada punto permitiendo obtener así el valor de las propiedades termo-físicas, y finalmente es posible determinar si se desea la posición de las dos fronteras según el campo de temperaturas. Se crea una “mushy region” entre las dos fases que evita grandes discontinuidades que pudieran originar inestabilidades numéricas.

El método entálpico que se aplica a los problemas de cambios de fase con “mushy region” se puede llegar a aplicar también a los isoterms, pero la temperatura en un punto de la malla podría oscilar.

### **2.3.2 Clasificación según la geometría del sistema modelado**

Dutil et al. [24] publicaron en 2011 una recopilación de los modelos matemáticos de materiales de cambio de fase que se habían desarrollado y publicado hasta el momento. En esta recopilación explican los diferentes métodos usados para su resolución numérica y divide los modelos según la geometría del sistema al que se aplica el método.

#### Modelos de geometría rectangular

Entre los modelos aplicados a geometrías rectangulares, Shamsundar y Sparrow [25] utilizaron el método entálpico con diferencias finitas aplicado a la solidificación en placas planas. Lacroix [26] utilizó una metodología similar a la malla móvil para calcular la fusión en cavidades rectangulares considerando el efecto de la convección natural. Costa et al. [27] aplicaron el método entálpico con diferencias finitas implícitas también en contenedores rectangulares de PCM diseñados para favorecer el intercambio, Dolado et al. [28] realizaron modelos para la fusión y solidificación de PCM contenido en bloques para aplicaciones de aire acondicionado.

### Modelos de geometría esférica

La geometría esférica es un caso interesante en el almacenamiento de energía térmica ya que en muchas ocasiones se utilizan contenedores de PCM con forma esférica en lechos encapsulados (“packed bed”). Ettouney et al. [29] estudió la transferencia de calor para parafinas contenidas en capsulas esféricas, Barba y Spriga [30] lo hicieron para sales hidratadas e Ismail et al. [31] modelaron la solidificación de agua en las cápsulas esféricas. Khodadadi et al. [32] modelaron la fusión asimétrica originada por la convección. Formin et al. [33] estudiaron las cápsulas elípticas, ya que presentan mayores velocidades de fusión que las esféricas. Izquierdo-Barrientos et al. [34] desarrollaron un modelo de un lecho fluidizado con PCM encapsulado haciendo uso del método entálpico y validado con datos experimentales.

### Modelos de geometría cilíndrica

En cuanto a geometrías cilíndricas, Anica Trp et al. [35] modelaron la solidificación y fusión de parafina en intercambiadores de carcasa y tubos. Gong y Mujumdar [36] desarrollaron un modelo de un intercambiador consistente en un tubo envuelto por un cilindro coaxial, en el que se encuentra el PCM. Farid et al. [37] modelaron tubos verticales con tres tipos de cera que intercambian calor con el aire que fluye alrededor de los tubos. Jones et al. [38] modelaron un recipiente cilíndrico calentado por la pared del cilindro. Esen y Ayhan [39] realizaron un modelo de un tanque con cilindros con PCM en su interior. Jian-you [40] modeló un triple tubo concéntrico en el que el PCM se encuentra en el espacio del medio y el fluido caloportador fluye por el espacio interior o exterior dependiendo si el proceso es de carga o de descarga.

### Modelos de geometrías aleteadas

Debido a la baja conductividad general de los PCMs, una forma de aumentar la eficiencia en el intercambio de calor es el uso de superficies aleteadas. Entre los modelos de geometrías aleteadas se encuentra el modelo analítico de Lamberg [41] en el que hace uso del método de capacidad calorífica efectiva. Castell et al. [42] realizaron un modelo de módulos de PCM con aletas externas situados en tanques de agua. Ismail et al. modelaron la solidificación de PCM alrededor de tubos aleteados tanto radial [43] como axialmente [44], y Kayansayan y Acar [45] modelaron la formación de hielo en un intercambiador de tubo aleteado.

Otros autores como Mesalhy et al. [46] han realizado modelos de medios porosos de alta conductividad, Lafdi et al. [47] modelaron PCMs en espumas de grafito y Frusteri [48] realizó un modelo de PCM con fibras de carbono.

### Modelos de “slurries”

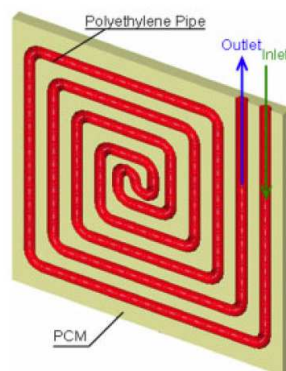
Un último tipo de geometrías consistiría en los slurries. No se trata exactamente de una geometría, ya que en este tipo de aplicaciones el PCM se encuentra emulsionado en el fluido caloportador. Kuravi et al. [49] modelaron el fluido con una capacidad calorífica equivalente, y Zhang et al. [50] también hicieron uso de la capacidad calorífica efectiva para desarrollar un modelo con el que analizaron la mejora en la transferencia de calor del fluido. El modelo fue validado por comparación con resultados de la bibliografía.

### **2.3.3 Modelos de intercambiadores de tubo envuelto de PCM**

Como se ha explicado anteriormente, el objetivo de esta tesis doctoral es la realización de un modelo del sistema completo de un tanque de tubos horizontales en espiral sumergidos en el PCM, que será tanto agua-hielo como la parafina RT8. En cuanto a modelos de intercambiadores de tubo con agua o parafinas como PCMs diversos autores han realizado también modelos numéricos.

Fertelli et al. [51] realizaron un modelo analítico para simular la formación de hielo alrededor de un único tubo horizontal. El modelo fue validado por comparación con resultados experimentales, confrontando los resultados simulados y medidos del crecimiento de la capa de hielo para diferentes temperaturas de entrada del fluido caloportador.

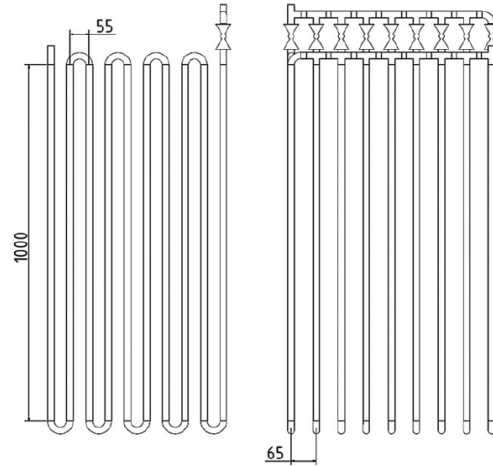
Erek y Ezan [52] modelaron la carga de un tanque real compuesto por 8 tubos en forma de espiral cuadrada dispuestos verticalmente (Figura 1). Para resolver la ecuación de energía hacen uso del método de volumen de control descrito por Patankar con un solver semi-implícito para calcular las ecuaciones discretizadas. El modelo fue validado por comparación con resultados experimentales.



**Figura 1. Esquema del tubo intercambiador del sistema estudiado por Erek [52].**

Un sistema parecido fue el modelado por Koller et al. [53], compuesto por nueve circuitos de tubos verticales (Figura 2). Realizaron un modelo tanto para solidificación

como para fusión del hielo por diferencias finitas. El modelo fue validado por comparación con resultados experimentales, y aunque el modelo de descarga presenta alguna divergencia el momento de flotación del hielo, en términos de energía acumulada el modelo simula bastante bien el proceso real.



**Figura 2. Esquema del intercambiador modelado por Koller et al. [53].**

Lee y Jones [54] desarrollaron un modelo analítico de un tanque “ice-on-coil” (formación del hielo sobre el tubo) de fusión externa. Los resultados también fueron validados por comparación con resultados experimentales.

Ismail y de Jesús [55] modelaron una unidad formada por una batería de tubos verticales para aplicaciones de banco de hielo como un único tubo. El modelo de la solidificación de PCM alrededor de un cilindro hace uso de la técnica de inmovilización de la frontera, y fue validado comparando la evolución la posición de la frontera durante el proceso de carga con los resultados obtenidos de otros autores. También Ismail et al. [56] modelaron la solidificación de PCM alrededor de un tubo horizontal aplicando la técnica de inmovilización de la frontera en dos dimensiones y resolviendo las ecuaciones mediante el método de volúmenes finitos. El modelo fue validado comparando la posición y velocidad de la frontera con resultados experimentales.

Zhu y Zhang [57] modelaron la fusión interna del hielo formado alrededor de una batería de tubos horizontales. La parte correspondiente al tubo tiene un modelo 1D dependiente del tiempo, mientras que la parte del tanque es un modelo de capacidad calorífica equivalente. En este modelo se diferencian distantes fases en el proceso de fusión: en primer lugar se da una fusión quasi-concéntrica que da paso a una segunda etapa de fusión excéntrica. Debido a la configuración de la batería de tubos en tresbolillo, a continuación aparece una etapa en que el hielo flota hasta que se encuentra con el tubo superior. Para esta etapa se considera un intercambio similar a la etapa de excentricidad. Finalmente, las piezas de hielo restantes se funden en contacto con los tubos. Este modelo asume un diámetro externo del bloque de hielo

adimensional, y se fijan factores, tanto para determinar el cambio de etapa en función del diámetro de hielo fundido como para determinar resistencias de contacto, a partir de análisis de regresión de los resultados experimentales obtenidos. El modelo se validó por comparación con resultados experimentales.

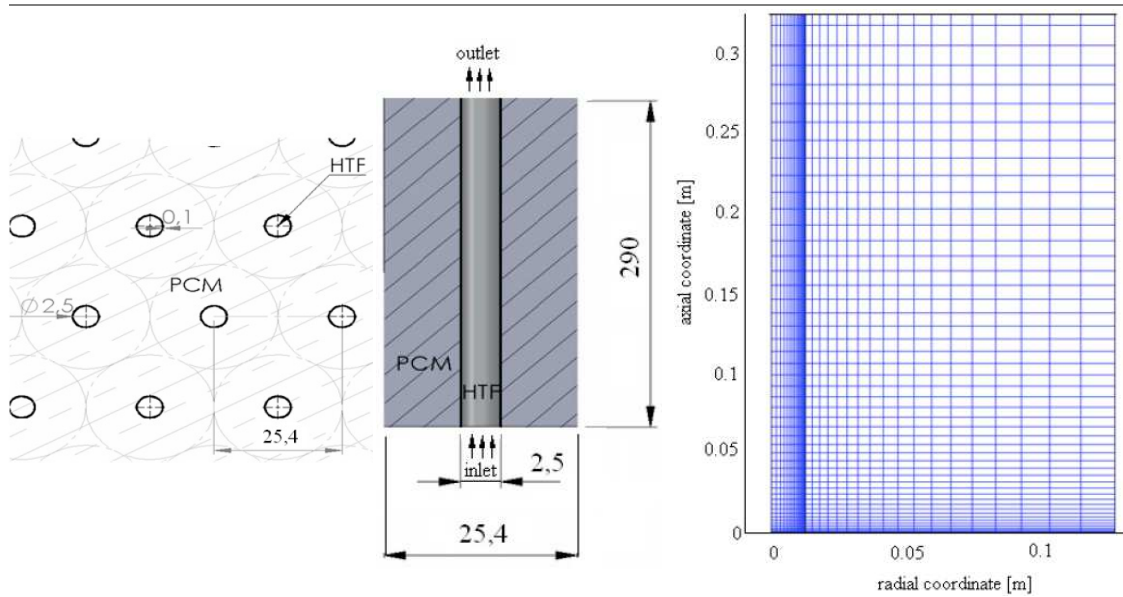
Tay et al. [58] modelaron un tanque real de 29 cm de diámetro y 33 cm de alto, con cuatro tubos plegados en varias vueltas inmersos en agua como material PCM. Se trata de un modelo CFD en tres dimensiones con el programa Ansys y que se validó mediante comparación con resultados experimentales.

El mismo método de CFD fue utilizado por Ezan et al. [59], en este caso en dos dimensiones, para desarrollar modelos para los procesos de solidificación y fusión alrededor de un único tubo horizontal contenido en un recipiente cilíndrico lleno de agua. El crecimiento de la capa de hielo alrededor del tubo fue validado por comparación con los resultados experimentales mediante técnicas visuales y medidas de termopares.

En cuanto al modelado de sistemas de almacenamiento con PCMs e intercambiador de tubo inmerso en el PCM, cabe señalar el modelo comentado anteriormente de Anica Trp [60], en el que modela un intercambiador de tubos verticales inmersos en el PCM haciendo uso del método entálpico. Este modelo 2D de diferencias finitas fue validado por comparación con resultados experimentales.

En el trabajo ya mencionado de geometría circular, Gong y Mujumdar [61] desarrollaron un modelo de un intercambiador consistente en un tubo envuelto por un cilindro coaxial, en el que se encuentra el PCM. El modelo hace uso del método de capacidad calorífica equivalente y se resuelve por elementos finitos.

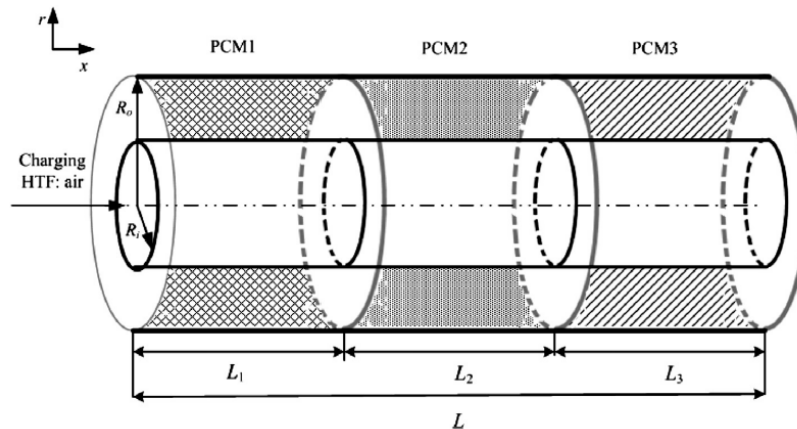
Sciacovelli et al. [62] desarrollaron un modelo para simular un intercambiador de tubos y carcasa lleno de PCM. El PCM consiste en un composite de la parafina RT82 de Rubitherm con grafito, con lo que se consigue aumentar la conductividad de la parafina de 0.2 W/mK a 15 W/mK. El modelo utiliza el método de capacidad calorífica efectiva y se resuelve mediante elementos finitos con CFD. Ha sido validado por comparación con datos de literatura. En el intercambiador modelado los tubos están dispuestos en trespelillo y se ha considerado solamente el espacio cilíndrico alrededor del tubo (Figura 3), despreciando los espacios entre cilindros.



a. Sección transversal de la unidad de almacenamiento.      b. Sección longitudinal de un tubo.      c. Patrón de mallado del modelo.

**Figura 3. Esquema físico y numérico de la unidad de almacenamiento modelada por Sciacovelli [62].**

Li et al. [63] también modelaron un intercambiador de tubo y carcasa, en este caso con tres materiales PCM diferentes a lo largo del tubo, como se muestra en la Figura 4. Los autores hacen uso del método de volúmenes finitos para discretizar las ecuaciones con FLUENT. Los resultados de la simulación fueron validados comparándolos con resultados experimentales.



**Figura 4. Esquema del sistema de almacenamiento modelado por Li [63].**

Longeon et al. [64] modelaron un sistema compuesto por dos cilindros verticales concéntricos. Por el interior del tubo central circula el fluido caloportador y en el espacio anular entre los dos cilindros se almacena el PCM. El modelo 2D de elementos finitos usa el método de la capacidad calorífica efectiva y considera la convección. Es resuelto mediante CFD con FLUENT, y la validación por comparación con resultados experimentales para el proceso de carga se ajusta bastante bien. Se justifican las



desviaciones en el proceso de descarga por el hecho de que la curva de calor específico equivalente introducida en el modelo se ha obtenido solamente en el proceso de carga y no en el de descarga, cuando las parafinas se comportan de forma diferente en los dos procesos, desde el punto de vista de la evolución del calor específico respecto de la temperatura.

Ruiz-Pardo et al. [65] desarrollaron dos modelos de un tanque de almacenamiento latente para una planta solar consistente de nuevo en un intercambiador de tubos y carcasa lleno de PCM. Se desarrollaron dos modelos, el primer modelo más complejo se desarrolló haciendo uso del método explícito de diferencias finitas y de la capacidad calorífica equivalente, considerando una conductividad equivalente para la convección.

El segundo modelo es un modelo simplificado [66] con un compromiso entre precisión y complejidad para poder ser usado en un problema de optimización no lineal de estrategias de control. En este modelo, el comportamiento en la parte de calor sensible es simulada con un modelo de doble capacidad que considera un calor específico, densidad y conductividad para los estados sólido y líquido. El modelado del comportamiento en el de cambio de fase se basa en la solución de Stefan. El modelo se resuelve por diferencias finitas.

Ambos modelos consideran también una geometría cilíndrica del PCM alrededor del tubo y fueron validados con datos experimentales de dos instalaciones reales en Sevilla y Lleida.

Hosseini et al. [67] desarrollaron igualmente un modelo de un sistema de almacenamiento consistente en un intercambiador de un tubo horizontal en una carcasa cilíndrica. Este modelo usa el método entálpico resuelto por volúmenes finitos, y se validó con datos de bibliografía de Agyenim et al. [68].

Belmonte-Toledo et al. [69] desarrollaron un modelo simplificado, de cambio de fase a temperatura constante, con el que se han conseguido resultados razonables para materiales PCM con cambio de fase isoterma. Sin embargo, se ha detectado la necesidad de reproducir de forma más precisa el cambio de fase en los PCMs con una “mushy region” introduciendo la evolución de la entalpia en función de la temperatura y un modelo que tenga en cuenta los volúmenes muertos.

## 2.4 Aportación

Se ha visto por tanto que en la literatura existen bastantes modelos de aplicaciones con materiales PCM con cambio de fase no isoterma. Aparece por tanto en estos PCMs la “mushy region” y se hace uso del método entálpico o de capacidad calorífica

equivalente. Sin embargo la mayoría son aplicaciones de geometría rectangular y debido al encapsulamiento en pequeños espacios habitualmente se considera sólo la conducción.

En cambio, es menos frecuente el modelado con el método entálpico alrededor de tubos horizontales inmersos en el PCM y que estén validados con datos experimentales. En los casos existentes, se ha considerado únicamente un volumen cilíndrico alrededor del tubo para el almacenamiento del PCM. Esta asunción se toma porque la geometría de la carcasa es realmente cilíndrica alrededor de un único tubo en una instalación de laboratorio o también por simplificación, no considerándose entonces los espacios restantes en los sistemas de aplicaciones reales entre estos espacios cilíndricos y tampoco de las zonas alejadas. Por tanto no se ha podido llegar a analizar la influencia de estas zonas más alejadas sobre el comportamiento del sistema. Muchos de estos modelos han sido validados en instalaciones de un único tubo, pero no a nivel de sistema formado por una batería de tubos como en la presente tesis doctoral.

En concreto, no se han encontrado demasiados modelos para la geometría de algunos tanques ya disponibles comercialmente para aplicaciones de agua-hielo aplicados a materiales PCM con “mushy region”, como es el caso objeto de este estudio. La configuración de este tipo de sistemas comerciales consiste en una batería de tubos horizontales en espiral y con distintas distancias en sentido vertical y horizontal, además de la existencia de zonas de volúmenes muertos en zonas como el centro de las espirales.

Esta configuración con espirales no ha sido muy estudiada con parafinas porque debido a las bajas conductividades de las parafinas no parece en principio un buen diseño térmico, pero se ha visto en el trabajo de Sciacovelli [62] que podrían llegar a ser viables con los composites que aumentan la conductividad de la parafina. También se podría estudiar, mediante el modelo desarrollado, el diseño de este tipo de intercambiadores para parafinas con otras configuraciones (diámetro de tubo, distancia entre tubos, materiales más económicos) que ofrezcan un mayor ratio de superficie de intercambio por volumen de PCM. El interés de las espirales reside en la sencillez constructiva de este tipo de intercambiador, ofreciéndose como una posible solución a la hora de encontrar un intercambiador eficiente y económico para los sistemas con parafinas.

Respecto al modelado de aplicaciones con materiales PCM con cambio de fase isoterma, y más concretamente el caso del agua-hielo como PCM en intercambiadores de tubo horizontal sumergido, se han encontrado modelos mayoritariamente para un único tubo y para el proceso de solidificación, ya que el proceso de descarga es bastante complicado de modelar. No se han encontrado prácticamente modelos que traten de simular el

comportamiento del sistema completo considerando la batería de tubos y la influencia de los volúmenes muertos en el tanque.

Un modelo para el sistema completo y con el proceso de descarga es el modelo de Zhu [57]. Sin embargo, en el modelo se hace uso de factores para caracterizar efectos más complejos como el contacto del hielo con los tubos o el desprendimiento de pequeños trozos de hielo por flotabilidad. Pero estos factores se han obtenido por regresión a partir de resultados experimentales, por lo que solamente se pueden aplicar a la configuración específica de tubos de ese tanque (tubos rectos horizontales en tresbolillo). Además, en el proceso de solidificación se considera un volumen de hielo cilíndrico alrededor del tubo, sin contar en el crecimiento del hielo las limitaciones en los espacios entre cilindros.

El objetivo es por tanto desarrollar y validar dos modelos en detalle, uno entálpico para simular el comportamiento del tanque con parafinas (concretamente la parafina RT8 de Rubitherm), y otro modelo de frontera móvil para simular el comportamiento del tanque con agua.

Se pretende contribuir al avance en el modelado de sistemas de almacenamiento latente de energía térmica con la siguientes aportaciones:

- Analizar diferentes métodos para la solución de la ecuación del transporte. Se podrá de esta manera simular el avance a lo largo del tubo intercambiador de un frente de temperatura originado por los cambios de las condiciones de entrada del fluido caloportador al intercambiador.
- Desarrollar y validar un modelo entálpico para la simulación del comportamiento del tanque completo con la batería de tubos horizontales en espiral inmersos en parafinas. Este modelo debe considerar la convección y la geometría específica del tanque modelado, incluyendo el efecto de los volúmenes muertos.
- Desarrollar y validar un modelo de frontera móvil para la simulación del comportamiento del mismo tanque completo inmerso en agua, tanto para el proceso de carga como de descarga.



# 3

## DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

---

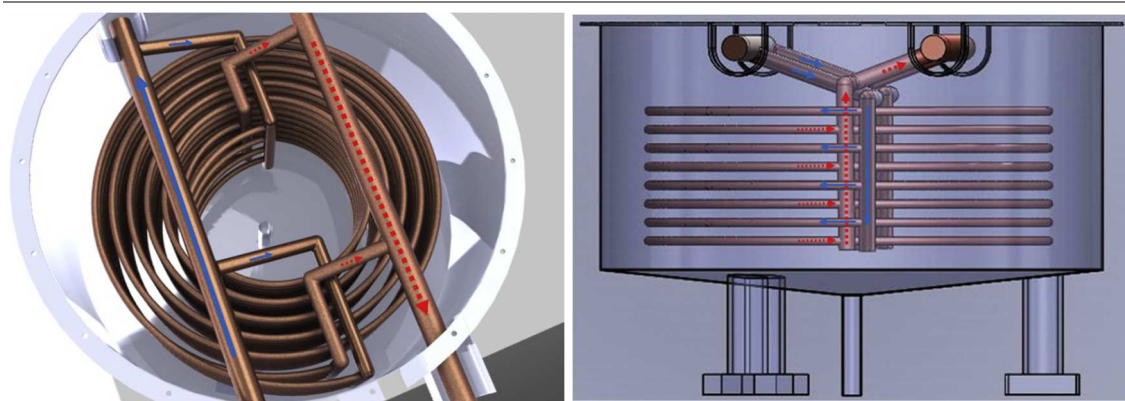
### 3. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

En el laboratorio del Instituto de Ingeniería Energética (IIE) de la Universitat Politècnica de València (UPV) se ha diseñado y construido un depósito con el objetivo de caracterizarlo con distintos materiales PCM y bajo distintas condiciones de operación.

#### 3.1 Descripción del depósito

El depósito de almacenamiento latente de energía térmica se ha diseñado basándose en la experiencia con un sistema más grande, un depósito comercial de almacenamiento de hielo [70], [71]. Dado que el agua es compatible con el plástico, en este tipo de aplicaciones se suele usar intercambiadores económicos como tubos de polietileno.

Sin embargo, a la hora de diseñar un depósito de almacenamiento latente de energía térmica para otros materiales como es el caso de la instalación del laboratorio del IIE, hay que prestar especial atención a la compatibilidad de los materiales del depósito con los PCMs a utilizar [72]. Por este motivo se eligió el cobre como material de los tubos internos y acero INOX AISI 316L para la pared del depósito.



a. Vista superior

b. Vista frontal.

**Figura 5. Vistas del depósito de PCMs del IIE [73].**

La Figura 5 muestra la geometría del prototipo experimental y en la Tabla 1 se especifican detalladamente los materiales usados y los principales parámetros geométricos del tanque. El depósito consiste en 8 tubos en forma de espiral situados en planos horizontales a contracorriente, de manera que el flujo es centrífugo y centrípeto en 2 tubos adyacentes.

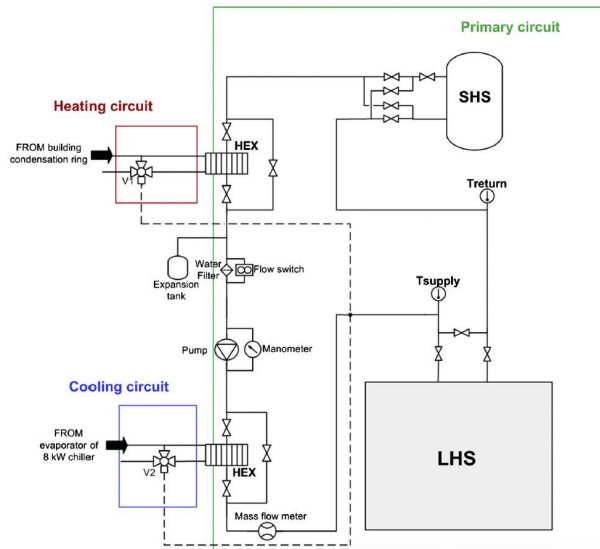
**Tabla 1. Principales características del depósito [73].**

Característica	Valor
Material del tubo	Cobre
Material del depósito	INOX AISI 316L
Distancia horizontal entre tubos	41 mm
Distancia vertical entre tubos	37 mm
Longitud de tubo	13,3 m
Diámetro interno de tubo	12 mm
Diámetro externo de tubo	16 mm
Área total de transferencia de calor	5.75 m <sup>2</sup>
Número de vueltas de la espiral	6
Número de tubos	8
Volumen total de PCM	235 l
Volumen de PCM alrededor de los tubos	176 l
Volumen de PCM en el centro	32 l
Volumen de PCM en el sistema de drenaje	27 l
Aislamiento exterior de poliuretano	150 mm

### 3.2 Descripción de la instalación

La instalación completa viene representada en la Figura 6 y ha sido presentada en literatura reciente [70], [74]. Se ha colocado un depósito de almacenamiento sensible de 1000 l aguas abajo del tanque de almacenamiento latente para evitar los picos de temperatura al inicio de los ensayos, y por tanto la regulación de la temperatura de impulsión en estos momentos es más sencilla. De esta manera, la temperatura de impulsión objetivo se consigue ajustar con un margen de  $\pm 0.3$  K. El caudal se consigue ajustar con una desviación de  $\pm 50$  kg/h alrededor del valor objetivo.

El número de Reynolds crítico en los tubos por los que circula el fluido caloportador es, al tratarse de tubos con curvatura, en torno a 5900. En todos los ensayos realizados el número de Reynolds es inferior, por lo que el flujo es laminar en todas las campañas experimentales.



**Figura 6. Esquema de la instalación [73].**

El fluido caloportador del circuito primario es una mezcla agua-glicol al 32 %. Los caudales, con valores entre 1000 kg/h y 4000 kg/h, se consiguen mediante una bomba de velocidad variable CRE 5-5 de Grundfos.

Para conseguir enfriar el fluido caloportador a temperaturas incluso por debajo de los 0 °C se hace uso de un chiller de compresión de vapor de 8 kW cargado con refrigerante R22. Una válvula de 3 vías regula el caudal de fluido del circuito de frío que circula por el intercambiador de placas para enfriar el fluido caloportador del circuito primario.

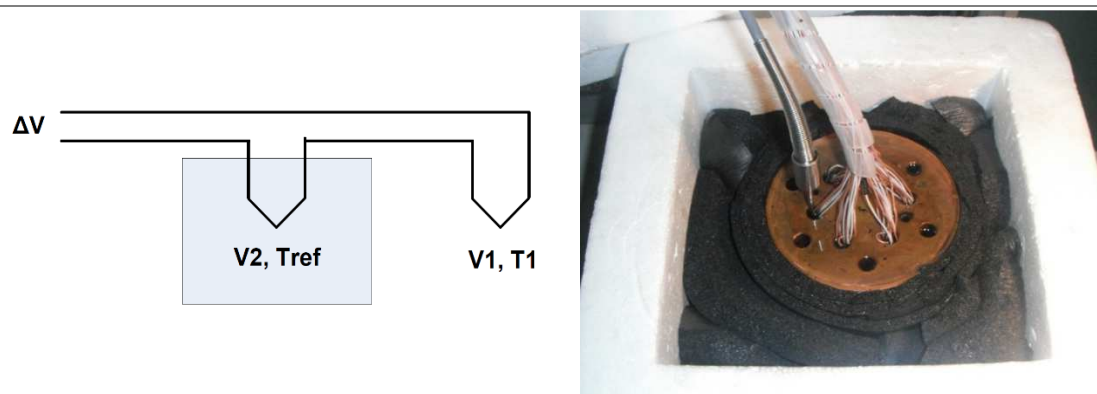
Como fuente de calor para aumentar la temperatura del fluido caloportador se hace uso del circuito de condensación del edificio (en torno a 22 °C) a través de otro intercambiador de placas. Para alcanzar mayores temperaturas en caso de que sea necesario, se hace uso del circuito caliente del edificio (por debajo de 70 °C) con el apoyo en serie de un calentador eléctrico instantáneo de 27 kW. En las campañas experimentales de la presente tesis doctoral, por trabajar a bajas temperaturas, no ha sido necesario utilizar ni el anillo de agua caliente ni el calentador.

### 3.3 Instrumentación del depósito

La temperatura del PCM se ha medido con termopares de tipo T. Para reducir la incertidumbre de las medidas, a la hora de instrumentar el depósito compacto se siguió la metodología publicada por el NIST [75]. Esta metodología recomienda realizar dos uniones cobre-constantán en serie en cada cable de termopar, una para medir y otra para corregir la medida en función de la temperatura de referencia. Básicamente, se ha seguido el esquema mostrado en la Figura 7.a, y consiste en unir todos los termopares de referencia en el bloque isoterma (Figura 7.b) cuya temperatura se mide con una



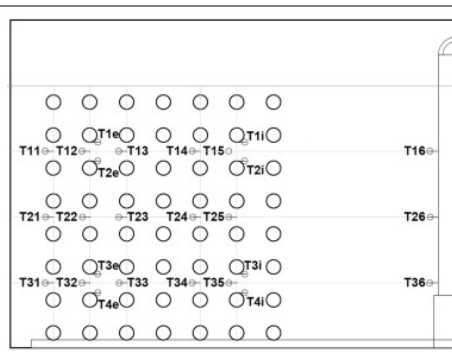
sonda patrón. Con este montaje se consigue reducir la incertidumbre de las medidas de temperatura del PCM hasta  $\pm 0.15$  K (sin este montaje, la incertidumbre sería de  $\pm 1$  K teniendo en cuenta no sólo la incertidumbre de los termopares sino también de la temperatura que toma como referencia el datalogger).



a. Esquema de montaje de los termopares con 2 uniones cobre-constantán. b. Bloque isoterma con la sonda patrón y las uniones de referencia.

**Figura 7. Montaje de los termopares con dos uniones cobre-constantán.**

La Figura 8 muestra el posicionamiento de los termopares dentro del depósito compacto. En esta instalación se ha prestado especial atención en monitorizar los gradientes de temperatura en el seno del PCM dentro del tanque. Por este motivo se mide la temperatura del PCM a 3 alturas y en 5 posiciones radiales del tanque. Estas temperaturas se miden en el punto medio en sentido vertical entre dos tubos de una columna. Adicionalmente también se mide la temperatura del PCM a tres alturas en el centro del tanque. Así pues, en total hay 18 medidas de temperatura en el PCM que permiten analizar las diferencias de temperatura que se puedan dar tanto a nivel radial como vertical.



**Figura 8. Posición de los termopares en el tanque [73].**

Para medir la temperatura de entrada y salida del depósito se han utilizado dos termo-resistencias PT100 1/10DINB. Dichas termo-resistencias son de platino y tienen una resistencia de  $100 \Omega$  a  $0^\circ\text{C}$ . Permiten medir con una precisión de  $\pm 0.03$  K [74], es decir con mayor precisión que con el montaje de los termopares, lo cual es esencial dado que

las temperaturas de entrada y salida del depósito se utilizan para hacer balances de potencia y energía.

Las termo-resistencias de entrada y salida del depósito están ubicadas en termopozos a contracorriente. Junto con las termo-resistencias, se inyecta pasta térmica para aumentar la conductividad y mejorar el contacto entre el punto de medida y el fluido caloportador.

Por último, el caudal del fluido caloportador se mide mediante un caudalímetro SIEMENS CORIOLIS con una precisión de  $\pm 7.3$  kg/h [74].

Finalmente, cabe destacar que todas las mediciones de temperatura y caudal se monitorizan con un intervalo de muestreo de 1 minuto en un datalogger Agilent 34970A.

### **3.4 Campaña de medidas**

La metodología experimental para la realización de campañas de medidas consiste inicialmente en la planificación de la campaña, teniendo en cuenta las siguientes variables a analizar:

- 3 caudales
- 3 temperaturas de impulsión
- Carga y descarga (Solidificación y fusión con PCMs a bajas temperaturas)

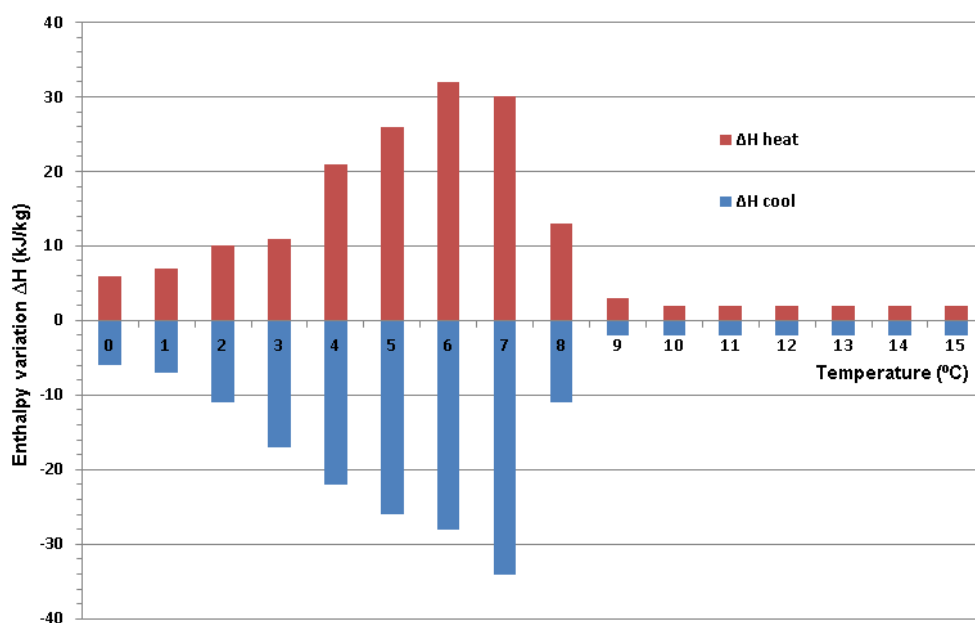
A continuación los resultados de los ensayos son analizados y se repiten aquellos ensayos que no se consideran válidos. De esta manera, el estudio de cada PCM consiste en una campaña experimental de un mínimo de 18 ensayos. En la práctica es necesario un mayor número de ensayos, que tras pasar el filtro en el que se descartan ensayos con anomalías, se quedan en los 18 ensayos válidos.

En la Tabla 2 se resumen las condiciones de los ensayos realizados con el depósito compacto con la parafina RT8 de Rubitherm y con agua-hielo como PCMs. Como se ha explicado anteriormente, para cada PCM introducido en el depósito se han realizado ensayos de carga y descarga con 3 caudales y 3 temperaturas de impulsión distintas. De esta manera se consigue caracterizar el comportamiento del depósito en función de las 2 variables de control más relevantes que son la temperatura de impulsión y el caudal.

**Tabla 2. Matriz de ensayos con la parafina RT8 y con agua-hielo.**

PCM	Caudal (kg/h)	Temperatura de impulsión (°C)					
		CARGAS			DESCARGAS		
RT8	1000	-1	1	3	9	11	13
	1500	-1	1	3	9	11	13
	2000	-1	1	3	9	11	13
Agua	1000	-6	-4	-2	8	10	12
	2000	-6	-4	-2	8	10	12
	3000	-6	-4	-2	8	10	12

Para la parafina RT8, la matriz de ensayos se ha construido teniendo en cuenta la curva de entalpía-temperatura del PCM mostrada en la Figura 9. La caracterización de dicha curva ha sido realizada por el fabricante RUBITHERM mediante calorimetría de triple capa, con velocidades de enfriamiento/calentamiento del orden de 0.03 K/min aplicados a muestras de cerca de 100g.



**Figura 9. Curva Entalpía-Temperatura de la parafina RT8 caracterizada por RUBITHERM [76].**

La parafina RT8 muestra un rango de temperaturas de cambio de fase entre los 2 °C y los 8 °C aproximadamente.

En el caso del agua como PCM, las temperaturas se han escogido dentro del rango de operación habitual que tendría el depósito en una instalación real. Una temperatura de 2°C es relativamente alta para producir hielo, pero es posible llegar a cargar el depósito

incluso con esta temperatura de impulsión, lo cual puede ser interesante en aplicaciones prácticas para producir hielo sin bajar la temperatura de evaporación del chiller más allá de lo estrictamente necesario.

# 4

## MODELO DEL INTERCAMBIADOR Y EL FLUIDO CALOPORTADOR

---

## 4. MODELO DEL INTERCAMBIADOR Y EL FLUIDO CALOPORTADOR

El objetivo principal de la presente tesis doctoral es la obtención de un modelo que sea capaz de simular el comportamiento térmico de un sistema de almacenamiento latente de energía térmica. Así, el modelo debe poder reproducir el comportamiento de un depósito de PCMs durante los procesos de carga y descarga del PCM. Este comportamiento viene definido por la variación de temperatura experimentada por el fluido caloportador al pasar por el intercambiador del tanque, y depende de los procesos de cambio de fase del material en el seno del tanque y del intercambio de calor entre este material y el fluido caloportador a través del intercambiador.

Algunos materiales utilizados como PCM, como el agua o las sales hidratadas, tienen el cambio de fase a una temperatura concreta y por tanto el material presenta una interfase sólido-líquido bien definida en la coexistencia de ambas fases.

Otros materiales como las parafinas no tienen una interfase sólido-líquido definida, ya que el cambio de fase se produce en un rango de temperaturas y por tanto existe una fase de transición entre el estado completamente líquido y el estado completamente sólido, conocida como zona esponjosa o “mushy region” en inglés.

Por este motivo se desarrollarán dos modelos distintos: un modelo de frontera móvil para los materiales con interfase definida de cambio de fase, y un modelo de diferencias finitas con discretización fija de la masa de PCM para los materiales con una fase de transición.

Ambos modelos, con diferencias en el cálculo del cambio de fase en el material, tienen en común sin embargo el cálculo de las temperaturas en el seno del fluido caloportador y de su intercambio de calor con el tubo del intercambiador. La primera parte del trabajo de investigación se centra por tanto en el cálculo de la evolución de temperaturas en el seno del fluido caloportador y su interacción con el tubo intercambiador. Por este motivo, en primer lugar el problema a resolver consiste en crear un modelo unidimensional capaz de hallar esta distribución de temperaturas en el interior del tubo por el que circula el fluido caloportador.

Se ha estudiado y comparado el resultado proporcionado por dos métodos de diferencias finitas para determinar el método más adecuado para la resolución del transporte del sistema analizado. El primer método es el Método de Euler [77], [78], un método de primer orden, y el segundo método es el Método de MacCormack [79], [80], que es un método de segundo orden.

Para el estudio de comparación entre los métodos, se ha considerado la transferencia de calor entre el fluido circulante y el tubo intercambiador. De este modo la variación de

temperatura del fluido en un punto depende del paso por ese punto del flujo procedente de “aguas arriba” y de la transferencia de calor de ese flujo con el tubo. La ecuación (1) presenta la ecuación diferencial que resuelve este problema.

$$\frac{\partial T_{fc}}{\partial t} + u \frac{\partial T_{fc}}{\partial x} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{fc} C_{p,fc}} = 0 \quad (1)$$

Siendo:

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{fc} C_{p,fc}} = \frac{Ph}{\rho_{fc} A_{int} C_{p,fc}} (T_{fc} - T_{tubo}) \quad (2)$$

Para obtener una aproximación de la solución de esta ecuación diferencial se hace uso de los métodos de diferencias finitas, reemplazando las derivadas de la ecuación diferencial por diferencias finitas que las aproximan. El dominio del problema, en este caso la longitud a lo largo del tubo, se ha discretizado obteniendo un conjunto de aproximaciones numéricas discretas. La resolución de estas ecuaciones proporciona la distribución de temperaturas del fluido a lo largo del tubo y su transferencia de calor con el tubo.

Para la realización del estudio de comparación entre los métodos de transporte se han asumido una serie de simplificaciones. La influencia de estas simplificaciones no se considera de relevancia teniendo en cuenta el grado de complejidad que supondría para la resolución del problema el hecho de no considerar estas simplificaciones. Se enumeran a continuación las simplificaciones que se han asumido:

- El sistema está compuesto por un tubo intercambiador recto y el fluido caloportador circulante por el interior.
- El tubo intercambiador mantiene su temperatura constante.
- Se considera un coeficiente de convección forzada constante.
- Se considera temperatura uniforme en sentido radial para el fluido circulante por el interior del tubo. Es decir, no se considera que pueda existir un gradiente de temperaturas en sentido radial para el fluido caloportador.
- No se considera conducción térmica en sentido axial para el fluido circulante por el interior del tubo.

## 4.1 Esquemas para el cálculo de la ecuación del transporte

### 4.1.1 Esquema de Euler

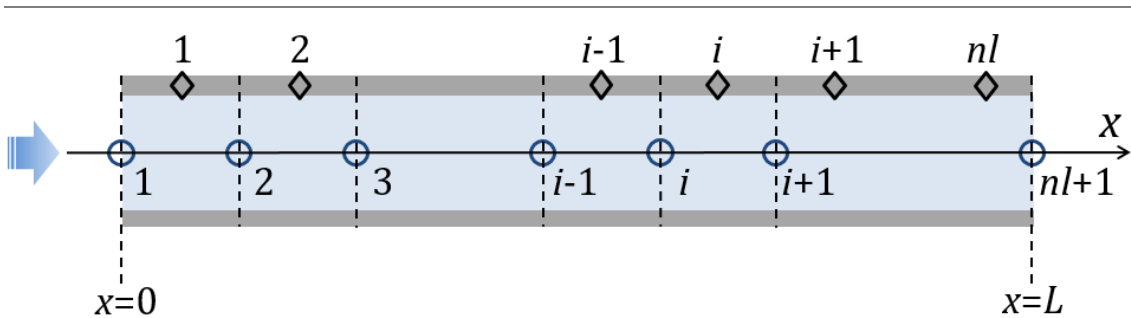
Como se ha comentado anteriormente, el método de Euler es un método de diferencias finitas para la resolución de ecuaciones diferenciales. La ecuación diferencial para la resolución de nuestro problema es la ecuación (3). Esta ecuación contiene un término fuente que considera el intercambio de calor entre el fluido caloportador y el tubo. Se considera para este estudio un coeficiente de convección forzada constante entre el fluido circulante por el tubo y la superficie interior del tubo, calculado a partir de las características del tubo y del fluido mediante el software *Mills HT*.

$$\frac{\partial T_{fc}}{\partial t} = -u \frac{\partial T_{fc}}{\partial x} + \frac{Ph}{\rho_{fc} A_{int} C_{p,fc}} (T_{tubo} - T_{fc}) \quad (3)$$

Para hacer uso del método de diferencias finitas se discretiza el dominio del problema a lo largo de la longitud del tubo.

En este caso se hace uso del método de Euler explícito (se hallan valores para el instante  $n+1$  a partir de valores en el instante  $n$ ) y hacia atrás (se hallan valores en el punto  $i$  a partir de valores en los puntos  $i, i-1$ ).

El calor intercambiado entre el fluido y el tubo en un punto depende de la diferencia de temperaturas entre la pared del tubo y el fluido en contacto en ese punto. Se debe tener en cuenta que al discretizar el tubo se considera para cada uno de los nodos la temperatura media en todo el  $\Delta x$ , mientras que para el fluido caloportador son consideradas las temperaturas a la entrada y salida de cada  $\Delta x$ . De esta manera, la posición de los puntos de temperatura considerados para el tubo no coincide con la de los puntos de discretización del fluido, como se representa en la Figura 10.



**Figura 10. Discretización del fluido interior y del tubo.**

Por lo tanto, para obtener el intercambio de calor entre el fluido caloportador y un determinado nodo de tubo  $T_{tubo}^n$  es necesaria la temperatura media del fluido contenido en el nodo de tubo, calculada según la ecuación (4).



$$T_{fc\ i}^n = \frac{T_{fc\ i-1}^n + T_{fc\ i}^n}{2} \quad (4)$$

La ecuación resultante al sustituir las derivadas de la ecuación (3) por diferencias finitas es:

$$\frac{T_{fc\ i}^{n+1} - T_{fc\ i}^n}{\Delta t} = -u \frac{T_{fc\ i}^n - T_{fc\ i-1}^n}{\Delta x} + \frac{Ph}{\rho_{fc} A_{int} C_{p,fc}} (T_{tubo\ i}^n - T_{fc\ i}^n) \quad (5)$$

De donde se obtiene:

$$T_{fc\ i}^{n+1} = T_{fc\ i}^n - u \frac{\Delta t}{\Delta x} (T_{fc\ i}^n - T_{fc\ i-1}^n) + \frac{Ph\Delta t}{\rho_{fc} A_{int} C_{p,fc}} \left( T_{tubo\ i-1}^n - \frac{T_{fc\ i-1}^n + T_{fc\ i}^n}{2} \right) \quad (6)$$

Se puede apreciar cómo, considerando a parte el término de la transferencia de calor entre el tubo y el fluido, el cálculo de  $T_{fc\ i}^{n+1}$  aparece como una ponderación de  $T_{fc\ i}^n$  y  $T_{fc\ i-1}^n$ , con un factor de ponderación determinado por  $u \frac{\Delta t}{\Delta x}$ . Al conjunto  $u \frac{\Delta t}{\Delta x}$  se le denomina CFL (Courant-Friedrichs-Lewy condition), y el método será estable si se cumple que  $CFL < 1$ . Para una velocidad  $u$  dada, se deben escoger para la discretización un  $\Delta t$  y  $\Delta x$  que permitan la estabilidad del método.

La resolución de la ecuación (6) en el conjunto de puntos definidos por la discretización resuelve el problema de la distribución de temperaturas interiores a lo largo del tubo.

#### 4.1.2 Esquema de MacCormack

El método de MacCormack es una variación del método de Lax-Wendroff, y es utilizado habitualmente para la solución numérica de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales hiperbólicas.

La aplicación del método de MacCormack se sucede en dos pasos: un primer paso predictor seguido de un segundo paso corrector. En el primer paso predictor se calcula una primera aproximación del valor buscado, del mismo modo que se hace según el método de Euler (ecuación (7)).

$$T_{fc\ i}^{\overline{n+1}} = T_{fc\ i}^n - u \frac{\Delta t}{\Delta x} (T_{fc\ i+1}^n - T_{fc\ i}^n) + \frac{Ph\Delta t}{\rho_{fc} A_{int} C_{p,fc}} \left( T_{tubo\ i-1}^n - \frac{T_{fc\ i-1}^n + T_{fc\ i}^n}{2} \right) \quad (7)$$

En este paso el método hace recurrencia hacia atrás. Al igual que para el esquema de Euler, se considera un coeficiente de convección forzada constante entre el fluido circulante por el tubo y la superficie interior del tubo, calculado con el software *Mills HT* y de nuevo se debe tener en cuenta que la posición de los puntos de temperatura

considerados para el tubo no coincide con la de los puntos de discretización del fluido, como se representa en la Figura 10.

