

UNIVERSIDAD COMPLUTENSE DE MADR
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS

**CENTRO DE INVESTIGACIONES ENERGÉTICAS, MEDIO AMBIENTALES Y
TECNOLÓGICAS (CIEMAT)**

USSC – Thermal Storage, CIEMAT – PSA



TRABAJO FIN DE MASTER

**PREDISEÑO DE UN MÓDULO DE ALMACENAMIENTO
TÉRMICO PARA PLANTAS TERMOSOLARES CON
GENERACIÓN DIRECTA DE VAPOR**

D^a ESTHER RIVAS RAMOS

DIRECTORES: Dra. Esther Rojas Bravo
Dra. M^a Cruz de Andrés García
Dra. Rocío Bayón Cabeza

Madrid, Septiembre 2011

Título Original del Trabajo: Prediseño de un módulo de almacenamiento térmico para plantas termosolares con generación directa de vapor.

Título del Trabajo en Inglés: Preliminary design of a thermal storage module for CSP plants with direct steam generation.

Autor: D^a Esther Rivas Ramos esther.rivas@ciemat.es

Directores: Dra. Esther Rojas Bravo esther.rojas@ciemat.es
Dra. M^a Cruz de Andrés García mcandres@fis.ucm.es
Dra. Rocío Bayón Cabeza rocio.bayon@ciemat.es

Keywords: Concentrating solar power plants (CSP-plants), direct steam generation (DSG), thermal storage, module, latent heat, phase change material (PCM), spiral, exchanger, evaporator, condenser.

Palabras Clave: Plantas termosolares de concentración, generación directa de vapor (GDV), almacenamiento térmico, módulo, calor latente, material de cambio de fase, espiral, intercambiador, evaporador, condensador.

Tabla de Contenidos:

RESUMEN	5
ABSTRACT	6
1. PLANTAS TERMOSOLARES	9
2. MATERIALES DE CAMBIO DE FASE (PCMs)	13
3. TÉCNICAS DE MEJORA DE LA CONDUCTIVIDAD TÉRMICA EFECTIVA EN PCMs	19
4. PATENTES Y MODELOS DE UTILIDAD SOBRE MÓDULOS DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO	25
5. OBJETIVO	27
6. DESCRIPCIÓN DEL MÓDULO DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO	27
7. DESCRIPCIÓN DE LOS MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR INVOLUCRADOS. ECUACIÓN DE BALANCE ENERGÉTICO	30
8. SOLIDIFICACIÓN DE MATERIALES PUROS	31
9. PÉRDIDAS TÉRMICAS	49
10. CONCLUSIONES Y POSTERIORES TRABAJOS DE LA INVESTIGACIÓN	55
11. ANEXOS	56
12. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	63

ABSTRACT

The future of solar power plants with direct steam generation depends on the development of innovative thermal storage concepts. For these plants, in which heat transfer fluid (HTF) exchanges latent heat the use of phase change materials (PCMs) for energy storage is required. The PCM must be suitable for the HTF working conditions ($T \sim 220^{\circ}\text{C} - 330^{\circ}\text{C}$; $P \sim 20\text{bar} - 130\text{bar}$) and present good performance from the point of view of both heat transfer and thermal storage, as well as being safe, not very expensive and stands for long term thermal cycling.

The aim of this work has been the conceptual design of a latent heat thermal storage module for being use in DSG solar power plants. The design has been based on the theoretical study of heat transfer rates and its associated thermal losses in steady state conditions. The storage module has been designed for 100kW power and 3 hours discharging time.

For accomplishing this design a thorough review of published papers, previous projects on latent heat thermal storage systems, patents and utility models of the U.S. patent office (U.S.), European Patent Office (EP), the World Organization of Intellectual Property (WO), and commercial catalogs of heat exchangers has been carried out.

The result of this study has been the elaboration of the national patent: MÓDULO DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO BASADO EN CALOR LATENTE CON ALTAS TASAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR (201131378).

RESUMEN

El futuro de las plantas termosolares con generación directa de vapor (GDV) pasa por desarrollar conceptos innovadores de almacenamiento térmico. Para este tipo de plantas, cuyo fluido caloportador (HTF) intercambia calor latente, se requiere el uso de materiales de cambio de fase para almacenamiento de energía. Estos materiales deben adecuarse bien a las condiciones de trabajo del HTF ($T \sim 296^{\circ}\text{C} - 316^{\circ}\text{C}$; $P \sim 80\text{bar} - 100\text{bar}$) además de presentar buen comportamiento, desde el punto de vista de la transferencia de calor y del almacenamiento térmico, en dichas condiciones. Así mismo, estos materiales han de ser seguros, de bajo coste, y también ser capaces de mantener la reversibilidad tras numerosos ciclos de carga y descarga térmica.

El objetivo de este trabajo ha sido el diseño conceptual de un módulo de almacenamiento térmico innovador de cambio de fase para una central termosolar GDV. Para ello nos hemos basado en el estudio teórico de los flujos de transferencia de calor y las pérdidas térmicas correspondientes en condiciones de régimen estacionario. El módulo se ha diseñado para una potencia de 100kW y un tiempo de descarga de 3 horas.

Para llevar a cabo este prediseño, ha sido necesaria una exhaustiva revisión bibliográfica sobre sistemas de almacenamiento térmico de cambio de fase, patentes y modelos de utilidad publicados en los últimos tiempos en las oficinas estadounidense (US), europea (EP), y en la organización mundial de la propiedad intelectual (WO), así como la consulta de catálogos comerciales de intercambiadores de calor.

Este estudio ha dado como resultado la presentación de la Patente Nacional: MÓDULO DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO BASADO EN CALOR LATENTE CON ALTAS TASAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR (201131378).

ÍNDICE

BLOQUE I: REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

ABSTRACT	3
RESUMEN	3
1. PLANTAS TERMOSOLARES	6
1.1. VENTAJAS E INCONVENIENTES DE LA TECNOLOGÍA DSG VERSUS LA TECNOLOGÍA HTF	7
1.2. ALMACENAMIENTO TÉRMICO PARA LA TECNOLOGÍA DSG: OPCIONES LATENTE/SENSIBLE	8
2. MATERIALES DE CAMBIO DE FASE (PCMs)	9
3. TÉCNICAS DE MEJORA DE LA CONDUCTIVIDAD TÉRMICA EFECTIVA EN PCMs	13
3.1. LÍNEAS DE ACTUACIÓN DESDE EL PUNTO DE VISTA DE LAS PROPIEDADES INTRÍNSECAS DEL PCM	13
3.2. LÍNEAS DE ACTUACIÓN DESDE EL PUNTO DE VISTA DEL DISEÑO DEL ALMACENAMIENTO	15
3.3. OTRAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN	16
4. PATENTES Y MODELOS DE UTILIDAD SOBRE MÓDULOS DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO	17

BLOQUE II: PREDISEÑO DE UN MÓDULO DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO DE 100 kW

5. OBJETIVO	18
6. DESCRIPCIÓN DEL MÓDULO DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO	18
7. DESCRIPCIÓN DE LOS MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR INVOLUCRADOS. ECUACIÓN DE BALANCE ENERGÉTICO	20
8. SOLIDIFICACIÓN DE MATERIALES PUROS	21
8.1. MODELO DE PLACAS PLANAS	21
8.1.1. Concepto.....	21
8.1.2. Teoría cuasi-estática 1-D (coordenadas cartesianas)	22
8.1.3. Resultados cuasi-estáticos 1-D para el modelo plano	24
8.1.4. Dimensionado del módulo conforme al modelo cuasi-estático plano para un tiempo prefijado	26
8.2. MODELO DE SEMITUBOS CONCÉNTRICOS	29

8.2.1.	Concepto.....	29
8.2.2.	Teoría cuasi-estática 1-D (coordenadas cilíndricas)	30
8.2.3.	Resultados cuasi-estáticos 1-D para el modelo cilíndrico.....	31
8.2.4.	Dimensionado del módulo conforme al modelo cuasi-estático cilíndrico para un tiempo prefijado	32
8.2.5.	Observaciones adicionales al dimensionado	34
8.3.	COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS CON AMBOS MODELOS.....	34
9.	PÉRDIDAS TÉRMICAS	35
9.1.	DESCRIPCIÓN DE LOS MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR INVOLUCRADOS. ECUACIÓN DE BALANCE	35
9.1.1.	Descripción de los coeficientes de transferencia de calor por convección $h_{lateral}$, $h_{superficial_top}$ y $h_{superficial_down}$	36
9.2.	DETERMINACIÓN DEL MÓDULO DE ALMACENAMIENTO. CASO A ESTUDIAR	37
9.2.1.	Determinación del espesor óptimo de aislante térmico.....	38
9.2.2.	Determinación de la temperatura de la superficie externa T_{se} . Pérdidas térmicas asociadas.....	38
10.	CONCLUSIONES	39
11.	ANEXOS	39
11.1.	CONDENSACIÓN LAMINAR EN PELÍCULA EN UNA PLACA VERTICAL .	39
11.2.	EVAPORACIÓN CONVECTIVA EN UN TUBO VERTICAL	41
11.3.	MODELO PARA EL CÁLCULO DE LA POROSIDAD.....	44
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	45

BLOQUE I: REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

1. PLANTAS TERMOSOLARES

Una planta termosolar consta básicamente de dos partes: el campo solar y el bloque de potencia. Dependiendo de cómo sea la conexión entre estas dos partes, y por tanto, de cómo se genere el vapor que alimenta al bloque de potencia, se pueden clasificarlas en

- *Plantas de tecnología HTF (Heat Transfer Fluid)*: en cuyo caso se tiene, o bien un fluido caloportador monofásico circulando por el campo solar recorriendo un circuito cerrado e independiente que, una vez caliente, se hace pasar por una serie de intercambiadores de calor donde cede energía en forma de calor sensible para la generación del vapor (Figura 1); o bien un tanque flashing situado entre el campo solar y la turbina donde se evapora súbitamente el agua caliente a presión allí acumulada proveniente del campo solar (Figura 2):

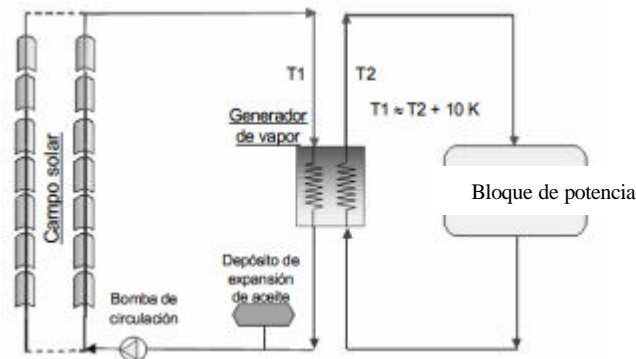


Figura 1: Esquema de una planta de colectores cilindroparábolicos con tecnología HTF [1].

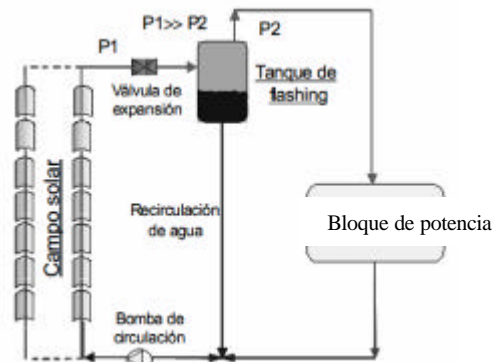


Figura 2: Esquema de una planta de colectores cilindroparábolicos con tecnología Flashing [1].

- *Plantas de tecnología DSG (Direct Steam Generation)*: en este caso se tiene la generación del vapor en los propios tubos absorbentes del campo solar (Figura 3):

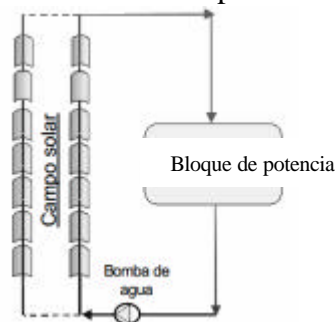


Figura 3: Esquema de una planta de colectores cilindroparábolicos con tecnología DSG [1].

Hasta hace poco tiempo se ha venido optando por las plantas de tecnología HTF, usando aceites térmicos o siliconas como fluidos caloportadores. No obstante, tras la constante búsqueda de opciones que abaraten costes y que aumenten el rendimiento de los sistemas solares, y puesto que la DSG es un firme candidato para ello, conviene que se revisen de nuevo sus principales ventajas e inconvenientes frente a las de las plantas tradicionales que usan la tecnología HTF y determinar, tras analizar las aportaciones llevadas a cabo desde 1980, donde se asienta este trabajo.

1.1. VENTAJAS E INCONVENIENTES DE LA TECNOLOGÍA DSG VERSUS LA TECNOLOGÍA HTF

Ventajas:

- Medioambientales. Ya que los aceites térmicos y siliconas son inflamables y no biodegradables.
- Se aumenta la temperatura máxima de trabajo del bloque de potencia lo que conlleva un aumento del rendimiento del ciclo. El límite máximo de temperatura de trabajo en la tecnología HTF viene impuesto por las propiedades de los aceites sintéticos, ya que a temperaturas superiores de 398° C se degradan rápidamente, mientras que en DSG el límite máximo teórico impuesto es el punto crítico del agua: 218bar - 374° C
- Se reduce el tamaño del campo solar para una misma capacidad de generación, ya que al desaparecer el intercambiador de calor aceite térmico - agua aumenta el rendimiento global de la planta, lo que permite reducir el tamaño del campo solar y con ello la inversión.
- Se simplifica el esquema de planta, puesto que no solo se cuenta con la eliminación del intercambiador de calor aceite térmico - agua, sino que se eliminan también los sistemas auxiliares asociados al circuito de aceite, en beneficio de la reducción de costes inicial.
- Se disminuyen los costes de operación y mantenimiento. Las plantas que trabajan con aceite térmico requieren cierto porcentaje de reposición anual y, en general, una protección anticongelante para temperaturas ambientales inferiores a 12° C (el Syltherm 800 posee una temperatura de solidificación muy baja, de -40° C, pero su alto precio lo hace inviable para grandes plantas comerciales).

Inconvenientes:

- Necesidad de tuberías, válvulas y accesorios más robustos en el campo solar puesto que se trabaja en condiciones de altas presiones, lo cual requiere inversiones elevadas para este tipo de componentes.
- Necesidad de mecanismos de protección contra la congelación en los tubos absorbentes cuando las temperaturas ambientales sean negativas.
- Necesidad de mantener caudales medios o altos de agua circulando por los tubos absorbentes con el fin de evitar estar en condiciones de régimen estratificados de flujo en la zona evaporativa.
- Necesidad de sistemas de control más complejos y costosos que los usados en los sistemas HTF.
- Falta de un sistema de almacenamiento térmico adecuado.

En base a estas premisas el balance actual, en términos económicos, es positivo [1] por lo que el proceso DSG se muestra como una alternativa contundente para aumentar la competitividad de las plantas CSP (Concentrating Solar Power). Su espaldarazo final vendrá dado de forma inmediata con la puesta en marcha de las primeras plantas comerciales, pero su éxito tecnológico futuro se verá reflejado directamente en el desarrollo e implementación de sistemas de almacenamiento térmico adaptados a este tipo de tecnología.

1.2. ALMACENAMIENTO TÉRMICO PARA LA TECNOLOGÍA DSG: OPCIONES LATENTE/SENSIBLE

En este tipo de plantas el fluido caloportador cambia de fase en los propios tubos absorbentes del campo solar, por tanto, se trabaja con un medio bifásico. Este hecho determina de forma directa el tipo de almacenamiento térmico a emplear.

El potencial térmico adquirido por el HTF en el campo solar se debe principalmente al cambio de fase (evaporación), proceso a temperatura y presión constantes, de ahí que para poder recuperar (almacenar) dicho potencial de forma eficiente sea conveniente utilizar un proceso del mismo tipo. Esto solamente puede llevarse a cabo mediante los materiales de cambio de fase PCMs (Phase Change Materials), quienes van a permitir almacenar y liberar calor latente de condensación y evaporación a través de un proceso también isoterma – isobárico.

