

Trabajo Fin de Máster  
Máster Universitario en Automática, Robótica y  
Telemática

Modelado, simulación y planteamiento de diseño de  
un sistema de almacenamiento de frío latente

Autor: José Joaquín Suffo Aguilar

Tutor: Manuel Gil Ortega Linares

Dep. de Ingeniería de Sistemas y Automática

Sevilla, 2017





Trabajo Fin de Máster  
Máster Universitario en Automática, Robótica y Telemática

# **Modelado, simulación y planteamiento de diseño de un sistema de almacenamiento de frío latente**

Autor:

José Joaquín Suffo Aguilar

Tutor:

Manuel Gil Ortega Linares

Dep. de Ingeniería de Sistemas y Automática

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2017



Trabajo Fin de Máster: Modelado, simulación y planteamiento de diseño de un sistema de almacenamiento de frío latente

Autor: José Joaquín Suffo Aguilar

Tutor: Manuel Gil Ortega Linares

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2017

El Secretario del Tribunal



# Agradecimientos

---

Quiero dar las gracias a mi madre y padre y a mis compañeros en este Trabajo Fin de Máster.

*José Joaquín Suffo Aguilar*

*Ingeniero Químico*

*Sevilla, 2017*



# Resumen

---

En este Trabajo Fin de Máster se presentan los planteamientos que se tienen que considerar para el diseño de un sistema de almacenamiento de energía térmica. A partir de esto, se empieza a plantear un diseño de depósito de frío que es el objeto de este Trabajo.

Se hace una exposición de los distintos modos de gestión de la energía frigorífica almacenada en los depósitos y las discriminaciones horarias en las tarifas de electricidad.

Se explica el diseño empleado en el tanque de almacenamiento de frío y su implantación dentro de la planta ya existente.

También se presenta los modelos de transmisión de calor empleados y los fundamentos que se emplean en los simuladores expuestos.

A partir del simulador de carga y descarga continua se realiza un análisis de sensibilidad de los distintos parámetros de diseño del depósito y éste será la base para el diseño final definitivo.



# Abstract

---

In this Master's Final Project, several approaches related to the design of a thermal energy storage systems are disclosed. From these, a design of cold energy storage is planned, which is the scope of this Project.

An exposition of different management modes of cold energy stored in tanks and time discriminations in the electricity prices is carried out.

The design of the cold energy storage tank and its integration with the already existing plant is explained.

In addition, the used heat transfer models and the foundations applied to simulators are shown.

With the continuous charge and discharge simulator, an sensibility analysis is performed with the design parameters of the tank and it will be the basis for the ultimate design.



# Índice

Agradecimientos .....	i
Resumen.....	i
Abstract.....	i
Índice .....	i
Índice de Tablas.....	i
Índice de Figuras .....	i
Notación .....	iii
<b>1 Planteamiento de gestión energética .....</b>	<b>1</b>
1.1. <i>Problemática económica de la generación de frío</i> .....	1
1.2. <i>Beneficios de los sistemas de almacenamiento de energía térmica</i> .....	1
1.3. <i>Formas de almacenamiento de frío</i> .....	3
1.4. <i>Familias de materiales de cambio de fase</i> .....	5
1.5. <i>Ejemplos de aplicaciones reales</i> .....	6
1.6. <i>Situaciones idóneas para el uso del almacenamiento de frío</i> .....	6
1.7. <i>Paradigmas de gestión de frío</i> .....	7
1.7.1 <i>Estrategias de operación de carga basadas en la capacidad de almacenamiento</i> .....	8
1.7.2 <i>Estrategias de operación de carga basadas en la prioridad de actuación</i> .....	10
1.8. <i>Consideraciones de diseño</i> .....	15
1.9. <i>Control y monitorización de carga en sistemas de almacenamiento de frío</i> .....	16
1.10. <i>Aspectos técnicos y de diseño del sistema de almacenamiento de frío</i> .....	17
1.11. <i>Aspectos de selección de un sistema de almacenamiento de frío</i> .....	18
1.12. <i>Beneficios potenciales de los sistemas de almacenamiento</i> .....	19
1.13. <i>Consideraciones del sistema eléctrico</i> .....	21
1.14. <i>Tarifas del consumo de energía activa</i> .....	21
1.14.1 <i>Mercado regulado</i> .....	22
1.14.2 <i>Mercado no regulado</i> .....	27
<b>2 Justificación del diseño del tanque de almacenamiento considerado .....</b>	<b>29</b>
2.1 <i>Planteamiento inicial del sistema de almacenamiento</i> .....	29
2.2 <i>Descripción del diseño planteado</i> .....	29
<b>3 Modelado de la transmisión de calor .....</b>	<b>31</b>
3.1 <i>Intercambios de calor implicados</i> .....	31
3.1.1 <i>Haz de tubos del refrigerante</i> .....	31
3.1.2 <i>Haz de tubos del glicol</i> .....	31
3.1.3 <i>Esferas de PCM encapsulado</i> .....	32
3.2 <i>Métodos de evaluación de la potencia calorífica transmitida</i> .....	32
3.2.1 <i>Método F-DTLM</i> .....	32
3.2.2 <i>Método de <math>\epsilon</math>-NTU</i> .....	33
3.3 <i>Procesos de transmisión de calor dentro del equipo</i> .....	34
3.3.1 <i>Transmisión de calor de fluido bifásico a través del tubo de refrigerante</i> .....	35

3.3.2	Conducción a través de los tubos de intercambio .....	38
3.3.3	Convección forzada dentro de los tubos .....	38
3.3.4	Convección natural en el exterior de los tubos .....	39
3.3.5	Convección natural en el exterior de las esferas .....	39
3.3.6	Conducción a través de la capa polimérica .....	39
3.3.7	Conducción a través de la capa de cambio de fase del PCM .....	40
<b>4</b>	<b>Fundamentos de simulación .....</b>	<b>41</b>
4.1	<i>Desarrollo del simulador global .....</i>	41
4.2	<i>Desarrollo del simulador dinámico .....</i>	42
4.2.1	Variable de estado .....	42
4.2.2	Fundamento de la actualización de la variable de estado .....	43
4.3	<i>Desarrollo del simulador continuo .....</i>	44
4.3.1	Variable de estado .....	44
4.3.2	Fundamento de la actualización de la variable de estado .....	44
4.4	<i>Corroboración de simuladores .....</i>	44
<b>5</b>	<b>Diseño y curvas de sensibilidad .....</b>	<b>47</b>
5.1	<i>Justificación del diseño base .....</i>	47
5.2	<i>Pautas de diseño teniendo en cuenta la operación .....</i>	49
5.2.1	Estimaciones de la potencia calorífica intercambiada .....	49
5.3	<i>Problemática del ciclo de refrigeración .....</i>	49
5.3.1	Regulación por medio de válvula de expansión y garantía de la temperatura del foco frío .....	50
5.3.2	El problema de la falta de sobrecalentamiento .....	50
5.3.3	Uso del calor sensible del fluido intermedio como complemento para el calor latente .....	52
5.3.4	Uso de esferas de pequeño tamaño .....	54
5.3.5	Evolución de la transferencia de calor de los tubos .....	55
5.4	<i>Control de inventario .....</i>	56
5.5	<i>Procedimientos de diseño y curvas de sensibilidad .....</i>	56
5.5.1	Consideraciones del fluido intermedio .....	56
5.5.2	Consideraciones en el número de tubos .....	61
5.5.3	Consideraciones en la longitud de los tubos .....	62
5.5.4	Consideraciones con el diámetro de los tubos .....	64
5.5.5	Consideraciones con el espesor de tubos .....	64
5.5.6	Consideraciones con el caudal de glicol .....	64
5.5.7	Consideraciones con temperatura de entrada del glicol .....	66
5.5.8	Consideraciones del caudal de refrigerante .....	66
5.5.9	Consideraciones de la presión de entrada del refrigerante .....	71
5.5.10	Consideraciones del título de entrada del refrigerante .....	71
<b>6</b>	<b>Conclusiones y futuros desarrollos .....</b>	<b>73</b>
	<b>Referencias .....</b>	<b>75</b>

# ÍNDICE DE TABLAS

---

Tabla 1. Algoritmo de control con prioridad para el generador.	11
Tabla 2. Algoritmo de control de proporción constante.	12
Tabla 3. Algoritmo de control con prioridad para el almacenamiento.	13
Tabla 4. Algoritmo de control con prioridad para el almacenamiento con predicción de la demanda.	14
Tabla 5. Discriminación horaria de la tarifa tipo 0.	22
Tabla 6. Discriminación horaria de la tarifa tipo 1.	23
Tabla 7. Discriminación horaria de la tarifa tipo 2.	23
Tabla 8. Discriminación horaria de la tarifa tipo 3, en las zonas 1,2,3,4 y 6.	24
Tabla 9. Discriminación horaria de la tarifa tipo 3, en la zona 5.	24
Tabla 10. Discriminación horaria de la tarifa tipo 3, en la zona 7.	25
Tabla 11. Discriminación horaria para la tarifa tipo 4, en las zonas 1 y 2.	26
Tabla 12. Discriminación horaria para la tarifa tipo 4, en las zonas 3, 4 y 6.	26
Tabla 13. Discriminación horaria para la tarifa tipo 4, en la zona 5.	27
Tabla 14. Discriminación horaria para la tarifa tipo 4, en la zona 7.	27
Tabla 15. Valores típicos del coeficiente de convección.	35
Tabla 16. Valores típicos del coeficiente de convección en casos particulares.	35
Tabla 17. Parámetros de cálculo de la correlación de McAdams.	39
Tabla 18. Parámetros de diseño base de las esferas de PCM.	47
Tabla 19. Parámetros de diseño base de los haces de tubos.	47
Tabla 20. Parámetros de diseño de base del fluido intermedio.	48
Tabla 21. Propiedades termofísicas del material de cambio de fase empleado.	48



# ÍNDICE DE FIGURAS

---

Fig. 1. Ejemplos de los distintos tipos de paradigmas de gestión de frío.	7
Fig. 2. Clasificación de las técnicas heurísticas de gestión de frío	8
Fig. 3. Diagrama de demanda frente a tiempo para el control de almacenamiento completo.	8
Fig. 4. Diagrama de demanda frente a tiempo para el control de nivelación de carga.	9
Fig. 5. Diagrama de demanda frente a tiempo para el control de limitación de demanda.	10
Fig. 6. Representación de la incorporación del sistema de almacenamiento de frío en el esquema de planta actual.	29
Fig. 7. Representación esquemática del diseño de depósito de frío.	30
Fig. 8. Evolución de la temperatura de los fluidos en el haz de tubos del refrigerante	31
Fig. 9. Evolución de la temperatura de los fluidos en el haz de tubos del refrigerante.	32
Fig. 10. Representación de los distintos tipos regímenes de ebullición en flujo: flujo en burbujas, flujo tapón, flujo de transición, flujo anular y flujo de niebla.	36
Fig. 11. Representación en caja negra del simulador del estado de carga del depósito de frío.	42
Fig. 12. Representación de las esferas en las maniobras de carga y descarga de frío respectivamente.	43
Fig. 13. Comparación de simuladores de la potencia de intercambio del PCM.	45
Fig. 14. Comparación de simuladores de la potencia de intercambio del glicol.	45
Fig. 15. Comparación de simuladores de la temperatura de fluido intermedio.	46
Fig. 16. Comparación de simuladores del grado de fusión.	46
Fig. 17. Comparación de simuladores de la energía almacenada en la esfera.	46
Fig. 18. Representación del grado de sobrecalentamiento necesario para la compensación del calor latente a la salida del depósito por medio del calor latente sobrante en la corriente del ciclo, para diferentes relaciones de flujo.	52
Fig. 19. Representación de las evoluciones de la potencia transferida y temperatura del fluido exterior en la maniobra de aprovechamiento del frío residual del fluido intermedio, para un caudal del 40% del nominal.	53
Fig. 20. Representación de la evolución del grado de fusión en la maniobra de aprovechamiento del frío residual del fluido intermedio, para un caudal del 40% del nominal.	53
Fig. 21. Representación de las evoluciones de la potencia transferida y temperatura del fluido exterior en la maniobra de aprovechamiento del frío residual del fluido intermedio, para un caudal del 50% del nominal.	54
Fig. 22. Representación de la evolución del grado de fusión en la maniobra de aprovechamiento del frío residual del fluido intermedio, para un caudal del 50% del nominal.	54
Fig. 23. Comparación del fluido intermedio en la potencia inicial de carga.	58

Fig. 24. Comparación del fluido intermedio en el tiempo de carga.	58
Fig. 25. Comparación del fluido intermedio en la temperatura final de fluido intermedio.	59
Fig. 26. Comparación del fluido intermedio en la potencia inicial de descarga.	59
Fig. 27. Comparación del fluido intermedio en la potencia final de descarga.	60
Fig. 28. Comparación del fluido intermedio en el tiempo de descarga.	60
Fig. 29. Comparación del fluido intermedio en la temperatura final de fluido intermedio.	61
Fig. 30. Representación de la potencia inicial de carga frente al número de tubos.	62
Fig. 31. Representación de la potencia inicial de descarga frente al número de tubos.	62
Fig. 32. Representación de la potencia inicial de carga frente a la longitud de tubos.	63
Fig. 33. Representación de la potencia inicial de descarga frente a la longitud de tubos.	63
Fig. 34. Representación de la potencia inicial de cesión de frío del depósito frente al caudal de operación.	64
Fig. 35. Representación de la potencia final de cesión de frío del depósito frente al caudal de operación.	65
Fig. 36. Representación del tiempo de descarga frente al caudal de operación.	65
Fig. 37. Representación de la temperatura final del fluido intermedio frente al caudal de operación.	66
Fig. 38. Representación de la potencia de aporte de frío en el instante inicial en función del caudal.	67
Fig. 39. Representación de la potencia de aporte de frío en el instante final de la maniobra de carga de frío.	67
Fig. 40. Representación de la duración del período de carga para distintos caudales de refrigerante.	68
Fig. 41. Representación del grado final de sobrecalentamiento en el instante final de carga de frío.	68
Fig. 42. Representación de la longitud bifásica en el instante inicial en función del caudal.	69
Fig. 43. Representación de la longitud bifásica en el instante final en función del caudal.	69
Fig. 44. Representación de la temperatura del fluido intermedio en el instante final de carga en función del caudal	70
Fig. 45. Representación del coeficiente global de transferencia de calor en la zona bifásica en el instante final en función de caudal.	70
Fig. 46. Representación del coeficiente global de transferencia de calor en la zona sobrecalentada en el instante final en función de caudal.	71

# Notación

---

$f_Q$	Proporción en tanto por uno de la cantidad de carga térmica que se contrarresta con el frío almacenado en el control de proporción constante
$A_0$	Factor $A_0$ del control con prioridad para el almacenamiento con predicción de demanda
$A_1$	Factor $A_1$ del control con prioridad para el almacenamiento con predicción de demanda
$P_{descarga}$	Potencia frigorífica aportada por el depósito de frío
$DTLM$	Diferencia de temperatura logarítmico media
$\Delta T_{entrada}$	Diferencia de temperaturas de corrientes a la entrada del intercambiador de calor
$\Delta T_{salida}$	Diferencia de temperaturas de corrientes a la salida del intercambiador de calor
$q$	Potencia calorífica/frigorífica intercambiada
$A$	Área de intercambio de calor
$U$	Coefficiente global de transmisión de calor
$P$	Parámetro $P$ del método F-DTLM
$C$	Capacidad calorífica de la corriente
$R$	Relación de capacidades caloríficas de las corrientes en el intercambiador de calor
$\dot{m}$	Caudal másico
$C_p$	Calor específico
$\varepsilon$	Efectividad (Método $\varepsilon$ -NTU)
$NTU$	Número de unidades de transferencia
$a$	Área de una unidad de transferencia
$\overline{\Delta\theta}_{rep}$	Diferencia de temperaturas representativa (Fuerza impulsora)
$\Phi$	Número adimensional que determina el régimen de ebullición
$G$	Flujo másico
$q_i$	Flujo interno de calor
$x$	Título de vapor
$\rho_l$	Densidad de la fase líquida
$\rho_v$	Densidad de la fase vapor
$h_{fg}$	Entalpía de vaporización
$q'_i$	Flujo interno de calor adimensionalizado

$L_c$	Longitud característica en ebullición
$\alpha_l$	Difusividad térmica de la fase líquida
$\sigma$	Tensión superficial
$g$	Aceleración de la gravedad
$p_s$	Presión de saturación
$p'$	Presión de saturación adimensionalizada
$Re$	Número de Reynolds
$Pr$	Número de Prandtl
$Re'$	Número de Reynolds modificado
$Pr_l$	Número de Prandtl de la fase líquida
$k$	Conductividad térmica
$k_w$	Conductividad térmica del tubo donde se produce la ebullición
$k_l$	Conductividad térmica de la fase líquida
$\nu_l$	Viscosidad cinemática de la fase líquida
$Nu$	Número de Nusselt
$Re_l$	Número de Reynolds referido a la fase líquida
$h$	Coefficiente de convección
$h_{BF}$	Coefficiente de convección debido al flujo bifásico
$h_l$	Coefficiente de convección debido a la fase líquida
$D_i$	Diámetro interno de tubo
$R_{Conducción}$	Resistencia térmica de conducción en los tubos
$r_1$	Radio interior de tubo
$r_2$	Radio exterior de tubo
$L$	Longitud de tubos
$\overline{Nu}_D$	Número de Nusselt promedio (Dimensión característica: Diámetro)
$Re_D$	Número de Reynolds (Dimensión característica: Diámetro)
$T_s$	Temperatura de la superficie
$T_m$	Temperatura media de masa
$Ra_L$	Número de Rayleigh (Dimensión característica: Longitud de tubo)
$R_{interno}$	Radio interno de la capa polimérica
$R_{PCM}$	Resistencia térmica de conducción en la capa de cambio de fase de las esferas de PCM
$\dot{m}_{depósito}$	Caudal másico de refrigerante que pasa por el depósito
$\dot{m}_{evaporador}$	Caudal másico de refrigerante que pasa por el evaporador
$R_{depósito}$	Proporción de caudal que se deriva al depósito
$C_{Klimenko}$	Coefficiente del método de Klimenko
$n$	Exponente
$\Delta T_{sobrecalentamiento}$	Grado de sobrecalentamiento
$\Delta T_{sob. requerido}$	Grado de sobrecalentamiento requerido
$x_{salida dep.}$	Título de vapor del refrigerante a la salida del depósito
$x_{entrada dep.}$	Título de vapor del refrigerante a la entrada del depósito
$q_{depósito}$	Potencia frigorífica aportada por el depósito
$T_{fluido intermedio}$	Temperatura de fluido intermedio
$T_{saturación}$	Temperatura de saturación

# 1 PLANTEAMIENTO DE GESTIÓN ENERGÉTICA

---

## 1.1. Problemática económica de la generación de frío

Uno de los principales problemas que presenta la potencia eléctrica para las plantas encargadas de generarla es la variación diaria que hay en la demanda de ésta a lo largo de un día. Este fenómeno es aún más obvio en el caso de la climatización, en el que la población suele encender los sistemas de calefacción y de aire acondicionado durante el día para las labores cotidianas y prescinden de su uso durante la noche.

Las compañías energéticas han establecido una tarifa de precios que varía a lo largo de una jornada de 24 horas, en la que el consumo durante el día presenta mayores costes e inferiores en la noche. Esto supone un sistema de incentivos para que los consumidores intenten consumir lo menos posible durante las horas punta, en las que las instalaciones eléctricas tendrán que hacer un sobreesfuerzo para satisfacer la demanda.

Esta maniobra para intentar homogeneizar el consumo a lo largo del día da una oportunidad a los sistemas de almacenamiento de energía térmica para conseguir que los grandes consumidores de energía eléctrica destinada a la refrigeración puedan desplazar su consumo a horas valle.

Los sistemas de almacenamiento de frío permiten que el frío que se genera en exceso pueda almacenarse para ser usado posteriormente. De esta forma se puede aprovechar las horas valle para generar frío a bajo coste que se pueda usar para reducir el coste durante las horas punta. Con el propósito de la eficiencia energética, cada sistema de almacenamiento puede dimensionarse y controlarse para minimizar los costes de electricidad y otros costes de sistema.

Estos sistemas forman parte de los denominados sistemas de almacenamiento de energía térmica (Thermal Energy Storage Systems: TES Systems) y pueden instalarse tanto en edificios residenciales como en comerciales para aplicaciones de climatización. Los resultados obtenidos en varios proyectos monitorizados presentan períodos de amortización de menos de tres años. [1]

## 1.2. Beneficios de los sistemas de almacenamiento de energía térmica

Esta clase de almacenamiento se ha propuesto como una buena herramienta para aprovechar fuentes intermitentes de energía y que éstas puedan cumplir con demandas también intermitentes. [1]

Esta tecnología puede contribuir significativamente en satisfacer las demandas con un uso de energía más eficiente y más respetuoso con el medioambiente en climatización de edificios y en generación de calor y frío industrial. [1]

La implementación de sistemas de almacenamiento energético presenta beneficios como [1]:

- Menores costes económicos de la energía usada, puesto que se puede hacer uso de los períodos de coste reducido.
- Se obtiene un menor consumo de energía en global, debido a que se evitan pérdidas y se tiene un mayor aprovechamiento.
- Una operación más flexible, dado que se tiene un depósito pulmón del que disponer.
- Se requiere equipos más pequeños, ya que el equipo no tiene que satisfacer individualmente la demanda máxima y puede hacerlo en cooperación con el sistema de almacenamiento.
- Una reducción de los costes iniciales y de mantenimiento, al tener equipos más pequeños.
- Se presenta un uso más eficaz y eficiente de los equipos, puesto que se satisface las demandas y los equipos funcionan en condiciones más cercanas a las nominales.
- Ahorro en combustibles fósiles (facilitando un uso de energía más eficiente y/o la sustitución de combustibles por otras fuentes), debido a que no se tiene que recurrir a generadores auxiliares para satisfacer la demanda.
- Reducción de las emisiones contaminantes (CO<sub>2</sub> y CFC), debido al uso menor de combustibles fósiles.

Teniendo en cuenta los beneficios citados, se pueden reducir las inversiones de capital si se emplean técnicas de gestión de la carga para suavizar las demandas de potencia, o si los sistemas de almacenamiento energético se usan para permitir el uso de sistemas de generación de potencia menores. Los sistemas menores operan cerca de su capacidad máxima de tal forma que se almacena el exceso de energía convertida durante los períodos de demanda reducida y puede usarse posteriormente para cumplir los requisitos de la demanda pico. [1]

Los sistemas de almacenamiento de energía son complejos y no pueden evaluarse correctamente sin un entendimiento detallado de las fuentes generadoras y consideraciones del uso final. [1]

Los beneficios de los sistemas TES también afectan a las propias instalaciones eléctricas generadoras. El desplazamiento de las cargas de las horas valle no sólo expande la demanda sobre el período de generación y se tiene una operación más continua a lo largo del día, sino que también puede reducir la salida de electricidad de las estaciones auxiliares a las que se recurre en los períodos punta. [1]

Aunque estos sistemas se usan en una gran variedad de aplicaciones, todas están diseñadas para operar en una base cíclica (normalmente diaria y ocasionalmente, por temporadas). Los sistemas alcanzan beneficios cumpliendo uno o más de los siguientes propósitos [1]:

- Aumentar la capacidad de generación. La demanda para calefacción, refrigeración o potencia es raramente constante en el tiempo y la generación en exceso disponible durante tiempos de baja demanda puede usarse para cargar un sistema TES para incrementar la capacidad de generación efectiva durante los períodos de alta demanda. Este proceso permite instalar una unidad de producción

más baja (o ampliar la capacidad sin tener que adquirir unidades adicionales) y resulta en un mayor factor de carga para las unidades.

- Desplazar las adquisiciones de energía y potencia a períodos de bajo coste. Al igual que hay períodos punta, llano y valle en el consumo de energía, también hay discriminación horaria en las potencias contratadas. Se puede obtener un ahorro adicional mensual si se reduce la potencia contratada para las horas punta, y no sólo eso, sino que el propio sistema puede evitar los sobrecostes derivados de sobrepasar dichas potencias.
- Incrementar la fiabilidad del sistema. Cualquier forma de almacenamiento de energía, independientemente de su índole o escala, normalmente incrementa la fiabilidad del sistema al que se integra.
- Integración con otras funciones: El equipo diseñado que supervisa la calidad de potencia puede adaptarse a propósitos de almacenamiento energético.

Un factor importante para determinar la viabilidad de un sistema TES es la forma que tiene la curva de carga eléctrica diaria para la instalación y su impacto sobre la disponibilidad de energía para cargar el sistema. [1]

### 1.3. Formas de almacenamiento de frío

Se han llevado a cabo estudios teóricos, experimentales, numéricos sobre las propiedades termofísicas de los materiales que se usan para el almacenamiento, sus criterios de selección, la integración con los sistemas generadores y consumidores y su economía y efectos medioambientales. [1]

La selección de un sistema TES depende principalmente del tiempo de almacenamiento requerido, por ejemplo, diario o por temporadas, viabilidad económica, condiciones de operación, etc. [1]

Hay dos tipos de TES, sensible y latente. La energía sensible es la encargada del aumento de temperatura de las sustancias y la energía latente es aquella implicada en los cambios de fases de éstas. El calor latente está determinado por la entalpía de cambio de fase y es normalmente mayor que el sensible, que viene marcado por el calor específico. Por consiguiente, se puede almacenar más calor (vía fusión) o frío (vía solidificación) por cambio de fase para una cantidad de sustancia fija. De esta forma se tienen altos valores de almacenamiento de energía en equipos de bajo volumen y es por esto por lo que los sistemas LHTES (Latent Heat Thermal Energy Storage) han recibido atención recientemente. [1]

Cualquier sistema LHTES debe poseer como mínimo estos componentes [1]:

- Una sustancia de almacenamiento de frío que lleve a cabo la transición de fase dentro del rango de temperatura deseado y donde la mayoría del frío se almacena de forma latente. Esta sustancia se denomina material de cambio de fase (PCM: Phase Change Material).
- Un recipiente contenedor para la sustancia de almacenamiento.
- Una superficie de intercambio de calor de una fuente de calor a la sustancia de almacenamiento y posteriormente, a un sumidero de calor.