Se realiza un promedio entre el valor origen del punto  $i$  en el instante  $n$  y el valor aproximado obtenido para el instante  $n+1$  ( $T_{fc_i}^{\overline{n+1}}$ ) (ecuación (8)).

$$T_{fc_i}^{n+1/2} = \frac{T_{fc_i}^n + T_{fc_i}^{\overline{n+1}}}{2} \quad (8)$$

Finalmente, en el paso corrector, se obtiene el valor corregido para el punto  $i$  en el instante  $n+1$  a partir del valor promedio obtenido (ecuación (9)), pero ahora con un paso de tiempo con la mitad de valor, ya que el hecho de haber calculado el promedio en el paso predictor equivale al cálculo del valor en un instante intermedio.

$$\begin{aligned} T_{fc_i}^{n+1} &= \\ &= T_{fc_i}^{n+1/2} - u \frac{\Delta t}{2\Delta x} (T_{fc_i}^{\overline{n+1}} - T_{fc_{i-1}}^{\overline{n+1}}) + \frac{Ph\Delta t}{2\rho_{fc}A_{int}C_{p,fc}} \left( T_{tubo\ i-1}^n - \frac{T_{fc_{i-1}}^n + T_{fc_i}^n}{2} \right) \end{aligned} \quad (9)$$

Cabe remarcar que en este paso el método es hacia adelante, calculando el valor en  $i$  a partir de valores en  $i$  e  $i-1$ .

Por último, para calcular la temperatura en cada instante en el último nodo no es posible hacerlo mediante el método de MacCormack, ya que como hemos visto anteriormente el primer paso es hacia atrás (hace recurrencia al nodo siguiente, pero no existe ningún nodo siguiente, ya que estamos en el extremo).

Sin embargo, es posible conocer la posición en el instante  $n$  de las partículas de flujo que en el instante  $n+1$  se sitúan en el extremo del tubo (nodo  $N$ ), a partir del desplazamiento del flujo. Como se representa en la Figura 11, en la que el eje X representa la posición en la longitud del tubo y en el eje Y se representa el tiempo, esta posición se encuentra a una distancia  $u\Delta t$  del extremo del tubo, que es la distancia recorrida por el flujo durante un paso de tiempo. La temperatura del fluido caloportador en ese punto en el instante  $n$  ( $T_{fc_o}^n$ ) se calcula según la ecuación (10).

$$T_{fc_o}^n = (1 - CFL)T_N^n + CFL \cdot T_{fc_{N-1}}^n \quad (10)$$

Durante el desplazamiento de estas partículas hacia el extremo del tubo, estas partículas sufrirán un intercambio de calor con el tubo intercambiador.

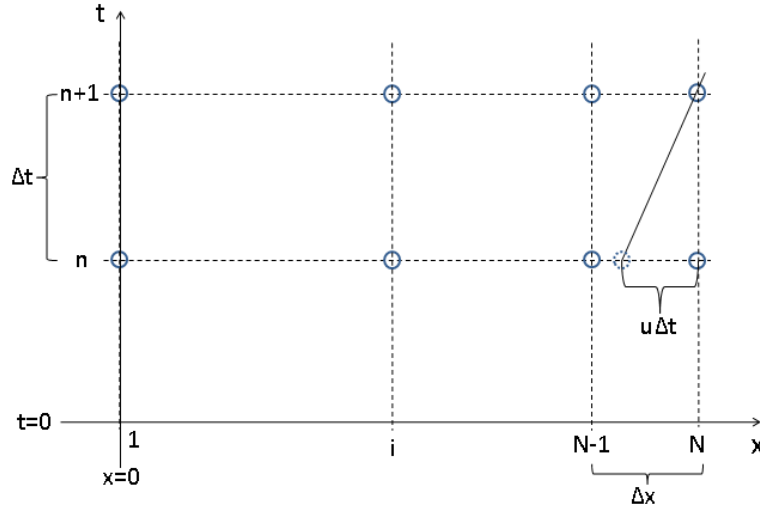


Figura 11. Cálculo en el extremo del tubo.

Dado que la variación de la temperatura de una partícula de fluido a lo largo de su trayectoria depende de su intercambio de calor con el tubo según la ecuación (11), se obtiene finalmente que la temperatura en el extremo del tubo es la temperatura de la partícula que en el paso de tiempo anterior se encontraba a  $u\Delta t$  del extremo, más el calor intercambiado con el tubo durante su desplazamiento (ecuación (12)).

$$\left. \frac{dT_{fc}}{dt} \right|_u = \frac{Ph}{\rho_{fc} A_{int} C_{p,fc}} (T_{tubo} - T_{fc}) \quad (11)$$

$$\begin{aligned} T_{fc_N}^{n+1} &= T_{fc_o}^n + \frac{Ph\Delta t}{\rho_{fc} A_{int} C_{p,fc}} \left( T_{tubo_{N-1}}^n - \frac{T_{fc_o}^n + T_{fc_N}^n}{2} \right) = \\ &= (1 - CFL) T_{fc_N}^n + CFL T_{fc_{N-1}}^n + \frac{Ph\Delta t}{\rho_{fc} A_{int} C_{p,fc}} \left( T_{tubo_{N-1}}^n - \frac{T_{fc_o}^n + T_{fc_N}^n}{2} \right) \end{aligned} \quad (12)$$

La resolución de estas ecuaciones en el conjunto de puntos definidos por la discretización resuelve el problema de la distribución de temperaturas del fluido caloportador a lo largo del tubo.

## 4.2 Comparación Euler-MacCormack

Un análisis comparativo permite ver las diferencias en el comportamiento de los dos métodos, que depende de parámetros como  $\Delta x$  y CFL. Por este motivo se ha realizado un estudio paramétrico con diferentes valores de estos parámetros.

El caso de estudio consiste en un tubo de 20 m de longitud con un caudal de agua a 10°C circulando en su interior a una velocidad de 1 m/s. En un momento determinado la temperatura del agua entrante es de 2 °C, siendo instantánea la variación de

temperatura del agua entrante. De esta manera avanza por el interior del tubo un frente de onda con forma de escalón en el que la temperatura del agua pasa de 10 °C a 2 °C. No se considera conductividad en el fluido, por lo que el frente de 2 °C no intercambia calor con el fluido precedente a 10°C.

Como se ha comentado, a pesar de la transferencia de calor entre el fluido y el tubo, el tubo se considera a temperatura contante de 10 °C, mientras que la temperatura del fluido sí que se ve afectada por esta transferencia de calor.

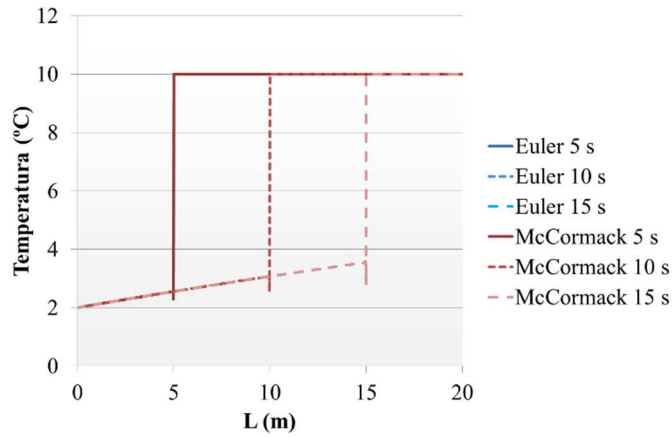
Para comparar los resultados proporcionados por los modelos de ambos métodos, se va a observar la distribución de temperaturas del fluido a lo largo del tubo en diferentes instantes de tiempo: a los 5, 10 y 15 segundos.

En primer lugar se compararán los resultados para simulaciones con CFL=1 y diferentes  $\Delta x$ : 0.01 m, 0.1 m y 1 m.

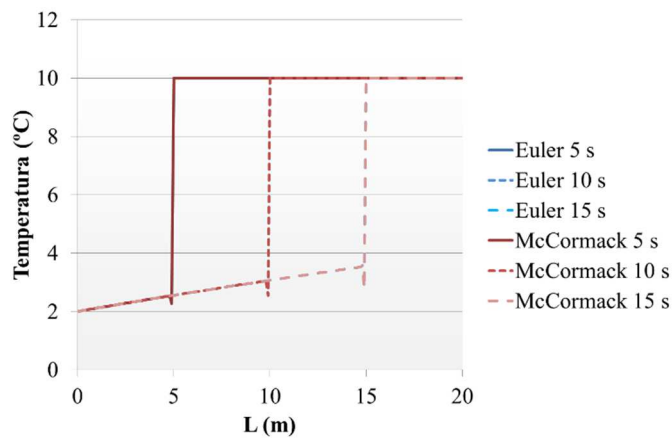
Se puede comprobar en las gráficas de la Figura 12, cómo el flujo de entrada a 2 °C va aumentando de temperatura a su paso por el tubo debido a su intercambio de calor con éste. Con CFL = 1 el método de Euler y el de MacCormack proporcionan exactamente los mismos resultados.

Se aprecia un fenómeno similar para ambos modelos que es la aparición de unos picos en la parte anterior al escalón, sufriendo el nodo previo al salto una depresión en su valor respecto a la tendencia que marcaban los nodos anteriores. Esto se debe a que con CFL = 1, en la ecuación utilizada en el método de Euler (ecuación (6)) el término con  $(1 - CFL)$  desaparece, quedando la ecuación (13).

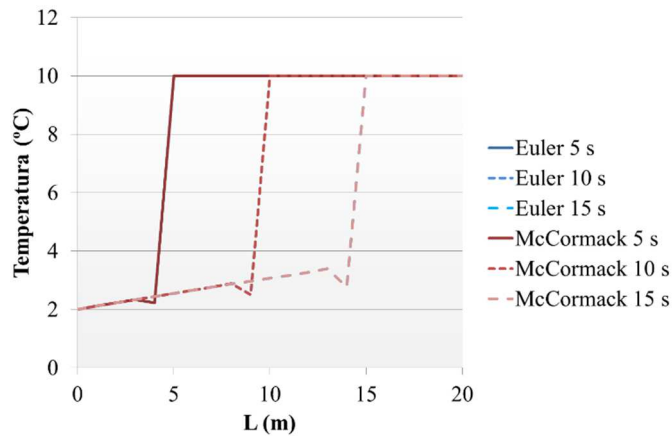
$$T_{fc_i}^{n+1} = T_{fc_{i-1}}^n + \frac{Ph\Delta t}{\rho_{fc}A_{int}C_{p,fc}} \left( T_{tubo\ i-1}^n - \frac{T_{fc_{i-1}}^n + T_{fc_i}^n}{2} \right) \quad (13)$$



a. Comparación Euler-MacCormack CFL=1,  $\Delta x=0.01$  m.



b. Comparación Euler-MacCormack CFL=1,  $\Delta x=0.1$  m.



c. Comparación Euler-MacCormack CFL=1,  $\Delta x=1$  m.

**Figura 12. Comparación de la distribución de temperaturas del fluido a lo largo del tubo obtenida con los esquemas de Euler y MacCormack. CFL = 1.**

Analizando la ecuación (13) se deduce que con  $CFL = 1$ , la temperatura del nodo  $i$  en el instante  $n+1$  ( $T_{fc_i}^{n+1}$ ) tomará el valor del nodo  $i-1$  en el instante  $n$ , más la transferencia de calor entre el fluido y el tubo calculada a partir de la temperatura del tubo y el promedio entre la temperatura del fluido caloportador en el nodo  $i$  y el nodo  $i-1$  (ecuación (14)).

$$\dot{Q} = f \left( T_{tubo\ i-1}^n - \frac{T_{fc\ i-1}^n + T_{fc\ i}^n}{2} \right) = f \left( \frac{T_{tubo\ i-1}^n - T_{fc\ i-1}^n}{2} + \frac{T_{tubo\ i-1}^n - T_{fc\ i}^n}{2} \right) \quad (14)$$

El hecho de considerar de esta forma el promedio tiene un inconveniente para el cálculo justo en el frente de onda, ya que en el instante anterior a que el frente llegue al nodo  $i$ , la temperatura de ese nodo  $i$  es igual a la del tubo, que en este caso de estudio es de 10 °C (ecuación (15)). De esta forma se anula esta diferencia de temperaturas en el término del cálculo del intercambio de calor (ecuación (16)).

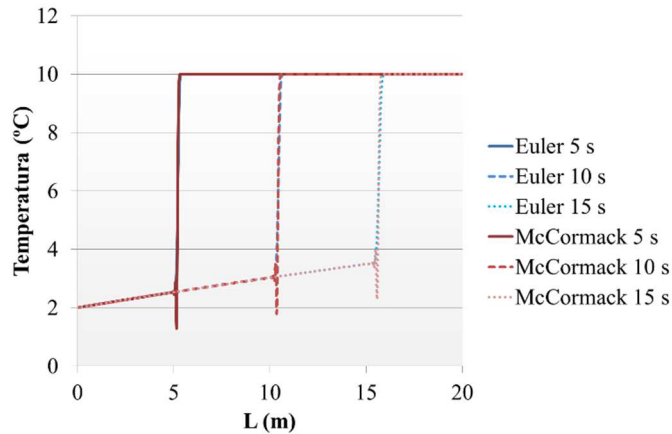
$$T_{fc\ i}^n = T_{tubo\ i-1}^n \quad (15)$$

$$\frac{T_{tubo\ i-1}^n - T_{fc\ i}^n}{2} = 0 \quad (16)$$

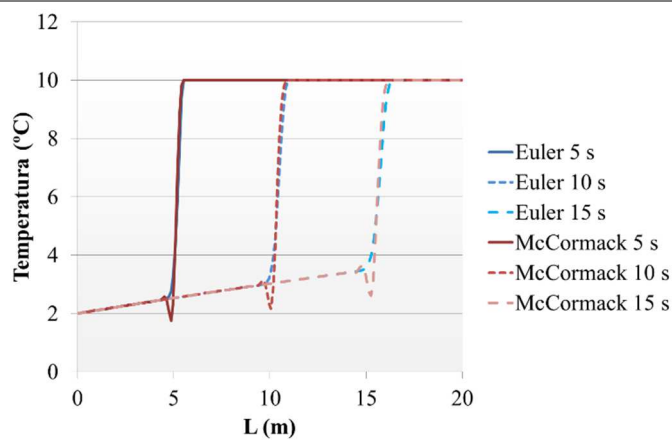
Por tanto la transferencia de calor es proporcional a la mitad de la diferencia de temperaturas entre el tubo y el fluido en el nodo anterior (ecuación (17)). Por este motivo se explica que el valor del calentamiento para el frente de onda sea la mitad del calentamiento general del fluido, y de esta manera se observan los picos en el frente de onda.

$$\dot{Q} = f \left( \frac{T_{tubo\ i-1}^n - T_{fc\ i-1}^n}{2} \right) \quad (17)$$

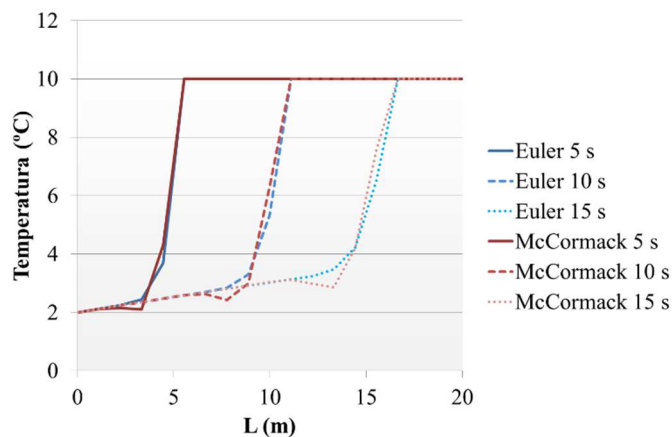
Lo mismo sucede para el modelo de MacCormack, que con CFL su comportamiento es igual al del método de Euler.



a. Comparación Euler-MacCormack CFL=0.95,  $\Delta x=0.01$  m.



b. Comparación Euler-MacCormack CFL=0.95,  $\Delta x=0.1$  m.



c. Comparación Euler-MacCormack CFL=0.95,  $\Delta x=1$  m.

**Figura 13. Comparación de la distribución de temperaturas del fluido a lo largo del tubo obtenida con los esquemas de Euler y MacCormack. CFL = 0.95.**

La Figura 13 presenta la comparación de los resultados de los dos métodos para un valor de CFL muy próximo a 1, concretamente CFL=0.95.

Se comprueba en las gráficas de la Figura 13 que para un CFL distinto de uno ya no aparece el pico en el método de Euler, como ya se había justificado anteriormente.

Los resultados del método de MacCormack, sin embargo, no presentan prácticamente variación respecto a los resultados para  $CFL = 1$ .

Se puede observar igualmente en la Figura 13.b y la Figura 13.c, con  $\Delta x$  mayores, que el modelo con las ecuaciones de Euler difumina el escalón en su parte inferior al no tratarse ya de  $CFL=1$ . Este hecho es prácticamente despreciable en la Figura 13.a, con  $\Delta x$  muy pequeño, gracias a la gran discretización introducida. Se constata de esta manera que el método de Euler es más sensible al CFL, notando la diferencia entre un  $CFL=1$  y otro muy próximo.

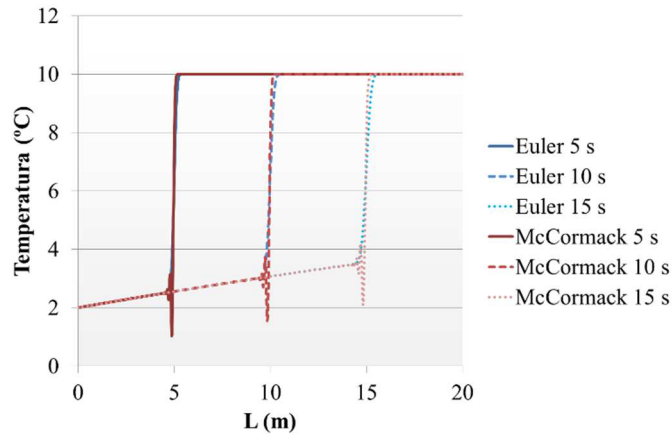
Por último, se analiza el comportamiento de los dos métodos para un CFL más alejado de 1, concretamente de 0.8.

En primer lugar cabe destacar que como se puede observar en las gráficas de la Figura 14 el modelo de Euler presenta una mayor difusión, tanto en la parte inferior del escalón como en la superior, y que estas difusiones son más grandes a medida que aumenta el  $\Delta x$ , como se puede comprobar en la Figura 14.b y la Figura 14.c. Se puede observar que estas difusiones son mayores que para el caso con  $CFL=0.99$ , por lo que se comprueba cómo a medida que el CFL se aleja de 1, la difusión introducida en el esquema de Euler es mayor.

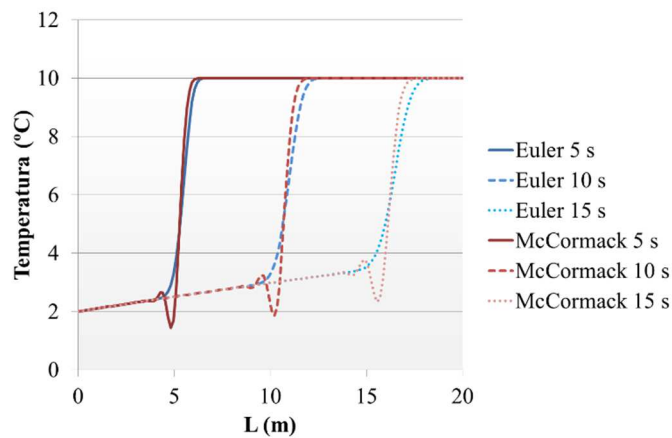
El modelo de MacCormack en cambio parece tender a mantener la forma de escalón, divergiendo más tarde de la temperatura inicial y convergiendo antes a la temperatura final. Como se ha visto anteriormente, cuanto menor es el  $\Delta x$ , más consigue aproximarse el modelo a la forma de escalón. Sin embargo, en el modelo de MacCormack aparece una oscilación en la parte inferior del escalón que va creciendo con su paso por cada nodo, por lo que cuanto menor es el  $\Delta x$  y por tanto hay un mayor número de nodos, mayor es la oscilación.

Así, se deduce que el modelo de MacCormack tiende a reproducir mejor el escalón para valores de CFL lejanos a 1, aunque introduciendo oscilaciones en los resultados.

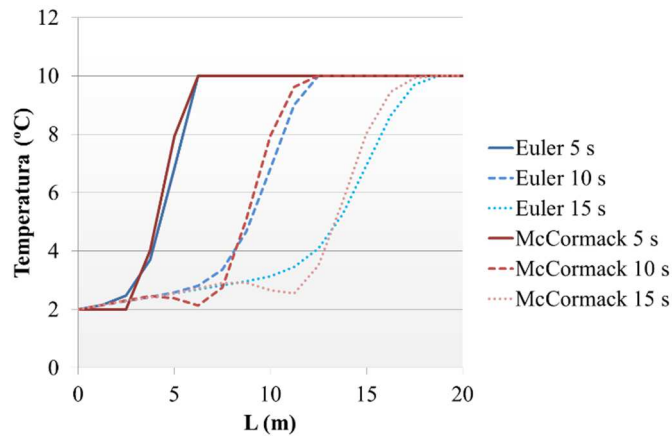




a. Comparación Euler-MacCormack CFL=0.8,  $\Delta x=0.01$  m.



b. Comparación Euler-MacCormack CFL=0.8,  $\Delta x=0.1$  m.



c. Comparación Euler-MacCormack CFL=0.8,  $\Delta x=1$  m.

**Figura 14. Comparación de la distribución de temperaturas del fluido a lo largo del tubo obtenida con los esquemas de Euler y MacCormack. CFL = 0.8.**

### 4.3 Discusión de los resultados

A partir del análisis realizado sobre los resultados obtenidos por los métodos de Euler y MacCormack se pueden deducir una serie de conclusiones:

- Para valores de CFL igual a la unidad ambos métodos presentan los mismos resultados. Exceptuando el punto anterior del escalón en el que aparece un pico, los resultados coinciden exactamente con la evolución teórica.
- Para valores de CFL próximos a la unidad ambos métodos presentan ya una difusión en las partes superior e inferior del escalón, y el pico desaparece en el método de Euler.
- Se ha podido comprobar así que para el modelo con las ecuaciones de MacCormack no hay prácticamente diferencias entre CFL=1 y CFL muy próximo a 1, para cualquier  $\Delta x$ . El método de Euler en cambio es más sensible al CFL, notando la diferencia entre un CFL=1 y otro muy próximo a 1 por la desaparición del pico.
- Para valores de CFL distantes de la unidad, como CFL = 0.8, el modelo de Euler presenta una mayor difusión, tanto en la parte inferior del escalón como en la superior, y estas difusiones son más grandes a medida que aumenta el  $\Delta x$ . El modelo de MacCormack en cambio, mantiene mejor la forma de escalón. Sin embargo, aparece una oscilación en la parte inferior del escalón.
- Finalmente se puede concluir que posiblemente el método de MacCormack, con un paso predictor con recurrencia hacia atrás y otro corrector hacia adelante, es más conveniente para casos donde la temperatura en un punto dependa tanto de los nodos anteriores como los posteriores.
- En nuestro caso de estudio, donde el valor en un nodo depende de lo que sucede aguas arriba del flujo (en los nodos anteriores), el método de Euler ofrece mejores resultados, ya que hace una recurrencia hacia adelante. Además, para valores más distantes de la unidad se ha visto que en el esquema de MacCormack aparecen unas oscilaciones. Es necesario para el método de Euler trabajar con valores de CFL próximos a la unidad. Por este motivo, para una velocidad de fluido ( $u$ ) determinada, es deseable escoger un mallado ( $\Delta x$ ) y un paso de tiempo ( $\Delta t$ ) de manera que el CFL sea próximo a la unidad, pero siempre menor para que el método sea estable.

# 5

## MODELO DE FRONTERA MÓVIL

---

## 5. MODELO DE FRONTERA MÓVIL

Los materiales usados como PCM pueden presentar diferentes comportamientos en función de su naturaleza física. Materiales puros como el agua presentan el cambio de fase a una temperatura concreta, diferenciándose claramente una interfase entre las fases sólida y líquida, mientras que en otros materiales como las parafinas el cambio de fase se produce en un rango de temperaturas y no aparece una interfase sólido-líquido claramente definida.

Para la realización de un modelo capaz de simular el comportamiento de PCMs con una interfase definida entre las fases sólida y líquida, como es el caso del agua-hielo, se ha hecho uso de un modelo de frontera móvil. En el modelo de frontera móvil se calcula la posición de la interfase sólido-líquido para cada instante. El modelo es un modelo bidimensional, ya que en el sentido longitudinal del tubo se realiza una discretización en un determinado número de nodos para el cálculo del estado del fluido caloportador a lo largo del tubo y su intercambio de calor con el tubo, mientras que en sentido radial al tubo se calcula en cada instante la posición de la interfase agua-hielo y el intercambio de calor entre las fases sólida y líquida del PCM y el tubo intercambiador.

### 5.1 Desarrollo de los modelos de frontera móvil

En primer lugar se resuelve por tanto la ecuación del transporte con el esquema de Euler como se ha explicado en el apartado “4.1.1 Esquema de Euler”, con lo que se obtiene la temperatura del fluido caloportador en cada nodo longitudinal del tubo intercambiador y su intercambio de calor con el nodo de tubo envolvente. A partir de estos datos se calcula el estado del resto de elementos del sistema y sus intercambios de calor. El resto de elementos del sistema son el tubo intercambiador, la fase sólida y la fase líquida, y su estado viene determinado por su temperatura.

El sistema de ecuaciones para estos cálculos es diferente en el proceso de solidificación y el de fusión, tanto por el orden de disposición de las fases en torno al tubo como por los mecanismos de intercambio de calor entre ellos.

Para los cálculos de transferencias de calor entre nodos y cálculos de temperatura se han tomado las siguientes consideraciones:

- La transferencia de calor entre nodos se calcula en la dirección radial, sin embargo la transferencia de calor en la dirección axial es despreciada debido al mayor gradiente térmico en la dirección radial.
- Se simplifica la geometría del tubo intercambiador a un tubo recto, para proporcionar simetría respecto del eje al volumen de control. Únicamente para

el cálculo del coeficiente de convección del fluido caloportador en el interior del tubo se tiene en cuenta la curvatura del tubo intercambiador.

- El modelo ha sido desarrollado solamente para un tubo, y el comportamiento se extrapola para todo el conjunto de tubos. En consecuencia, se han despreciado aspectos locales que ocurren cerca de las paredes del tanque, o efectos como la estratificación o la flotación de bloques de hielo desde los tubos inferiores hacia los superiores durante el proceso de fusión.

Las propiedades del fluido caloportador, que consiste en una mezcla agua-glicol al 32 %, y del agua y el hielo que ejercen de PCM, son calculadas para cada paso de tiempo en función de su temperatura haciendo uso de las correlaciones presentadas por el International Institute of Refrigeration (IIR) para el cálculo de las propiedades de fluidos secundarios [81]. Las propiedades calculadas según estas correlaciones son la densidad, el calor específico, la conductividad térmica y la viscosidad dinámica. En los cálculos de la densidad del agua para su uso para la obtención de los coeficientes de convección, se hace uso de la correlación de Gebhart y Mollendorf [82], como se expone más adelante.

### 5.1.1 Obtención de la distribución de temperaturas en el fluido caloportador

Como ya se ha comentado anteriormente, el primer paso consiste en resolver mediante el esquema de Euler la ecuación del transporte del fluido circulante por el interior del tubo intercambiador, con la que se obtiene la distribución de temperaturas del fluido caloportador y el intercambio de calor con el nodo de tubo correspondiente en cada nodo de la discretización longitudinal.

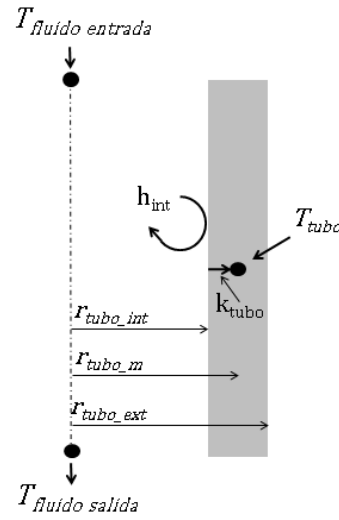
El fluido caloportador en el interior del tubo ha sido discretizado en  $nl$  nodos en la dirección axial, considerando temperatura uniforme para una misma sección transversal de fluido. Del mismo modo ha sido discretizado el tubo intercambiador en  $nl$  nodos en la dirección axial del tubo, considerando nodos de temperatura uniforme, como muestra la Figura 10. Se ha considerado por tanto un comportamiento simétrico respecto del eje, despreciando posibles diferencias en función de la posición angular.

La distribución de temperaturas de cada nodo de fluido caloportador se calcula a la entrada y salida de cada nodo mediante la ecuación del transporte, mientras que para el tubo se considera temperatura uniforme en todo el nodo y se asocia a un punto situado en el punto medio del nodo, cuya masa es la masa del nodo. De esta manera, como se ha descrito en el apartado “4.1.1 Esquema de Euler”, la posición de los puntos de temperatura considerados para el tubo no coincide con la de los puntos de discretización del fluido, como se representa en la Figura 10.

La temperatura de un nodo de fluido caloportador depende de la ecuación de transporte teniendo en cuenta un término de origen que corresponde a la transferencia de calor por convección entre el fluido y el tubo. A partir de la ecuación (3), la ecuación diferencial que resuelve este problema es:

$$\frac{\partial T_{fc}}{\partial t} + u \frac{\partial T_{fc}}{\partial x} + \frac{\dot{Q}_{conv}}{m_{fc} C_{p_{fc}}} = 0 \quad (18)$$

Como se puede observar en la Figura 15, la transferencia de calor entre el fluido caloportador y el tubo se produce por convección entre el fluido y la superficie del tubo y por conducción hasta el centro del espesor de tubo.



**Figura 15. Intercambio de calor entre el fluido caloportador y el tubo.**

La ecuación obtenida para la resolución con diferencias finitas mediante el método de Euler explícito e introducida en el modelo es:

$$T_{fc_i}^{n+1} = T_{fc_i}^n - u \frac{\Delta t}{\Delta x} (T_{fc_i}^n - T_{fc_{i-1}}^n) + \frac{UA/L_{tubo-fc}^n \Delta t}{\rho_{fc} A_{int} C_{p_{fc}}} \left( T_{tubo_{i-1}}^n - \frac{T_{fc_{i-1}}^n + T_{fc_i}^n}{2} \right) \quad (19)$$

$$UA/L_{tubo-fc}^n = \frac{1}{\frac{1}{P_{int} h_{conv}} + \frac{\ln(r_{tubo_m}/r_{tubo_int})}{2\pi k_{tubo}}} \quad (20)$$

Donde el subíndice  $i$  se refiere a la posición del nodo en el eje  $x$  a lo largo del tubo, y el superíndice  $n$  se refiere al paso de tiempo.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección entre el fluido caloportador y el tubo intercambiador que tiene forma de espiral, se tiene en cuenta el diámetro promedio de curvatura de la espiral en la ecuación para el cálculo de

coeficiente de convección en tubos curvados conforme a Schmidt [83]. El número de Reynolds crítico se modifica según la ecuación:

$$Re_{crit} = 2300 \left[ 1 + 8.6 \left( \frac{d}{D} \right)^{0.45} \right] \quad (21)$$

Donde  $d$  es el diámetro interno del tubo y  $D$  es el diámetro de curvatura.

La ecuación para la obtención del número de Nusselt en flujo laminar es:

$$Nu_{lam} = 3.66 + 0.08 \left[ 1 + 0.8 \left( \frac{d}{D} \right)^{0.9} \right] Re^{m'} Pr^{1/3} \left( \frac{Pr}{Pr_{suprf}} \right)^{0.14} \quad (22)$$

Donde:

$$m' = 0.5 + 0.2903 \left( \frac{d}{D} \right)^{0.194} \quad (23)$$

Siendo  $Pr$  el número de Prandtl evaluado a la temperatura media del fluido y  $Pr_{suprf}$  a la temperatura de la pared.

El régimen turbulento se determina para números de Reynolds superiores a  $2.2 \cdot 10^4$ , y la ecuación para el cálculo del número de Nusselt es:

$$Nu_{turb} = \frac{(\xi/8)RePr}{1 + 12.7\sqrt{\xi/8}(Pr^{2/3} - 1)} \left( \frac{Pr}{Pr_{suprf}} \right)^{0.14} \quad (24)$$

Donde el factor de fricción para flujo turbulento en tubos en espiral se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\xi = \left[ \frac{0.3164}{Re^{0.25}} + 0.03 \left( \frac{d}{D} \right)^{0.5} \right] \left( \frac{\eta_{suprf}}{\eta} \right)^{0.27} \quad (25)$$

Siendo  $\eta$  la viscosidad dinámica del fluido evaluada a la temperatura media del fluido y  $\eta_{suprf}$  a la temperatura de la pared.

En la zona de transición, es suficiente una interpolación entre los números de Nusselt para  $Re_{crit}$  y  $Re=2.2 \cdot 10^4$  para la determinación del número de Nusselt.

El coeficiente de convección se obtiene a partir del número de Nusselt según la ecuación (26).

$$h_{conv} = \frac{Nu \ k_{fc}}{d} \quad (26)$$

Resolviendo por tanto la ecuación (19) se obtiene la distribución de temperaturas del fluido caloportador a lo largo del tubo y la transferencia de calor correspondiente en cada nodo con el tubo intercambiador.

El uso del método de Euler para la solución de la ecuación de transporte en el fluido caloportador determina un paso de tiempo máximo para el cálculo debido a las restricciones de la condición de Courant-Friedrichs-Lewy (CFL). El criterio de convergencia de la ecuación del transporte se determina mediante la siguiente ecuación:

$$CFL = u \frac{\Delta t}{\Delta x} < 1 \quad (27)$$

### 5.1.2 Proceso de solidificación

En el proceso de solidificación se parte de un estado de descarga completa, en el que la fase líquida envuelve el tubo intercambiador por el que circula el fluido caloportador a una temperatura por debajo de la temperatura de cambio de fase.

El cálculo del estado en cada punto del sistema y la transmisión de calor entre los elementos se realiza a partir de la distribución de temperaturas del fluido caloportador a lo largo del tubo y el intercambio de calor con el tubo en cada nodo de la discretización en sentido longitudinal obtenidos mediante la resolución de la ecuación del transporte. A partir de estos resultados para cada nodo del tubo intercambiador se procede a calcular de forma radial la posición de la interfase líquido-sólido, el estado del resto de elementos del sistema y las transferencias de calor entre los mismos.

En el proceso de solidificación aparecen una serie de etapas en que las interacciones entre elementos cambian y por tanto también lo hace el sistema de ecuaciones para resolver los intercambios de calor y estados de cada elemento. Las etapas en que se divide el proceso de solidificación son:

- Etapa 1: Enfriamiento sensible de la fase líquida. Inicialmente el agua envuelve el tubo intercambiador, por el que circula el fluido caloportador a una temperatura por debajo de la temperatura de cambio de fase, produciéndose un enfriamiento sensible de esta fase líquida.
- Etapa 2: Nucleación. Cuando se dan las condiciones, aparece la nucleación de la fase sólida en la superficie del tubo intercambiador.
- Etapa 3: Crecimiento radial de la fase sólida. A partir del momento de la nucleación, la fase sólida que ha nucleado en la superficie del tubo empieza a crecer radialmente al tubo.



- Etapa 4: Saturación del crecimiento radial de la fase sólida. El crecimiento de la capa de hielo se encuentra limitado por el espacio disponible, contactando con otras fases sólidas formadas alrededor del propio tubo intercambiador.

Como se ha comentado anteriormente el tanque está compuesto del tubo intercambiador, formado por 8 tubos horizontales en espiral, y el PCM que lo envuelve, en este caso agua-hielo.

Debido a la forma en espiral del tubo intercambiador, en el centro del tanque queda una zona ocupada por PCM pero alejada del tubo, que va a tener su influencia en el comportamiento del tanque. Esta influencia se da cuando este PCM se encuentra en estado líquido por los movimientos de convección natural en el seno de la fase líquida, interaccionando con el resto de fase líquida del tanque alrededor de los tubos. También influye al final del proceso de solidificación, ya que este PCM también cambia de fase.

La Figura 16 muestra un esquema de los elementos del depósito para una porción  $\Delta x$  del intercambiador.

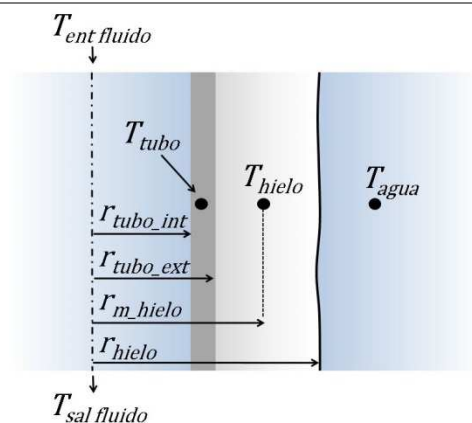
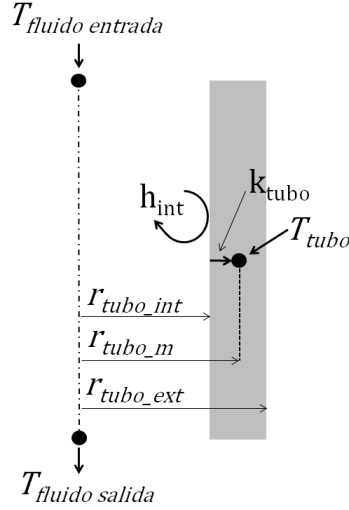


Figura 16. Esquema de la disposición de elementos para un nodo longitudinal de tubo.

#### 5.1.2.1 Etapa 1: Enfriamiento sensible de la fase líquida

En el estado inicial, el tubo intercambiador queda envuelto por la fase líquida (agua). Por el interior del tubo circula el fluido caloportador a menor temperatura, produciendo un enfriamiento sensible de la fase líquida.

A partir de la distribución de temperaturas del fluido caloportador a lo largo del tubo intercambiador, se calcula la evolución de la temperatura del tubo en cada nodo haciendo uso del balance de energías, considerando el intercambio de calor tanto por su superficie interna con el fluido caloportador como por su superficie externa con el PCM. El intercambio de calor del tubo por su superficie exterior se realiza por convección con el agua cuando aún no se ha formado hielo.



**Figura 17. Figura Intercambio de calor entre el tubo y el agua.**

Se obtiene la siguiente ecuación de balance de energías en el tubo, a partir de la que se calcula la variación de temperatura del tubo:

$$C_{p,tubo} M_{tubo} \frac{dT_{tubo}}{dt} = \frac{UA}{L_{tubo-fc}} (T_{fc} - T_{tubo}) \Delta x + \frac{UA}{L_{tubo-agua}} (T_{agua} - T_{tubo}) \Delta x \quad (28)$$

$$UA/L_{tubo-agua} = \frac{1}{\frac{\ln(r_{tubo\_ext}/r_{tubo\_m})}{2\pi k_{tubo}} + \frac{1}{2\pi r_{tubo\_ext} h_{agua}}} \quad (29)$$

$$M_{tubo} = (A_{ext} - A_{int}) \Delta x \rho_{tubo} \quad (30)$$

Para el cálculo del coeficiente de convección natural entre el tubo intercambiador y el agua que lo envuelve se hace uso de la correlación definida por Churchill y Chu para el cálculo del coeficiente de convección de un tubo inmerso en un fluido [84]:

$$h_{agua} = \frac{Nu k_{agua}}{l_{car}} \quad (31)$$

$$Nu = \left(0.6 + 0.387(Ra f_1(Pr))^{1/6}\right)^2 \quad (32)$$

$$f_1(Pr) = \left(1 + \left(\frac{0.559}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{-16/9} \quad (33)$$

$$Ra = \frac{g\beta_r l_{car}^3 (T_{suprf} - T_{\infty})}{\nu\alpha} \quad (34)$$

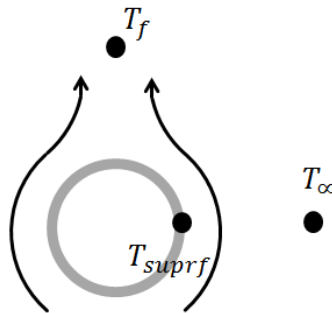
Donde la longitud característica  $l_{car}$  es el diámetro del tubo,  $T_{suprf}$  es la temperatura de la superficie del tubo y  $T_{\infty}$  la temperatura del líquido no afectado por la superficie.

Sustituyendo en la ecuación (28) las derivadas por diferencias finitas se obtiene la ecuación para calcular la temperatura de cada nodo de tubo en cada instante:

$$T_{tubo_i}^{n+1} = T_{tubo_i}^n + \frac{UA/L_{tubo-fc_i}^n \Delta t \left( \frac{T_{fc_{i+1}}^n + T_{fc_i}^n}{2} - T_{tubo_i}^n \right)}{(A_{ext} - A_{int}) \rho_{tubo} C_{p,tubo}} + \frac{UA/L_{tubo-agua_i}^n (T_{agua}^n - T_{tubo_i}^n)}{(A_{ext} - A_{int}) \rho_{tubo} C_{p,tubo}} \quad (35)$$

En el modelo realizado se ha considerado toda el agua alrededor del tubo como un único nodo. En futuros desarrollos puede resultar interesante discretizar el agua en diversos nodos, para tratar de reproducir las diferencias en la temperatura del agua envolvente a lo largo del tubo y en función de la estratificación vertical del agua o de su posición en el tanque.

Los movimientos de agua que producen el efecto de convección natural provocan también un intercambio de masa entre el nodo de agua de la zona central y el nodo de agua alrededor de los tubos. A partir de la potencia de intercambio definida por el coeficiente de convección natural se calcula el flujo de líquido en movimiento responsable de la convección, obteniendo así la transferencia de masa entre el nodo de agua envolvente al tubo y el nodo de agua de la zona central. La potencia de intercambio por convección es asociada a un flujo de masa líquida alrededor del tubo que sufre una variación en su temperatura. La temperatura inicial de esta masa líquida se considera como la del líquido alejado del tubo, y se toma la hipótesis de asumir su temperatura final como la temperatura media entre esta temperatura inicial y la temperatura de la superficie del tubo (Figura 18).



**Figura 18. Esquema de las temperaturas del fluido en el efecto de la convección.**

Conociendo la potencia de intercambio definida por el coeficiente de convección y la diferencia de temperaturas, se obtiene ese flujo de masa según la ecuación (36). Este flujo en movimiento pasa del nodo de agua alrededor del tubo al nodo de agua central, y el mismo caudal se intercambia también en sentido contrario, es decir, de la zona central al nodo alrededor del tubo.

$$\dot{m}_{conv} = \frac{\dot{Q}_{conv}}{C_{p,ag}(T_f - T_\infty)} \quad (36)$$

$$T_f = \frac{T_\infty + T_{suprf}}{2} \quad (37)$$

Donde  $T_\infty$  es la temperatura del nodo líquido lejos del tubo,  $T_{suprf}$  es la temperatura de la superficie del tubo, y  $T_f$  es la temperatura final del flujo que fluye alrededor del tubo.

Esta hipótesis para la temperatura final definida como la temperatura media ya ha sido considerada obteniendo buenos resultados en sus investigaciones por autores como T. Persoons [85] en sus estudios sobre la dinámica de fluidos alrededor de un tubo horizontal, o Kitamura et al. [86] en sus estudios sobre la transferencia de calor y movimiento del fluido por convección natural alrededor de cilindros horizontales.

Se obtiene la siguiente ecuación de balance de energía en el agua, a partir de la que se calcula la variación de temperatura del agua:

$$C_{p,agua} M_{agua} \frac{dT_{agua}}{dt} = UA/L_{tubo-agua} L(T_{tubo} - T_{agua}) + \dot{m}_{conv} C_{p,agua} (T_{ag\_centro}^n - T_{agua}^n) \quad (38)$$

$$M_{agua} = (dist_{max\_h} dist_{max\_v} - \pi r_{tubo\_ex}^2) L \rho_{agua} \quad (39)$$

Para este único nodo de agua alrededor del tubo se deberá realizar un sumatorio de todas las transferencias de calor entre este nodo de agua y cada uno de los nodos del tubo intercambiador. Sustituyendo las derivadas por diferencias finitas se obtiene la siguiente ecuación:

$$T_{agua}^{n+1} = T_{agua}^n + \frac{\sum_i UA/L_{tubo-agua_i} \Delta x \Delta t (T_{tubo_i}^n - T_{agua}^n)}{M_{agua} C_{p,agua}} + \frac{\dot{m}_{conv} \Delta t (T_{ag\_centro}^n - T_{agua}^n)}{M_{agua}} \quad (40)$$

Por último, el nodo de agua en el centro del tanque tiene un intercambio de masa con el nodo de agua envolvente al tubo, como se ha visto, debido al movimiento del agua. En esta fase, este va a ser el único intercambio de calor o masa de este nodo con otros elementos del sistema, por lo que el balance de energía para este nodo es según se presenta en la ecuación (41).

$$C_{p,agua} M_{ag\_centro} \frac{dT_{centro}}{dt} = \dot{m}_{conv} C_{p,agua} (T_{agua}^n - T_{ag\_centro}^n) \quad (41)$$

$$M_{ag\_centro} = M_{PCM} - n_{tubos} M_{agua} \quad (42)$$

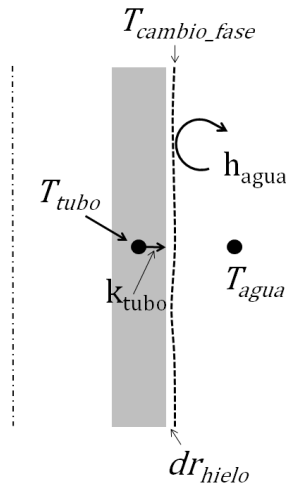
Donde  $n_{tubos}$  es el número de tubos del intercambiador del tanque.

La ecuación en diferencias finitas para calcular la evolución de la temperatura del nodo de agua en el centro del tanque:

$$T_{ag\_centro}^{n+1} = T_{ag\_centro}^n + \frac{\dot{m}_{conv} \Delta t n_{tubos} (T_{agua}^n - T_{ag\_centro}^n)}{M_{ag\_centro}} \quad (43)$$

### 5.1.2.2 Etapa 2: Nucleación

Desde esta configuración donde aún no hay hielo formado, cuando se dan las condiciones, se produce la nucleación y la interfase aparece en la superficie del tubo (Figura 19):



**Figura 19. Interfase de cambio de fase en la superficie del tubo.**

En el balance de energías en la interfase, el calor que se transfiere al tubo por conducción debe ser igual al calor latente desprendido en la formación de hielo, más el calor transferido al agua mediante convección.

En este caso, al ser el primer diferencial de hielo creado, se asigna al nodo de hielo esta masa inicial formada y la temperatura del cambio de fase. Por este motivo no es necesario un término para la consideración del calor sensible del hielo recién creado.