Véase, a través de un ejemplo comparativo, como funciona un sistema de almacenamiento térmico basado en calor sensible frente a otro basado en calor latente en una planta DSG:

En calor sensible. Durante la carga se tiene vapor proveniente del campo solar en condiciones de saturación que se dirige hacia el medio de almacenamiento en sensible. Éste, inicialmente se encuentra a una temperatura $T_{0,c}$ menor que la temperatura del vapor saturado $T_{sat,c}$, por tanto, comienza a tener lugar la condensación cediéndose calor latente al medio de almacenamiento que eleva su temperatura hasta $T_{f,c}$ (valor que depende de la barrera física interpuesta entre el HTF y el almacenamiento. Idealmente podría llegar hasta $T_{sat,c}$, momento en el que concluiría el proceso). Durante la descarga se tiene agua proveniente del campo solar en condiciones de saturación que se dirige hacia el medio de almacenamiento en sensible. Éste, inicialmente se encuentra a una temperatura $T_{0,d}$ mayor que la temperatura del agua saturada $T_{sat,d}$, por lo que comienza a tener lugar la evaporación absorbiéndose calor sensible del medio de almacenamiento que baja su temperatura hasta $T_{f,d}$ (valor que depende de la barrera física interpuesta entre el HTF y el almacenamiento. Idealmente podría llegar hasta $T_{sat,d}$, momento en el que concluiría el proceso). Gráficamente lo que sucede a lo largo del intercambiador es (Figura 4):

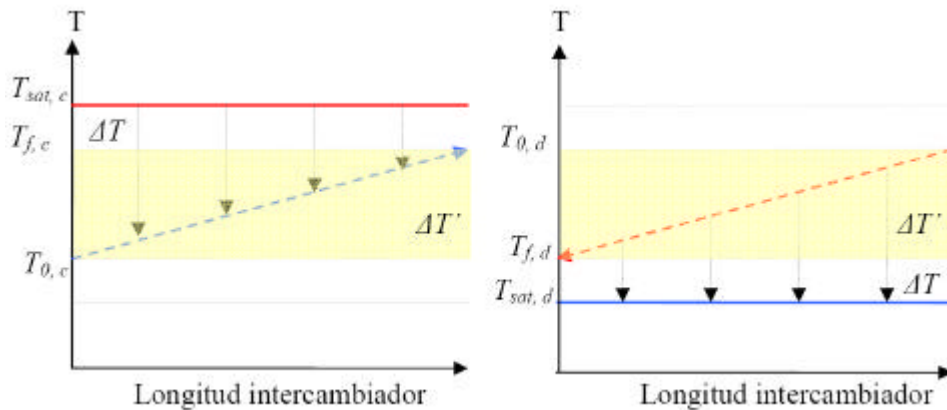


Figura 4: (lq.) proceso de carga: Intercambio de calor latente con sensible; (dcha.) proceso de descarga: Intercambio de calor sensible con latente.

En un almacenamiento térmico de este tipo, la energía almacenada en carga viene dada por:

$$Q_c = \dot{m}_{HTF} \cdot C_p \cdot (T_{f,c} - T_{0,c}) \cdot t_c \quad (1)$$

Del mismo modo, la energía liberada en descarga viene dada por:

$$Q_d = \dot{m}_{HTF} \cdot C_p \cdot (T_{0,d} - T_{f,d}) \cdot t_d \quad (2)$$

Si se quieren mantener fijas las energías Q_c/Q_d y los tiempos t_c/t_d , entonces:

- Si se consideran saltos de temperatura $\Delta T'$ elevados y caudales moderados entonces existe gran diferencia entre la fuente de vapor saturado proveniente del campo solar y el que se obtiene a partir del almacenamiento térmico (el primero está a una temperatura $T_{sat,c}$ y el segundo a una temperatura $T_{sat,d} < T_{sat,c}$, es decir, difieren $\Delta T + \Delta T'$), lo cual repercute en el funcionamiento del bloque de potencia.

– Si se consideran saltos de temperatura ΔT bajos entonces, para evitar grandes diferencias entre vapores, se tendría que trabajar con caudales elevados lo cual requiere campos solares mayores (sobredimensionados).

En calor latente. En carga, el vapor proveniente del campo solar en condiciones de saturación se dirige hacia el medio de almacenamiento ahora en latente. Éste, se encuentra a una temperatura $T_m < T_{sat, c}$, por lo que el vapor comienza a condensar cediendo calor latente al medio de almacenamiento que, en consecuencia, comienza a cambiar de fase a temperatura constante T_m . En descarga, el agua proveniente del campo solar en condiciones de saturación se dirige hacia el medio de almacenamiento en latente. Éste, inicialmente se encuentra a una temperatura $T_m > T_{sat, d}$, por lo que el agua saturada comienza a evaporarse absorbiendo calor latente del medio de almacenamiento, que vuelve a cambiar de fase a temperatura constante T_m . En este caso, el final de cada proceso se produce cuando todo el PCM ha cambiado de fase. Gráficamente lo que sucede a lo largo del intercambiador es (Figura 5):

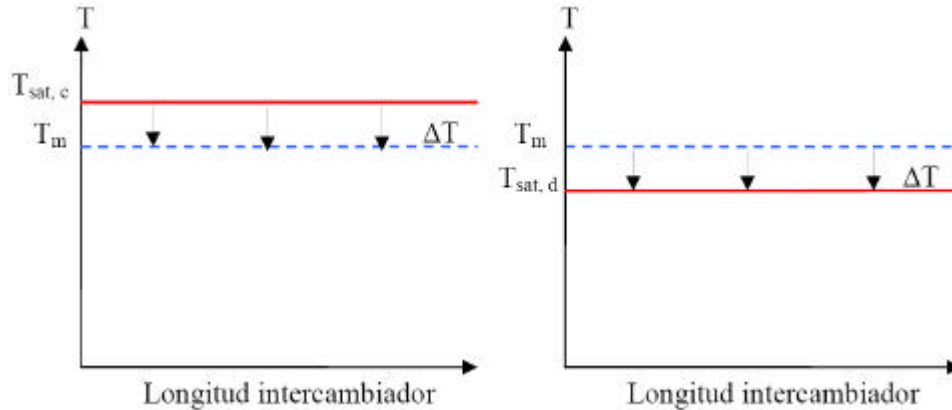


Figura 5: (Izq.) proceso de carga: Intercambio de calor latente con latente; (dcha.) proceso de descarga: Intercambio de calor latente con latente.

En un almacenamiento térmico de este tipo, la energía almacenada en carga viene dada por:

$$Q_c = \dot{m}_{PCM} \cdot \Delta H_f \cdot t_c \quad (3)$$

Del mismo modo, la energía liberada en descarga viene dada por:

$$Q_d = \dot{m}_{PCM} \cdot \Delta H_f \cdot t_d \quad (4)$$

Si se quieren mantener fijas las energías Q_c/Q_d y los tiempos t_c/t_d solamente se tiene que asegurar que la variación de la masa del PCM con el tiempo es la adecuada. Por ser, tanto la carga como la descarga, procesos isotermos, no se tienen los inconvenientes del caso anterior, es decir, que la fuente de vapor saturado proveniente del campo solar y el que se obtiene a partir del almacenamiento térmico no difieren salvo ΔT .

Por este motivo, para plantas DSG, un sistema de almacenamiento térmico basado en un PCM es particularmente ventajoso.

2. MATERIALES DE CAMBIO DE FASE (PCMs)

Para centrar el problema se debe analizar, en primer lugar, que tipo de transiciones de fase son las más adecuadas: las sólido-sólido, sólido-líquido, sólido-gas o líquido-gas.

Las transiciones sólido-líquido son las más usadas en los almacenamientos térmicos con cambio de fase de los sistemas solares de baja temperatura. Se debe a que los cambios de fase que llevan asociados una fase gaseosa implican dificultades técnicas debidas a las variaciones de volumen (presión) entre fases, aunque desde el punto de vista exergético, son las más favorables [2]. También, las transiciones sólido-sólido quedarían descartadas por ser muy pobres energéticamente[2].

Una vez seleccionado el tipo de transiciones de interés, se tratará de seleccionar un material de cambio de fase (PCM) idóneo en base a los requisitos que se enumeran a continuación (por orden de prioridad):

- Temperatura de cambio de fase adecuada.

- Estabilidad química y ciclabilidad.
- Presión de vapor baja (< 1 bar) a las temperaturas de operación.
- Debe ser abundante y barato.
- Valor alto de entalpía de cambio de fase.
- No ha de ser inflamable

Además, se valoran otros requisitos adicionales como:

- Bajo índice de corrosión.
- Conductividad térmica alta.
- Variación pequeña de volumen durante el cambio de fase.

El primero de los requerimientos, la temperatura de fusión/solidificación del PCM, juega el papel primordial ya que el PCM ha de cambiar de fase aproximadamente a la misma temperatura que el HTF (cuyo cambio depende de la presión). Para plantas termosolares, asumiendo como HTF vapor saturado entre 20 bar y 130 bar, el rango de temperaturas de trabajo va desde los 220° C hasta los 330° C.

Los PCMs cuya temperatura de fusión se encuentra dentro de este rango de temperaturas pueden ser: metales y sales inorgánicas anhidras tanto monocomponentes como mezclas eutécticas.

Entre los posibles metales están el Bi, el Pb y el Sn pero de éstos el Pb y el Bi son altamente tóxicos y el Sn posee una o baja entalpía de cambio de fase en ambos casos [4] además de un elevado coste.

Sin embargo aunque el coste pueda ser elevado, los metales son generalmente buenos conductores térmicos lo que permite obtener altas tasas de almacenamiento térmico.

En cuanto a las sales inorgánicas, cuya temperatura de fusión está entre 220°C y 300°C podemos encontrar: nitritos, nitratos, cloritos, cloratos, fluoritos, fluoratos, hidróxidos, carbonatos, etc; así como, mezclas de las anteriores que presentan buena miscibilidad y, en general, bajo coste ([3],[4],[5], [6], [7], [8], [9], y [10]).

Los datos de la literatura anterior en el intervalo de temperaturas 220° C - 330° C se resumen en la siguiente tabla de sales anhidras (Tabla 1).

PCM (mol%)	PCM2(mol%)	PCM 3(mol%)	T _m (°C)
KNO ₃ (94)	KCl (6)		320
NaOH			320
NaNO ₃			306
FeCl ₃			304
NaNO ₃ (93.5)	NaCl (6.5)		297
NaNO ₃ (93.6)	Ba(NO ₃) ₂ (3.7)		293
ZnCl ₂			280
KNO ₃ (87.5)	Ba(NO ₃) ₂		285
NaNO ₂			270
NaCl (5.7)	Na ₂ CO ₃ (2.6)	NaOH (91.7)	282
LiCl (25)	LiOH (75)		262
KCl	ZnCl ₂		262
NaClO ₃			260
LiNO ₃			253
KOH			249
LiNO ₃ (97)	Ba(NO ₃) ₂ (3)		249

NaOH(28)	NaNO ₃ (72)		247
NaOH(59)	NaNO ₃ (41)		266
Acido P-clorobenzoico			240
NaNO ₃ (64)	KNO ₃ (36)		238
NaOH(73)	NaNO ₂ (27)		237
ZnCl ₂ (32)	KCl(68)		230
LiNO ₃ (85)	Ca(NO ₃) ₂ (15)		232
NaOH(20)	NaNO ₂ (80)		232
NaCl	ZnCl ₂		228
NaNO ₃ (70)	Ca(NO ₃) ₂ (30)		225
NaNO ₃ (50)	KNO ₃ (50)		221

Tabla 1: Temperaturas de fusión de las sales anhidras en el intervalo 220° C - 330° C.

Nota. Las sustancias binarias y ternarias que aparecen en esta tabla han de ser cotejadas con sus correspondientes diagramas de fase, ya que, en algunos casos, los autores advierten que existe cierta complejidad en los mismos. Estar fuera del punto eutéctico en el diagrama de fases significaría almacenar calor ineficientemente.

De entre todas las sales de la Tabla 1 los cloruros y los hidróxidos, tras los estudios previos al proyecto europeo DISTOR [11], fueron descartados por demostrarse que eran corrosivos en acero y, también, por su alta higroscopicidad, inconvenientes que les hacen poco atractivos como PCMs.

El empleo del Ba(NO₃)₂ apenas se conoce y la mezcla eutéctica de Ca(NO₃)₂ y NaNO₃, cuya temperatura de fusión es aproximadamente 230° C (dependiendo del autor), puede presentarse como una alternativa a tener en cuenta, en especial, para aplicaciones de calor de proceso.

Tras DISTOR vinieron otros proyectos como ITES [12], [13], [14] donde los PCMs candidatos para un sistema de almacenamiento en calor latente en el rango de temperaturas comprendido entre 100° C y 350° C, fueron las sales alcalinas: nitratos, nitritos o mezclas de ellos. En la Figura 6 se muestran los valores de las entalpías de fusión de dichas sales en función de la temperatura de cambio de fase.

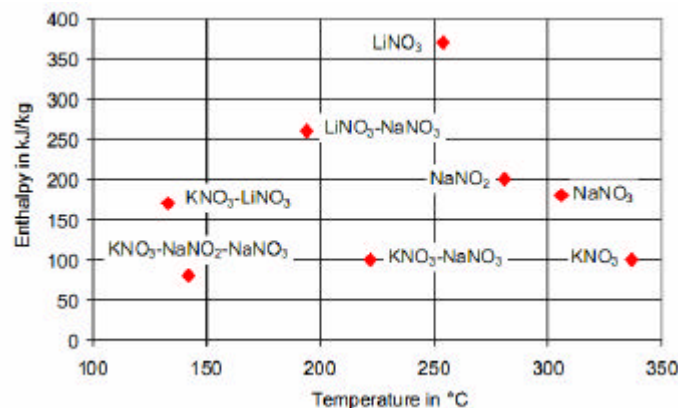


Figura 6: Nitritos y nitratos adecuados como PCM's [14].

Estas sales presentaban ventajas desde el punto de vista de la disponibilidad, aunque este es un dato a cotejar a día de hoy debido a la variabilidad del mercado.

Otro factor determinante es el coste. En la gráfica anterior (Figura 6) se ve que el LiNO₃ muestra el valor más elevado de entalpía pero su elevado coste lo harían inadecuado para plantas termosolares a gran escala (aún así, este caso convendría ser evaluado en función de la aplicación). En la Figura 7 se muestra el coste de algunos PCMs.

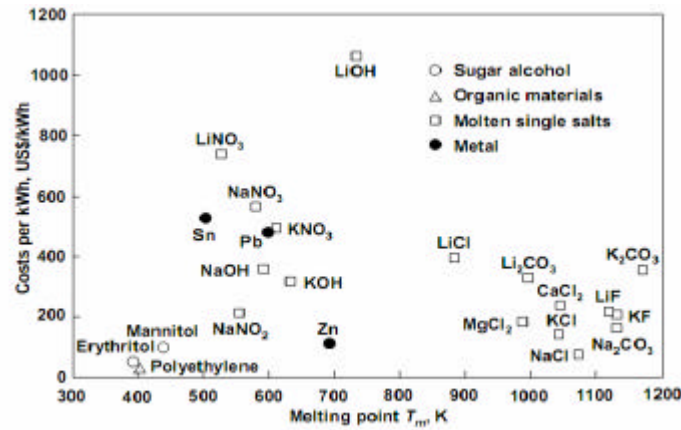


Figura 7: Coste medio de algunos PCMs ordenados por su temperatura de cambio de fase [15]

Por otro lado, el NaNO_2 aunque tiene una temperatura de fusión adecuada y un calor latente alto, en atmósfera de aire se oxida dando lugar a la formación de NaNO_3 , variando así la temperatura de fusión del PCM de partida.

El uso del KNO_3 cuyo punto de fusión está en 334°C , implicaría dificultades desde el punto de vista técnico, puesto que implicaría trabajar con vapor saturado en condiciones difíciles de manejar en una planta de colectores cilindroparabólicos.

Los otros dos PCMs que restan en la Figura 6: $\text{KNO}_3\text{-NaNO}_3(\text{eu})$ y NaNO_3 , ya han sido empleados en la construcción de prototipos a pequeña escala desarrollados dentro de los proyectos DISTOR [17] e ITES [12] respectivamente.

En base a todo lo anterior, para plantas de colectores cilindroparabólicos con generación directa de vapor, se descartan los PCMs por encima de los 310°C , por implicar presiones de trabajo demasiado altas, y la opción del conocido $\text{KNO}_3\text{-NaNO}_3$ eutéctico (temperatura de cambio de fase 222°C) ya que limita, en descarga, el vapor saturado a presiones de 40bar. Por ello, nuestra elección se decanta por el NaNO_3 , cuya temperatura de fusión, 306°C , se adapta bien a las condiciones de trabajo: en torno a los 100bar de presión.

Recientemente Bauer et al., en el artículo [18], han realizado estudios sobre la estabilidad térmica del NaNO_3 a tiempos largos así como medidas de sus propiedades termofísicas (difusividad térmica, capacidad calorífica, etc.) a 306°C comparándolas con datos ya publicados. Sus resultados muestran que el NaNO_3 es térmicamente estable a tiempos largos hasta los 350°C . En cuanto a sus propiedades termofísicas, la difusividad y capacidad calorífica a 306°C en estado líquido verifican la relación $\lambda = \rho a C_p$, mientras que, a 306°C en estado sólido conocida la densidad y la capacidad, no se verifica dicha relación. Sus medidas muestran que la difusividad disminuye desde la temperatura ambiente hasta la temperatura de fusión, aproximándose, cerca del punto de fusión, los valores de la fase líquida y de la fase de vapor.

También dan a conocer estudios de compatibilidad con otro tipo de materiales como el grafito. Sus resultados experimentales muestran que a 310°C el NaNO_3 oxida lentamente al grafito, desaconsejando su uso a tiempos largos.