El LHTES es una técnica prometedora, puesto que proporciona una alta densidad energética, muy superior a la del calor sensible y puede almacenar o liberar calor o frío en un rango acotado de temperaturas de operación, correspondiente a aquél en el que se produce el cambio de fase. No hay una disminución de la diferencia de temperaturas (fuerza impulsora del intercambio de calor) y por tanto se tiene una potencia térmica más homogénea. [1]

Los criterios más importantes que debe cumplir el material de cambio de fase son [1]:

- Alto calor de fusión por unidad de masa, esto permite una mayor capacidad de almacenamiento.
- La posibilidad de hacer la operación reversible, puesto que uno de los requisitos del depósito de almacenamiento es que pueda conmutar de un modo a otro con facilidad para adaptarse a la variación de precios.
- Temperatura de cambio de fase adecuada, se buscará una temperatura de cambio siempre inferior a aquélla a la que se quiere imponer al fluido, en el caso de frío.
- Estabilidad y compatibilidad química con el material que lo contiene, de tal forma que se tiene un diseño duradero y estable.
- Leve cambio de volumen en el cambio de fase, para evitar esfuerzos mecánicos derivados.
- Inocuo, puesto que las aplicaciones de climatización y refrigeración suelen estar en contacto con personas y alimentos.
- Bajo coste, en relación con la aplicación.

En la evaluación y selección de un PCM, se necesita un buen entendimiento de varios aspectos, incluyendo el régimen de solidificación, el fenómeno del supercooling, su nucleación, los ciclos térmicos a los que se someterá, su método de encapsulación y compatibilidad con los otros elementos [1]:

- Solidificación. Muchos materiales no son apropiados como PCM por su comportamiento de congelación o solidificación. Algunos tienen un comportamiento de congelación incongruente, que implican la formación de dos fases diferenciadas en vez de una homogénea. Otros cristalizan con demasiada lentitud, forman mezclas viscosas o no son estables a lo largo de un rango de temperaturas. Algunos materiales tienen un comportamiento de congelación casi congruente y pueden ser viables como PCM.
- Supercooling. Un gran problema asociado a las soluciones salinas como materiales de cambio de fase es el hecho de que sufren un considerable supercooling (superenfriamiento o subfusión en español). Este fenómeno consiste en que la solidificación se produce a una temperatura menor a la del punto de fusión termodinámico. Este comportamiento es de vital importancia, y no siempre recibe la suficiente atención. La razón por la que hay un alto grado de supercooling es el hecho de que tanto la velocidad de nucleación como la velocidad de crecimiento de estos núcleos son muy lentas. Por tanto, cuando se refrigera no hay tiempo suficiente para que el frío aportado se emplee en la formación de núcleos y su crecimiento y sí en la bajada de la temperatura, por lo que no se solidifica en el punto de fusión termodinámico, y la ventaja del almacenamiento térmico latente se reduce. Hay estudios empíricos

que conectan la tendencia al supercooling con la viscosidad del material líquido en el punto de fusión. Los materiales con alta viscosidad en el estado líquido tienen bajos coeficientes de difusión para sus átomos y iones y pueden ser incapaces de organizarse entre ellos para formar un sólido.

- Nucleación. El supercooling puede mitigarse a menudo añadiendo materiales nucleadores.
- Ciclos térmicos. Los PCM deben ser capaces de llevar a cabo ciclos repetitivos de congelación y descongelación. Si no es así, puede haber derivas de las propiedades y las prestaciones a partir de pocos ciclos.
- Encapsulación. El PCM requiere de un medio que lo contenga. Los posibles elementos contenedores incluyen latas de acero, botellas de plástico, polietileno y polipropileno, tuberías de HDPE y tubos de plástico. El material de encapsulación debe ser un buen conductor térmico, de tal forma que facilite la transferencia de calor efectiva y ser mecánicamente resistente al daño de manejo, proceso y transporte.
- Compatibilidad. Para determinar la viabilidad de los materiales encapsulantes, los materiales de cambio de fase son sujetos a pruebas de compatibilidad con materiales de empaquetamiento. Por ejemplo, las salmueras pueden tener problemas con contenedores metálicos debido a la corrosión.

Los criterios termodinámicos de selección de materiales para los TES latente son [1]:

- Calor de fusión.
- Calor específico de la fase sólida y líquida.
- Conductividad térmica de fase sólida y líquida.
- Densidad de fase sólida y líquida.

#### **1.4. Familias de materiales de cambio de fase**

La mayoría de los sistemas prácticos que usan almacenamiento de energía por cambio de fase implican salmueras. Estos sistemas implican algunos problemas [1]:

- Puede producirse el supercooling del PCM. Este contratiempo puede evitarse añadiendo pequeños cristales como agentes nucleadores.
- Es difícil construir de un intercambiador de calor capaz de hacer frente la aglomeración de los distintos tamaños de los cristales en el líquido.
- La operación del proceso no es completamente reversible.

Otra categoría de material que es capaz de almacenar energía por cambio de fase son las ceras parafínicas. Tienen la ventaja de tener una muy alta estabilidad a lo largo de ciclos repetitivos de operación TES sin degradación. [1]

## 1.5. Ejemplos de aplicaciones reales

El sistema STL (Le Stockage Latent en francés) es una de las soluciones que más aplicación comercial ha conseguido. El STL está compuesto de un tanque lleno de nódulos esféricos que contienen el material de cambio de fase. Dentro del tanque hay dos difusores (entrada y salida) que esparcen el fluido de transferencia de calor a lo largo del tanque, encargado del aporte o extracción de frío. El rango de temperatura de almacenamiento que se oferta es de  $-33^{\circ}\text{C}$  a  $+27^{\circ}\text{C}$ . [2]

Como se puede apreciar en su folleto [2], este sistema puede reducir la capacidad de los generadores de frío y su consumo eléctrico final de 30% a 70%, hace la curva de consumo más atractiva para los proveedores eléctricos y reduce el impacto ambiental de la planta.

También supone una tecnología sencilla de larga vida útil y de poco mantenimiento. Tiene su propio sistema de control capaz de gestionar automáticamente los modos de operación, optimizar su uso, recopilar e interpretar las medidas eléctricas y térmicas, permitir un registro de alarmas y avisos y disponer de una consola táctil con el sinóptico a tiempo real de la planta. [2]

Sobre los nódulos esféricos, cuentan con las siguientes características [2]:

- Su material de encapsulación es una mezcla de poliolefinas.
- Este material es compatible con el propio PCM y los fluidos de transferencia de calor.
- Su espesor es mayor de 1 mm y se asegura que no haya fugas del material.
- Las esferas se han fabricado por medio de soplado y el tapón que las cierra se ha sellado por ultrasonido.
- Cuenta con una burbuja interna de aire que permite que se absorban los cambios de volumen que ocurran durante la fusión y solidificación.
- Son nódulos reciclables.
- Tienen una vida útil de entre 30-40 años en condiciones normales.
- Los nódulos tienen un diámetro exterior de 98 mm para aplicaciones de aire acondicionado y 77-78 mm para refrigeración industrial.
- El número de nódulos por  $\text{m}^3$  de lecho varía en función del diámetro externo de las esferas:
  - 2548 nódulos de 77 mm de diámetro por  $\text{m}^3$ .
  - 2444 nódulos de 78 mm de diámetro por  $\text{m}^3$ .
  - 1222 nódulos de 98 mm de diámetro por  $\text{m}^3$ .

## 1.6. Situaciones idóneas para el uso del almacenamiento de frío

Los sistemas de almacenamiento de frío tienen el potencial para proporcionar ahorros sustanciales en los costes de operación. Estos ahorros se verán favorecidos en situaciones en las que [1]:

- La carga de la instalación máxima es mucho mayor que la carga media.

- La estructura de costes de la instalación tiene mayores costes por demanda para las horas punta.
- Hay un sistema de refrigeración existente al que se le está realizando una ampliación o revamping.
- Hay un tanque disponible.
- Se desea una capacidad de refrigeración en reserva.

Hasta ahora, los costes de electricidad relativamente bajos en el pasado y la abundancia de equipos fiables han ralentizado el desarrollo de esta tecnología. Actualmente, los incrementos de las demandas máximas de potencia y del precio de la electricidad, grandes cambios en las estructuras eléctricas y la aparición de programas de incentivos han hecho resurgir esta técnica. [1]

### 1.7. Paradigmas de gestión de frío

Un proceso completo de almacenamiento implica al menos tres pasos: carga, almacenamiento y descarga. En sistemas prácticos, algunos pasos pueden ocurrir simultáneamente (carga y almacenamiento) y cada paso puede ocurrir más de una vez en cada ciclo de almacenamiento. [1]

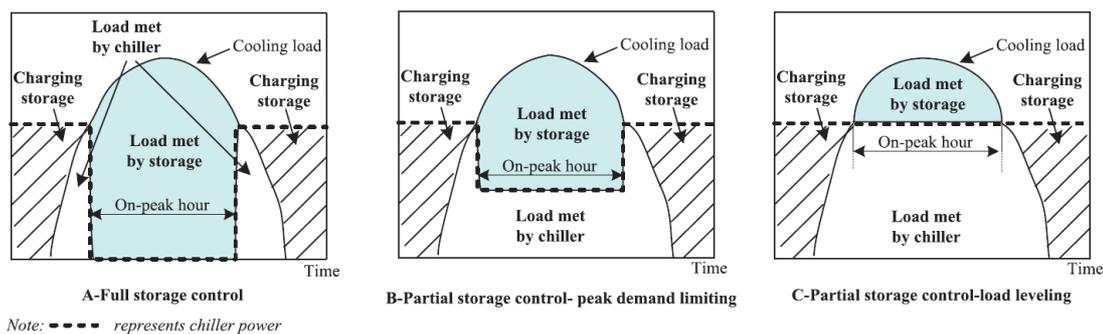


Fig. 1. Ejemplos de los distintos tipos de paradigmas de gestión de frío. [3]

Ante esta maniobra de eficiencia energética, se han planteado las distintas formas de realizar el planteamiento de ahorro energético. Existen los planteamientos heurísticos, basados en reglas sencillas de operación que tienen en cuenta la curva de consumo diario, y los planteamientos de control óptimo, en los que se plantea en problema de almacenamiento, carga y descarga en cada instante en función de los parámetros de operación en tiempo real. [3]

Dentro de los planteamientos heurísticos, se puede distinguir dos variantes: una centrada en la capacidad de almacenamiento y otra basada en la prioridad de actuación.

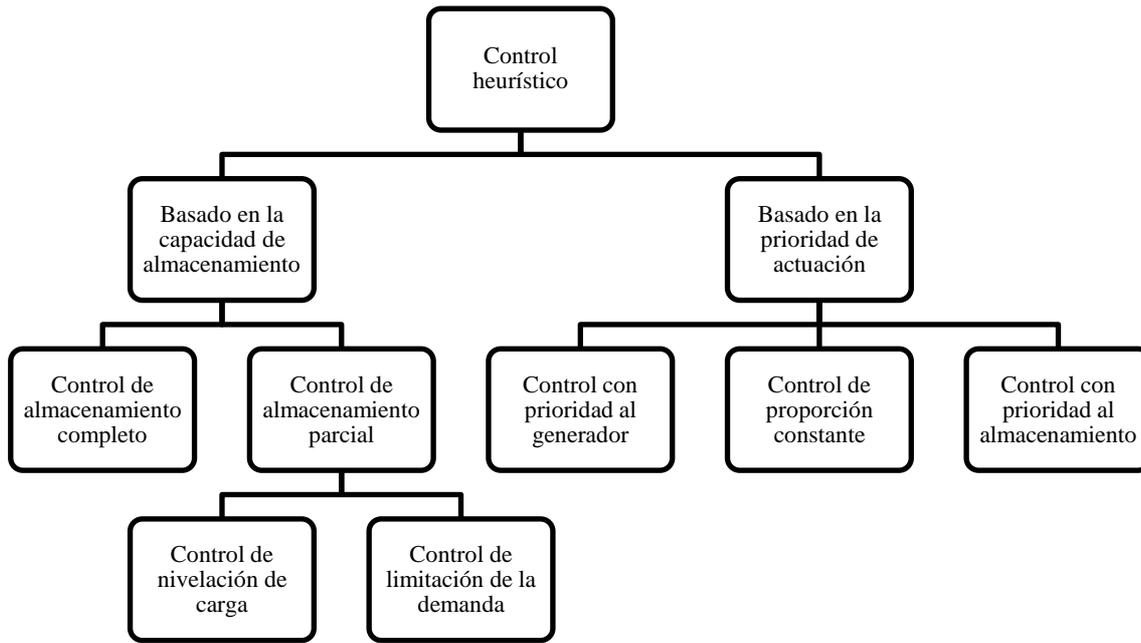


Fig. 2. Clasificación de las técnicas heurísticas de gestión de frío [3]

### 1.7.1 Estrategias de operación de carga basadas en la capacidad de almacenamiento

Existen varias estrategias para la carga y la descarga para cumplir con la demanda de refrigeración durante los períodos punta. Las estrategias principales son el almacenamiento completo y el almacenamiento parcial.

#### 1.7.1.1 Sistemas de almacenamiento completo

La estrategia de almacenamiento completo desplaza la carga pico enteramente a las horas valle.

Especialmente para las aplicaciones de climatización, el sistema está típicamente diseñado para operar en los días más cálidos a capacidad total durante todas las horas valle para cargar el almacenamiento. La estrategia es la más atractiva cuando los costes de demanda pico son altos durante un corto período de tiempo.

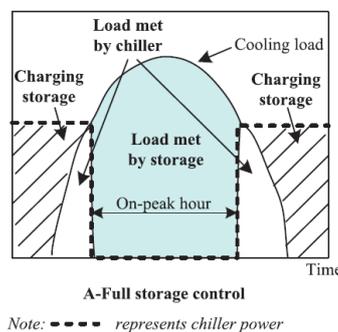


Fig. 3. Diagrama de demanda frente a tiempo para el control de almacenamiento completo. [3]

Los diseños de almacenamiento completo son aquellos que usan almacenamiento para desacoplar completamente la operación de generación de calefacción o frío de la carga. La carga pico de calefacción o frío se cumple por medio del uso del almacenamiento mientras que los equipos generadores están inactivos. Los

sistemas de almacenamiento completo tienen mayor probabilidad de traer ahorros económicos bajo una o varias de estas condiciones [1]:

- Los picos de demanda en la curva de carga son de muy baja duración.
- Las tarifas de discriminación horaria están basadas en períodos pico de baja duración.
- No hay mucho solape entre los períodos de alta demanda de la instalación y horas punta.
- Se ofrecen grandes incentivos económicos por usar TES.
- Se aplican grandes costes de pico y demanda.

Con el uso de la estrategia de almacenamiento completo, la demanda pico de electricidad podría reducirse por un 80-90% comparada con el sistema de refrigeración convencional.

### 1.7.1.2 Sistemas de almacenamiento parcial

En el método de almacenamiento parcial, el generador opera para cumplir parte de la carga en enfriamiento de período punta y el resto se cumple recurriendo al almacenamiento. El generador está dimensionado a una capacidad menor que la carga de diseño. Los sistemas de almacenamiento parcial pueden operar nivelando la carga o limitando la demanda.

En la nivelación de carga, el generador está dimensionado para funcionar a su capacidad máxima las 24 horas en los días más calientes. La estrategia es más efectiva cuando la carga pico de refrigeración es mucho mayor que la carga media.

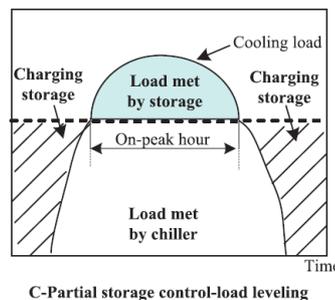


Fig. 4. Diagrama de demanda frente a tiempo para el control de nivelación de carga. [3]

En un sistema que limita la demanda, el generador funciona a una capacidad reducida durante las horas pico y a menudo controlado para limitar la demanda eléctrica de la instalación. Los ahorros por demanda y los costes del equipo son mayores que aquéllos que se tendrían en nivelación de carga y menores de aquéllos que los de almacenamiento completo.

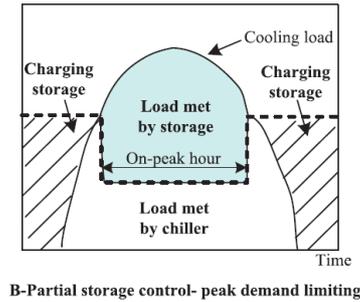


Fig. 5. Diagrama de demanda frente a tiempo para el control de limitación de demanda. [3]

El almacenamiento parcial es comúnmente la opción más económica y, por tanto, representa la mayoría de las instalaciones de almacenamiento térmico. Aunque el almacenamiento parcial no desplaza tanto la carga (en la jornada considerada en el diseño) como un sistema de almacenamiento completo, los sistemas de almacenamiento parcial suelen tener costes iniciales menores, particularmente si el diseño incorpora equipo más pequeño.

Para muchas aplicaciones, una forma de almacenamiento parcial como la nivelación de carga puede usarse con un coste de capital mínimo. Esta estrategia ahorra hasta el 40-60% de la demanda eléctrica pico. Un sistema de nivelación de carga es diseñado con el equipo de calefacción o refrigeración dimensionado para operar continuamente o cerca de su capacidad completa para cumplir con las cargas de diseño. Así que pueden usarse los equipos con la capacidad mínima (y coste). Durante la operación a cargas menores que las de pico, los diseños de almacenamiento parcial pueden funcionar como sistemas de almacenamiento completo.

El almacenamiento de limitación de la demanda requiere unos sistemas de control complejos, puesto que la demanda pico debe ser cumplida por medio del almacenamiento. Típicamente, se requiere un instrumento medidor de la demanda eléctrica para este propósito. Una estrategia limitante de la demanda es más aplicable a los edificios con cargos de demanda significativa y bajos períodos de ocupación que permiten un mayor tiempo de carga necesario. El acercamiento limitante a la demanda representa un intermedio entre el almacenamiento completo y la nivelación de carga.

## 1.7.2 Estrategias de operación de carga basadas en la prioridad de actuación

### 1.7.2.1 Control con prioridad para el generador

La más simple de las estrategias existentes de control para el almacenamiento de la energía térmica es el control con prioridad para el generador. En ella, el generador funciona continuamente bajo un control convencional de generador (refrigeración directa) posiblemente sujeto a un límite de demanda, mientras que el almacenamiento proporciona la capacidad de refrigeración restante, en caso que se requiera [4]:

<b>CONTROL CON PRIORIDAD PARA EL GENERADOR</b>		
<b>Velocidad de carga/descarga del depósito</b>	<b>Discriminación horaria</b>	<b>Condición extra</b>
Velocidad de carga máxima posible (hasta que llegue al título de carga deseado)	Período valle	-
0	Período punta	La potencia frigorífica que el generador proporciona al recinto es suficiente para satisfacer la carga térmica de éste.
Velocidad de descarga que contrarreste la porción de carga térmica que el generador es incapaz de contrarrestar a su capacidad máxima $(P_{descarga} = Demanda - Capacidad)$	Período punta	La potencia frigorífica del generador es inferior a la carga térmica que hay que contrarrestar en el depósito.

Tabla 1. Algoritmo de control con prioridad para el generador. [4]

La simplicidad yace en el hecho de que el control convencional del generador no se ve alterado, proporcionando altas eficiencias de generador y una suave curva de demanda; sin embargo, tiene la desventaja de que la fusión del hielo no está controlada para obtener la máxima reducción de la demanda. Además, la estructura de precios variable a lo largo del día no se tiene en cuenta, por lo que la efectividad en el desplazamiento de las cargas no es la más adecuada.

### 1.7.2.2 Control de proporción constante

Esta estrategia de control implica que el almacenamiento cumple con una fracción constante  $f_Q$  de la carga de refrigeración bajo todas condiciones. Así que ni el generador ni el almacenamiento tienen prioridad en la producción de frío. Esta estrategia de control simple proporciona una mayor reducción de la demanda que el control con prioridad en el generador puesto que la fracción de la capacidad del generador empleada para un período de tiempo en particular seguirá siendo la fracción de la carga de diseño de refrigeración que la instalación experimenta durante ese período de tiempo. Por ejemplo, si en un mes en el que ocurre el 50% de

la demanda anual, sólo se empleará el 50% de la capacidad del generador.

<b>CONTROL DE PROPORCIÓN CONSTANTE</b>		
<b>Potencia de carga/descarga del depósito</b>	<b>Discriminación horaria</b>	<b>Condición extra</b>
Potencia de carga máxima posible (hasta que llegue al título de carga deseado)	Período valle	-
Potencia de descarga correspondiente a satisfacer una fracción de la carga térmica, $f_Q$ $\left(f_Q = \frac{\text{Potencia descarga}}{\text{Carga térmica}}\right)$	Período punta	El depósito es capaz de proporcionar dicha potencia
Potencia máxima posible de descarga		El depósito no es capaz de proporcionar dicha potencia, debido a restricciones de la transmisión de calor, del estado de carga disponible, etc.

Tabla 2. Algoritmo de control de proporción constante. [4]

El control de proporción constante es fácil de implementar asignando una fracción fija de la diferencia total de temperaturas entre la corriente que entra en el depósito de PCM y el evaporador del ciclo y las corrientes de salida de ambos equipos. Encontrar la mejor fracción de carga  $f_Q$  para cada aplicación es una cuestión de prueba y error. Se tiene que tener precaución de que el generador pueda también cumplir con la fracción de carga restante:

$$(1 - f_Q) \cdot \text{Demanda pico} \leq \text{Capacidad nominal del generador}$$

En otros términos:

$$f_Q \geq 1 - \frac{\text{Capacidad nominal del generador}}{\text{Demanda pico}}$$

### 1.7.2.3 Control con prioridad para el almacenamiento

Como indica su nombre, el control con prioridad para el almacenamiento requiere fundir tanto hielo como sea

posible durante el período punta. Generalmente se define como la estrategia que busca la descarga completa la capacidad de almacenamiento disponible a lo largo del siguiente período punta.

<b>CONTROL CON PRIORIDAD PARA EL ALMACENAMIENTO</b>		
<b>Potencia de carga/descarga del depósito</b>	<b>Discriminación horaria</b>	<b>Condición extra</b>
Potencia de carga máxima posible (hasta que llegue al título de carga deseado)	Período valle	-
Carga térmica que se busca contrarrestar	Período punta	El depósito es capaz de proporcionar la carga térmica
Potencia máxima posible de descarga		El depósito no es capaz de proporcionar la carga térmica, debido a restricciones de la transmisión de calor, del estado de carga disponible, etc.

Tabla 3. Algoritmo de control con prioridad para el almacenamiento. [4]

Este planteamiento es muy similar al planteamiento de almacenamiento total que busca prescindir el uso del generador durante el período punta. Sin embargo, existe la posibilidad de que el almacenamiento no sea lo suficientemente grande o presente alguna otra restricción para cubrir todas las necesidades de esta etapa, como aparece en el último caso de la tabla anterior, el que el generador tendrá que aportar la refrigeración adicional necesaria.

Es por esto por lo que se ha planteado un control con prioridad en el almacenamiento en el que se plantean dos modos de operación durante el período punta.

- Modo 0: Para evitar agotar la capacidad de frío del tanque se recurre al generador en potencia reducida, y en el caso de que se prediga que se vaya a acabar el inventario, se pasa al modo 1.
- Modo 1: Cuando se vaya a acabar el inventario, se conmuta a un control similar al de proporción constante, en el que se calcula a que porcentaje de carga con el que hay usar el almacenamiento.

Para realizar este control hace falta una predicción del perfil de demanda que se tendrá en el período punta.

<b>CONTROL CON PRIORIDAD PARA EL ALMACENAMIENTO CON PREDICCIÓN DE DEMANDA</b>		
<b>Potencia de carga/descarga del depósito</b>	<b>Discriminación horaria</b>	<b>Condición extra</b>
Potencia de carga máxima posible (hasta que llegue al título de carga deseado)	Período valle	-
Carga térmica que se busca contrarrestar menos la potencia frigorífica que aporta el generador $A_0$  ( $P_{descarga} = A_0 - \text{Demanda}$ )	Período punta	El depósito es capaz de proporcionar la carga térmica y las predicciones de la demanda indican que el tanque tiene suficiente capacidad disponible  (Modo 0)
Demanda multiplicada por el factor $A_1$ ( $P_{descarga} = A_1 \cdot \text{Demanda}$ ) o la potencia máxima posible de descarga		El depósito no es capaz de proporcionar la carga térmica, debido a restricciones de la transmisión de calor, del estado de carga disponible, etc. O las predicciones de demanda estiman que la capacidad disponible del tanque no es suficiente para el período punta.

Tabla 4. Algoritmo de control con prioridad para el almacenamiento con predicción de la demanda. [4]

Ambos parámetros,  $A_0$  y  $A_1$  son determinados de las cargas de refrigeración predichas a lo largo del siguiente período punta.

La capacidad del generador en el modo 0 se calcula a partir de:

$$A_0 = \text{Promedio temporal de las demandas futuras} - \frac{\text{Capacidad disponible}}{\text{Duración del período punta}}$$

La proporción  $A_1$  del modo 1:

$$A_1 = \frac{\frac{\text{Capacidad disponible}}{\text{Duración del período punta}}}{\text{Promedio temporal de las demandas futuras}}$$

## 1.8. Consideraciones de diseño

Los sistemas de almacenamiento de frío pueden tomar varias formas para encajar en una gran variedad de aplicaciones. Para seleccionar un sistema de almacenamiento y sus características hace falta un estudio de viabilidad. Esto implica un análisis que tendrá los mejores resultados si se sigue un procedimiento establecido. [1]

Los datos necesarios para el análisis de viabilidad deben incluir [1]:

1. Un perfil diario de la carga térmica durante 24 horas para el día estándar considerado en el diseño.
2. Una descripción del sistema base al que se le va a integrar el almacenamiento, incluyendo la capacidad del generador, condiciones de operación y eficiencia.