La ecuación del balance de la energía en la interfase es por tanto:

$$\dot{Q}_{cond\_tubo} = \dot{m}_{hielo} \Delta h_{CF} + \dot{Q}_{conv\_agua} \quad (44)$$

$$\dot{Q}_{cond\_tubo} = \frac{T_{CF} - T_{tubo}}{\frac{\ln(r_{tubo\_ext}/r_{tubo\_m})}{2\pi k_{tubo} \Delta x}} \quad (45)$$

$$\dot{m}_{hielo} \Delta h_{CF} = \rho_{hielo} 2 \pi r_{hielo} \Delta x \frac{dr_{hielo}}{dt} \Delta h_{CF} \quad (46)$$

$$\dot{Q}_{conv\_agua} = 2 \pi r_{hielo} \Delta x h_{agua} (T_{agua} - T_{CF}) \quad (47)$$

Donde en el momento de la nucleación se cumple la condición:

$$r_{hielo} = r_{tubo\_ext} \quad (48)$$

Se obtiene la siguiente ecuación diferencial despejando el diferencial de hielo formado:

$$\frac{dr_{hielo}}{dt} = \frac{\left( \frac{T_{CF} - T_{tubo}}{\ln(r_{tubo\_ext}/r_{tubo\_m})} k_{tubo} - r_{ext\_tubo} h_{agua} (T_{agua} - T_{CF}) \right)}{\Delta h_{CF} \rho_{hielo} r_{hielo}} \quad (49)$$

Y sustituyendo las derivadas por diferencias finitas:

$$r_{hielo_i}^{n+1} = r_{hielo_i}^n + \frac{\Delta t \left( \frac{T_{CF} - T_{tubo_i}^n}{\ln(r_{tubo\_ext}/r_{tubo\_m})} k_{tubo} - r_{tubo\_ext} h_{agua} (T_{agua}^n - T_{CF}) \right)}{\Delta h_{CF} \rho_{hielo} r_{hielo_i}^n} \quad (50)$$

De este modo se resuelve el cálculo de la creación del primer diferencial de capa de hielo, a partir de la diferencia de transmisiones de calor en las dos caras de la interfase de cambio de fase.

En el caso de uso del agua como PCM, a pesar de que el cambio de fase se produce a la temperatura de 0 °C en la coexistencia de las dos fases, el inicio de la solidificación necesita de una nucleación. Mientras no se produzca la nucleación y no exista una fase sólida con la interfase agua-hielo sobre la que formarse el hielo, el agua continua comportándose como un líquido aunque su temperatura se encuentre por debajo del punto de solidificación, en un estado metaestable. La probabilidad de que se inicie la nucleación depende de varios factores como la cantidad de partículas en el agua y su dureza, el movimiento del agua, o el grado de subenfriamiento. Por este motivo en cada instalación se da una probabilidad para la nucleación en torno a una temperatura en función de características como la dureza del agua y la temperatura de la superficie fría.

Una vez se produce la nucleación, el déficit de energía almacenada en el estado metaestable del agua subenfriada es compensada por la energía liberada en la formación de hielo, formándose rápidamente una gran cantidad de hielo hasta que la temperatura del agua llega a la temperatura de solidificación.

En el modelo, el inicio de la solidificación no se produce hasta que el agua alcanza un valor de temperatura fijado para la nucleación determinado a partir de la media de los resultados experimentales obtenidos en el tanque real modelado.

### 5.1.2.3 Etapa 3: Crecimiento radial de la fase sólida

Una vez formado el primer diferencial de hielo, el tubo intercambia el calor por conducción con el hielo. La disposición de los elementos es la mostrada en la Figura 20.

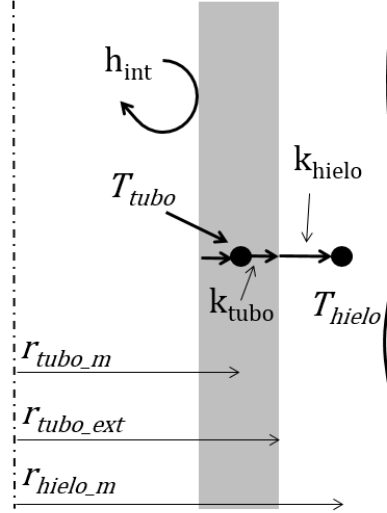


Figura 20. Intercambio de calor entre el tubo y el hielo.

La ecuación del balance de energía en el tubo queda por tanto del siguiente modo:

$$C_{p,tubo} M_{tubo} \frac{dT_{tubo}}{dt} = \frac{UA}{L_{tubo\_fc_i}} (T_{fc} - T_{tubo}) \Delta x + UA/L_{tubo\_hielo_i} (T_{hielo} - T_{tubo}) \Delta x \quad (51)$$

Donde cabe destacar que ahora la variable  $UA/L_{tubo-hielo_i}^n$  tendrá un valor para cada  $\Delta x$  en cada instante, ya que depende del radio de hielo y éste toma un valor para cada  $\Delta x$  en cada instante:

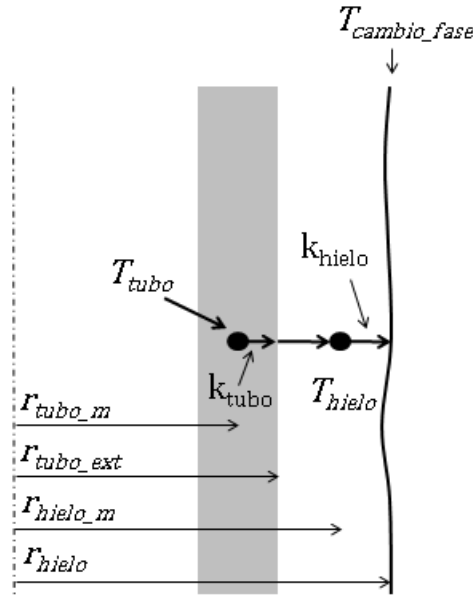
$$UA/L_{tubo\_hielo_i}^n = \frac{1}{\frac{\ln(r_{tubo\_ext}/r_{tubo\_m})}{2\pi k_{tubo}} + \frac{\ln(r_{hielo\_m}^n/r_{tubo\_ext})}{2\pi k_{hielo}}} \quad (52)$$

Por diferencias finitas se obtiene la ecuación para calcular la temperatura de cada nodo de tubo en cada instante:

$$T_{tubo_i}^{n+1} = T_{tubo_i}^n + \frac{UA/L_{tubo\_fc} \Delta t (T_{fc}^n - T_{tubo_i}^n)}{(A_{ext} - A_{int}) \rho_{tubo} C_{p,tubo}} + \frac{UA/L_{tubo\_hielo} (T_{hielo_i}^n - T_{tubo_i}^n)}{(A_{ext} - A_{int}) \rho_{tubo} C_{p,tubo}} \quad (53)$$

Para el cálculo de la evolución de la temperatura del hielo se tiene en cuenta el intercambio de éste con el tubo y con la interfase donde se está produciendo el cambio de fase.

Se considera que en la interfase entre la fase sólida y líquida, la superficie de la fase sólida se encuentra a la temperatura de cambio de fase, en el caso del hielo a 0 °C. A partir de esta condición de contorno para el hielo se puede calcular la evolución de la temperatura del hielo y el intercambio de calor por conducción con la interfase de cambio de fase (Figura 21).



**Figura 21. Transmisión de calor entre el hielo y la interfase de cambio de fase.**

Se obtiene la siguiente ecuación de balance de energías en el hielo, a partir de la que se calcula la variación de temperatura del hielo:

$$C_{p,hielo} M_{hielo} \frac{dT_{hielo}}{dt} = UA/L_{tubo-hielo} (T_{tubo} - T_{hielo}) \Delta x + UA/L_{hielo_{CF}_i^n} \Delta x (T_{CF} - T_{hielo}) \quad (54)$$

$$UA/L_{hielo_{CF}_i^n} = \frac{1}{\frac{\ln(r_{hielo_i}^n / r_{hielo_{m_i}}^n)}{2\pi k_{hielo}}} \quad (55)$$

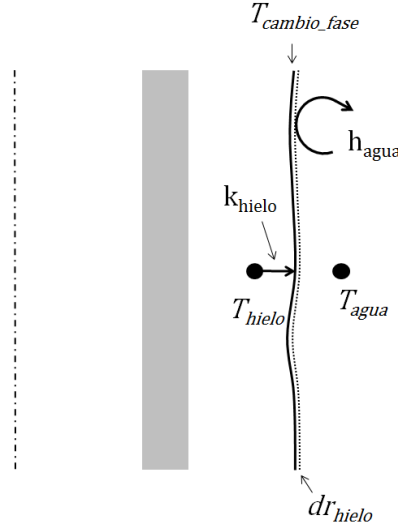
$$M_{hielo_i} = \pi(r_{hielo_i}^2 - r_{tubo_{ext}}^2) \Delta x \rho_{hielo} \quad (56)$$

Sustituyendo las derivadas por diferencias finitas se obtiene:

$$T_{hielo_i}^{n+1} = T_{hielo_i}^n + \frac{UA/L_{tubo-hielo}^n \Delta t (T_{tubo_i}^n - T_{hielo_i}^n)}{\pi(r_{hielo}^2 - r_{tubo_{ext}}^2) \rho_{hielo} C_{p,hielo}} + \frac{UA/L_{CF-hielo_i}^n \Delta t (T_{CF} - T_{hielo_i}^n)}{\pi(r_{hielo}^2 - r_{tubo_{ext}}^2) \rho_{hielo} C_{p,hielo}} \quad (57)$$



La Figura 22 muestra un esquema de los intercambios de calor que se producen en la interfase de cambio de fase.



**Figura 22. Interfase de cambio de fase.**

En la interfase, por balance de energías, el calor que se transfiere al hielo por conducción debe ser igual al calor latente desprendido en la formación de hielo, más el calor transferido por el agua mediante convección. Adicionalmente, por el hecho de considerar el hielo como un nodo con una determinada masa y a una determinada temperatura, el diferencial de hielo formado a la temperatura de cambio de fase debe además enfriarse hasta la temperatura del nodo al que va a formar parte, por lo que hay que considerar el calor sensible del diferencial de hielo nuevo formado al pasar de la temperatura de cambio de fase a la que se ha generado hasta la temperatura media del hielo considerada.

La ecuación del balance de la energía en la interfase es por tanto:

$$\dot{Q}_{cond\_hielo} = \dot{m}_{hielo} \Delta h_{CF} + \dot{Q}_{conv\_agua} + \dot{Q}_{sens\_hielo} + \dot{Q}_{sens\_agua} \quad (58)$$

$$\dot{Q}_{cond\_hielo} = \frac{T_{CF} - T_{hielo}}{\frac{\ln(r_{hielo}/r_{hielo,m})}{2\pi k_{hielo} \Delta x}} \quad (59)$$

$$\dot{Q}_{sens\_hielo} = \dot{m}_{hielo} C_{p\_hielo} (T_{CF} - T_{hielo}) = \rho_{hielo} 2\pi r_{hielo} \Delta x \frac{dr_{hielo}}{dt} C_{p\_hielo} (T_{CF} - T_{hielo}) \quad (60)$$

$$\dot{Q}_{sens\_agua} = \dot{m}_{hielo} C_{p\_agua} (T_{agua} - T_{CF}) = \rho_{hielo} 2\pi r_{hielo} \Delta x \frac{dr_{hielo}}{dt} C_{p\_agua} (T_{agua} - T_{CF}) \quad (61)$$

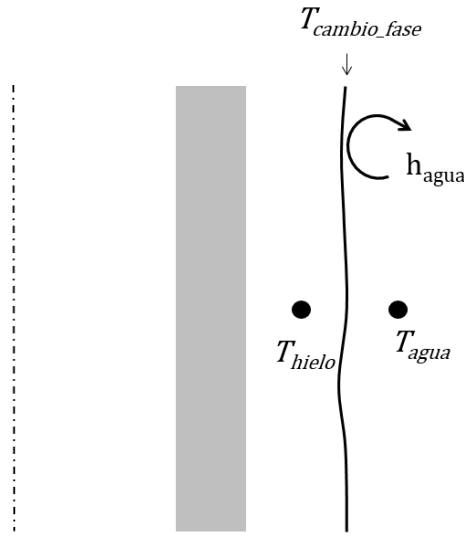
Sustituyendo las derivadas por diferencias finitas se obtiene la ecuación para el cálculo del crecimiento del hielo (62).

$$r_{hielo_i}^{n+1} = r_{hielo_i}^n + \frac{\Delta t \left( \frac{T_{CF} - T_{hielo_i}^n}{\ln(r_{hielo_i}^n / r_{hielo_{mi}}^n)} k_{hielo} - r_{hielo_i}^n h_{agua} (T_{agua}^n - T_{CF}) \right)}{\left( \Delta h_{CF} + C_{p_{hielo}} (T_{CF} - T_{hielo_i}^n) \right) \rho_{hielo} r_{hielo_i}^n} \quad (62)$$

Donde para el cálculo del coeficiente de convección del agua se sigue haciendo uso de la correlación de Churchill y Chu de la ecuación (31), pero donde la longitud característica  $l_{car}$  es ahora el diámetro del hielo y la temperatura  $T_{suprf}$  es la temperatura de la superficie del hielo, es decir, la temperatura de cambio de fase.

De este modo se resuelve el cálculo del crecimiento de la capa de hielo, a partir de la diferencia de transmisiones de calor en las dos caras de la interfase de cambio de fase.

En la otra cara de la interfase el agua también varía su temperatura por transmisión de calor a la interfase. El intercambio con la interfase produce como ya se ha visto por convección.



**Figura 23. Intercambios de calor del agua.**

Como ya se ha comentado anteriormente, en el modelo realizado se ha considerado toda el agua alrededor del tubo como un único nodo. No se consideran pérdidas al ambiente y tampoco se considera intercambio de calor con las paredes del tanque. Se obtiene la siguiente ecuación de balance de energías en el agua:

$$C_{p,agua} M_{agua} \frac{dT_{agua}}{dt} = UA/L_{CF-agua} L(T_{CF} - T_{agua}) + \dot{m}_{conv} C_{p,agua} (T_{ag\_centro}^n - T_{agua}^n) \quad (63)$$

$$UA/L_{CF-agua} = 2\pi r_{hielo} h_{agua} \quad (64)$$

Teniendo en cuenta que la masa de agua se obtiene a partir de la cantidad ya solidificada:

$$M_{agua} = \left( (dist_h dist_v - r_{tubo\_ext}^2) L - \frac{M_{hielo}}{\rho_{hielo}} \right) \rho_{agua} \quad (65)$$

$$M_{hielo} = \sum M_{hielo_i} = \rho_{hielo} \Delta x \pi \sum_i (r_{hielo_i}^2 - r_{tubo\_ext}^2) \quad (66)$$

Para este único nodo se deberá realizar un sumatorio de todas las transferencias de calor entre este nodo de fase líquida y cada uno de los nodos de la interfase de cambio de fase. Se obtiene de esta manera la siguiente ecuación:

$$T_{agua}^{n+1} = T_{agua}^n + \frac{\sum_i UA/L_{CF-agua_i} \Delta x \Delta t (T_{CF} - T_{agua}^n)}{M_{agua} C_{p,agua}} + \frac{\dot{m}_{conv} \Delta t (T_{ag\_centro}^n - T_{agua}^n)}{M_{agua}} \quad (67)$$

Adicionalmente, se debe tener en cuenta que debido a la diferencia de densidad entre el agua y el hielo, la cantidad de masa de agua que ha cambiado de fase ocupa mayor espacio del que ocupaba en forma de agua. Por este motivo, la masa del nodo de agua envolvente al hielo, calculada según la ecuación (65), ha disminuido no solamente por el agua que ha cambiado de fase sino también porque el hielo formado ocupa un mayor espacio desplazando un determinado volumen de agua a la zona central del tanque. Esta masa de agua pasa a formar parte del nodo de agua del centro del tanque.

Por tanto, el nodo de agua en el centro tiene el intercambio de masa con el nodo de agua envolvente al hielo debido a los movimientos provocados por la convección, y la ganancia de masa procedente de este mismo nodo por el mayor volumen ocupado por el hielo formado. Para el cálculo de la temperatura de este nodo, se tiene en cuenta en primer lugar los intercambios de calor y masa manteniendo la masa de agua del nodo, y posteriormente se calcula el resultado de la adición de la masa de agua desplazada por el mayor volumen del hielo formado.

El balance de energías para este nodo de agua en el centro del tanque se presenta en la ecuación (68).

$$C_{p,agua} M_{ag\_centro} \frac{dT_{ag\_centro}}{dt} = \dot{m}_{conv} C_{p,agua} (T_{agua} - T_{ag\_centro}) \quad (68)$$

$$M_{ag\_centro} = M_{PCM} - n_{tubos} (M_{agua} - M_{hielo}) \quad (69)$$

La masa final del nodo ( $M'_{ag\_centro}$ ) es el resultado de la mezcla de la masa del centro inicial ( $M_{ag\_centro}$ ) más la masa de agua desplazada por el mayor volumen del hielo. La temperatura de la mezcla se calcula según la ecuación (70).

$$M'_{ag\_centro} T'_{ag\_centro} = M_{ag\_centro} T_{ag\_centro} + (M'_{ag\_centro} - M_{ag\_centro})(T_{agua}) \quad (70)$$

Presentando estas ecuaciones en diferencias finitas se obtiene la ecuación (71) para el cálculo de la temperatura del nodo de agua en la zona central.

$$T_{ag\_centro}^{n+1} = \left( T_{ag\_centro}^n + \frac{\dot{m}_{conv} \Delta t n_{tubos} (T_{agua}^n - T_{ag\_centro}^n)}{M_{ag\_centro}^{n+1}} \right) \frac{M_{ag\_centro}^n}{M_{ag\_centro}^{n+1}} + \frac{(M_{ag\_centro}^{n+1} - M_{ag\_centro}^n)(T_{agua}^n)}{M_{ag\_centro}^{n+1}} \quad (71)$$

#### 5.1.2.4 Etapa 4: Saturación del crecimiento radial de la fase sólida

Debido a la disposición del haz de tubos del intercambiador (Figura 24.a), el crecimiento del hielo alrededor de los tubos se ve limitado por el propio hielo formado alrededor de los tubos vecinos. Inicialmente el hielo crece de forma cilíndrica (Figura 24.b) hasta que se encuentra limitado verticalmente (Figura 24.c), ya que en el intercambiador modelado la distancia entre tubos en sentido vertical es menor que la distancia en sentido horizontal. Posteriormente aparece la limitación en sentido horizontal (Figura 24.d) y cuando las limitaciones en sentido vertical y horizontal cubren toda la circunferencia la carga está completa.

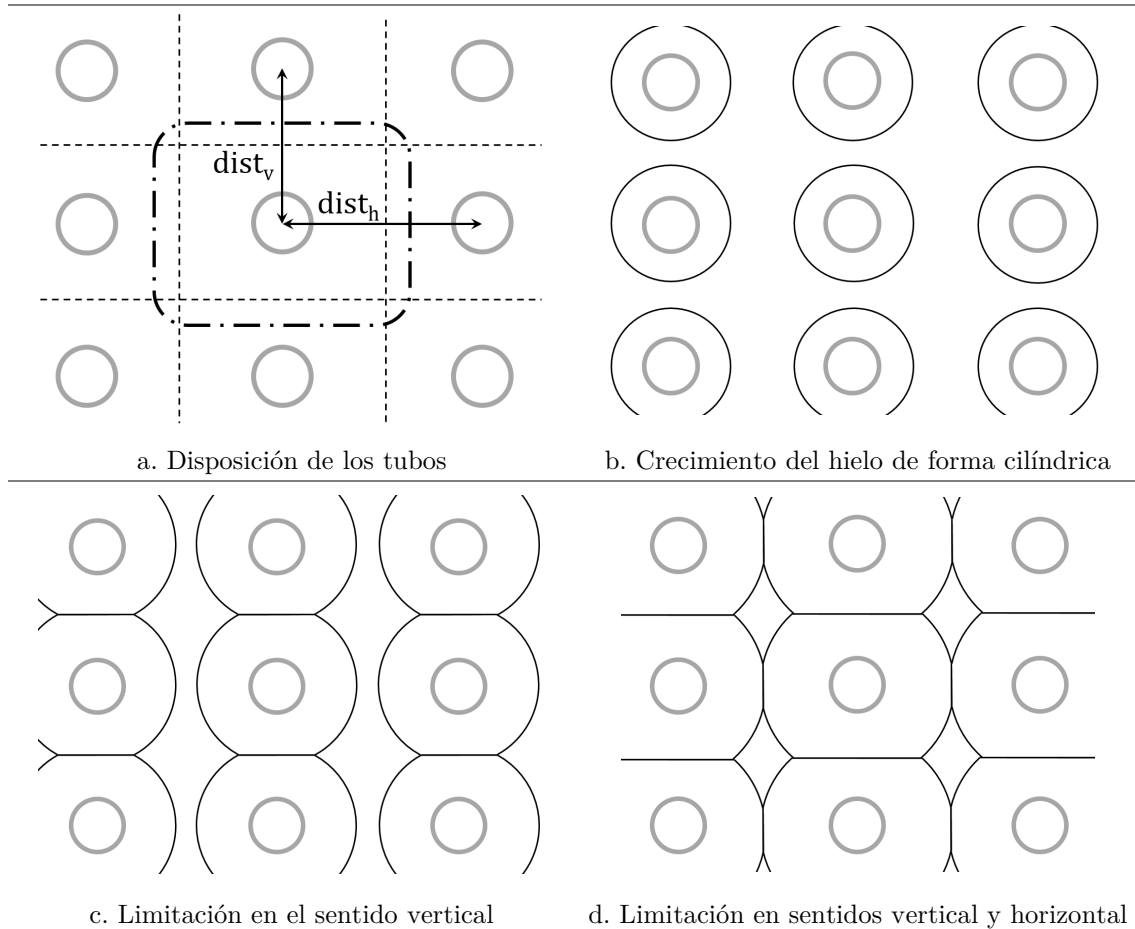
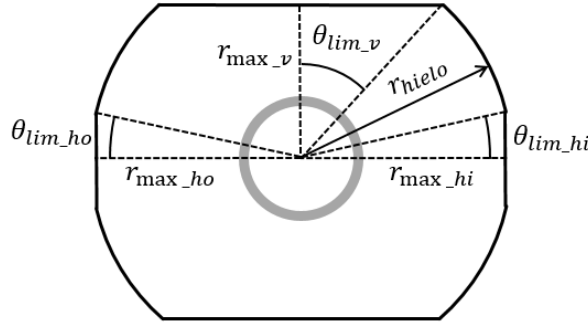


Figura 24. Disposición del haz de tubos y limitación del crecimiento cilíndrico de la capa de hielo.

En el momento en que el radio del hielo, sumado con el del hielo del tubo vecino por la parte superior, es igual a la distancia vertical entre tubos, queda fijado ese radio como la distancia máxima en sentido vertical ( $r_{\max\_v}$  en la Figura 25). A partir de ese momento, con el crecimiento del hielo, aparecen dos secciones en la parte superior e inferior de cada tubo en las que el crecimiento radial del hielo queda impedido, como se puede apreciar en la Figura 24.c. Por simetría de estas secciones respecto de los ejes vertical y horizontal, se calcula el ángulo de las secciones limitadas para un cuadrante según la ecuación (72).

$$\theta_{\lim\_v} = \arccoseno\left(\frac{r_{\max\_v}}{r_{hielo}}\right) \quad (72)$$



**Figura 25. Limitaciones en el crecimiento del hielo.**

A partir del momento en que aparece la saturación vertical, la convección entre la superficie del hielo y el agua envolvente deja de ser la de un cilindro inmerso en un fluido. Se considera entonces como una pared vertical fría y calculada según la correlación definida por Churchill y Chu para superficies verticales [87] (ecuación (73)).

$$Nu = \{0.825 + 0.387[Ra f_1(Pr)]^{1/6}\}^2 \quad (73)$$

$$f_1(Pr) = \left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{-16/9} \quad (74)$$

$$h_{agua} = \frac{Nu k_{agua}}{l_{car}} \quad (75)$$

$$l_{car} = n_{tubos} dist_{vert} \quad (76)$$

Esta correlación es aplicable para  $10^{-1} < Ra < 10^{12}$  y en el sistema modelado Ra toma valores entre  $4 \cdot 10^4$  y  $15 \cdot 10^4$  en las simulaciones. Para el cálculo del número de Rayleigh la longitud característica es la altura de la superficie vertical, que es la altura de la

batería de tubos e igual a la distancia vertical entre tubos por el número de tubos (ecuación (76)).

Del mismo modo en que se ha determinado la distancia máxima vertical queda determinada la distancia máxima en el sentido horizontal. En este caso no se cumple la simetría respecto del eje vertical, ya que el tubo vecino por la parte interior de la espiral tiene una evolución distinta a la del tubo vecino por la parte exterior. Cuando el radio del hielo sumado con el del hielo del tubo vecino por la parte lateral interior es igual a la distancia horizontal entre tubos, queda fijado ese radio como la distancia máxima en sentido horizontal hacia el interior de la espiral ( $r_{\max\_hi}$ ). Y del mismo modo se determina la distancia máxima en el sentido horizontal hacia el exterior. El ángulo de cada una de estas dos secciones laterales sin crecimiento de hielo en un cuadrante se calcula según las ecuaciones:

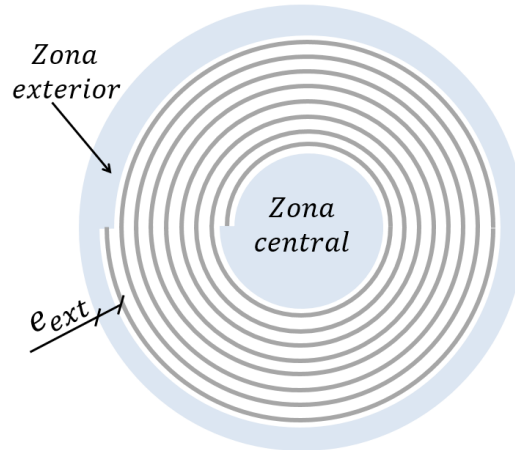
$$\theta_{\lim\_hi} = \text{arcocoseno} \left( \frac{r_{\max\_hi}}{r_{hielo}} \right) \quad (77)$$

$$\theta_{\lim\_ho} = \text{arcocoseno} \left( \frac{r_{\max\_ho}}{r_{hielo}} \right) \quad (78)$$

Estas secciones definidas con estos ángulos dejan de ser zonas para el crecimiento del hielo y se convierten en secciones adiabáticas por las que el hielo no intercambia calor. Las ecuaciones de intercambio de calor de la interfase y de crecimiento del hielo quedan multiplicadas por un factor de superficie para la interfase de cambio de fase ( $fS_{CF}$ ) según la ecuación (79).

$$fS_{CF} = \frac{4\theta_{\lim\_v} + 2(\theta_{\lim\_hi} + \theta_{\lim\_ho})}{360} \quad (79)$$

Una vez el hielo ocupa todo el espacio alrededor de la batería de tubos, en el tanque estudiado quedan dos zonas por donde se puede dar un crecimiento residual del hielo: las zonas central y exterior del haz de tubos (Figura 26). Aunque el efecto del cambio de fase en estas zonas no es eficiente para el almacenamiento latente, ya que la potencia de intercambio para la carga de estas zonas es muy baja, sí tiene una influencia en el comportamiento del intercambio al final del proceso de carga, por lo que se ha incluido su efecto en el modelo.



**Figura 26. Zonas del tanque fuera del haz de tubos.**

Simultáneamente al cálculo de la vecindad entre nodos, se ha determinado qué nodos forman parte de la primera vuelta de la espiral y por tanto no tienen nodos vecinos en la parte interior, y qué nodos forman parte de la última vuelta de la espiral y por tanto no tienen nodos vecinos por la parte exterior.

Para los nodos de la última espiral se ha establecido el radio máximo horizontal exterior ( $r_{\max\_ho}$ ) como la media de la distancia entre la última vuelta de la espiral y la pared del tanque:

$$r_{\max\_ho} = e_{ext\_m} \quad (80)$$

Para la zona central, aparece un nodo de hielo a partir del momento en que el hielo de los nodos de la primera vuelta de la espira alcanzan la distancia entre tubos en sentido horizontal. La interfase de cambio de fase de este nodo intercambia calor con el agua de la zona central.

#### **5.1.2.5 El problema de cálculo en el límite**

Con todas estas ecuaciones en diferencias finitas introducidas en el modelo para hallar la evolución de temperaturas y espesor del hielo del sistema formado por el tanque, la resolución del sistema de ecuaciones presenta problemas en los cálculos en el momento en que aparece el primer diferencial de hielo.

El origen del problema de cálculo radica en que cuando aparece el primer diferencial de hielo alrededor del tubo, en la ecuación para el cálculo de la temperatura del hielo (57) hay términos que tienden a infinito.

En aquella ecuación, el término que determina la variación de la temperatura del hielo debido a la transferencia de calor entre la interfase de cambio de fase y el hielo tiene la forma:

$$\frac{UA/L_{CF-hielo_i}^n \Delta t (T_{CF} - T_{hielo_i}^n)}{\pi(r_{hielo}^2 - r_{tubo\_ext}^2) \rho_{hielo} c_{p,hielo}} \quad (81)$$

Donde:

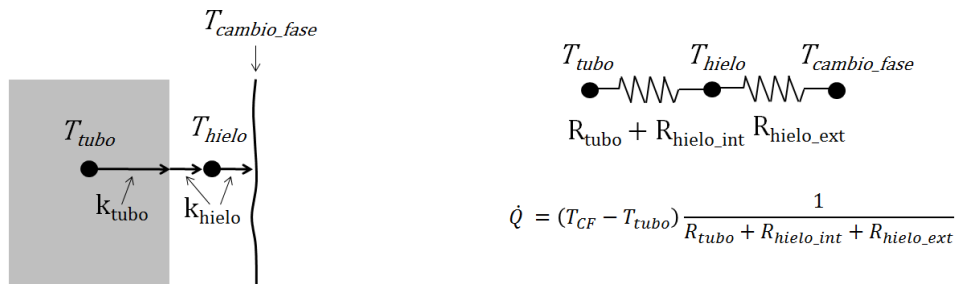
$$UA/L_{CF-hielo_i}^n = \frac{1}{\frac{\ln(r_{hielo_i}^n/r_{hielo\_m_i}^n)}{2\pi k_{hielo}}} \quad (82)$$

Al ser el espesor de hielo muy próximo a 0, el logaritmo neperiano de la ecuación (82) toma un valor muy próximo a 0, y por tanto  $UA/L_{CF-hielo_i}^n$  toma un valor muy alto. Adicionalmente, este valor queda dividido en la ecuación para la determinación de la temperatura del hielo (57) por  $(r_{hielo}^2 - r_{tubo\_ext}^2)$  que, al ser el espesor del hielo prácticamente 0 también es muy próximo a 0.

De esta manera, después de la formación del primer diferencial de hielo en cada nodo, la ecuación para el cálculo de la temperatura del hielo presenta problemas de cálculo en el software.

Se hace uso de una alternativa para determinar la temperatura del hielo para los momentos en que el espesor de hielo es muy próximo a 0. Se determina el límite como para considerar próximo a 0 en 1.5 mm de espesor del hielo, ya que a partir de ese valor de espesor de hielo la ecuación inicial ya no presenta problemas de cálculo con el software utilizado (Matlab 2010b) a la hora de determinar la temperatura del hielo.

La solución tomada consiste en calcular la temperatura del hielo a partir de las temperaturas del tubo y de la interfase y haciendo uso del equivalente eléctrico.



a. Esquema de la transmisión de calor entre tubo, hielo e interfase

b. Equivalente eléctrico

**Figura 27. Equivalente eléctrico de la distribución de temperaturas en el tubo y el hielo**

En el equivalente eléctrico, conociendo las temperaturas del tubo y de la interfase de cambio de fase, se puede hallar la temperatura en un punto intermedio si se conocen las resistencias térmicas entre estos puntos.



Para ello se debe suponer que todo el calor que sale del punto inicial (interfase) llega completamente al punto final (tubo). Esto implica que ninguna parte de este calor se va a destinar a la variación de la temperatura de los elementos por los que circula, es decir, el hielo o el tubo. Se está considerando para este cálculo que las temperaturas del hielo y del tubo no varían, y que por tanto el sistema es estacionario.

Esta hipótesis no se consideraría buena en principio ya que el sistema no es estacionario y los elementos sí varían su temperatura, pero esta solución se va a aplicar solamente mientras el espesor de hielo es muy próximo a 0, así que el error que nos pueda introducir esta hipótesis en el cálculo de la temperatura del hielo se considera despreciable.

Conocidas las temperaturas en el tubo y la interfase y las resistencias térmicas entre estos puntos, se calcula la transmisión de calor entre ellos:

$$\dot{Q}_{CF-tubo} = \frac{T_{CF} - T_{tubo}}{(R_{tubo} + R_{hielo\_int}) + R_{hielo\_ext}} \quad (83)$$

$$R_{tubo} = \frac{\ln(r_{tubo\_ext}/r_{tubo\_m})}{2\pi k_{tubo} \Delta x} \quad (84)$$

$$R_{hielo\_int} = \frac{\ln(r_{hielo\_m}/r_{tubo\_ext})}{2\pi k_{hielo} \Delta x} \quad (85)$$

$$R_{hielo\_ext} = \frac{\ln(r_{hielo}/r_{hielo\_m})}{2\pi k_{hielo} \Delta x} \quad (86)$$

La transmisión de calor también se puede calcular según la ecuación (87).

$$\dot{Q}_{CF-tubo} = \dot{Q}_{hielo-tubo} = \frac{T_{hielo} - T_{tubo}}{(R_{tubo} + R_{hielo\_int})} \quad (87)$$

Despejando  $T_{hielo}$  en la ecuación (87) se obtiene:

$$T_{hielo} = T_{tubo} + \dot{Q}_{hielo-tubo}(R_{tubo} + R_{hielo\_int}) \quad (88)$$

Finalmente, sustituyendo en ella la ecuación (83) obtenemos:

$$T_{hielo} = T_{tubo} + (T_{CF} - T_{tubo}) \frac{(R_{tubo} + R_{hielo\_int})}{(R_{tubo} + R_{hielo\_int}) + R_{hielo\_ext}} \quad (89)$$

Se obtiene así una forma alternativa para calcular una aproximación del valor de la temperatura del hielo cuando éste tiene un espesor muy próximo a 0.

### 5.1.3 Desarrollo del modelo del proceso de fusión

A partir de un estado de carga completa en el que todo el espacio alrededor del haz de tubos del intercambiador se encuentra en fase sólida, se inicia el proceso de descarga o fusión haciendo circular el fluido caloportador a una temperatura por encima del punto de fusión.

Del mismo modo que en el proceso de solidificación, el cálculo del estado en cada punto del sistema y la transmisión de calor entre los elementos se empieza a calcular a partir de la distribución de temperaturas del fluido caloportador y el intercambio de calor con el tubo obtenida mediante la resolución de la ecuación del transporte para el fluido caloportador.

En el proceso de fusión aparecen una serie de etapas en que las interacciones entre elementos cambian y por tanto también cambia el sistema de ecuaciones para resolver los intercambios de calor y estados de cada elemento. Las etapas en que se divide el proceso de fusión son:

- Etapa 1: la fase sólida eleva su temperatura intercambiando calor por conducción con el tubo, con el que está directamente en contacto, hasta que aparece la interfase de cambio de fase en la superficie de contacto entre el tubo y el hielo.
- Etapa 2: se inicia el cambio de fase y se forma el primer diferencial de fase líquida entre el tubo y la fase sólida.
- Etapa 3: la capa anular de fase líquida entre el tubo y la fase sólida va creciendo hasta que la masa sólida entre tubos en el sentido vertical queda fundida.
- Etapa 4: se funde la fase sólida que aún resta en los espacios entre las columnas de tubos.
- Etapa 5: se ha fundido completamente todo el hielo alrededor de los tubos. Se funde la fase sólida remanente en las zonas más alejadas de la batería de tubos, como el centro del tanque y la zona entre la batería de tubos y las paredes del tanque.

A continuación se describen los mecanismos de transferencia de calor entre los elementos en cada etapa y el sistema de ecuaciones usadas para calcularlos en el modelo.

#### 5.1.3.1 Etapa 1: Contacto directo entre el tubo y el hielo

En los primeros instantes del proceso de descarga la fase sólida se encuentra en contacto directo con el tubo (Figura 28), intercambiando calor mediante conducción. Se

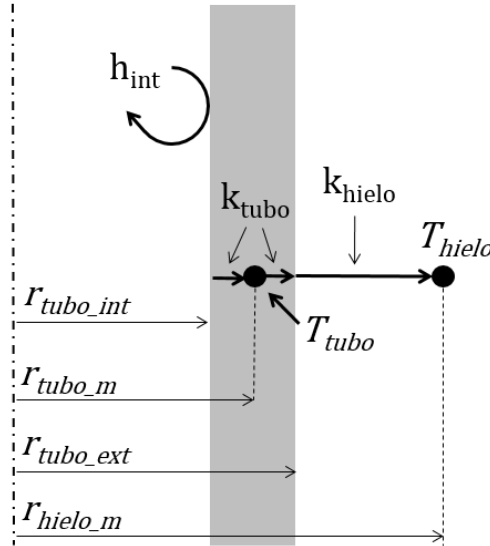
obtiene la siguiente ecuación de balance de energías en el tubo, a partir de la que se calcula la variación de temperatura del tubo:

$$C_{p,tubo} M_{tubo} \frac{dT_{tubo}}{dt} = UA/L_{tubo-fc} (T_{fc} - T_{tubo}) \Delta x + UA/L_{tubo-hielo} (T_{hielo} - T_{tubo}) \Delta x \quad (90)$$

$$UA/L_{tubo-hielo} = \frac{1}{\frac{\ln(r_{tubo\_ext}/r_{tubo\_m})}{2\pi k_{tubo}} + \frac{\ln(r_{hielo\_m}/r_{tubo\_ext})}{2\pi k_{hielo}}} \quad (91)$$

Sustituyendo las derivadas por diferencias finitas se obtiene:

$$T_{tubo_i}^{n+1} = T_{tubo_i}^n + \frac{\frac{UA}{L_{tubo-fc}} \Delta t (T_{fc_i}^n - T_{tubo_i}^n)}{(A_{ext} - A_{int}) \rho_{tubo} C_{p,tubo}} + \frac{UA/L_{tubo-hielo_i}^n \Delta t (T_{hielo_i}^n - T_{tubo_i}^n)}{(A_{ext} - A_{int}) \rho_{tubo} C_{p,tubo}} \quad (92)$$



**Figura 28. Disposición de elementos en la etapa 1 del proceso de descarga**

Para el hielo se obtiene la siguiente ecuación de balance de energías, a partir de la que se calcula la variación de temperatura del hielo:

$$C_{p,hielo} M_{hielo} \frac{dT_{hielo}}{dt} = UA/L_{tubo-hielo} (T_{tubo} - T_{hielo}) \Delta x \quad (93)$$

Puesto que se parte de un estado de carga completa, el hielo ocupa toda la región entre tubos, por lo que sus dimensiones externas van a ser las distancias máximas entre tubos en sentido horizontal y vertical. La ecuación para el cálculo de la masa del hielo queda por tanto:

$$M_{hielo} = (dist_{max,h} * dist_{max,v} - \pi r_{tubo\_ext}^2) \Delta x \rho_{hielo} \quad (94)$$

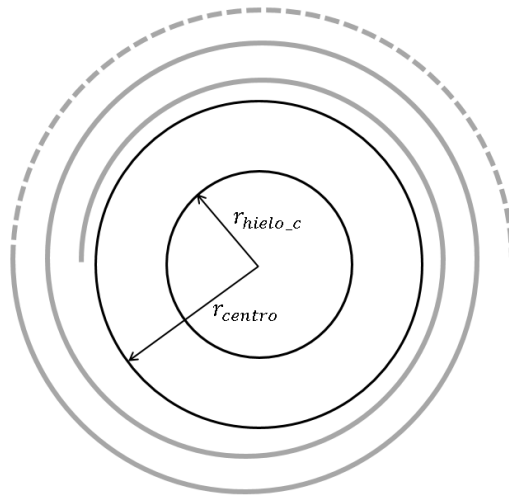
Sustituyendo las derivadas por diferencias finitas se obtiene:

$$T_{hielo_i}^{n+1} = T_{hielo_i}^n + \frac{UA/L_{tubo-hielo_i}^n \Delta t (T_{tubo_i}^n - T_{hielo_i}^n)}{(dist_{max_h} * dist_{max_v} - \pi r_{tubo_ext}^2) \rho_{hielo} C_{p,hielo}} \quad (95)$$

En este estado inicial de carga completa se considera que no existe fase líquida. Únicamente en la zona central cabe la posibilidad de existencia de fase líquida, ya que para esta zona se ha definido una masa inicial de fase sólida y de fase líquida. A partir de la masa de hielo inicial en la zona central definida se calcula la posición de la interfase hielo-agua en el centro según la ecuación (96).

$$M_{hielo_c}^n = \pi (r_{centro}^2 - r_{hielo_c}^2) \rho_{hielo} \quad (96)$$

Donde se define el radio del centro ( $r_{centro}$ ) como el radio medio de la primera vuelta del nodo de agua alrededor del tubo en espiral y el radio del hielo en el centro ( $r_{hielo_c}$ ) como la posición de la interfase de cambio de fase respecto del centro del tanque (Figura 29).



**Figura 29. Masa de hielo en la zona central del tanque.**

En esta interfase agua-hielo si la temperatura de la fase líquida se encuentra por encima de la temperatura de fusión se producirá un intercambio de calor entre la interfase y el agua fundiendo parte de la fase sólida y enfriando la fase líquida. La ecuación del balance de energías en la interfase es:

$$\dot{Q}_{cond_{hielo}} + \dot{Q}_{sens_{hielo}} + \dot{Q}_{sens_{agua}} = \dot{m}_{hielo} \Delta h_{CF} + \dot{Q}_{conv_{agua}} \quad (97)$$

$$\dot{Q}_{cond_{hielo}} = \frac{T_{CF} - T_{hielo_c}}{\ln\left(\frac{r_{hielo_c,m}}{r_{hielo_c}}\right)} b_{centro} \quad (98)$$

$$\frac{2\pi k_{hielo}}$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{senshielo} &= \dot{m}_{hielo} C_{p_{hielo}} (T_{CF} - T_{hielo_c}) = \\ &= \rho_{hielo} 2\pi r_{hielo_c} b_{centro} \frac{dr_{hielo}}{dt} C_{p_{hielo}} (T_{CF} - T_{hielo_c})\end{aligned}\quad (99)$$

$$\dot{Q}_{convagua} = 2\pi r_{hielo_c} b_{centro} h_{agua} (T_{agua_c} - T_{CF}) \quad (100)$$

$$b_{centro} = n_{tubos} dist_{max\_vert} \quad (101)$$

Donde  $b_{centro}$  es la altura del espacio central del tanque.

Este hielo de la zona central se encuentra en contacto con el hielo formado alrededor de los nodos de la primera vuelta de la espiral, por lo que podrían intercambiar calor entre ellos por conducción. Por simplificación del modelo se ha despreciado este intercambio, ya que en el inicio del proceso de descarga el hielo alrededor de los tubos eleva rápidamente su temperatura hasta la temperatura de cambio de fase por el calor transmitido desde el tubo, y el de la zona central hace lo mismo por intercambio de calor con el agua de la zona central. Pronto se encuentran estas dos masas a la misma temperatura (la temperatura de cambio de fase) de manera que son adiabáticas entre sí, por este motivo se desprecia el intercambio entre estas masas de hielo.

En esta zona central, el efecto de convección del agua es debido a una superficie fría vertical, por lo que el coeficiente se calcula según la ecuación definida por Churchill y Chu para superficies verticales [87] ya definida en la ecuación (73). Para el cálculo del número de Rayleigh la longitud característica es la altura de la superficie vertical, que es la altura del bloque central e igual a la distancia vertical entre tubos por el número de tubos (ecuación (101)).

Sustituyendo las derivadas por diferencias finitas se obtiene la ecuación (102) para el cálculo de la evolución de la interfase del hielo en la zona central.

$$r_{hielo_c}^{n+1} = r_{hielo_c}^n + \frac{\Delta t \left( r_{hielo_c}^n h_{agua} (T_{ag\_centro}^n - T_{CF}) - \frac{T_{CF} - T_{hielo_c}^n}{\ln(r_{centro}/r_{hielo_c}^n)} k_{hielo} \right)}{\left( \Delta h_{CF} + C_{p_{hielo_c}} (T_{CF} - T_{hielo_c}^n) \right) \rho_{hielo} r_{hielo_c}^n} \quad (102)$$

Para el nodo de agua en el centro, el intercambio de calor con la interfase del centro supone en esta etapa su único intercambio de calor:

$$C_{p,agua} M_{ag\_centro} \frac{dT_{ag\_centro}}{dt} = 2\pi r_{hielo_c} b_{centro} h_{agua} (T_{CF} - T_{ag\_centro}) \quad (103)$$

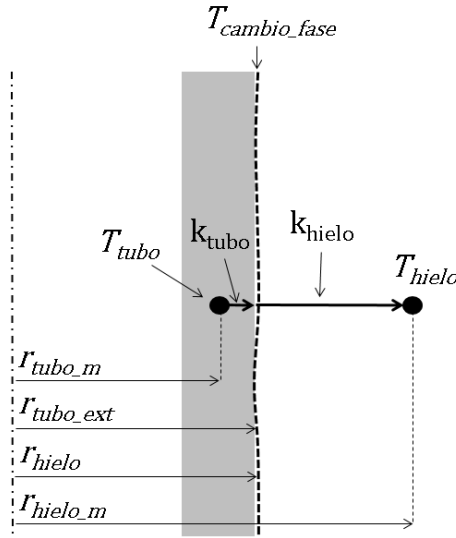
$$M_{ag\_centro} = M_{PCM} - n_{tubos} (M_{agua} - M_{hielo}) - M_{hielo_c} \quad (104)$$

La ecuación en diferencias finitas para el cálculo de la temperatura del nodo de agua del centro es:

$$T_{ag\_centro}^{n+1} = T_{ag\_centro}^n + \frac{2\pi r_{hielo_c} b_{centro} h_{agua} (T_{CF} - T_{ag\_centro}^n)}{M_{ag\_centro}^n} \quad (105)$$

### 5.1.3.2 Etapa 2: Inicio del cambio de fase

La Figura 30 muestra un esquema de la disposición de los elementos en el momento de aparición de la interfase de cambio de fase.



**Figura 30. Aparición de la interfase en la superficie del tubo.**

La interfase entre las fases aparece en la superficie del tubo en el momento en que el calor transmitido desde el interior del tubo hacia su superficie externa es mayor que el transmitido por el hielo desde su superficie de contacto con el tubo hacia la masa de hielo, siempre que la temperatura de la superficie del tubo se encuentre por encima del punto de fusión. La diferencia de estas potencias es la potencia que se invierte en la fusión de la fase sólida. La ecuación de balance de energías es por tanto la representada en la ecuación (106).

$$\dot{Q}_{cond\_tubo} = -\dot{m}_{hielo} \Delta h_{CF} + \dot{Q}_{cond\_hielo} + \dot{Q}_{sens\_hielo} \quad (106)$$

$$\dot{Q}_{cond\_tubo} = \frac{T_{tubo} - T_{CF}}{\frac{\ln(r_{ext}/r_{tubo\_m})}{2\pi k_{tubo} \Delta x}} \quad (107)$$

$$\dot{Q}_{cond\_hielo} = \frac{T_{CF} - T_{hielo}}{\frac{\ln(r_{hielo\_m}/r_{ext})}{2\pi k_{hielo} \Delta x}} \quad (108)$$

$$\dot{m}_{hielo} = \rho_{hielo} 2 \pi r_{ext} \Delta x \frac{dr_{hielo}}{dt} \quad (109)$$

$$\dot{Q}_{senshielo} = \dot{m}_{hielo} C_{p_{hielo}} (T_{CF} - T_{hielo}) \quad (110)$$

Despejando la variación de la posición de la interfase se obtiene:

$$\frac{dr_{hielo}}{dt} = \frac{\left( \frac{T_{tubo} - T_{CF}}{\ln(r_{ext}/r_{tubo_m})} k_{tubo} - \frac{T_{CF} - T_{hielo}}{\ln(r_{hielo_m}/r_{ext})} k_{hielo} \right)}{\left( \Delta h_{CF} + C_{p_{hielo}} (T_{CF} - T_{hielo}) \right) \rho_{hielo} r_{hielo}} \quad (111)$$

En términos de diferencias finitas:

$$r_{hielo_i}^{n+1} = r_{hielo_i}^n + \frac{\Delta t \left( \frac{T_{tubo_i}^n - T_{CF}}{\ln(r_{ext}/r_{tubo_m})} k_{tubo} - \frac{T_{CF} - T_{hielo_i}^n}{\ln(r_{hielo_m_i}^n/r_{hielo_i}^n)} k_{hielo} \right)}{\left( \Delta h_{CF} + C_{p_{hielo}} (T_{CF} - T_{hielo}) \right) \rho_{hielo} r_{hielo_i}^n} \quad (112)$$

Donde  $r_{hielo_i}^{n+1}$  es el radio de la interfase agua-hielo, en la parte interior del bloque de hielo. En los momentos anteriores a la formación de la interfase agua-hielo, esta variable toma el valor del radio exterior del tubo:

$$r_{hielo_i}^n = r_{ext} \quad (113)$$

La cantidad de masa que cambia de fase y por tanto pasa a considerarse en el nodo de agua es:

$$\dot{m}_{agua} = -\dot{m}_{hielo} \quad (114)$$

La nueva masa de agua aparecida toma inicialmente la temperatura del cambio de fase. Por este motivo el calor sensible en el balance de energías en la interfase de cambio de fase para la masa fundida es el calor sensible del hielo para pasar de la temperatura del hielo a la temperatura de cambio de fase.