La principal desventaja que presenta el uso de sales de nitrato en general es su baja conductividad térmica, generalmente en torno a los 0.5 W/m K [15], que limita mucho las tasas de transferencia de calor. Este es el motivo por el que el desarrollo de un sistema de almacenamiento térmico con este tipo de sales debe enfocarse hacia conceptos que permitan compensar esta limitación.

Tampoco se deben olvidar otros problemas que acompañan al uso de sales, como son la diferencia de densidades entre la fase líquida y la fase sólida y la formación de huecos durante el proceso de solidificación, que debe estar controlado para evitar el nacimiento de puntos calientes durante la carga.

3. TÉCNICAS DE MEJORA DE LA CONDUCTIVIDAD TÉRMICA EFECTIVA EN PCMs

Una vez conocido el principal handicap en el empleo de sales de nitrato como medio de almacenamiento, para poder aumentar su conductividad térmica efectiva, se puede actuar siguiendo dos vertientes: actuar sobre sus propiedades intrínsecas (sobre la conductividad térmica intrínseca) o emplear técnicas de mejora en el diseño del intercambiador de calor en el que se encuentra embebida que permitan aumentar las tasas de transferencia de calor y, así, el rendimiento del mismo.

Una clasificación de las técnicas de mejora de transferencia de calor es la propuesta por Bergles [19] quien distingue entre técnicas de mejora pasivas (cuando no se requiere la aplicación directa de una fuerza externa) y técnicas de mejora activas, por ejemplo una rotación, que necesita de alimentación externa.

Dentro estas técnicas serán de interés aquellas que actúen tratando de mejorar las propiedades intrínsecas de la sal, es decir los aditivos, o aquellas que actúen sobre el propio diseño del intercambiador tratando de aumentar el área de transferencia para compensar su baja conductividad, es decir, las superficies extendidas o los tubos en espiral.

A continuación se hace una revisión bibliográfica sobre el estado del arte en estas dos líneas de investigación.

3.1. LÍNEAS DE ACTUACIÓN DESDE EL PUNTO DE VISTA DE LAS PROPIEDADES INTRÍNSECAS DEL PCM

Se pueden encontrar las siguientes propuestas para aumentar su conductividad térmica efectiva de un PCM:

Nanopartículas:

Con el desarrollo de la nanotecnología, se ha comenzado a investigar la transformación que sufren ciertas sustancias cuando se les añaden nanopartículas (de tamaño comprendido entre 1nm y 100 nm) de alta conductividad térmica.

Existen diversas publicaciones, la mayoría para aplicaciones de baja temperatura, que lo corroboran. Por ejemplo, los estudios llevados a cabo por Khodadadi et al. [20] sobre el proceso de solidificación del agua con nanopartículas de Cu, Al, CuO₂, AlO₂, TiO₂, etc. (de 50nm) para diferentes valores de nº partículas por unidad de volumen (fracción en Vol), que muestran como para un determinado tipo de nanopartículas el tiempo de solidificación disminuye al aumentar la fracción de nanopartículas, aunque para fracciones pequeñas el tiempo de solidificación es prácticamente independiente del tipo de nanopartículas.

Entre los materiales de uso más común se encuentran metales químicamente estables (por ejemplo: Au, Cu), óxidos metálicos (por ejemplo: SiO₂, ZrO₂, TiO₂), óxidos cerámicos (por ejemplo: Al₂O₃, CuO), carburos metálicos (por ejemplo: SiC), nitruros metálicos (por ejemplo: SiN), C en diferentes formas (por ejemplo: diamante, grafito, nanotubos, fullerenos) y nanopartículas funcionalizadas, por sus buenas propiedades térmicas, mecánicas y químicas. Aún hoy no se conoce con exactitud el comportamiento de estas sustancias y es por eso no se sabe explicar bien su conductividad térmica efectiva, de ahí que se recurra a modelos constatados con datos experimentales.

Para que la mejora sea tomada en consideración a la hora de actuar sobre un PCM, han de evaluarse también los posibles inconvenientes asociados a su uso, como pueden ser:

- Que el nº de nanopartículas por unidad de volumen necesario para obtener una mejora apreciable sea elevado, lo cual implicaría aumentar el volumen del almacenamiento térmico (se tendría que llegar a un compromiso para encontrar la concentración óptima),
- que el PCM no sea compatible químicamente con las nanopartículas introducidas (en las aplicaciones para baja temperatura, la mayor parte de los PCMs que se ven beneficiado con el uso de nanopartículas son parafinas, muy estables químicamente y no corrosivas),
- que tras los ciclados térmicos del PCM, las nanopartículas no consigan mantenerse en suspensión en el seno del PCM.

Estructuras metálicas: Rings, balls, brush, mesh, honeycomb, etc.

El uso de de estructuras metálicas insertadas en el seno del PCM como técnica de mejora aún ha sido muy poco utilizada. Ésta, tiene el inconveniente de que las estructuras metálicas insertadas normalmente tienen una densidad alta comparada con la de los PCMs que hace que terminen acumulándose en el fondo del almacenamiento (además del peso considerable que ocasionan al sistema). También hay que tener en cuenta los problemas de compatibilidad entre los PCMs y los tipos de metales. Por eso, una buena alternativa son las fibras de carbono, compatibles con muchos PCMs, menos densas que los metales y con conductividades del mismo orden que el Cu o el Al. La orientación de estas fibras dentro del PCM es decisiva para obtener una buena tasa de transferencia [21].

Otras alternativas para evitar que estas estructuras se acumulen en el fondo del almacenamiento son las propuestas en la solicitud de patente **EP2112451A1**, de 2009, publicada por Sagie et al., en la que se proponen diferentes tipos de geometrías metálicas fijadas al contenedor de PCM como brushes, stars, propellers or mesh (Figura 8). En esta patente se recomienda que para aplicaciones en el rango de temperaturas comprendido entre los 300° C y los 600° C las estructuras sean de Al o de Cu y, en el caso de emplear NaNO_3 como PCM, la forma geométrica óptima son los brushes.

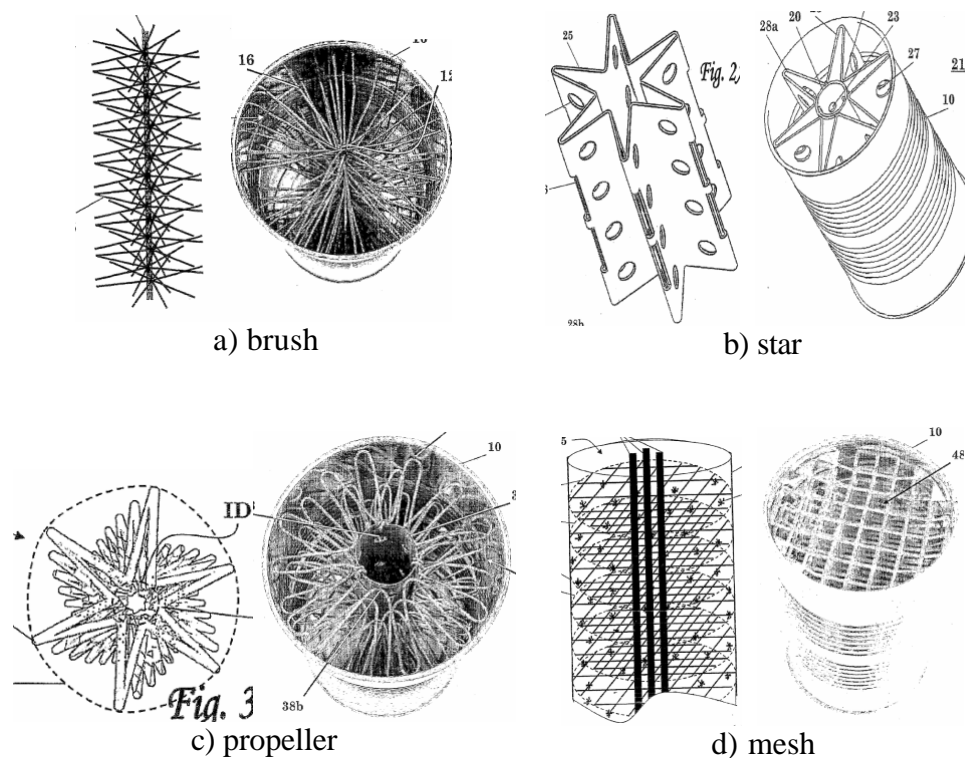


Figura 8: Estructuras metálicas para mejorar la conductividad efectiva del PCM: **EP2112451A1**.

Estructuras porosas. Espumas o matrices → composites

Los composites son espumas o matrices en cuyos huecos se puede llegar a microencapsular el PCM. El comportamiento de estas estructuras porosas depende en gran medida del método de fabricación pero, a día de hoy, existen pocos estudios en el rango de aplicaciones de media y alta temperatura.

Para alta temperatura se puede obtener información revisando la línea de investigación del proyecto DISTOR [11] que se enfocó en la búsqueda de nuevos materiales de almacenamiento térmico y, dónde se llegaron a fabricar y a caracterizar diferentes tipos de composites realizados a base de matrices de grafito expandido (EG) y la mezcla eutéctica $\text{NaNO}_3/\text{KNO}_3$.

Seleccionando diferentes tipos de gafito para la elaboración de composites y ensayando diversas técnicas de fabricación, se arrojaron los siguientes resultados: la técnica más

adecuada para la fabricación de composites es la compresión en frío, llevada a cabo con un 20% de grafito, que da lugar a composites con una conductividad notablemente más alta que la de partida y con una entalpía y una densidad prácticamente inalteradas [22].

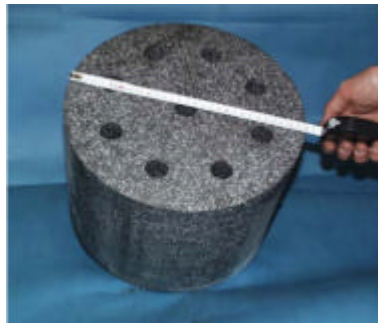


Figura 9: Composite EG-PCM. Proyecto DISTOR [23]

Más recientemente Zhao et al. [24] han comparado los resultados experimentales obtenidos al realizar composites con espumas metálicas (de Cu o de Cu y una aleación de acero) de diferentes porosidades y matrices de grafito expandido en NaNO_3 como PCM concluyendo, que la conductividad efectiva es mayor en el caso de las espumas metálicas pero presentan más problemas de corrosión que el grafito.

3.2. LÍNEAS DE ACTUACIÓN DESDE EL PUNTO DE VISTA DEL DISEÑO DEL ALMACENAMIENTO

Se pueden encontrar las siguientes propuestas para aumentar área de transferencia efectiva:

Aletas:

En DISTOR [25] también se exploraron las superficies extendidas como técnica de mejora de la transferencia de calor entre el PCM y el HTF. Se desarrolló un prototipo de módulo de almacenamiento térmico basado en el concepto “sándwich” (Figura 10), que conseguía aumentar el área de transferencia mediante aletas de grafito expandido adheridas a los tubos por los que circulaba el medio bifásico. Con respecto a este diseño de módulo de almacenamiento térmico se adquirió una gran experiencia, pero las tendencias futuras se dirigen hacia la reducción de costes.

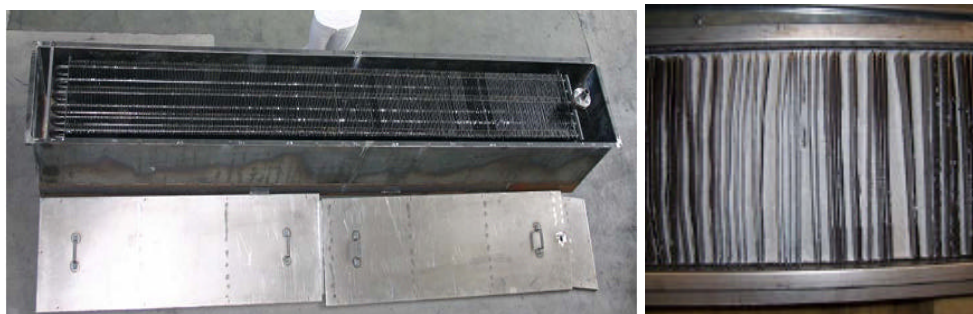


Figura 10: Módulo de almacenamiento térmico tipo “sándwich” de 100kW (DISTOR, [26]).

En base a este mismo concepto pero con aletas de Al como superficies extendidas adheridas a los tubos y en posición vertical de funcionamiento en lugar de horizontal, en el proyecto ITES [12] se ha desarrollado un módulo de almacenamiento térmico empleando NaNO_3 .

El uso de aletas de buenos conductores térmicos, como el Al o el Cu, adheridas a tubos, es una técnica muy extendida en aplicaciones de baja temperatura, pero puede presentar inconvenientes extrapolada a aplicaciones de alta temperatura. Los problemas de corrosión y pasivización están presentes con el uso de sales de nitrato como y, además, la diferente expansión térmica que pueden experimentar las aletas frente a los propios tubos puede hacer que se pierda el contacto entre ambos tras los ciclos térmicos, empeorándose la transferencia de calor.

Macroencapsulados:

Otra alternativa que se exploró en DISTOR [27] para aumentar el área de intercambio fueron los macroencapsulados (Figura 11):



Figura 11: Macroencapsulado de PCM (DISTOR, [23]).

Las conclusiones sacadas tras el desarrollo y testado del prototipo basado en los macroencapsulados, fueron:

- Los volúmenes extra requeridos en los macroencapsulados para prevenir los problemas asociados a la dilatación térmica del PCM en su interior reducen considerablemente la capacidad volumétrica de almacenamiento.
- Para una misma cantidad de PCM y una misma área y material de intercambio, la transferencia de calor es más efectiva bajo el diseño sándwich (PCM situado por fuera de los tubos) que bajo los macroencapsulados, por tanto, el coste efectivo es mayor para este concepto (se requiere un mayor aprendizaje aún).

Nota. La opción de realizar macroencapsulados flexibles que se adaptasen al cambio de volumen del PCM tras los ciclados fue descartada en DISTOR [27] ya que, para evitar los problemas asociados a la corrosión de las sales se requerían espesores de pared de, al menos 1mm, por lo cual el diseño de capsulas flexibles es inviable.

Recientemente han surgido propuestas innovadoras enfocadas al desarrollo de encapsulados (esféricos y tubulares) para PCMs metálicos, compatibles con sales fundidas como fluido caloportador, y para su utilización en lechos fluidizados en aplicaciones cuyo rango de temperaturas esté comprendido entre los 425° C y los 440° C: ver [28], aunque en este caso el HTF cede/absorbe calor sensible, mientras que el lecho absorbe/cede calor latente.

3.3. OTRAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN

Mención aparte merecen los PCM-Slurrys y los microencapsulados de PCM, éstos últimos utilizados comúnmente en lechos fluidizados.

PCM-Slurrys:

Los PCM-Slurrys están siendo el foco de atención en la actualidad para aplicaciones de baja temperatura. En ellos se combinan la capacidad de almacenamiento térmico, gracias a un cambio de fase semisólido-líquido, y la fluidez del mismo PCM-Slurry, que permite que éste pueda ser bombeado y así favorecer la transferencia de calor. En alta temperatura es difícil conseguir un material que reúna estos dos requisitos sin que se segregue tras los ciclados térmicos, a excepción del empleo de microencapsulados esféricos de PCM en el seno de un HTF intermedio que permita circular dichas microesferas de PCM (en aplicaciones de baja temperatura se conocen como MPCM-Slurrys).

En esta línea, resaltar la novedosa propuesta de Anoop Mathur [29], (convertida posteriormente en la solicitud de patente **US2010/0230075A1**), que desarrolla un sistema de almacenamiento térmico basado en una mezcla de sal que actúa como PCM-Slurry dentro de un tanque termoclino. En este caso, durante la descarga, existe una primera fase donde el PCM-Slurry cede calor latente y una segunda fase donde el PCM-Slurry cede calor sensible.

Microencapsulados:

La misma idea de los microencapsulados de PCM podría tomarse en contacto directo con el HTF bifásico, siendo así el área de intercambio muy elevada. Pero ésta es un área aún por desarrollar debido a la complicada fabricación de microencapsulados de sales fundidas. A pesar de todo, se pueden encontrar propuestas innovadoras recientes dónde se consiguen microencapsulados de sales que se adaptan al cambio de volumen para la construcción de lechos fluidizados en aplicaciones de alta temperatura, como se describe en [30], aunque en este caso el HTF cede/absorbe calor sensible, mientras que el lecho absorbe/cede calor latente.

4. PATENTES Y MODELOS DE UTILIDAD SOBRE MÓDULOS DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO

Una vez revisadas todas las líneas de investigación abiertas sobre las técnicas de mejora de la conductividad térmica efectiva de un PCM, en cada línea de actuación, conviene hacer una revisión en la literatura de patentes y modelos de utilidad para localizar posibles configuraciones que favorezcan la transferencia de calor actuando sobre el propio diseño del módulo de almacenamiento térmico.

Existe un conjunto de ellas que tiene como denominador común la geometría en espiral, dando lugar a paredes de separación o canales espirales que aportan grandes áreas de transferencia por unidad de volumen.