La descripción de un sistema de almacenamiento de frío implica a menudo lo siguiente [1]:

- Base de diseño (almacenamiento completo, de nivelación de carga o limitado por la demanda)
- Los cálculos de dimensionamiento teniendo en cuenta la capacidad del generador de frío y capacidad de almacenamiento, y considerando la temperatura de suministro que se demanda.
- El perfil de operación de los distintos elementos de la planta.
- Condiciones de operación del generador mientras que se está cargando el almacenamiento, y, si es aplicable, cumplir con la carga de forma directa.
- La eficiencia del generador en cada condición de operación.
- La descripción de la estrategia de control del sistema, para la jornada diaria considerada en diseño y operación de la carga.

Un análisis del coste de operación incluye [1]:

- Una evaluación de los ahorros derivados de la demanda que se pueden obtener.
- Determinación de los costes de energía consumida.
- Descripción y justificación de las suposiciones empleadas para la demanda de energía diaria y estimaciones de uso.

Los fabricantes comerciales de equipos de almacenamiento suelen proporcionar simulaciones del rendimiento de almacenamiento para un perfil de carga dado y temperatura del generador. [1]

La decisión de estrategia de diseño para usar para un sistema de almacenamiento de frío es generalmente más económica que técnica. Hay tres estrategias de diseño [1]:

- Almacenamiento completo.
- Almacenamiento parcial de nivelación de carga.
- Almacenamiento parcial de limitación de demanda.

Una estrategia de almacenamiento completo suministra todas las necesidades de refrigeración de la instalación en las horas punta usando el frío almacenado, desplazando toda la demanda eléctrica causada para enfriar en horas valle. Calcular los requisitos de refrigeración del día de diseño durante las horas pico y dividiendo esto por la capacidad del tanque determina el tamaño del tanque almacenamiento necesario. Debido a su mayor tamaño, se espera que los costes de inversión e iniciales sean altos. [1]

La estrategia de almacenamiento parcial de nivelación de carga suministra sólo una parte de carga del frío durante las horas punta y de alta demanda. Este método nivela la demanda eléctrica del edificio debida la refrigeración durante el día de diseño. Comparándolo con las otras estrategias de diseño, este método minimiza el tamaño del almacenamiento y equipo de refrigeración necesario para refrigerar, resultando en costes de inversión en equipamiento menores. Sin embargo, esta estrategia no supone grandes ahorros en los costes de operación. [1]

El almacenamiento de limitación de la demanda requiere menor capacidad de almacenamiento que la de almacenamiento completo, pero más que en la estrategia de nivelación de carga y reduce la demanda pico de electricidad a un nivel determinado. Se emplean controladores en tiempo real para controlar la fracción de refrigeración debida al almacenamiento y la del generador. [1]

El primer beneficio derivado de los sistemas de almacenamiento de frío es la reducción de los costes de operación. El coste de la energía para refrigerar una instalación se puede reducir hasta el 70%. Los períodos de amortización típicos de los sistemas de almacenamiento de frío están normalmente entre 2 y 6 años. [1]

La predicción de los ahorros de coste usando un sistema de almacenamiento de frío se puede realizar a partir de la siguiente información [1]:

- Uso de potencia hora a hora.
- Desempeño del sistema de refrigeración propuesto.
- Estructura del coste de la instalación eléctrica local.

Particularmente en los EEUU, las compañías de instalaciones eléctricas ofrecen en ocasiones programas de incentivos, precios reducidos, o estudios de viabilidad gratuitos para ahorrar energía. Los pagos de incentivos para instalar sistemas funcionales de almacenamiento de frío pueden realizarse en forma de subsidios en metálico o rebajas para el consumidor. [1]

## 1.9. Control y monitorización de carga en sistemas de almacenamiento de frío

El problema clave de control en los sistemas de almacenamiento de frío es la monitorización de la carga de frío almacenada. Los sistemas de almacenamiento de frío latente van a trabajar continuamente a la temperatura de cambio de fase o cercana, por tanto, no hay una medición de temperatura directa que determine el nivel de

carga al que está el sistema.

Evaluando las tendencias de la demanda de refrigeración y el coste en el que frío almacenado se usa, un operador puede gestionar una planta generadora y el sistema de almacenamiento para alcanzar los objetivos deseados.

Los sistemas de almacenamiento de frío latente tienen sistemas de control integrados. Para sistemas grandes de almacenamiento de hielo, como los sistemas de encapsulación para aplicaciones de climatización, los sistemas de control están integrados en el sistema de automatización del edificio que controla los generadores, las bombas y las unidades de manejo de aire. Estos sistemas de control son normalmente construidos in situ. Los sistemas normalmente consisten en un conjunto de microprocesadores conectados a una red de área local de alta velocidad y a la estación de trabajo del operador. Los sistemas de control de red requieren una formación mínima del operador. El software monitoriza continuamente la carga de edificio, la capacidad de almacenamiento y condiciones externas y las compara con datos históricos. El programa determina el mejor uso de generadores y de agua fría almacenada. Un sistema de control también puede proporcionar capacidades de resolución de errores. [1]

Los tanques de almacenamiento normalmente requieren aislamiento. Debido a las bajas temperaturas asociadas con el almacenamiento de hielo, el aislamiento es una gran prioridad.

### **1.10. Aspectos técnicos y de diseño del sistema de almacenamiento de frío**

Mientras que los sistemas de climatización convencionales operan chillers para satisfacer cargas predecibles e instantáneas, los sistemas de almacenamiento de frío para climatización operan los chillers para producir frío durante horas valle. Los chillers convencionales típicamente operan de 8 a 12 horas al día para cumplir con los requisitos de refrigeración, suponiendo una gran porción de la demanda eléctrica del edificio.

La selección de un tipo específico de sistema de almacenamiento es dependiente de muchos factores. La primera cuestión es si el sistema de almacenamiento es apropiado para la instalación. De ser así, la siguiente cuestión normalmente implica el tipo más apropiado. Algunos otros factores clave que afectan las elecciones del sistema incluyen el tipo de edificio, estructura de costes de la instalación eléctrica y las subvenciones e incentivos para la eficiencia energética. [1]

El tipo de edificio, no el tamaño del edificio, normalmente determina si el sistema de almacenamiento frío es eficiente en términos de coste. Un edificio con una carga bastante constante a lo largo de las 24 horas del día no es un buen candidato para esta tecnología. Los edificios de oficina o escuelas que cierran por la noche, o edificios con demandas cortas e intensas de potencia, como centros de convenciones, instalaciones deportivas y religiosas son buenos candidatos. En general, cuanto mayor sea la carga pico, más probable es que la instalación se vea beneficiada con el sistema de almacenamiento. Los costes de energía locales también tienen un rol clave en determinar la efectividad del sistema. La mayoría de las instalaciones ponen costes para la demanda pico y tienen costes significativamente mayores para la electricidad usada durante las horas pico y de día. Por consiguiente, es esencial un análisis cuidadoso de la distribución de cargas y precios para los sistemas

de almacenamiento de frío. [1]

Las actitudes de los clientes pueden también afectar las elecciones de la tecnología. Aunque esta tecnología no es reciente, algunos clientes no están familiarizados y por tanto cómodos con esta tecnología, o puede que no tengan personal con ánimo de tomar tareas de mantenimiento o de operación. En algunas aplicaciones, se requiere la redundancia de sistemas (por lo menos en el período inicial) para superar la aprensión sobre esta tecnología. [1]

El sistema de almacenamiento de frío es normalmente mejor considerarlo en etapas posteriores del proceso de diseño. Mientras que el almacenamiento debe ser integrado con muchos otros aspectos del diseño del edificio (Cargas de calefacción o refrigeración, masas, distribución y equipo HVAC), otras medidas de eficiencia pueden nivelar cargas de frío y/o necesidades en suficiente medida que los nuevos esquemas de almacenamiento no suponen una ventaja económica. [1]

El almacenamiento completo es, en ocasiones, preferible frente al almacenamiento parcial. De forma similar, el almacenamiento de hielo tiene ventajas sobre el almacenamiento de agua fría (cuando los dos están bien diseñados). Se requiere habilidad y experiencia para la implementación correcta. [1]

El almacenamiento de hielo usa más energía porque se necesitan menores temperaturas comparados con los sistemas de agua fría y habrá mayores fugas de calor a través del aislamiento del tanque. [1]

Pero el almacenamiento usa menos energía por distintas razones: el chiller siempre funciona a su eficiencia de diseño o no del todo (más que variando continuamente en respuesta a las cargas de edificio cambiantes), la temperatura seca y húmeda del ambiente en contacto con el condensador son menores por la noche y el agua fundida muy fría procedente del hielo reduce la energía del bombeo y del manejo del aire. El efecto neto es normalmente un descenso neto de consumo eléctrico tan bajo como un pequeño porcentaje o decenas de porcentaje. [1]

La economía de los sistemas de almacenamiento de frío en los edificios de todos tipo y tamaños frecuentemente dependen de dos factores no energéticos [1]:

1. La estabilidad política y económica de los costes diarios de las instalaciones eléctricas.
2. Cargos por demanda, el espacio físico disponible y la tolerancia estructural de la carga para el tanque de almacenamiento.

### **1.11. Aspectos de selección de un sistema de almacenamiento de frío**

Seleccionar un sistema de almacenamiento de frío para una aplicación particular es a menudo difícil. No se han desarrollado completamente estándares internacionales para proporcionar una base para dimensionar y probar el desempeño de estos sistemas. [1]

La selección de un sistema de almacenamiento debería tener en cuenta la carga, así como sus características de operación como son la velocidad de descarga, la energía descargada en cada instante durante el ciclo de

descarga, y las temperaturas de entrada y salida requeridas. La información sobre temperaturas, energía almacenada y descargada frente al tiempo de ciclo de descarga describe el desempeño del sistema de almacenamiento de una forma satisfactoria. [1]

Con esta información, debería establecerse una tabla de datos de operación para describir completamente las necesidades del sistema. Claramente, la capacidad de almacenamiento de energía no describe de forma precisa las necesidades del diseño. Todos los aspectos del sistema tienen que ser de tal forma que el sistema global tenga la capacidad de proveer un desempeño casi equivalente al generador convencional apoyado o reemplazado. [1]

En particular, se debe proporcionar la energía almacenada cuando el sistema lo requiere. Las especificaciones de desempeño que tienen en cuenta esta complejidad pueden ayudar a alcanzar el éxito en los proyectos. [1]

La selección entre las opciones de sistema disponibles depende de factores específicos del sitio. Algunos de los factores que pueden entrar en esta decisión son las siguientes [1]:

- Disponibilidad de espacio. Sistemas de almacenamiento de calor latente requieren un tercio o cuarta parte de los sistemas de calor sensible.
- Eficiencia. Los PCM requieren menos energía que los sistemas de calor sensible.
- Temperatura del fluido de transferencia de calor: los sistemas de almacenamiento pueden suministrar menores temperaturas del fluido de transferencia de calor, y los sistemas pueden diseñarse para grandes diferencias de temperaturas de suministro y retorno, resultando en menores caudales y costes de bombeo y plantas centrales más pequeñas.
- Dimensión del compresor de refrigeración: Los compresores recíprocos asociados con el almacenamiento de hielo están limitados por su tamaño. El uso de múltiples unidades en grandes plantas no es económico, así que se requiere el uso de compresores de tornillo.
- Costes de mantenimiento. En general, los tanques de almacenamiento de calor sensible tienen bajos costes de mantenimiento y el personal de mantenimiento tiene mayor familiaridad con estos sistemas.
- Experiencia del contratante y el operador. Los contratantes y los ingenieros de operación de edificio están normalmente poco familiarizados con los sistemas de refrigeración para el almacenamiento de hielo.

## **1.12. Beneficios potenciales de los sistemas de almacenamiento**

Durante las dos últimas décadas, la tecnología de almacenamiento ha madurado y está ahora aceptada por muchos como una tecnología demostrada para la conservación de la energía. Sin embargo, el período de amortización de una instalación de almacenamiento frío no es lo suficientemente atractivo para darle prioridad frente a otras opciones tecnológicas. [1]

Se han tomado varios pasos para optimizar el período de amortización. En general, el almacenamiento de frío debería estar integrado con el edificio o planta y sus sistemas energéticos para aprovechar las ventajas de sus beneficios potenciales. Estos beneficios dependen de si la aplicación es para una instalación nueva o una ya existente. [1]

Para nuevas instalaciones, los beneficios potenciales incluyen [1]:

- Uso de distribución de fluido de transferencia de calor frío para reducir el tamaño de la tubería y bombas y los costes de operación.
- Uso de generadores de frío y sistemas eléctricos más pequeños para reducir los costes iniciales.
- Un mayor aprovechamiento del espacio utilizable del edificio debido a que hace falta menos espacio requerido para el sistema mecánico.

Para instalaciones existentes, los beneficios potenciales que deberían evaluarse incluyen [1]:

- Las posibles ventajas de modificar los generadores de frío existentes para solidificar materiales de cambio de fase frente la adquisición de una nueva máquina.
- El uso de la capacidad sobrante del generador de frío.
- El uso de almacenamiento frío para ganar más capacidad de refrigeración en situaciones en las que las capacidades del generador de frío y el suministro eléctrico están a plena carga.

Tanto para nuevas instalaciones como ya existentes, el tamaño del almacenamiento debería optimizarse, en vez del procedimiento típico de considerar el almacenamiento completo y uno o dos niveles de almacenamiento parcial frente un sistema convencional. Se debe desarrollar un método práctico para determinar un tamaño de sistema óptimo. También este valor debería tenerse en cuenta para ganar espacio útil en el edificio. [1]

Consecuentemente, un sistema de almacenamiento de frío puede ser beneficioso para los usuarios de tres formas distintas [1]:

- Menores consumos de electricidad. Los generadores pueden operar por la noche para cumplir con las necesidades del día, tomando ventaja de los bajos consumos en horas valle.
- Menores cargos de demanda. Muchos clientes pagan un cargo mensual de demanda en la base de la mayor cantidad de electricidad usada durante cualquier período de 30 minutos del mes. El sistema reduce las demandas pico desplazando algunas de las demandas a los períodos valle. Adicionalmente, algunas instalaciones proporcionan una rebaja de desplazar de la demanda eléctrica a la noche u otros períodos valle.
- Menores costes de aire acondicionado y compresor. Sin almacenamiento, se requieren unidades grandes capaces de cumplir con las demandas pico de refrigeración, mientras que cuando se usa el almacenamiento, es suficiente con unidades más pequeñas y menos caras.

En algunas situaciones, se pueden reducir los costes de aire acondicionado hasta a la mitad con un sistema de

almacenamiento de frío. [1]

### 1.13. Consideraciones del sistema eléctrico

Dentro de la factura mensual por la electricidad consumida se puede desglosar en los siguientes elementos [5]:

- Término de contratación de potencia
- Término de consumo de energía
- Término del alquiler del equipo de control de potencia: para tener un seguimiento del consumo de la instalación, existen distintos elementos como el máxímetro, el contador, etc., que son los encargados de registrar la mayor potencia consumida en un período de tiempo, el consumo y otros parámetros y el consumidor tiene que pagar un alquiler por tener estos elementos.

Debido a que el término de alquiler es constante, no se va a considerar en los cálculos de costes y en su optimización.

En el término de contratación de potencia, se supone que la instalación propia de la planta o edificio no sólo se hará carga sólo de la refrigeración o climatización sino de otros sistemas como la iluminación, la maquinaria de producción, etc. Por lo que el término de potencia se supondrá lo suficientemente grande para poder abarcar todas las potencias de los equipos y aunque las aplicaciones de refrigeración y climatización puedan suponer gran parte de la potencia y posibles responsables de varias penalizaciones por superación de la potencia contratada, este no va a ser considerado en la optimización de costes tampoco.

Aunque hay que comentar que instalaciones en las que la potencia de climatización suponga una gran parte del consumo, la incorporación del sistema de almacenamiento puede llevar a una reducción de la potencia máxima empleada, y por tanto, la planta puede permitirse contratar potencias menores y existen menos posibilidades de sobrepasar la potencia umbral, por lo que también puede suponer una fuente de ahorro económico.

Entonces, el término que se tendrá en cuenta para las herramientas de gestión será el de consumo de energía, más concretamente el de energía activa, debido que es el que da lugar a trabajo aprovechable. Puesto que no se ha considerado la potencia reactiva en los equipos de la planta original, no se va a exponer los períodos tarifarios para esta componente de la potencia.

Por consiguiente, aquí se muestran las distintas discriminaciones horarias de las tarifas.

### 1.14. Tarifas del consumo de energía activa

Los períodos tarifarios a los que se pueden vincular la contratación de potencias en las instalaciones están completamente regulados, de tal forma que se pueda obtener una optimización económica en la factura eléctrica. Esto quiere decir que la adecuación de las potencias se ha de llevar a cabo basándose en el

conocimiento de sus calendarios de aplicación. [5]

Debido a que los calendarios son fijos, los consumidores optan por desplazar las demandas de las potencias a períodos en cuyo precio es menor, algo que no siempre es posible por las limitaciones productivas o estratégicas. [5]

Los tipos de períodos clasificados por las horas de consumo y su coste son [5]:

- Punta: horas principales del día, con un coste alto de la potencia.
- Llano: horas medias del día, con un coste medio de potencia.
- Valle: son las horas restantes del día donde el coste de la potencia es el menor posible

### 1.14.1 Mercado regulado

El criterio de aplicación de las discriminaciones horarias supone el realizar unos recargos y/o bonificaciones a los consumos producidos por la instalación en ciertas horas del día.

Los recargos o las bonificaciones se llevan a cabo respecto a la tarifa de referencia que tiene la propia instalación, que es de precio único, salvo en el tipo 0.

Los tipos de discriminación horaria son: [5]

#### Tipo 0

Período	Invierno	Verano
<b>Punta/Llano</b>	Todos los días 12 a 22	Todos los días 13 a 23
<b>Valle</b>	Todos los días 0 a 12 22 a 24	Todos los días 0 a 13 23 a 24

Tabla 5. Discriminación horaria de la tarifa tipo 0.

Se acaba de mencionar que la discriminación horaria significa recargos y/o bonificaciones sobre la tarifa base, algo que, como excepción, no sucede en las tarifas de esta discriminación: 1.0, 2.0.X y 3.0.1, en donde de acuerdo al RD 1634/2006 aparecen, específicamente, precios para el término de energía en punta y precios para el término de energía en valle.

#### Tipo 1

Se aplica a todas las instalaciones que no dispongan de un contador de tarifa múltiple, capaz de tener en consideración las distintas franjas horarias.

Tiene un recargo del 20% con respecto al precio de la tarifa para la totalidad de la energía consumida.

Período	Invierno	Verano
<b>Punta, Llano y Valle</b>	Todos los días y festivos 0 a 24	Todos los días y festivos 0 a 24

Tabla 6. Discriminación horaria de la tarifa tipo 1.

**Tipo 2**

Se aplican a todas las instalaciones que dispongan de contador de doble tarifa.

Tiene un recargo del 40% para la totalidad de la energía consumida en horas punta (4 horas/día).

Período	Invierno	Verano
<b>Punta/Llano</b>	Todos los días 18 a 22	Todos los días 11 a 15
<b>Valle</b>	Todos los días 0 a 18 22 a 24	Todos los días 0 a 11 15 a 24

Tabla 7. Discriminación horaria de la tarifa tipo 2.

**Tipo 3**

Se aplica a todas las instalaciones que dispongan de contador de triple tarifa.

Se tiene un recargo del 70% para la totalidad de la energía consumida en punta (4 horas/día).

En período llano se aplica la tarifa directamente sin recargo ni bonificación (12 horas/día).

Se tiene un descuento del 43% para la totalidad de la energía consumida en valle (8 horas/día)

Los calendarios, de acuerdo a la zona eléctrica son:

- 1) Zonas 1, 2, 3, 4 y 6 (Península y Canarias)

<b>Período</b>	<b>Invierno</b>	<b>Verano</b>
<b>Punta</b>	Todos los días 18 a 22	Todos los días 11 a 15
<b>Llano</b>	Todos los días 8 a 18 22 a 24	Todos los días 8 a 11 15 a 24
<b>Valle</b>	Todos los días 0 a 8	Todos los días 0 a 8

Tabla 8. Discriminación horaria de la tarifa tipo 3, en las zonas 1,2,3,4 y 6.

2) Zona 5 (Baleares)

<b>Período</b>	<b>Invierno</b>	<b>Verano</b>
<b>Punta</b>	Todos los días 18 a 22	Todos los días 18 a 22
<b>Llano</b>	Todos los días 8 a 18 22 a 24	Todos los días 8 a 18 22 a 24
<b>Valle</b>	Todos los días 0 a 8	Todos los días 0 a 8

Tabla 9. Discriminación horaria de la tarifa tipo 3, en la zona 5.

3) Zona 7 (Ceuta y Melilla)

<b>Período</b>	<b>Invierno</b>	<b>Verano</b>
<b>Punta</b>	Todos los días 19 a 23	Todos los días 11 a 15
<b>Llano</b>	Todos los días 0 a 1 9 a 19 23 a 24	Todos los días 0 a 1 9 a 11 15 a 24
<b>Valle</b>	Todos los días 1 a 9	Todos los días 1 a 9

Tabla 10. Discriminación horaria de la tarifa tipo 3, en la zona 7.

**Tipo 4**

Se aplica a todas las instalaciones que dispongan de contador de triple tarifa.

Se tiene un recargo del 100% para la totalidad de la energía consumida en punta (6 horas/día de lunes a viernes)

En horario llano se aplica la tarifa directamente sin recargo ni bonificación (10 horas/día de lunes a sábado)

Se tiene un descuento del 43% para la totalidad de la energía consumida en valle (8 horas/día de lunes a viernes y las 24 horas de los sábados y domingos)

Los calendarios, de acuerdo a la zona eléctrica, son:

- 1) Zonas 1 y 2. (Galicia, Asturias, Cantabria, País Vasco, Castilla y León, La Rioja, Navarra, Aragón y Cataluña)

<b>Período</b>	<b>Invierno</b>	<b>Verano</b>
<b>Punta</b>	Todos los días 17 a 23	Todos los días 9 a 15
<b>Llano</b>	Todos los días 8 a 17 23 a 24	Todos los días 8 a 9 15 a 24
<b>Valle</b>	Todos los días 0 a 8 Fines de semana y festivos	Todos los días 0 a 8 Fines de semana y festivos

Tabla 11. Discriminación horaria para la tarifa tipo 4, en las zonas 1 y 2.

2) Zonas 3, 4 y 6. (Madrid, Castilla-La Mancha, Extremadura, Valencia, Murcia, Andalucía y Canarias)

<b>Período</b>	<b>Invierno</b>	<b>Verano</b>
<b>Punta</b>	Todos los días 17 a 23	Todos los días 10 a 16
<b>Llano</b>	Todos los días 8 a 17 23 a 24	Todos los días 8 a 10 16 a 24
<b>Valle</b>	Todos los días 0 a 8 Fines de semana y festivos	Todos los días 0 a 8 Fines de semana y festivos

Tabla 12. Discriminación horaria para la tarifa tipo 4, en las zonas 3, 4 y 6.

3) Zona 5. (Baleares)

<b>Período</b>	<b>Invierno</b>	<b>Verano</b>
<b>Punta</b>	Todos los días 17 a 23	Todos los días 17 a 23
<b>Llano</b>	Todos los días 8 a 17 23 a 24	Todos los días 8 a 17 23 a 24
<b>Valle</b>	Todos los días 0 a 8 Fines de semana y festivos	Todos los días 0 a 8 Fines de semana y festivos

Tabla 13. Discriminación horaria para la tarifa tipo 4, en la zona 5.

## 4) Zona 7. (Ceuta y Melilla)

<b>Período</b>	<b>Invierno</b>	<b>Verano</b>
<b>Punta</b>	Todos los días 18 a 24	Todos los días 10 a 16
<b>Llano</b>	Todos los días 0 a 1 9 a 18	Todos los días 0 a 1 9 a 10 16 a 24
<b>Valle</b>	Todos los días 1 a 9 Fines de semana y festivos	Todos los días 1 a 9 Fines de semana y festivos

Tabla 14. Discriminación horaria para la tarifa tipo 4, en la zona 7.

### 1.14.2 Mercado no regulado

En el marco no regulado, la tarifa varía su precio en cada instante en función del precio del mercado. Los organismos generadores venden su energía generada al pool y ésta se vende a las distribuidoras por un precio que va variando en función de las reglas de la oferta y la demanda.