Adicionalmente, debido a la diferencia de densidad entre el agua y el hielo, el agua formada por la fusión de un volumen de hielo no llega a llenar por completo este volumen, por lo que se produce una transferencia de masa desde el nodo de agua central al nodo de agua que envuelve al tubo.

La masa final del nodo de agua envolvente al tubo ( $M'_{agua}$ ) es el resultado de la mezcla de la masa de agua fundida ( $M_{agua}$ ) más la masa proveniente del nodo de agua del centro debido a la diferencia de volumen entre el agua y el hielo, por lo que la temperatura final depende de esa mezcla (115).

$$M'_{agua} T'_{agua} = M_{agua} T_{agua} + 2 \pi r_{hielo} \Delta x (\rho_{agua} - \rho_{hielo})(T_{ag\_centro}) \quad (115)$$

$$M_{agua} = 2 \pi r_{hielo} \Delta x \rho_{hielo} \quad (116)$$

Donde la temperatura inicial del agua fundida, como ya se ha indicado, es la temperatura de cambio de fase.

Presentando estas ecuaciones en diferencias finitas se obtiene la ecuación (117) para el cálculo de la temperatura del nodo de agua que envuelve el tubo.

$$T_{agua}^{n+1} = T_{agua}^n \frac{M_{agua}^n}{M_{agua}^{n+1}} + \frac{(M_{agua}^{n+1} - M_{agua}^n)(T_{ag\_centro}^n)}{M_{agua}^{n+1}} \quad (117)$$

Del mismo modo, la masa del nodo central de agua queda disminuida debido a la transferencia de masa al agua envolvente a los tubos. La definición para la masa del nodo de agua centro según la ecuación (104) ya considera estas posibles variaciones.

Respecto al cálculo de la temperatura del tubo, se obtiene la siguiente ecuación de balance de energías en el tubo, a partir de la que se calcula la variación de temperatura del tubo:

$$C_{p,tubo} M_{tubo} \frac{dT_{tubo}}{dt} = UA/L_{tubo-fc}(T_{fc} - T_{tubo}) \Delta x + UA/L_{tubo-CF}(T_{CF} - T_{tubo})\Delta x \quad (118)$$

$$UA/L_{tubo-CF} = \frac{1}{\frac{\ln(r_{ext}/r_{tubo,m})}{2\pi k_{tubo}}} \quad (119)$$

Por diferencias finitas se obtiene:

$$T_{tubo_i}^{n+1} = T_{tubo_i}^n + \frac{UA/L_{tubo-fc} \Delta t (T_{fc_i}^n - T_{tubo_i}^n)}{(A_{ext} - A_{int}) \rho_{tubo} C_{p,tubo}} + \frac{UA/L_{tubo-CF_i}^n \Delta t (T_{CF} - T_{tubo_i}^n)}{(A_{ext} - A_{int}) \rho_{tubo} C_{p,tubo}} \quad (120)$$

Igualmente, a partir de la ecuación de balance de energías para el hielo se calcula la variación de temperatura del hielo:

$$C_{p,hielo} M_{hielo} \frac{dT_{hielo}}{dt} = UA/L_{CF-hielo} (T_{CF} - T_{hielo})\Delta x \quad (121)$$

$$UA/L_{CF-hielo} = \frac{1}{\frac{\ln(r_{hielo,m}/r_{hielo})}{2\pi k_{hielo}}} \quad (122)$$

$$M_{hielo} = (dist_h * dist_v - \pi r_{ext}^2) \Delta x \rho_{hielo} \quad (123)$$

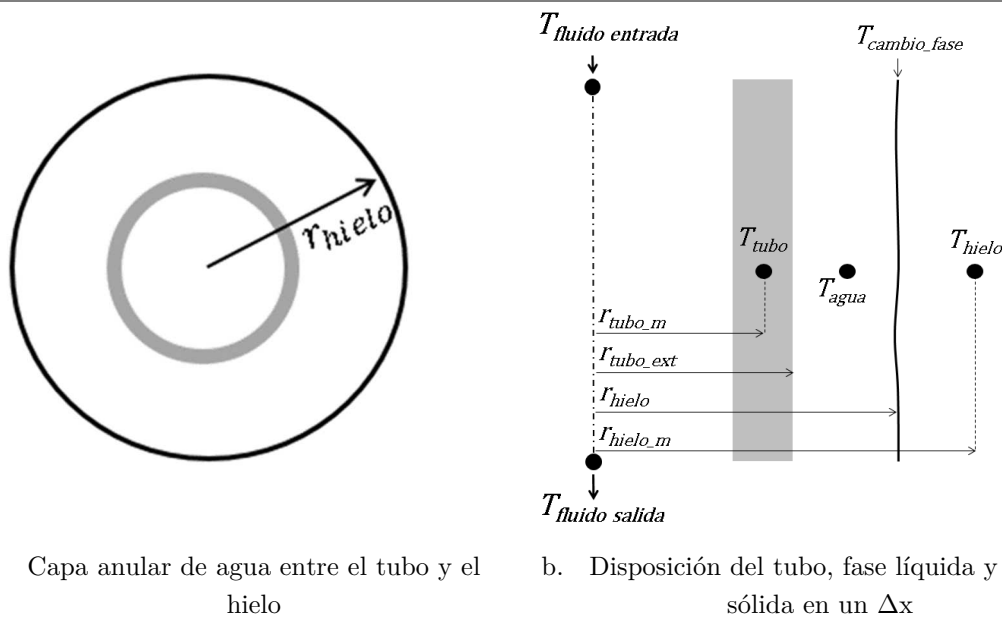


Sustituyendo las derivadas por diferencias finitas se obtiene la variación de la temperatura de los nodos de hielo en el momento de la aparición de la interfase de cambio de fase (ecuación (124)).

$$T_{hielo_i}^{n+1} = T_{hielo_i}^n + \frac{UA/L_{CF-hielo_i}^n \Delta t (T_{CF} - T_{hielo_i}^n)}{(dist_h * dist_v - \pi r_{ext}^2) \rho_{hielo} C_{p,hielo}} \quad (124)$$

### 5.1.3.3 Etapa 3: Fundición radial

Una vez ya ha aparecido la interfase agua-hielo en la superficie externa del tubo, el tubo queda envuelto por la capa de la fase líquida y ésta envuelta por la fase sólida (Figura 31.a). La (Figura 31.b muestra un esquema de la disposición de las fases. La variable  $r_{hielo}$  describe de nuevo la posición de la interfase agua-hielo.



**Figura 31. Disposición de los elementos en la etapa 3 de la descarga**

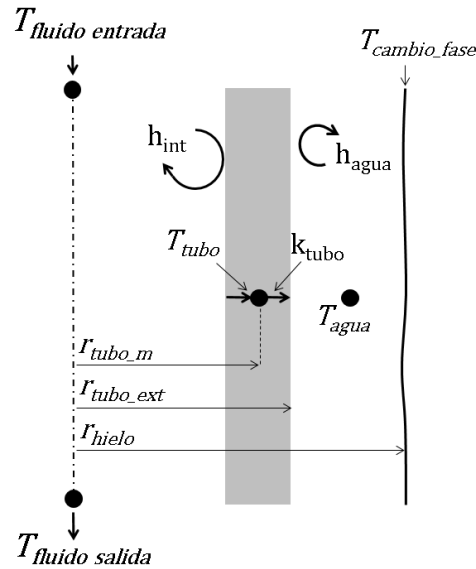
En esta configuración, el tubo intercambia calor con el fluido caloportador por su superficie interna y con la fase líquida por su superficie externa (Figura 32).

Debido a la flotabilidad del hielo en el agua el bloque de hielo tiende a subir, y además, en el espacio anular el agua se estratifica posicionándose el agua más caliente en las zonas superiores, por lo que en la zona superior del espacio anular la fusión también se ve favorecida, de forma que seguramente el avance de la interfase no se produce de forma radial, sino que posiblemente aparece una excentricidad. No se ha podido caracterizar experimentalmente la evolución de la excentricidad, por lo que en el modelo se considera un avance de la interfase de forma radial. Zhu y Zhang [57] han estudiado el efecto de la flotabilidad del hielo en un proceso de fusión interna para un bloque de hielo formado alrededor de un tubo horizontal, comprobando que el hielo en

contacto con el tubo se funde rápidamente formando una película de agua entre la parte inferior del tubo y el hielo. Se ha llegado a implementar en el modelo un contacto directo entre el tubo y el hielo. En este contacto directo se consideraba intercambio de calor por conducción, introduciendo un parámetro para determinar la superficie de contacto directo. Este parámetro se ajustó a partir de los resultados experimentales, y se comprobó en las comparaciones con los resultados experimentales que esta superficie de contacto es prácticamente nula. Por este motivo en el modelo no se ha considerado tampoco el contacto directo entre el tubo y la interfase de cambio de fase.

La ecuación (125) representa el balance de energías para el tubo debido a los intercambios de calor representados en el esquema de la Figura 32.

$$C_{p,tubo} M_{tubo} \frac{dT_{tubo}}{dt} = UA/L_{tubo-fc} (T_{fc} - T_{tubo}) \Delta x + UA/L_{tubo-agua} (T_{agua} - T_{tubo}) \Delta x \quad (125)$$



**Figura 32. Intercambios de calor para el tubo en la etapa 3 del proceso de fusión.**

Sustituyendo las derivadas por diferencias finitas se obtiene la ecuación para calcular la temperatura de cada nodo de tubo para cada instante:

$$T_{tubo_i}^{n+1} = T_{tubo_i}^n + \frac{UA/L_{tubo-fc} \Delta t \left( \frac{T_{fc_i}^n + T_{fc_{i+1}}^n}{2} - T_{tubo_i}^n \right)}{(A_{ext} - A_{int}) \rho_{tubo} c_{p,tubo}} + \frac{UA/L_{tubo-agua} (T_{agua} - T_{tubo_i}^n)}{(A_{ext} - A_{int}) \rho_{tubo} c_{p,tubo}} \quad (126)$$

En la determinación del término  $UA/L_{tubo-agua}$  se modela el sistema considerando la convección natural que aparece en el seno la fase líquida que se encuentra confinada entre dos cilindros.

Este efecto de convección natural entre cilindros concéntricos ha sido estudiado por numerosos autores con el fin de caracterizar la transmisión de calor a través del fluido en convección. Raithby y Hollands [88] hacen uso de una conductividad efectiva para el fluido entre los cilindros, de manera que la transmisión de calor por conducción a través del fluido con esta conductividad equivale a la transmisión de calor entre los dos cilindros por la convección natural del fluido intermedio. El valor de esta conductividad equivalente es función del espesor del anillo intermedio entre los cilindros concéntricos y de las propiedades del fluido líquido intermedio según la ecuación (127).

$$k_{eff} = k_{agua} \cdot 0.386 \left( \frac{Pr}{0.861 + Pr} \right)^{1/4} (Ra_{cyl})^{1/4} \quad (127)$$

$$Ra_{cyl} = \frac{\left( \ln \left( \frac{d_0}{d_i} \right) \right)^4}{(r_0 - r_i)^3 ((d_i)^{-3/5} + (d_0)^{-3/5})^5} Ra \quad (128)$$

Donde  $d_0$  y  $r_0$  son el diámetro y radio del cilindro externo y  $d_i$  y  $r_i$  del cilindro interno. Esta correlación es válida para  $100 < Ra_{cyl} < 10^7$  y  $0.7 < Pr < 6000$ . En el rango de diferencias de temperaturas y longitudes características para los procesos de solidificación y fusión de la parafina RT8 en el intercambiador modelado, el número de Rayleigh toma valores en el rango  $2.5 \cdot 10^4 < Ra_{cyl} < 3 \cdot 10^4$  y el número de Prandtl toma valores en torno al valor de 12.8.

Para el cálculo del número de Rayleigh se tiene en cuenta además que se da la inversión de densidad en el agua, por lo que se hace uso del coeficiente de expansión volumétrica definido por Gebhart y Mollendorf [82]:

$$Ra = \frac{g \beta_r l_{car}^3 (T_{suprf} - T_\infty)}{\nu \alpha} \quad (129)$$

$$l_{car} = r_0 - r_i \quad (130)$$

$$\beta_r = \gamma q \frac{\rho_m}{\rho_r} (T_r - T_m)^{q-1} \quad (131)$$

$$\rho_r = \rho_m (1 - \gamma (T_r - T_m)^q) \quad (132)$$

$$T_r = T_o - 0.69 (T_s - T_\infty) \quad (133)$$

Donde  $\beta_r$  y  $\rho_r$  son el coeficiente de expansión volumétrica del agua y la densidad a la temperatura considerada, la temperatura de máxima densidad del agua es  $T_m = 4.029$  °C, la densidad máxima del agua es  $\rho_m = 999.972$  kg/m<sup>3</sup>,  $q=1.894816$ ,  $\gamma = 9.297173 \cdot 10^{-6}$ ,  $T_{suprf}$  es la temperatura de la superficie y  $T_\infty$  la temperatura del líquido no

afectado por la superficie. La longitud característica es la diferencia entre el radio del cilindro externo y el radio del cilindro interno.

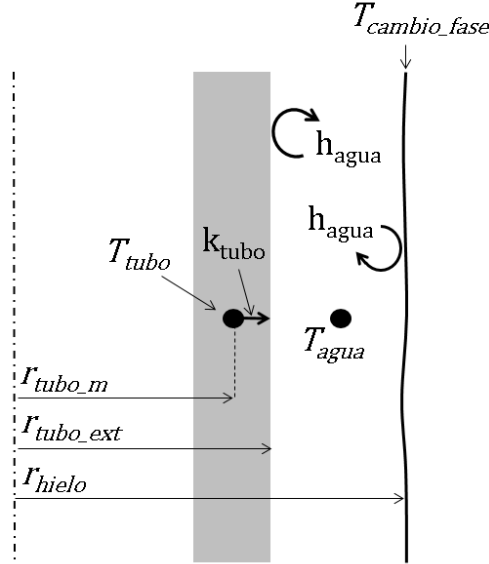
El término queda por tanto según se muestra en la ecuación (135).

$$UA/L_{tubo-agua} = \frac{1}{\frac{\ln(r_{tubo\_ext}/r_{tubo\_m})}{2\pi k_{tubo}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{hielo} + r_{tubo\_ext}}{2}/r_{tubo\_ext}\right)}{2\pi k_{eff}}} \quad (134)$$

Esta ecuación puede dar problemas para espesores de la capa anular próximos a 0, ya que para espesores pequeños de hielo la longitud característica tiende a 0. Por este motivo, para valores de espesor de la capa de agua inferiores a 3 mm se considera únicamente la conducción como mecanismo de intercambio de calor en el seno de la fase líquida y por tanto la convección en estas condiciones es 0.

El término queda por tanto según se muestra en la ecuación (135).

$$UA/L_{tubo-agua} = \frac{1}{\frac{\ln(r_{tubo\_ext}/r_{tubo\_m})}{2\pi k_{tubo}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{hielo} + r_{tubo\_ext}}{2}/r_{tubo\_ext}\right)}{2\pi k_{agua}}} \quad (135)$$



**Figura 33. Intercambios de calor para el agua en la etapa 3 del proceso de fusión.**

La ecuación para el balance de energías en la fase líquida (Figura 33) es:

$$\begin{aligned} & C_{p,agua} M_{agua} \frac{dT_{agua}}{dt} = \\ & = UA/L_{tubo-agua} L(T_{tubo} - T_{agua}) + UA/L_{CF-agua} L(T_{CF} - T_{agua}) + \dot{Q}_{mov\_agua} \end{aligned} \quad (136)$$

Al igual que en el intercambio entre el tubo y el agua, en el término para el intercambio de calor entre el agua y la interfase de cambio de fase se considera convección, ahora considerada para la superficie externa de las dos superficies cilíndricas con excentricidad.

$$UA/L_{CF-agua} = 2\pi r_{hielo} h_{agua} \quad (137)$$

En los momentos en que el espesor de la capa anular es menor a 3 mm:

$$UA_{CF-agua} = \frac{1}{\frac{\ln\left(\frac{r_{hielo}}{(r_{hielo} + r_{tubo\_ext})/2}\right)}{2\pi k_{agua}}} \quad (138)$$

Del mismo modo que en el proceso de carga, el agua de la sección anular alrededor del tubo se considera como un único nodo en toda la longitud del tubo. La masa de agua en un  $\Delta x$  se obtiene a partir de la posición de la interfase de cambio de fase:

$$M_{agua_i} = \pi (r_{hielo_i}^2 - r_{tubo\_ext}^2) \Delta x \rho_{agua} \quad (139)$$

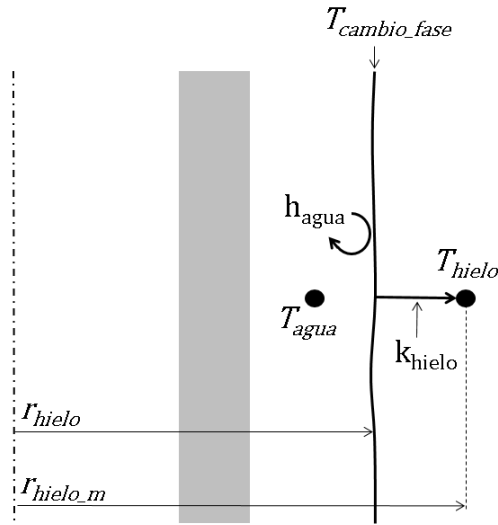
$$M_{agua} = \sum M_{agua_i} \quad (140)$$

Estos movimientos de agua que producen el efecto de convección provocan también un intercambio de masa entre el agua en la zona central del tanque y el nodo de agua alrededor del tubo, como ya se ha visto anteriormente. A partir de la potencia de intercambio definida por los coeficientes de convección natural se calcula el flujo de líquido en movimiento responsable de la convección (ecuación (36)), obteniendo así la transferencia de masa entre nodos.

Adicionalmente, como ya se ha visto anteriormente, debido a la mayor densidad del agua se produce un desplazamiento del agua desde la zona central del tanque a la zona envolvente a los tubos.

Se obtiene de esta manera la siguiente ecuación en diferencias finitas para determinar la temperatura del nodo de agua alrededor del tubo en cada instante:

$$\begin{aligned}
 & T_{agua}^{n+1} = \\
 & = \left( T_{agua}^n + \frac{\Delta t \Delta x \sum_i \left( UA/L_{tubo-agua_i}^n (T_{tubo_i}^n - T_{agua}^n) + UA/L_{CF-agua_i}^n (T_{CF} - T_{agua}^n) \right)}{M_{agua}^{n+1} C_{p,agua}} \right. \\
 & \quad \left. + \frac{\dot{m}_{conv} \Delta t (T_{agua}^n - T_{ag\_centro}^n)}{M_{agua}^{n+1}} \right) \frac{M_{agua}^n}{M_{agua}^{n+1}} \\
 & \quad + \frac{(M_{agua}^{n+1} - M_{agua}^n) (T_{ag\_centro}^n)}{M_{agua}^{n+1}}
 \end{aligned} \quad (141)$$



**Figura 34. Intercambio de calor de la interfase de cambio de fase en la etapa 3 del proceso de fusión.**

El avance de la interfase de cambio de fase se obtiene a partir del balance de energías en la interfase de la ecuación (142), representado en la Figura 34.

$$\dot{Q}_{conv\_agua} = -\dot{m}_{hielo} \Delta h_{CF} + \dot{Q}_{cond\_hielo} + \dot{Q}_{sens} \quad (142)$$

$$\dot{Q}_{conv\_agua} = UA/L_{CF-agua} \Delta x (T_{agua} - T_{CF}) \quad (143)$$

$$\dot{m}_{hielo} = -\rho_{hielo} 2 \pi r_{hielo} \Delta x \frac{dr_{hielo}}{dt} \quad (144)$$

$$\dot{Q}_{cond\_hielo} = \frac{T_{CF} - T_{hielo}}{\frac{\ln(r_{hielo\_m}/r_{hielo})}{2\pi k_{hielo} \Delta x}} \quad (145)$$

$$\dot{Q}_{sens} = \dot{m}_{agua} \left( C_{p\_hielo} (T_{CF} - T_{hielo}) + C_{p\_agua} (T_{agua} - T_{CF}) \right) \quad (146)$$

Se obtiene la siguiente ecuación diferencial para la fusión de hielo en la interfase:

$$\frac{dr_{hielo}}{dt} = \frac{\left( \frac{UA/L_{CF-agua}}{2\pi} (T_{agua} - T_{CF}) - \frac{T_{CF} - T_{hielo}}{\ln(r_{hielo\_m}/r_{hielo})} k_{hielo} \right)}{\left( \Delta h_{CF} + C_{p\_agua} (T_{agua} - T_{CF}) \right) \rho_{hielo} r_{hielo}} \quad (147)$$

Sustituyendo las derivadas por diferencias finitas:

$$r_{hielo_i}^{n+1} = r_{hielo_i}^n + \frac{\Delta t \left( \frac{UA/L_{CF-agua_i}^n}{2\pi} (T_{agua}^n - T_{CF}) - \frac{T_{CF} - T_{hielo_i}^n}{\ln(r_{hielo_m_i}^n / r_{hielo_i}^n)} k_{hielo} \right)}{\left( \Delta h_{CF} + C_{p_{agua}} (T_{agua}^n - T_{CF}) \right) \rho_{hielo} r_{hielo_i}^n} \quad (148)$$

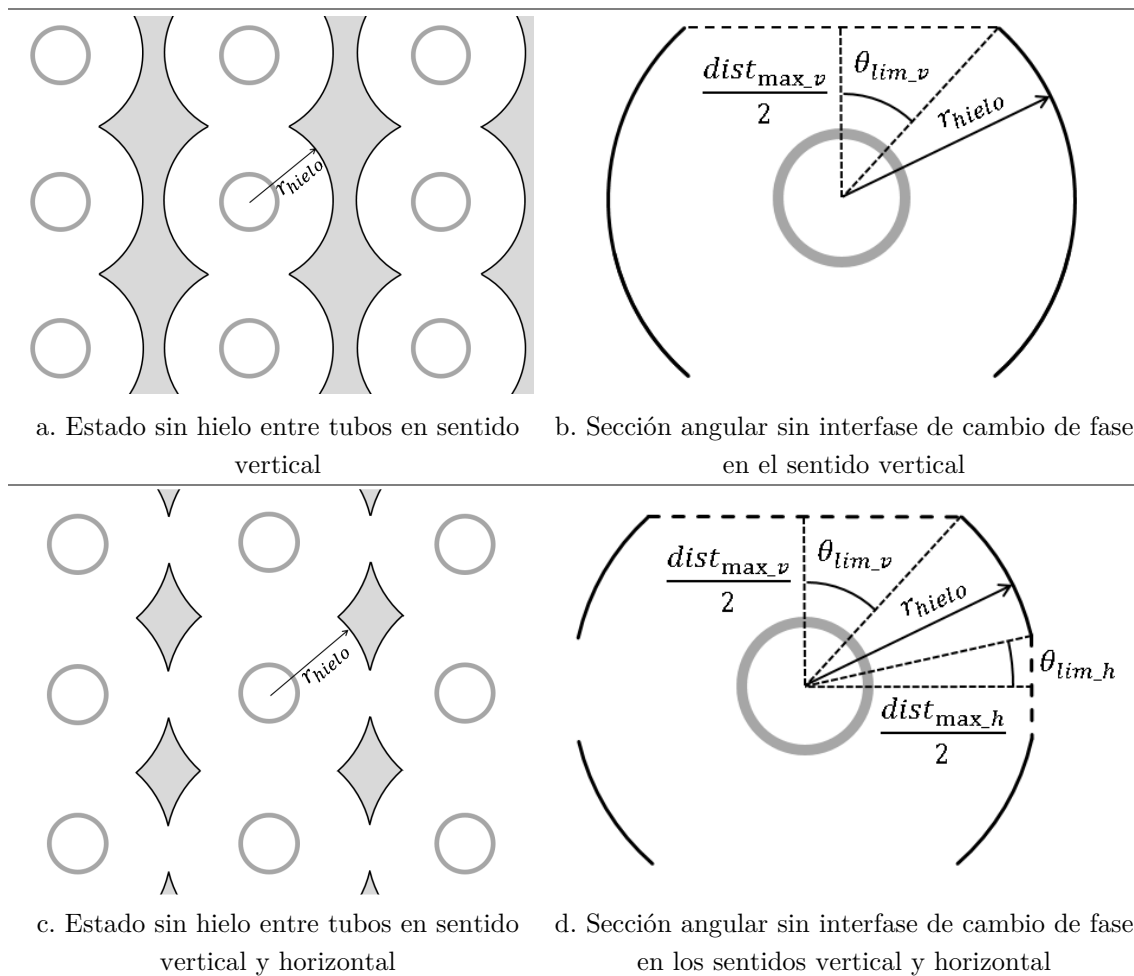
En el modelo el calor transmitido se utiliza para la fusión de hielo por igual en toda la interfase de cambio de fase, de forma que el crecimiento de la fase anular continua siendo radial.

En la zona central, la interacción entre las fases sólida y líquida continúa del mismo modo que en las etapas anteriores, pero ahora el nodo de agua tiene adicionalmente el efecto de la transferencia de masa con el nodo de agua envolvente al tubo debido a los movimientos de convección.

$$T_{ag\_centro}^{n+1} = T_{ag\_centro}^n + \frac{2\pi r_{hielo_c} b_{centro} h_{agua} (T_{CF} - T_{ag\_centro}^n)}{M_{ag\_centro}^n} + \frac{\dot{m}_{conv} \Delta t n_{tubos} (T_{agua}^n - T_{ag\_centro}^n)}{M_{ag\_centro}^n} \quad (149)$$

#### 5.1.3.4 Etapa 4: Fusión de la fase sólida entre tubos en sentido horizontal

En el momento en que la variable  $r_{hielo}$  tiene un valor superior a la semidistancia vertical entre tubos, se considera que se han encontrado las interfases de cambio de fase del tubo considerado y de los tubos vecinos en sentido vertical, motivo por el que ya no queda fase sólida en el espacio vertical entre tubos (Figura 35.a).



**Figura 35. Reducción de la superficie de la interfase de cambio de fase**

Debido a la disposición de los tubos en el tanque, una vez se ha fundido el hielo en el sentido vertical, queda un bloque de hielo en el espacio entre las columnas de tubos. Este bloque en el sistema real se encuentra exento de sujeción, de manera que por flotabilidad tiende a desplazarse hacia la superficie del agua ya fundida. Al tratarse de bloques alargados confinados entre la batería de tubos y sometidos a las fuerzas de flotabilidad, tienden a quedar en contacto con los tubos que impiden al bloque girar para posicionarse de forma horizontal en la superficie del agua. Este contacto con los tubos se daría por tanto en la parte inferior y superior del bloque. Esto hace bastante compleja la simulación, ya que tanto el momento de desprendimiento de estos bloques como la cuantificación de la superficie en contacto directo con los tubos son muy difíciles de predecir y aleatorios en su naturaleza.

Por este motivo se implementará un contacto directo del bloque con el tubo para ajustar el modelo en la validación, pero debido a la aleatoriedad de este efecto se desestimaré su efecto en un modelo para el análisis del comportamiento del tanque, sabiendo que los resultados subestiman la potencia de intercambio en estos momentos.



Este contacto directo tendrá en cuenta que se está simulando el comportamiento de un tubo y se extrapola a los ocho tubos considerando que tienen el mismo comportamiento. Como se ha comentado, el contacto directo seguramente se produce con dos tubos, de manera que en la simulación de un único tubo se considera una superficie de intercambio media para los ocho tubos. Para la implementación del contacto directo entre el tubo y la interfase de cambio de fase se considera que el mecanismo de transmisión de calor será la conducción a través del tubo hacia su superficie en una determinada superficie de contacto. Esta superficie de contacto se define como una porción de la superficie exterior mediante la variable  $fS_{contc}$ , por lo que puede tomar valores entre 0 y 1, aunque más bien se encuentra en valores próximos a 0. Esta porción de superficie exterior del tubo se restará a la superficie de intercambio entre el tubo y la fase líquida.

$$UA/L_{tubo-CF} = \frac{fS_{contc}}{\frac{\ln(r_{tubo\_ext}/r_{tubo\_m})}{2\pi k_{tubo}}} \quad (150)$$

$$UA/L_{tubo-agua} = \frac{1 - fS_{contc}}{\frac{\ln(r_{tubo\_ext}/r_{tubo\_m})}{2\pi k_{tubo}} + \frac{1}{2\pi r_{tubo\_ext} h_{agua}}} \quad (151)$$

Del mismo modo que en la anterior etapa, en el modelo el calor transmitido se utiliza para la fusión de hielo en toda la interfase de cambio de fase, y el valor de la porción de superficie del tubo en contacto con la interfase se ajustará a partir de los resultados experimentales.

Adicionalmente al contacto directo, la interfase de cambio de fase intercambia calor con la fase líquida por convección. Como se ha comentado, en esta configuración se conectan verticalmente las secciones anulares de fase líquida de una misma columna, de manera que ahora los movimientos en el seno del agua por efecto de la variación de la densidad con la temperatura son distintos y por tanto también varía la convección.

Para el cálculo del coeficiente de convección se va a considerar el efecto producido por la convección de un tubo inmerso en un fluido y el efecto de convección en una pared vertical. Las correlaciones definidas por Churchill y Chu son las usadas para el cálculo del coeficiente de convección de un tubo caliente inmerso en un fluido [84] en el intercambio entre el tubo y el nodo de agua envolvente (152) y el de una pared vertical [87] en el intercambio entre el nodo de agua y el hielo (154).

$$Nu_{tubo} = \left(0.6 + 0.387(Ra f_1(Pr))^{1/6}\right)^2 \quad (152)$$

$$f_1(Pr) = \left(1 + \left(\frac{0.559}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{-16/9} \quad (153)$$

Donde la longitud característica para el cálculo de Ra es el diámetro del tubo.

$$Nu_{pared} = \left(0.825 + 0.387(Ra f_2(Pr))^{1/6}\right)^2 \quad (154)$$

$$f_2(Pr) = \left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{-16/9} \quad (155)$$

Donde la longitud característica para el cálculo de Ra es la altura de la superficie.

Para el cálculo del intercambio de calor entre la fase líquida y la interfase de cambio de fase, además de hacer uso de este coeficiente de convección se necesita redefinir la superficie de intercambio, ya que ya no es una circunferencia completa. Esta misma superficie es en la que se dará el cambio de fase.

La superficie de intercambio entre el agua y el hielo en la interfase de cambio de fase es ahora menor, ya que cuando el valor de la posición de la interfase es mayor que las semidistancias máximas horizontal y vertical, se encuentra con la interfase del tubo vecino y deja de haber hielo en esa dirección para ser fundido (Figura 35.c).

En un sistema real la fundición del hielo no se da de forma radial, pero por simplificación del modelo se asume esta hipótesis, ya que el modelo bidimensional asume simetría respecto del eje. La interfase avanza por tanto de forma circular, quedando ángulos en que la interfase desaparece cuando la posición de la interfase supera los límites horizontal y vertical (Figura 35.d).

Se define la superficie de intercambio de la siguiente manera:

$$S_{hielo} = 2 \pi r_{hielo} \Delta x \left(1 - \frac{4 \theta_{lim.v} + 4 \theta_{lim.h}}{360}\right) \quad (156)$$

Se considera este sistema de ecuaciones hasta que todo el hielo alrededor de los tubos queda fundido, es decir, hasta que la variable  $r_{hielo}$  toma un valor igual a la hipotenusa de las semidistancias máximas horizontal y vertical:

$$r_{hielo} = \left(\left(\frac{dist_{max.h}}{2}\right)^2 + \left(\frac{dist_{max.v}}{2}\right)^2\right)^{0.5} \quad (157)$$

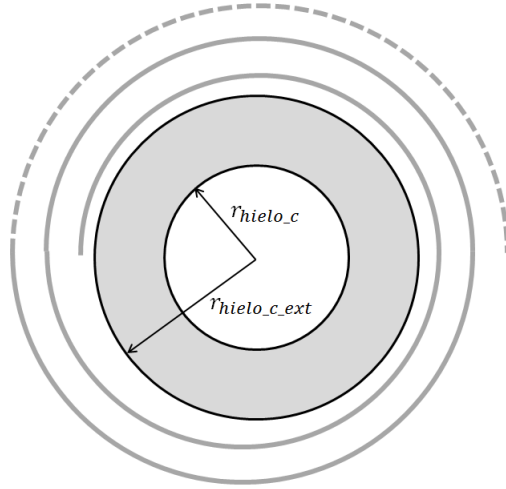
### 5.1.3.5 Etapa 5: Fusión de la fase sólida en flotación

Una vez fundida la masa de hielo en el espacio alrededor del haz de tubos, el sistema queda formado por el tubo intercambiador envuelto de agua y bloques de hielo en zonas

alejadas de los tubos. Ahora influyen las masas situadas en el centro del tanque, ya que el agua se distribuye por todo el tanque y las masas de hielo que pudiera haber en el centro intercambian calor con el agua en su proceso de fusión.

Los tubos intercambian calor únicamente con el agua, por lo que para el cálculo del coeficiente de convección se aplica únicamente la correlación para un tubo inmerso en un fluido descrita en la ecuación (152).

En la zona central, si aún queda hielo, ahora la interfase se encuentra tanto por la parte interna del cilindro de hielo como por la externa, ya que ha desaparecido el hielo que unía la parte exterior al hielo de la primera espiral (Figura 36).



**Figura 36. Interfases de cambio de fase del hielo en el centro durante la etapa 5 del proceso de descarga.**

El radio exterior del hielo ya no es constante con el valor  $r_{centro}$ , sino que también avanza hacia el centro del tanque según la ecuación (158).

$$r_{hielo_{c_{ext}}}^{n+1} = r_{hielo_{c_{ext}}}^n - dr_{hielo_c}^n \quad (158)$$

La masa de hielo del centro se calcula como:

$$M_{hielo_c}^n = \pi (r_{hielo_{c_{ext}}}^n{}^2 - r_{hielo_c}^n{}^2) \rho_{hielo} \quad (159)$$

Y como la superficie de intercambio entre el agua de la zona central y la interfase de cambio de fase se encuentra tanto por la parte interior como por la exterior del bloque de hielo, el intercambio por convección entre el agua y la interfase queda:

$$\dot{Q}_{conv_{agua}} = 2\pi (r_{hielo_c} + r_{hielo_{c_{ext}}}) b_{centro} h_{agua} (T_{agua_c} - T_{CF}) \quad (160)$$

La masa del bloque de hielo quedará completamente fundida cuando:

$$r_{hielo_{ce}}^{n+1} \leq r_{hielo_c}^{n+1} \quad (161)$$

Con estos sistemas de ecuaciones para cada una de las cinco etapas quedan definidos los cálculos para simular el proceso de descarga de un tanque completamente cargado.

## **5.2 Validación**

Una validación del modelo es necesaria para corroborar la fiabilidad del modelo, comprobando que los resultados calculados reflejan, dentro de los márgenes permitidos de error, el comportamiento real del sistema modelado. El proceso de validación corre de manera simultánea al de desarrollo del modelo, ya que a partir de un modelo sencillo inicial, por comparación con los resultados experimentales, se va observando la influencia de efectos en principio no considerados y que se detecte que sí que son influyentes.

El modelo de frontera móvil se ha validado con las medidas experimentales realizadas con el depósito lleno de agua/hielo como material de cambio de fase.

### **5.2.1 Proceso de solidificación**

Para la validación del proceso de carga o solidificación se han comparado cuatro ensayos correspondientes a dos temperaturas de entrada del fluido caloportador y dos caudales distintos, con el objetivo de comprobar que los resultados de la simulación con el modelo predicen de forma satisfactoria el comportamiento del sistema real en distintas condiciones de operación. Se han seleccionado las temperaturas de  $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$  y  $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$  para ver el comportamiento con una temperatura de fluido caloportador próxima al cambio de fase y con otra temperatura más alejada.

Igualmente se han seleccionado dos caudales distintos para analizar si la respuesta del modelo a distintos caudales simula el comportamiento real del tanque. Se ha seleccionado un caudal de  $1000\text{ kg/h}$  y otro más elevado de  $3000\text{ kg/h}$ . Con estos caudales se consiguen unas velocidades del fluido caloportador de  $0.68\text{ m/s}$  y  $2.04\text{ m/s}$  respectivamente.

La matriz de los ensayos validados está resumida en la Tabla 3, donde se indica también el número de Reynolds medio para el fluido caloportador. Cabe recordar, como se comenta en el apartado de modelado “5.1.1 Obtención de la distribución de temperaturas en el fluido caloportador”, que al tratarse de un tubo con curvatura, el Reynolds crítico no es de 2300 sino que queda modificado, tomando un valor de 5910 para la geometría analizada. Dados los Reynolds experimentales, se comprueba que todos los ensayos ocurren en régimen laminar.

**Tabla 3. Matriz experimental de ensayos validados para el proceso de solidificación con agua/hielo.**

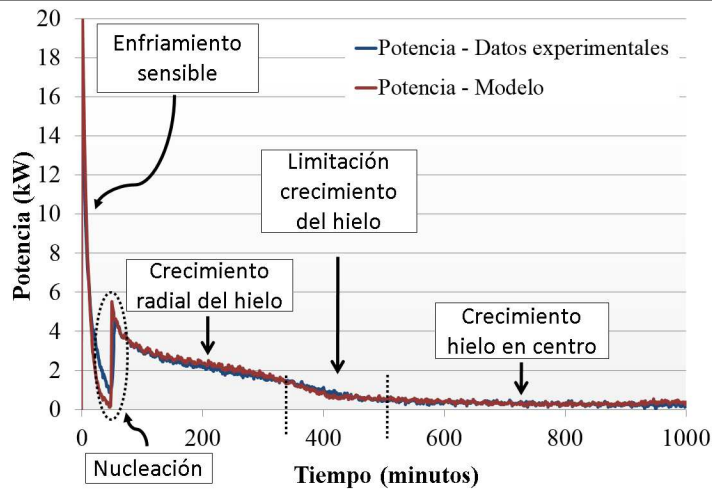
	Condiciones del fluido caloportador		
	Temperatura de entrada [°C]	Caudal [kg/h]	Reynolds
Test 1C	-2	1000	845
Test 2C	-2	3000	2477
Test 3C	-6	1000	770
Test 4C	-6	3000	2150

En el modelo se introducen como inputs la temperatura de entrada y el caudal del fluido caloportador medidos experimentalmente. La instalación experimental consigue regular las condiciones para el fluido caloportador con una determinada precisión, por lo que en los ensayos experimentales tanto el caudal como la temperatura toman valores con pequeñas variaciones respecto a estos valores objetivo.

Las condiciones iniciales de temperatura del agua en el tanque son también valores obtenidos a partir de los ensayos.

Como se ha comentado en el apartado de modelado “5.1.2.2 Etapa 2: Nucleación”, la nucleación es un fenómeno con una componente aleatoria y con una distribución de probabilidad en función de la temperatura. En las simulaciones de estos ensayos, la temperatura a la que aparece la nucleación se ha ajustado para cada ensayo según los resultados de laboratorio.

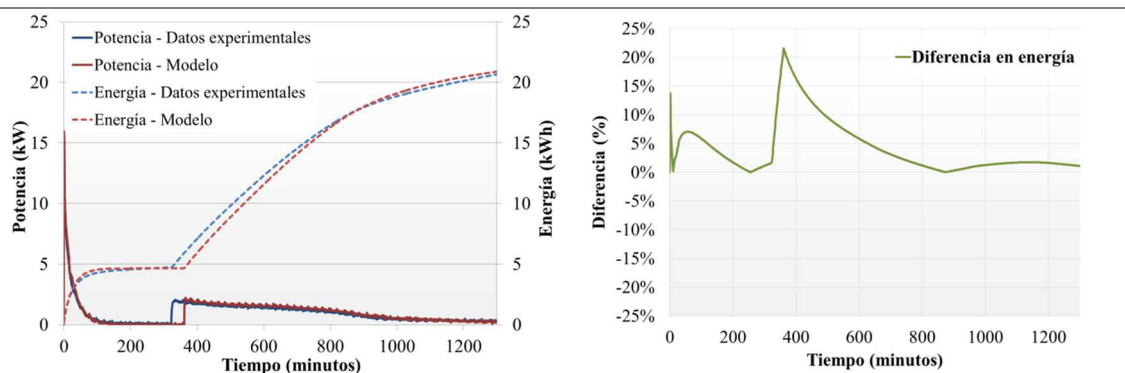
Como resultado, en la Figura 37 se muestra un análisis para el test 3C de la potencia de intercambio en las distintas etapas del proceso de carga, siendo en el proceso de carga la potencia extraída por el fluido caloportador. Se puede apreciar cómo el modelo reproduce con precisión cada una de las etapas. Una primera etapa en que se produce el enfriamiento sensible del agua, en la que incluso se llega a subenfriar el agua.



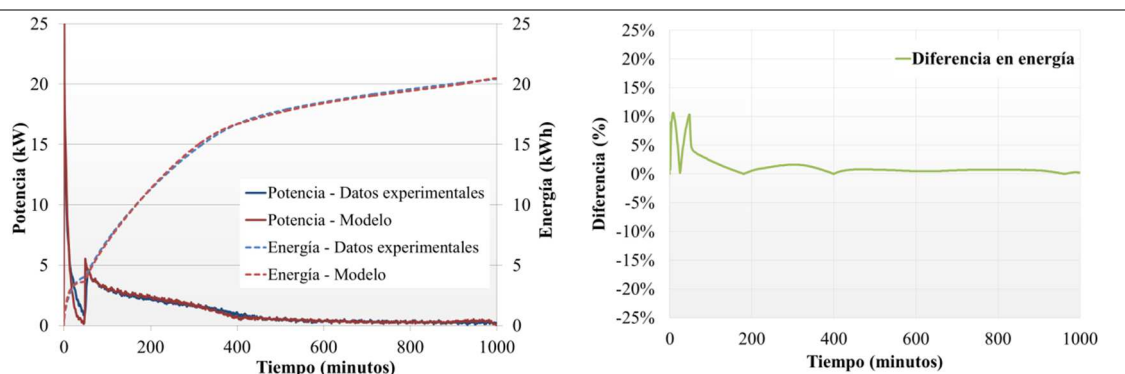
**Figura 37. Etapas del proceso de carga.**

Tras la nucleación se puede observar cómo la potencia de intercambio de nuevo sube de forma repentina, ya que por una parte el intercambio del tubo por convección es mayor ya que la temperatura del agua del tanque sube a la temperatura de cambio fase, y por otra la formación del hielo también está aportando parte de la energía latente del cambio de fase del agua a hielo. En esta segunda etapa que se inicia con la nucleación hay una potencia de intercambio más alta inicialmente y que va decreciendo lentamente, hasta que se satura el hielo primero verticalmente y luego horizontalmente. El hielo se satura cuando llega a ocupar todo el espacio disponible para el crecimiento de la capa de hielo. Se puede observar el cambio de pendiente por la limitación de la formación de hielo. Finalmente hay una última etapa en la que se está produciendo la solidificación de la zona central y lateral, por lo que queda una pequeña potencia de intercambio residual que se mantendrá hasta que toda el agua que hay en el tanque llegue a estar solidificada en hielo.

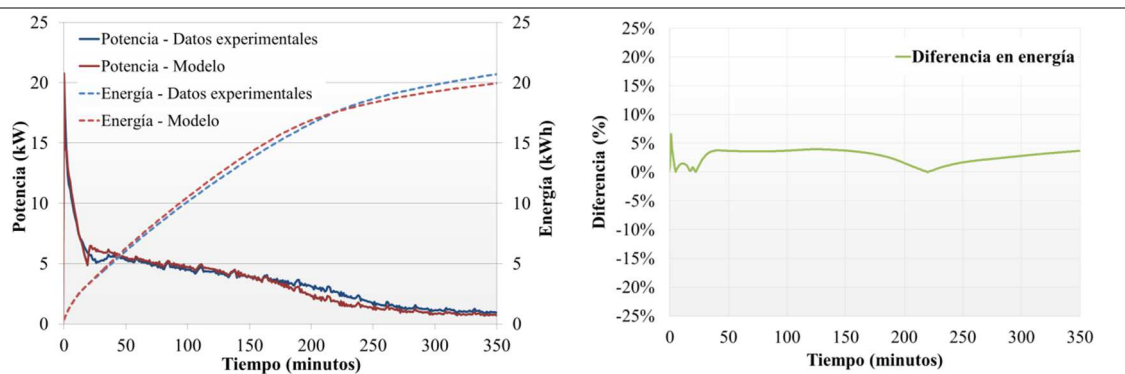
Se compara en la Figura 38 la potencia instantánea intercambiada por el fluido caloportador y la energía total intercambiada a lo largo de los ensayos, que en el proceso de carga es la energía extraída por el fluido caloportador.



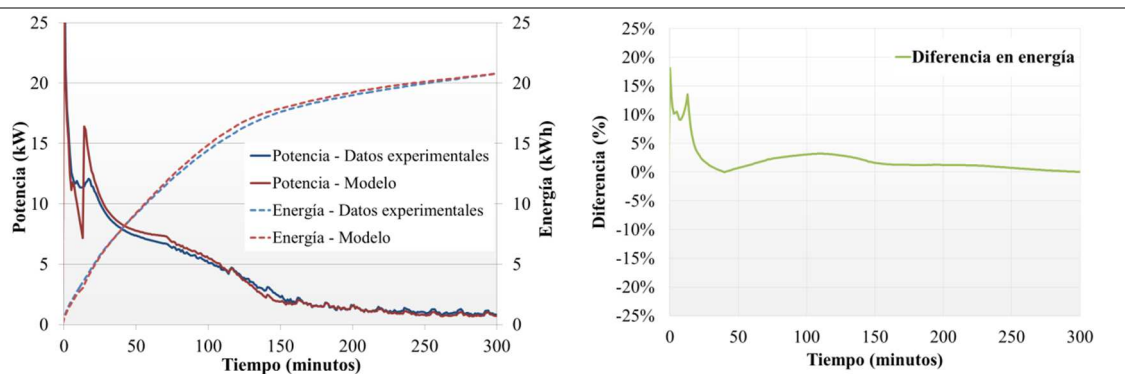
a. Test 1C



b. Test 2C



c. Test 3C



d. Test 4C

**Figura 38. Comparación de potencia y energía en los tests de carga con agua/hielo.**

En los test 1C y 2C, con una temperatura de entrada del fluido caloportador de  $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ , a partir del momento de la nucleación hacen falta más de 800 minutos para llegar a

acumular 20 kWh de energía, mientras que en los test 3C y 4C, con una temperatura del fluido de -6 °C, en menos de 300 minutos se consigue alcanzar estos 20 kWh. Esta gran diferencia del comportamiento del tanque en función de la temperatura de entrada del fluido caloportador es reproducida bastante bien por el modelo, pues el error medio cometido en la energía es menor del 4% después del momento de la nucleación.

Del mismo modo se puede comprobar la influencia que el caudal tiene sobre la evolución de la potencia, comparando el test 1C con el 2C, ambos con la misma temperatura de entrada del fluido caloportador de -2 °C pero caudales de 1000 kg/h y 3000 kg/h respectivamente.

El hecho más destacado es la diferencia en el momento de aparición de la nucleación. Sin embargo, como se ha comentado anteriormente, este es un hecho que tiene una componente aleatoria. De hecho, en el laboratorio se ha comprobado que al realizar ensayos repetitivos para unas mismas condiciones de operación, el momento de la nucleación y su temperatura varían en cada ensayo.