Algunos ejemplos son:

US4194496, de 1980, publicada por Carlson, que muestra un módulo de almacenamiento basado en calor sensible compuesto por un lecho de rocas en espiral a través del cual se hace pasar un flujo de aire que trata de crear un gradiente térmico radial.

US7035532B2, de 2006, publicada por Kudo, quien presenta un aparato para almacenar calor latente. El aparato consta de varios brazos conductores en espiral que albergan un material de cambio de fase el cual es fundido por efecto Joule. Después, al solidificarse de nuevo el PCM, la energía liberada en forma de calor latente se emplea para elevar la temperatura de un líquido.

US4403645, de 1983, publicada por MacCracken, también presenta un aparato para almacenar y liberar calor latente en y de un material de cambio de fase, intercambiando energía en forma de calor sensible con un fluido, a través de tubos en espiral.

US4445566, de 1984, publicada por Laing et al. Muestran un módulo de almacenamiento térmico basado en un tanque relleno de PCM, donde, a través de un intercambiador en espiral colocado en su seno, un fluido puede ser enfriado primero y calentado después.

Esta misma idea, también ha sido puesta en práctica y estudiada por los autores Domanski et al., J. Benaszek, M. Rebow, quienes han publicado varios artículos sobre el comportamiento de un módulo de almacenamiento térmico en espiral que alberga un PCM que es cargado y descargado mediante flujos de aire, [32], [33].

La geometría de canalización en espiral también es muy común en intercambiadores de calor, para evaporar un líquido saturado (**US4932467**, de 1990, publicada por Wigmore et al.) o para sobrecalentar un vapor saturado (**US4993487**, de 1991, publicada por Niggemann), así como en generadores de vapor a través de electrodos en espiral (**US0040954A1**, de 2008, publicada por Yu et al.).

BLOQUE II: PREDISEÑO DE UN MÓDULO DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO DE 100 kW

5. OBJETIVO

El objetivo es la realización del prediseño de un módulo de almacenamiento térmico de 100kW basado en calor latente, cuyas condiciones nominales de diseño sean:

- En carga, vapor saturado a 316°C (~ 100 bar) y
- En descarga, agua saturada a 296°C (~ 80 bar),

Es decir, ideado para operar en plantas termosolares de captadores cilindro parabólicos con tecnología DSG o cualquier otra aplicación industrial en la que se requiera calor de proceso adaptado a las condiciones de diseño.

Se trata de describir la geometría más adecuada para el módulo de almacenamiento y de dar el tamaño óptimo para un tiempo determinado de funcionamiento, en base a un estudio de las tasas de transferencia de calor en condiciones de régimen estacionario.

6. DESCRIPCIÓN DEL MÓDULO DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO

La forma física del módulo de almacenamiento térmico se basa en los intercambiadores de calor de placas en espiral (Spiral Plate Heat Exchanger: SPHE). El uso de este tipo de intercambiadores está ampliamente extendido debido a su eficiencia para conseguir altas tasas de transferencia de calor gracias a su gran área de intercambio por unidad de volumen y a la presencia de fuerzas centrífugas. Además, existen ya intercambiadores comerciales de este tipo aptos para trabajar en condiciones de altas presiones y temperaturas (ver [34]). Uno de estos tipos de intercambiadores, designado en la literatura como SHE type II, es comúnmente empleado como superficie condensadora. Dicho intercambiador va montado en vertical y está diseñado para operar en condiciones de flujos cruzados. También, se caracteriza por tener un canal completamente cerrado, por el que circula un fluido monofásico, mientras que el otro permanece abierto por ambos extremos (Figura 12).

El diseño propuesto es una modificación de un intercambiador del tipo del de la Figura 12, preparado para usarse reversiblemente: como condensador en carga y como evaporador en descarga. En él, uno de los fluidos es sustituido por el PCM, el cual cambia de fase cíclicamente, convirtiendo así el intercambiador de calor en un módulo de almacenamiento térmico con cambio de fase.

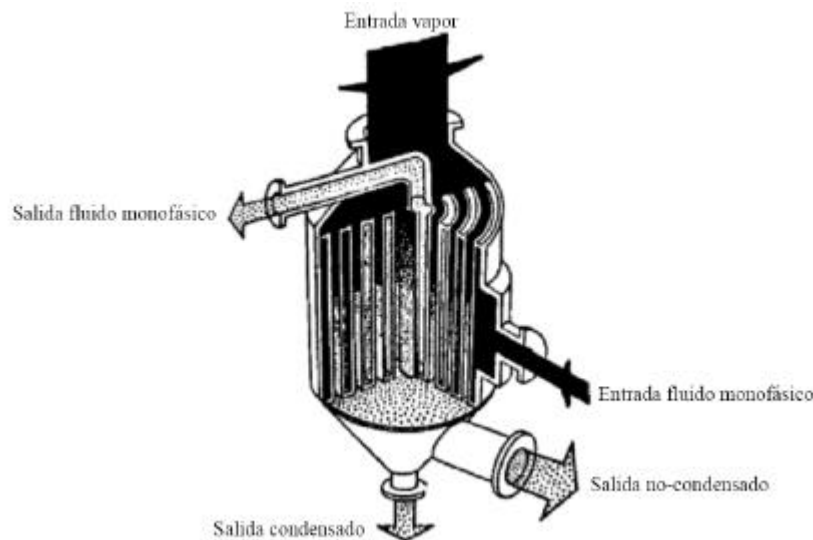


Figura 12: Intercambiador de calor comercial de placas en espiral: Superficie condensadora [35].

En el nuevo diseño el PCM no se halla encapsulado en el canal cerrado del sistema de almacenamiento térmico, sino que ocupa el espacio abierto del mismo, para evitar los

problemas derivados del posible cambio de densidad, y por tanto de volumen, que pueda sufrir el PCM tras el cambio de fase.

Además, se ha previsto que el canal que está completamente cerrado tenga una geometría tal que, durante la carga se favorezca el desagüe del caudal condensado que se forma en su interior, evitando que se acumule en el fondo del módulo de almacenamiento, y la succión del no condensado evitando que se acumule en la parte superior. Dicha geometría, durante la descarga, también favorecerá la salida del caudal de vapor que se genera en el interior del canal.

Por otra parte, el sistema de almacenamiento térmico está dotado de una entrada lateral superior para que el vapor saturado que alimenta al módulo en carga pueda fluir por el canal cerrado en espiral, de fuera hacia dentro. Así mismo, contará con una salida en la parte central superior y otra en la parte central inferior. La primera para que el caudal de vapor no condensado pueda salir al exterior y la segunda para el caudal condensado. De esta forma el módulo de almacenamiento térmico puede actuar como separador durante su funcionamiento en carga.

Durante el proceso de descarga la entrada lateral superior permanece cerrada y se utiliza la salida central inferior para permitir que el agua saturada fluya por el canal en espiral y salga por la salida central superior ya convertida en vapor saturado.

Por último, para prevenir que las altas presiones de trabajo del fluido caloportador puedan ocasionar daños estructurales en el canal en espiral cerrado, también se ha previsto que en el espacio abierto ocupado por el PCM se coloque cierto número de soportes soldados perpendicularmente al canal en espiral cerrado y del mismo material que éste (Anexo 11.3).

En base a esta descripción geométrica conceptual se muestra la siguiente colección de figuras (Figuras 13, 14 y 15) que forman parte de la descripción en detalle perteneciente a la **Patente nacional 201131378**, a día de hoy en tramitación.

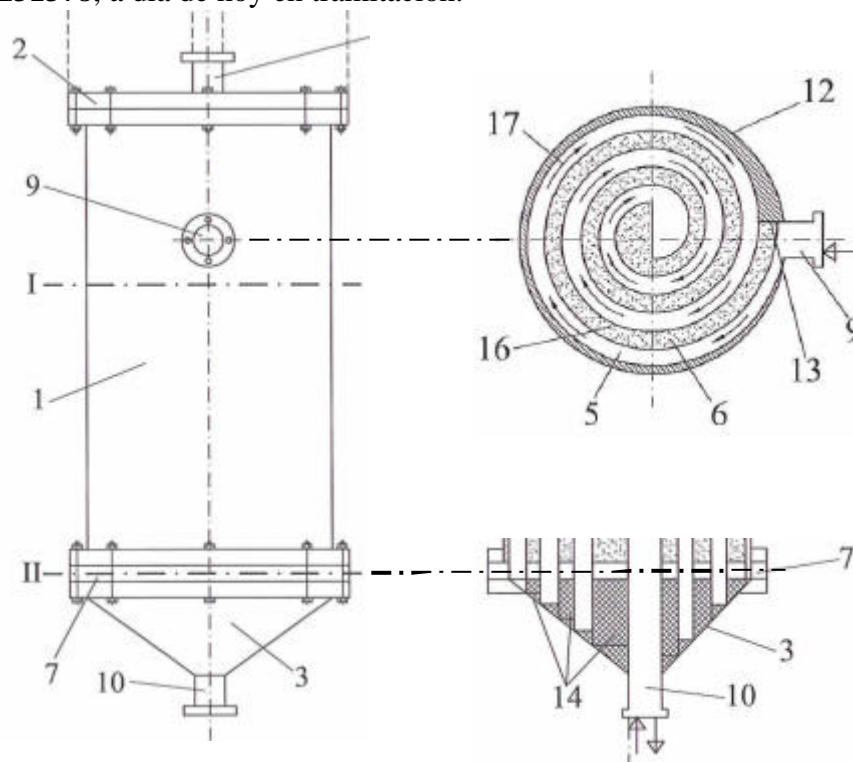


Figura 13 (izq.): Vista frontal externa del módulo de almacenamiento térmico (posición de las entradas y salidas).

Figura 14 (dcha. arriba): Corte transversal del módulo de almacenamiento térmico a lo largo de la línea punteada indicada (disposición del HTF-PCM en el interior del módulo de almacenamiento).

Figura 15 (dcha. abajo): Corte longitudinal del módulo de almacenamiento térmico por el centro en su parte inferior (geometría que favorece el desagüe del caudal condensado en carga).

En los siguientes apartados, se realizará un estudio teórico para averiguar cuáles son las características geométricas más apropiadas: radios máximo y mínimo de la doble espiral, separación entre las placas, número de vueltas y altura del módulo de almacenamiento; para un tamaño de 100 kW y un tiempo determinado de funcionamiento.

7. DESCRIPCIÓN DE LOS MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR INVOLUCRADOS. ECUACIÓN DE BALANCE ENERGÉTICO

En un sistema de almacenamiento térmico basado en calor latente, donde no exista contacto directo entre el fluido caloportador (HTF) y el medio de almacenamiento (PCM) se han de distinguir tres zonas:

- Zona 1: Aquella en la que se vaporiza/condensa el vapor/agua saturados (HTF),
- Zona 2: La placa conductora que separa el HTF y el PCM,
- Zona 3: Aquella en la que se funde/solidifica el PCM.

Suponiendo que la transferencia de calor tiene lugar en régimen estacionario, se verifica que la potencia térmica en cada zona, permanece constante a lo largo del tiempo, es decir,

$$|\dot{Q}_1| = |\dot{Q}_2| = |\dot{Q}_3| \quad (5)$$

Si escribimos esta igualdad en función de los mecanismos de transferencia de calor que tienen lugar en cada una de las zonas, se tiene:

$$|h_1 A \Delta T_1| = |h_2 A \Delta T_2| = |h_3 A \Delta T_3| \quad (6)$$

donde:

- A es el área de transferencia entre el HTF y el PCM,
- $\Delta T_1 = T_{sat} - T_{placa(1-2)}$ es la diferencia de temperaturas entre el HTF en condiciones de saturación y la superficie 1-2 de la placa conductora de separación, $\Delta T_2 = T_{placa(1-2)} - T_{placa(2-3)}$ es la diferencia de temperaturas entre las superficies 1-2 y 2-3 de la placa conductora de separación, $\Delta T_3 = T_{placa(2-3)} - T_m$ es la diferencia de temperaturas entre la superficie 2-3 de la placa conductora de separación y el PCM en condiciones de cambio de fase,
- h_1 = el coeficiente de transferencia de calor debido a la evaporación/condensación del vapor
- h_2 = coeficiente de transferencia de calor a través de la placa conductora e igual a $\frac{k_{placa}}{e_{placa}}$

(Siendo k_{placa} la conductividad térmica de la placa conductora y e_{placa} su grosor)

- h_3 = el coeficiente de transferencia de calor debido a la fusión/solidificación del PCM.

Se asumirá que la placa conductora de separación entre el HTF y el PCM (Zona 2) es un conductor térmico ideal ($\alpha_{pared} = \infty$) de espesor despreciable a temperatura T_w .

Entonces la igualdad anterior se escribe:

$$|h_1 A \Delta T_1| = |h_3 A \Delta T_3| \quad (7)$$

siendo:

$$\begin{aligned} \Delta T_1' &= T_{sat} - T_w \\ \Delta T_3' &= T_w - T_m. \end{aligned}$$

Se pueden deducir los valores de los respectivos coeficientes de transferencia de calor, h_1 y h_3 , en función de los mecanismos de transferencia involucrados en la carga y en la descarga del módulo de almacenamiento.

Se tiene que:

- En carga:

1. h_1 se calcula a partir del estudio de la condensación de vapor saturado.

2. h_3 se calcula a partir del estudio de la fusión de un PCM, a la temperatura de fusión de éste, T_m , en una cavidad, cuando la temperatura de una de sus paredes permanece constante, T_w , es mayor que la temperatura del PCM, y el resto de las paredes son adiabáticas.

- En descarga:

3. h_1 se calcula a partir del estudio de la evaporación de agua saturada.

4. h_3 se calcula a partir del estudio de la solidificación de un PCM, a la temperatura de fusión de éste, T_m , en una cavidad cuando la temperatura de una de sus paredes permanece constante, T_w , es menor que la temperatura del PCM, y el resto de las paredes son adiabáticas.

Analizando lo anterior se puede comprobar que, ni la condensación del vapor saturado en carga, ni la evaporación del agua saturada en descarga son los procesos limitantes de la transferencia de calor en el módulo de almacenamiento, ya que ambos son muy efectivos a la hora de transferir el calor (se caracterizan por su elevado valor del coeficientes de transferencia $h_1 > 1000 \text{W/m}^2 \text{K}$ (ver Anexos 11.1 y 11.2).

De entre los otros dos procesos en estudio, la fusión del PCM en carga y la solidificación del PCM en descarga, el más desfavorable desde el punto de vista térmico es la solidificación del PCM durante la descarga, ya que, mientras que en la fusión del PCM pueden existir mecanismos combinados de convección natural y conducción, en la solidificación sólo está presente la conducción térmica. Y, puesto que el PCM considerado (NaNO_3) posee una conductividad muy pobre ($\sim 0,51 \text{W/m}$, [18]), la potencia en descarga puede ser también muy pobre.

Por tanto, considerándose las condiciones más desfavorables desde el punto de vista térmico, el prediseño se centra en el estudio de la solidificación de un PCM, a la temperatura de fusión de éste, T_m , en una cavidad cuando la temperatura de una de sus paredes permanece constante, T_w , es menor que la temperatura del PCM, y el resto de las paredes son adiabáticas.

8. SOLIDIFICACIÓN DE MATERIALES PUROS

En este apartado se estudia el comportamiento cinético del frente de solidificación de un PCM en el tiempo, a escala macroscópica, con el objetivo de, fijado un tiempo de descarga, calcular la separación entre placas del módulo de almacenamiento térmico según:

- Un modelo de placas planas y
- Un modelo de semitubos concéntricos.

8.1. MODELO DE PLACAS PLANAS

8.1.1. Concepto

Para llevar a cabo una primera estimación, se parte de un modelo equivalente a desenrollar las placas que conforman la doble espiral representada en la Figura 14 (ver Figura 16). Y, puesto que el proceso de solidificación avanza simétricamente respecto de ambas placas conductoras, se considerará un sistema formado por: HTF-placa conductora-PCM como el de la Figura 17.

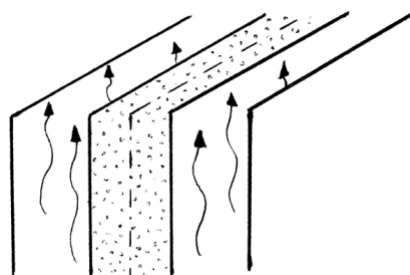


Figura 16: Situación del PCM entre las dos placas que conforman la doble espiral una vez desenrollada.

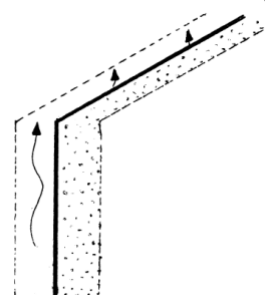


Figura 17: Esquema HTF-placa conductora-PCM.

Éste es un modelo unidimensional en la dirección de avance del frente de solidificación, centrado en la interfase PCM-HTF ($x < 0$ corresponde al HTF y $x > 0$ corresponde al PCM) donde se desprecian los efectos de bordes ya que las dimensiones transversales a dicho avance son mucho mayores que la dimensión considerada (Figura 18).