## 2 JUSTIFICACIÓN DEL DISEÑO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO CONSIDERADO

### 2.1 Planteamiento inicial del sistema de almacenamiento

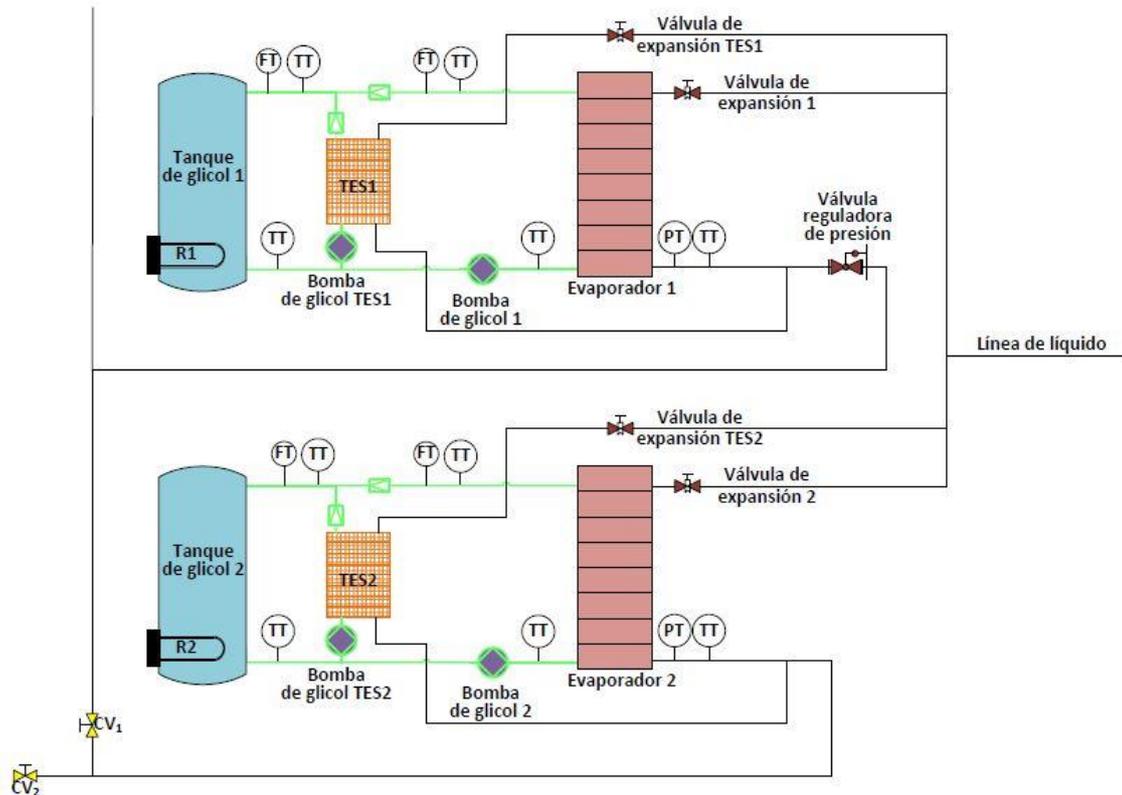


Fig. 6. Representación de la incorporación del sistema de almacenamiento de frío en el esquema de planta actual.

Como se puede apreciar en la figura, se busca un depósito de frío de tal forma que pueda recibir el refrigerante de la planta para poder realizar el proceso de evaporación en el propio paso por él. También se busca que el glicol se pueda alimentar directamente al depósito y que pueda ser capaz de extraer el frío almacenado.

### 2.2 Descripción del diseño planteado

El diseño planteado es un depósito donde hay dos haces de tubos en los que circula el refrigerante y el glicol. Estos atraviesan el depósito en vertical y estarán distribuidos de tal forma que el calor transmitido sea uniforme. Dentro de este mismo depósito, se tendrá un lecho desordenado de esferas de PCM encapsulado bañadas en un fluido que actuará como intermedio entre los tubos y dichas esferas.

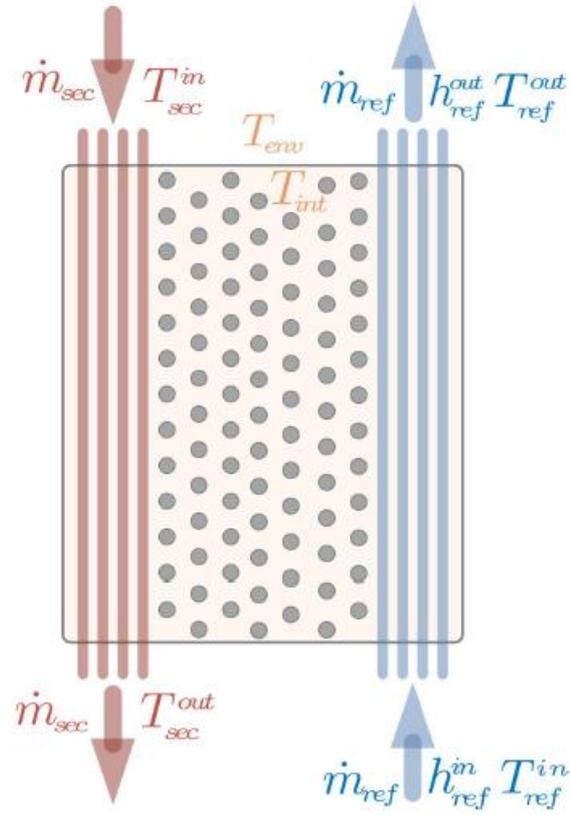


Fig. 7. Representación esquemática del diseño de depósito de frío.

# 3 MODELADO DE LA TRANSMISIÓN DE CALOR

## 3.1 Intercambios de calor implicados

### 3.1.1 Haz de tubos del refrigerante

Dentro del tubo de refrigerante se va a realizar una absorción de calor del fluido intermedio, de tal forma, que la mezcla bifásica se vaporiza de forma completa. Una vez que vaporice totalmente, el vapor resultante se sobrecalienta a lo largo de la longitud de tubo restante.

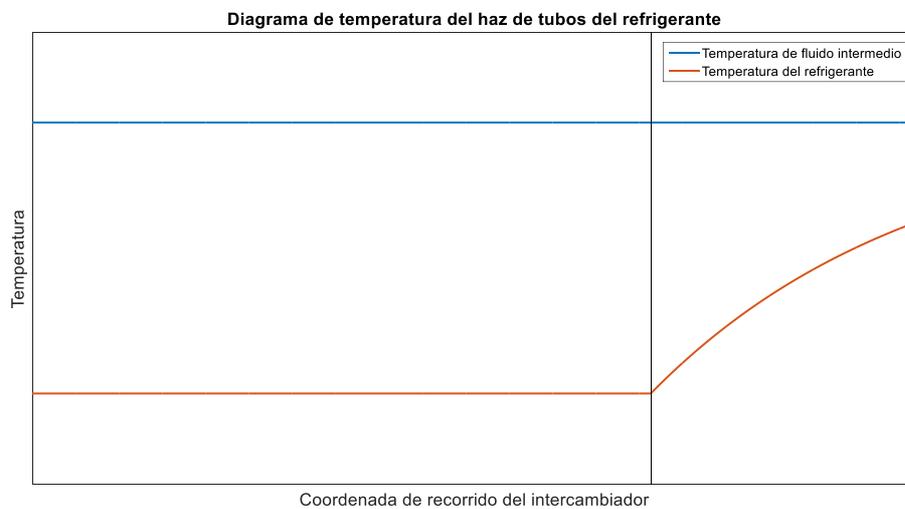


Fig. 8. Evolución de la temperatura de los fluidos en el haz de tubos del refrigerante

### 3.1.2 Haz de tubos del glicol

En el caso de los tubos de glicol se realiza un intercambio de calor sensible entre el fluido intermedio que actúa como foco frío y el glicol, que es la corriente correspondiente al foco caliente.

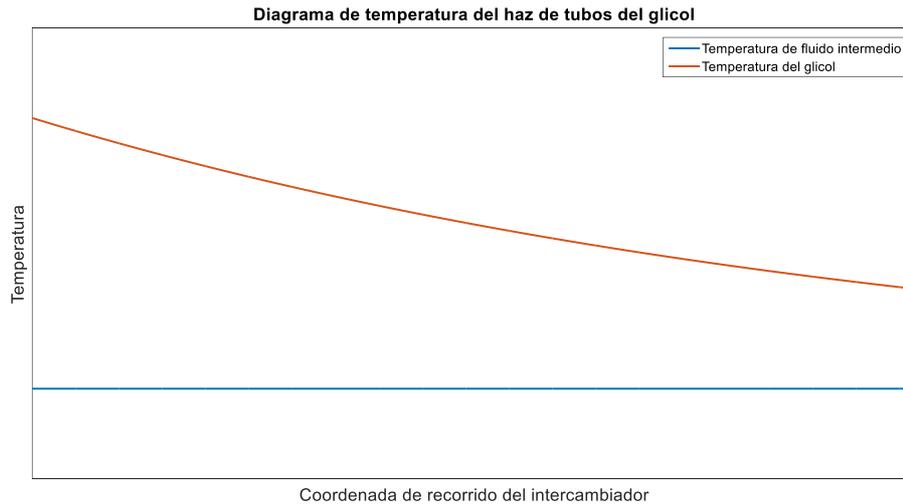


Fig. 9. Evolución de la temperatura de los fluidos en el haz de tubos del refrigerante.

### 3.1.3 Esferas de PCM encapsulado

Dentro de las esferas se distinguirán dos casos:

- **Carga de frío:** La esfera recibe el frío externo de tal forma que la capa más superficial del PCM llega a temperatura de cambio de fase y empieza a solidificarse. Entonces la esfera empieza a congelarse por medio de una capa sólida que va creciendo hasta llegar al centro de la esfera. Esta capa supone una resistencia térmica que va haciendo más complicado la transmisión del frío hasta el centro de la esfera para que el frente de cambio de fase vaya avanzado.
- **Descarga de frío:** La esfera está totalmente congelada y cede su frío al fluido intermedio en el proceso de descarga. Esto se traduce en que la capa superficial del PCM se derrite y por tanto esta capa líquida supone otra resistencia térmica que impide la transmisión de calor.

## 3.2 Métodos de evaluación de la potencia calorífica transmitida

En equipos de intercambio de calor se aplican dos métodos para el cálculo de la potencia transferida:

### 3.2.1 Método F-DTLM

En los intercambiadores, la diferencia de temperaturas es la fuerza impulsora que da lugar a la transmisión de calor y ésta varía a lo largo del intercambiador. Por lo tanto, se usa diferencia de temperaturas logarítmica media para representar la variación de temperatura.

$$DTLM = \frac{\Delta T_{entrada} - \Delta T_{salida}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{entrada}}{\Delta T_{salida}}\right)}$$

Este promedio de la diferencia de temperatura sería la fuerza impulsora que daría lugar a la transferencia de calor en el caso de una geometría de intercambiador de doble tubo, donde se tiene una superficie en la que los fluidos están progresivamente transfiriendo calor en la misma medida y forma. En el caso de otros tipos de

intercambiadores, con geometrías más dispares se define un parámetro de corrección F.

Este parámetro compara la fuerza impulsora que tiene el intercambiador en cuestión con la que tendría el intercambiador de doble tubo equivalente, por lo que la expresión de potencia calorífica quedaría así.

$$q = UA(F \cdot DTLM)$$

El parámetro F se determina de forma experimental con cada tipo de intercambiador y es dependiente de los parámetros P y R.

$$P = \frac{\Delta T_{tubos}}{\Delta T_{max}} = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$R = \frac{(\dot{m}C_p)_{tubos}}{(\dot{m}C_p)_{carcasa}} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

En el caso de cambio de fase o que la temperatura en uno de los lados del intercambiador es constante, este factor de corrección es 1.

En el caso de que las capacidades de ambos fluidos son iguales, la diferencia de temperatura se mantiene constante y en ese caso la expresión de la potencia calorífica queda aún más simplificada.

$$q = UA\Delta T$$

Quedando la expresión clásica de transmisión de calor entre dos focos de temperatura distinta.

### 3.2.2 Método de $\varepsilon$ -NTU

Este método también es conocido como el de efectividad y número de unidades de transferencia.

La capacidad calorífica es el producto de caudal másico y el calor específico y es la medida de la potencia calorífica necesaria para aumentar un grado de temperatura.

$$C = \dot{m}C_p \quad (W/K)$$

En este modelo se evalúa la mayor variación de temperatura del flujo de menor capacidad calorífica (cuando los perfiles de temperatura se cortan entre sí) y a partir de entonces, se puede determinar la máxima potencia calorífica (la que tendría lugar si el área de transferencia fuera infinita) y a partir de la efectividad del intercambiador de calor, se puede determinar la potencia real.

$$q_{max} = (\dot{m}C_p)_{min} \Delta t_{max} = C_{min}(T_1 - t_1)$$

$$\varepsilon = \frac{q_{real}}{q_{max}} = \frac{\Delta t}{\Delta T_{max}} \quad q_{real} = \varepsilon \cdot q_{max}$$

El parámetro de la efectividad se tiene estudiado de forma empírica para distintas tipologías de los intercambiadores y está tabulado y representado en gráficas en función de los parámetros R y NTU.

$$\varepsilon = f(NTU, R)$$

El parámetro  $R$  es la relación de las capacidades caloríficas de los flujos.

$$R = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad C_{min} = \min(C_{Fluido\ caliente}, C_{Fluido\ frío})$$

El otro parámetro es el número de unidades de transferencia. La unidad de transferencia es una discretización del área de intercambio entre los fluidos y entonces, ésta queda definida por el número de estas unidades.

$$A = NTU \cdot a$$

Teniendo en cuenta que el calor que se transmite es recibido por el fluido de menor capacidad térmica y se traduce en una diferencia de temperatura entre la entrada y salida y por reordenación de términos se obtiene la definición de unidad de transferencia.

$$q = C_{min} \cdot \Delta t = UA \cdot \overline{\Delta\theta}_{rep}$$

$$a = \frac{C_{min}}{U} = \frac{A \cdot \overline{\Delta\theta}_{rep}}{\Delta t}$$

$$\Delta t = |T_{entrada\ fluido\ Cmin} - T_{salida\ fluido\ Cmin}|$$

A partir de aquí se obtiene la expresión del número de unidades de transferencia.

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}}$$

En los casos particulares de cambio de fase, de un flujo extremadamente grande o de un foco estático de temperatura en el que no hay variación de temperatura a lo largo del recorrido del intercambiador, la expresión de la efectividad queda simplificada así:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU}$$

### 3.3 Procesos de transmisión de calor dentro del equipo

Dentro del equipo de almacenamiento de frío, hay distintos paradigmas de transmisión de calor para los cuales habrá un modelado por medio de correlaciones correspondientes.

Debido a que algunos de los caudales empleados en la planta experimental son muchísimo más reducidos que los de las aplicaciones industriales, algunas de las correlaciones dan valores de coeficientes de convección demasiados bajos e impropios a los correspondientes en la realidad.

<b>Coefficiente de convección(W/m<sup>2</sup>K)</b>	<b>Gases</b>	<b>Líquidos</b>
<b>Convección libre</b>	2-25	50-1000
<b>Convección forzada</b>	25-250	1000-10000
<b>Cambio de fase</b>	2500-25000	

Tabla 15. Valores típicos del coeficiente de convección. [6]

Con el propósito de que la planta sea representativa de un proceso industrial, se ha elegido de la opción de dimensionar para que haya velocidades y regímenes de flujo representativos y las correlaciones puedan ser aplicables.

La tabla mostrada anteriormente representa los valores generales promedio, pero se debe concretar para el tipo de fluidos y fenómenos que se está produciendo:

<b>Coefficientes de convección (W/m<sup>2</sup>K)</b>	<b>Ebullición. Compuestos orgánicos</b>	<b>Convección forzada. Compuestos orgánicos</b>
	1130-2260	339-2825

Tabla 16. Valores típicos del coeficiente de convección en casos particulares.

### 3.3.1 Transmisión de calor de fluido bifásico a través del tubo de refrigerante

El fluido refrigerante procedente del ciclo llega en forma bifásica tras su paso por la válvula de expansión y finaliza su proceso de vaporización (o no, como en el caso de que no haya salida de vapor sobrecalentado) a lo largo del haz de tubos que extraen el calor del depósito.

El proceso de transmisión de calor por convección en fluidos bifásicos es más intenso que en convección monofásica puesto que cuenta con el mecanismo acoplado del cambio de fase simultáneo.

En estos casos hay una gran cantidad de correlaciones con un uso de parámetros de operación mayor y una mayor diversidad, puesto que no es un problema de fácil solución y todos los métodos dan resultados que pueden resultar dispares entre ellos.

En el caso de este depósito se ha considerado como un evaporador de tubos verticales. Dentro del proceso de ebullición en flujo, hay dos fenómenos que ocurren simultáneamente, la circulación de una mezcla bifásica de composición no constante y la evaporación del líquido. La composición no constante se debe a la continua aportación de vapor por parte del líquido que evaporándose. De manera genérica pueden considerarse dos formas básicas de ebullición, la ebullición nucleada y la particular, aunque se consideran cuatro tipos de regímenes distintos.

- Flujo en burbujas: Se da cuando predomina el flujo de cantidad de movimiento del líquido respecto al del gas. Las burbujas tienden a situarse en la parte superior.
- Flujo tapón: Las burbujas tienen un diámetro parecido al del tubo. Se da cuando predomina el momento del flujo del vapor. Las burbujas tienden a situarse en la parte superior.
- Flujo anular: Requiere velocidades altas de vapor.
- Flujo de niebla: El líquido ya no moja la pared. El coeficiente de convección-ebullición sufre una fuerte disminución.

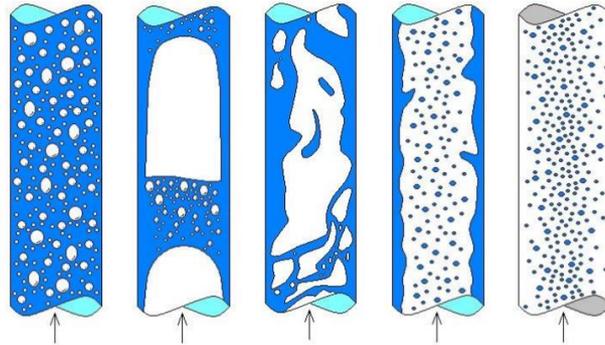


Fig. 10. Representación de los distintos tipos regímenes de ebullición en flujo: flujo en burbujas, flujo tapón, flujo de transición, flujo anular y flujo de niebla. [7]

En la zona de evaporador que corresponde a bajo título, que sería una zona más o menos próxima a la entrada, se producen el régimen de burbujas. A medida que aumenta el título se aglomeran las burbujas formando de tapones de vapor, sería el régimen de flujo tapón. A continuación, se produce el régimen de flujo anular, con una capa delgada de líquido que baña las paredes del conducto. Para un título aproximadamente del 25% se produce la transición del régimen anular a niebla y es ahí cuando se produce un descenso del coeficiente de transferencia de calor. A partir de la zona de transición se estabiliza el régimen de niebla y en la última parte del evaporador podemos tener un flujo monofásico de vapor.

Se establece una forma sencilla para determinar si el régimen es con predominio de la forma nucleada o de la forma pelicular:

$$\Phi = \frac{G h_{fg}}{q_i} \left[ 1 + x \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right] \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{1/3}$$

$x$  es el título de vapor

$q_i$  es el flujo interior de calor

$G$  es el flujo másico de refrigerante

- Si  $\Phi < 16000$  predomina la ebullición nucleada. El coeficiente de transmisión depende principalmente del flujo de calor.
- Si  $\Phi > 16000$  predomina la convección desde la película de líquido a la masa de vapor. El coeficiente de transmisión depende principalmente del título y del flujo másico.

Para el diseño global de un evaporador es necesario un coeficiente promedio de transferencia de calor. Las correlaciones suelen dar un valor local para un punto en concreto de la tubería. Entonces hay dos formas de solucionar este problema para promediar el coeficiente: calcular el coeficiente local en distintos puntos de evaporador y tomar el valor medio o bien calcular directamente con el coeficiente local que se tiene en la zona bifásica del recorrido del tubo donde la calidad de vapor es el promedio de dicha zona.

En este caso, se ha empleado el método de Klimenko [8], que es uno de los más extendidos, tiene en cuenta los distintos regímenes de ebullición y no requiere de parámetros demasiado complejos.

En este método, se calcula un número de Nusselt de componente bifásica y se realiza un promedio con el valor de Nusselt que se tendría en caso de convección forzada en líquidos.

Para el Nusselt de componente bifásica, se utilizan dos ecuaciones diferentes según el valor de la función  $\Phi$  para determinar el número de Nusselt:

- Para  $\Phi < 16000$

$$Nu = C_{Klimenko} q'_i{}^{0,6} p'^{0,5} Pr_l^{-1/3} \left( \frac{k_w}{k_l} \right)^{0,15}$$

Donde  $C_{Klimenko}$  es un coeficiente que forma distintos valores para distintos tipos de fluidos. Si se trata de un refrigerante convencional (Freones y amoniaco)  $C$  vale  $7,6 \cdot 10^{-3}$ , en el caso del agua  $4,9 \cdot 10^{-3}$ .

Puesto que el refrigerante del ciclo generador de frío empleado es R404a, se ha empleado el valor  $7,6 \cdot 10^{-3}$ .

Los parámetros  $q'_i$  y  $p'$  se definen a partir de:

$$q'_i = \frac{q_i L_c}{h_{fg} \rho_v \alpha_l}$$

$$L_c = \left( \frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{1/2}$$

$$p' = \frac{p_s L_c}{\sigma}$$

$\sigma$  es la tensión superficial

$\alpha_l$  es la difusibilidad térmica del líquido

$p_s$  es la presión de saturación

$k_w$  es la conductividad de la pared metálica del tubo

$k_l$  es la conductividad del líquido

$Pr_l$  es el número de Prandtl del líquido

- Para  $\Phi > 16000$

$$Nu = 0,087 Re'^{0,6} Pr_l^{1/6} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,2} \left( \frac{k_w}{k_l} \right)^{0,09}$$

En ambos casos, influye la conductividad de la pared metálica del tubo de forma directa. Por consiguiente, siempre conviene buscar materiales con alta conductividad térmica compatibles con el fluido con el que se está

trabajando. El número de Reynolds,  $Re'$ , se calcula a partir de:

$$Re' = \frac{L_c G}{v_l \rho_l} \left[ 1 + x \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right]$$

$v_l$  es la viscosidad cinemática del fluido

Según la función  $\Phi$  se calculará el  $Nu$  a partir de las ecuaciones. Sin embargo, existe una zona algo indeterminada en la que no es seguro que el régimen sea nucleado o pelicular. Se trata de la franja comprendida entre  $1,2 \cdot 10^4$  y  $2,0 \cdot 10^4$ . Si el valor se encuentra dentro de esta franja, se aconseja calcular los dos coeficientes según las expresiones independientemente de  $\Phi$  y elegir el mayor. Si se está fuera de esta franja el coeficiente de transmisión de calor local correspondiente a la ebullición y convección del flujo bifásico,  $h_{BF}$ , se calculará a partir del Nusselt, a partir de:

$$Nu = \frac{h_{BF} L_c}{k_l}$$

Debe calcularse también el coeficiente de convección de la fase líquida a partir de:

$$h_l = 0,019 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} \frac{k_l}{D_i}$$

Se aconseja calcular un valor medio entre el coeficiente  $h_{BF}$  y  $h_l$ , mediante la siguiente ecuación promedio:

$$h = (h_{BF}^3 + h_l^3)^{1/3}$$

Si  $\Phi < 16000$ , dado que el coeficiente depende del flujo de calor, considerar un valor medio del flujo de calor resulta en que el coeficiente de convección saldrá constante en este intervalo.

### 3.3.2 Conducción a través de los tubos de intercambio

El calor es transmitido a través de los tubos que contienen el refrigerante y el glicol que representa la carga térmica que tiene que contrarrestar la planta.

Empleando la analogía eléctrica, se plantea la siguiente resistencia térmica, propia de la transferencia de calor cilíndrica por conducción.

$$R_{Conducción} = \frac{\ln \left( \frac{r_2}{r_1} \right)}{2\pi L k}$$

Donde  $r_2$  es el radio exterior,  $r_1$  es el radio interno,  $L$  es la longitud del tubo y  $k$  es la conductividad térmica del material del tubo.

Dentro de las resistencias térmicas que hay en el equipo, las debidas a la conducción son las menores, pero se tienen en cuenta en los cálculos.

### 3.3.3 Convección forzada dentro de los tubos

Tanto en la zona de vapor sobrecalentado como en el tubo de glicol se tiene un mecanismo de transmisión de calor por convección forzada cuyo Nusselt se determina por la correlación de Hausen en caso de flujo laminar

y de Dittus-Boelter en caso de flujo turbulento.

- Correlación de Hausen

$$\overline{Nu_D} = 3,66 + \frac{0,0668(D/L)Re_D Pr}{1 + 0,04[(D/L)Re_D Pr]^{2/3}}$$

Se usa en régimen laminar, con entrada térmica con perfil de velocidad completamente desarrollado, temperatura superficial constante,  $Pr \gg 1$  o zona inicial sin transferencia de calor.

Aunque la temperatura superficial no es exactamente constante, pero debido a que el grado de sobrecalentamiento en la zona de sobrecalentada no será demasiado grande y la variación de propiedades tampoco, la temperatura superficial es prácticamente uniforme.

- Correlación de Dittus-Boelter

$$\overline{Nu_D} = 0,023Re_D^{4/5} Pr^n$$

Usada en régimen turbulento completamente desarrollado,  $Re_D > 10000$ ,  $0,6 \leq Pr < 160$ ,  $(L/D) > 10$ , y  $n$  vale 0,4 para  $T_s > T_m$  (el calor entra en el tubo) y 0,3 para  $T_s < T_m$  (el calor sale del tubo).

### 3.3.4 Convección natural en el exterior de los tubos

Los tubos verticales se consideran como unas placas planas verticales enrolladas y, por tanto, se usa la correlación de McAdams:

$$\overline{Nu_L} = C Ra_L^n$$

Tipo de flujo	$Ra_L$	$C$	$n$
Laminar	$10^4 - 10^9$	0,59	$1/4$
Turbulento	$10^9 - 10^{13}$	0,10	$1/3$

Tabla 17. Parámetros de cálculo de la correlación de McAdams.

### 3.3.5 Convección natural en el exterior de las esferas

Las esferas se someten a una convección natural con el fluido intermedio. Se emplea la correlación de Churchill:

$$\overline{Nu_D} = 2 + \frac{0,589Ra_D^{1/4}}{[1 + (0,469/Pr)^{9/16}]^{4/9}}$$

### 3.3.6 Conducción a través de la capa polimérica

Se emplea la expresión convencional de la resistencia térmica por conducción de un sólido formado por dos esferas concéntricas.

$$R_{\text{Conducción}} = \frac{\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}}{4\pi k}$$

### 3.3.7 Conducción a través de la capa de cambio de fase del PCM

Tanto en el caso de carga como de descarga, se asume la capa superficial como una resistencia térmica por conducción de recinto esférico concéntrico, como se hace con la capa polimérica.

$$R_{PCM} = \frac{\frac{1}{r} - \frac{1}{R_{\text{interno}}}}{4\pi k}$$

La gran diferencia con la resistencia de la capa polimérica es debido a que la capa de PCM que ha realizado el cambio de fase va creciendo y, por consiguiente, su resistencia a la conducción va aumentando también. Esto será lo que marcará principalmente, la absorción o cesión del frío de las esferas al fluido intermedio.