En estos dos ensayos se observa que hay un subenfriamiento del agua hasta que se produce la nucleación, lo que provoca que la temperatura del agua se va acercando a la temperatura de la superficie del tubo y por tanto la potencia de intercambio va acercándose de forma asintótica a 0. En el test 1C se puede observar cómo debido a que la temperatura del agua baja tan lentamente, es difícil determinar a qué temperatura exacta se produce la nucleación, de ahí que esté un poco desfasado el resultado de la simulación.

Una vez se produce la nucleación, en el test 1C la potencia de intercambio sube hasta los 2 kW mientras que para el test 2C sube hasta los 5 kW. Esta diferencia se debe al distinto caudal del fluido caloportador. Considerando la potencia máxima que se podría intercambiar en función del caudal y del salto de temperatura máximo del fluido caloportador (la diferencia entre la entrada del fluido caloportador y la temperatura de cambio de fase) según la ecuación (162), se observa que para el test 1C (1000 kg/h y salto de temperaturas de 2 K) la potencia máxima que puede intercambiar el fluido caloportador es de 2.3 kW, mientras que en el test 2C es 6.9 kW.

$$\dot{Q}_{Max} = \dot{m}_{fc} C_{p_{fc}} (T_{CF} - T_{ent_{fc}}) \quad (162)$$

Esta diferencia inicial entre las potencias de intercambio de ambos ensayos en el momento posterior a la nucleación decrece con el tiempo, ya que en el ensayo 1C la potencia de intercambio disminuye ligeramente mientras que en el ensayo 2C disminuye rápidamente hasta llegar a valores de potencia de intercambio muy similares a los del test 1C.



Se comprueba de esta manera que al multiplicar el caudal por un factor de 3, el efecto sobre la potencia de intercambio no es lineal y no se consigue aumentar la potencia media en un factor de 3 ni disminuir el tiempo del proceso a una tercera parte. El efecto del caudal por tanto es pequeño respecto a su variación.

En cualquier caso, se demuestra también que el modelo es capaz de predecir de forma bastante precisa este efecto del caudal sobre el comportamiento del tanque para diferentes condiciones de operación. De esta manera queda comprobado que a pesar de los diferentes comportamientos del tanque en función de las condiciones de operación, el modelo es capaz de predecirlos correctamente.

Se puede observar que para los test 3C y 4C, con la temperatura del fluido caloportador de  $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$ , la temperatura de la superficie fría está más baja de manera que se produce la nucleación sin que apenas se note un subenfriamiento general del agua del tanque. En el modelo, como se considera el agua alrededor de todo el tubo a una misma temperatura, se produce la nucleación en todos los nodos al mismo tiempo. Sin embargo, en el sistema real, el agua no tiene una temperatura tan homogénea, sino que a lo largo del tubo el agua que lo envuelve puede tener una variación de temperatura, y principalmente también a nivel vertical en el tanque. De esta manera, en el momento en que en algún punto del tanque el agua que envuelve al tubo llega a la temperatura de cambio de fase se inicia la nucleación, ya que la baja temperatura de la superficie del tubo favorece esta nucleación.

Se da entonces en el sistema real un espacio de tiempo en que a medida que el agua va llegando a la temperatura de cambio de fase en distintos puntos del tubo, se va produciendo la nucleación, de manera que la potencia se mantiene más o menos constante. En el modelo en cambio, se produce la nucleación en todos los nodos del tubo intercambiador al mismo tiempo, hecho que explica la subida en la potencia de intercambio en la nucleación. Tras la nucleación, la evolución de la potencia simulada con el modelo reproduce bastante bien la tendencia experimental.

Se demuestra por tanto que el modelo es capaz de simular satisfactoriamente el proceso de carga del sistema (Figura 38). La diferencia en la energía acumulada al final del proceso de todos los tests comparados es menor al 4%.

### **5.2.2 Proceso de fusión**

Para la validación del proceso de descarga o fusión del hielo se han comparado de nuevo cuatro ensayos para dos temperaturas de entrada del fluido caloportador y dos caudales distintos. Del mismo modo que para la carga, se han seleccionado dos temperaturas y dos caudales para analizar la diferencia entre el modelo y el sistema real

ante diferentes condiciones de operación. Se han seleccionado como temperaturas del fluido caloportador para la descarga las temperaturas de 8 °C y 12°C, y al igual que en la carga los caudales de 1000 kg/h y 3000 kg/h.

Por tanto, la matriz de ensayos comparados consiste en los representados en la Tabla 4, en la que también se indica el número de Reynolds medio del fluido caloportador para cada ensayo. Cabe recordar que el Reynolds crítico es de 5910 en el sistema estudiado, por lo que todos los ensayos son en régimen laminar.

**Tabla 4. Ensayos comparados en el proceso de carga**

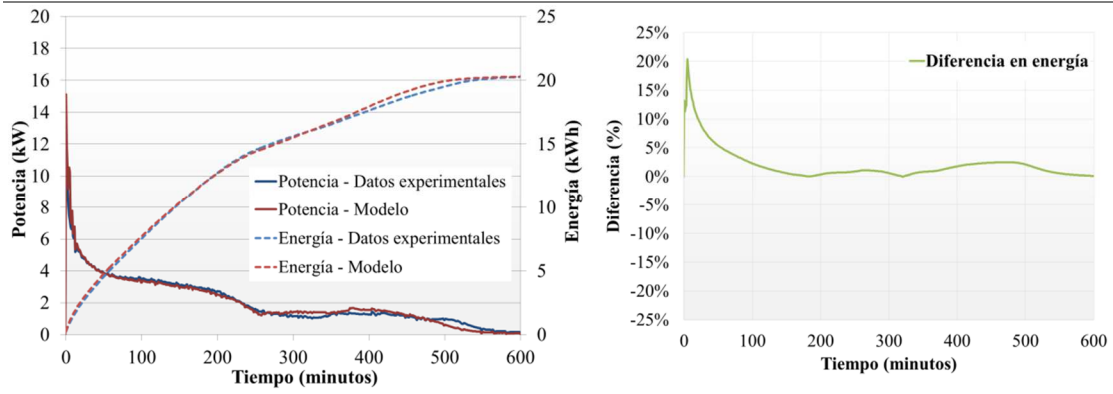
	Condiciones del fluido caloportador		
	Temperatura de entrada [°C]	Caudal [kg/h]	Reynolds
Test 1D	8	1000	1177
Test 2D	8	3000	3558
Test 3D	12	1000	1360
Test 4D	12	3000	4060

En el análisis, se comparan de nuevo la potencia instantánea intercambiada por el fluido caloportador y la energía intercambiada a lo largo del ensayo, que en el proceso de descarga es la energía aportada por el fluido caloportador al tanque.

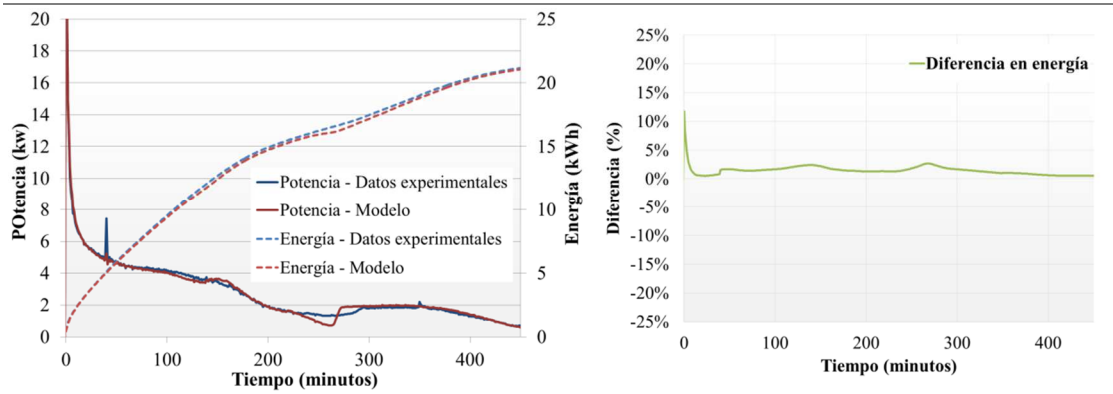
La evolución de la potencia intercambiada durante el proceso de descarga resulta difícil de reproducir. Como se ha comentado en el apartado de modelado, aparecen efectos causados por la flotabilidad del hielo y la fusión no simétrica en el espacio anular alrededor de los tubos que hacen bastante difícil la predicción y cuantificación de los mecanismos de intercambio de calor entre el tubo, el agua y el hielo.

Pese a estas dificultades, se puede comprobar en la Figura 39 cómo los resultados de las simulaciones se aproximan bastante bien a los resultados experimentales. En estas gráficas, se representan tanto la potencia intercambiada por el tanque como la energía total intercambiada durante el proceso.

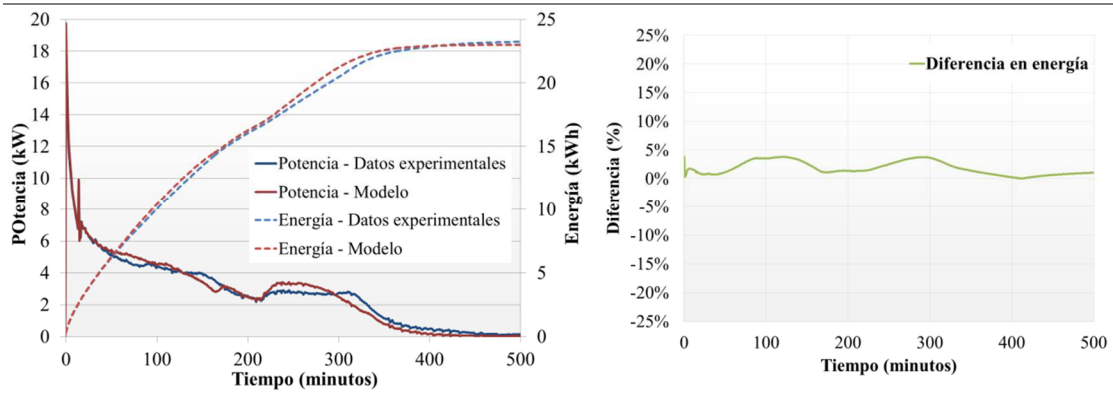
Se comprueba cómo para los cuatro ensayos comparados las tres primeras etapas del proceso están bien reproducidas por el modelo. Dichas etapas consisten en el calentamiento sensible del hielo, la formación y el crecimiento del espacio anular excéntrico de fase líquida entre el hielo y el tubo hasta que desaparece la masa de hielo en el espacio entre tubos en sentido vertical.



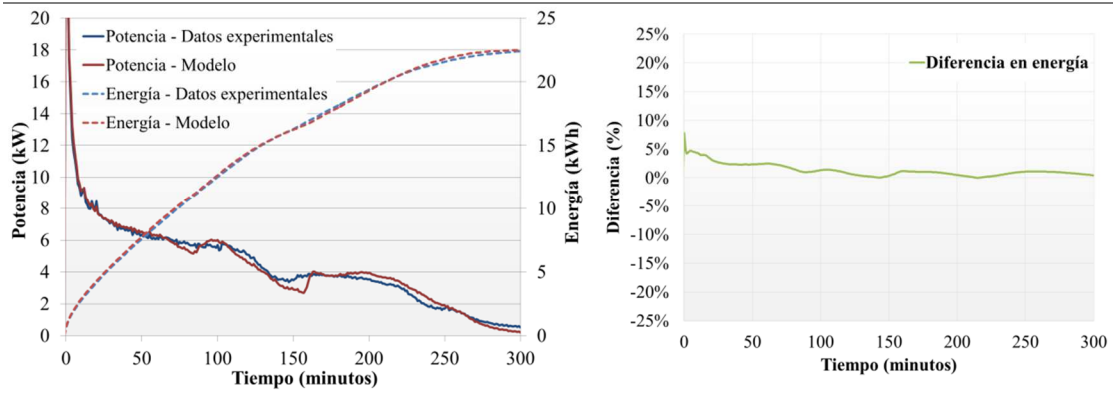
a. Test 1D



b. Test 2D



c. Test 3D



d. Test 4D

Figura 39. Comparación de la potencia y energía en los tests de descarga.

A partir del inicio de la cuarta etapa se producen las mayores diferencias entre la potencia intercambiada simulada por el modelo y la real obtenida experimentalmente. En ese momento la totalidad de masa de hielo en el espacio entre tubos en sentido vertical se ha fundido, la masa restante de hielo queda libre y flota a la superficie del agua. El desprendimiento del hielo es difícil si no imposible de predecir. Se ha modelado para ese momento el intercambio de calor entre el tubo horizontal y el fluido envolvente, y entre el hielo y el agua como una superficie horizontal ubicada en la superficie del agua.

En la quinta etapa, las masas de hielo formadas en el centro se desplazan a la superficie del agua por flotabilidad y se funden lentamente por intercambio de calor con el agua del centro.

Las diferencias observadas en estas dos últimas etapas, que son las más complicadas de modelar, no son a pesar de todo grandes. Se puede afirmar por tanto que el modelo es capaz de simular de forma bastante aproximada la evolución de la potencia de intercambio a lo largo de las diferentes etapas que se dan en el proceso de fusión.

En el test 1D son necesarios 530 minutos para intercambiar 20 kWh, mientras que en el test 2D, con la temperatura de descarga de 8 °C pero un caudal tres veces superior, son necesarios 380 minutos, es decir 28 % menos tiempo.

En los test 3D y 4D, ambos realizados con una temperatura de descarga de 12 °C, son necesarios 290 y 210 minutos respectivamente para llegar a los 20 kWh de energía intercambiada. Se comprueba de nuevo que el efecto de la temperatura de entrada del fluido caloportador es mayor que el del caudal, aunque en el proceso de descarga el caudal tienen mayor influencia que en la carga.

Se demuestra con la comparación entre los resultados experimentales y los calculados que el modelo es capaz de predecir de forma bastante precisa los resultados ante distintas condiciones de operación.

En la Figura 39 se puede apreciar cómo el modelo consigue simular el comportamiento del sistema real con unas diferencias en la energía acumulada al final del proceso inferior al 1.5 %, e inferior al 4% durante la evolución de prácticamente todo el proceso en los cuatro tests comparados.

Se demuestra de esta manera que el modelo refleja la respuesta a las distintas condiciones, observando que en el modelo la variación de la temperatura de entrada del fluido caloportador tiene mayor influencia que una variación en el caudal de entrada, tal y como ocurre en los resultados experimentales.

Se considera por tanto que el modelo reproduce de forma fiable el comportamiento del tanque real en los procesos tanto de carga como de descarga.



# 6

## MODELO ENTÁLPICO DE DIFERENCIAS FINITAS

---

## 6. MODELO ENTÁLPICO DE DIFERENCIAS FINITAS

Las parafinas en su uso como material de cambio de fase se caracterizan entre otras cosas por no presentar una interfase definida entre sus fases sólida y líquida, como ocurre con el agua y el hielo. Esto se debe a que el cambio de fase no se produce a una temperatura concreta, sino que lo hace en un intervalo de temperaturas en el que las parafinas presentan un estado esponjoso que no es ni completamente sólido ni líquido, por lo que este intervalo en inglés se define como “mushy region”.

### 6.1 Desarrollo del modelo entálpico de diferencias finitas

Para el cálculo de la distribución de temperaturas del PCM en el seno del tanque y del intercambio de calor entre los diferentes elementos del sistema cuando no es apreciable una interfase definida entre las fases sólida y líquida del PCM se ha procedido a discretizar la masa de PCM, asociando a cada nodo de PCM una masa que en cada instante tendrá una temperatura dada y si es distinta de los nodos adyacentes habrá una transmisión de calor entre nodos. De esta forma no hace falta calcular el espesor de la zona sólida, sino que cada nodo en función de su temperatura tendrá un estado y consecuentemente unas propiedades físicas determinadas.

Con el fin de resolver estos cálculos por diferencias finitas, se ha desarrollado un modelo bidimensional. La aplicación del método de diferencias finitas produce un conjunto de aproximaciones numéricas discretas. En la discretización bidimensional, una dimensión corresponde a la dirección axial del tubo intercambiador (Figura 40.a) y la otra es la dirección radial del tubo (Figura 40.b).

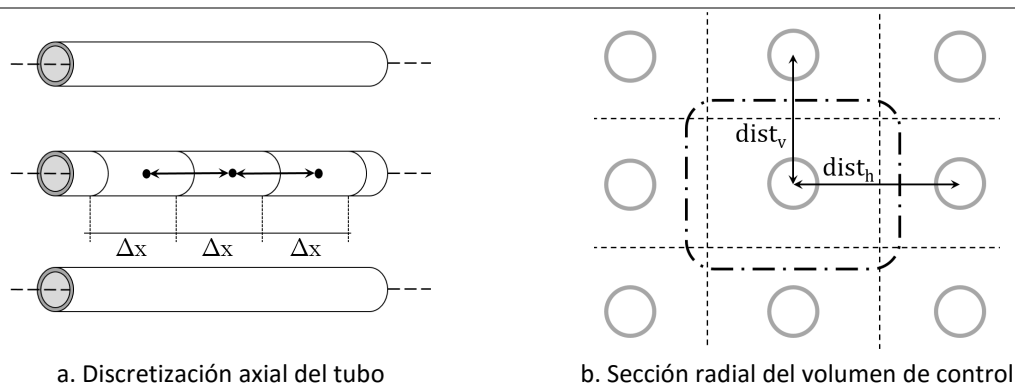


Figura 40. Direcciones de discretización del volumen de control.

El modelo ha sido desarrollado solamente para un tubo, y el comportamiento se extrapola para todo el conjunto de tubos. En consecuencia, se han despreciado aspectos locales que ocurren cerca de las paredes del tanque, o efectos como la caída de



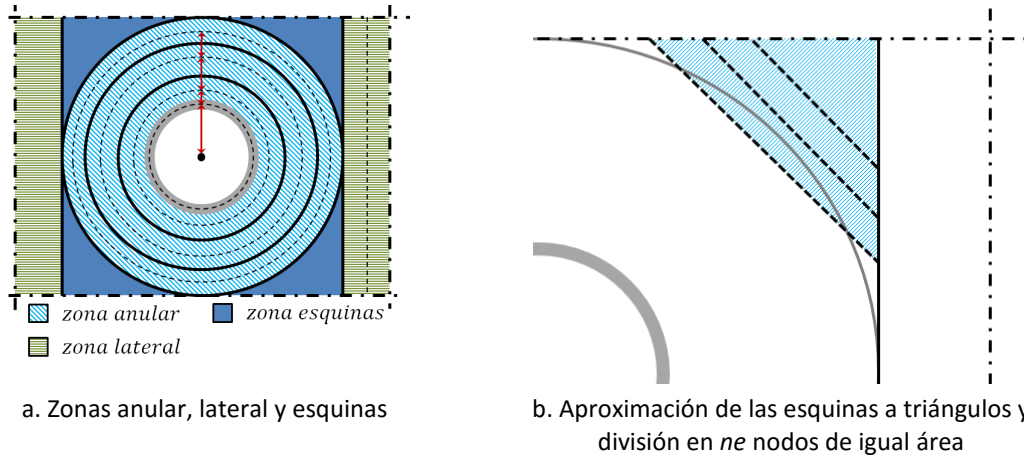
porciones sólidas desde los tubos superiores hacia los inferiores durante el proceso de fusión.

Del mismo modo que en el modelo de frontera móvil, el fluido caloportador en el interior del tubo ha sido discretizado en  $nl$  nodos en la dirección axial, considerando temperatura uniforme para una misma sección transversal de fluido. Del mismo modo ha sido discretizado el tubo intercambiador, considerando nodos de temperatura uniforme y discretizando el tubo en  $nl$  nodos en la dirección axial del tubo, como se ha mostrado anteriormente en la Figura 10. Se ha considerado por tanto un comportamiento simétrico respecto del eje, despreciando posibles diferencias en función de la posición angular.

La distribución de temperaturas de cada nodo de fluido caloportador se calcula a la entrada y salida de cada nodo mediante la ecuación del transporte, mientras que para el tubo se considera temperatura constante en todo el nodo y se asocia a un punto situado en el punto medio del nodo, cuya masa es la masa del nodo.

Debido a que la distancia entre tubos en sentido horizontal es mayor que en sentido vertical, el volumen de control tiene forma rectangular en su sección radial. Por lo tanto, la discretización del PCM consiste en primer lugar en una serie de  $na$  nodos en forma de anillo alrededor del tubo, hasta que se cubre la distancia vertical entre los tubos (Figura 41.a). Estos nodos se asocian a una circunferencia con la masa del nodo y de radio el radio medio de la sección anular.

El espacio restante en la dirección horizontal es asignado a un nodo rectangular lateral, y el espacio que queda en las esquinas entre el último nodo de anillo y el nodo lateral se aproxima a una región triangular que queda dividida en  $ne$  nodos de igual área (Figura 41.b). La aproximación se realiza igualando el área total de las secciones triangulares al área real de la sección de las esquinas ( $A_{esq}$ ). La aproximación de esta zona a distintos segmentos de un triángulo se hace para simplificar el cálculo de las superficies de intercambio entre los nodos, la división en  $ne$  nodos de igual área y la localización del centro de masa de cada nodo. Los nodos de la sección triangular se asocian a una masa puntual situada en el centro de masas de cada nodo.



**Figura 41. Detalles de la discretización radial.**

Para los cálculos de transferencias de calor entre nodos y cálculos de temperatura se han tomado las siguientes consideraciones:

- La transferencia de calor entre nodos se calcula en la dirección radial, sin embargo la transferencia de calor en la dirección axial es despreciada debido al mayor gradiente térmico en la dirección radial.
- Se simplifica la geometría del tubo intercambiador a un tubo recto, para proporcionar al volumen de control de simetría respecto del eje. Únicamente para el cálculo del coeficiente de convección del fluido caloportador en el interior del tubo se tiene en cuenta la curvatura del tubo intercambiador.

El uso del método de Euler para la solución de la ecuación de transporte en el fluido caloportador determina un paso de tiempo máximo para el cálculo debido a las restricciones de la condición de Courant-Friedrichs-Lewy (CFL). El criterio de convergencia de la ecuación del transporte se determina mediante la siguiente ecuación:

$$CFL = u \frac{\Delta t}{\Delta x} < 1 \quad (163)$$

La temperatura de un nodo de fluido caloportador depende de la ecuación de transporte según ya se ha visto en el apartado “5.1.1 Obtención de la distribución de temperaturas en el fluido caloportador”. La ecuación obtenida para la resolución con diferencias finitas mediante el método de Euler explícito para este modelo entálpico por tanto es la misma que la ecuación obtenida en el método de frontera móvil (ecuación (19)).

La variación de la temperatura de los nodos del tubo viene dada por el intercambio de calor de éstos con el fluido caloportador y con el nodo de PCM envolvente, según el balance energético de la ecuación (164):

$$\frac{\partial T_{tubo_i}}{\partial t} - \frac{\dot{Q}_{Conv}}{m_{tubo} C_{p,tubo}} - \frac{\dot{Q}_{PCM}}{m_{tubo} C_{p,tubo}} = 0 \quad (164)$$

$$\dot{Q}_{Conv} = \frac{UA^n}{L_{tubo-fc}} \left( \frac{T_{fc_{i+1}}^n + T_{fc_i}^n}{2} - T_{tubo_i}^n \right) \quad (165)$$

$$\dot{Q}_{PCM} = \frac{UA^n}{L_{tubo-PCM_i}} \left( T_{PCM_{i,1}}^n - T_{tubo_i}^n \right) \quad (166)$$

El intercambio de calor con el fluido caloportador se produce por convección, mientras que con el nodo de PCM envolvente se produce por conducción.

Resolviendo por diferencias finitas, la temperatura de cada nodo de tubo se calcula de modo explícito para cada paso de tiempo de la siguiente forma:

$$T_{tubo_i}^{n+1} = T_{tubo_i}^n + \frac{\frac{UA^n}{L_{tubo-fc}} \Delta t \left( \frac{T_{fc_{i+1}}^n + T_{fc_i}^n}{2} - T_{tubo_i}^n \right)}{(A_{ext} - A_{int}) \rho_{tubo} C_{p,tubo}} + \frac{\frac{UA^n}{L_{tubo-PCM_i}} \Delta t \left( T_{PCM_{i,1}}^n - T_{tubo_i}^n \right)}{(A_{ext} - A_{int}) \rho_{tubo} C_{p,tubo}} \quad (167)$$

$$UA/L_{tubo-PCM_i}^n = \frac{1}{\frac{\ln(r_{ext}/r_{tubo_m})}{2\pi k_{tubo}} + \frac{\ln((r_{ext} + 0.5 \cdot e_r)/r_{ext})}{2\pi k_{PCM_{i,1}}^n}} \quad (168)$$

Donde:

- El subíndice  $i,1$  hace referencia al primer nodo de PCM en la discretización radial, y por tanto al nodo de PCM en contacto con el tubo, y situado en la posición  $i$  en el sentido longitudinal del tubo.
- $e_r$  es el espesor radial de los nodos anulares.

En cuanto al valor de la conductividad del PCM, ésta será igual a la conductividad de la parafina en estado sólido cuando la parafina se encuentre por debajo de la temperatura de sólido, y a la de parafina en estado líquido cuando el nodo de PCM esté por encima de la temperatura de estado líquido, interpolando entre estos valores para temperaturas dentro de la “mushy region”. No se utiliza una conductividad equivalente en la fase líquida para considerar el efecto de convección natural en el seno de la parafina líquida, ya que este efecto se ha introducido a través de un intercambio de masa entre nodos de PCM líquido. Este movimiento de masa entre nodos de PCM

dependerá del efecto de convección natural, que será distinto para la solidificación y la fusión.

En cada paso de tiempo, para la obtención de la temperatura de los nodos de PCM en la dirección radial se hace uso de un método entálpico. En este método, el estado de cada nodo de PCM viene definido por su entalpía. La evolución de la entalpía de un nodo de PCM dependerá de la energía intercambiada con sus nodos adyacentes, balance energético que se expresa mediante la ecuación (169).

$$\frac{\partial H_{PCM_{i,j}}}{\partial t} + \frac{\dot{Q}_{PCM_{i,j-1}}}{m_{PCM_{i,j}}} + \frac{\dot{Q}_{PCM_{i,j+1}}}{m_{PCM_{i,j}}} = 0 \quad (169)$$

Resolviendo esta ecuación por diferencias finitas de modo explícito en tiempo y espacio se obtiene:

$$H_{PCM_{i,j}}^{n+1} = H_{PCM_{i,j}}^n + \frac{\frac{UA}{L_{PCM_{i,j}}} \Delta t (T_{PCM_{i,j-1}}^n - T_{PCM_{i,j}}^n)}{\pi (r_{PCM_j}^2 - r_{PCM_{j-1}}^2) \rho_{PCM_{i,j}}^n} + \frac{\frac{UA}{L_{PCM_{i,j+1}}} \Delta t (T_{PCM_{i,j+1}}^n - T_{PCM_{i,j}}^n)}{\pi (r_{PCM_j}^2 - r_{PCM_{j-1}}^2) \rho_{PCM_{i,j}}^n} \quad (170)$$

$$UA/L_{PCM_{i,j}}^n = \frac{1}{\frac{\ln(r_{PCM_{j-1}}/r_{PCM_{j-1}} - 0.5 \cdot e_r)}{2\pi k_{PCM_{i,j-1}}^n} + \frac{\ln((r_{PCM_j} + 0.5 \cdot e_r)/r_{PCM_j})}{2\pi k_{PCM_{i,j}}^n}} \quad (171)$$

Donde  $r_{PCM_j}$  es el radio exterior del nodo anular  $j$  de PCM.

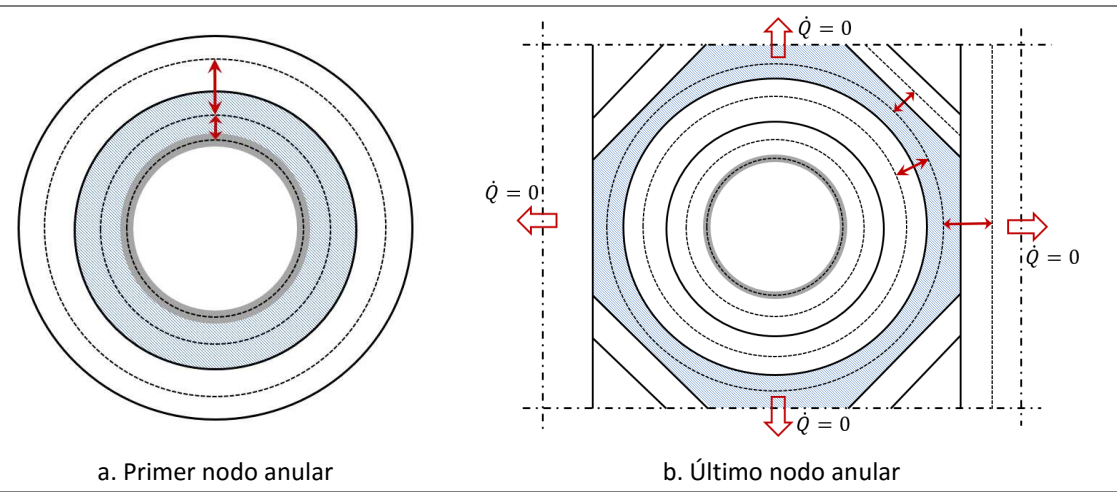
Una vez resuelto el cálculo del estado entálpico de un nodo, a partir de la correlación de entalpía-temperatura definida por la curva característica del PCM entalpía-temperatura se obtiene la temperatura correspondiente a su nivel de entalpía.

Por lo tanto, un input clave para el modelo es la curva de entalpía-temperatura del PCM, que en el presente estudio es la parafina RT8 de Rubitherm. Los análisis de laboratorio (tanto los del grupo de Ingeniería Térmica y Sistemas Energéticos del Instituto Universitario de Investigación de Ingeniería de Aragón como los realizados en el Centro de Innovación Tecnológica de Acciona Infraestructuras) han demostrado que el material presenta histéresis en su estado físico respecto a la temperatura, por lo que a una temperatura dada el material podría estar tanto en estado sólido como líquido en función del estado en el que se encontrara en los instantes previos. Por lo tanto la curva de entalpía respecto de la temperatura será diferente dependiendo de si se trata de un proceso de enfriamiento o de calentamiento del material. El hecho de que estas curvas dependan de la velocidad de enfriamiento indica que además de la histéresis propia del material, los procesos químicos para el cambio de estado tienen una

velocidad máxima intrínseca. En el apartado “6.1.1.2 Curva entalpía-temperatura” se expone más detalladamente la implementación de estas curvas en el modelo.

La ecuación (170) es válida para el cálculo del estado de todos los nodos de PCM anulares a excepción del primero y el último, ya que éstos intercambian calor con el tubo y el primer nodo de la región en la esquina respectivamente.

Para el primer nodo anular de PCM, los intercambios de calor se producirán por la parte interior con el tubo, y por la exterior con el siguiente nodo anular de PCM (Figura 42.a).



**Figura 42. Intercambios de calor de los nodos anulares extremos.**

La ecuación para la obtención del estado entálpico del primer nodo anular es entonces:

$$H_{PCM_{i,1}}^{n+1} = H_{PCM_{i,1}}^n + \frac{UA^n}{L_{tubo-PCM_i}} \frac{\Delta t (T_{tubo}^n - T_{PCM_{i,1}}^n)}{\pi (r_{PCM_1}^2 - r_{ext}^2) \rho_{PCM_{i,1}}^n} + \frac{UA^n}{L_{PCM_{i,2}}} \frac{\Delta t (T_{PCM_{i,2}}^n - T_{PCM_{i,1}}^n)}{\pi (r_{PCM_1}^2 - r_{ext}^2) \rho_{PCM_{i,1}}^n} \quad (172)$$

$$UA/L_{tubo-PCM_i}^n = \frac{1}{\frac{\ln(r_{ext}/r_{m_{tubo}})}{2\pi k_{tubo}} + \frac{\ln((r_{PCM_1} - 0.5 \cdot e_r)/r_{ext})}{2\pi k_{PCM_{i,1}}^n}} \quad (173)$$

El último nodo anular de PCM intercambia energía por su parte interna con el nodo anular anterior y por la parte externa con el primer nodo de la región de la esquina y el nodo lateral. Esta parte externa del nodo tiene también superficie de contacto con el nodo último anular de los tubos superiores e inferior, pero por simetría en la superficie de contacto entre estos nodos, se considera esta superficie como adiabática (Figura 42.b).

Las transferencias de calor con el primer nodo de la zona triangular y con el nodo lateral se producen primero a través de conducción a lo largo del nodo anular, por lo

que ésta se calcula según transmisión radial hasta la superficie de contacto entre los nodos, y a continuación por conducción a través de los nodos adyacentes.

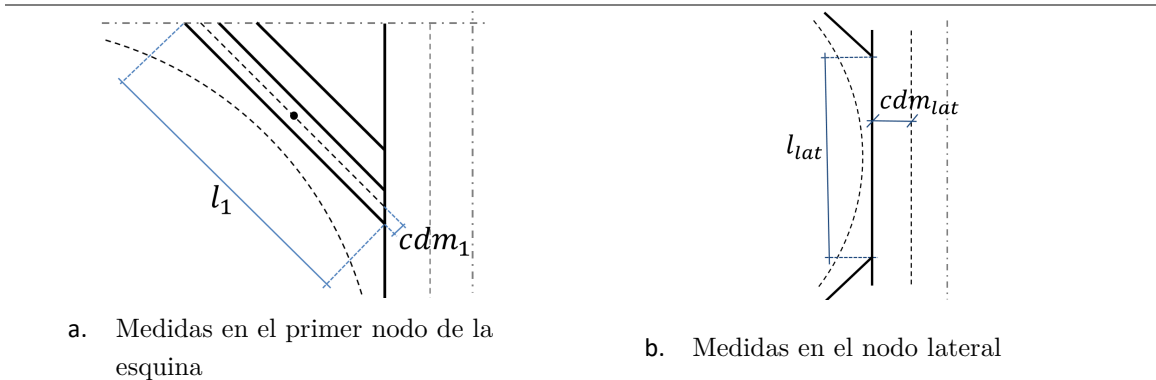
De este modo, la ecuación para el cálculo de la variación de entalpía del último nodo anular queda:

$$\begin{aligned}
 H_{PCM_{i,na}}^{n+1} = H_{PCM_{i,na}}^n &+ \frac{\frac{UA}{L_{PCM_{i,na}}}^n \Delta t (T_{PCM_{i,na-1}}^n - T_{PCM_{i,na}}^n)}{\pi(r_{PCM_{na}}^2 - r_{PCM_{na-1}}^2) \rho_{PCM_{i,na}}^n} \\
 &+ \frac{\frac{UA}{L_{PCM_{i,na+1}}}^n \Delta t (T_{PCM_{i,na+1}}^n - T_{PCM_{i,na}}^n)}{\pi(r_{PCM_{na}}^2 - r_{PCM_{na-1}}^2) \rho_{PCM_{i,na}}^n} \\
 &+ \frac{\frac{UA}{L_{PCM_{i,na,lat}}}^n \Delta t (T_{PCM_{i,lat}}^n - T_{PCM_{i,na}}^n)}{\pi(r_{PCM_{na}}^2 - r_{PCM_{na-1}}^2) \rho_{PCM_{i,na}}^n}
 \end{aligned} \tag{174}$$

$$\frac{UA}{L_{PCM_{i,na+1}}}^n = \frac{4}{\frac{\ln(r_{PCM_{na}}/r_{PCM_{na}} - 0.5 \cdot e_r)}{P_{ang_{esq}} \cdot 2\pi k_{PCM_{i,na}}^n} + \frac{cdm_1}{l_1 \cdot k_{PCM_{i,na+1}}^n}} \tag{175}$$

$$\frac{UA}{L_{PCM_{i,na,lat}}}^n = \frac{2}{\frac{\ln(r_{PCM_{na}}/r_{PCM_{na}} - 0.5 \cdot e_r)}{P_{ang_{lat}} \cdot 2\pi k_{PCM_{i,na}}^n} + \frac{cdm_{lat}}{l_{lat} \cdot k_{PCM_{i,lat}}^n}} \tag{176}$$

Donde  $cdm_1$  es la distancia entre el centro de masas del primer nodo de la esquina y su superficie de contacto con el último nodo anular y  $l_1$  es la longitud de esta superficie de contacto, y  $cdm_{lat}$  y  $l_{lat}$  son las respectivas dimensiones para el nodo lateral (Figura 43).



**Figura 43. Dimensiones características de los nodos adyacentes al último nodo anular.**

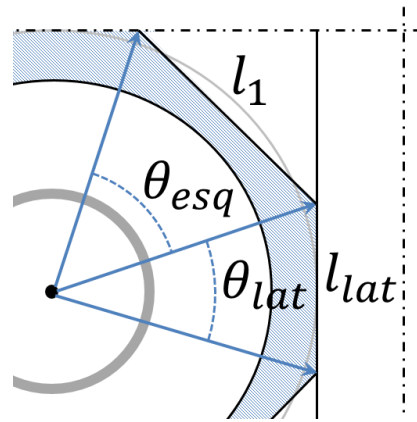
En las ecuaciones (175) y (176) se han definido los factores  $P_{ang_{esq}}$  y  $P_{ang_{lat}}$  para determinar la proporción de la circunferencia a través de la cual se está efectuando la

transmisión de calor con el primer nodo de la esquina y con el nodo lateral respectivamente. Estos factores se definen según las ecuaciones (177) y (178).

$$P_{ang_{esq}} = \frac{\theta_{esq}}{360} \quad (177)$$

$$P_{ang_{lat}} = \frac{\theta_{lat}}{360} \quad (178)$$

Donde  $\theta_{esq}$  es el ángulo del nodo anular que define la superficie de contacto con la zona de la esquina y  $\theta_{lat}$  el ángulo de la superficie en contacto con el nodo lateral (Figura 44).



**Figura 44. Ángulos que definen las superficies de contacto entre los nodos.**

En la ecuación (175), el intercambio entre el último nodo anular y el primero de la esquina se multiplica por un factor de cuatro, ya que este intercambio se produce en las cuatro esquinas. Del mismo modo, en la ecuación (176) el intercambio con el nodo lateral se multiplica por dos, ya que se produce por los dos laterales.

Para los nodos de PCM de la región en la esquina y el nodo lateral, las transferencias de calor se realizan por conducción a través de los nodos por las diferentes superficies de intercambio entre los nodos.

El primer nodo de la región en la esquina intercambia calor con el siguiente nodo de esta región, con el último nodo anular y con el nodo del lateral (Figura 45).

La ecuación para el cálculo de su estado entálpico en cada paso de tiempo se escribe por tanto de la siguiente forma:

$$\begin{aligned}
H_{PCM_{i,na+1}}^{n+1} = & H_{PCM_{i,na+1}}^n + \frac{\frac{UA}{L_{PCM_{i,na+1}}}^n \Delta t (T_{PCM_{i,na}}^n - T_{PCM_{i,na+1}}^n)}{\frac{A_{esq}}{ne} \rho_{PCM_{i,na+1}}^n} \\
& + \frac{\frac{UA}{L_{PCM_{i,na+2}}}^n \Delta t (T_{PCM_{i,na+2}}^n - T_{PCM_{i,na+1}}^n)}{\frac{A_{esq}}{ne} \rho_{PCM_{i,na+1}}^n} \\
& + \frac{\frac{UA}{L_{PCM_{i,na+1\_lat}}}^n \Delta t (T_{PCM_{i,lat}}^n - T_{PCM_{i,na+1}}^n)}{\frac{A_{esq}}{ne} \rho_{PCM_{i,na+1}}^n}
\end{aligned} \tag{179}$$

$$\frac{UA}{L_{PCM_{i,na+1}}^n} = \frac{4}{\frac{\ln(r_{PCM_{na}}/r_{PCM_{na}} - 0.5 \cdot e_r))}{P_{ang_e} \cdot 2\pi k_{PCM_{i,na}}^n} + \frac{cdm_1}{l_1 \cdot k_{PCM_{i,na+1}}^n}} \tag{180}$$

$$\frac{UA}{L_{PCM_{i,na+2}}^n} = \frac{4}{\frac{b_1 - cdm_1}{l_2 \cdot k_{PCM_{i,na+1}}^n} + \frac{cdm_2}{l_2 \cdot k_{PCM_{i,na+2}}^n}} \tag{181}$$

$$\frac{UA}{L_{PCM_{i,na+1\_lat}}^n} = \frac{4}{\frac{\left(\frac{l_1 + l_2}{2}\right)/2}{b_1 \cdot k_{PCM_{i,na+1}}^n} + \frac{cdm_{lat}}{b_1 \cdot \cos(45) \cdot k_{PCM_{i,lat}}^n}} \tag{182}$$

En la ecuación (179)  $A_{esq}$  es el área total de las cuatro zonas de las esquinas, que se divide en  $ne$  nodos de igual área (Figura 41.a). Las variables  $cdm_1$ ,  $cdm_2$ ,  $l_1$ ,  $l_2$  y  $b_1$  representan dimensiones características de la geometría de los nodos 1 y 2 de las esquinas (Figura 45). Son los valores del centro de masas, longitud de la base y altura de los nodos.

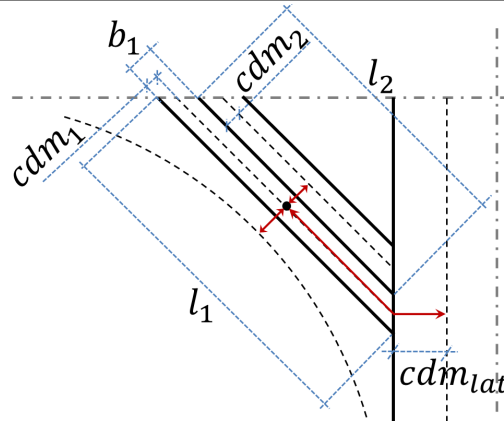
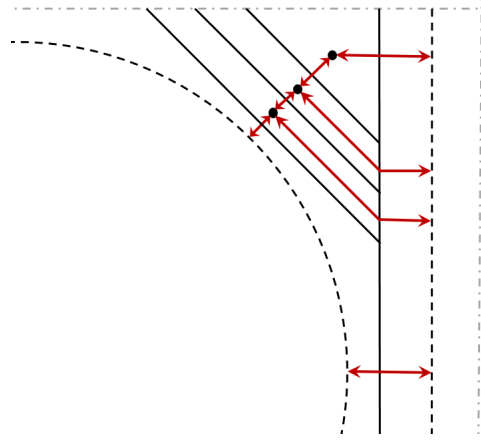


Figura 45. Dimensiones de los nodos 1 y 2 de la zona en la esquina.



En las ecuaciones (180), (181) y (182) la transferencia de calor se multiplica por un factor de cuatro ya que cada nodo corresponde al conjunto de los cuatro segmentos simétricos en cada una de las cuatro esquinas.

Del mismo modo que para este primer nodo de la esquina, los diferentes nodos en que se divide esta zona intercambian calor con los nodos adyacentes y con el nodo lateral (Figura 46).



**Figura 46. Intercambio de calor de los nodos en la esquina.**

La ecuación general para el cálculo de la entalpía de un nodo de la región de la esquina es por tanto:

$$\begin{aligned}
 H_{PCM_{i,na+j}}^{n+1} = & H_{PCM_{i,na+j}}^n + \frac{\frac{UA}{L_{PCM_{i,na+j}}}^n \Delta t (T_{PCM_{i,na+j-1}}^n - T_{PCM_{i,na+j}}^n)}{\frac{A_{esq}}{ne} \rho_{PCM_{i,na+j}}^n} \\
 & + \frac{\frac{UA}{L_{PCM_{i,na+j+1}}}^n \Delta t (T_{PCM_{i,na+j+1}}^n - T_{PCM_{i,na+j}}^n)}{\frac{A_{esq}}{ne} \rho_{PCM_{i,na+j}}^n} \\
 & + \frac{\frac{UA}{L_{PCM_{i,na+j\_lat}}}^n \Delta t (T_{PCM_{i,lat}}^n - T_{PCM_{i,na+j}}^n)}{\frac{A_{esq}}{ne} \rho_{PCM_{i,na+j}}^n}
 \end{aligned} \quad (183)$$

$$UA/L_{PCM_{i,na+j}}^n = \frac{4}{\frac{b_{j-1} - cdm_{j-1}}{l_j \cdot k_{PCM_{i,na+j-1}}^n} + \frac{cdm_j}{l_j \cdot k_{PCM_{i,na+j}}^n}} \quad (184)$$

$$UA/L_{PCM_{i,na+j\_lat}}^n = \frac{4}{\frac{\left(\frac{(l_j + l_{j+1})}{2}\right)}{b_j \cdot k_{PCM_{i,na+j}}^n} + \frac{cdm_{lat}}{b_j \cdot \cos(45) \cdot k_{PCM_{i,lat}}^n}} \quad (185)$$

El último nodo intercambia solamente con el nodo anterior y con el nodo lateral. La ecuación para el cálculo de su variación de entalpía es la siguiente:

$$H_{PCM_{i,na+ne}}^{n+1} = H_{PCM_{i,na+ne}}^n + \frac{\frac{UA^n}{L_{PCM_{i,na+ne}}} \Delta t (T_{PCM_{i,na+ne-1}}^n - T_{PCM_{i,na+ne}}^n)}{\frac{A_{esq}}{ne} \rho_{PCM_{i,na+ne}}^n} + \frac{\frac{UA^n}{L_{PCM_{i,na+ne\_lat}}} \Delta t (T_{PCM_{i,lat}}^n - T_{PCM_{i,na+ne}}^n)}{\frac{A_{esq}}{ne} \rho_{PCM_{i,na+ne}}^n} \quad (186)$$

$$UA/L_{PCM_{i,na+ne}}^n = \frac{4}{\frac{b_{ne-1} - cdm_{ne-1}}{l_{ne} \cdot k_{PCM_{i,na+ne-1}}^n} + \frac{cdm_{ne}}{l_{ne} \cdot k_{PCM_{i,na+ne}}^n}} \quad (187)$$

$$UA/L_{PCM_{i,na+ne\_lat}}^n = \frac{4}{\frac{c_{ne}/3}{c_{ne} \cdot k_{PCM_{i,na+ne}}^n} + \frac{cdm_{lat}}{c_{ne} \cdot k_{PCM_{i,lat}}^n}} \quad (188)$$

Donde  $c_{ne}$  es el cateto del último nodo de la región triangular.