En el instante inicial se parte del PCM completamente fundido en la cavidad, y a la temperatura de fusión, T_m , mientras que al otro lado de la superficie de separación se tiene agua saturada, cuya temperatura es ligeramente menor que la T_m ($\sim 10K$, [36]). En estas condiciones, comienza a tener lugar un enfriamiento por convección caracterizado por el coeficiente de transferencia de calor h_l . A medida que transcurre el tiempo, la capa de PCM solidificada como consecuencia del enfriamiento, va avanzando paralela a la placa y en sentido $x > 0$. La progresiva capa de PCM sólida va conduciendo el calor latente de solidificación pasivamente desde la interfase sólido-líquido hasta la superficie de separación cuasi-estáticamente. Es decir, en cada instante se establece un campo estacionario de temperaturas entre la interfase sólido-líquido a temperatura T_m y la superficie de separación que se mantiene a T_w .

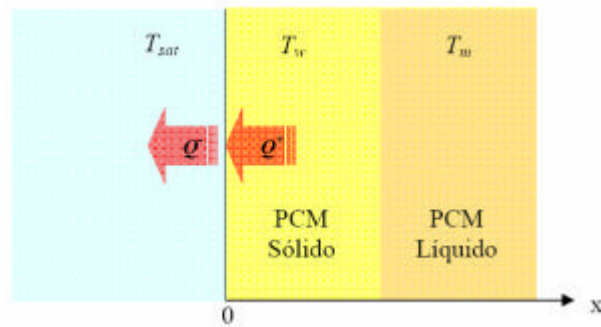


Figura 18: Posición del frente de solidificación en el instante t .

Esta suposición es una aproximación razonable, ya que el producto del calor específico C_p del sólido (1.73 kJ/kgK , [37]) por la diferencia total de temperaturas ($T_m - T_w \sim 10K$) es pequeño comparado con el calor latente de solidificación (182 kJ/kg , [37]), y la transferencia de calor por radiación al entorno permanece despreciable frente a la conducción.

La distribución de temperaturas en el instante t en las tres zonas que entran en juego: externa, sólida y fundida, es la siguiente:

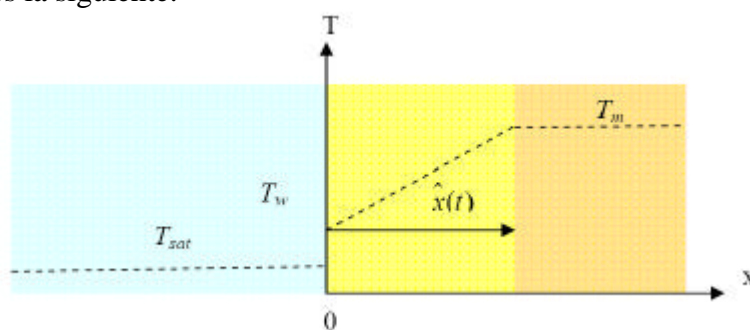


Figura 19: Distribución lineal de temperaturas en el PCM sólido.

8.1.2. Teoría cuasi-estática 1-D (coordenadas cartesianas)

Según lo anterior, la distribución de temperaturas en el PCM sólido, $T(x,t)$ es:

$$T(x,t) = T_w + \frac{(T_m - T_w)}{\hat{x}(t)} x \quad (x \geq 0) \quad (8)$$

(Distribución cuasi-estática) [38]

para la cual el gradiente térmico en el PCM sólido en cualquier instante de tiempo t viene dado por:

$$\left| \frac{\partial T}{\partial x} \right| = \frac{(T_m - T_w)}{\hat{x}(t)} \quad (9)$$

donde $\hat{x}(t)$ representa el espesor de PCM que, al instante t , se halla solidificado.

En $x = 0$ la potencia entrante \dot{Q}^+ viene dada por la ley de Fourier:

$$\left| \dot{Q}^+ \right| = k_s A \frac{\partial T}{\partial x} \quad (10)$$

siendo k_s la conductividad térmica del PCM sólido, y donde teniendo en cuenta el gradiente de temperaturas que se acaba de describir (9), se tiene que:

$$|\dot{Q}^+| = k_s A \frac{(T_m - T_w)}{\hat{x}(t)} \quad (11)$$

Por otra parte, la potencia saliente Q^- en $x = 0$ viene dada por:

$$|\dot{Q}^-| = h_1 A (T_w - T_{sat}) \quad (12)$$

Para asegurar que la energía transferida del PCM líquido al agua saturada, a través de la capa de PCM solidificada, se conserve, se requiere que:

$$|\dot{Q}^+| = |\dot{Q}^-| = |\dot{Q}_{wall}| \quad (13)$$

De las ecuaciones anteriores (11) y (12) podemos eliminar T_w , de modo la potencia neta en la placa se puede expresar como:

$$|\dot{Q}_{wall}| = A \frac{T_m - T_{sat}}{\frac{1}{h_1} + \frac{\hat{x}(t)}{k_s}} \quad (14)$$

Haciendo uso del balance energético en la interfase sólido-líquido se puede sustituir Q_{wall} por:

$$r \Delta H_f \frac{d\hat{x}}{dt} = \frac{T_m - T_{sat}}{\frac{1}{h_1} + \frac{\hat{x}(t)}{k_s}} \quad (15)$$

siendo r la densidad del PCM sólido e ΔH_f su entalpía de cambio de fase. Esta expresión permitiría calcular la velocidad de desplazamiento del frente de solidificación.

Operando a ambos lados de (15), para posteriormente tener una expresión más manejable, se llega a que:

$$\frac{r C_p}{k_s} \left(\frac{e^2}{e} \right) \frac{d\hat{x}}{dt} = \frac{C_p}{\Delta H_f} \frac{(T_m - T_{sat})}{\left(\frac{k_s}{h_1} + \hat{x}(t) \right) \frac{1}{e}} \quad (16)$$

siendo C_p la capacidad calorífica de PCM sólido a presión constante y e el espesor total de PCM entre placas.

Si ahora recurrimos a las magnitudes adimensionales siguientes:

$$a = k_s / C_p r \quad (\text{difusividad térmica})$$

$$f_s = \hat{x}(t) / e \quad (\text{fracción sólida a posición})$$

$$Fo = at / e^2 \quad (\text{número de Fourier})$$

$$Bi = h_1 e / k_s \quad (\text{número de Biot})$$

$$St = (T_m - T_{sat}) / (\Delta H_f / C_p) \quad (\text{número de Stefan})$$

$$t = St * Fo \quad (\text{tiempo})$$

la expresión que teníamos se transforma en:

$$\frac{df_s}{dFo} = \frac{St}{Bi^{-1} + f_s} \quad (17)$$

O lo que es lo mismo en:

$$\frac{df_s}{dt} = (Bi^{-1} + f_s)^{-1} \quad (18)$$

De este modo las variables f_s y t pueden separarse y la expresión ser integrada.

Aplicando la condición inicial de que la fracción sólida en el instante inicial es nula, la integral queda:

$$\int_0^{f_s} (Bi^{-1} + f_s) df_s = \int_0^t dt \quad (19)$$

cuya solución es:

$$\frac{f_s}{Bi} + \frac{f_s^2}{2} = t \quad (20)$$

O alternativamente:

$$f_s = \sqrt{\frac{1}{Bi^2} + 2t} - \frac{1}{Bi} \quad (21)$$

Esta expresión da idea de la posición del frente de solidificación en función del tiempo. Se observa que cuando $f_s = 1$ la solidificación ya ha terminado, en cuyo caso el tiempo adimensional requerido para ello viene dado por t_f :

$$t_f = \frac{1}{2} + \frac{1}{Bi} \quad (22)$$

Volviendo a la expresión (21) y operando un poco, se puede reescribir de la siguiente forma:

$$f_s = \sqrt{\frac{1}{Bi^2} + (1 + \frac{2}{Bi}) \frac{t}{t_f}}.$$

Para números de Biot grandes el tiempo adimensional necesario para completar el proceso de solidificación disminuye, pero aún en el caso límite de $Bi \rightarrow \infty$, t_f nunca se hace menor de $\frac{1}{2}$. Este resultado se correspondería con el caso "ideal" de transferencia térmica. Cuando el proceso de transferencia de calor al HTF circundante (agua saturada que se evapora) es ideal, el tiempo necesario para solidificar un espesor de PCM igual a e debe calcularse a partir del tiempo adimensional:

$$t_f = \frac{1}{2} = Ste * Fo = \frac{T_m - T_{sat}}{(\Delta H_f / C_p)} \frac{a}{e^2} t_f \quad (23)$$

de donde:

$$t_f = \frac{e^2 \Delta H_f}{2aC_p (T_m - T_{sat})} \quad (24)$$

Por tanto, se observa que el comportamiento del tiempo cuasi-estático 1-D de solidificación aumenta de forma cuadrática con el espesor de PCM.

8.1.3. Resultados cuasi-estáticos 1-D para el modelo plano

La teoría cuasi-estático 1-D bajo la suposición de $Bi \rightarrow \infty$ también puede reescribirse como:

$$t_f = \frac{r e^2 \Delta H_f}{2k (T_m - T_{sat})} \quad (25)$$

En este caso, en la expresión han de sustituirse la densidad r y la conductividad térmica k por sus correspondientes valores efectivos, ya que, como se explica en la descripción conceptual del módulo de almacenamiento hecha al comienzo del Bloque II, en el espacio abierto ocupado por el PCM se coloca cierto número de soportes estructurales.

Por tanto, en función de las correspondientes magnitudes efectivas, se tiene:

$$t_f = \frac{r_{efectiva} e^2 \Delta H_f}{2k_{efectiva} (T_m - T_{sat})} \quad (26)$$

donde dichas magnitudes efectivas se calculan en función de la porosidad e (ver Anexo 11.3)

$$\begin{aligned} r_{efectiva} &= e r_{soportes} + (1 - e) r_{PCM} \\ k_{efectiva} &= e k_{soportes} + (1 - e) k_{PCM} \end{aligned}$$

Tomando el NaNO_3 como PCM [18] y el acero inoxidable 316L [39] como material de los soportes, se tienen los siguientes valores tomados a $T_m = 306^\circ \text{C}$:

$$\Delta H_f = 178 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$r_{\text{efectiva}} = 2276,7 \text{ kg} / \text{m}^3 \approx r_{\text{NaNO}_3} = 2100 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$k_{\text{efectiva}} = 1,079 \text{ W} / \text{m K}$$

$$(T_m - T_{\text{sat}}) = 10 \text{ K}$$

Y entonces, el comportamiento del tiempo de solidificación t_f frente al espesor de PCM e es (Figura 20):

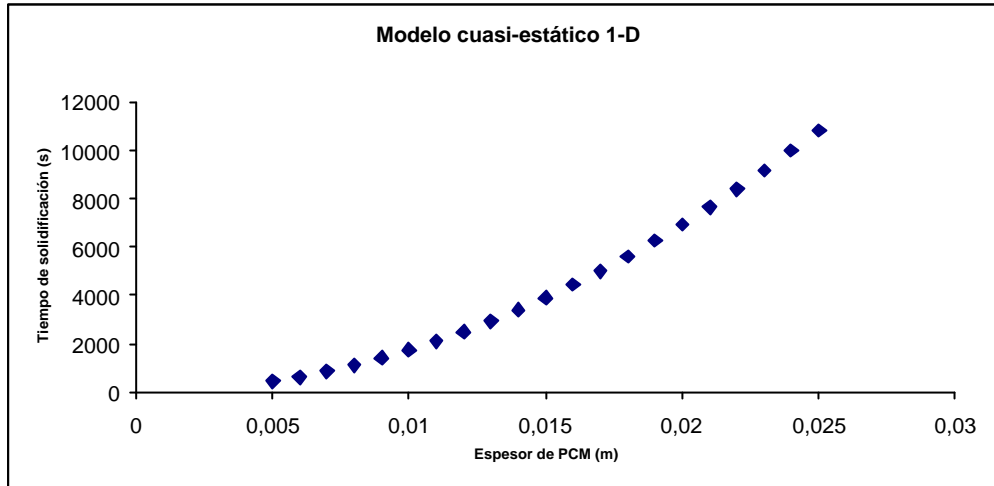


Figura 20: Modelo cuasi-estático 1-D: avance del frente de solidificación con el tiempo.

Si aplicamos el modelo cuasi-estático 1-D pero sin hacer la suposición de $Bi \rightarrow \infty$, tendríamos que ir un paso atrás y partir de la expresión de t_f en función del número de Biot para poder obtener la correspondiente expresión del tiempo de solidificación t_f frente al espesor de PCM e .

Ya que el número de Biot depende del coeficiente de transferencia de calor por convección h_l en la superficie, y éste depende a su vez de la altura de la placa (ver Anexo 11.1), tendremos que fijar esta altura H_{placa} a priori para poder determinar el valor del número de Biot concreto:

$$t_f = t_f(e^2, Bi) \rightarrow t_f(e^2, h_l) \rightarrow t_f(e^2, H_{\text{placa}})$$

Si representamos gráficamente t_f en función del espesor de PCM e para diferentes alturas de placa H_{placa} se tiene (Figura 21):

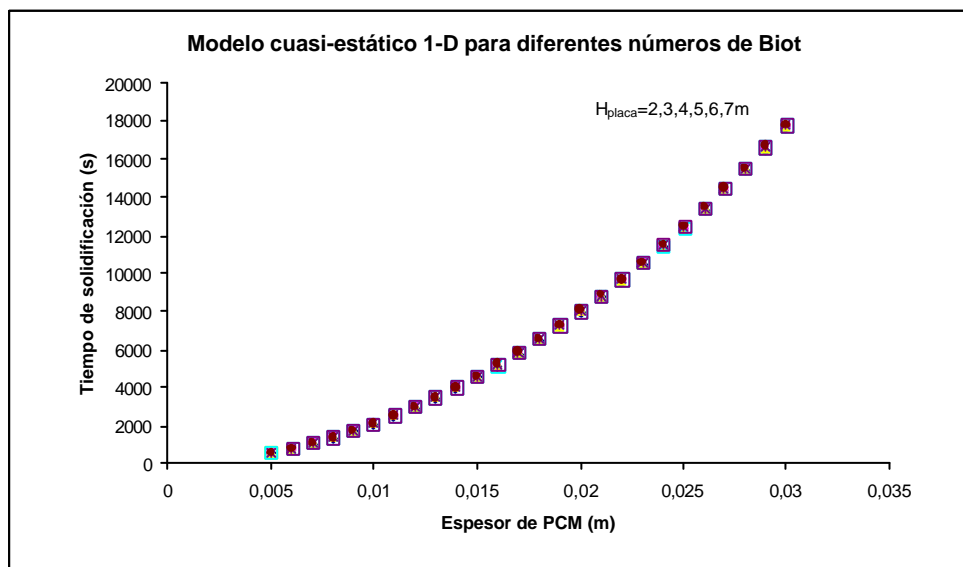


Figura 21: Modelo cuasi-estático 1-D para diferentes alturas de placa H_{placa} .

De modo que, en este caso, la altura de la placa, H_{placa} , no sería un parámetro característico del problema ya que su dimensión es mucho mayor que la dimensión considerada e .

8.1.4. Dimensionado del módulo conforme al modelo cuasi-estático plano para un tiempo prefijado

Fijando un tiempo de descarga y una potencia media en el proceso, se obtiene la capacidad de almacenamiento f del módulo, ya que ésta se define, según [40], como:

$$\bar{P} = \frac{j}{t_{descarga}} \quad (27)$$

Por tanto, si se considera que el módulo tiene 100kW y que el tiempo de descarga es de 3 h (10800 s), la capacidad de almacenamiento es de 1080MJ.