# 4 FUNDAMENTOS DE SIMULACIÓN

---

En este Trabajo Fin de Máster se ha planteado un modelo de simulador dinámico y un modelo de simulador de los procesos de carga y descarga continuos y por tanto de mayor simplicidad y usado para corroborar los resultados.

## 4.1 Desarrollo del simulador global

El simulador se ha desarrollado con una estructura clásica de simulación.

- Variables de estado
- Condiciones de contorno
- Salidas de simulación

Las variaciones entre los distintos simuladores son principalmente en las variables de estado y en la interacción de éstas con las condiciones de contorno.

Las condiciones de contorno son aquellas variables que dan lugar a una evolución del estado del sistema.

Se añade una variable cualitativa que determina en qué modo se encuentra la operación:

- Operación de carga de frío: se activan las variables concernientes a la transmisión de calor del haz de tubos correspondiente al refrigerante del ciclo de refrigeración.
- Operación de descarga de frío: se activan las variables concernientes a la transmisión de calor del haz de tubos correspondiente al fluido secundario que representa la carga térmica que hay que contrarrestar.
- Operación de transitorio de almacenamiento a largo plazo: habrá momentos en los que el depósito no esté ni almacenando ni suministrando frío. En estos períodos, los haces de tubos del refrigerante y el glicol no interactúan con el depósito, por lo que las esferas interaccionan con el fluido intermedio para alcanzar conjuntamente el equilibrio térmico, cuya temperatura será la propia del cambio de fase del PCM. Además, en este modo, se considerará el frío que puede fugarse al exterior y evaluar el tiempo que el depósito puede mantenerse inactivo y el aprovechamiento del frío almacenado. Para esto habría que plantear un diseño de cubierta exterior del tanque y su aislamiento térmico.

En el caso de maniobra de carga, las condiciones de contorno son:

- Caudal del refrigerante
- Entalpía de entrada al haz de tubos del depósito

- Presión de entrada al haz de tubos del depósito

En el caso de maniobra de descarga de frío, las condiciones de contorno son:

- Caudal de fluido secundario
- Presión de fluido secundario
- Temperatura de entrada del fluido secundario

Para las condiciones de contorno se han construido unos perfiles temporales que se van interpolando en cada instante de integración y de esa forma tener el valor correspondiente en ese instante.

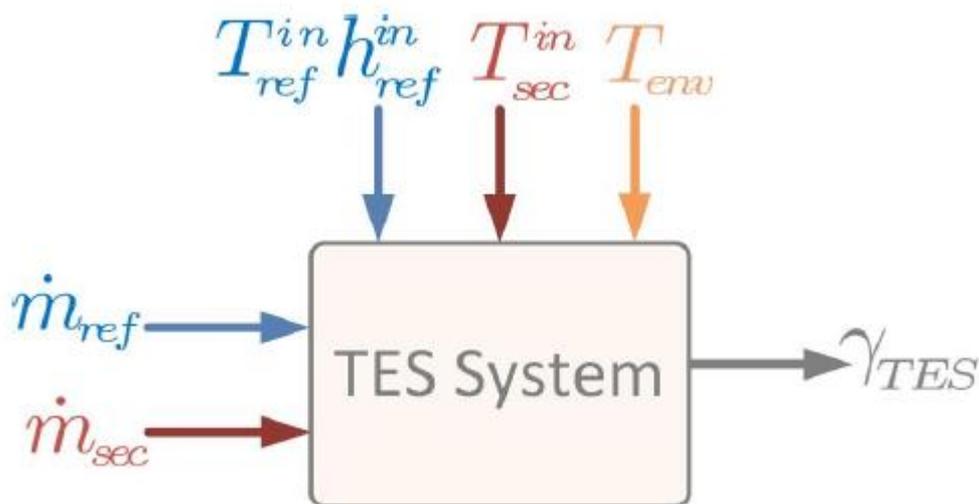


Fig. 11. Representación en caja negra del simulador del estado de carga del depósito de frío.

En esta representación aparece como entrada la temperatura del refrigerante, que representa de forma equivalente a la presión puesto que se está en estado bifásico. La presión del fluido secundario apenas tiene efecto en las propiedades termodinámicas, por lo que se puede decir que no afecta a la simulación. También se ha añadido la temperatura del ambiente como entrada para evaluar las pérdidas de frío que se producirían, aunque esto no se ha implantado en este simulador.

## 4.2 Desarrollo del simulador dinámico

### 4.2.1 Variable de estado

En el simulador dinámico tiene como variable de estado la entalpía de las distintas capas que conforman una esfera de PCM. En este simulador se divide la esfera de PCM en capas esféricas concéntricas de igual volumen. De esta forma se discretiza la energía de las esferas y se puede tener un registro de la configuración sólido/fundido de la esfera.

Por tanto, la variable que se actualiza en cada paso de integración es el vector de las entalpías de las capas. Este vector determina el grado de carga de frío global en el PCM, la resistencia interna por conducción y las temperaturas internas.

### 4.2.2 Fundamento de la actualización de la variable de estado

A partir de los valores de las entalpías se puede deducir el estado físico y temperatura en el que se encuentra cada una de las capas y a partir de éste determinar la resistencia por conducción en cada instante.

En cada paso de integración, se evalúa la transmisión de calor a través de las capas del PCM.

Primero se evalúa la transmisión de calor de la última capa con el fluido exterior. Si se extrae calor, la capa exterior procederá a reducir su temperatura en caso de que esté en estado líquido o sólido o a solidificarse una vez que llegue a la temperatura de cambio de fase. Si se aporta calor, la capa exterior aumentará su temperatura en caso de que esté en estado monofásico o a fundirse si alcance la temperatura de cambio de fase.

Por consiguiente, la última capa determina la interacción de las esferas con el fluido intermedio. Una vez implantada la condición con el exterior se propagan los distintos balances de materia en cada capa del PCM, de tal forma que se tiene en cuenta el estado de carga de una forma realista.

Además, cabe matizar que es el simulador más riguroso, porque es capaz de representar las transiciones de un modo a otro de forma realista.

Cuando se somete la esfera de PCM a un modo de carga de frío cuando está en estado líquido, se forma la escarcha en la capa más superficial del PCM y ésta va creciendo. Si continúa en este modo llegará un punto en el que la esfera esté totalmente congelada. Pero si se pasa a modo de descarga, el calor se introduce dentro de la esfera procedente del exterior y empieza a fundir la capa exterior del PCM. Por lo que se tiene una carcasa delimitada por dos esferas concéntricas.

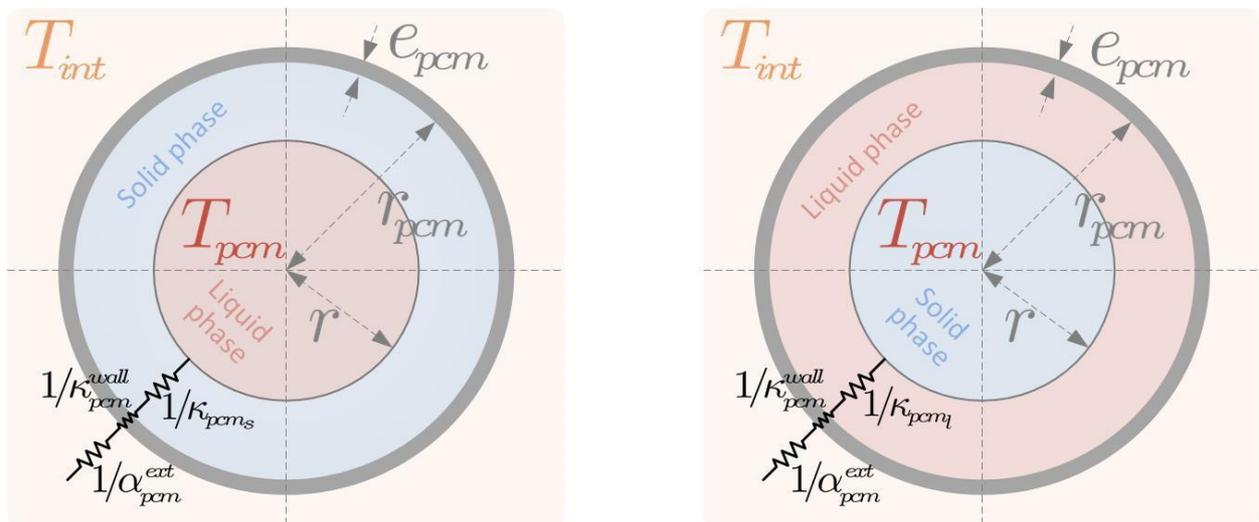


Fig. 12. Representación de las esferas en las maniobras de carga y descarga de frío respectivamente.

El enfoque de simulador riguroso permite la transición de una operación de carga a descarga y viceversa y también representa el estado de forma realista.

### 4.3 Desarrollo del simulador continuo

Para determinar que el simulador dinámico riguroso da resultados realistas se ha ideado otro simulador con un planteamiento continuo.

#### 4.3.1 Variable de estado

En este caso las variables de estado son la entalpía específica de la esfera y una variable cualitativa que determina el modo interno con el que trabaja la esfera, es decir carga o descarga.

Este método no es del todo realista, puesto que se desprecia el calor sensible que se puede almacenar en las zonas monofásicas de las esferas de PCM. Cuando se mueve el frente de cambio de fase, en la parte monofásica que interacciona con el exterior va a haber un perfil de temperaturas encargado de la transmisión de calor al frente de cambio de fase, y por ende un calor sensible almacenado. Pero como la energía empleada en la elevación de un grado de temperatura para un kilogramo de PCM es 85 veces inferior a la energía implicada en el cambio de fase de esa misma cantidad de masa, la componente del calor sensible da lugar a desviaciones muy pequeñas.

Además, al despreciar la componente de calor sensible no se tiene en cuenta el almacenamiento extra, de tal forma que se tiene un diseño más conservador. Es un simulador menos riguroso pero da valores aceptables.

#### 4.3.2 Fundamento de la actualización de la variable de estado

A partir de la entalpía específica de la esfera se determina el radio en el que se encuentra el frente de cambio de fase y con la variable cualitativa se determina si la capa exterior es de sólido o líquido y así se puede determinar la resistencia de conducción correspondiente.

### 4.4 Corroboración de simuladores

Se puede apreciar que los simuladores dan resultados similares:

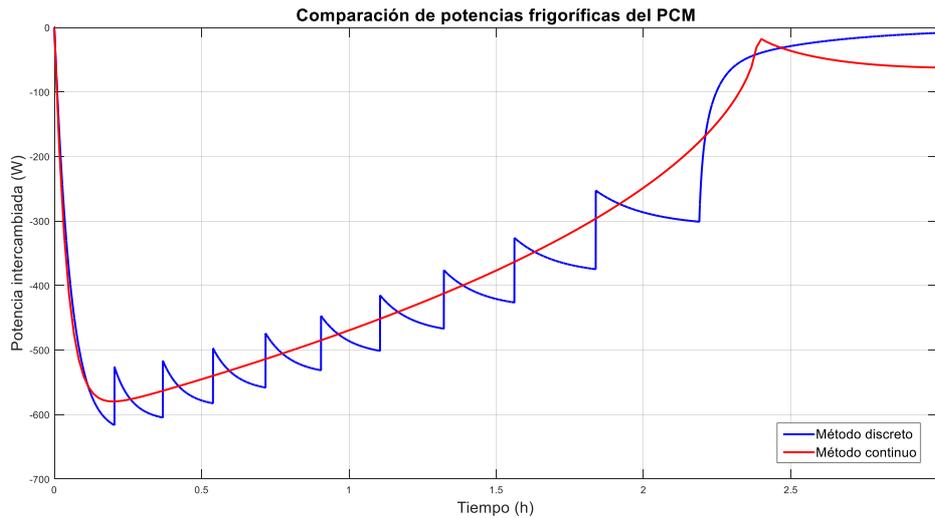


Fig. 13. Comparación de simuladores de la potencia de intercambio del PCM.

La razón por la que el simulador discreto presenta una gráfica en dientes de sierra es porque cuando una de las capas en las que se divide la esfera empieza a realizar el cambio de fase, se considera la resistencia térmica completa de dicha capa. Por tanto, la resistencia térmica de conducción a través del PCM está cuantizada. Este cambio brusco de la resistencia da lugar a un salto brusco de la potencia intercambiada y por eso se tiene la forma de dientes de sierra. La razón por la que después del salto se suaviza la curva es que, ante la reducción brusca de la potencia intercambiada, el fluido intermedio se enfría o calienta en consecuencia y con el cambio de su temperatura se favorece la diferencia de temperaturas entre el material y éste (fuerza impulsora) y se recupera parte del valor de la potencia intercambiada.

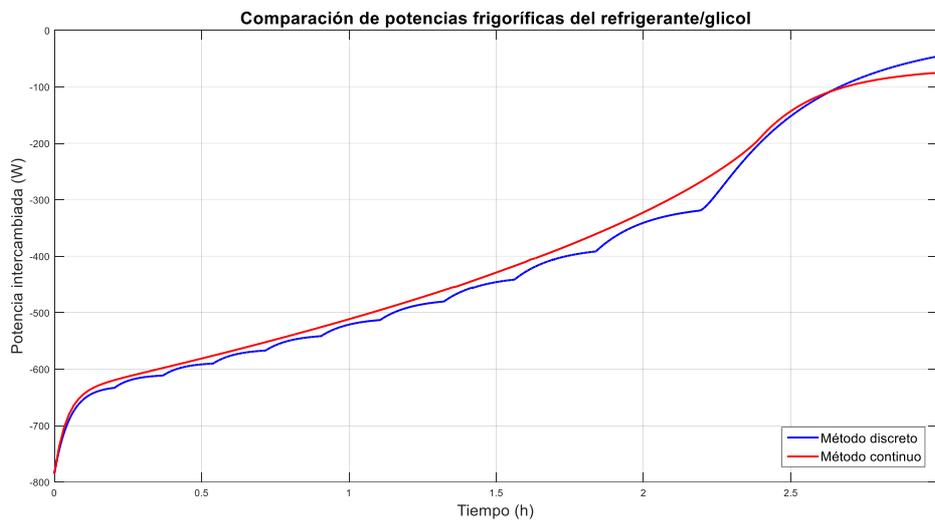


Fig. 14. Comparación de simuladores de la potencia de intercambio del glicol.

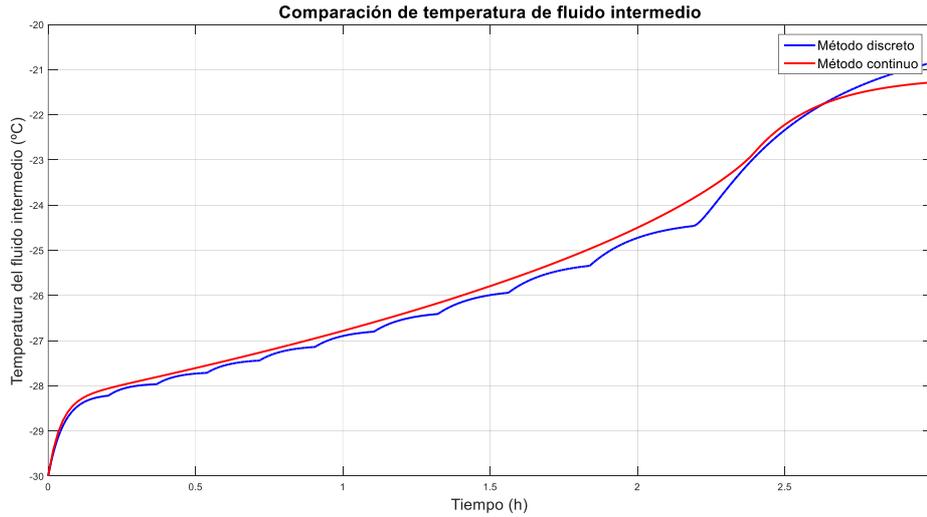


Fig. 15. Comparación de simuladores de la temperatura de fluido intermedio.

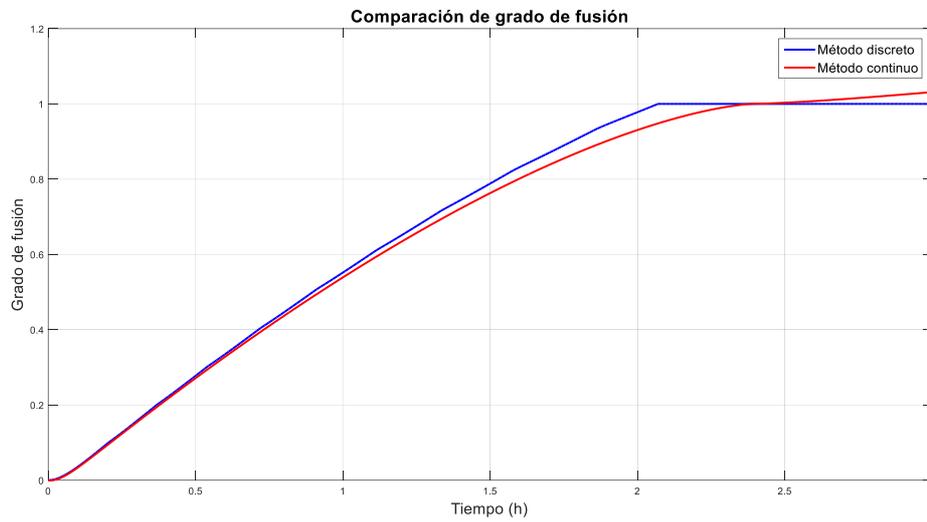


Fig. 16. Comparación de simuladores del grado de fusión.

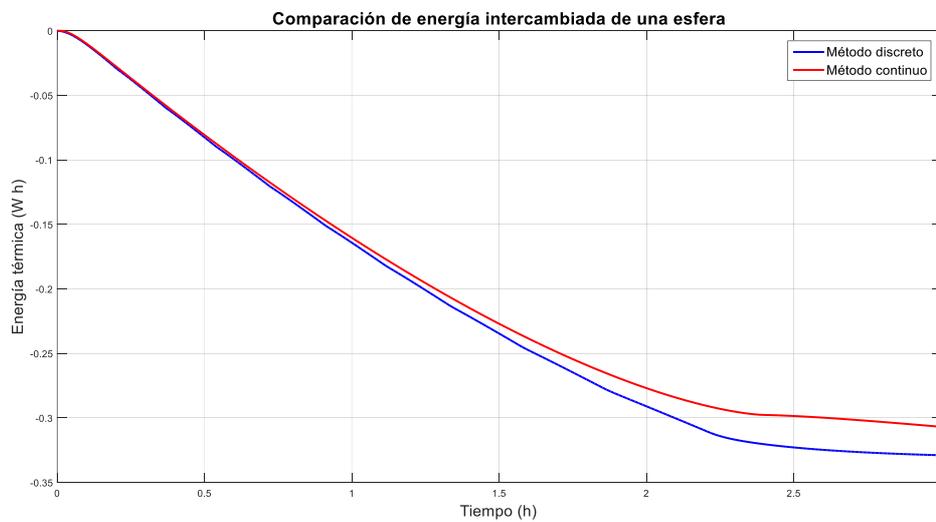


Fig. 17. Comparación de simuladores de la energía almacenada en la esfera.

# 5 DISEÑO Y CURVAS DE SENSIBILIDAD

## 5.1 Justificación del diseño base

Sobre las esferas que van a encapsular el PCM se ha considerado un diámetro externo de 32 mm de tal forma que sean pequeñas para que el cuerpo de esferas dentro del depósito tenga un área por unidad de peso del material de cambio de fase mayor, lo que favorece la transmisión de calor y que la resistencia a la conducción debido a la capa interna de cambio de fase será menor.

	Esferas
Número de esferas	3200
Diámetro externo (mm)	32
Espesor de polímero (mm)	3,6
Conductividad térmica (W/mK)	0,2

Tabla 18. Parámetros de diseño base de las esferas de PCM.

Se ha considerado un haz de 16 tubos verticales para el refrigerante y otro haz de 16 tubos verticales para el glicol.

Para el refrigerante se ha elegido una longitud de 6 m puesto que se tiene que tener un margen de seguridad para que no haya salida en estado bifásica y para el glicol se ha elegido la longitud de 3,5 m para que haya unas potencias de transferencia similares a las que hay en la planta original.

	Refrigerante	Glicol
Longitud de tubos (m)	6	3,5
Número de tubos	16	16
Diámetro externo (mm)	6	6
Espesor de tubo (mm)	1	1
Conductividad térmica (W/mK)	45	45

Tabla 19. Parámetros de diseño base de los haces de tubos.

Como fluido intermedio se ha usado el mismo fluido que representa la carga térmica, puesto que es una mezcla que no se congela a las temperaturas de operación de la planta, tiene una conductividad térmica aceptable y un calor específico relativamente bajo. El volumen de 27 litros se ha seleccionado siguiendo una proporción de esferas/fluido en lecho parecida a la que se emplea en sistemas similares y para que no haya demasiada componente de frío sensible dentro del almacenamiento.

	<b>Fluido intermedio</b>
<b>Sustancia</b>	Mezcla de agua y monoetilenglicol (anticongelante) al 60%
<b>Volumen (L)</b>	27

Tabla 20. Parámetros de diseño de base del fluido intermedio.

Se ha elegido un material de cambio de fase teniendo en cuenta que su punto de fusión supone un salto térmico apreciable entre el foco frío con el que se va a enfriar y con el glicol al que se le va a ceder el frío almacenado. Tiene un calor de fusión alto y unas conductividades aceptables.

<b>Propiedades</b>	<b>Material de cambio de fase (PCM)</b>
<b>Naturaleza</b>	Cera parafínica
<b>Temperatura de cambio de fase (°C)</b>	-30
<b>Calor de fusión (kJ/kg)</b>	145
<b>Densidad de fase sólida (kg/m<sup>3</sup>)</b>	970
<b>Densidad de fase líquida (kg/m<sup>3</sup>)</b>	880
<b>Calor específico de la fase sólida (kJ/kgK)</b>	1,39
<b>Calor específico de la fase líquida (kJ/kgK)</b>	1,99
<b>Conductividad térmica de la fase sólida (W/mK)</b>	0,25
<b>Conductividad térmica de la fase líquida (W/mK)</b>	0,15

Tabla 21. Propiedades termofísicas del material de cambio de fase empleado.

## 5.2 Pautas de diseño teniendo en cuenta la operación

### 5.2.1 Estimaciones de la potencia calorífica intercambiada

En Ingeniería Química y Energética, los equipos están normalmente diseñados para que actúen en régimen permanente y es inusual que haya equipos que funcionen en transitorio.

Como ya se ha comentado previamente, un diseño simplista y basado en la capacidad no es el apropiado. Un depósito de frío no es tan fácil de diseñar como un depósito hidráulico. En un depósito hidráulico, controlando el caudal de entrada y de salida se puede hacer un control de inventario, del que además se puede evaluar en todo momento por medio de un sensor de nivel.

Además, en un depósito hidráulico, si se tienen medidas de caudal o se tiene medidas de las presiones y las características de válvulas son conocidas se sabe perfectamente los caudales de entrada y de salida y, por tanto, se sabe cómo actuar sobre el inventario. En un depósito de frío, los aportes o extracciones de frío se realizan por medio de las potencias caloríficas transferidas.

Estas potencias se pueden evaluar a partir de las temperaturas y estados de entrada de los fluidos refrigerante y secundario y la temperatura del fluido intermedio y por consiguiente el inventario que se está guardando o extrayendo. Entonces estas potencias no pueden medirse de forma directa por medio de instrumentación, sino que se estiman a partir de otras medidas, por lo cual se tiene una fuente de incertidumbre relevante.

En términos de control de inventario, por tanto, no puede haber un control de realimentación propiamente dicho puesto que no hay una medida del nivel de frío almacenado que se quiere tener.

En el caso de un depósito de frío, no se tiene una medida directa del estado de almacenamiento del depósito, puesto que el depósito siempre tenderá a tener la temperatura de cambio de fase del PCM, independiente de la cantidad de frío latente que se haya almacenado. Debido a que el propio estado de frío latente almacenado determina la facilidad o dificultad de las esferas para absorber frío y éste es desconocido de forma externa, la potencia frigorífica que se transfiere al PCM no se sabe de forma directa.

Dejando el fluido intermedio en reposo, éste siempre tenderá a la temperatura de cambio de fase. Por tanto, se puede determinar que el depósito se encuentra en modo latente cuando el fluido intermedio está a temperatura de cambio de fase.

Conociendo la evolución de los coeficientes globales de transferencia de calor y las conductancias globales (Es el producto del coeficiente global de transferencia de calor y el área de intercambio) en función de la temperatura del fluido intermedio, ya se tiene todos los elementos para hacer una estimación de la potencia calorífica transferida, aunque con ciertas incertidumbres que habrá que hacer frente.

## 5.3 Problemática del ciclo de refrigeración

Una de las ventajas del planteamiento de diseño que se ha expuesto es que el depósito de PCM está integrado en la propia planta generadora de frío. Al contrario que otros diseños en los que el frío que se desea almacenar

se transfiere a través de un fluido de transferencia de calor enfriado previamente por el generador de frío, aquí el propio fluido de refrigeración realiza el proceso de evaporación para refrigerar el depósito. Sin embargo, esto trae consigo algunos problemas que conviene resolver.