Por último, el nodo lateral intercambia calor con todos los nodos de la zona de la esquina y con el último nodo anular (Figura 46). La ecuación para el cálculo de su estado entálpico en cada instante de tiempo es por tanto:

$$H_{PCM_{i,lat}}^{n+1} = H_{PCM_{i,lat}}^n + \frac{\frac{UA^n}{L_{PCM_{i,na\_lat}}} \Delta t (T_{PCM_{i,na}}^n - T_{PCM_{i,lat}}^n)}{A_{lat} \rho_{PCM_{i,lat}}^n} + \sum_{j=1}^{ne} \frac{\frac{UA^n}{L_{PCM_{i,na+j\_lat}}} \Delta t (T_{PCM_{i,na+j}}^n - T_{PCM_{i,lat}}^n)}{A_{lat} \rho_{PCM_{i,lat}}^n} \quad (189)$$

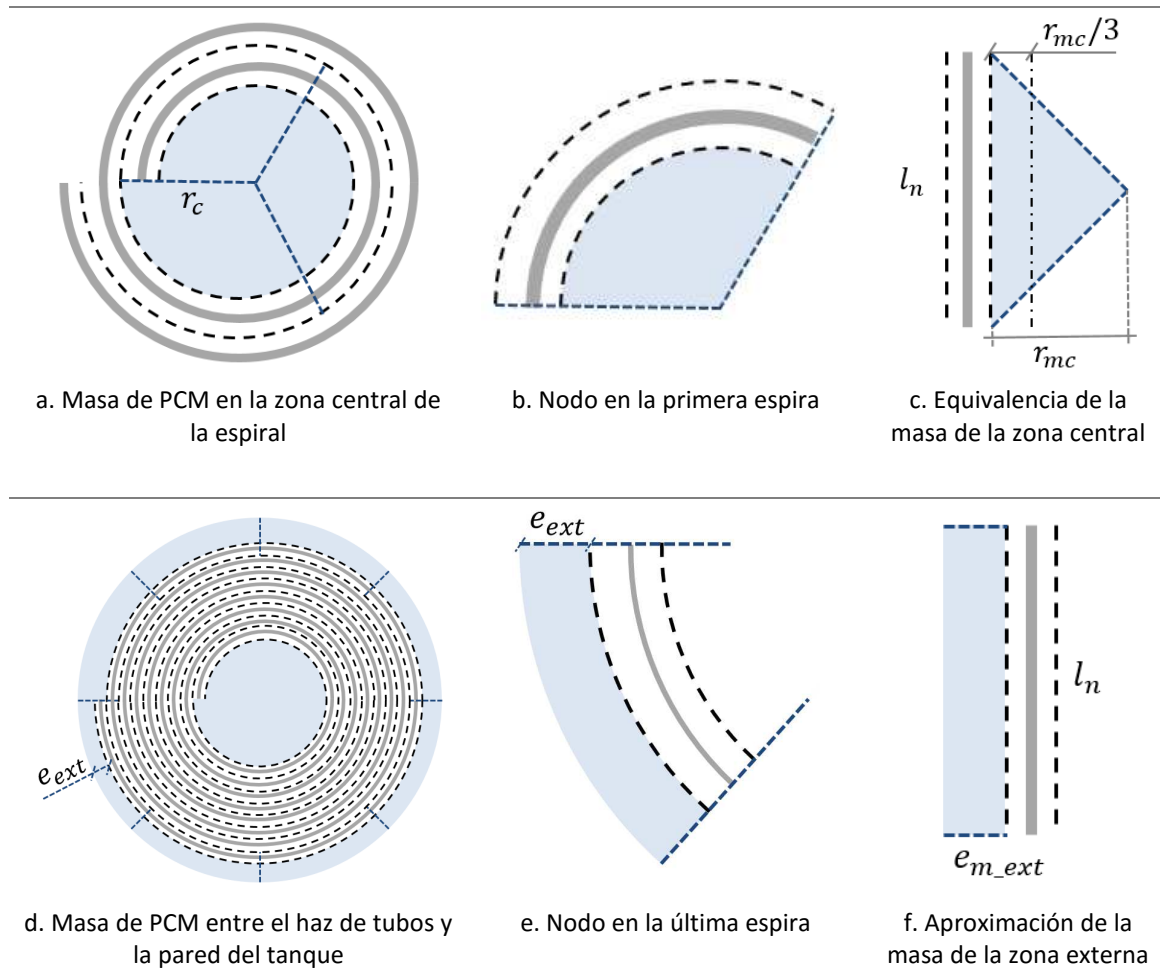
$$A_{lat} = (dist_h - dist_v) dist_v \quad (190)$$

Siendo  $dist_h$  y  $dist_v$  respectivamente las distancias horizontal y vertical entre tubos (Figura 40.b).

Finalmente, debido a la disposición del haz de tubos en espiral dentro del tanque, tanto en la zona del centro de las espirales como entre la parte exterior de las espirales y las paredes del tanque se forman espacios ocupados por PCM que quedan más alejado de los tubos (Figura 47.a y Figura 47.d).

Se ha comprobado experimentalmente que estas masas de PCM llegan a tener influencia en el comportamiento del tanque sobre todo en procesos largos, por lo que es necesario su implementación en el modelo. Estas masas se han introducido asignándolas a los nodos laterales de PCM.

La masa del centro del tanque se asigna a los nodos laterales de la primera espira, por tanto se modifica la masa y el centro de masas de estos nodos situados al inicio del tubo. La nueva masa de cada nodo lateral comprenderá la masa de PCM contenida en el ángulo cubierto por cada nodo en la primera espira (Figura 47.b). Como el radio varía para este espacio del centro en función de la posición angular por tratarse de una espiral, se ha tomado un radio medio. El área contenida en este sector circular equivale a una superficie triangular de base la longitud del nodo y altura el radio medio del espacio central (Figura 47.c). El centro de masas de este nodo lateral queda situado a un tercio del radio medio del espacio central.



**Figura 47. Implementación de las masas de PCM alejadas del haz de tubos.**

La masa de PCM contenida en el espacio entre el exterior de los tubos y las paredes del tanque se asigna a los nodos laterales de la última espira, por tanto se modifica la masa y el centro de masas de estos nodos. La nueva masa de cada nodo lateral comprenderá

la masa de PCM contenida en el ángulo cubierto por cada nodo en la última espira (Figura 47.e). Como el espesor varía para este espacio entre el haz de tubos y la pared del tanque por tratarse de espirales, se toma el espesor medio. El área contenida en este arco, siendo el radio bastante grande, se aproxima a una superficie rectangular de lados la longitud del nodo y el espesor medio del espacio (Figura 47.f). El centro de masas de este nodo lateral quedará ahora situado a la mitad del espesor medio del espacio.

Finalmente, resolviendo el conjunto de ecuaciones anteriores en cada paso de tiempo se obtiene el estado entálpico de todos los nodos de fluido caloportador, tubo y de PCM.

Para la resolución del cálculo de diferencias finitas se ha optado por un método explícito, por lo que es necesario prestar atención al paso del tiempo con el fin de evitar divergencias en el cálculo. El paso de tiempo máximo vendrá determinado por:

$$\Delta t_{Max} = \frac{A_{nodo} \rho_{nodo} C_{p,nodo}}{\left( \frac{UA}{L} \right)_{nodo_{i,j}}} \quad (191)$$

Donde  $\Delta t_{Max}$  se calcula para el nodo crítico de todos los nodos de PCM, tubo y fluido caloportador, por lo que el subíndice *nodo* se refiere a todos los nodos creados en la discretización del sistema. En la ecuación (191)  $A_{node}$  es la sección radial de cada nodo.

El paso de tiempo mínimo entre el determinado por la condición CFL y los requisitos de convergencia del método explícito determinará el paso del tiempo máximo de la simulación.

#### **6.1.1.1 Propiedades termofísicas función de la temperatura**

Las propiedades del fluido caloportador, que consiste en una mezcla agua-glicol al 32 %, son calculadas para cada paso de tiempo en función de su temperatura haciendo uso de las correlaciones presentadas por el International Institute of Refrigeration (IIR) para el cálculo de las propiedades de fluidos secundarios [81]. Las propiedades del agua-glicol calculadas en función de la temperatura según estas correlaciones son la densidad, el calor específico, la conductividad térmica y la viscosidad dinámica.

Respecto a las propiedades físicas de la parafina, se considera un valor constante en estado líquido y otro en estado sólido, y para temperaturas dentro de la “mushy region” estos valores se interpolan. Los valores de las propiedades en estado sólido y líquido han sido obtenidos en el laboratorio del grupo de Ingeniería Térmica y Sistemas Energéticos (GITSE, Instituto Universitario de Investigación de Ingeniería de Aragón)

[73]. Las propiedades que no han podido ser obtenidas en el laboratorio se han obtenido a partir de datos del propio fabricante Rubitherm [76].

La conductividad térmica de la fase líquida se ha determinado a partir de la densidad, el calor específico y la difusividad térmica medidas según la ecuación (192):

$$k = \rho \cdot C_p \cdot \alpha \quad (192)$$

La difusividad térmica se ha medido mediante LFA con el equipo láser flash de NETZSCH 457 MicroFlash™, utilizando un portamuestras de Pt/Rh y realizando 5 disparos a 20 °C, 25 °C y 30 °C. Para evaluar la precisión de las medidas se ha medido agua destilada en las mismas condiciones, obteniendo un error menor al 7 %.

El calor específico se ha medido con el equipo de calorimetría diferencial de barrido de NETZSCH DSC 200 F3 Maia®, a la velocidad de 1 K/min. Las muestras analizadas con el DSC fueron dos muestras de masa 9.92 mg y 10.56 mg (medidas con la balanza de precisión con una precisión de 0.01mg) en portamuestras de aluminio. Para evaluar la precisión de las medidas de calor específico se ha medido el zafiro como sustancia de referencia en las mismas condiciones que las muestras analizadas y se ha comprobado que el error cometido es menor del 5 %.

La densidad se ha medido con el densímetro DM40 de Mettler Toledo. Se han realizado dos medidas a 20 °C y a 30 °C. La precisión de las medidas de densidad se ha evaluado midiendo agua destilada en las mismas condiciones que la muestra analizada, comprobando que el error cometido es menor del 0.1%.

Sin embargo, considerar una variación de la densidad implica considerar nodos de volumen variable en caso de mantener la masa constante, o si se mantiene constante el volumen de los nodos se debe considerar un desplazamiento de masas entre nodos con la variación de su densidad. Por simplificación en el modelo se ha asumido una densidad constante e igual a la media de las fases sólida y líquida. Sin embargo, para el cálculo de la convección natural si se ha tenido en cuenta la variación de la densidad en función de la temperatura en el estado líquido de la parafina.

Los valores de viscosidad cinemática, densidad y conductividad térmica en la fase sólida se han tomado a partir de las características de catálogo de la parafina RT8 proporcionadas por Rubitherm.

Las propiedades térmicas de la parafina RT8 se presentan en la Tabla 5.

**Tabla 5. Propiedades de la parafina RT8.**

Densidad de la fase sólida*	880 kg/m <sup>3</sup>
Densidad de la fase líquida	766 kg/m <sup>3</sup>
Conductividad térmica en fase sólida*	0.2 W/(m·K)
Conductividad térmica en fase líquida	0.15 W/(m·K)
Viscosidad cinemática*	18.67 mm <sup>2</sup> /s

\*Propiedades termofísicas del PCM proporcionadas por el proveedor [76].

La entalpía de la parafina viene implementada mediante correlaciones, de manera que para cada valor de temperatura se determina su estado entálpico. En el apartado “6.1.1.2 Curva entalpía-temperatura” se expone la implementación de estas correlaciones detalladamente.

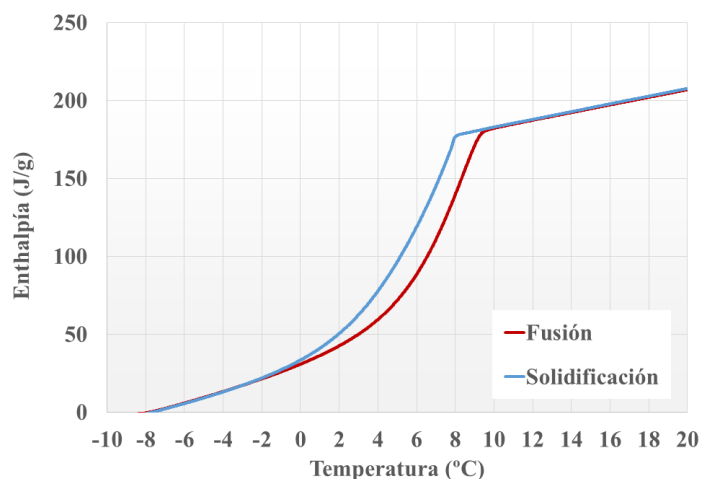
Las propiedades del tubo, que es de cobre, se consideran constantes para el rango de temperaturas de aplicación. Los valores tomados para las propiedades del cobre son los proporcionados por el Instituto de Ciencias de la Construcción Eduardo Torroja [89].

**Tabla 6. Propiedades del cobre a 20 °C**

Densidad	8900 kg/m <sup>3</sup>
Conductividad térmica	380 W/(m·K)
Calor específico	380 J/(kg·K)

### **6.1.1.2 Curva entalpía-temperatura**

Como se ha comentado anteriormente, las parafinas en general y por tanto también la parafina RT8 empleada en este estudio presentan una histéresis en sus procesos de cambio de fase. Por este motivo son necesarias dos curvas diferentes para la caracterización de su entalpía en función de la temperatura (Figura 48).



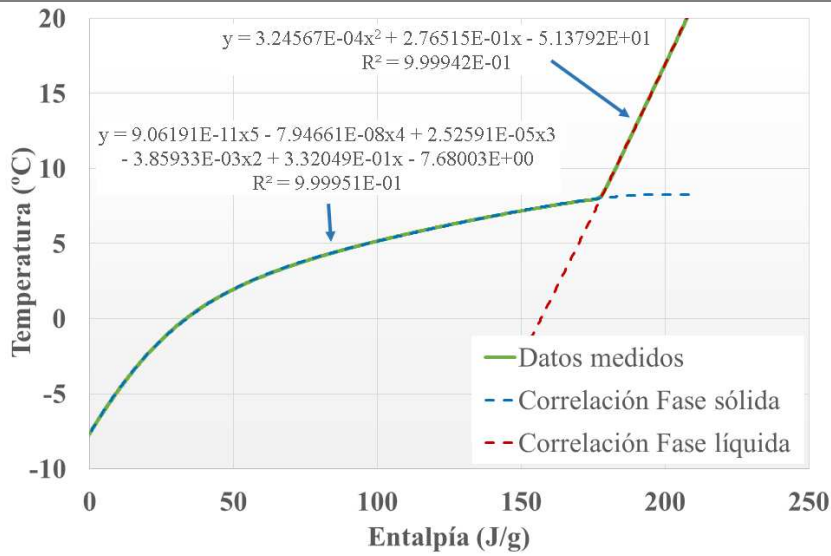
**Figura 48. Curva Entalpía-Temperatura en los procesos de fusión y solidificación.**

Además de la histéresis, estas curvas también presentan un comportamiento diferente en función de las velocidades de enfriamiento o calentamiento. Esto sugiere la existencia de un factor de limitación de la velocidad en el cambio de fase cuyo estudio no tiene cabida en el marco de trabajo de esta tesis doctoral, pero que sí podría ser interesante en futuros trabajos.

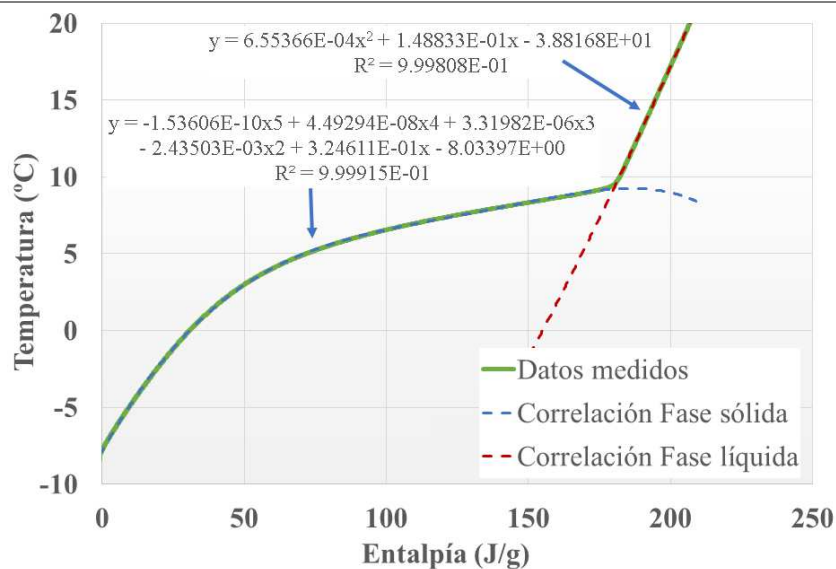
La curva Entalpía-Temperatura es un input clave en el modelo y sin embargo resulta a menudo distinta según el equipo de medida o la metodología adoptada. Por ello se han utilizado y comparado distintos métodos, como el DSC o el T-History. Lázaro et al. [90] han estudiado los resultados obtenidos mediante distintos métodos para la medición de la curva entalpía-temperatura de PCMs, y han presentado una metodología a seguir con el método T-History para la obtención de buenos resultados en la caracterización de la curva entalpía-temperatura.

Para el presente estudio, la medición de la entalpía de la parafina RT8 a cada temperatura ha sido realizada en diferentes laboratorios mediante distintos métodos. En el laboratorio del grupo de Ingeniería Térmica y Sistemas Energéticos (GITSE, Instituto Universitario de Investigación de Ingeniería de Aragón) se ha medido mediante el método T-History, mientras que en los laboratorios del Centro de Innovación Tecnológica de Acciona Infraestructuras se ha utilizado el método de DSC a tres velocidades distintas de calentamiento y enfriamiento: 0.1, 0.5 y 1 K/min. Tanto las mediciones realizadas mediante el método de T-History por el GITSE, como el realizado por los laboratorios de Acciona mediante el método de DSC a muy baja velocidad (0.1 K/min), presentan puntos fuera de lógica debidos a la dificultad de medición, motivo por el cual no se ha podido hacer uso de ninguna de ambas mediciones aunque habrían sido las deseadas, ya que la primera se ha realizado según la metodología propuesta por Lázaro et al. [90] y la segunda porque se ha realizado a velocidades de calentamiento-enfriamiento del orden de los casos de estudio. Se ha

hecho uso por tanto de la curva obtenida mediante el método de DSC por Acciona a una velocidad de calentamiento y enfriamiento de 0.5 K/min (Figura 48).



a. Correlaciones para el proceso de solidificación



b. Correlaciones para el proceso de fusión

**Figura 49. Correlaciones para los procesos de solidificación y fusión.**

Las curvas entalpía-temperatura obtenidas, tanto para el proceso de calentamiento como de enfriamiento, se caracterizan por diferenciarse en ellas 2 tramos (Figura 49). El primer tramo corresponde al estado líquido, con un comportamiento prácticamente lineal que se aproxima a un polinomio de segundo grado cuya constante de segundo grado es bastante baja. El segundo tramo corresponde a las zonas de estado sólido y “mushy region”, y se ajusta a un polinomio de grado cinco. Estos polinomios son introducidos en el modelo para caracterizar la curva entalpía-temperatura en los procesos de enfriamiento y calentamiento. Dado que el modelo es un modelo entálpico, en el que se obtiene la variación de entalpía originada por el intercambio de energía



entre nodos, estas correlaciones proporcionan el valor de la temperatura para cada valor de entalpía.

El uso de la correlación correspondiente al tramo de la fase líquida o de la correspondiente al tramo de las fases sólida y “mushy region” viene determinado por el valor de la entalpía, siendo la entalpía crítica aquella para la que las dos correlaciones proporcionan un mismo valor. Este valor de entalpía en el que las dos correlaciones proporcionan el mismo valor de temperatura asegura la continuidad de la función. Debido a la histéresis de la parafina, este valor de entalpía crítico es distinto para los procesos de solidificación y fusión (enfriamiento y calentamiento respectivamente), siendo más elevado para la fusión.

La correlación obtenida para el proceso de solidificación es, para la fase líquida:

$$y = 3.24567 \cdot 10^{-4}x^2 + 2.76515 \cdot 10^{-1}x - 5.13792 \cdot 10 \quad (193)$$

Y para la fase sólida y “mushy region”:

$$y = 9.06191 \cdot 10^{-11}x^5 - 7.94661 \cdot 10^{-8}x^4 + 2.52591 \cdot 10^{-5}x^3 - 3.85933 \cdot 10^{-3}x^2 + 3.32049 \cdot 10^{-1}x - 7.68003 \quad (194)$$

La correlación obtenida para el proceso de fusión es, para la fase líquida:

$$y = 6.55366 \cdot 10^{-4}x^2 + 1.48833 \cdot 10^{-1}x - 3.88168 \cdot 10 \quad (195)$$

Y para la fase sólida y “mushy region”:

$$y = -1.53606 \cdot 10^{-10}x^5 + 4.49294 \cdot 10^{-8}x^4 + 3.31982 \cdot 10^{-6}x^3 - 2.43503 \cdot 10^{-3}x^2 + 3.24611 \cdot 10^{-1}x - 8.03397 \quad (196)$$

Las mediciones realizadas muestran un valor de variación de entalpía en el rango de temperaturas de cambio de fase (entre -2 °C y 15 °C) de 173 kJ/kg.

### **6.1.1.3 Convección natural**

Como se ha comentado anteriormente, no se ha utilizado una conductividad equivalente en el estado líquido para considerar el efecto de convección natural en el seno de la parafina líquida, sino que este efecto se ha introducido a través de un intercambio de masa entre nodos de PCM líquido. Este movimiento de masa entre nodos de PCM dependerá de la convección natural, y será distinto para la solidificación y la fusión, ya que los efectos de convección natural también son distintos para ambos casos.

Durante el proceso de solidificación, el PCM se encuentra inicialmente en estado líquido envolviendo al tubo intercambiador. Al producirse el intercambio de calor del tubo con

el PCM líquido, el gradiente de temperatura generado en el seno del PCM líquido origina un efecto de convección natural. Esta convección natural alrededor de un cilindro horizontal inmerso en un fluido viene definida por la relación para el cálculo del número de Nusselt de Churchill y Chu [84] según la ecuación (198):

$$h_{conv} = \frac{k \cdot Nu}{l_{car}} \quad (197)$$

$$Nu = \left( 0.6 + 0.387 [Ra \cdot f_1(Pr)]^{\frac{1}{6}} \right)^2 \quad (198)$$

$$Ra = \frac{\beta g \Delta T l_{car}^3}{\nu \alpha} \quad (199)$$

$$f_1(Pr) = \left( 1 + \left[ \frac{0.559}{Pr} \right]^{\frac{9}{16}} \right)^{-\frac{16}{9}} \quad (200)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (201)$$

Donde  $l_{car}$  es la longitud característica y  $\Delta T$  es la diferencia de temperaturas entre la superficie del cilindro y la temperatura del fluido no perturbado. La longitud característica en este caso es el diámetro del cilindro inmerso en el fluido, de manera que será igual al diámetro externo del tubo intercambiador cuando no se ha producido solidificación, e igual al diámetro del cilindro de PCM sólido formado alrededor del tubo a medida que va solidificando el PCM.

El parámetro  $\beta$  es el coeficiente de expansión volumétrica de la parafina, y se ha determinado según la ecuación (202) a partir de los datos conocidos de densidad de la parafina a distintas temperaturas representados en la Tabla 7 (obtenidos en el laboratorio del GITSE I3A, Zaragoza), obteniendo un valor para el coeficiente de expansión volumétrica de  $\beta = 9.08 \cdot 10^{-4}$ .

$$\beta = \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \quad (202)$$

**Tabla 7. Densidad de la parafina.**

Temperatura [°C]	Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]
20	771
30	764

Adicionalmente, el hecho que el intercambiador esté compuesto por una batería de tubos produce un efecto adicional en la convección natural. Diferentes autores han estudiado la influencia de la disposición en batería respecto a la convección natural alrededor de un único tubo, Persoons et al. [85] han observado este efecto estudiando las dinámicas de fluidos para un par de tubos alineados verticalmente, y han concluido que éste puede llegar a incrementar en hasta un 10 % o disminuir en un 5 % el efecto de convección natural en función de la distancia entre tubos y otros parámetros. Chae y Chung [91] han estudiado el efecto del ratio entre el diámetro y la distancia entre tubos en la convección natural de dos tubos alineados verticalmente para números de Prandtl entre 2014 y 8334 y han observado igualmente variaciones para la convección natural entre -5% y +13%. En el presente caso de estudio, a medida que crece la capa de PCM sólido varía el diámetro del cilindro horizontal y la distancia entre tubos, lo que dificulta la implementación de este efecto, y además el número de Prandtl toma valores muy inferiores a los casos de estudio de Chae y Chung, por lo que se no se ha considerado esta variación del coeficiente de convección y por tanto se aceptarán posibles desviaciones en el valor de la convección en el rango entre -5% y +13%.

Durante el proceso de fusión, el PCM se encuentra inicialmente en estado sólido envolviendo al tubo intercambiador. Al intercambiar calor el tubo con el PCM sólido, el PCM directamente en contacto con el tubo empieza a fundirse, por lo que se crea un anillo de PCM líquido entre el tubo y el PCM sólido, lo que origina un efecto de convección natural entre cilindros concéntricos. De esta manera, la ecuación utilizada para obtener la convección natural vendrá dada por la ecuación para la convección entre cilindros concéntricos de Hung Nguyen [92]:

$$Nu = 0.20(Ra)^{25} \left(\frac{r_0}{r_i}\right)^{0.5} \quad (203)$$

Siendo  $r_0$  y  $r_i$  los radios externo e interno de la sección anular respectivamente. Esta ecuación es válida para valores de  $Ra > 7.1 \cdot 10^3$  y ratios  $\frac{r_0}{r_i} \leq 8$ . En el rango de  $\frac{r_0}{r_i} = 6$  a  $\frac{r_0}{r_i} = 8$ , la relación tiende hacia la de un tubo horizontal.

El espacio comprendido entre la superficie del tubo y el PCM sólido es de forma anular en los primeros inicios de la fusión del PCM, pero a medida que esta sección anular va creciendo por la fusión del material, ésta va perdiendo su forma anular debido a la estratificación en el interior del PCM, lo que origina un mayor avance de la fusión en la parte superior ya que el PCM líquido más caliente tiende a la zona superior. Adicionalmente, la masa de PCM sólido va perdiendo sus puntos de sujeción debido a la fusión del material, y el bloque sólido envolvente a la sección anular tiende a caer debido a la mayor densidad del bloque sólido. El coeficiente de transferencia se ve

influenciado por excentricidades en el sentido vertical, con variaciones que según Kühn y Goldstein [93] pueden estar entre -5% y +10%, pero debido a la imposibilidad de medir y cuantificar la excentricidad en cada instante del proceso de fusión, no se va a considerar en el modelo el efecto de una posible excentricidad.

Una vez que el último nodo anular de PCM se encuentra en estado completamente líquido, desaparece el confinamiento de la fase líquida en una sección anular y a partir de ese momento se considera que el fenómeno producido es el de convección natural alrededor de un tubo. Se aplica entonces la misma correlación de convección natural alrededor de un tubo que se aplica durante el proceso de solidificación.

A partir de la potencia de intercambio definida por los coeficientes de convección natural se calcula el flujo de PCM líquido en movimiento responsable de la convección, obteniendo así la transferencia de masa entre nodos. De forma análoga al procedimiento descrito en la descripción del modelo de frontera móvil (ecuación (36)), la potencia de intercambio por convección se ha asociado a un flujo de masa líquida alrededor del tubo que sufre una variación en su temperatura. La temperatura inicial de esta masa líquida se considera como la del PCM líquido envolvente al tubo, y la temperatura final como la temperatura media entre esta temperatura inicial y la temperatura de la superficie del tubo. Conociendo la potencia de intercambio definida por el coeficiente de convección y la diferencia de temperaturas, se obtiene ese flujo de masa según la ecuación (204). Este flujo en movimiento pasará del volumen de control de un nodo al siguiente.

$$\dot{m}_{PCM} = \frac{\dot{Q}_{conv}}{C_{p,PCM}(T_f - T_\infty)} \quad (204)$$

$$T_f = \frac{T_\infty + T_{surf}}{2} \quad (205)$$

Donde  $T_\infty$  es la temperatura del PCM líquido alrededor del tubo,  $T_{surf}$  es la temperatura de la superficie sólida del cilindro, y  $T_f$  es la temperatura final del flujo de PCM líquido que fluye alrededor del tubo.

De esta manera para los nodos en estado líquido se incluye un término para la transferencia de masa con los nodos vecinos que también se encuentren en estado líquido.

$$\begin{aligned}
 H_{PCM_{i,j}}^{n+1} = H_{PCM_{i,j}}^n &+ \frac{\frac{UA^n}{L_{PCM_{i,j}}} \Delta t (T_{PCM_{i,j-1}}^n - T_{PCM_{i,j}}^n)}{\pi (r_{PCM_j}^2 - r_{PCM_{j-1}}^2) \rho_{PCM_{i,j}}^n} \\
 &+ \frac{\frac{UA^n}{L_{PCM_{i,j+1}}} \Delta t (T_{PCM_{i,j+1}}^n - T_{PCM_{i,j}}^n)}{\pi (r_{PCM_j}^2 - r_{PCM_{j-1}}^2) \rho_{PCM_{i,j}}^n} \\
 &+ \frac{\dot{m}_{conv} \Delta t (H_{PCM_{i,j-1}}^n + H_{PCM_{i,j+1}}^n - 2H_{PCM_{i,j}}^n)}{\Delta x \pi (r_{PCM_j}^2 - r_{PCM_{j-1}}^2) \rho_{PCM_{i,j}}^n}
 \end{aligned} \tag{206}$$

Por el contrario, el posible efecto del movimiento de masas sólidas por decantación se ha despreciado. Estas masas sólidas que van decantando intercambian calor por una parte con el PCM líquido que las envuelve, y por otra parte por contacto directo con el tubo intercambiador. La dificultad en cuantificar este contacto, y de predecir en qué momento ocurre, ha hecho que se desprecie este movimiento de masas. En el modelado, las masas sólidas más alejadas de los tubos sí que intercambian calor con el PCM líquido, pero no se reproduce el contacto directo con el tubo.

## 6.2 Validación

Las simulaciones de validación han demostrado que una discretización adecuada para el sistema es la configuración con los valores mostrados en la Tabla 8 para los parámetros de discretización del sistema bidimensional. Se considera una discretización adecuada porque un mayor número de nodos ya no introduce variaciones significativas en los resultados ni mayor precisión, teniendo en cuenta que un mayor número de nodos aumenta el tiempo de cálculo y las exigencias de memoria del hardware de cálculo.

**Tabla 8. Parámetros de discretización.**

Parámetro	Nomenclatura	Valor
Nodos longitudinales	nl	20
Nodos radiales	na	15
Nodos en las	ne	8

En el proceso de validación se ha validado en primer lugar el proceso de carga y posteriormente el proceso de descarga.

### 6.2.1 Proceso de solidificación

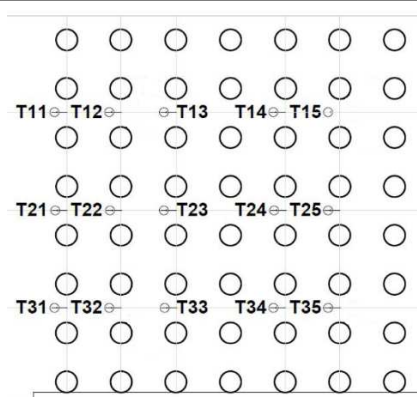
Se ha realizado una validación del modelo para el proceso de solidificación o carga por comparación de los resultados con datos experimentales obtenidos en las condiciones de operación de la Tabla 9. Los resultados del modelo se han comparado con 3 ensayos diferentes, para verificar que la respuesta del modelo a diferentes temperaturas y caudales del fluido caloportador refleja la respuesta real del sistema.

En primer lugar, se han comparado ensayos con la misma temperatura de entrada del fluido caloportador ( $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), para dos caudales diferentes (1000 y 2000 kg/h). Posteriormente los resultados se comparan para un ensayo con una mayor temperatura del fluido caloportador ( $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) y con un caudal medio (1500 kg/h).

**Tabla 9. Condiciones de operación del fluido caloportador.**

	Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )	Caudal (kg/h)
Test 1C	-1	1000
Test 2C	-1	2000
Test 3C	1	1500

Los resultados se han comparado a través de la potencia intercambiada a lo largo del ensayo y de la energía acumulada durante el proceso. También se ha comparado la evolución de la temperatura del PCM situado en el punto medio de la vertical entre dos tubos. La temperatura de este punto medio entre dos tubos en sentido vertical ha sido tomada en el tanque experimental en 15 puntos diferentes (termopares de las columnas de termopares 1 a 5 de la Figura 50).



**Figura 50. Posición de los termopares alrededor del intercambiador.**

De los 15 termopares alrededor de las espirales, los correspondientes a la columna 1 (termopares T11, T21 y T31) no se han considerado ya que debido a su localización en la periferia sus valores no son tan representativos del comportamiento del PCM en el tanque. En esta comparación, el valor calculado por el modelo se va a comparar con la media, el valor máximo y el mínimo de los 12 termopares restantes.

Las gráficas a, b y c de la Figura 51 muestran la comparación de la potencia térmica transmitida al fluido caloportador (eje vertical primario) y la correspondiente energía (eje vertical secundario) a lo largo del ensayo. La potencia térmica transmitida ha sido calculada a partir del caudal y la diferencia de temperaturas del fluido caloportador (según la ecuación (207)) y la energía ha sido calculada como la integral de la potencia intercambiada a lo largo del ensayo (ecuación (208)). Las pequeñas oscilaciones en la potencia se deben a la variación de la temperatura de entrada del fluido caloportador, provocada por el PID de control.

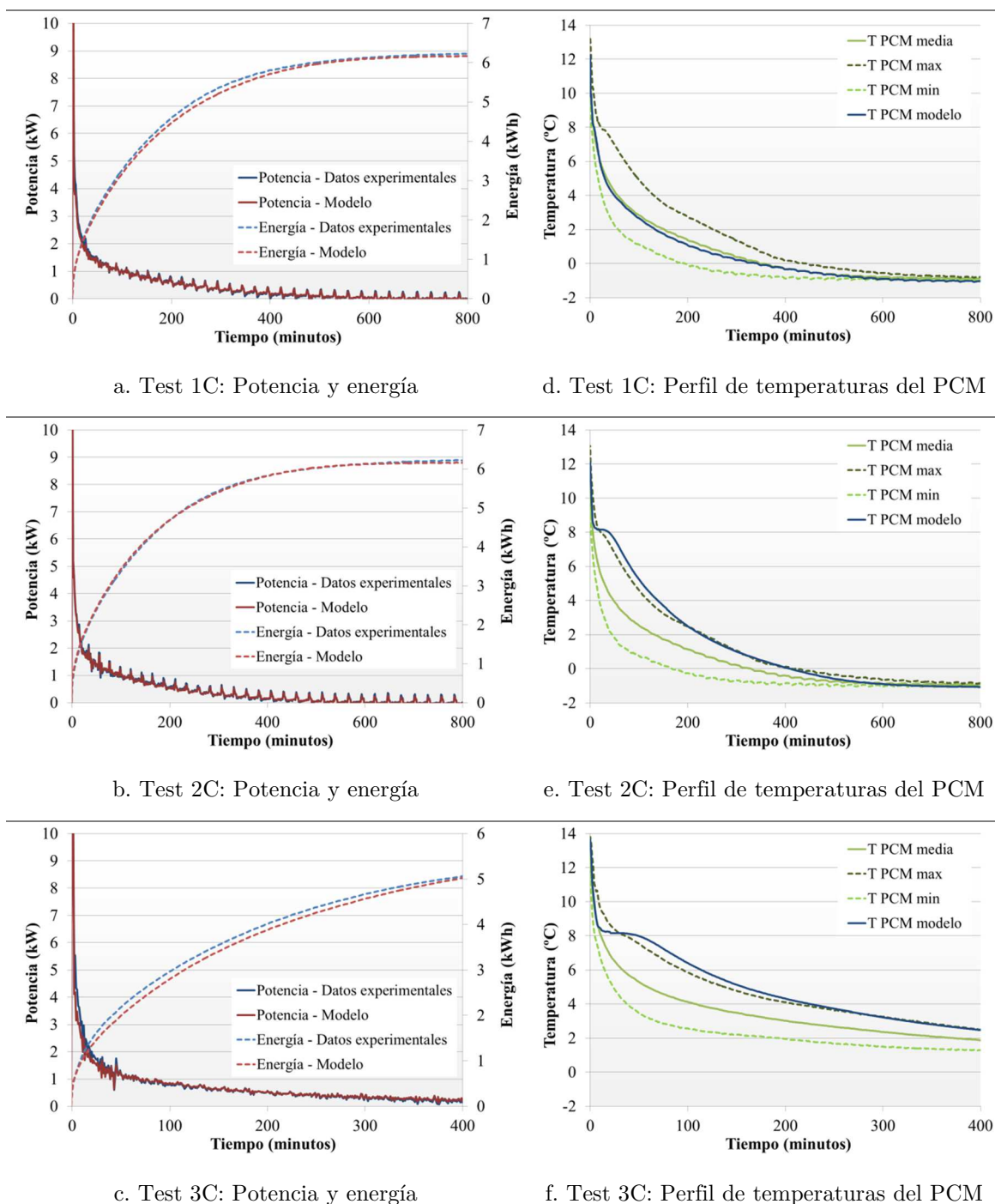


Figura 51. Comparación entre los resultados de la simulación y los datos experimentales.

Se puede observar que el comportamiento calculado por la simulación es muy similar al real, con un mayor intercambio de calor al inicio que disminuye con la solidificación de PCM alrededor del tubo. El descenso de la potencia térmica está bien reflejado con el modelo de solidificación. Los resultados muestran que la potencia térmica es sólo muy ligeramente superior en los datos experimentales al inicio, y posteriormente es ligeramente superior para los simulados, de manera que la energía transmitida al final del proceso es muy similar. Por tanto, se puede considerar que hay una buena concordancia entre la potencia térmica real del tanque y la simulada, así como de la capacidad de almacenamiento del tanque.

$$\text{Potencia: } \dot{Q}_{fc}(t) = \dot{m}_{fc} C_{pfc} \left( T_{sal_{fc}}(t) - T_{ent_{fc}}(t) \right) \quad (207)$$

$$\text{Energía: } Q_{fc}(t) = \int_0^t \dot{Q}_{fc}(t) dt \quad (208)$$

Se puede observar también que la potencia térmica disminuye rápidamente y es muy baja al final del proceso de solidificación. Esta disminución es debida a la baja conductividad de la parafina, de manera que a medida que va creciendo la capa de PCM solidificado alrededor del tubo, disminuye el intercambio. En los instantes finales del ensayo en que la potencia de intercambio es más baja se produce el enfriamiento de las zonas más alejadas del tubo intercambiador. La proximidad entre la potencia calculada y la real indica que el efecto de las zonas alejadas queda bien representado en el modelo.

De esta manera, se ha comprobado cómo el comportamiento del tanque está particularmente limitado durante el proceso de solidificación por la baja conductividad térmica de la parafina y que este efecto queda bien simulado en el modelo. Queda también comprobado que el modelo simula bien el efecto sobre el comportamiento del tanque de las zonas más alejadas de los tubos.

Las gráficas d, e y f de la Figura 51 muestran la comparación de la evolución de la temperatura del PCM durante los ensayos. En estas gráficas están representadas la temperatura media (línea continua), la máxima y la mínima (líneas discontinuas) de los valores monitorizados en los 12 termopares considerados. Puesto que los termopares están situados en el punto medio de la distancia vertical entre dos tubos para medir la temperatura del PCM, el nodo de PCM del modelo a comparar es el último nodo anular alrededor del tubo, cuya temperatura se representa en las gráficas de la Figura 51 mediante líneas continuas de color azul.

En la comparación se comprueba que el cambio de temperatura es más lento para el nodo calculado en la simulación que para la media de los datos reales al principio del ensayo, aunque todos tienden a la misma temperatura final. Esto podría deberse a la dificultad en los ensayos de laboratorio de monitorizar la temperatura del punto situado exactamente en medio de los dos tubos. Cualquier pequeña desviación de la posición del termopar en sentido vertical significa una mayor proximidad a un tubo, ya sea al superior o al inferior, por lo que la evolución de temperaturas observada en ese termopar va a ser la de una zona un poco más próxima al tubo. De este modo, de entre



el conjunto de medidas de los termopares, aquellos que reflejan un enfriamiento más lento significa que tienen una mejor aproximación al punto medio entre los dos tubos, por lo que el hecho de que el valor simulado sea similar a estos valores se entiende como una buena predicción de la evolución de la temperatura por parte del modelo. Adicionalmente, el valor simulado es mayor en todo momento al valor mínimo medido en los termopares. Se observa en la comparación, que al igual que en el sistema real, la evolución calculada del PCM se va enfriando asintóticamente sin sufrir ningún cambio brusco en la velocidad de enfriamiento.

Por tanto se puede asegurar que el modelo tiene una predicción razonablemente buena de las temperaturas del PCM, dado que ésta se encuentra dentro del rango de temperaturas medidas experimentalmente en cada instante, y especialmente más próxima a los termopares considerados como mejor posicionados en el espacio entre tubos.

### 6.2.2 Proceso de fusión

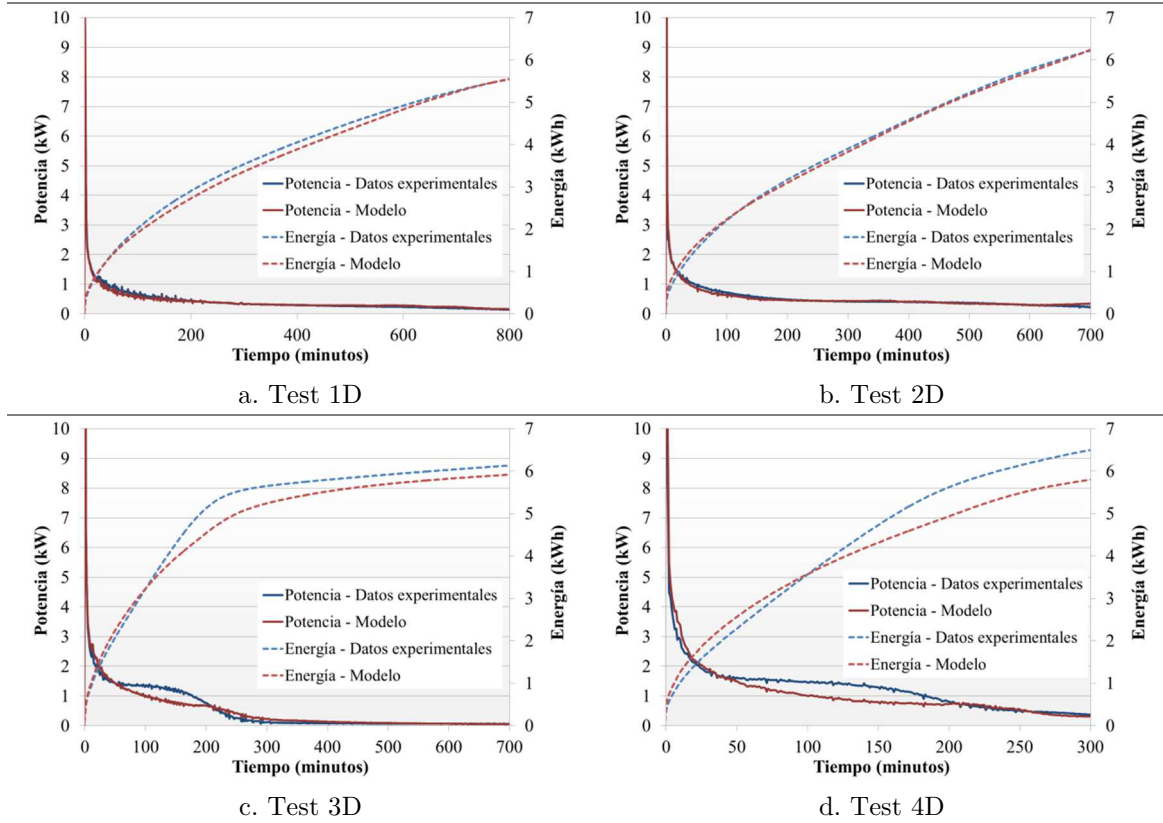
Se ha realizado del mismo modo una validación del modelo en los procesos de fusión o descarga por comparación de los resultados con datos experimentales obtenidos en 4 ensayos diferentes con las condiciones de operación del fluido caloportador recogidas en la Tabla 10, para comparar la respuesta del modelo a las distintas condiciones de operación y compararlas con las medidas experimentales. Las variables analizadas son la temperatura de impulsión (9 °C y 13 °C) así como el caudal del fluido caloportador (1000 kg/h y 2000 kg/h).

**Tabla 10. Condiciones de operación del fluido caloportador para los ensayos de descarga.**

	Temperatura (°C)	Caudal (kg/h)
Test 1D	9	1000
Test 2D	9	2000
Test 3D	13	1000
Test 4D	13	2000

En la Figura 52 se representa la comparación de la potencia térmica transmitida por el fluido caloportador (eje vertical primario) y la correspondiente energía (eje vertical secundario) a lo largo del ensayo. La potencia térmica transmitida ha sido calculada ahora desde el punto de vista del tanque, para obtener valores positivos (según la ecuación (209)) y la energía ha sido calculada de nuevo como la integral de la potencia intercambiada a lo largo del ensayo (ecuación (208)).

En la Figura 52 se puede observar el efecto que tiene la temperatura de descarga sobre el comportamiento de la potencia. En los ensayos 1 y 2 con la temperatura de descarga de 9 °C se aprecia una disminución asintótica de la potencia, pues el PCM no llega a cambiar completamente de fase [73]. En estos ensayos no se aprecia la convección pues no se llega a temperaturas necesarias para que el PCM llegue a estar completamente en estado líquido.



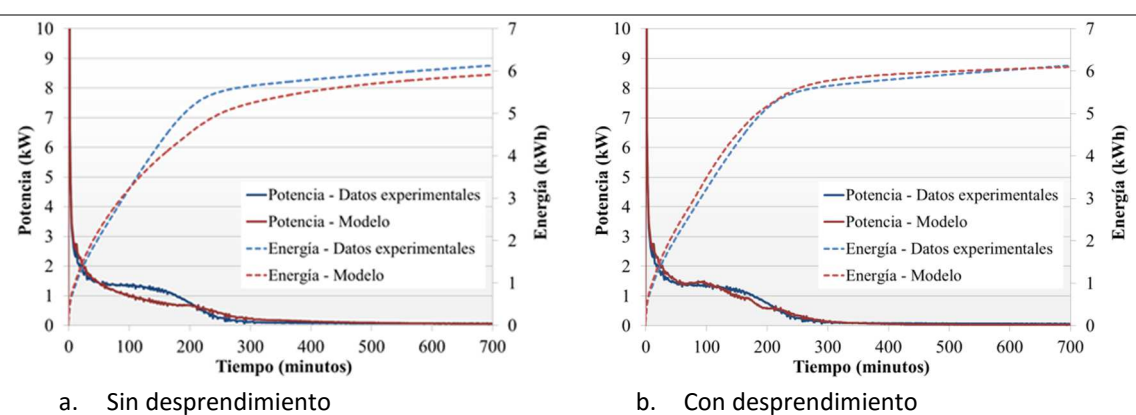
**Figura 52. Evolución de la potencia de intercambio y energía acumulada en los procesos de descarga.**

$$\text{Potencia: } \dot{Q}_{fc}(t) = \dot{m}_{fc} C_{p_{fc}} (T_{ent_{fc}}(t) - T_{sal_{fc}}(t)) \quad (209)$$

En los ensayos 3D y 4D se aprecia una zona en la que la potencia va disminuyendo inicialmente hasta llegar a un valor en el que se mantiene y posteriormente vuelve a disminuir. Este hecho se puede explicar por el desprendimiento en el sistema real de los bloques de PCM sólidos que dejan de estar anclados al fundirse el material que ejerce de sujeción. Estos bloques tienen contacto directo con el tubo lo que favorece un mayor intercambio de energía, de manera que durante los instantes en que se produce el contacto se mantiene la potencia de intercambio. Este efecto no se ha implementado en el modelo por su dificultad a la hora de predecir el momento en que sucede y de cuantificar la superficie de contacto entre el tubo y el bloque sólido. Es por eso que en el modelo continúa disminuyendo la potencia intercambiada y en esos momentos la

energía acumulada es menor. En los instantes posteriores, mientras en el sistema real el PCM se encuentra ya completamente fundido, en el modelo continúa intercambiando energía para llegar a la fusión completa, por lo que la potencia de intercambio es mayor para el modelo hasta acabar al final con la misma energía intercambiada.

Para mostrar el efecto del desprendimiento de capas sólidas, se ha introducido un intercambio de calor mediante contacto directo entre el tubo y el nodo interior del bloque de sólido de forma anular. Para esto se ha ajustado el momento en que se produce por fundición de un determinado nodo, y se ha ajustado el porcentaje de la superficie del tubo en contacto con el bloque a un 10%. A pesar de que los resultados son buenos, debido a que este ajuste es válido sólo para este ensayo por la aleatoriedad del momento en que se inicia el desprendimiento y del área en contacto con el tubo, no se ha considerado su implementación en el modelo final, aceptando como válida la desviación entre los resultados simulados sin desprendimiento y los experimentales. En cualquier caso, el desprendimiento de bloques sólidos mejora las prestaciones del sistema mejorando la capacidad de intercambio, por lo que una simulación sin desprendimiento proporcionará resultados más conservadores respecto de un sistema real, en el sentido que la potencia de intercambio real del sistema será igual o mayor de la obtenida por los resultados.