Ahora bien, puesto que dicha capacidad de almacenamiento debe coincidir con el área encerrada bajo la curva $\dot{Q}(t)$ entre $t = 0s$ y $t = 10800s$, siendo $\dot{Q}(t)$ el flujo de calor transferido por conducción a través de la progresiva capa de PCM sólido en el instante t , se tiene que:

$$j = \int_0^{10800} \dot{Q}(t) dt = 1080MJ \quad (28)$$

Sustituyendo en la integral $\dot{Q}(t)$ por su respectiva expresión, teniendo en cuenta que el proceso de solidificación avanza simétricamente respecto de ambas paredes conductoras y por tanto:

$$\dot{Q}(t) = (1 - e) \frac{k_{efectiva}}{e(t)} 2H_{placa} L_{placa} (T_m - T_{sat}) \quad (29)$$

donde $H_{placa} L_{placa}$ representa el área de transferencia de cada placa. Así, se tiene que (28) es:

$$j = \int_0^{10800} (1 - e) \frac{k_{efectiva}}{e(t)} 2H_{placa} L_{placa} (T_m - T_{sat}) dt = 1080MJ$$

Aplicando la teoría cuasi-estática 1-D en este caso:

$$e(t) = \sqrt{\frac{t_f}{17321594,070}} \quad (30)$$

y por tanto (28) se escribe:

$$j = \int_0^{10800} (1 - e) \frac{k_{efectiva} \sqrt{17321594,070}}{\sqrt{t}} 2H_{placa} L_{placa} (T_m - T_{sat}) dt \quad (31)$$

$$= 18088852,570 H_{placa} L_{placa} = 1080MJ$$

Es decir, se tiene la siguiente condición: $H_{placa} L_{placa} = 59,705m^2$

Con ella se puede representar el comportamiento real de $\dot{Q}(t)$ durante el proceso de descarga

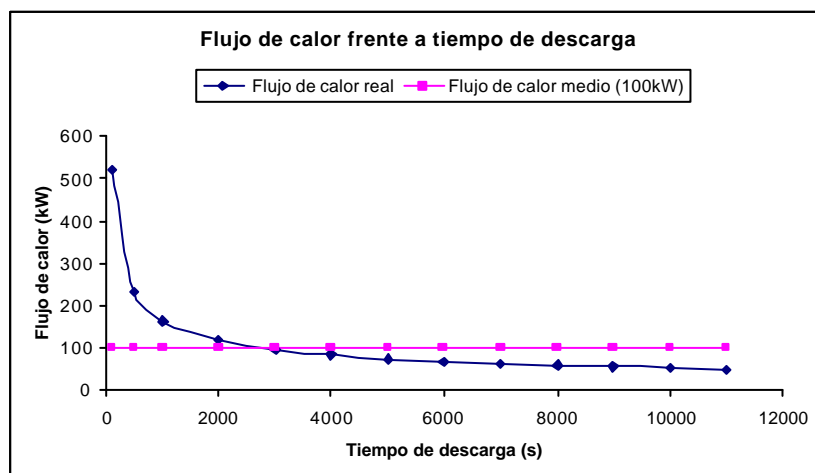


Figura 22: Comportamiento del flujo de calor durante el proceso de descarga.

Ya que el tiempo de descarga se ha fijado en 3h (10800s) el espesor de PCM solidificado tras este tiempo según la teoría cuasi-estática 1-D es de 0,025m que, junto con la condición anterior, permite calcular el volumen de PCM encerrado entre las dos placas:

$$V_{PCM} = 0,025 \cdot 2H_{placa} L_{placa} \rightarrow 2,985m^3$$

Resultado que teniendo en cuenta la porosidad e es $2,893m^3$.

Dimensionando para diferentes parejas altura-longitud de placa, se tiene la tabla de valores siguiente:

$H_{placa} (m)$	$L_{placa} (m)$
2	29,853
3	19,902
4	14,926
5	11,941
6	9,951

Ahora el problema es el siguiente: Dadas las longitudes de placa anteriores (L_{placa}), una separación e entre ellas constante e igual a 0.05m, diámetros internos de las dos placas ($d_{11} = d_{21}$) iguales a 0.15m (ver Figura 23) y espesor de placas despreciable ($d = 0$), se precisa conocer, para cada L_{placa} , el número de vueltas de la doble espiral y su diámetro externo $D_0 = 2r_1$.

Tomando una representación sencilla de la Figura 14 (sistema HTF-PCM en el interior del módulo de almacenamiento) gráficamente, el enunciado del problema se traduce a la Figura 24.

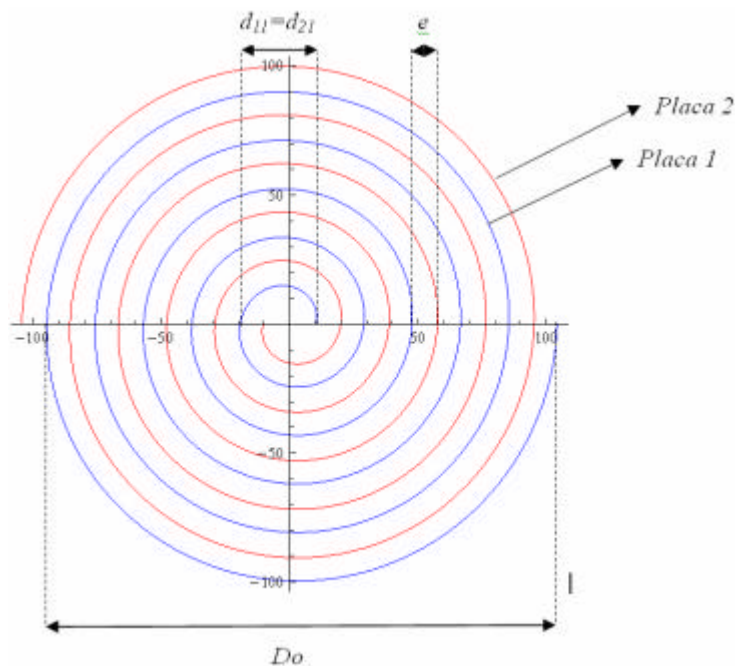


Figura 24: Representación gráfica de las características de la doble espiral (*Mathématica*® 6).

Siguiendo la referencia [41] se definen, en primer lugar, los parámetros (ver en Figura 24):

$$t = 2e = 0.10$$

$$d_{f1} = d_{11} + e = 0.20$$

$$r_{01} = \frac{d_{11}}{2} - \frac{t}{4} = 0.05$$

Y, en segundo lugar, el número de vueltas de la doble espiral (ver [41]):

$$N_{di} = \frac{-(d_{f1} - \frac{t}{2}) + \sqrt{(d_{f1} - \frac{t}{2})^2 + \frac{4tL_{placa}}{p}}}{2t} = n + n_{odi}$$

donde n es el número entero de vueltas y n_{odi} un número decimal.

Por tanto, para la tabla anterior de parejas altura-longitud de placa se obtienen:

$H_{placa} (m)$	$L_{placa}(m)$	N_{di}	N° entero vueltas (n)	$D_0 (m)$	$L_{placa} (m)$ Corregida
2	29,853	9,027	9	1,900	29,688
3	19,902	7,245	7	1,500	18,693
4	14,926	6,184	6	1,300	14,137
5	11,941	5,461	6	1,300	14,137
6	9,951	4,928	5	1,100	10,210

Por simplicidad, se ha tenido en cuenta solamente el número de vueltas entero correspondiente a cada caso, es decir, se ha considerado que:

$$n_{odi} = 0$$

como se muestra en la Figura 24.

Entonces, para cada n se tiene un radio r_l [41]:

$$r_l = r_{01} + nt$$

y, para cada r_l un D_0 que, a la vez, proporciona una nueva longitud de placa corregida: L_{placa} Corregida.

Con las nuevas longitudes de placa se recalcula la capacidad de almacenamiento f_{plana} :

$H_{placa} (m)$	$L_{placa} (m)$ Corregida	$f_{plana} (MJ)$
2	29,688	1074,044
3	18,693	1014,405
4	14,137	1022,888
5	14,137	1278,611
6	10,21	1108,123

Ahora con los diámetros (D_0) y las alturas de placa (H_{placa}) se pueden calcular los volúmenes de los cilindros correspondientes. Puesto que tales cilindros equivalen a los módulos de almacenamiento dimensionados, los cuales, por definición, constan de la mitad de PCM, éstos son recalculados teniendo en cuenta la porosidad e . Con estos volúmenes reales de PCM (V_{PCM} real) se pueden calcular las masas de PCM sólido (M_{PCM}) que albergan las partes cilíndricas* de los módulos y con ellas las capacidades de almacenamiento teóricas ($f_{cilindrica}$) con la que cuentan tales módulos:

$H_{placa} (m)$	$V_{PCM} (m^3)$	V_{PCM} real (m^3)	$M_{PCM} (kg)$	$f_{cilindrica} (MJ)$
2	2,835	2,747	5768,700	1026,829
3	2,651	2,569	5394,900	960,292
4	2,655	2,573	5403,300	961,787
5	3,318	3,215	6751,500	1201,767
6	2,851	2,763	5802,300	1032,809

Por tanto, para cada caso se tiene que el incremento en la capacidad de almacenamiento ($?f$) es:

$H_{placa} (m)$	$D_0 (m)$	$f_{plana} (MJ)$	$f_{cilindrica} (MJ)$	$?f (MJ)$
2	1,900	1074,044	1026,829	47,215
3	1,500	1014,405	960,292	54,113
4	1,300	1022,888	961,787	61,101
5	1,300	1278,611	1201,767	76,844
6	1,100	1108,123	1032,809	75,314

* Se recuerda la geometría cónica, tanto superior como inferior, del módulo de almacenamiento (Figuras 13 y 15)

Puesto que Δf lleva asociado un incremento en el diámetro ΔD_0 a través de la expresión:

$$\Delta j = \frac{\Delta H_f \text{ rep } H_{placa}}{4} 2D_0 \Delta D_0 \quad (32)$$

en cada caso éste es:

$H_{placa} (m)$	$D_0 (m)$	$\Delta D_0 (m)$
2	1,900	-0,021
3	1,500	-0,021
4	1,300	-0,020
5	1,300	-0,020
6	1,100	-0,190

donde se comprueba que ΔD_0 es proporcional al N^o entero de vueltas n .

Los resultados corroboran y completan las apreciaciones hechas en [41] sobre el método de cálculo descrito, el cual es empleado en el desarrollo de este modelo.

Ya que hasta el momento no existe ningún argumento para decidir que caso es más óptimo, salvo que ΔD_0 tomase el menor valor posible, se mantienen todos los casos.

8.2. MODELO DE SEMITUBOS CONCÉNTRICOS

8.2.1. Concepto

Un modelo más próximo a la geometría real del problema, sin tener que recurrir a desenrollar las placas que conforman la doble espiral, es un modelo basado en un conjunto de semitubos concéntricos, rellenos alternadamente de PCM. Esto equivaldría a seccionar la doble espiral por su eje vertical central y desplazarla una distancia e , como se muestra a continuación en las Figuras 25-26:

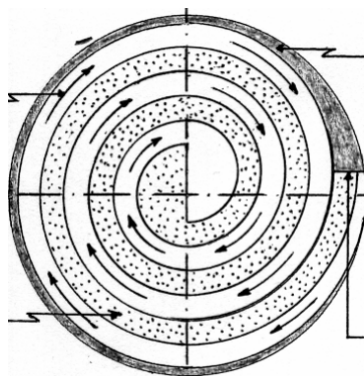


Figura 25: Situación del PCM entre las dos placas que conforman la doble espiral (ver Figura 14).

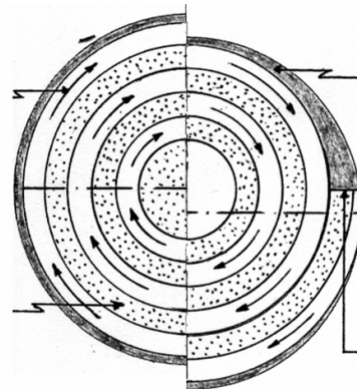


Figura 26: Sistema HTF-semi-tubos concéntricos-PCM.

Los semitubos rellenos pares situados a la derecha y los impares a la izquierda.

Este también es un modelo unidimensional cuya dirección de avance del frente de solidificación es radial, centrado en la interfase PCM-HTF ($r < R_0$ corresponde al PCM y $r > R_0$ corresponde al HTF), donde se desprecian los efectos de bordes ya que las dimensiones transversales a dicho avance son mucho mayores que la dimensión considerada (Figura 27).

En el instante inicial se parte del PCM completamente fundido en el interior del tubo de radio R_0 , y a la temperatura de fusión, T_m , mientras que al otro lado de la superficie de separación se tiene agua saturada, cuya temperatura es ligeramente menor que la T_m ($\sim 10K$, [36]).

En estas condiciones, comienza a tener lugar un enfriamiento por convección caracterizado por el coeficiente de transferencia de calor h_l . A medida que transcurre el tiempo, el anillo de PCM solidificado como consecuencia del enfriamiento, va avanzando en la dirección radial uniformemente (independiente del ángulo φ) hacia el interior del tubo (Figura 27). De nuevo,

la progresiva capa de PCM sólido va conduciendo el calor latente de solidificación pasivamente desde la interfase sólido-líquido $\hat{r}(t) = R_0 - e(t)$ hasta la superficie de separación cuasi-estáticamente. Es decir, en cada instante se establece un campo estacionario de temperaturas entre la interfase sólido-líquido a temperatura T_m y la superficie de separación que se mantiene a T_w

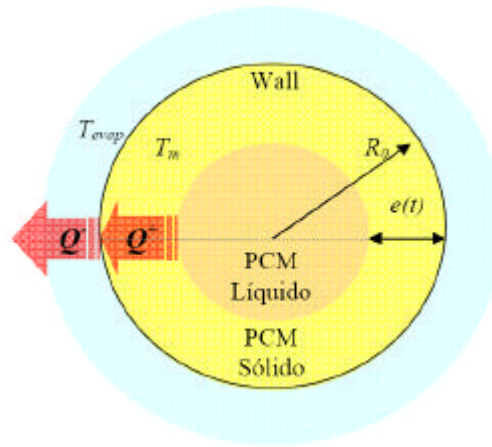


Figura 27: Posición del frente de solidificación en el instante t .

8.2.2. Teoría cuasi-estática 1-D (coordenadas cilíndricas)

La aproximación cuasi-estática 1-D se aplica ahora al caso cilíndrico: Al caso de un material puro contenido en el interior de un tubo cilíndrico infinitamente largo [38].

Aplicando la ley de Fourier, expresada ahora en coordenadas cilíndricas, se tiene que el flujo de calor por unidad de longitud que atraviesa una superficie arbitraria cilíndrica localizada entre $R_0 - e(t) \leq r \leq R_0$ es:

$$q = \frac{Q^+}{L} = -2\pi k_s r \frac{\partial T}{\partial r} \quad (33)$$

Separando las variables T y r en la expresión (33), el resultado puede ser integrado como se muestra a continuación:

$$q \int_{R_0 - e(t)}^{R_0} \frac{dr}{r} = \frac{Q^+}{L} = -2\pi k_s \int_{T_m}^{T_w} dT \quad (34)$$

Llegándose a una expresión para el flujo de calor por unidad de volumen de la forma:

$$q = \frac{2\pi k_s}{\ln\left(\frac{R_0}{R_0 - e(t)}\right)} (T_m - T_w) \quad (35)$$

Haciendo uso del balance energético en la interfase sólido-líquido, y teniendo en cuenta el flujo de calor a través de todo el sistema, se puede escribir:

$$\frac{2\pi k_s (T_m - T_{sat})}{\frac{k_s}{R_0 h_1} + \ln\left(\frac{R_0}{R_0 - e(t)}\right)} = 2\pi r \Delta H_f (R_0 - e(t)) \frac{de(t)}{dt} \quad (36)$$

Si ahora recurrimos a las magnitudes adimensionales siguientes:

$$\mathbf{a} = \mathbf{k}_s / C_p r$$

$$\mathbf{z} = e(t) / R_0$$

$$Fo = \mathbf{a} t / R_0^2$$

$$Bi = h_1 R_0 / \mathbf{k}_s$$

$$St = (T_m - T_{sat}) / (\Delta H_f / C_p)$$

$$\mathbf{t} = St * Fo$$

Se puede encontrar, tras algunas transformaciones algebraicas, la siguiente relación:

$$t = \frac{1}{Bi} \left(z - \frac{z^2}{2} \right) + 1/4 (2(z-1)^2 \ln(1-z) - z(z-2)) \quad (37)$$

ecuación trascendente que no permitiría obtener e en función de t .

Nota. El estudio de la solidificación de un material puro alrededor de un tubo cilíndrico infinitamente largo lleva a una expresión idéntica. Se partiría entonces de:

$$\frac{2pk_s(T_m - T_{evap})}{\frac{k_s}{R_0 h_1} + \ln\left(\frac{R_0}{R_0 + e(t)}\right)} = 2pr\Delta H_f (R_0 + e(t)) \frac{de(t)}{dt} \quad (38)$$

en lugar de (36). Éste es el estudio llevado a cabo en [42] para el proyecto DISTOR, donde se determina el radio de solidificación ($r_m = R_0 + e(t)$) en el tiempo alrededor de los tubos (de radio R_0) de un prototipo construido con configuración de haz de tubos horizontales embebidos en el PCM con empaquetamiento cuadrado.

8.2.3. Resultados cuasi-estáticos 1-D para el modelo cilíndrico

El resultado más destacado del estudio de la solidificación alrededor, o hacia el interior, de tubos infinitamente largos bajo la aproximación cuasi-estática 1-D es que el espesor de solidificación e depende, no solo del tiempo transcurrido t , sino también del radio de partida R_0 :

$$e \equiv e(R_0, t)$$

Además, éste no es un fenómeno simétrico en ambos sentidos, es decir, que para un determinado radio de partida R_0 , en un determinado tiempo t no se consigue solidificar el mismo espesor e hacia dentro que hacia fuera.

El primer resultado se muestra gráficamente a continuación dónde, tras 10800s, para $Bi \rightarrow 8$, el espesor solidificado e alrededor de tubos infinitamente largos de diferentes radios R_0 varía según la Figura 28.