### 5.3.1 Regulación por medio de válvula de expansión y garantía de la temperatura del foco frío

En las plantas de refrigeración convencionales, cuyo diseño está ideado para que generen una cantidad de frío en concreto y funcionen en un punto de operación concreto, se usan válvulas de expansión termoestáticas cuya apertura varía sólo para asegurar un cierto grado de sobrecalentamiento a la salida del evaporador para no dañar la etapa de compresión posterior y está explícitamente diseñadas para ese punto de operación.

En la planta de refrigeración que se está considerando se cuenta con válvulas de expansión de solenoide, en la que la apertura es regulable en cada momento y por consiguiente se puede regular caudal y caída de presión a partir de la apertura. Esto supone una mayor libertad de funcionamiento ya que se pueden regular dos parámetros clave para el ciclo y se pueden conseguir varios puntos de operación.

En el caso del depósito, puesto que se tiene que enfriar el depósito a una temperatura inferior a la del cambio de fase, la mezcla bifásica que tiene que salir de la válvula tiene que cumplir este requisito y esto se consigue a partir de la presión en la rama de baja presión del ciclo. Las mezclas bifásicas se producen a un temperatura o rango estrecho de temperaturas de saturación determinado por la presión. A mayor presión, mayor es la temperatura de saturación. Por consiguiente, hay que asegurar una presión máxima de salida que no hay que superar de tal forma que la temperatura de foco frío siempre sea inferior a la de cambio de fase.

Aunque eso no es suficiente. Hay que determinar un salto térmico de tal forma que haya una potencia de transferencia de calor apreciable y con la que trabajar.

Aquí radica la importancia de fijar la presión en este ramal del circuito por medio de la acción de la válvula.

### 5.3.2 El problema de la falta de sobrecalentamiento

Uno de los problemas que se tiene de integrar el ciclo de refrigeración en el propio sistema de almacenamiento es que, aunque se derive parte del caudal de refrigerante al depósito, a la salida de éste esta corriente de refrigerante vuelve al ciclo tiene que cumplir los requisitos del ciclo.

Después de la etapa de evaporación, el fluido debe salir como vapor sobrecalentado puesto que si hay restos de líquido dañaría al compresor. Este requisito también tiene que cumplirse en el depósito, el fluido tiene que salir como vapor sobrecalentado.

El inconveniente es que puede ser altamente complicado que la corriente de refrigerante salga siempre en estado vapor. Aunque se tenga una gran área de intercambio, los factores limitantes son el salto térmico entre la temperatura de saturación y la del fluido intermedio y el coeficiente global de transferencia de calor.

En los tubos de refrigerante, la resistencia térmica determinante es la de la convección natural de la superficie externa de los tubos al fluido intermedio, frente al conducción a través del espesor de los tubos y la convección

forzada con cambio de fase en la superficie interna de los tubos. Por lo tanto, será la que marcará el coeficiente global de transferencia.

Conforme los tubos de refrigerante van aportando frío al fluido intermedio, éste se va enfriando y transfiriendo a las esferas. Si las esferas ya están lo suficientemente cargadas, la propia resistencia a la conducción del PCM hace que éstas absorban menos frío y entonces la temperatura del fluido intermedio bajará. Al bajar la temperatura de este fluido se producirá un doble inconveniente, se baja el salto térmico y la convección natural.

La transferencia de calor en la zona bifásica de los tubos del depósito se hace más dificultosa y como respuesta ante esto la longitud de la zona bifásica se incrementará para tener más área de intercambio de así poder evacuar el frío latente.

Puede llegar a un punto en el que el área de los tubos no sea suficiente y el refrigerante salga en estado bifásico.

En este caso, hay que evitar que llegue en este estado al compresor. En este sentido se tiene la ventaja de que la corriente del depósito y del evaporador del ciclo se mezclan para entrar juntas en el compresor. Si la corriente a la salida del evaporador tiene el suficiente grado de sobrecalentamiento, se puede usar este calor sensible adicional para evaporar el líquido sobrante que sale del depósito.

Aunque se sabe que el calor sensible es muy inferior al calor latente e intentar contrarrestar uno con el otro requiere que se tenga que tener un grado de sobrecalentamiento elevado, hay que recordar que la corriente derivada al depósito va a ser muy inferior respecto a la que pasa por el evaporador.

Considerando que no hay caída de presión relevante ni en el haz de tubos del depósito ni en el intercambiador que hace de evaporador en el ciclo, se realiza el siguiente balance de energía:

Se define la siguiente variable de relación de caudales:

$$R_{depósito} = \frac{\dot{m}_{depósito}}{\dot{m}_{depósito} + \dot{m}_{evaporador}}$$

Se establece la siguiente igualdad (Calor sensible de sobrecalentamiento de la corriente del evaporador es igual al calor latente para finalizar de evaporar la fracción líquida restante):

$$\dot{m}_{depósito}(1 - x_{salida dep.})h_{fg} = \dot{m}_{evaporador}C_p\Delta T_{sobrecalentamiento}$$

De aquí se extrae que el grado de sobrecalentamiento necesario a la salida del evaporador para que se llegue al compresor en estado vapor:

$$\Delta T_{sob. requerido} = \frac{R_{depósito}}{1 - R_{depósito}} \frac{(1 - x_{salida dep.})h_{fg}}{C_p}$$

El título de salida lo marcará la cantidad potencia frigorífica almacenada en el depósito.

$$q_{depósito} = \dot{m}_{depósito}(x_{salida dep.} - x_{entrada dep.})h_{fg}$$

$$x_{salida\ dep.} = x_{entrada\ dep.} + \frac{q_{depósito}}{\dot{m}_{depósito} h_{vaporización}}$$

Teniendo en cuenta el modelo de transferencia de calor:

$$q_{depósito} = UA(T_{fluido\ intermedio} - T_{saturación})$$

Donde  $U = f(T_{fluido\ intermedio})$

Como se puede apreciar en las expresiones, el título de salida del vapor en el depósito puede reducirse drásticamente en el momento de que la potencia en el haz de tubos se reduce, y por tanto, por control de válvula, se tiene que conseguir una potencia que pueda compensar la carga líquida a vaporizar.

Si se cierra más la válvula, se tiene menos caudal, el título de vapor con el que entra en el depósito es mayor y la temperatura de foco frío y la entalpía de vaporización se reducen.

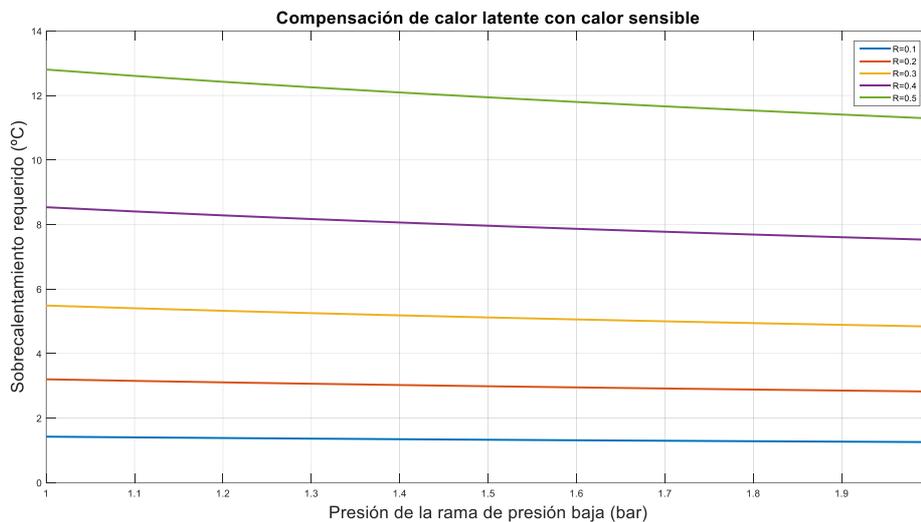


Fig. 18. Representación del grado de sobrecalentamiento necesario para la compensación del calor latente a la salida del depósito por medio del calor latente sobrante en la corriente del ciclo, para diferentes relaciones de flujo.

Ante esto se puede llegar al acuerdo de que es preferible que el fluido refrigerante salga en estado vapor siempre en la medida de lo posible, y hay que llegar a una opción de diseño de tal forma que se cumpla. Aprovecharse del sobrecalentamiento de la corriente principal de ciclo también es una medida viable, aunque debe usarse de forma esporádica.

### 5.3.3 Uso del calor sensible del fluido intermedio como complemento para el calor latente

Una de las desventajas del depósito es que se requiere de un fluido intermedio al que se le tiene aplicar frío sensible para que tenga la suficiente diferencia de temperatura con la finalidad de que pueda haber una transmisión de calor apreciable entre las esferas. Esto hace que el equipo sea más voluminoso y que no se aproveche tanto las posibilidades del calor latente.

Pero tiene una ventaja inesperada. Si se interrumpe la operación de carga o de descarga, el fluido y el material de cambio de fase no están a la misma temperatura y por tanto se transmitirán calor el uno al otro, hasta que se alcance el equilibrio de temperaturas. Es por tanto por lo que ese calor sensible residual se aprovecha y se convierte en calor latente.

Aunque para que esto ocurra hay que dejar el fluido en reposo el tiempo suficiente.

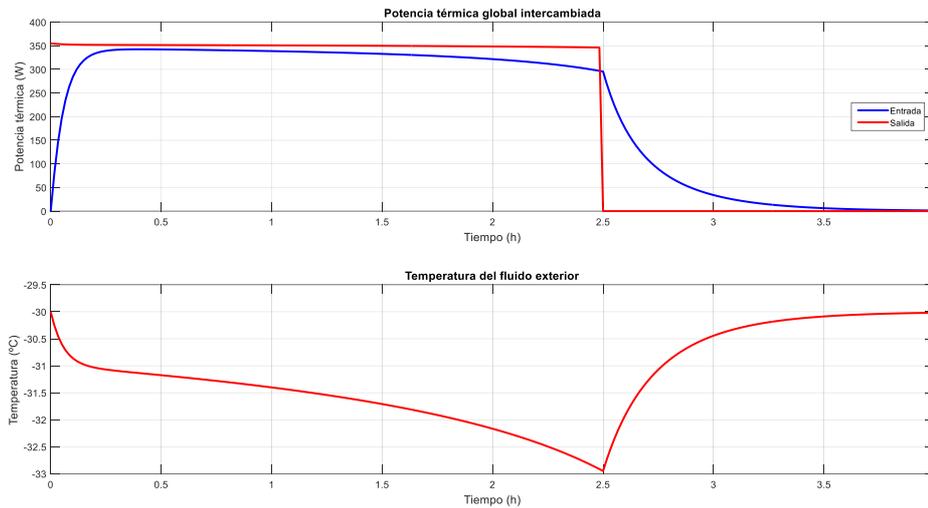


Fig. 19. Representación de las evoluciones de la potencia transferida y temperatura del fluido exterior en la maniobra de aprovechamiento del frío residual del fluido intermedio, para un caudal del 40% del nominal.

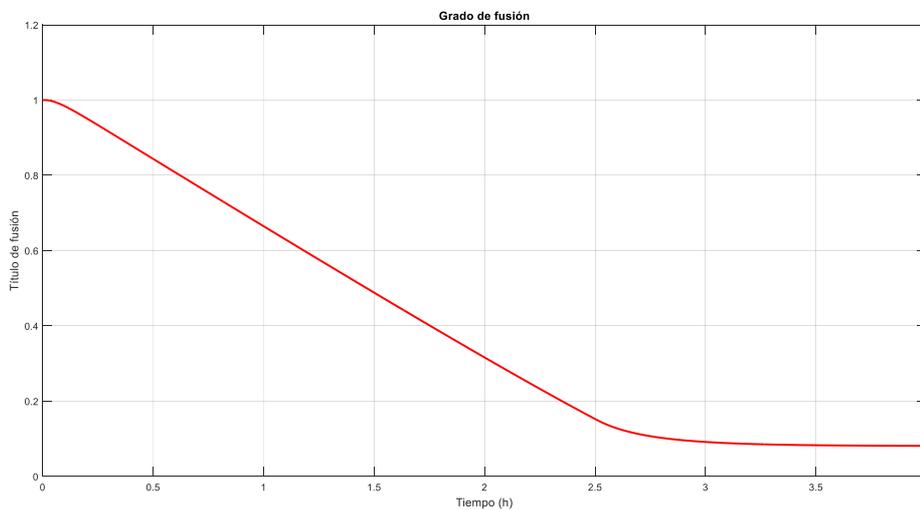


Fig. 20. Representación de la evolución del grado de fusión en la maniobra de aprovechamiento del frío residual del fluido intermedio, para un caudal del 40% del nominal.

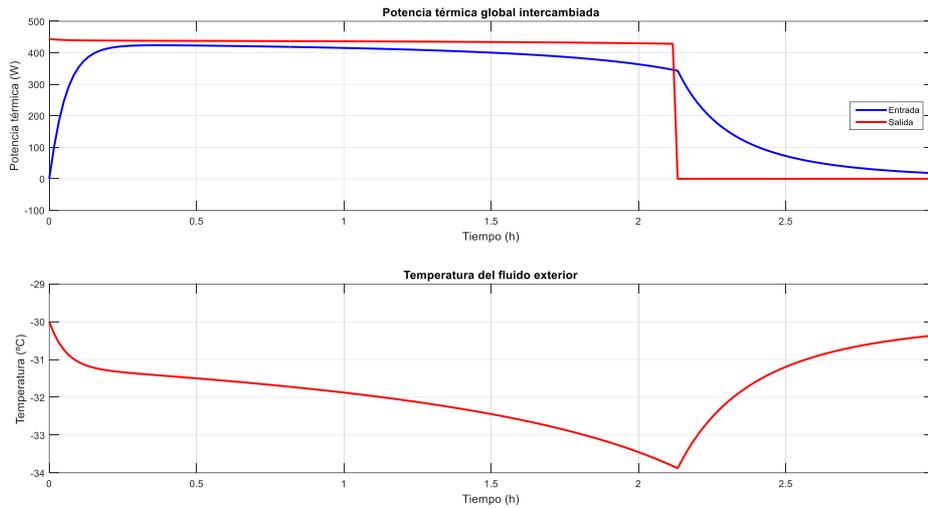


Fig. 21. Representación de las evoluciones de la potencia transferida y temperatura del fluido exterior en la maniobra de aprovechamiento del frío residual del fluido intermedio, para un caudal del 50% del nominal.

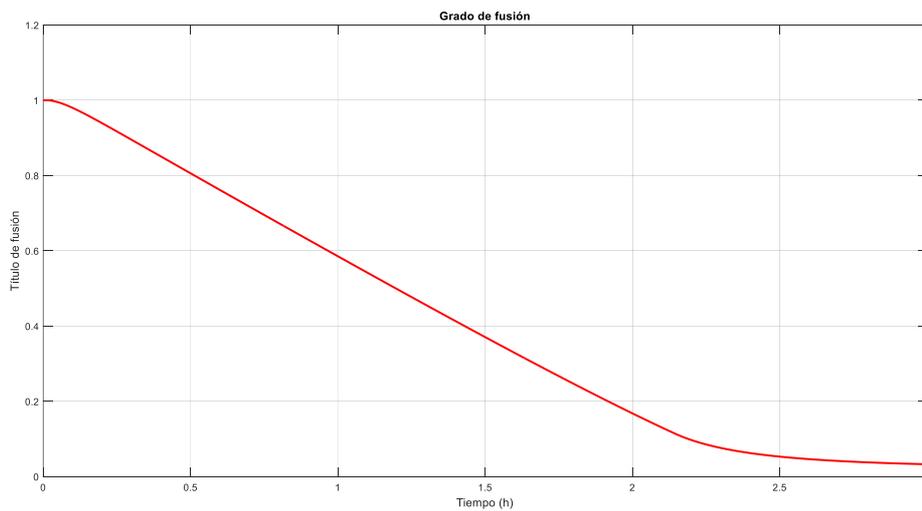


Fig. 22. Representación de la evolución del grado de fusión en la maniobra de aprovechamiento del frío residual del fluido intermedio, para un caudal del 50% del nominal.

Esto puede emplearse como una maniobra de operación, de tal forma que, si se quiere llegar a un determinado nivel de carga, se puede interrumpir el proceso de carga antes de llegar dicho nivel y dejar tiempo para que el calor sensible residual haga el resto. Para llegar este nivel de maestría hará falta un conocimiento concienzudo del sistema, que se puede obtener en la planta una vez construida.

Además, esto supone un margen de seguridad frente a las incertidumbres del propio diseño, de tal forma que, si se tiene una estimación sobre el frío latente almacenado, el propio frío latente supone un aporte adicional de tal forma que en la maniobra de descarga se tenga una porción de frío adicional que extraer.

### 5.3.4 Uso de esferas de pequeño tamaño

En las simulaciones que se han llevado a cabo, se ha apreciado, sobre todo en el caso de la carga a través de

evaporación de refrigerante, que las esferas pueden resultar el cuello de botella de la operación.

En el caso de la carga, uno de los problemas que se plantea es que, si no hay un salto térmico suficiente entre la mezcla bifásica y el fluido intermedio, no se va a poder transmitir la potencia calorífica suficiente para que el refrigerante salga como vapor sobrecalentado. Una de las razones es que una porción importante del frío que se está aportando por el haz de tubos no está siendo absorbido por las esferas de PCM sino como frío latente en el fluido intermedio, reduciendo su temperatura y por tanto el salto térmico.

Por consiguiente, las esferas tienen que absorber de una forma efectiva el frío que reciben. Los elementos determinantes que pueden determinar la transmisión de calor en la esfera son:

- Convección natural del fluido intermedio alrededor de la esfera de polímero.
- Resistencia de conducción debida a la capa polimérica.
- Conducción de la capa de PCM activa.

Sobre la convección natural del fluido intermedio alrededor de la esfera de polímero, ésta sólo es relevante cuando la temperatura de la superficie del polímero y la del fluido intermedio son muy similares.

La resistencia de conducción en la capa polimérica es la relevante en las primeras etapas del proceso de carga y de descarga debido a la baja conductividad del polímero y determina el coeficiente global de la transferencia de calor.

Conforme va creciendo la capa activa del PCM, la resistencia térmica por conducción va aumentando y se hace determinante en las etapas finales del proceso.

### **5.3.5 Evolución de la transferencia de calor de los tubos**

#### **5.3.5.1 Variación de convección natural**

La transferencia de calor que ocurre de los tubos al fluido intermedio tiene como resistencia térmica determinante la convección natural del fluido intermedio, puesto que la convección interna de los tubos siempre va a dar lugar a una menor resistencia al ser forzada, y en este caso esta resistencia es aún menos determinante en la sección de evaporación.

Mientras que en la convección forzada la velocidad y las corrientes de convección vienen definidas por la impulsión a la que se somete el fluido, en la convección natural las corrientes de convección vienen marcadas por la diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido. El cambio de temperatura supone un cambio de densidad en el fluido, de tal forma que las capas frías caen por gravedad y las calientes ascienden debido al empuje de Arquímedes. Este movimiento de capas es el mecanismo que favorece la transferencia de calor.

A mayor diferencia de temperatura entre superficie y el fluido, mayor será el cambio de densidad y el flujo será mayor y la transferencia de calor se verá aún más favorecida.

El inconveniente es el siguiente, conforme se van cargando las esferas de frío, la resistencia térmica de conducción de la capa de escarcha interna se va incrementando y por consiguiente, la diferencia de

temperaturas se tiene que incrementar para conseguir que se congele en su interior. Ante este incremento de temperaturas, la temperatura del fluido intermedio se irá acercando a la del foco frío y, por consiguiente, la convección natural se verá desfavorecida.

### **5.3.5.2 Variación de las potencias de transferencia**

El proceso de carga implica el cambio de fase del refrigerante y esto es el determinante de la potencia calorífica transmitida porque en lo que se va emplear el calor absorbido. Debido a que la transferencia de calor con cambio de fase se ve muy favorecida, se tiene un aprovechamiento del área de intercambio apreciable, siempre que haya un salto térmico importante.

En todo intercambiador, la máxima potencia que se puede transferir es aquélla en la que al final se cruzan los perfiles de temperatura de las corrientes. En el caso de los evaporadores, para que ocurra eso se tiene que vaporizar la porción líquida, y una vez que la corriente esté en estado de vapor saturado pasará a vapor sobrecalentado hasta que alcance la temperatura del fluido intermedio.

Debido a que se tiene que garantizar la salida de la corriente de evaporador en forma de vapor sobrecalentado, el duty de este evaporador siempre va a ser como mínimo el correspondiente a evaporar la fracción líquida y se diseña para que sea así. Por tanto, si se consigue una transmisión de calor eficiente entre esferas y el salto de temperaturas se mantiene constante, la potencia de aporte de frío se mantendrá constante.

## **5.4 Control de inventario**

Como ya se ha comentado, no puede haber una medición del estado de carga del depósito. En algunos sistemas de PCM en granel, se puede tener una medición de carga a través del nivel del líquido del fluido, pero como es deseable que no haya diferencias de densidad apreciable, la variación de nivel no será demasiado grande.

En el caso del diseño macroencapsulado que se ha planteado, las variaciones de volúmenes se producirán dentro de las esferas y es imposible de medirla de forma externa.

Por tanto, lo que se ha considerado para tener una medición de estado de carga es tener un registro histórico de las potencias transferidas y a partir de ahí actualizar el estado.

## **5.5 Procedimientos de diseño y curvas de sensibilidad**

### **5.5.1 Consideraciones del fluido intermedio**

Las esferas están bañadas en un fluido intermedio que permite la transferencia de calor entre los tubos encargados del aporte o extracción de frío.

Se toma esta medida puesto que la opción de almacenamiento de material de cambio de fase en granel se ha descartado, debido a que se pueden formar placas sólidas no uniformes, esfuerzos mecánicos derivados de las

variaciones de volumen, modelado más complejo, poca área efectiva de transferencia y pobre transmisión de calor.

Por consiguiente, se ha optado por una solución de macroencapsulado, en la que el PCM se encuentra encapsulado en esferas de plástico, donde se produce la solidificación y fusión y sus correspondientes cambios de volumen, de tal forma que no afecta al resto de elementos del depósito, se consigue una mayor área de intercambio y se puede aprovechar del diseño modular.

Esta opción complica el diseño puesto que se añaden más elementos, a los que hay que dimensionar y seleccionar y encargarse de su mantenimiento. Además, este fluido actúa como un intermediario entre frío que se aporta y el que se almacena, de tal forma que parte del frío se almacena en él, dando lugar a una menor eficiencia de almacenamiento ya con calor sensible se almacena menos energía para un mismo volumen.

No todo son desventajas, el fluido intermedio actúa como un depósito de frío secundario en el que se puede almacenar frío adicional, suaviza las fluctuaciones de los aportes y extracciones de frío y garantiza la homogeneidad de temperaturas en el depósito.

Las restricciones que se han propuesto para la selección del fluido intermedio son sobre su calor específico y conductividad térmica.

#### **5.5.1.1 Calor específico**

Se ha determinado que se busca que el calor específico bajo en el fluido intermedio debido a este fluido va a suponer un reservorio que va a absorber del frío aportado en forma de calor sensible, de tal forma que se pierde parte de las ventajas que se tiene con el calor latente.

En este sentido se ha intentado encontrar un fluido que tenga poco calor específico y que no se solidifique en las temperaturas bajas a las que se va a someter el depósito. Se ha optado como uno de los fluidos intermedios para las simulaciones el etanol, puesto que es un líquido que puede estar en contacto con el polietileno de alta densidad.

#### **5.5.1.2 Conductividad térmica**

Otro requisito es que tenga una alta conductividad térmica de tal forma que el calor se homogeneice con mayor facilidad en fluido y para facilitar la transmisión de calor entre los tubos y este fluido. Entonces, el fluido que se ha elegido es el mismo que la mezcla de etilenglicol y agua que se emplea para representar la carga térmica del recinto que se busca refrigerar.

Como inconveniente tiene que tiene un calor específico bastante más alto que el etanol.

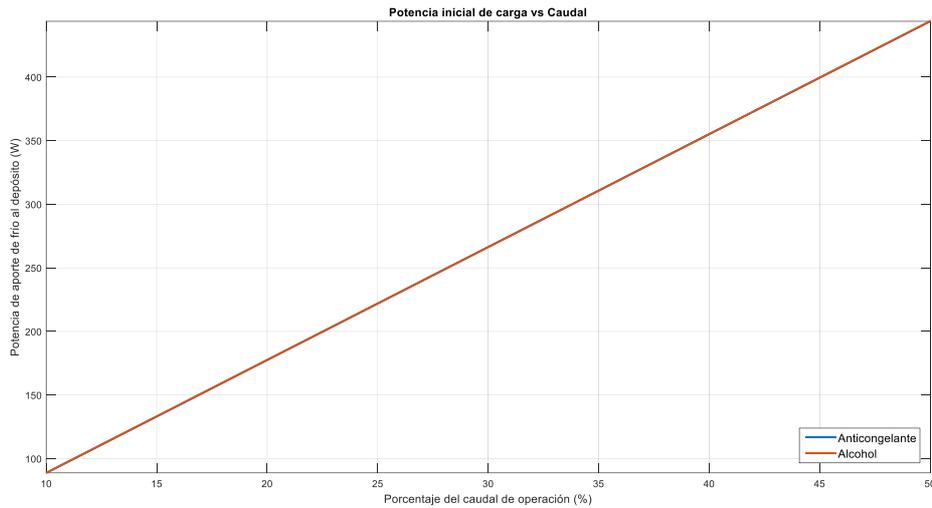


Fig. 23. Comparación del fluido intermedio en la potencia inicial de carga.

En el caso de carga se puede apreciar que no hay variación en la potencia de aporte de frío, puesto que el diseño está planteado para que se transmita siempre como mínimo el calor de vaporización.