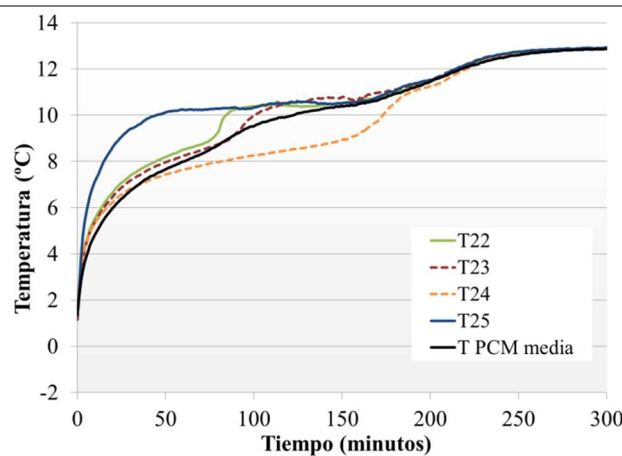
**Figura 53. Comparación del efecto de desprendimiento de bloques para el Test 3D.**

Como sucede en el sistema real, se puede ver en la Figura 52 que para el modelo el valor del caudal tiene poca influencia sobre el comportamiento térmico del sistema, mientras que la diferencia en la temperatura de descarga sí que tiene influencia en el comportamiento del sistema.

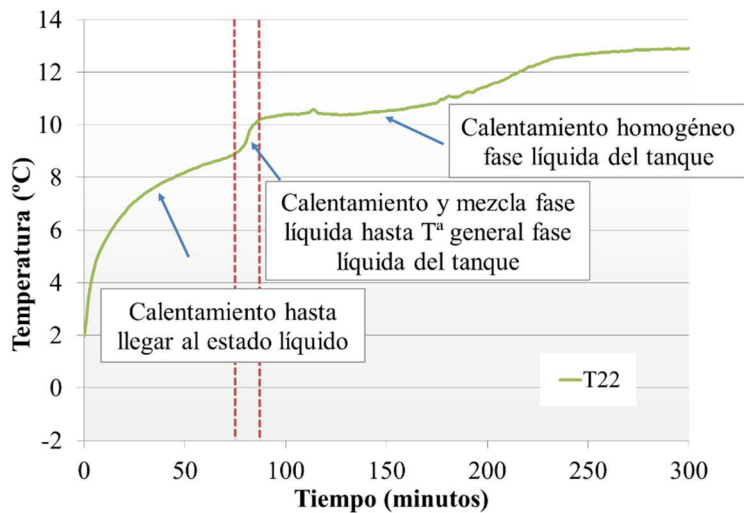
Se puede observar que el valor de potencia de intercambio es similar a la potencia experimental, teniendo en cuenta que al no considerar el desprendimiento de bloques sólidos la potencia simulada resulta menor al inicio del ensayo y mayor en los instantes finales, obteniendo una buena predicción de la energía total intercambiada.

Para las comparaciones de la evolución de la temperatura en el PCM, del mismo modo que para el proceso de carga, los resultados se van a comparar a través de la observación de la temperatura del punto medio entre tubos verticales. El valor calculado por el modelo se va a comparar nuevamente con la media, el valor máximo y el mínimo de los 12 termopares considerados.

Cabe indicar que para los ensayos 3D y 4D la evolución de la media no reproduce exactamente el mismo perfil que sigue cada uno de los termopares individualmente. Cada termopar refleja en un momento dado una variación brusca de la temperatura en el momento en el que el PCM que envuelve el termopar pasa a estado líquido, mientras que en la media este efecto no aparece.



a. Termopares T22, T23, T24, T25 y la media del conjunto de termopares.



b. Termopar T22. Etapas del calentamiento.

**Figura 54. Evolución de temperaturas de PCM en el tanque en el test 3D.**

En la gráfica de la Figura 54.a se representa la evolución de las temperaturas medidas en los termopares para el ensayo de descarga 3, realizado a una temperatura de descarga de 11 °C. En ellas se puede observar cómo en los puntos medidos, el PCM se calienta en tres etapas, representadas en la evolución de la temperatura medida por el

termopar T22 en la Figura 54.b. En primer lugar va aumentando su temperatura hasta llegar a una temperatura de unos 8.6 °C, momento en que pasa a calentarse más rápidamente. Este cambio en la velocidad de calentamiento se debe a que el PCM en la zona del termopar se ha fundido y pasa a mezclarse con la fase de PCM líquido que se encuentra en convección. Este hecho explica que en esta segunda etapa se llegue hasta una temperatura cercana a la de los termopares más calientes, que corresponde a la temperatura de la fase de PCM líquido. En una última etapa todo el conjunto de PCM líquido se calienta de forma bastante homogénea. Esta evolución en el calentamiento no se observa para la media, ya que este efecto no se produce en todos los termopares en el mismo instante y por tanto en la media van quedando difuminados.

Por lo tanto, es razonable que el perfil de la evolución de temperatura simulada de un nodo de PCM siga un comportamiento más parecido al perfil descrito con estas tres etapas de calentamiento que no al perfil de la media del conjunto de termopares, en el que queda difuminado el salto de la segunda etapa en la media de las medidas, ya que no se produce en todos los termopares en el mismo instante.

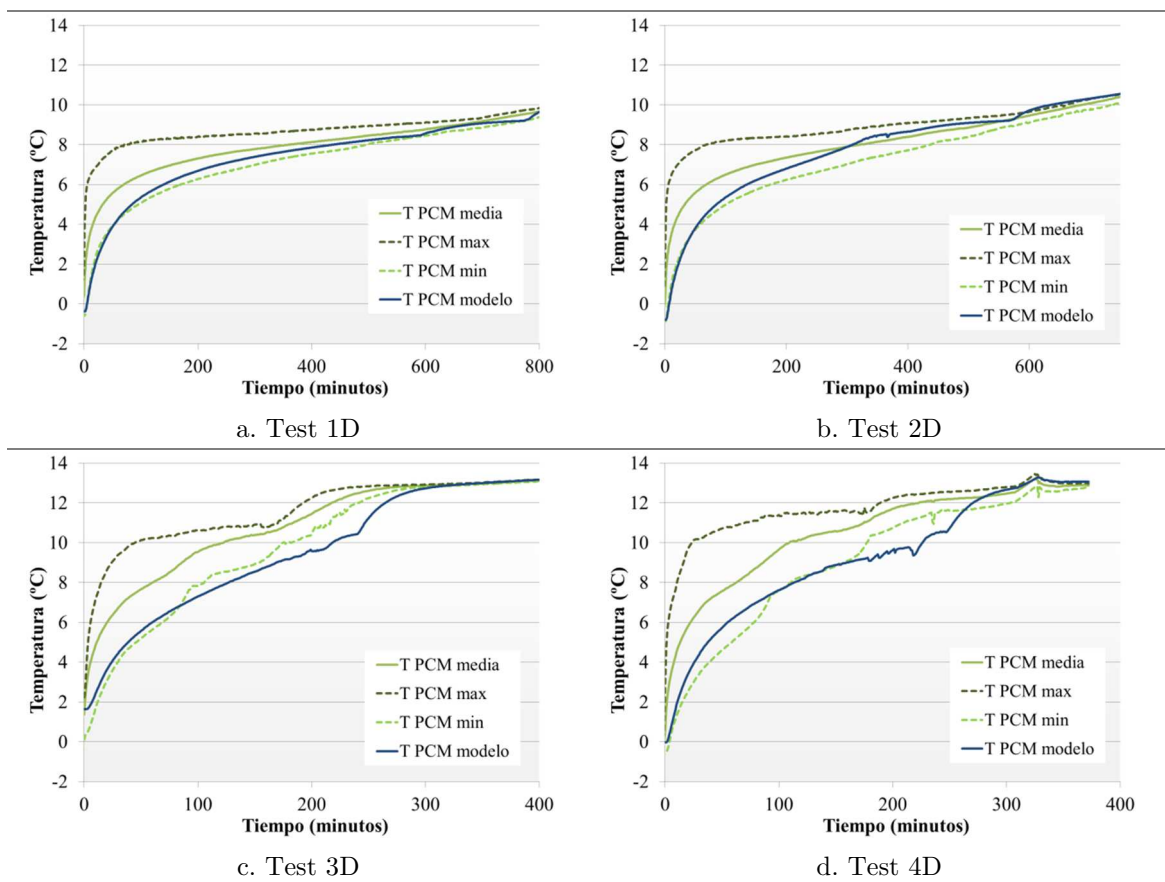
Igualmente cabe comentar que en los ensayos 1D y 2D, como ya se ha comentado, la temperatura de entrada del fluido caloportador es de 9 °C, pero a partir del momento en que la temperatura de retorno del fluido caloportador se acerca ya a los 9 °C, la temperatura de entrada del fluido caloportador irá aumentando lentamente debido a las ganancias térmicas del fluido en el circuito externo al tanque para su acondicionamiento. Del mismo modo, para los ensayos 3D y 4D, la temperatura de entrada del fluido caloportador es de 11 °C, pero a partir del momento en que el conjunto de termopares ya han llegado a esa temperatura, la temperatura de entrada del fluido caloportador pasa a ser de 13 °C para completar la descarga.

Se puede observar en las gráficas de la Figura 55 cómo la temperatura simulada para el punto vertical medio entre dos tubos se calienta de forma similar o incluso más lentamente que el termopar más lento de los monitorizados en los ensayos reales. Del mismo modo que sucedía en los procesos de carga, esto puede deberse a la dificultad en los ensayos de laboratorio de monitorizar la temperatura del punto situado exactamente en medio de los dos tubos. En este caso, cualquier pequeña desviación de la posición del termopar significa una mayor proximidad a un tubo, por lo que la evolución de temperaturas observada en el termopar va a ser más próxima a la del tubo, es decir, más caliente. De este modo, de entre el conjunto de medidas de los termopares, aquellos que reflejan un calentamiento más lento significa que tienen una mejor aproximación al punto medio entre los dos tubos, por lo que el hecho de que el valor simulado sea más similar a estos valores se entiende como una buena predicción de la evolución de la

temperatura por parte del modelo. Adicionalmente, el valor simulado no supera prácticamente en ningún caso el valor máximo medido en los termopares.

Se comprueba en las gráficas c y d de la Figura 55 que la evolución de la temperatura simulada sigue el perfil descrito para las descargas a mayor temperatura, teniendo una primera etapa de calentamiento, una segunda en que aumenta la velocidad al fundirse el material y en la que se llega hasta el valor de la temperatura de la fase líquida y una última etapa de calentamiento homogéneo de la fase líquida.

En las gráficas c y d de la Figura 55 se observa que la evolución de la temperatura simulada es más lenta que la experimental, debido a que no se ha incluido el desprendimiento de bloques sólidos. Mientras en los ensayos experimentales los bloques sólidos se han desprendido quedando el termopar envuelto de PCM en fase líquida, en el modelo simulado el bloque sólido permanece en su posición y la temperatura representada corresponde a la del PCM en el bloque en estado sólido. Puede observarse igualmente que a partir de un determinado momento todas las temperaturas de los distintos termopares se igualan, lo que indica que el PCM de todos los puntos se encuentra en la fase líquida, y también la temperatura simulada tiene la misma evolución, lo que corrobora que la temperatura de la fase líquida está bien simulada.



**Figura 55. Evolución de la temperatura del PCM en los tests de descarga.**

En resumen, se ha comprobado que para el modelo una variación del caudal no tiene prácticamente influencia al igual que sucede en el sistema real, y en cambio una variación de la temperatura de entrada sí tiene mayor influencia sobre el comportamiento térmico del sistema, tal y como sucede en el sistema real.

Queda por tanto validado el modelo desarrollado tanto para el proceso de carga como para el de descarga, teniendo en cuenta que para el proceso de descarga la potencia de intercambio queda subestimada debido al efecto que no se ha incluido en el modelo por su complejidad.





# 7

## CASO DE APLICACIÓN

---

## 7. CASO DE APLICACIÓN

Los modelos desarrollados tienen su utilidad a la hora de diseñar los sistemas de almacenamiento con PCMs y de estudiar su viabilidad. Por un lado, los modelos son una herramienta para el diseño de los intercambiadores y de las condiciones de operación teniendo en cuenta sus prestaciones tanto en solidificación como fusión del PCM. Por otro lado, los modelos sirven en programas de simulación dinámica para predecir el comportamiento transitorio de estas instalaciones. A partir de los modelos de la presente tesis doctoral se han creado unos types para el software Trnsys. Este programa simula el comportamiento transitorio de sistemas térmicos, en este caso para satisfacer una demanda de frío en un sistema de generación y almacenamiento con PCMs.

Como caso de aplicación de los modelos desarrollados y validados, se ha estudiado la viabilidad de uso de este tipo de instalaciones en un caso real, para cubrir la demanda de frío de un hospital.

Los resultados del caso estudiado sirven para ilustrar el procedimiento a seguir en el diseño de estos sistemas para una determinada aplicación. Sin embargo los resultados no se deben considerar como una optimización ni un diseño óptimo, ya que para ello sería necesario obtener información específica en cuanto a costes de los depósitos y prestaciones de los equipos de refrigeración y desarrollar un trabajo de optimización más minucioso que no entra dentro del contenido de la presente tesis doctoral.

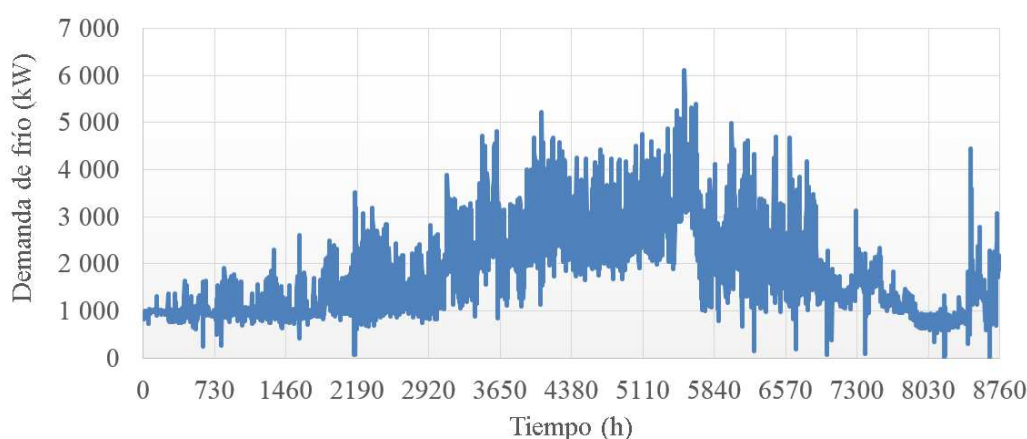
En este caso de aplicación se van a suceder las siguientes etapas para el diseño del sistema de almacenamiento latente para cubrir la demanda del hospital:

- Análisis de la demanda.
- Prediseño del depósito. A partir del análisis de la demanda se va a determinar la capacidad de almacenamiento deseada, así como la potencia necesaria y el tiempo disponible para la realización de las cargas y descargas del sistema de almacenamiento.
- Diseño del intercambiador. Una vez determinadas la capacidad del sistema de almacenamiento y las condiciones de operación, los modelos desarrollados se han utilizado para determinar las propiedades y características geométricas necesarias del intercambiador. Del mismo modo es posible determinar la operación del sistema a partir de un intercambiador determinado.
- Modelado del sistema en Trnsys. El modelo en Trnsys con los types creados a partir de los modelos desarrollados permite la simulación anual (o de otros periodos de tiempo) del funcionamiento de la instalación completa satisfaciendo

la demanda de la aplicación. A partir de esta simulación se obtienen los resultados energéticos y económicos para la instalación diseñada.

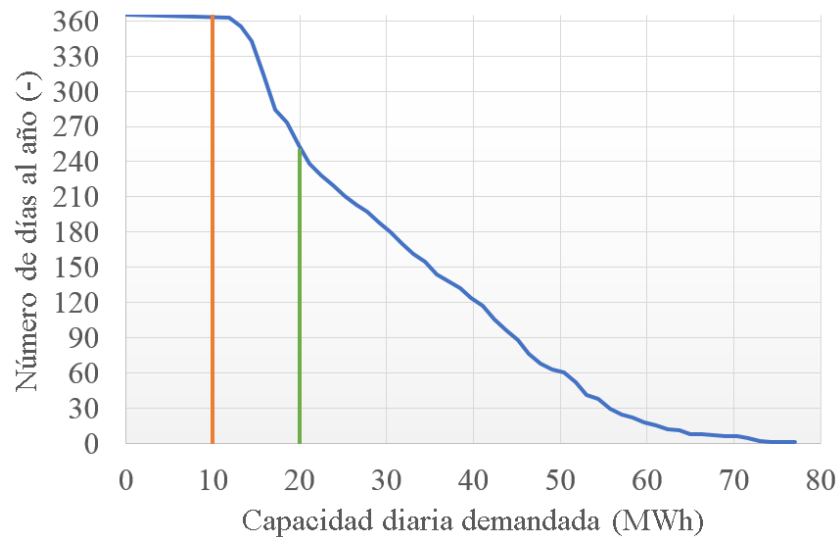
## 7.1 Descripción de la demanda

La demanda de refrigeración analizada corresponde a un hospital situado en Madrid. La curva de demanda es conocida (proporcionada por una empresa particular), con valores horarios para un año completo. El agua fría debe suministrarse al hospital a una temperatura de 7 °C y con un caudal variable en función de la potencia demandada, de manera que habiendo satisfecho la potencia de frío demandada la temperatura de retorno sea de 12 °C. La gráfica de la Figura 56 muestra la curva de demanda del hospital durante un año.



**Figura 56. Demanda anual de frío en el hospital analizado.**

Se puede observar en la Figura 56 que en general hay una demanda mínima de frío del orden de 1000 kW, y que la potencia máxima demandada se da al final del verano con un valor ligeramente superior a 6000 kW. El objetivo consiste en dividir la demanda del hospital en una parte que será cubierta por un sistema base de producción de frío y otra parte de la demanda que será cubierta con el frío almacenado durante la noche en los tanques de PCM. La carga de los sistemas de almacenamiento de frío se realiza durante la noche aprovechando el mejor precio de la tarifa eléctrica en las horas nocturnas y el hecho de que las enfriadoras pueden trabajar con una temperatura de condensación más baja.



**Figura 57. Curva de frecuencia de la capacidad diaria exigida.**

En la Figura 57 se muestra una curva de frecuencia de la capacidad diaria demandada, donde se puede obtener el uso que va a tener a priori una capacidad determinada de almacenamiento, viendo que cuanto más grande sea menos ciclos completos va a tener anualmente. Una demanda diaria mayor de 10 MWh se da 365 días al año, mientras que una demanda superior a 20 MWh se da 253 días al año. Debido al coste de inversión de estos sistemas, parece lógico darles un número elevado de ciclos completos anuales.

A partir de este preanálisis se puede predecir que una capacidad de almacenamiento de 10 MWh parece ser la capacidad máxima a instalar para aprovechar la economía de escala y maximizar el número de ciclos anuales. Sin embargo, es posible que en la operación final del sistema el óptimo pueda ser diferente, si por ejemplo no todos los días son aptos para la realización de ciclos de carga y descarga. Se trata sólo de un punto de partida en el diseño, pero tras la simulación dinámica de la instalación se analizará cuál es la mejor capacidad dadas también las condiciones de operación.

Por tanto, en la primera fase de prediseño también conviene tener en cuenta factores que van a tener influencia en la operación final del sistema, como pueden ser los periodos horarios de las tarifas eléctricas.

## 7.2 Prediseño del depósito

Es necesario un estudio previo con el objetivo de determinar qué tipo de configuración puede llegar a ser la más rentable, intentando determinar el material PCM, la capacidad y potencia de intercambio de los tanques de almacenamiento y la operación que a priori van a definir esta configuración más rentable.

Para esta aplicación en el hospital se consideran dos posibles materiales PCM: agua y parafina RT8. Para ambos PCMs se estudiarán diversos casos, definiendo:

- Diferentes capacidades de almacenamiento
- Tiempo de carga del almacenamiento
- EER (Energy efficiency Ratio) de carga PCMs y de producción directa a la demanda
- Precio de los periodos horarios. Se determina que para esta aplicación el modelo de tarificación de la energía eléctrica es la tarifa de 6 periodos. La Tabla 11 muestra los precios para cada periodo referenciados respecto del precio para el periodo tarifario 6  $C_{el\_p6}$ . Dado que los precios son confidenciales, los precios absolutos no se pueden mostrar y se expresan en relación al coste del periodo 6.

**Tabla 11. Precios de la tarifa eléctrica.**

Periodo tarifario	Precio (€/kWh)
1	$2.43 \cdot C_{el\_p6}$
2	$2 \cdot C_{el\_p6}$
3	$1.57 \cdot C_{el\_p6}$
4	$1.29 \cdot C_{el\_p6}$
5	$1.29 \cdot C_{el\_p6}$
6	$C_{el\_p6}$

Para cada uno de los casos obtenidos con las diferentes configuraciones, se obtiene:

- Potencia media necesaria para solidificar el PCM
- Número de ciclos anuales de carga/descarga realizados anualmente
- Energía eléctrica ahorrada en cada periodo de tarifa
- Ahorro económico

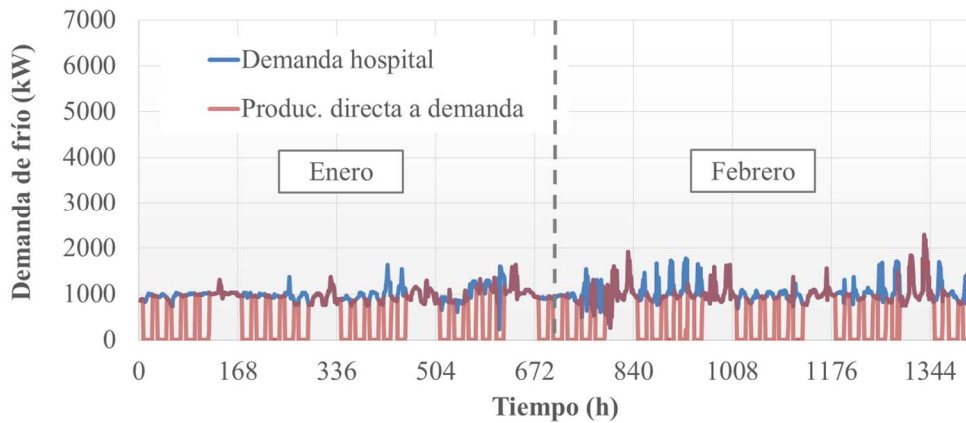
Cabe tener en cuenta que para simplificar la realización de este estudio previo se han asumido las siguientes hipótesis:

- Se ha considerado que el depósito intercambia con una potencia de carga y de descarga constante, hecho que en la realidad va a depender del estado de carga del depósito, de la temperatura de entrada del fluido caloportador y del caudal.
- Se han considerado SEERs (Seasonal Energy efficiency Ratio) anuales para el funcionamiento del chiller a partir de las temperaturas medias anuales durante la operación de cada sistema. La Tabla 12 muestra los SEERs considerados para el chiller en funcionamiento convencional, en carga del PCM RT8 y en carga de agua-hielo.

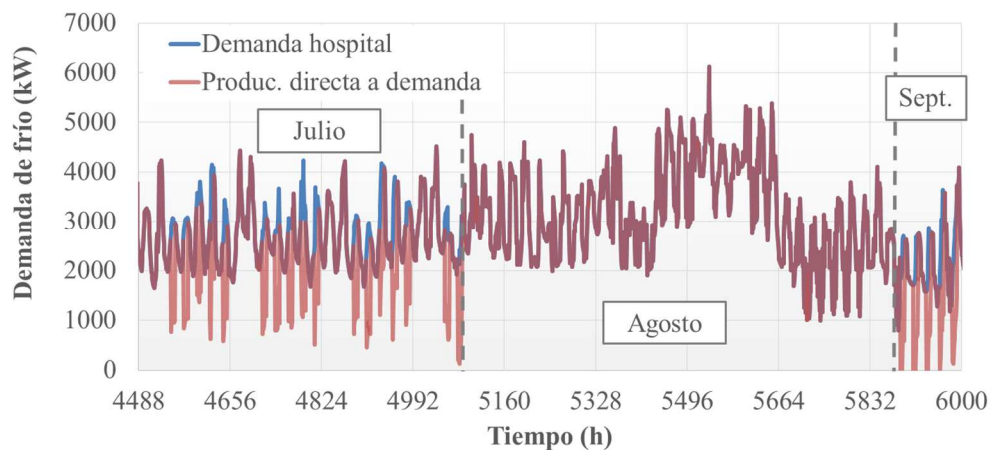
**Tabla 12. SEERs de los sistemas de producción de frío.**

SEER chiller	
Operación convencional	4.76
Carga RT8	4.68
Carga agua-hielo	4.00

- Se ha supuesto que en caso de que la demanda en las horas pico no fuera suficientemente grande como para descargar todo el frío almacenado en las horas valle (periodo 6), se hará uso del frío almacenado también en las horas llano (periodos 2 y 4) realizando la máxima descarga posible del frío almacenado.



a. Enero y febrero.



b. 7 de julio a 7 de septiembre.

**Figura 58. Demanda de frío y producción de frío para satisfacer directamente la demanda.**

La Figura 58 muestra un ejemplo de la división de la demanda del hospital en dos partes, para el caso de un almacenamiento de PCMs con potencia de descarga de 2000

kW y una tarifa eléctrica de 6 periodos. Por una parte, la producción base se encarga de satisfacer directamente la demanda, produciendo el frío a la temperatura exigida por la demanda del hospital, mientras que la otra parte del sistema de generación de frío se encarga de cargar el almacenamiento de PCMs, que se descarga posteriormente haciendo disminuir la demanda sobre la producción base. En la Figura 58.a se ha representado la curva de demanda de frío del hospital durante los meses de enero y febrero y la producción del sistema base. Se puede observar en la Figura 58.a cómo durante el día la producción del sistema base es nula debido a que en esos momentos la demanda está siendo cubierta totalmente por el frío almacenado en los tanques. En cambio, también se puede apreciar cómo durante la noche, que es cuando se están cargando los tanques de PCMs, el sistema de producción base debe cubrir toda la demanda del hospital. Es apreciable igualmente el hecho de que durante los fines de semana no se hace uso del almacenamiento en PCM porque en la tarifa de 6 periodos no hay diferenciación horaria, siendo todo el fin de semana valle, por lo que se ha determinado que la demanda sea cubierta completamente por el sistema de producción base.

La Figura 58.b muestra la demanda del hospital y la producción del sistema base entre el 7 de julio y el 7 de septiembre. Se puede observar cómo durante el verano el sistema base produce 2000 kW menos para cubrir la demanda ya que ésta es la potencia que están suministrando los depósitos de PCMs. Se observa de nuevo que durante la noche y los fines de semana es el sistema base el que debe cubrir por completo la demanda del hospital.

Se puede apreciar también cómo en agosto toda la demanda es satisfecha directamente por el sistema base de producción de frío. Esto se debe a que no hay diferenciación horaria, siendo el mes completo de tarifa valle, por lo que no resulta interesante realizar ciclos de carga y descarga del tanque de almacenamiento de frío en PCMs. En estas condiciones de tarifa no resultará rentable hacer ciclos diarios de carga y descarga mientras el EER de producción de frío para almacenar durante la noche no sea mejor que el EER del sistema convencional produciendo todo el día y llegue incluso a compensar las ganancias de calor durante el almacenamiento y el sobreconsumo de las bombas de circulación.

Por este motivo, mientras el COP para el almacenamiento de frío en los PCMs durante la noche no sea mejor que el COP del sistema base de producción de frío durante el día, no será rentable cargar los tanques durante la noche a no ser que haya diferenciación horaria en la tarifa. Como en la tarifa de 6 periodos no hay diferenciación horaria para los fines de semana y el mes de agosto, el número máximo de ciclos diarios que se pueden realizar en un año será de 238 ciclos.

### 7.2.1 Resultados del prediseño

El uso de parafinas en los sistemas de almacenamiento latente supone un sobrecoste importante debido tanto al coste de adquisición de la parafina como al coste de los intercambiadores, pues debido a la baja conductividad de la parafina son necesarias configuraciones costosas. Ambos costes encarecen significativamente esta opción respecto a la solución con agua/hielo.

En el caso de los depósitos de agua/hielo el material del depósito es fundamentalmente plástico más aislamiento, de ahí que el coste final de esta opción sea más barato que para los depósitos de parafina. Para los depósitos de agua/hielo se ha considerado el coste de la instalación completa del depósito en función de la capacidad de almacenamiento en kWh. La Figura 59 muestra los costes totales del depósito según el tamaño del almacenamiento.

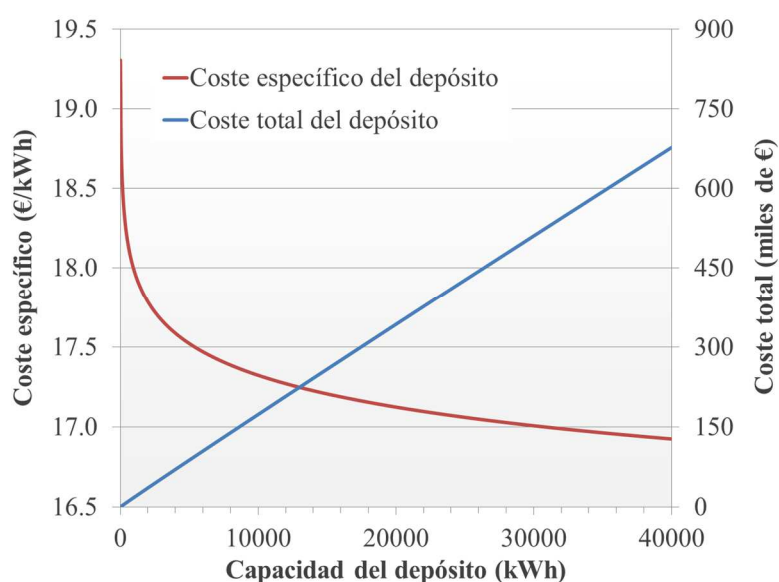
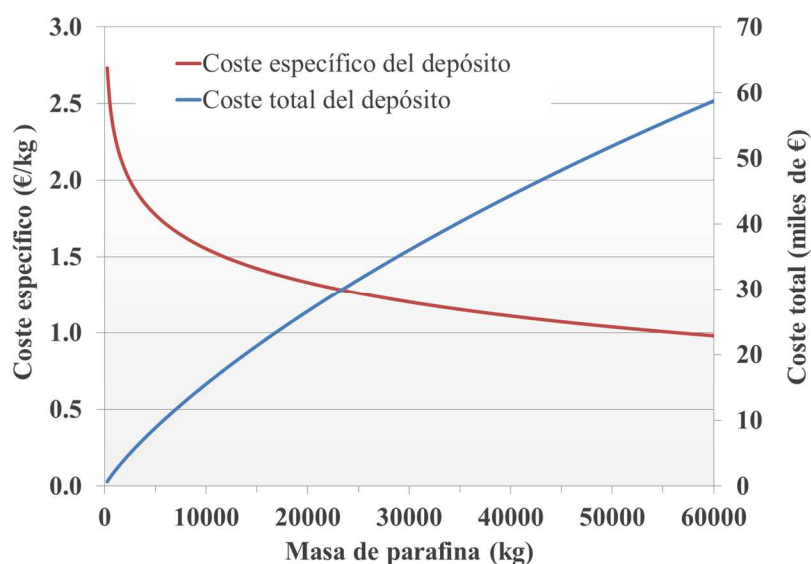


Figura 59. Estimación del coste de depósitos de agua/hielo.

Para los tanques de parafina se ha considerado el coste del depósito en función de la cantidad de material PCM en kg. El precio de la parafina varía de forma sustancial según el fabricante y la pureza de la misma. De cara al análisis de viabilidad en instalaciones se tomarán las propiedades termo-físicas y precios de la considerada como mejor opción entre las ofertas de distintos fabricantes consultados de carácter confidencial (asumiendo la adquisición de grandes cantidades es posible alcanzar 2.5 €/kg, para una parafina con entalpía de cambio de fase de 200 kJ/kg entre 3 y 10 °C). Se debe remarcar por tanto la limitación de este estudio a un simple ejemplo de



procedimiento de diseño de una instalación. En un proyecto de ingeniería más complejo sería necesario un análisis más exhaustivo del presupuesto de inversión. Para estimar los costes se ha hecho uso provisionalmente de una correlación en la que se introduce un factor de economía de escala que se considera razonable, a falta de obtener precios más exactos. Para el precio de los depósitos se ha tenido en cuenta un efecto de economía de escala, pues el coste específico en €/kWh será inferior para depósitos más grandes. La Figura 60 muestra los costes correspondientes. En el caso de depósitos con parafina es conveniente calcular el precio mediante ratios €/kg ya que según la parafina definida por el usuario, la densidad y la entalpía de cambio de fase pueden variar, mientras que en depósitos agua/hielo el PCM siempre es el mismo.



**Figura 60. Estimación del coste de depósitos con parafinas.**

Finalmente, se ha estimado el coste total de la instalación con depósitos para parafinas en función de la capacidad de almacenamiento.

A partir de estas estimaciones de costes en función del tamaño del sistema de almacenamiento, y de los resultados energéticos y de costes de operación obtenidos en el prediseño, se obtiene una estimación de los costes de inversión, el ahorro energético y económico, y el tiempo de amortización para cada caso considerado. De esta forma se puede analizar qué configuración parece ser más rentable.

**Tabla 13. Estudio económico para agua-hielo.**

Caso	Capacidad (kWh)	Potencia carga (kW)	Coste electricidad (€)	Ciclos anuales	Ahorro (€)	Coste total (€)	Años retorno
base	0	0	308390	0	0	0	<b>0</b>
1	2000	250	303840	238	4550	46569	<b>10.2</b>
2	4000	500	299280	238	9110	82342	<b>9.0</b>
3	8000	1000	291110	238	17280	153093	<b>8.9</b>
4	16000	2000	278290	229	30100	293004	<b>9.7</b>
5	24000	3000	271730	191	36660	431713	<b>11.8</b>

**Tabla 14. Estudio económico para la parafina RT8.**

Caso	Capacidad (kWh)	Potencia carga (kW)	Coste electricidad (€)	Ciclos anuales	Ahorro (€)	Coste Total (€)	Años retorno
base	0	0	308390	0	0	0	<b>0</b>
1	2000	250	302980	238	5410	114933	<b>21.2</b>
2	4000	500	297580	238	10810	207487	<b>19.2</b>
3	8000	1000	286950	238	21440	380214	<b>17.7</b>
4	16000	2000	269410	228	38980	700907	<b>18.0</b>
5	24000	3000	260250	191	48140	1002910	<b>20.8</b>

Se puede ver en la Tabla 13 y la Tabla 14 que el número máximo de ciclos anuales al que se puede llegar es de 238, ya que para la tarifa de 6 periodos todo el mes de agosto y los fines de semana son valle, con lo que estos días no es aprovechable realizar una carga-descarga.

Igualmente podemos comprobar que mientras se realizan el máximo número de ciclos anuales (238), a medida que aumenta el tamaño de la instalación el ahorro aumenta proporcionalmente. Mientras el número de ciclos es máximo, a medida que crece el tamaño de la instalación el ahorro crece proporcionalmente. Sin embargo, los años de retorno disminuyen pues a medida que aumenta el tamaño de la instalación, los costes de inversión no crecen linealmente debido a la economía de escala.

A partir del tamaño en que la instalación ya no es explotada al máximo y no llega al máximo número de ciclos, el ahorro ya no aumenta proporcionalmente. En estos casos el efecto de la economía de escala continúa presente, pero el beneficio marginal no compensa el mayor coste de inversión en una instalación que ya no va a ser explotada al máximo.

Se extrae como conclusión que la instalación más rentable es aquella que siendo explotada al máximo (238 ciclos) tiene el mayor tamaño posible, de manera que se haga beneficio de la economía de escala. Se puede apreciar en la Tabla 13 y la Tabla 14 que los casos más rentables tanto para el agua como para la parafina se dan para una

capacidad en torno a los 8000 kWh de almacenamiento de frío, con una potencia media de carga de 2000 kWh. Para el agua el periodo de retorno se sitúa en torno a 9 años, mientras que en la parafina el periodo de retorno se sitúa en torno a los 18 años, prácticamente el doble. Esto es debido a la importancia en el coste de inversión del coste de la parafina y del intercambiador de los depósitos, que encarecen mucho la instalación.

Comparando la Tabla 13 y la Tabla 14 comprobamos que el óptimo en cuanto a capacidad de almacenamiento es muy similar para ambos PCMs, y que con la parafina se obtienen mayores ahorros anuales que con el agua, pero debido al mayor coste de inversión el tiempo de retorno es mayor. Como el ahorro anual es mayor, una vez rentabilizada la instalación, el beneficio será mayor con las parafinas, por lo que si se comparara el VAN a los 25 años seguramente en ese momento las parafinas serían más rentables. Sin embargo, para una mayor rentabilidad a corto plazo se demuestra en este estudio que es mejor usar el agua como PCM.

### 7.3 Diseño del intercambiador

Para el caso de uso del agua como PCM existen ya soluciones comerciales disponibles. Se va a partir de por tanto de una de estas opciones y se va a estudiar su comportamiento en esta aplicación.

La solución comercial considerada es el depósito de CALMAC ICEBANK 1098C, cuyas características geométricas se presentan en la Tabla 15.

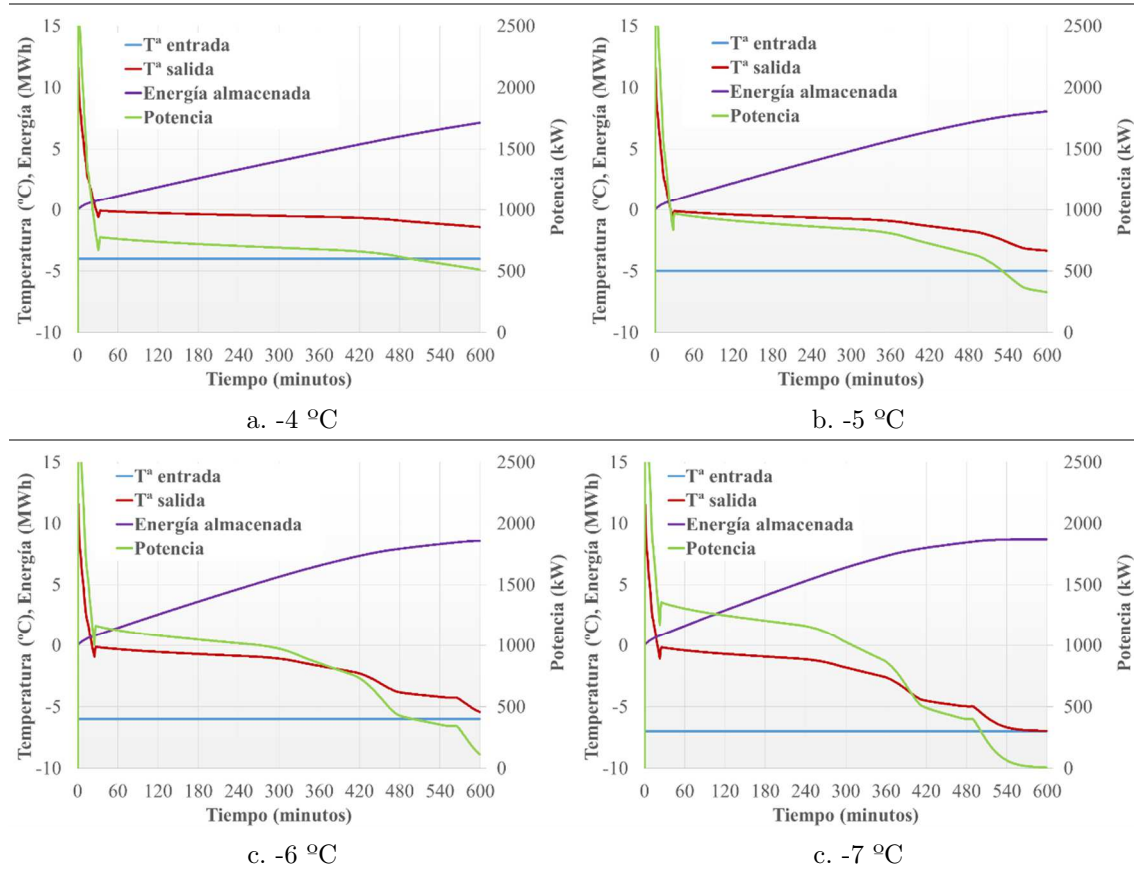
**Tabla 15. Características del depósito CALMAC ICEBANK 1098C [94].**

Característica	Valor
Capacidad (l)	3700
Número de tubos	34
Longitud de tubo (m)	75
Diámetro interno de tubo	12
Espesor del tubo (mm)	2
Material del tubo	Polietileno de alta
Distancia entre tubos (mm)	40

En el análisis del intercambiador, se estudia la capacidad de esta configuración de intercambiador para cumplir las exigencias para la instalación. El proceso que va a determinar la configuración del intercambiador es el proceso de carga, puesto que la carga se ha de realizar en un tiempo de 8 horas y con una diferencia de temperaturas entre el fluido caloportador y el cambio de fase de 5-8 K, mientras que la descarga se

puede realizar en un tiempo de hasta 16 horas y con una diferencia de 12 K. Como se ha analizado en el prediseño, el objetivo es conseguir una carga en ocho horas, ya que es el tiempo de duración de la tarifa valle.

Esta unidad de depósito comercial considerada tiene una capacidad de 343 kWh de energía latente y 4.3 kWh/K de energía sensible. Son necesarias por tanto 20 unidades de este tanque para conseguir la capacidad de almacenamiento de 8000 kWh, que se dispondrían en paralelo.



**Figura 61. Proceso de carga a distintas temperaturas de entrada del fluido caloportador.**

La Figura 61 muestra los procesos de carga de los tanques para distintas temperaturas de entrada del fluido caloportador. Se ha considerado para todos los casos el mismo valor de caudal del fluido caloportador y se ha mantenido constante durante la carga. Se puede observar cómo cuanto menor sea la temperatura de entrada, mayor es la potencia de intercambio y antes se produce la carga. La Tabla 16 recoge los valores de la energía almacenada en los tanques después de 8 horas de proceso de carga para cada una de las temperaturas de entrada del fluido caloportador. Se comprueba que con la geometría de intercambiador del depósito y para el caudal fijado es necesaria una temperatura de entrada del fluido caloportador ligeramente inferior a -6 °C para conseguir almacenar 8 MWh en 8 horas. Se puede observar que por cada grado que se

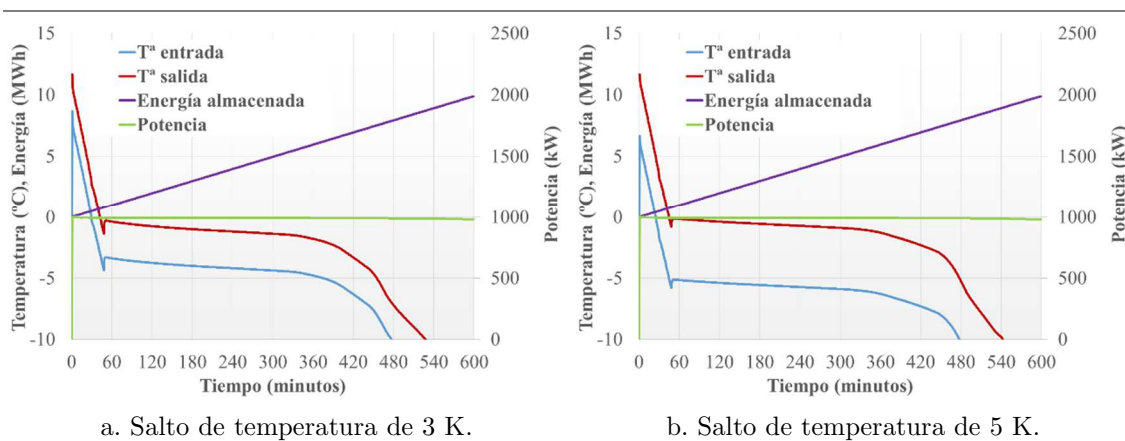
baja la temperatura de entrada el beneficio adicional por cargar el PCM un grado más es cada vez menor.

**Tabla 16. Energía almacenada tras 8 horas de carga.**

Temperatura de entrada (°C)	Frío almacenado (MWh)
-4	6
-5	7.11
-6	7.93
-7	8.45

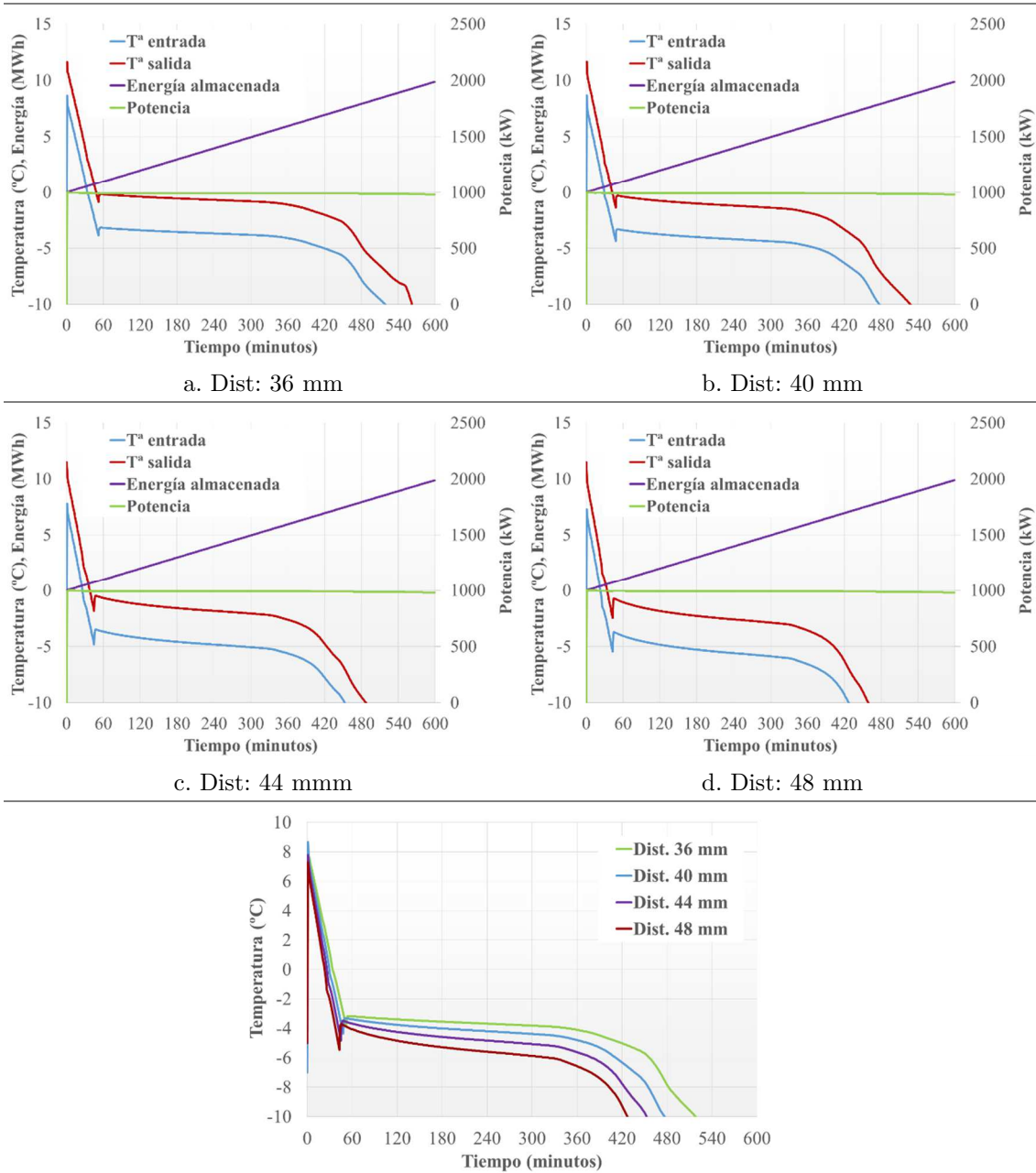
El hecho de que la capacidad de almacenamiento sea mayor en algunos momentos de los 8 MWh se debe a que en el dimensionado del número de tanques se ha tenido en cuenta un salto de temperaturas para el almacenamiento sensible de 10 K, mientras que en el proceso el salto de temperaturas para el agua del tanque en los casos considerados está comprendida entre los 16 K y los 20 K.