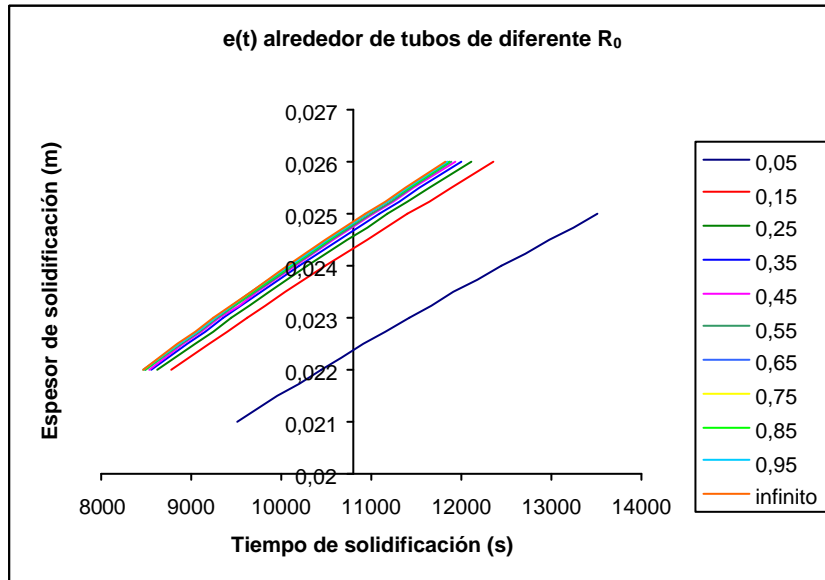


Figura 28: Espesor de PCM solidificado alrededor de tubos de diferentes R_0 tras 10800s.

Se ve cómo, tras los 10800s, a medida que aumenta el valor de R_0 esta variación en el espesor de solidificación e se hace cada vez menor hasta alcanzar el caso límite (modelo plano). Únicamente, cuando R_0 es muy pequeño ($\sim 0,050\text{m}$), el espesor de solidificación tras 10800s, se aleja drásticamente del caso límite.

Este resultado se tendrá en cuenta a la hora de establecer el radio mínimo R_0 de la doble espiral.

En cuanto al segundo resultado, la asimetría del espesor de solidificación, resolviendo la ecuación:

$$2 \left(\frac{r_m}{R_0} \right)^2 \ln \frac{r_m}{R_0} = \left(1 - \frac{1}{Bi} \right) \left[\left(\frac{r_m}{R_0} \right)^2 - 1 \right] + 4 \frac{(T_{sat} - T_m) k_{efectiva}}{\Delta H_f r R_0^2} t \quad (39)$$

con los datos del NaNO_3 y para $Bi \rightarrow 8$, para cada R_0 , tras 10800s, se encuentran los siguientes radios de solidificación r_m alrededor y hacia dentro de los respectivos tubos:

R_0 (m)	r_m (alrededor) (m)	r_m (hacia dentro) (m)
0,050	0,073	0,022
0,150	0,174	0,124
0,250	0,275	0,225
0,350	0,375	0,325
0,450	0,475	0,425
0,550	0,575	0,525
0,650	0,675	0,625
0,750	0,775	0,725
0,850	0,875	0,825
0,950	0,975	0,925
1,050	1,075	1,025
1,150	1,175	1,125
1,250	1,275	1,225
1,350	1,375	1,325
1,450	1,475	1,425

Estos resultados indican que a partir de $R_0 = 0,150m$ la asimetría del espesor solidificación desaparece (redondeando hasta la tercera cifra decimal) y, a partir de $R_0 = 0,250m$, tras 10800s, el espesor de solidificación e es idéntico para todos radios e igual a 0, 025m. Resultado coincidente con el del modelo plano (redondeando hasta la tercera cifra decimal). Esto se tendrá en cuenta también a la hora de establecer el radio mínimo R_0 de la doble espiral.

8.2.4. Dimensionado del módulo conforme al modelo cuasi-estático cilíndrico para un tiempo prefijado

Como se mencionó con anterioridad se tienen varios semitubos concéntricos de radios R_0 , R_0+e , R_0+2e , $R_0+3e...$ de espesores despreciables, conteniendo alternamente el PCM (los semitubos rellenos pares situados a la derecha y los impares a la izquierda) a temperatura T_m . Puesto que el problema de solidificación es simétrico a partir de un determinado R_0 , es decir, que tras un determinado tiempo t se ha conseguido solidificar el mismo espesor e hacia dentro que hacia fuera, tomando solamente la solidificación alrededor de los semitubos, se tiene que el flujo de calor transferido por conducción a través de la progresiva capa de PCM sólido en el instante t es:

$$\dot{Q}_{alrededor}(t) = \sum (1-e) \frac{k_{efectiva}}{e(t)} A_{ml} (T_m - T_{sat}) \quad (40)$$

representando A_{ml} el área media logarítmica de transferencia y el sumatorio abarca todos los semitubos (los pares situados a la derecha y los impares a la izquierda).

Puesto que para cada semitubo i se verifica que:

$$\frac{A_i}{A_{i-1}} \leq 2 \rightarrow A_{ml} \approx A_m = (A_i + A_{i-1}) / 2$$

se puede sustituir el área media logarítmica por el área media A_m , entonces (40) es:

$$\dot{Q}_{alrededor}(t) = \sum (1-e) \frac{k_{efectiva}}{e(t)} A_m (T_m - T_{sat}) \quad (41)$$

Suponiendo que en la parte derecha los semitubos que solidifican alrededor son los impares y en la parte izquierda los pares, separando la expresión anterior se tiene:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{alrededor}(t) &= \sum_1 (1-e) \frac{k_{efectiva} (A_{2n-1} + A_{2n})}{e(t)} \frac{(T_m - T_{sat})}{2} + \\ &\sum_0 (1-e) \frac{k_{efectiva} (A_{2n} + A_{2n+1})}{e(t)} \frac{(T_m - T_{sat})}{2} = \sum_1 (1-e) \frac{k_{efectiva} p(R_{2n-1} + R_{2n})H}{e(t)} \frac{(T_m - T_{sat})}{2} + (42) \\ &\sum_0 (1-e) \frac{k_{efectiva} p(R_{2n} + R_{2n+1})H}{e(t)} \frac{(T_m - T_{sat})}{2} \end{aligned}$$

Ahora bien, puesto que la capacidad de almacenamiento debe coincidir con el área encerrada bajo la curva $2\dot{Q}_{alrededor}(t)$ entre $t = 0s$ y $t = 10800s$, siendo $\dot{Q}_{alrededor}(t)$ el flujo de calor transferido por conducción a través de la progresiva capa de PCM sólido en el instante t , se tiene que, fijado el tiempo de descarga (10800s) y la potencia media en el proceso (100kW), la capacidad de almacenamiento f del módulo es:

$$j = 2 \int_0^{10800} \dot{Q}_{alrededor}(t) dt = 1080MJ \quad (43)$$

O también:

$$j = 2 \left(\int_0^{10800} \sum_1 (1-e) \frac{k_{efectiva} p(R_{2n-1} + R_{2n})H}{e(t)} \frac{(T_m - T_{sat})}{2} dt + \int_0^{10800} \sum_0 (1-e) \frac{k_{efectiva} p(R_{2n} + R_{2n+1})H}{e(t)} \frac{(T_m - T_{sat})}{2} dt \right) = 1080MJ \quad (44)$$

donde $e(t)$, el espesor de solidificación en coordenadas cilíndricas, puede ser sustituido por $e(t)$ en coordenadas planas para $R_0 = 0,250m$ y entonces la expresión (44) sería de la forma:

$$j = 2 \left(\int_0^{10800} \sum_1 (1-e) \frac{k_{efectiva} \sqrt{17321594,070} p(R_{2n-1} + R_{2n})H}{\sqrt{t}} \frac{(T_m - T_{sat})}{2} dt + \int_0^{10800} \sum_0 (1-e) \frac{k_{efectiva} \sqrt{17321594,070} p(R_{2n} + R_{2n+1})H}{\sqrt{t}} \frac{(T_m - T_{sat})}{2} dt \right) = 1080MJ \quad (45)$$

o equivalentemente:

$$j = 2 \left(\sum_1 \frac{p(R_{2n-1} + R_{2n})H}{2} \int_0^{10800} (1-e) \frac{k_{efectiva} \sqrt{17321594,070}}{\sqrt{t}} (T_m - T_{sat}) dt + \sum_0 \frac{p(R_{2n} + R_{2n+1})H}{2} \int_0^{10800} (1-e) \frac{k_{efectiva} \sqrt{17321594,070}}{\sqrt{t}} (T_m - T_{sat}) dt \right) = 1080MJ \quad (46)$$

Ya que el tiempo de descarga se ha fijado en 3h (10800s) el espesor de PCM solidificado tras este tiempo según la teoría cuasi-estática 1-D, a partir de $R_0 > 0,250m$, es de $0,025m$, por tanto, la separación entre semitubos es de $0,050m$.

Y dimensionando, es decir, sumando tantos semitubos concéntricos como sean necesarios, para las diferentes alturas H_{placa} , se obtiene la siguiente tabla de valores:

$H_{placa} (m)$	N_{di}	$D_0^* (m)$	$f^* (MJ)$	$N^\circ \text{ entero vueltas } (n)$	$D_0 (m)$	$f_{cilíndrica} (MJ)$
2	7,5	2	1080	8	2,10	1196
3	6	1,70	1146	6	1,70	1146
4	5	1,50	1165	5	1,50	1165
5	4,5	1,40	1250	5	1,50	1456
6	4	1,30	1270	4	1,30	1270

Como hasta el momento no existe ningún argumento para decidir que caso es más óptimo se mantienen todos los casos.

* Valores exactos

8.2.5. Observaciones adicionales al dimensionado

Si el tiempo de descarga fijado fuese elevado, por ejemplo de 9h (32400s), entonces sería conveniente construir la doble espiral no equiespaciada, es decir, abriéndose a medida que aumenta R_0 , ya que, como se muestra en la gráfica a continuación (Figura 29), las curvas $e(t)$ para cada R_0 se separan cada vez más a medida que el tiempo aumenta.

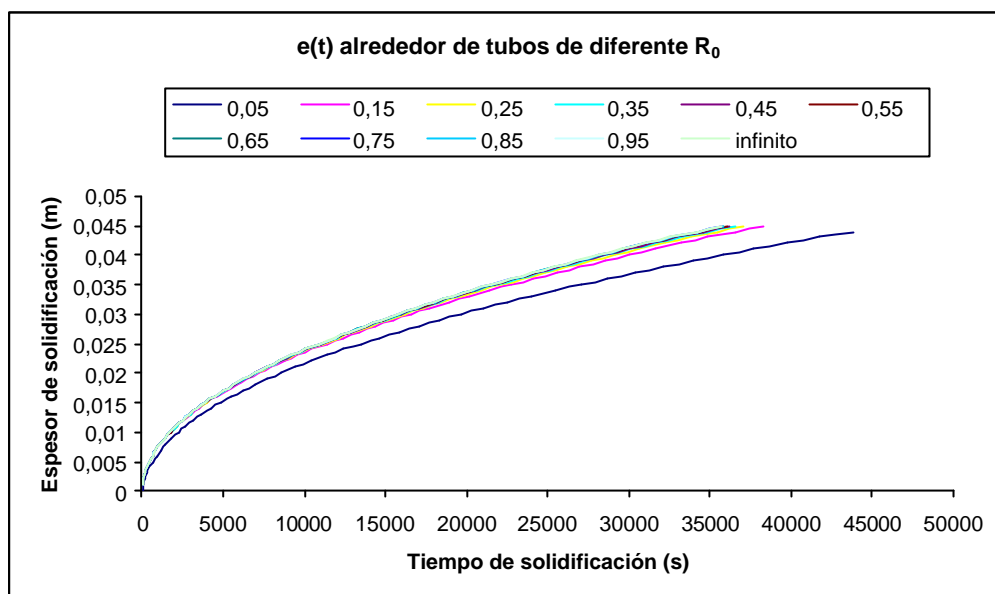


Figura 29: Espesor de PCM solidificado alrededor de tubos de diferentes R_0 , por ejemplo, transcurridos 10800s y 32400s.

8.3. COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS CON AMBOS MODELOS

Comparando ambos dimensionados en dos tablas resumen se tiene:

Para el caso plano:

$H_{placa} (m)$	N° entero vueltas (n)	$D_0 (m)$	$f_{cilindrica} (MJ)$
2	9	1,900	1026,829
3	7	1,500	960,292
4	6	1,300	961,787
5	6	1,300	1201,767
6	5	1,100	1032,809

Para el caso cilíndrico:

$H_{placa} (m)$	N° entero vueltas (n)	$D_0 (m)$	$f_{cilindrica} (MJ)$
2	8	2,10	1196
3	6	1,70	1146
4	5	1,50	1165
5	5	1,50	1456
6	4	1,30	1270

Resultados que confirman el sobredimensionado que existe para el caso plano en el N° entero vueltas (n) de la doble espiral, ya que se comienza en $R_0 = 0,050m$ y no en $R_0 = 0,250m$ como se ha discutido. Este hecho repercute directamente en el valor que toman los radios de los

módulos de almacenamiento en ambos dimensionados, el plano y el cilíndrico, y ellos a la vez en el valor que toman las capacidades de almacenamiento respectivas.

Comparando ambos modelos se puede apreciar como la diferencia estriba en su construcción: mientras que el modelo plano se basa en el parámetro longitud de placa L_{placa} , el modelo cilíndrico se basa en un sumatorio de radios concéntricos de la forma:

$$p \left(\sum_1 (R_{2n-1} + R_{2n}) + \sum_1 (R_{2n} + R_{2n+1}) \right)$$

9. PÉRDIDAS TÉRMICAS

A continuación se realiza el cálculo de las pérdidas térmicas del módulo de almacenamiento térmico previa selección de un caso conforme a un criterio de optimización.

9.1. DESCRIPCIÓN DE LOS MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR INVOLUCRADOS. ECUACIÓN DE BALANCE

Imponiendo de nuevo condiciones de régimen estacionario se establece que el flujo de calor que se transfiere por conducción a través de un determinado espesor de aislante térmico es igual al flujo de calor que se transfiere por convección y por radiación al ambiente:

$$\left| \dot{Q}_{conducción_aislante} \right| = \left| \dot{Q}_{convección_exterior} + \dot{Q}_{radiación_exterior} \right| \quad (47)$$

O también, separando los flujos de calor en laterales (a través de la superficie lateral) y superficiales (a través de las tapas superior e inferior), se tendría:

$$\begin{aligned} & \left| \dot{Q}_{(conducción_aislante)lateral} + \dot{Q}_{(conducción_aislante)superficial} \right| = \\ & \left| \dot{Q}_{(convección_exterior)lateral} + \dot{Q}_{(convección_exterior)superficial} \right| + \\ & \left| \dot{Q}_{(radiación_exterior)lateral} + \dot{Q}_{(radiación_exterior)superficial} \right| \end{aligned} \quad (48)$$

Desarrollando el balance en función de los respectivos coeficientes de transferencia de calor involucrados se obtiene la expresión:

$$\begin{aligned} & \frac{(T_{Si} - T_{Se})}{\ln \frac{r_i + d}{r_i}} + \frac{2(T_{Si} - T_{Se})}{\frac{d}{p r_i^2 k_{aislante}}} = \\ & \frac{2p k_{aislante} H_{total}}{h_{lateral} 2p(r_i + d)H_{total}(T_{Se} - T_{\infty}) + (h_{superficial_top} + h_{superficial_down})p r_i^2 (T_{Se} - T_{\infty}) +} \\ & s e 2p(r_i + d)H_{total}(T_{Se}^4 - T_{cielo}^4) + s e 2p r_i^2 (T_{Se}^4 - T_{cielo}^4) \end{aligned} \quad (49)$$

siendo:

- T_{Si} es la temperatura de la superficie interna del módulo (sin el aislante térmico), $\sim 306^\circ \text{C}$
- T_{Se} es la temperatura de la superficie externa del módulo (una vez colocado el aislante térmico)
- r_i es el radio interno
- d es el espesor de aislante térmico
- $k_{aislante}$ es la conductividad del aislante térmico
- H_{total} es la altura del módulo
- $h_{lateral}$ es el coeficiente de transferencia de calor por convección lateral, función de T_{Se}
- $h_{superficial_top}$ y $h_{superficial_down}$ son los coeficientes de transferencia de calor por convección superficiales, función de T_{Se}
- e es la emisividad de la superficie externa del módulo, función de T_{Se}
- s es la constante de Stefan Boltzmann ($5,67 \cdot 10^{-8} \text{W/m}^2 \text{K}^4$)
- T_8 es la temperatura ambiente ($\sim 20^\circ \text{C}$, temperatura media anual en Almería)
- T_{cielo} es la temperatura de cielo equivalente ($\sim 20^\circ \text{C}$).