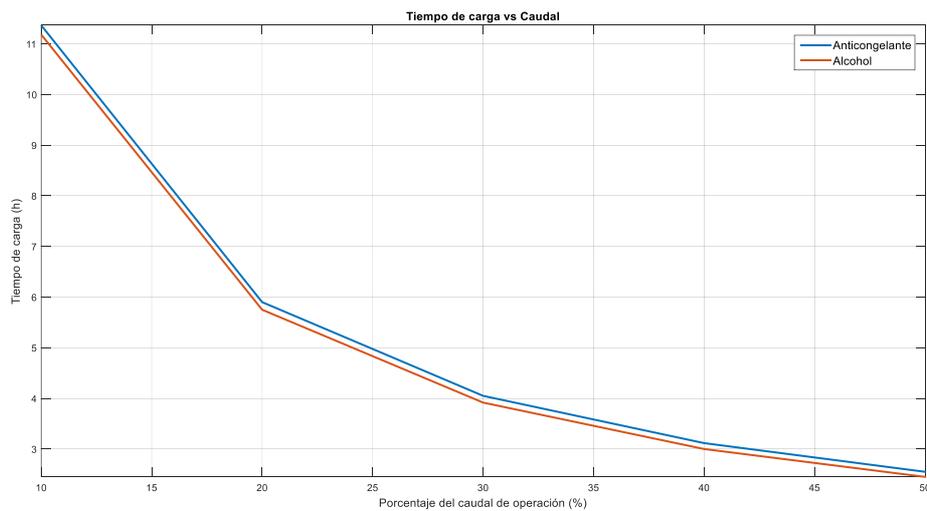


Fig. 24. Comparación del fluido intermedio en el tiempo de carga.

En el caso de la mezcla etilenglicol/agua, se tiene unos tiempos de carga mayores debido a que tiene un mayor calor específico, pero su mayor conductividad hace que no suponga un lastre para la operación y la diferencia de tiempos respecto al etanol es baja.

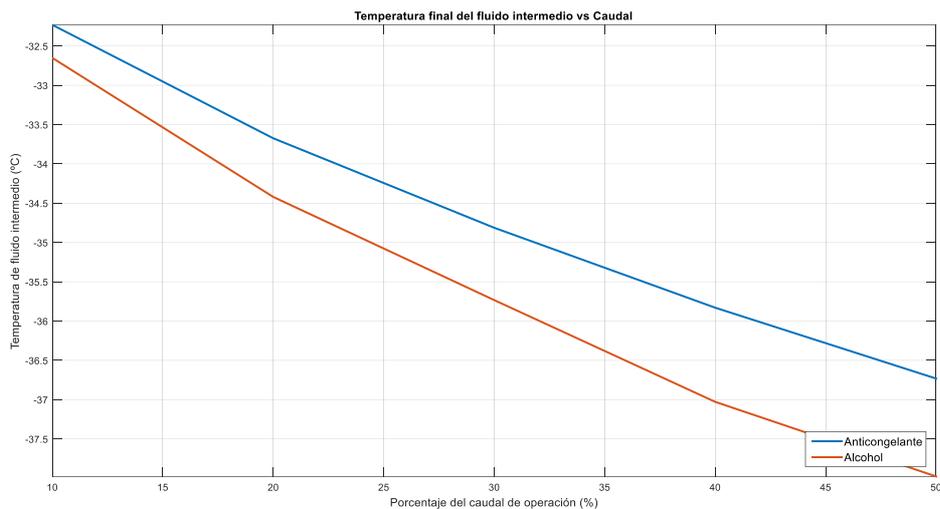


Fig. 25. Comparación del fluido intermedio en la temperatura final de fluido intermedio. No hay una diferencia apreciable de la temperatura de fluido intermedio a final de la operación en bajos caudales, pero sí en altos. Esto es debido a que el alcohol puede bajar más su temperatura debido a menor calor específico y no puede ceder tanto frío debido a su menor conductividad térmica.

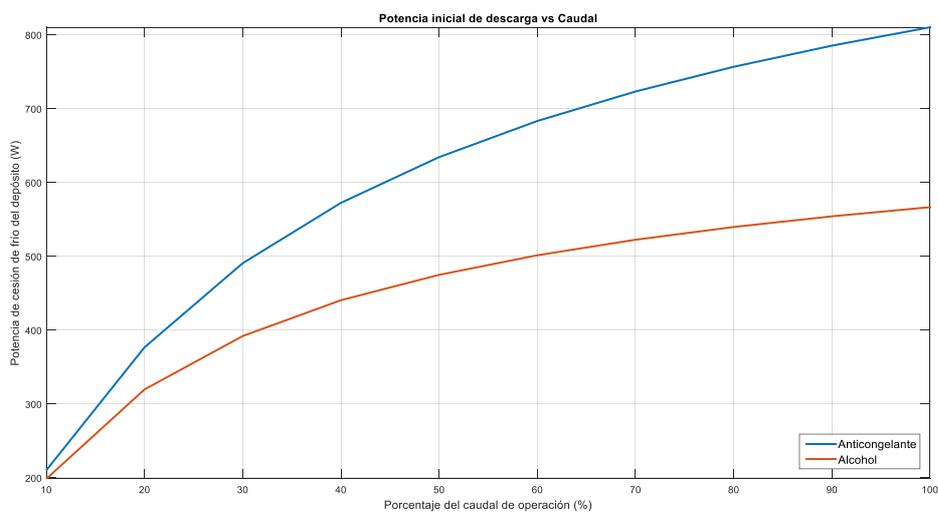


Fig. 26. Comparación del fluido intermedio en la potencia inicial de descarga.

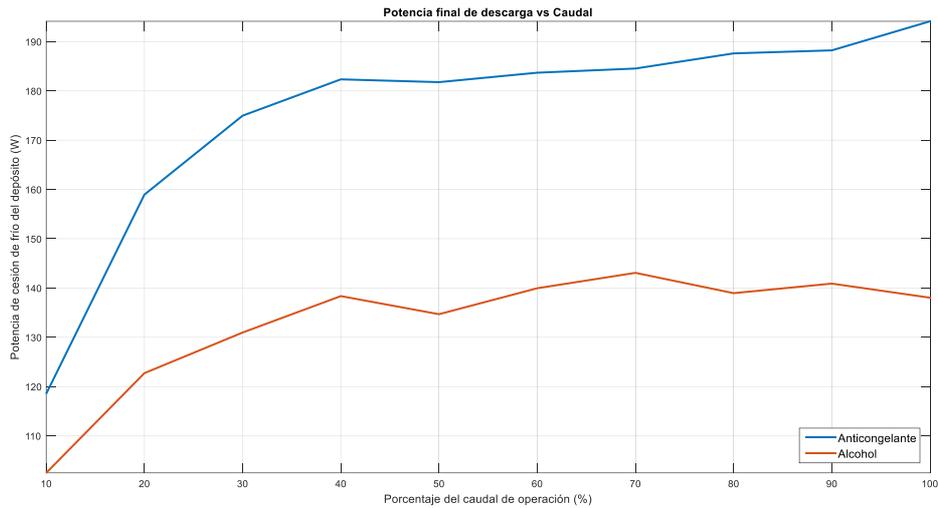


Fig. 27. Comparación del fluido intermedio en la potencia final de descarga.

En el caso de descarga, se aprecia una gran diferencia de potencia de descarga debido a la diferencia de conductividad de los fluidos, en este sentido es recomendable que se tenga una alta conductividad.

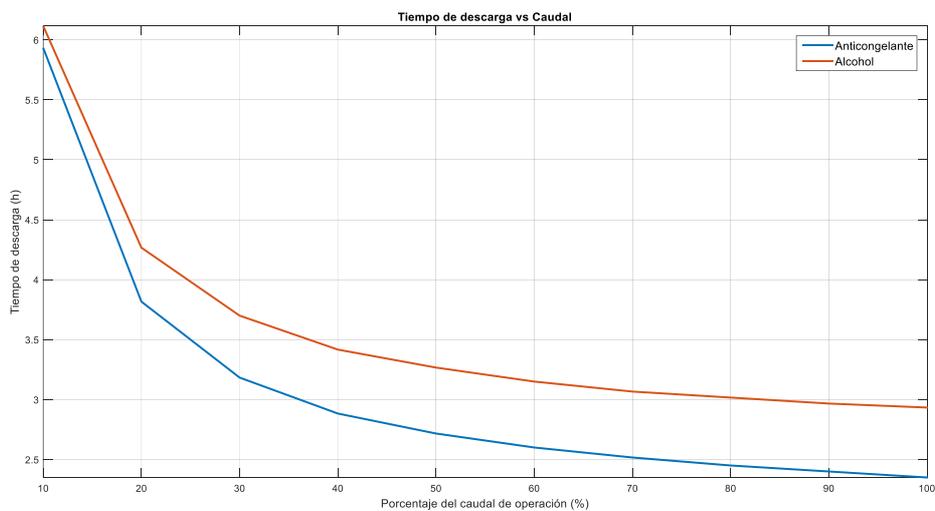


Fig. 28. Comparación del fluido intermedio en el tiempo de descarga.

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

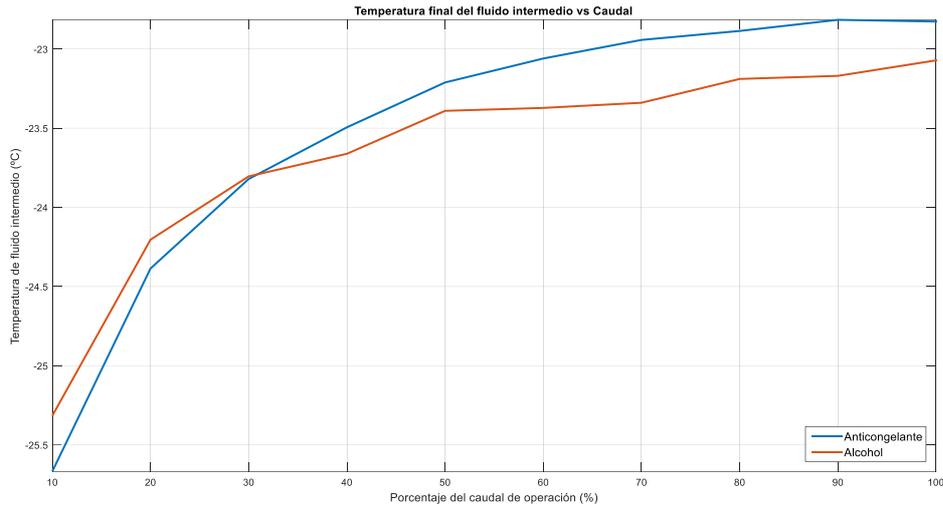


Fig. 29. Comparación del fluido intermedio en la temperatura final de fluido intermedio.

Se puede apreciar que no hay demasiada diferencia en la temperatura final del fluido intermedio en función del fluido intermedio.

### 5.5.2 Consideraciones en el número de tubos

El incremento de los tubos da lugar a una mayor área de intercambio y, por tanto, una mayor transferencia de calor.

El inconveniente de aumentar número de tubos es que el caudal se reparte en tubos y, por tanto, las velocidades de movimiento internas se reducirán y la transferencia de calor será menor.

En un sistema como el que se tiene en el que se tiene unos caudales de por sí muy limitados, y para los cuales es muy difícil que se tengan velocidades representativas que permitan estudiar la transmisión de calor de forma representativa, el número de tubos tiene que estar limitado. Además, no se puede abusar del número de tubo debido a las consideraciones de espacio que se tienen implantar para que el depósito no salga demasiado grande.

En el caso de carga, el refrigerante siempre tiene la misma potencia puesto que es la de vaporización.

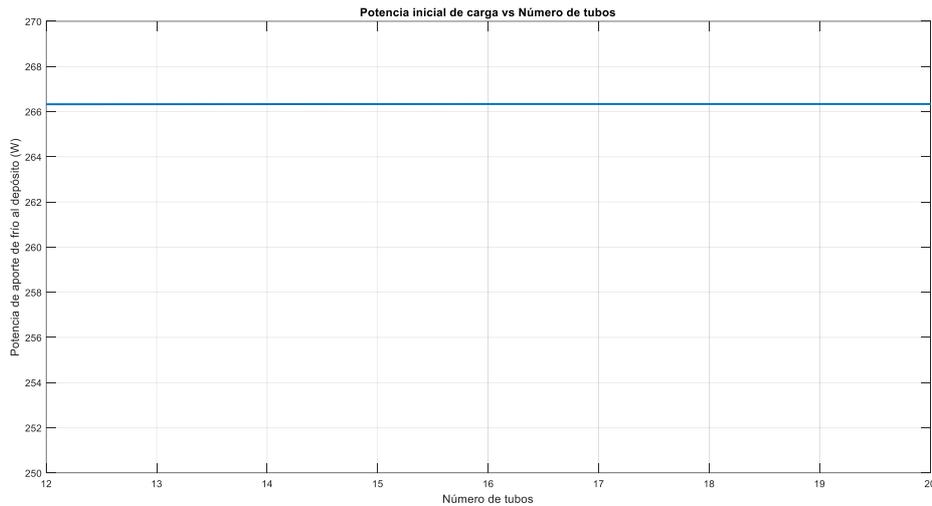


Fig. 30. Representación de la potencia inicial de carga frente al número de tubos.

En el caso de la descarga, el fluido que se emplea para extraer frío es el glicol. En este caso se está hablando de una convección forzada que siempre va a ser mayor que la convección natural del fluido intermedio y, por tanto, la resistencia limitante es dicha convección natural. Por tanto, si se divide el flujo en más tubos y las velocidades internas van a ser menores, su efecto sobre la transferencia global de calor va a ser menor. Por lo que se tiene la proporcionalidad potencia/área de intercambio esperada.

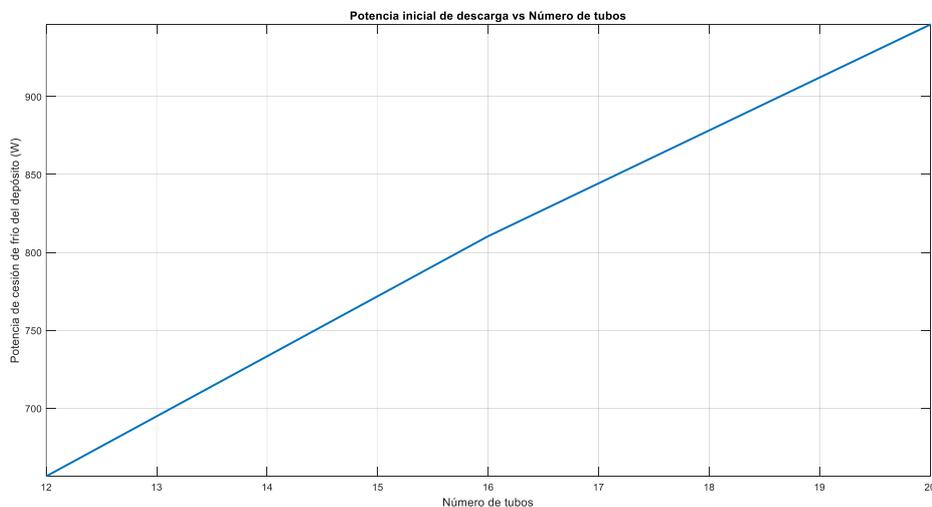


Fig. 31. Representación de la potencia inicial de descarga frente al número de tubos.

### 5.5.3 Consideraciones en la longitud de los tubos

La longitud de tubos afecta directamente al área de intercambio de calor y es uno de los parámetros más clave debido al poco espacio con el que se cuenta en la planta original.

En el caso del refrigerante, este parámetro es muy relevante debido a que conforme se van cargando las esferas la temperatura del fluido intermedio va siendo más cercana a la de la fase bifásica y en respuesta para poder absorber el suficiente calor para que se vaporice la fracción de líquido restante, la fracción de tubo bifásica

aumenta y puede llegar a un punto en el que salga líquido sin evaporarse. Si se tiene una gran longitud de tubos, éstos pueden proporcionar suficiente área para que pueda salir con sobrecalentamiento.

Los tubos largos han demostrado ser una buena técnica para que la zona bifásica tenga un buen espacio para poder desplazarse cuando la temperatura del fluido intermedio se vaya acercando a la del foco frío conforme la resistencia en las esferas de PCM se va haciendo apreciable. Sin embargo, no son un parámetro clave que diferencie la potencia calorífica transmitida a lo largo del proceso de carga ya que la parte de calor sensible de la zona sobrecalentada no proporciona mucha potencia extra y el área de las unidades de transferencia de esta zona son bastante pequeñas por lo que no hay que ampliar demasiado para aprovechar este calor.

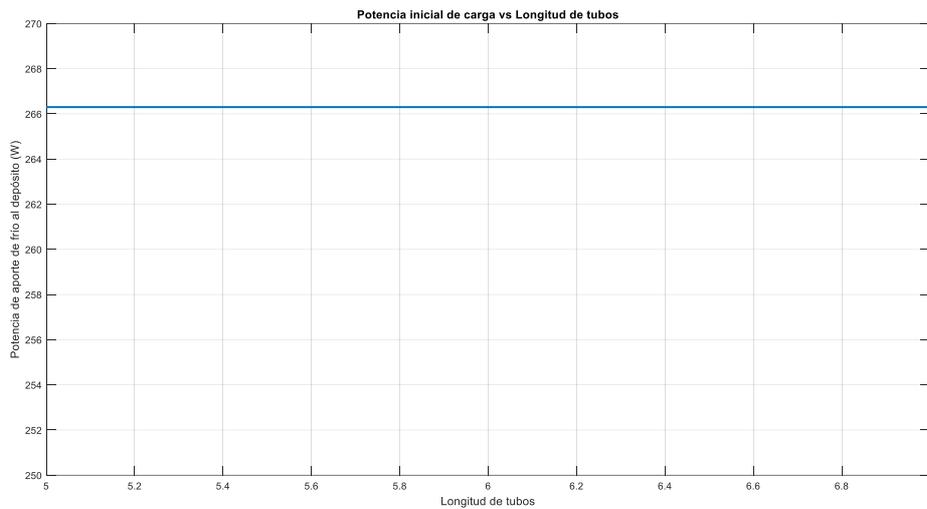


Fig. 32. Representación de la potencia inicial de carga frente a la longitud de tubos.

En el proceso de descarga, el área de las unidades de transferencia es mayor y, por consiguiente, el efecto de incrementar la longitud de los tubos es más crítica y afecta con la proporcionalidad directa esperable.

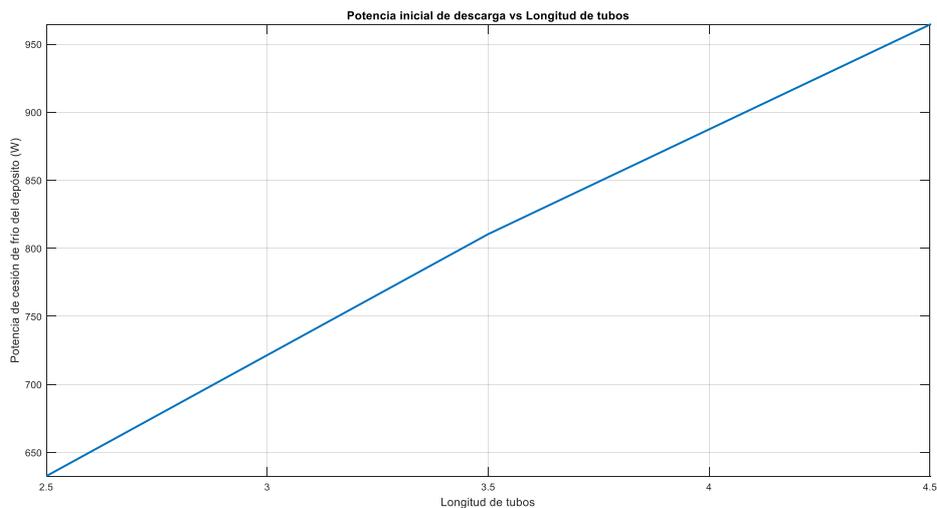


Fig. 33. Representación de la potencia inicial de descarga frente a la longitud de tubos.

#### 5.5.4 Consideraciones con el diámetro de los tubos

El diámetro de los tubos determina, además del área de intercambio, la velocidad interna del fluido. Este parámetro es entonces relevante puesto que con la correcta elección se pueden tener transmisiones de calor equivalentes a las que tendría un equipo en escala industrial, pero a escala reducida.

Debido a que los caudales son tan reducidos, el incremento de los tubos respecto al diseño base se ha descartado. Además, supondría un incremento de espacio.

#### 5.5.5 Consideraciones con el espesor de tubos

El espesor de los tubos es un parámetro de menor importancia puesto que las resistencias térmicas determinantes van a ser las de convección externa e interna, debido a la alta conductividad del material de los tubos.

Por esta misma razón se ha elegido no ver su efecto en el diseño.

#### 5.5.6 Consideraciones con el caudal de glicol

El caudal de glicol es el parámetro clave de la descarga de frío, ya que afecta directamente a la potencia frigorífica extraída. Será la variable de control principal en caso de descarga.

Este caudal afecta de forma directa al área de las unidades de transferencia, y teniendo en cuenta que se tiene un área limitada de intercambio, el caudal afecta de forma directa a la potencia.

Su análisis tendrá que ser uno de los más concienzudos para poder determinar la potencia. La potencia frigorífica marca la dinámica del proceso de extracción.

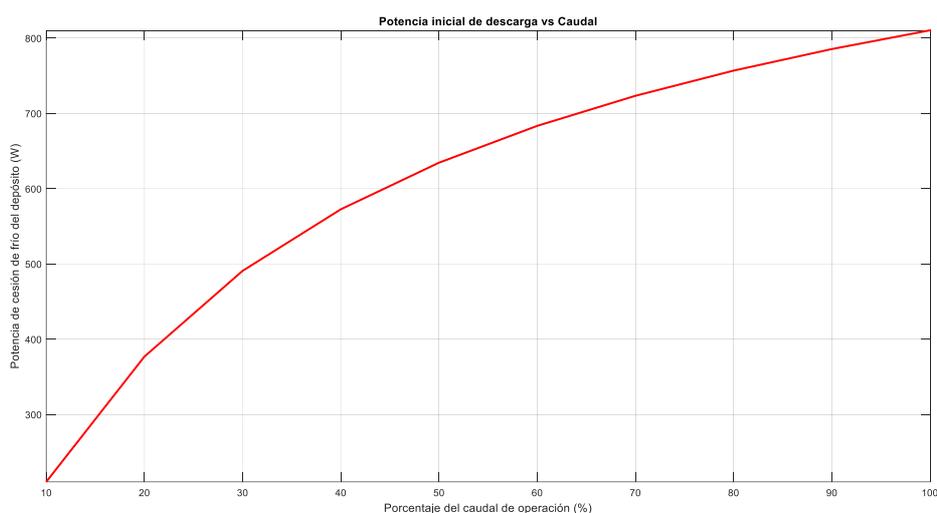


Fig. 34. Representación de la potencia inicial de cesión de frío del depósito frente al caudal de operación.

Se observa que el incremento del caudal de glicol supone un aumento no lineal de la potencia de cesión de frío del depósito. Esto es debido a que se afecta de forma directa a las unidades de transferencia del intercambiador

y da lugar a esta relación no lineal. Lo mismo se puede decir en la etapa final de descarga.

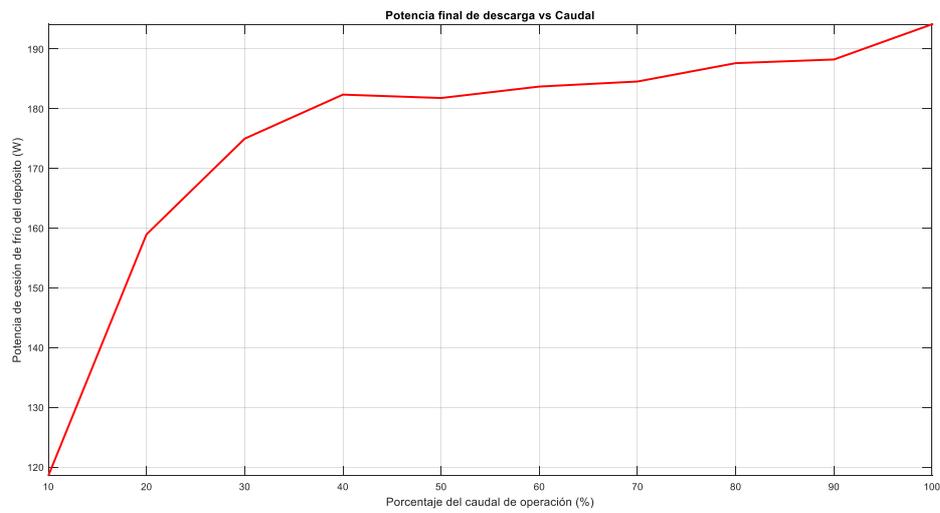


Fig. 35. Representación de la potencia final de cesión de frío del depósito frente al caudal de operación.

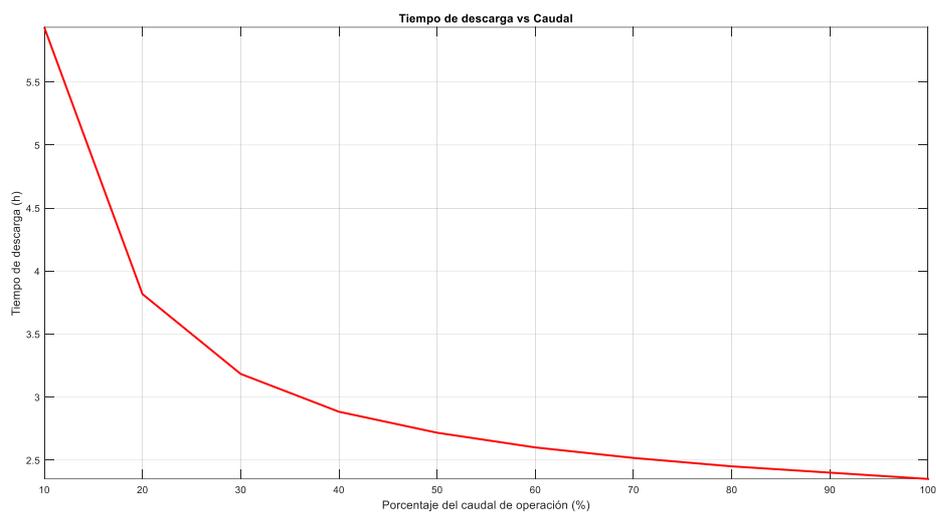


Fig. 36. Representación del tiempo de descarga frente al caudal de operación.