Sin embargo, si lo que se pretende es realizar la carga a potencia constante, el modelo permite también ver la evolución que se da en la temperatura de entrada del fluido caloportador para cargar el conjunto de tanques. En la Figura 62 se muestra la evolución de la temperatura de entrada del fluido caloportador con una potencia constante de refrigeración de 1000 kWh. Con esta potencia se consigue almacenar la cantidad de 8000 kWh en 8 horas, que es el tiempo de duración del periodo valle. Ahora el caudal viene determinado por el salto de temperaturas y la potencia fijados. En la gráfica de la Figura 62.a y Figura 62.b se muestra la evolución para un salto de temperaturas para el fluido caloportador entre la entrada y salida del tanque de 3 K y 5 K respectivamente. Se puede observar cómo para el salto de temperaturas en el fluido caloportador de 3 K la temperatura media durante el proceso de solidificación del agua se encuentra entre -4 °C y -5 °C. En cambio, para un salto de temperaturas de 5 K, la temperatura media se encuentra en la solidificación entre -5 °C y -6 °C.



**Figura 62. Proceso de carga a potencia constante.**

Del mismo modo que los modelos desarrollados nos permiten analizar el comportamiento y estudiar la operación del sistema, también nos permite analizar, optimizar y diseñar la configuración del intercambiador adecuado para las necesidades de cada aplicación.



e. Temperaturas de entrada del fluido caloportador para distintas distancias entre tubos  
**Figura 63. Evolución de la carga con un salto de temperatura del fluido caloportador de 3 K para diferentes distancias entre tubos.**

El modelo permite hacer estudios paramétricos sobre la configuración del intercambiador. Partiendo de la geometría original del modelo de CALMAC considerado, un estudio paramétrico de la distancia entre tubos permite analizar las temperaturas de entrada para el fluido caloportador.

Las gráficas de la Figura 63 muestran la evolución de la carga para distintas distancias entre tubos. Todas estas cargas se realizan a una potencia constante de 1000 kW, almacenando 8 MWh en 8 horas, y con un caudal fijado para obtener un salto de temperaturas de 3 K. Se puede apreciar prácticamente en todos los casos (Figura 63.a a Figura 63.d) que al inicio de la solidificación la temperatura de salida del fluido caloportador es muy próxima a 0 °C, lo cual indica que en ese momento la eficiencia del intercambiador es elevada. Las gráficas muestran cómo a medida que aumenta la distancia entre tubos aumenta la diferencia entre la temperatura de salida del fluido caloportador y la temperatura de cambio de fase, de manera que disminuye la temperatura media de entrada del fluido caloportador. En la Figura 63.e se recogen las temperaturas de entrada del fluido caloportador para intercambiar 1000 kW en cada caso de distancia entre tubos considerada y se puede comprobar el efecto descrito.

Se debe tener en cuenta sin embargo, que al disminuir el volumen de PCM alrededor de cada tubo, disminuye el volumen total de PCM por tubo y por tanto son necesarios más tubos a medida que disminuye la distancia. De esta manera, el coste del intercambiador para un determinado volumen de agua es también creciente a medida que disminuye la distancia entre tubos. En la Tabla 17 se recoge el número total de tubos necesarios en la instalación para cada distancia entre tubos. Se aprecian diferencias importantes en el número de tubos necesarios en el total de la instalación, lo que supone diferencias significativas también en el coste de inversión del intercambiador.

**Tabla 17. Número de tubos totales necesarios en la instalación.**

Distancia entre tubos	Número de tubos
36	864
40	680
44	551
48	456

Se producen entonces dos efectos económicamente contrapuestos. Por un lado, a menores distancias entre tubos es necesario un mayor número de tubos y hay un mayor coste en el intercambiador. Por otro lado, a menores distancias entre tubos aumenta la temperatura media de carga, los chillers trabajan con mejor EER y por tanto con menores costes de operación. En caso de querer optimizar la geometría del intercambiador, se debería hacer un estudio económico para contraponer el mayor coste del intercambiador con el beneficio económico en los costes anuales de operación que conllevan las mejores prestaciones.

Del mismo modo que se puede optimizar la distancia entre tubos, se puede optimizar con la ayuda de los modelos desarrollados cualquier característica geométrica o térmica del intercambiador como el diámetro, la longitud o el material del tubo intercambiador.

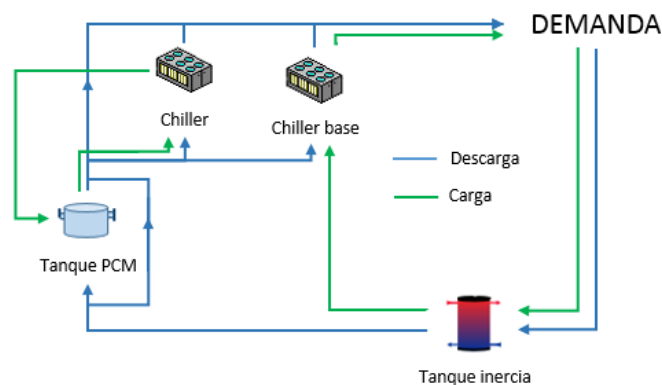
## 7.4 Modelado del sistema en Trnsys

Con el objetivo de simular el comportamiento del sistema, a partir de los modelos en Matlab se han desarrollado dos types para el programa Trnsys (“Transient System Simulation Tool”, que como su nombre indica es una herramienta de simulación de sistemas transitorios).

El proyecto de la instalación en Trnsys es bastante complejo, pero la descripción detallada de la operación del sistema escapa del contenido de esta tesis doctoral. Se describe brevemente los principales elementos y la operación del sistema.

El modelo esquemático de las instalaciones que se van a diseñar con esta herramienta consiste en un sistema de almacenamiento de PCMs, un equipo de chillers y un tanque de inercia. La Figura 64 muestra un esquema de la instalación.

El equipo de chillers consta de un equipo base encargado de una producción base de frío para cubrir la demanda mientras el resto de los equipos cargan el almacenamiento de PCMs.



**Figura 64. Esquema simplificado del modelo implementado en Trnsys.**

Esta instalación puede operar en dos modos: modo carga o modo descarga. En la operación en modo carga (líneas verdes en la Figura 64), los equipos base de refrigeración se encargan de satisfacer la demanda existente, y el resto de los equipos de refrigeración se encargan de cargar el almacenamiento de PCMs a un caudal constante fijado.

En la operación en modo descarga (líneas azules en la figura), el caudal de retorno de la demanda es dirigido al almacenamiento de PCMs para ser refrigerado. Una parte del caudal es by-passeado con el objetivo de obtener a la salida del almacenamiento la



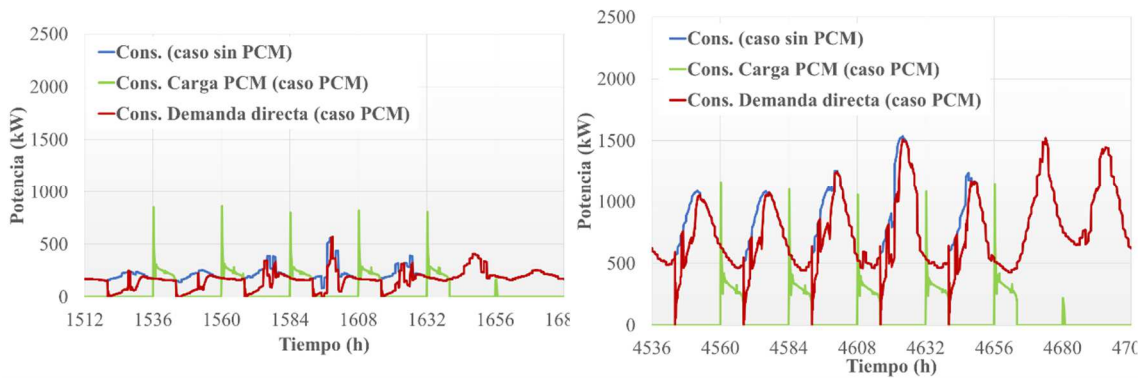
temperatura deseada de impulsión a la demanda. Cuando el almacenamiento de PCMs no tiene potencia suficiente para refrigerar el fluido caloportador hasta la temperatura deseada, el equipo de chillers se encarga de completar la refrigeración hasta la temperatura determinada de impulsión a la demanda.

#### **7.4.1 Análisis energético y económico**

La simulación con el programa Trnsys permite analizar el comportamiento de la instalación, obteniendo como resultados las temperaturas del fluido caloportador en los distintos puntos de la instalación, así como la potencia demandada de refrigeración, los procesos de carga y descarga de los sistemas de almacenamiento y la producción y el consumo de los chillers para cada instante de tiempo.

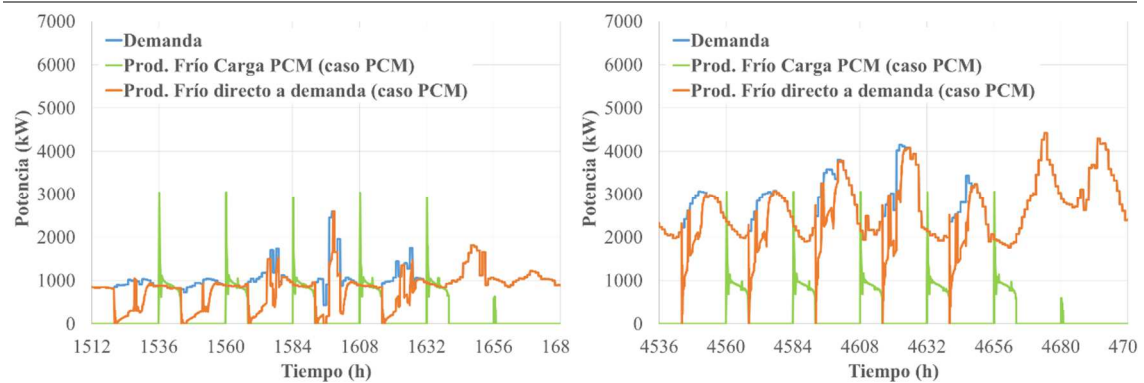
Se ha realizado una simulación anual de una instalación para satisfacer la demanda de estudiada en la aplicación del hospital. La instalación de almacenamiento simulada está compuesta por 17 unidades del depósito CALMAC determinado, realizándose la carga a una temperatura de  $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$ . No se ha considerado la realización de ciclos de carga y descarga del almacenamiento latente para aquellos días en los que no se daba una diferenciación de la tarifa, es decir, los fines de semana y el mes de agosto. Se ha realizado también paralelamente una simulación anual de una instalación convencional sin almacenamiento latente como caso de referencia para comparar los resultados.

En la Figura 65 se han representado los consumos de potencia de los equipos de refrigeración para el caso de una instalación convencional sin almacenamiento latente de energía (sin PCMs) y para una instalación con almacenamiento latente. En las figuras Figura 65.a y Figura 65.b se muestra la evolución de los consumos eléctricos para las semanas de 5 al 12 de marzo y del 9 al 16 de julio, y en las figuras Figura 65.c y Figura 65.d la evolución de la producción de frío en las mismas semanas. En el caso de almacenamiento con PCMs los consumos están divididos en la potencia consumida para la carga de los sistemas de almacenamiento y los consumos para satisfacer la demanda. Se puede observar cómo durante la noche se produce un consumo de potencia para cargar los sistemas de almacenamiento y durante el día el consumo para satisfacer la demanda es en determinados instantes menor en el caso de almacenamiento que en el caso de referencia.



a. Consumos eléctricos.  
Semana del 5 al 12 de marzo.

d. Consumos eléctricos.  
Semana del 9 al 16 de julio.

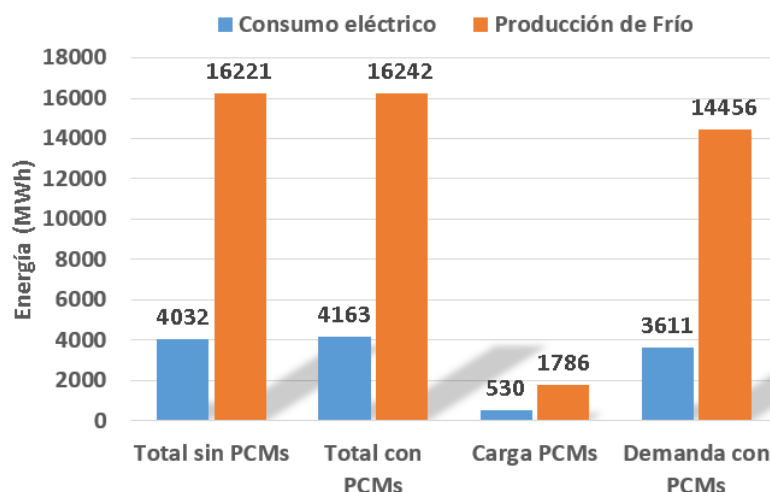


c. Demanda y producción de frío.  
Semana del 5 al 12 de marzo.

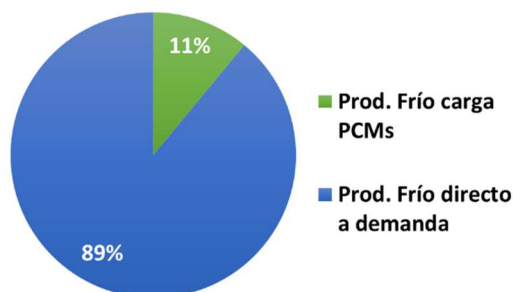
d. Demanda y producción de frío.  
Semana del 9 al 16 de julio.

**Figura 65. Consumos eléctricos y producción de frío de los equipos de refrigeración.**

La Figura 66 muestra el consumo y producción energética anual. En el caso de la instalación con almacenamiento se puede comprobar que se consume más cantidad de energía eléctrica: 4163 MWh anuales por los 4032 de la instalación sin el almacenamiento latente. Esta diferencia se debe al mayor consumo en equipos de bombeo y a la producción de frío con menor COP en el carga de los tanques de almacenamiento latente. Se comprueba cómo con una instalación con la capacidad de almacenamiento simulada se consigue desplazar 1786 MWh de producción de frío de las horas de mayor coste de energía eléctrica a las horas de tarifa valle. Esta cantidad de frío supone un 11% del total demandado por la aplicación.



a. Producción de frío y consumo eléctrico.



b. Distribución del frío producido para el caso de almacenamiento con PCMs.

**Figura 66. Consumo eléctrico y producción de frío anual simulados.**

A partir de los resultados energéticos y de consumos eléctricos, y con las estimaciones de costes de inversión descritas anteriormente, se puede realizar un estudio económico obteniendo el coste total de inversión, el ahorro anual y el periodo de amortización de la inversión mostrados en la Tabla 18. La simulación proporciona unos ahorros anuales de 11000 € y un periodo de retorno de 12 años, sin tener en cuenta el interés de préstamos de capital.

**Tabla 18. Resultados económicos**

Parámetro económico	
Coste de inversión (€)	132 986
Ahorro anual (€)	11 094
Periodo de retorno	12

En la fase de prediseño se había estimado un periodo de retorno de 9 años. Esta diferencia se explica en el error cometido por las suposiciones tomadas en el prediseño. Se suponía un EER de funcionamiento de los chillers medio anual, mientras que en la

simulación el EER de funcionamiento se ha obtenido en cada instante en función de las condiciones para el chiller y se ha comprobado que los chillers trabajan con menor EER que los estimados. Se había supuesto que la carga se podía realizar a una temperatura de  $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$ , y la herramienta de simulación ha permitido comprobar que la temperatura necesaria para la carga es de  $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$ . En el prediseño no se habían considerado efectos adicionales como el mayor consumo de las bombas de circulación. Por último, se había supuesto también que las descargas se podrían realizar completamente en los periodos de tarifa pico, pero en la simulación se ha visto que en ocasiones no se puede producir la descarga completa en el tiempo de duración de estos periodos y se debe completar la descarga en los periodos llano, con una menor ventaja en la diferencia de costes de operación.

El proyecto de simulación permite igualmente analizar los resultados energéticos y económicos para diferentes configuraciones de la instalación. Se puede obtener así el comportamiento y rentabilidad de un mayor o menor número de tanques de almacenamiento, distintas configuraciones de los tanques de almacenamiento, distintas temperaturas y caudales del fluido caloportador para la carga y la descarga, ciclado en días sin diferenciación horaria, variación en los costes de inversión o de los periodos tarifarios.

Estos resultados de la simulación son de utilidad para el dimensionamiento de la instalación y para analizar los consumos y ahorros que se dan en la instalación, estimando así el tiempo de retorno. Se ha visto también la utilidad del proyecto de simulación para estudiar la operación del sistema, viendo a qué caudales y temperaturas es más conveniente realizar la carga y la descarga, y en qué momentos interesa realizarlas bien por un beneficio tarifario o por un beneficio en las condiciones de operación de los chillers.

## **7.5 Discusión sobre los resultados**

A partir del estudio de diseño del intercambiador y del análisis de los resultados obtenidos en las simulaciones realizadas para el hospital se han obtenido las siguientes conclusiones:

- El almacenamiento latente puede llegar a ser rentable incluso cuando los equipos de refrigeración para la carga del sistema funcionan con peor EER que en la producción de frío directamente para la demanda, obteniendo beneficio gracias a la diferenciación horaria en la tarifa.
- La instalación más rentable es aquella que siendo explotada al máximo tiene el mayor tamaño posible, beneficiándose de la economía de escala.

- Las instalaciones con parafina permiten funcionar con mejor EER durante la carga del sistema y obtienen mayores ahorros anuales tanto energéticos como económicos que con el agua, pero debido al mayor coste de inversión por el coste de la parafina y el intercambiador el tiempo de retorno es mayor. Para una mayor rentabilidad a corto plazo, es mejor hacer uso del agua como PCM.
- En el estudio de prediseño se ha comprobado que para la demanda de la aplicación estudiada, tanto con el agua como con la parafina el caso más rentable es para una capacidad alrededor de 8000 kWh de almacenamiento de frío, con una potencia media de carga de 1000 kWh. El periodo de retorno se situaba en torno a los 9 años para el agua y 18 para la parafina, pero en el estudio con la simulación transitoria se ha obtenido un periodo de retorno para el agua de 12 años.
- El modelo ha permitido determinar que para la instalación estudiada y el caudal fijado es necesaria una temperatura de entrada del fluido caloportador inferior a  $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$  para conseguir el almacenamiento en el tiempo deseado.
- En el proceso de carga del sistema de almacenamiento, trabajar con grandes caudales y menores saltos de temperatura permite operar con mayores temperaturas de entrada del fluido caloportador, lo que favorece las condiciones de funcionamiento de los chillers.
- Los modelos desarrollados permiten optimizar cualquier característica geométrica o térmica del intercambiador como la distancia entre tubos y el diámetro, la longitud o el material del tubo intercambiador.
- Respecto al diseño de la distancia entre tubos, a menores distancias entre tubos es necesario un mayor número de tubos y un mayor coste en el intercambiador, sin embargo los chillers trabajan con mejor COP y menores costes de operación gracias a que aumenta la temperatura media de carga.
- En general, para optimizar la geometría del intercambiador, se debería hacer un estudio económico para contraponer el mayor coste del intercambiador con el beneficio económico en los costes anuales de operación que conllevan las mejores prestaciones.
- El modelo de la instalación completa creado permite analizar los resultados energéticos y económicos para diferentes configuraciones de la instalación, como la capacidad de almacenamiento del sistema, las distintas configuraciones de los tanques de almacenamiento, las condiciones de operación del fluido caloportador para la carga y la descarga, la operación de la instalación y distintos costes de inversión o de los periodos tarifarios.

- En el caso de la instalación con la capacidad de almacenamiento simulada se consigue desplazar un 11% de la producción de frío desde las horas de mayor coste de energía eléctrica a las horas de tarifa valle.
- Se ha comprobado cómo los resultados obtenidos de las simulaciones son de utilidad para el diseño y dimensionamiento de la instalación, para el análisis y previsión económica y para estudiar la operación óptima del sistema.

# 8

## CONCLUSIONES

---

## 8. CONCLUSIONES

El trabajo desarrollado en la presente tesis doctoral pretende contribuir al avance en el modelado de sistemas de almacenamiento latente de energía térmica con las siguientes aportaciones:

- Se ha analizado en detalle el flujo del fluido caloportador por el interior de los tubos que componen el intercambiador de calor de un depósito de almacenamiento latente de energía térmica.
  - Se ha desarrollado un esquema numérico que garantiza la conservación de la energía y que minimiza el tiempo de cálculo.
  - Se han implementado las correlaciones más adecuadas para la estimación de las propiedades y los coeficientes de convección local en función de los parámetros del flujo. De esta manera es posible simular el impacto de cualquier caudal, bien sea régimen laminar o turbulento.
  
- Se han desarrollado dos modelos 2D transitorios de depósitos de almacenamiento de energía térmica con el fluido caloportador circulando por el interior de una batería de tubos sumergidos en el PCM.
  - Los modelos cuentan con una integración unidimensional a lo largo de la circulación del fluido caloportador, y otra unidimensional en sentido radial en el PCM alrededor del tubo.
  - Los modelos desarrollados se pueden aplicar a cualquier tipo de geometría de batería de tubos. En la presente tesis doctoral se ha aplicado a la geometría de batería de tubos en espiral con dos circuitos a contracorriente (sentidos centrífugo y centrípeto).
  - Los modelos se centran en el proceso alrededor de un solo tubo teniendo en cuenta la interacción con los tubos adyacentes, y este comportamiento es extrapolado al conjunto de tubos de la batería.
  - Tal como se ha comprobado en la validación, esta estrategia de modelado permite caracterizar bien el comportamiento del conjunto del intercambiador con un coste computacional reducido. Como ejemplo de duración del cálculo, un proceso de carga del depósito de 6 h se puede calcular en 5 minutos en un PC con procesador Intel Core i5 650 @ 3.2GHz (Matlab funcionando con un solo núcleo).



- Para caracterizar la transmisión de calor en el PCM, se ha desarrollado un modelo de frontera móvil válido para la simulación de la carga y descarga de sistemas de almacenamiento con agua, es decir con cambio de fase a una temperatura determinada, y por tanto con una interfase definida. El desarrollo del modelo se ha realizado con las siguientes características:
  - Teniendo especial importancia en la localización de la frontera y en la evaluación de las propiedades en las diferentes regiones y su influencia en la convección.
    - Evaluación del coeficiente de convección natural
    - Consideración de la excentricidad de la sección anular formada por la fusión interna del hielo para el cálculo de la convección natural del agua entre cilindros.
    - Se ha considerado el efecto de la inversión de la densidad del agua por debajo de 4 °C en los cálculos de convección natural.
    - Se ha evaluado el contacto directo entre el hielo y los tubos en el proceso de fusión del hielo.
    - Adaptación de la frontera al espacio entre tubos adyacentes, debido a la disposición y geometría de los tubos en batería. Se ha considerado una limitación del crecimiento de la capa de hielo debido al propio crecimiento del hielo en los tubos colindantes.
    - Consideración de la influencia de los volúmenes muertos de PCM situados en zonas del depósito más alejadas de la batería de tubos, como la zona central y los espacios laterales entre la batería de tubos y la pared del depósito.
  - Se ha validado con 4 ensayos experimentales de carga (solidificación) y 4 de descarga (fusión) para distintas condiciones de operación (caudal y temperatura de entrada del fluido caloportador). En general el modelo simula una respuesta del sistema muy próxima a la respuesta real para las distintas condiciones de operación, con desviaciones inferiores al 5% en la energía almacenada al final de los procesos y en la potencia intercambiada, exceptuando los momentos de la nucleación. Sin embargo, determinados efectos aún no han podido ser modelados con precisión debido a su complejidad, como son:
    - Nucleación. La solidificación aparece súbitamente a partir de un estado metaestable del agua subenfriada. La probabilidad de que se inicie la nucleación depende de varios factores como la cantidad de partículas en el agua y su dureza, el movimiento del agua, o el grado de subenfriamiento. Por este motivo en cada

instalación se da una probabilidad para la nucleación en torno a una temperatura.

- Desprendimiento de bloques de hielo de los tubos.
- Se ha desarrollado un modelo de tipo entálpico en diferencias finitas, para simular el comportamiento de PCMs como la parafina RT8, en las que se da el cambio de fase en un rango de temperaturas. En este tipo de PCMs no aparece una interfase definida, sino que aparece una “mushy region” en el rango de temperaturas de cambio de fase. El modelo tiene las siguientes características:
- Emplea la caracterización experimental de la parafina RT8 realizada mediante DSC a una velocidad de 0.5 K/min para cada uno de los procesos de enfriamiento y calentamiento. La curva de entalpía de la parafina RT8 se ha caracterizado mediante dos polinomios, uno para la fase líquida y otro para la “mushy region” y la fase sólida.
  - Se ha considerado la convección natural en el PCM, introduciéndola como una conductividad equivalente en la conductividad del PCM.
  - No se ha considerado el desprendimiento de bloques sólidos.
  - Con el presente diseño del intercambiador se ha detectado que la zona central muerta del intercambiador tiene influencia en el comportamiento y se ha introducido en el modelo.
  - En este modelo se ha considerado un volumen de control de forma rectangular alrededor del tubo, debido a la disposición en el sistema real modelado de la batería de tubos en columnas. Este volumen de control ha sido discretizado como se ha comentado en dos dimensiones.
  - El modelo ha sido validado por comparación con 3 ensayos experimentales de carga (solidificación) y 4 de descarga (fusión) en un rango de condiciones de operación, comprobándose que la respuesta simulada ofrece buenos resultados para diferentes temperaturas y caudales del fluido caloportador. Generalmente la evolución de la potencia de intercambio simulada a lo largo del proceso se mantiene muy próxima al comportamiento real, especialmente en el proceso de solidificación. Fenómenos como el desprendimiento de bloques dificultan la simulación del proceso de fusión. A pesar de ello, se ha conseguido un modelo que reproduce bastante bien el proceso de fusión del PCM.

En cuanto a la aplicación de los modelos del intercambiador, se ha comprobado la utilidad de los modelos desarrollados para su uso en dos aplicaciones:

- En primer lugar se ha hecho uso de los mismos como herramienta de diseño del intercambiador de los depósitos y de su operación. Se ha comprobado la utilidad de los modelos tanto para la determinación de las condiciones de operación necesarias para un determinado intercambiador como para el diseño de un intercambiador para unas determinadas condiciones de operación.
  - Los modelos desarrollados permiten diseñar y optimizar cualquier característica geométrica o térmica del intercambiador como la distancia entre tubos y el diámetro, la longitud o el material del tubo intercambiador para poder satisfacer unas determinadas exigencias de intercambio de potencia.
  - En general, para optimizar la geometría del intercambiador, es necesario un estudio económico para determinar la solución más conveniente, contraponiendo el mayor coste del intercambiador con el beneficio económico por la reducción de los costes anuales de operación gracias a las mejores prestaciones.
- En segundo lugar, los modelos desarrollados se han implementado como tipos para el programa de simulación Trnsys. Estos tipos se pueden introducir en proyectos de simulación de instalaciones con los que es posible simular el comportamiento de estos sistemas y de las instalaciones completas y son capaces de determinar el comportamiento del depósito de almacenamiento con una alta precisión.
  - El proyecto de simulación creado permite analizar los resultados energéticos y económicos para diferentes configuraciones de la instalación, como pueden ser:
    - La capacidad de almacenamiento del sistema.
    - Las distintas configuraciones de los tanques de almacenamiento.
    - Las condiciones de operación del fluido caloportador para la carga y la descarga.
    - La operación de la instalación.
    - Los distintos costes de inversión o de los periodos tarifarios.
  - Los resultados obtenidos de las simulaciones son de utilidad para:
    - Diseñar y dimensionar la instalación.
    - Estudiar la operación óptima del sistema.
    - Determinar la previsión del ahorro anual y del periodo de retorno.

Finalmente, respecto al ejemplo de aplicación empleado del hospital, se han obtenido las siguientes conclusiones:

- El almacenamiento latente puede llegar a ser rentable incluso cuando los equipos de refrigeración para la carga del sistema funcionan con peor EER que en la producción de frío directamente para la demanda, obteniendo beneficio gracias a la diferenciación horaria en la tarifa.
- La instalación más rentable es aquella que siendo explotada al máximo tiene el mayor tamaño posible, beneficiándose de la economía de escala.
- Las instalaciones con parafina permiten funcionar con mejor EER durante la carga del sistema y obtienen mayores ahorros anuales tanto energéticos como económicos que con el agua, pero debido al mayor coste de inversión por el coste de la parafina y el intercambiador el tiempo de retorno es mayor. Para una mayor rentabilidad a corto plazo, es mejor hacer uso del agua como PCM.
- En el proceso de carga del sistema de almacenamiento, trabajar con grandes caudales y menores saltos de temperatura permite operar con mayores temperaturas de entrada del fluido caloportador, lo que favorece las condiciones de funcionamiento de los chillers.

## **FUTUROS TRABAJOS**

El desarrollo del trabajo de esta tesis doctoral ha permitido identificar posibles tareas que podrían resultar interesantes para continuar avanzando en la línea de este trabajo, pero que se han quedado fuera del alcance de esta tesis doctoral. Se proponen las siguientes tareas futuras para la continuación del presente trabajo:

- Estudio de la propagación de la incertidumbre en los modelos, para determinar la precisión necesaria en los valores de las propiedades de los materiales con el objetivo de conseguir resultados con una incertidumbre dentro del rango deseado.
- Desarrollo de un modelo físico del desprendimiento de bloques sólidos en el modelo entálpico.
- Discretización del nodo de agua envolvente al tubo en el modelo de frontera móvil, para tratar de reproducir las diferencias en la temperatura del agua a lo largo del tubo y en función de la estratificación vertical del agua o de su posición en el tanque.
- Estudio y modelado de la nucleación en el modelo de frontera móvil.
- Validación con resultados experimentales de los modelos de ciclos de cargas y descargas parciales consecutivas.
- Validación de un modelo de intercambiador de tubo con aletas para almacenamiento con parafinas.

Con un objetivo de cumplimiento más a largo plazo puede resultar interesante dedicar esfuerzos a las siguientes tareas:

- Modelado de otras geometrías de intercambiadores.
- Determinación de una serie de reglas de prediseño de depósitos/intercambiadores en función de las características de la aplicación.
- Estudio de configuraciones de pequeño tamaño para su aplicación como almacenamiento térmico auxiliar en equipamientos domésticos o de automoción.



## BIBLIOGRAFÍA

- [1] Arce P, Medrano M, Gil A, Oró E, Cabeza L F. Overview of thermal energy storage (TES) potential energy savings and climate change mitigation in Spain and Europe. *Applied Energy* 2011; 88: 2764–2774.
- [2] Mehling H, Cabeza L F. Heat and cold storage with PCM. An up to date introduction into basics and applications. *Heat and Mass Transfer*, 2008. ISBN: 978-3-540-68556-2. e-ISBN: 978-3-540-68557-9 (Online)
- [3] Sharma A, Tyagi V V, Chen CR, Buddhi D. Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2009; 13: 318–345.
- [4] Oró E, de Gracia A, Castell A, Farid M M, Cabeza L F. Review on phase change materials (PCMs) for cold thermal energy storage applications. *Applied Energy* 2012; 99: 513-533.
- [5] Gil A, Medrano M, Martorell I, Lázaro A, Dolado P, Zalba B, Cabeza L F. State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1-Concepts, materials and modellization. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2010; 14: 31-55.
- [6] Farid M M, Khudhair A M, Razack S A K, Al-Hallaj S. A review on phase change energy storage: materials and applications. *Energy Conversion and Management* 2004; 45: 1597–1615.
- [7] Zalba B, Marín J M, Cabeza L F, Mehling H. Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications. *Applied Thermal Engineering* 2003; 23: 251–283.
- [8] Lazaro A, Peñalosa C, Solé A, Gonzalo Diarce G, Hausmann T, Fois M, Zalba B, Gshwander S, Cabeza L F. Intercomparative tests on phase change materials characterisation with differential scanning calorimeter. *Applied Energy* 2013; 109: 415-420.
- [9] Medrano M, Yilmaz M O, Nogués M, Martorell I, Roca J, Cabeza L F. Experimental evaluation of commercial heat exchangers for use as PCM thermal storage systems. *Applied Energy* 2009; 86: 2047-2055.

- [10] Tay N H S, Belusko M, Bruno F. An effectiveness-NTU technique for characterising tube-in-tank phase change thermal energy storage systems. *Applied Energy* 2012; 91: 309-319.
- [11] Vermaa P, Varuna, Singal S K. Review of mathematical modeling on latent heat thermal energy storage systems using phase-change material. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2008; 12: 999–1031.
- [12] Krane R J. A second law analysis of the optimum design and operation of thermal energy storage systems. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1987; 30(1); 43–57.
- [13] Bejan A. Two thermodynamic optima in the design of sensible heat units for energy storage. *Journal of Heat Transfer-Transactions of the ASME* 1978; 100: 708–712.
- [14] Goodman T R. The heat balance integral and its application in problems involving a change. *Transactions of the ASME* 1958; 80: 335–342.
- [15] Yeh L T, Chung B T. Solidification and melting of material subjected to convection and radiation. *Journal of Spacecraft and Rockets* 1975; 12: 329–334.
- [16] Crank J, Gupta R. Isothermal migration in two dimensions. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1975; 18: 1101–1117.
- [17] Keung C S. The use of sources and sinks in solving two dimension conduction problem with change of phase in arbitrary domains. Ph.D. dissertation, Columbia University, New York, 1980.
- [18] Nocketto R H, Paolini M, Verdi C. An adaptive finite element method for two-phase Stefan problems in two space dimensions, Part II: implementation and numerical experiments. *The SIAM Journal on Scientific Computing* 1991; 12: 1207-1244.
- [19] Tan Z, Lim K M, Khoo B C. An adaptive mesh redistribution method for the incompressible mixture flows using phase-field model. *Journal of Computational Physics* 2007; 225: 1137-1158.
- [20] Voller V R. Fast implicit finite-difference method for the analysis of phase change problems. *Numerical Heat Transfer Part B* 1990; 17: 155-169.
- [21] Lacroix M, Voller V R. Finite different solutions of solidification phase change problems: transformed versus fixed grids. *Numerical Heat Transfer Part B* 1990; 17: 25-41.



- [22] Viswanath R, Jaluria Y. A comparison of different solution methodologies for melting and solidification problems in enclosures. *Numerical Heat Transfer Part B Fundam* 1993; 24: 77-105.
- [23] Bertrand O, Binet B, Combeau H, Couturier S, Delannoy Y, Gobin D, Lacroix M, Le Quéré P, Médale M, Mencinger J, Sadat H, Vieira G. Melting driven by natural convection. A comparison exercise: first results. *International Journal of Thermal Sciences* 1999; 38: 5-26.
- [24] Dutil Y, Rousse D, Ben Salah N, Lassue S, Zalewski L. A review on phase-change materials: Mathematical modeling and simulations. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2011; 15: 112-130.
- [25] Shamsundar N, Sparrow E M. Analysis of multidimensional conduction phase change via the enthalpy model. *Journal of Heat Transfer-Transactions of the ASME* 1975; 97: 333-340.
- [26] Lacroix M. Contact melting of a phase change material inside a heated parallelepipedic capsule. *Energy Conversion and Management* 2001; 42: 35-44.
- [27] Costa M, Buddhi D, Oliva A. Numerical simulation of a latent heat thermal energy storage system with enhanced heat conduction. *Energy Conversion and Management* 1998; 39(3-4): 319-330.
- [28] Dolado P, Lazaro A, Marin J M, Zalba B. Characterization of melting and solidification in a real scale PCM-air heat exchanger: Numerical model and experimental validation. *Energy Conversion and Management* 2011; 52: 1890-1907.
- [29] Ettouney H, El-Dessouky H, Al-Ali A. Heat transfer during phase change of paraffin wax stored in spherical shells. *ASME Journal of Solar Energy Engineering* 2005; 127: 357-65.
- [30] Barba A, Spriga M. Discharge mode for encapsulated PCMs in storage tanks. *Solar Energy* 2003; 74: 141-8.
- [31] Ismail K A R, Henriquez J R, da Silva T M. A parametric study on ice formation inside a spherical capsule. *International Journal of Thermal Sciences* 2003; 42: 881-887.
- [32] Khodadadi J M, Zhang Y. Effects of buoyancy-driven convection on melting within spherical containers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2001; 44: 1605-1618.

- [33] Fomin S A, Wilchinsky A V. Shape-factor effect on melting in an elliptic capsule. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2002; 45(14): 3045–54.
- [34] Izquierdo-Barrientos M A, Sobrino C, Almendros-Ibáñez J M. Modeling and experiments of energy storage in a fluidized bed with PCM. *Procedia Engineering* 2015; 102: 877–886.
- [35] Trp A. An experimental and numerical investigation of heat transfer during technical grade paraffin melting and solidification in a shell-and-tube latent thermal energy storage unit. *Solar Energy* 2005; 79: 648–660.
- [36] Gong Z X, Mujumdar A S. Finite-element analysis of cyclic heat transfer in a shell-and-tube latent heat energy storage exchanger. *Applied Thermal Engineering* 1997; 17(6): 583–91.
- [37] Farid M M, Kim Y, Kanzawa A. Thermal performance of heat storage module using PCM's with different melting temperatures: experimental. *Transactions of the ASME Journal of Solar Energy Engineering* 1990; 112: 125–31.
- [38] Jones B J, Sun D, Krishnan S, Garimella S V. Experimental and numerical study of melting in a cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2006; 49: 2724–2738.
- [39] Esen M, Ayhan T. Development of a model compatible with solar assisted cylindrical energy storage tank and variation of stored energy with time for different phase change materials. *Energy Conversion and Management* 1996; 37(12): 1775–1785.
- [40] Jian-you L. Numerical and experimental investigation for heat transfer in triplex concentric tube with phase change material for thermal energy storage. *Solar Energy* 2008; 82: 977–985.
- [41] Lamberg P. Approximate analytical model for two-phase solidification problem in a finned phase-change material storage. *Applied Energy* 2004; 77: 131–52.
- [42] Castell A, Solé C, Medrano M, Roca J, García D, Cabeza L F. Effect of using external vertical fins in phase change material modules for domestic hot water tanks. En: *International conference on renewable energies and power quality (ICREPEQ'06)*; 2006.
- [43] Ismail K A R, Henríquez J R, Moura L F M, Ganzarolli M M. Ice formation around isothermal radial finned tubes. *Energy Conversion and Management* 2000; 41: 585–605.

- [44] Ismail K A R, Alves C L F, Modesto M S. Numerical and experimental study on the solidification of PCM around a vertical axially finned isothermal cylinder. *Applied Thermal Engineering* 2001; 21: 53–77.
- [45] Kayansayan N, Ali Acar M. Ice formation around a finned-tube heat exchanger for cold thermal energy storage. *International Journal of Thermal Sciences* 2006; 45: 405-18.
- [46] Mesalhy O, Lafdi K, Elgafy A, Bowman K. Numerical study for enhancing the thermal conductivity of phase change material (PCM) storage using high thermal conductivity porousmatrix. *Energy Conversion and Management* 2005; 46: 847–67.
- [47] Lafdi K, Mesalhy O, Elgafy A. Graphite foams infiltrated with phase change materials as alternative materials for space and terrestrial thermal energy storage applications. *Carbon* 2008; 46: 159–168.
- [48] Frusteri F, Leonardi V, Maggio G. Numerical approach to describe the phase change of an inorganic PCM containing carbon fibres. *Applied Thermal Engineering* 2006; 26: 1883–1892.
- [49] Kuravi S, Kota K M, Du J, Chow L C. Numerical investigation of flow and heat transfer performance of nano-encapsulated phase change material slurry in microchannels. *Journal of Heat Transfer* 2009; 131: 1-9.
- [50] Zhang Y, Hu X, Wang X. Theoretical analysis of convective heat transfer enhancement of microencapsulated phase change material slurries. *Heat and Mass Transfer* 2003; 40: 59-66.
- [51] Fertelli A, Büyükalaca O, Yilmaz A. Ice formation around a horizontal tube in a rectangular vessel. *Journal of Thermal Science and Technology* 2009; 29: 75-87.
- [52] Erek A, Ezan M A. Experimental and numerical study on charging processes of an ice-on-coil thermal energy storage system. *International Journal of Energy Research* 2007; 31: 158-176.
- [53] Koller T, Spindler K, Müller-Steinhagen H. Experimental and theoretical investigations of solidification and melting of ice for the design and operation of an ice store. *International Journal of Refrigeration* 2012; 35: 1253-1265.
- [54] Lee A, Jones J W. Modeling of an ice-on-coil thermal energy storage system. *Energy Conversion and Management* 1996; 37: 1493-1507.

- [55] Ismail K A R, de Jesus A B. Parametric study of solidification of PCM around a cylinder for ice-bank applications. *International Journal of Refrigeration* 2001; 24: 809-822.
- [56] Ismail K A R, Lino F A M, da Silva R C R, de Jesus, A B. Experimentally validated two dimensional numerical model for the solidification of PCM along a horizontal long tube. *International Journal of Thermal Sciences* 2014; 75: 184-193.
- [57] Zhu Y, Zhang Y. Modeling of thermal processes for internal melt ice-on-coil tank including ice-water density difference. *Energy and Buildings* 2001; 33: 363-370.
- [58] Tay N H S, Bruno F, Belusko M. Experimental validation of a CFD model for tubes in a phase change thermal energy storage system. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2012; 55: 574-585.
- [59] Ezan M A, Ozdogan M, Erek A. Experimental study on charging and discharging periods of water in a latent heat storage unit. *International Journal of Thermal Sciences* 2011; 50: 2205-2219.
- [60] Trp A. An experimental and numerical investigation of heat transfer during technical grade paraffin melting and solidification in a shell-and-tube latent thermal energy storage unit. *Solar Energy* 2005; 79: 648-60.
- [61] Gong Z X, Mujumdar A S. Finite-element analysis of cyclic heat transfer in a shell-and-tube latent heat energy storage exchanger. *Applied Thermal Engineering* 1997; 17(6): 583-91.
- [62] Sciacovelli A, Verda V, Gagliardi F. Thermo-fluid dynamic model for control analysis of latent heat thermal storage system. *Proceedings de ECOS 2012*, en 25th international conference on efficiency, cost, optimization, simulation and environmental impact of energy systems. Junio 26-29, 2012, Perugia, Italia.
- [63] Li Y Q, He Y L, Song H J, Xu C, Wang W W. Numerical analysis and parameters optimization of shell-and-tube heat storage unit using three phase change materials. *Renewable Energy* 2013; 59: 92-99.
- [64] Longeon M, Soupert A, Fourmigué J, Bruch A, Marty P. Experimental and numerical study of annular PCM storage in the presence of natural convection. *Applied Energy* 2013; 112: 175-184.
- [65] Ruíz-Pardo A, Salmerón JM, Cerezuela-Parish A, Gil A, Álvarez S, Cabeza L F. Numerical simulation of a thermal energy storage system with pcm in a shell and tube

tank. En: 12th International Conference on Energy Storage, Innostock 2012, Lleida, 16–18 de Mayo.

[66] Gallego A J, Ruíz-Pardo A, Cerezuela-Parish A, Sánchez J, Martín-Macareno C, Cabeza L F, Camacho E F, Oro E. Mathematical modeling of a PCM storage tank in a solar cooling plant. *Solar Energy* 2013; 93: 1–10.

[67] Hosseini M J, Rahimi M, Bahrampoury R. Experimental and computational evolution of a shell and tube heat exchanger as a PCM thermal storage system. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 2014; 50: 128-136.

[68] Agyenim F, Eames P, Smyth M. A comparison of heat transfer enhancement in a medium temperature thermal energy storage heat exchanger using fins. *Solar Energy* 2009; 83: 1509-1520.

[69] Belmonte-Toledo J F, Eguía P, Salgado R, Almendros-Ibáñez J A, Molina A. Modelo simplificado de un depósito de almacenamiento con PCM. Proceeding en: IX Congreso Nacional De Ingeniería Termodinámica – Cartagena 3, 4 y 5 de junio de 2015.

[70] López-Navarro A, Biosca-Taronger J, Torregrosa-Jaime B, Martínez-Galván I, Corberán J M, Esteban-Matías J C, Payá J. Experimental investigation of the temperatures and performance of a commercial ice-storage tank. *International Journal of Refrigeration* 2013; 36: 1310-1318.

[71] López-Navarro A, Biosca-Taronger J, Torregrosa-Jaime B, Corberán J M, Bote-García J L, Payá J. Experimental investigations on the influence of ice floating in an internal melt ice-on-coil tank. *Energy and Buildings*. 2013; 57: 20-25.

[72] Oró E, Miró L, Barreneche C, Martorell I, Farid M M, Cabeza L F. Corrosion of metal and polymer containers for use in PCM cold storage. *Applied Energy* 2013; 109: 449-53.

[73] López-Navarro A, Biosca-Taronger J, Corberán J M, Peñalosa C, Lázaro A, Dolado P, Payà J. Performance characterization of a PCM storage tank. *Applied Energy* 2014; 119: 151-162.

[74] Torregrosa-Jaime B, López-Navarro A, Corberán J M, Esteban-Matías J C, Klinkner L, Payá J. Experimental analysis of a paraffin-based cold storage tank. *International Journal of Refrigeration* 2013; 36; 1632-1640.

[75] Burns G W, Scroger M G, Strouse G F, Croarkin M C, Guthrie W F. Temperature-electromotive force reference functions and tables for the letter-designated thermocouple types based on the ITS-90. *NIST Monograph* 1993; 175.

- [76] RUBITHERM. Disponible en <http://www.Rubitherm.de> 2013.
- [77] Butcher J C. Numerical Methods for Ordinary Differential Equations. John Wiley & Sons 2003, New York. ISBN 978-0-471-96758-3.
- [78] Hairer, Ernst, Nørsett, Syvert P; Wanner, Gerhard. Solving ordinary differential equations I: Nonstiff problems. Springer-Verlag 1993, Berlin. ISBN 978-3-540-56670-0.
- [79] Hildebrand F B. Finite-Difference Equations and Simulations. Prentice-Hall 1968, New Jersey. Sección 2.2.
- [80] Tannehill J C, Anderson D A, Pletcher R H. Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer. Taylor & Francis 1997, Washington. ISBN 1-56032-046-X. Sección 4.1.8.
- [81] Ake Melinder. Properties of Secondary Working Fluids for Indirect Systems. IIR Publications 2010. ISBN: 978-2-913149-76-2.
- [82] Gebhart B, Mollendorf J C. Buoyancy-induced flows in water under conditions in which density extrema may arise. Journal of Fluid Mechanics 1978; 89(4); 673-707.
- [83] Schmidt E F. Wärmeübergang und Druckverlust in Rohrschlangen. Chemie Ingenieur Technik 1967; 39: 781-789.
- [84] Churchill W, Chu H H S. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder. International Journal of Heat and Mass Transfer 1974; 18; 1049-1053.
- [85] Persoons T, O’Gorman I M, Donoghue D B, Byrne G, Murray D B. Natural convection heat transfer and fluid dynamics for a pair of vertically aligned isothermal horizontal cylinders. International Journal of Heat and Mass Transfer 2011; 54; 5163-5172.
- [86] Kitamura T, Kami-iwa F, Misumi T. Heat transfer and fluid flow of natural convection around large horizontal cylinders. International Journal of Heat and Mass Transfer 1999; 42: 4093-4106.
- [87] Churchill W, Chu H H S. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate. International Journal of Heat and Mass Transfer 1975; 18; 1323-1329.
- [88] Raithby G D, Hollands K G T. A general method of obtaining approximate solutions to laminar and turbulent free convection problems. Advances in Heat Transfer 1975; 11: 265-315.

- [89] Instituto de Ciencias de la Construcción Eduardo Torroja, Instituto de la Construcción de Castilla y León: Código técnico de la edificación web. Disponible en: <http://cte-web.iccl.es/materiales.php?a=16>
- [90] Lázaro A, Günther E, Mehling H, Hiebler S, Marín JM, Zalba B. Verification of a T-history installation to measure enthalpy versus temperature curves of phase change materials. *Measurement Science and Technology* 2006; 17: 2168-2217.
- [91] Chae M, Chung B. Effect of pitch-to-diameter ratio on the natural convection heat transfer of two vertically aligned horizontal cylinders. *Chemical Engineering Science* 2011; 66: 5321-5329.
- [92] Hung Nguyen T, Vasseur P, Robillard L. Natural convection between horizontal concentric cylinders with density inversion of water for low Rayleigh numbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1982; 25: 1559-1568.
- [93] Kühn T H, Goldstein R J. Correlating equations for natural convection heat transfer between horizontal circular cylinders. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1976; 19: 1126-1134.
- [94] Calmac Manufacturing Corporation: CALMAC Icebank ® General Specifications. Englewood, New Jersey, 2007.