Se puede observar la relación no lineal que hay entre el tiempo de descarga completo y el caudal aplicado.

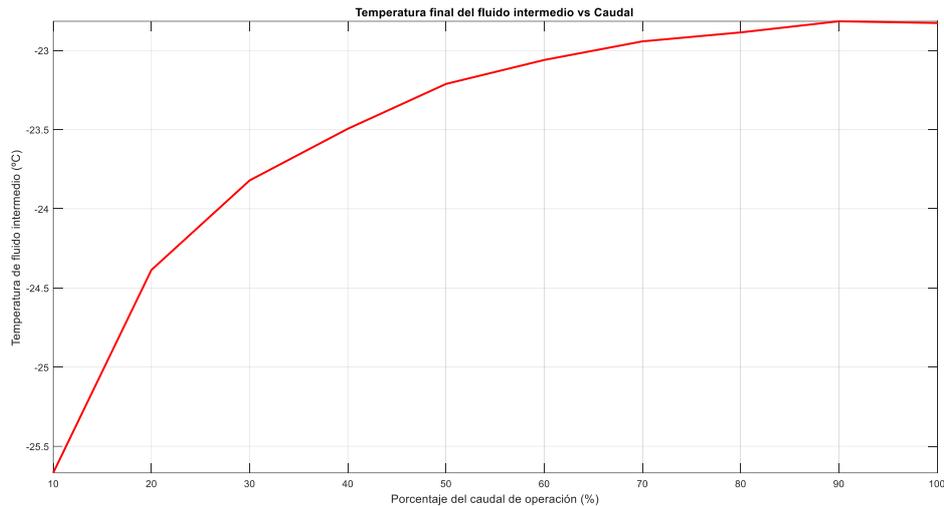


Fig. 37. Representación de la temperatura final del fluido intermedio frente al caudal de operación.

La variación de temperatura final es apreciable y sigue lo esperable (a mayor caudal, mayor calor transferido, mayor temperatura).

### 5.5.7 Consideraciones con temperatura de entrada del glicol

En el análisis estándar que se va a realizar, la entrada que se considera es la temperatura de consigna del depósito. Para mantener la temperatura de referencia se va a recurrir a una cooperación tanto del depósito como del evaporador de la planta de ciclo original. Sin embargo, en casos de perturbaciones y transitorios, la temperatura de entrada será distinta a  $-20^{\circ}\text{C}$  por lo que el salto de temperatura entre el fluido intermedio y el glicol en su paso por los tubos será mayor y la potencia será mayor. En el caso de que la diferencia de temperatura sea grande, una variación ligera de la temperatura de entrada apenas cambia el salto térmico y la potencia no variará. En las últimas etapas del proceso de descarga, donde debido a que la resistencia interna del PCM limita mucho la potencia transferida, el cambio de la temperatura de entrada aumenta el salto térmico y puede hacer que la potencia transferida no se vea tan limitada.

### 5.5.8 Consideraciones del caudal de refrigerante

El caudal de refrigerante es la señal de control clave para el aporte de potencia frigorífica. Este caudal vendrá marcado por distintos parámetros de la planta, debido a que es el caudal de salida de una válvula de expansión. Este caudal vendrá marcado por la presión con la que salga el refrigerante del condensador y de la apertura de válvula. En el análisis de parámetros que se tiene para simular se consideran variables posteriores al paso de válvula, como la entalpía del refrigerante o la presión de la sección de baja del ciclo. Se supone que la válvula que al final se seleccione tendrá la capacidad de imponer estas condiciones de operación.

El caudal base que se ha considerado es el de paso por un ciclo normal en la planta de escala reducida. Esto implicaría que el recinto no estaría recibiendo una refrigeración directa y que todo el caudal está destinado a la carga del depósito. Esta situación sería muy poco realista y lo más común es que en el depósito se pase una

porción del caudal.

Estos caudales reducidos pueden dar lugar a transmisiones de calor no representativas que se han tenido que corregir por medio de un diseño de haz de tubos de sección reducida.

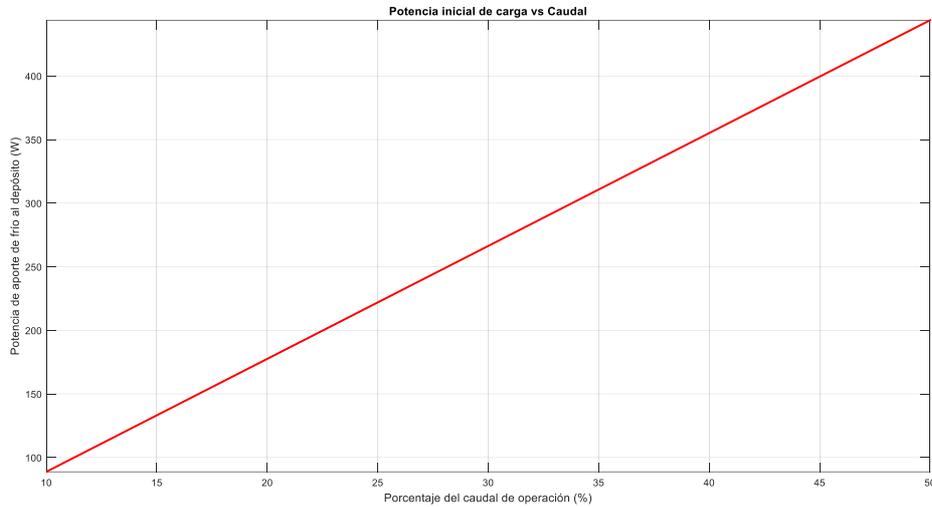


Fig. 38. Representación de la potencia de aporte de frío en el instante inicial en función del caudal.

De esta curva se puede deducir debido a que el refrigerante tiene que salir sobrecalentado, la diferencia de entalpías entre entrada y salida debe ser por lo menos el calor de vaporización y de aquí se deduce la proporcionalidad directa con el caudal.

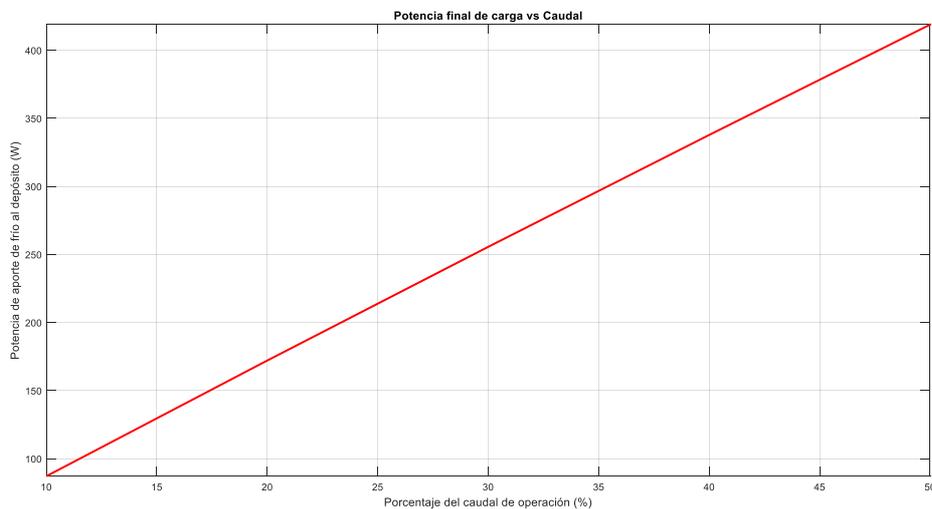


Fig. 39. Representación de la potencia de aporte de frío en el instante final de la maniobra de carga de frío.

Se puede determinar que diseño tiene una longitud suficiente para seguir aportando frío incluso en la etapa final de carga puesto que se mantiene una potencia correspondiente a la vaporización del refrigerante.

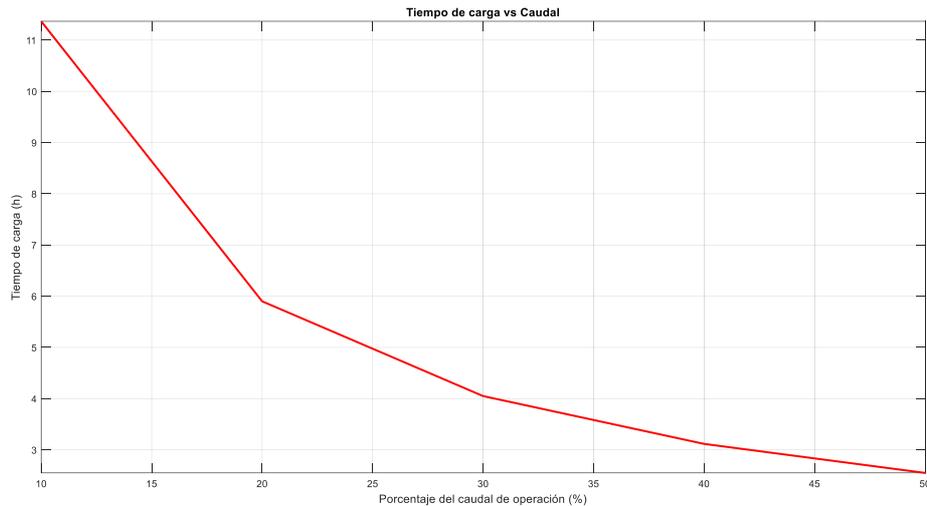


Fig. 40. Representación de la duración del período de carga para distintos caudales de refrigerante. Además de destacar la conclusión obvia de que a menor caudal mayor es la duración del período de carga (puesto que se está aportando menos frío), se debe reseñar que la relación no es lineal, posiblemente por la intervención del calor sensible en el fluido intermedio.

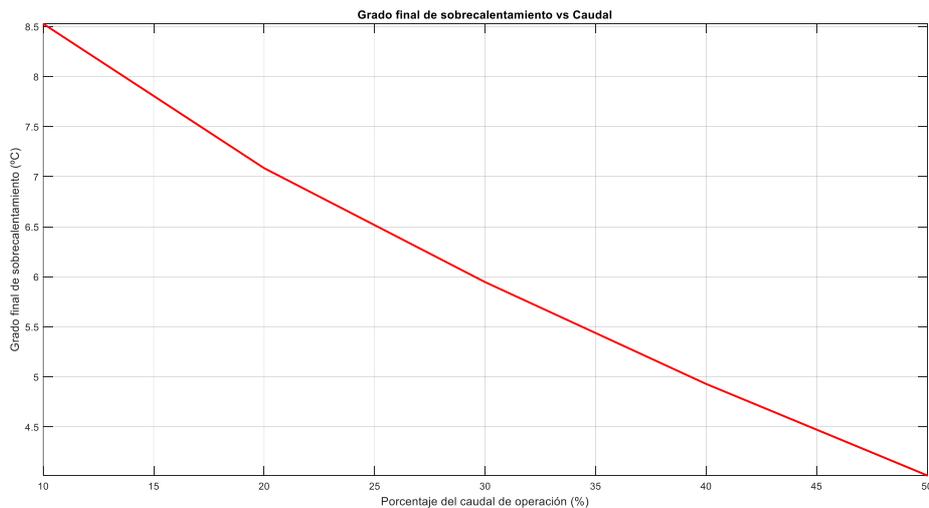


Fig. 41. Representación del grado final de sobrecalentamiento en el instante final de carga de frío. Se puede apreciar que cuando más caudal, más longitud de tubo ocupa la zona bifásica y menos para la zona sobrecalentada, por lo que es más complicado que salga con mayor sobrecalentamiento. Además mayor caudal implica que el fluido intermedio va a estar más refrigerado y por consiguiente, la diferencia de temperaturas con el foco frío es menor y por tanto, el grado de sobrecalentamiento máximo que se puede alcanzar es menor.

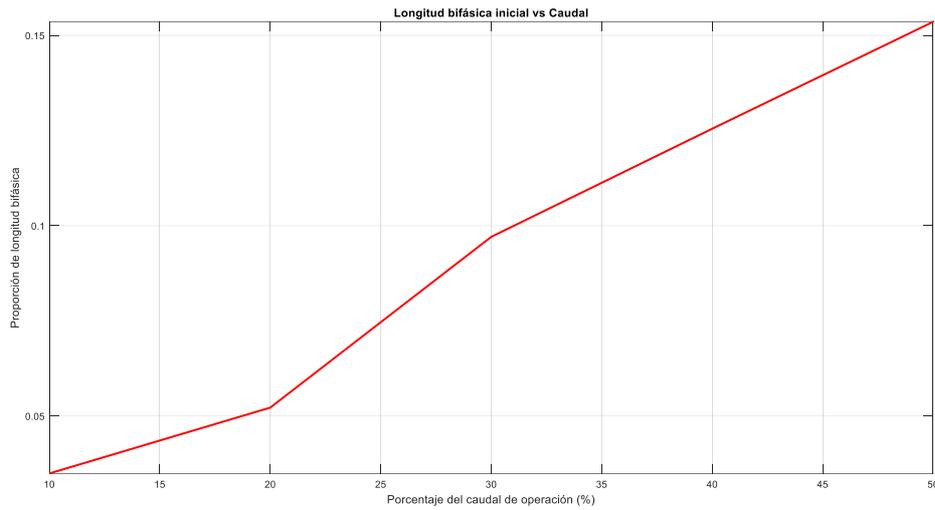


Fig. 42. Representación de la longitud bifásica en el instante inicial en función del caudal. En el instante inicial, se tienen bajas longitudes bifásicas porque el salto térmico es grande.

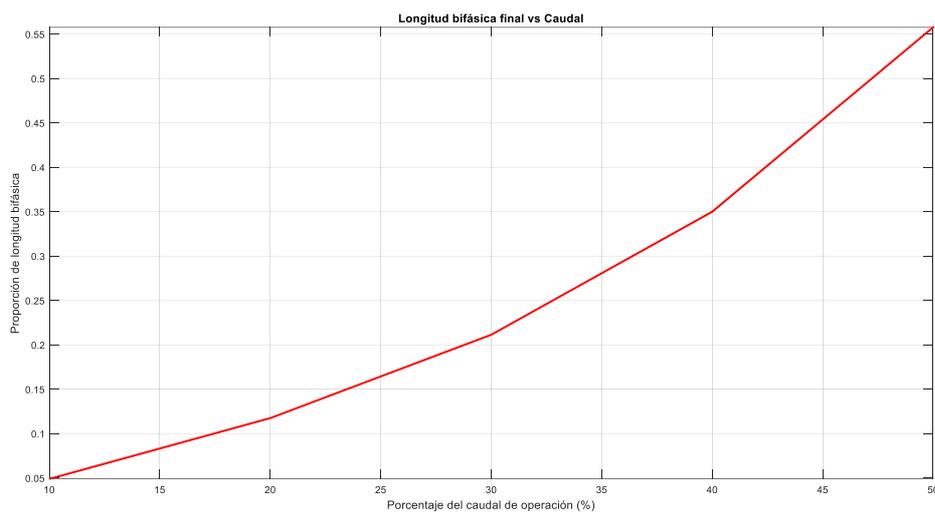


Fig. 43. Representación de la longitud bifásica en el instante final en función del caudal. En el instante final, se puede observar que el incremento de caudal puede dar lugar a incrementos apreciables de la longitud bifásica puesto que el salto térmico se reduce demasiado.

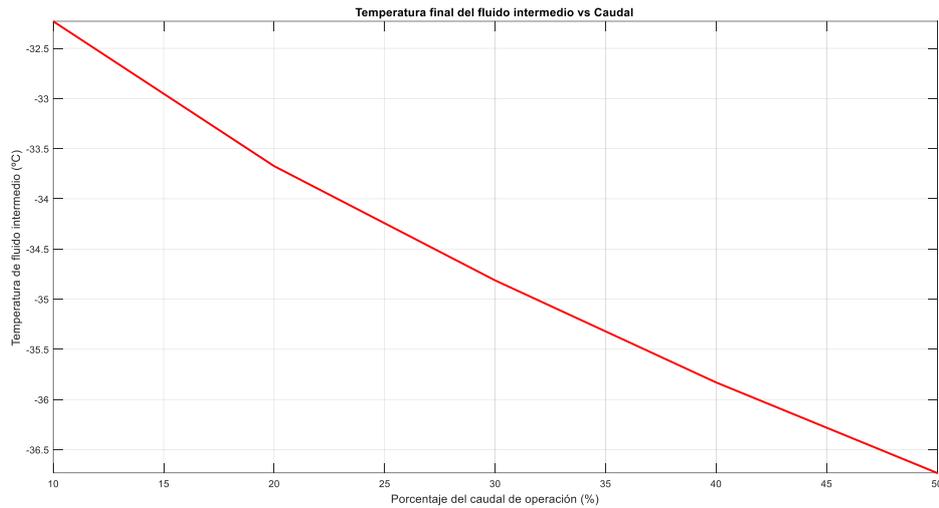


Fig. 44. Representación de la temperatura del fluido intermedio en el instante final de carga en función del caudal

Se aprecia que incremento de caudal se traduce en una bajada de la temperatura del fluido intermedio ya que las esferas no pueden absorber el frío con la misma rapidez que se aporta en los instantes iniciales de carga cuando la resistencia de conducción se incrementa mucho.

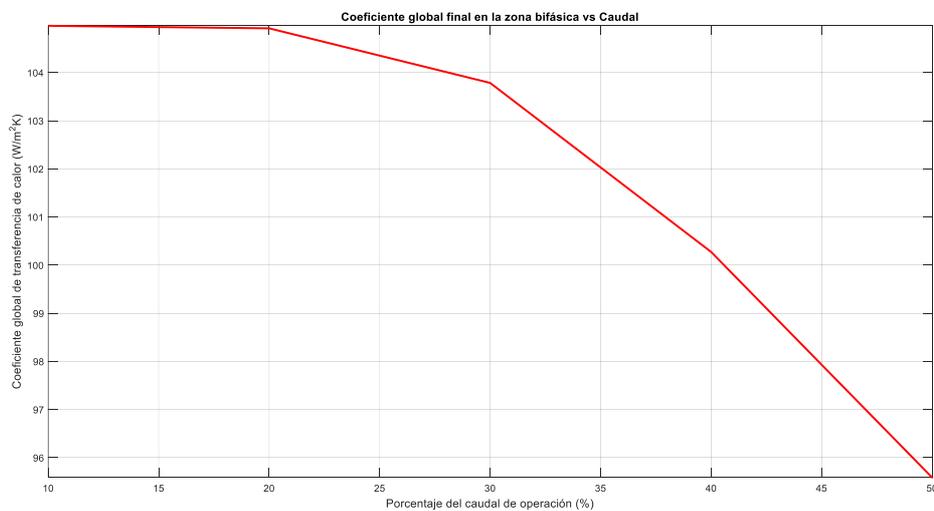


Fig. 45. Representación del coeficiente global de transferencia de calor en la zona bifásica en el instante final en función de caudal.

Como se puede apreciar, en la zona bifásica se tiene un coeficiente global muy constante. Esto se ha conseguido por medio de un diseño en el que el fluido intermedio no sufre una bajada de temperatura apreciable que reduzca las corrientes de convección.

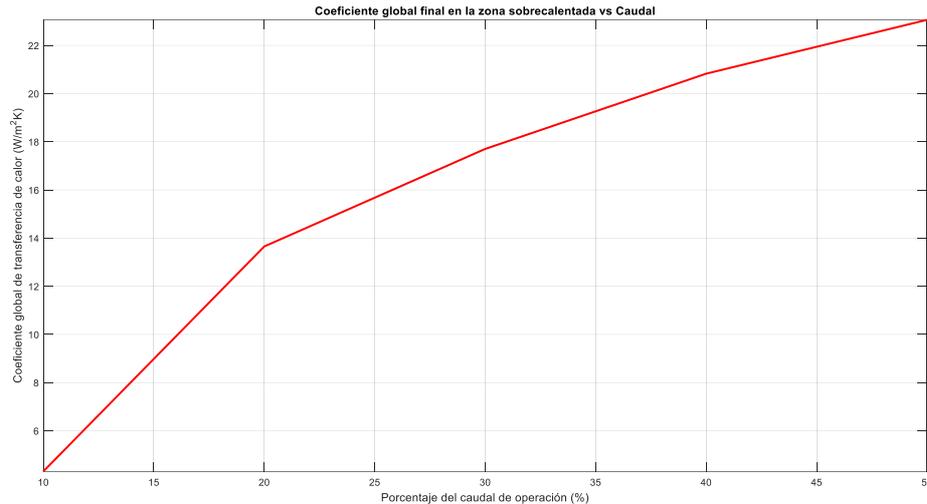


Fig. 46. Representación del coeficiente global de transferencia de calor en la zona sobrecalentada en el instante final en función de caudal.

Se observa que hay una relación no lineal entre el coeficiente global en la zona sobrecalentada y el caudal de operación y esto también afectará el número de unidades de transferencia y por tanto, al acercamiento al sobrecalentamiento máximo que se puede tener.

### 5.5.9 Consideraciones de la presión de entrada del refrigerante

La presión de entrada del refrigerante determina la entalpía de vaporización y, por tanto, el aporte de calor que se tiene que aportar para la vaporización total a la salida del depósito.

Aunque la entalpía de vaporización no va a cambiar de forma apreciable en un rango de presiones limitado como es el que hay en la sección de baja presión de la planta, sí que va afectar al nivel de laminación con el que se va a contar.

La variación de la presión a la entrada del depósito da lugar a una temperatura de foco frío distinta. De hecho, un ligero cambio de la presión da lugar a una variación de temperatura de saturación apreciable.

### 5.5.10 Consideraciones del título de entrada del refrigerante

El título de vapor a la entrada del depósito depende de una forma apreciable con el nivel de laminación. La válvula de expansión es la encargada de la bajada de presión entre las dos secciones del ciclo de refrigeración y permite la vaporización rápida (también llamada laminación, flashing o flasheo) que da lugar a la mezcla bifásica que entra en el evaporador del ciclo y en el haz de tubos de enfriamiento dentro del depósito.

Para conseguir una potencia frigorífica apreciable, hay que aprovechar que el fluido en estado bifásico debido a que se tiene alta transferencia de calor con este estado, una gran cantidad de calor latente que absorber y una temperatura de foco frío constante.



## 6 CONCLUSIONES Y FUTUROS DESARROLLOS

---

Teniendo en cuenta las simulaciones se pueden considerar las consecuencias de la operación transitoria en el diseño del depósito de frío. Se ha podido considerar cómo hay que plantear unas áreas de intercambio que permitan potencias de transmisión estables y compatibles con la operación con el resto de la planta.

Los resultados obtenidos permiten confirmar la elección correcta de ciertos elementos de diseño. En el caso de la elección de tubos de refrigerante, se ha podido comprobar que requieren un dimensionamiento mayor para tener un margen de seguridad respecto a la salida del refrigerante en mezcla bifásica. Se ha comprobado que mediante regulación de los caudales de refrigerante y glicol se puede realizar un control sobre el aporte o cesión de frío del depósito.

Estos simuladores permiten marcar y evaluar las pautas de diseño. Sin embargo, un aspecto negativo del simulador dinámico es su lentitud en realizar las simulaciones. Por esta razón se ha realizado un simulador de equilibrio que realiza las simulaciones de una forma más rápida y eficiente y que puede ser empleado para evaluar algoritmos de control.

Se puede considerar el diseño empleado como un sistema de almacenamiento viable y que se puede escalar a distintas aplicaciones industriales de mayor tamaño.



## REFERENCIAS

---

- [1] I. Dinçer y M. A. Rosen, *Thermal Energy Storage Systems and Applications*, John Wiley & Sons, 2011.
- [2] Cristopia, Catalogue, <http://cristopia.com/EN/Public/fr-FR/catalogue.pdf>.
- [3] Y. Sun, S. Wang, F. Xiao y D. Gao, «Peak load shifting control using different cold thermal energy storage facilities in commercial buildings: A review,» *Energy Conversion and Management*, vol. 71, pp. 101-114, 2013.
- [4] G. P. Henze, R. H. Dodier y M. Krarti, «Development of a Predictive Optimal Controller for Thermal Energy Storage Systems,» University of Colorado at Boulder, 1997.
- [5] J. Ruiz Conde, *Guía práctica para la interpretación y aplicación de las Tarifas Eléctricas*, Ediciones Díaz de Santos, 2008.
- [6] J. F. Coronel Toro, R. González Falcón y D. Velázquez Alonso, *Tablas y gráficos: tecnología energética*, Dpto. de Ingeniería Energética y mecánica de Fluidos. Universidad de Sevilla, 2005.
- [7] A. Valiente Barderas, *Ingeniería de Fluidos*, UNAM, 2016.
- [8] A. L. Miranda, *Evaporadores*, Grupo Editorial Ceac, S. A., 2000.
- [9] E. Oró, A. de Gracia, A. Castell, M. Farid y L. Cabeza, «Review on phase change materials (PCMs) for cold thermal energy storage applications,» *Applied Energy*, vol. 99, pp. 513-533, 2012.
- [10] J. F. Coronel Toro, *Colección de tablas, gráficas y ecuaciones de Transmisión de Calor*, Dpto. de Ingeniería Energética y mecánica de Fluidos. Universidad de Sevilla, 2005.
- [11] P. Pradeep Castro, P. Karthick Selvam y C. Suthan, «Review On The Design of PCM Based Thermal Energy Storage Systems,» *Imperial Journal of Interdisciplinary Research*, vol. 2, nº 2, 2016.
- [12] M. J. Montes Pita, M. Muñoz Domínguez y A. Rovira de Antonio, *Ingeniería Térmica*, Madrid: Universidad Nacional de Educación a Distancia, 2014.