Nota. Para evaluar la conductividad térmica del aislante, $\lambda_{aislante}$, se toma como temperatura la media entre las paredes caliente (T_{si}) y fría (T_{se}) respectivamente, y se recurre a la siguiente curva de ajuste obtenida a partir de los datos proporcionados por el fabricante (Figura 30):

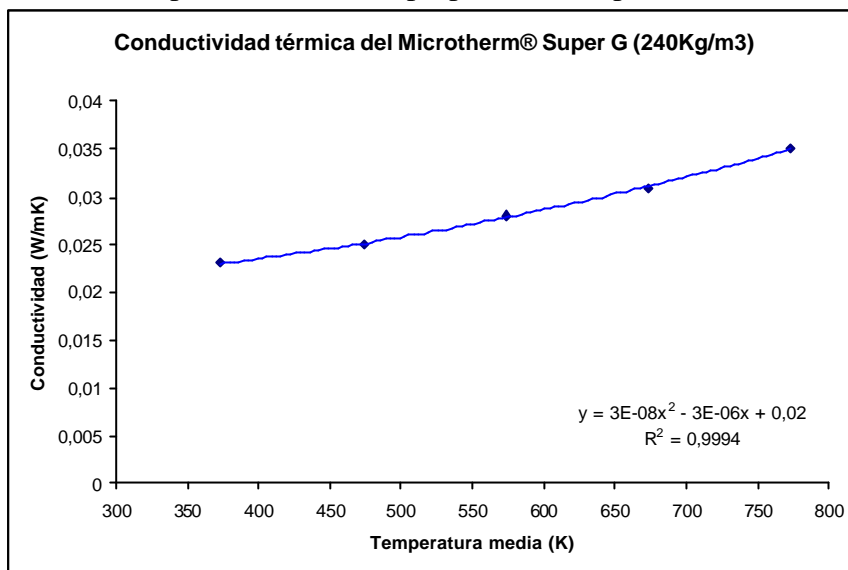


Figura 30: Conductividad térmica del Microtherm® Super G.

9.1.1. Descripción de los coeficientes de transferencia de calor por convección $h_{lateral}$, $h_{superficial_top}$ y $h_{superficial_down}$

Tomando sus valores medios, el coeficiente de transferencia de calor por convección lateral medio viene dado por [43]:

$$\bar{h}_{lateral} = \frac{k}{H_{total}} \overline{Nu}_{H_{total}} \quad (50)$$

siendo:

- k la conductividad térmica del ambiente,
- $\overline{Nu}_{H_{total}}$ el número de Nusselt medio.

Suponiendo que las pérdidas térmicas laterales son por convección natural (debidas al movimiento convectivo del aire al variar su densidad) y que el efecto de la curvatura es despreciable, es decir, suponiéndose la superficie lateral como una superficie vertical plana, se puede emplear la correlación de Churchill y Chu para determinar $\overline{Nu}_{H_{total}}$:

$$\overline{Nu}_{H_{total}} = \left[0,825 + \frac{0,387 Ra_{H_{total}}^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2 \quad (51)$$

donde:

$$Ra_{H_{total}} = \frac{g \beta (T_{se} - T_{\infty}) H_{total}^3}{\nu a} \quad (52)$$

Esta correlación es válida cuando:

- la temperatura de la superficie vertical plana es constante,
- la longitud característica es la longitud de la superficie vertical plana (H_{total}),
- $0,1 < Ra_{total} < 10^{12}$ y
- las propiedades físicas (β , ν , a) y el número adimensional (Pr) se evalúan a la temperatura media de la superficie vertical plana y el ambiente ($(T_{se} + T_g)/2$).

En cambio, los coeficientes de transferencia de calor por convección superficiales medios vienen dados por:

$$\begin{aligned}\bar{h}_{superficial_top} &= \frac{k}{D_0} \overline{Nu}_{D_top} \\ \bar{h}_{superficial_down} &= \frac{k}{D_0} \overline{Nu}_{D_down}\end{aligned}\tag{53}$$

siendo:

- k la conductividad térmica del ambiente,
- \overline{Nu}_{D_top} y \overline{Nu}_{D_down} los números de Nusselt medios.

Suponiendo que las pérdidas térmicas superficiales son por convección natural, se pueden emplear las correlaciones de Mc Adams para determinar \overline{Nu}_{D_top} y \overline{Nu}_{D_down} :

$$\begin{aligned}\overline{Nu}_{D_top} &= 0,15 Ra_{D_top}^{1/3} \\ \overline{Nu}_{D_down} &= 0,27 Ra_{D_down}^{1/4}\end{aligned}\tag{54}$$

siendo:

$$Ra_{D_top} = Ra_{D_down} = \frac{gb(T_{Se} - T_{\infty})D_0^3}{\nu \alpha}\tag{55}$$

Estas correlaciones son válidas cuando:

- La temperatura de las superficies (la que mira hacia arriba y la superficie que mira hacia abajo) son constantes,
- $10^7 < Ra_{D_top} < 10^{11}$ y $10^5 < Ra_{D_down} < 10^{10}$

9.2. DETERMINACIÓN DEL MÓDULO DE ALMACENAMIENTO. CASO A ESTUDIAR

Teniendo en cuenta la dilatación que sufre el PCM (10%) tras el cambio de fase, se han de calcular las nuevas alturas totales con las que ha de contar el módulo de almacenamiento en cada caso, ya que hasta el momento se ha dimensionado únicamente la parte cilíndrica del mismo (Figura 31):

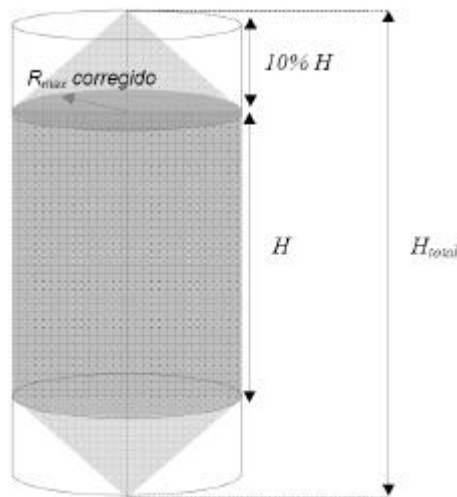


Figura 31: Altura total del módulo de almacenamiento teniendo en cuenta la dilatación del PCM.

Por tanto, para cada caso se tiene:

Caso	H_{placa} (m)	10% H_{placa} (m)	H_{total} (m)	D_0 (m)	H_{total}/D
1	2	0,2	2,4	2,1	~1
2	3	0,3	3,6	1,7	~2
3	4	0,4	4,8	1,5	~3
4	5	0,5	6	1,5	~4
5	6	0,6	7,2	1,3	~6

El siguiente paso es determinar que caso es más favorable desde el punto de vista térmico. Idealmente, las pérdidas térmicas son mínimas en un tanque cilíndrico cuando se verifica que:

$$H_{total} = 2 D_0$$

Por lo que se tomaría el caso 1 como punto de partida para el cálculo de pérdidas.

Pero, desde un punto de vista más realista, este caso no es el más acertado ya que los puentes térmicos, que aparecerán cuando se colocasen los soportes que anclasen el tanque cilíndrico al suelo, aumentan cuando se tienen tanques cilíndricos de áreas superficiales altas.

Por ello se tomará el Caso 3, más realista, como punto de partida para el cálculo de pérdidas térmicas:

Caso	H_{placa} (m)	10% H_{placa} (m)	H_{total} (m)	D_0 (m)	H_{total}/D
3	4	0,4	4,8	1,5	~3

9.2.1. Determinación del espesor óptimo de aislante térmico

Para calcular el espesor óptimo de aislante que debe recubrir al módulo de almacenamiento se impone que $T_{Se} = T_8$. Esta condición se corresponde con que las pérdidas térmicas por convección al ambiente sean nulas. Así se puede minimizar el primer término de la ecuación de balance y determinar dicho espesor para un caso determinado. Esto es:

$$\frac{\partial}{\partial r_e} \left(\frac{(T_{Si} - T_{Se})}{\ln \frac{r_e}{r_i}} + \frac{2(T_{Si} - T_{Se})}{\frac{r_e - r_i}{Pr_i^2 k_{aislante}}} \right) = 0 \quad (56)$$

Según el Caso 3, donde:

$$H_{total} = 4,8\text{m}$$

$$D_0 = 1,50\text{m}$$

el espesor de aislante térmico necesario sería:

$$d = 0,36\text{m}$$

9.2.2. Determinación de la temperatura de la superficie externa T_{Se} . Pérdidas térmicas asociadas

Una vez determinadas las expresiones de los coeficientes de transferencia de calor involucrados en la ecuación de balance, T_{Se} se calcula resolviendo ésta por el método de aproximaciones sucesivas, ya que muchos de los valores de las magnitudes físicas que entran en juego en dicha ecuación deben ser valorados en función de la temperatura de la superficie externa T_{Se} y para lo cual se ha de recurrir a tabulaciones. Puesto que para el cálculo del espesor óptimo de aislante se ha impuesto la condición $T_{Se} = T_8$, la primera iteración se llevará a cabo con un valor próximo, por ejemplo: $T_{Se} = 34^\circ \text{C}$ ($\sim 307^\circ \text{C}$), valorando las propiedades físicas del ambiente y el número de Prandtl (β , ρ , a , Pr) a la temperatura media entre este valor y T_8 , es decir a 27°C ($\sim 300\text{K}$) y $\rho_{aislante}$ a la temperatura media entre este valor y el valor de la pared caliente (T_{Si}), es decir a 170°C ($\sim 443\text{K}$).

Tomando como protección de la capa de aislante térmico un aluminio no oxidado, la emisividad e que se toma en estos cálculos será 0,02 (valor aproximado a una temperatura de 20°C [44])

Asimismo, la conductividad térmica del ambiente ρ que se toma es $0,02624 \text{ W/m K}$ (valor aproximado a una temperatura de 20°C según [45]).

Con todo ello, el resultado que se obtiene del proceso iterativo es: $T_{Se} = 27^\circ \text{C}$, para lo cual las pérdidas térmicas del módulo de almacenamiento ascienden a 516W .

Nota. Las pérdidas térmicas al ambiente por radiación pueden ser despreciadas puesto que suponen escasamente un 2% de las totales.

10. CONCLUSIONES

- Teniendo en cuenta la teoría cuasi-estática 1-D (aplicada a ambos modelos) la altura de las placas que conforman el módulo de almacenamiento no es un parámetro característico del problema. Esta podría venir limitada, en un estudio posterior, por la dinámica del HTF.
- Para radios extremadamente pequeños, los resultados cuasi-estáticos 1-D del modelo de semitubos concéntricos, para el tiempo de descarga prefijado, no son simétricos. Situación que limita el R_0 mínimo del doble canal en espiral, siempre y cuando se mantenga que éste es equiespaciado.
- Los resultados cuasi-estáticos 1-D del modelo de semitubos concéntricos se aproximan a los resultados del modelo cuasi-estático 1-D de placas planas a medida que R_0 aumenta. Así, se encuentra para el tiempo de descarga prefijado, un R_0 mínimo a partir del cual la aplicación de la teoría cuasi-estática 1-D del modelo de placas planas es válida.
- Para tiempos de descarga largos no se debe mantener la condición de equiespaciado para el doble canal en espiral. Los resultados cuasi-estáticos 1-D del modelo de semitubos concéntricos difieren apreciablemente para los diversos radios.

Un tema muy importante a tratar desde el punto de vista técnico es la escalabilidad y la modularidad del dispositivo de almacenamiento para su aplicación a una instalación industrial de calor de proceso. La escalabilidad, referida a la capacidad de almacenamiento térmico, sería posible, teniendo en cuenta las conclusiones previas. La modularidad en paralelo sería posible siempre que la configuración de planta (instalación industrial) lo permita. La modularidad en serie no tiene sentido ya que el HTF sólo puede sufrir un cambio de fase útil.

11. ANEXOS

11.1. CONDENSACIÓN LAMINAR EN PELÍCULA EN UNA PLACA VERTICAL

En este tipo de condensación, la película de condensado comienza a formarse en la parte alta de la placa y se desplaza verticalmente, por acción de la gravedad, sumando más y más condensado al flujo a lo largo del recorrido. Este flujo es laminar y su perfil térmico se considera completamente desarrollado desde el comienzo, por tanto, el perfil de temperaturas en la película de condensado es lineal y la transferencia de calor a su través es por conducción. El análisis de Nusselt (1916) [46] sobre la condensación laminar en película del vapor saturado de una sustancia pura también considera lo siguiente:

- La temperatura del vapor es uniforme e igual a su temperatura de saturación T_{sat} .
- La única fuerza externa actuando sobre la película de condensado es la gravedad.
- El vapor aledaño está parado y no ejerce ninguna resistencia aerodinámica sobre la película de condensado.
- Las propiedades del fluido son constantes.
- El calor sensible es despreciable frente al calor latente.
- La curvatura de la interfase es despreciable.

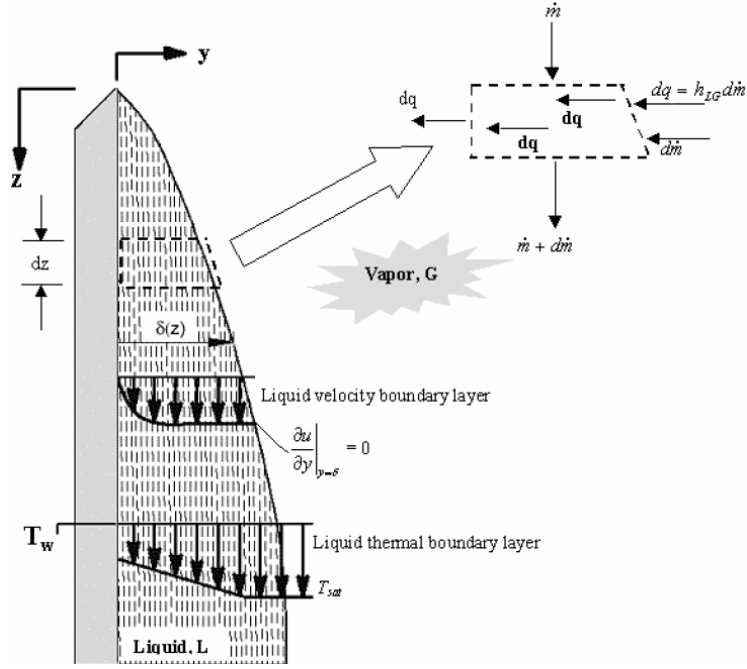


Figura 32: Condensación laminar en película del vapor saturado.

Bajo estas suposiciones, tomando un elemento de película a una distancia z desde el borde superior de la placa y considerando d el espesor de película a esa distancia (Figura 32), el balance de fuerzas en dicho elemento viene dado por:

$$(d - y)dz(\mathbf{r}_l - \mathbf{r}_g)g = \mathbf{m}_l \left(\frac{du_y}{dy} \right) dz \quad (57)$$

donde se han despreciado los efectos de inercia.

En la expresión la gravedad actúa sobre el elemento de volumen $(d-y)(dz)1$. Reordenando e integrando esta expresión bajo la condición inicial $u_y = 0$ en $y = 0$, el perfil de velocidades en cualquier y de la película se obtiene de:

$$u_y = \frac{(\mathbf{r}_l - \mathbf{r}_g)g}{\mathbf{m}_l} \left(yd - \frac{y^2}{2} \right) \quad (58)$$

que integrada a toda la película, proporciona el flujo másico por unidad de longitud de placa:

$$\Gamma = \mathbf{r}_l \int_0^d u_y dy = \frac{\mathbf{r}_l (\mathbf{r}_l - \mathbf{r}_g) g d^3}{3\mathbf{m}_l} \quad (59)$$

Diferenciando la expresión (57) respecto de d bajo la condición inicial $d = 0$ en $z = 0$ se tiene:

$$\frac{d\Gamma}{dd} = \frac{\mathbf{r}_l (\mathbf{r}_l - \mathbf{r}_g) g d^2}{\mathbf{m}_l} \quad (60)$$

Tomando la película a temperatura de saturación T_{sat} y la pared a temperatura T_w , el flujo de calor conducido a través del elemento de película líquida de altura dz es:

$$dq = \frac{\mathbf{k}_l}{d} (T_{sat} - T_w) dz \quad (61)$$

Donde \mathbf{k}_l es la conductividad térmica de la película líquida.

Haciendo un balance energético en la interfase, entonces se tendría:

$$d\Gamma \Delta H_f = \frac{\mathbf{k}_l}{d} (T_{sat} - T_w) dz \quad (62)$$

Expresión que permite, una vez despejando $d\Gamma$ sustituirlo en (58) y, separando variables e integrando bajo la condición inicial $d = 0$ en $z = 0$, obtener:

$$\mathbf{m}_l \mathbf{k}_l (T_{sat} - T_w) z = \mathbf{r}_l (\mathbf{r}_l - \mathbf{r}_g) g \Delta H_f \frac{d^4}{4} \quad (63)$$

ó:

$$d = \left[\frac{4m_l k_l (T_{sat} - T_w) z}{r_l (r_l - r_g) g \Delta H_f} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (64)$$

espesor local de la película de condensado.

Puesto que el coeficiente de transferencia de calor local por condensación a una distancia z desde el borde superior de la placa, en este caso es:

$$h_{conden}(z) = \frac{k_l}{d} \quad (65)$$

entonces el número de Nusselt local es:

$$Nu(z) = \frac{h_{conden} z}{k_l} \quad (66)$$

siendo z la dimensión característica.

Integrando (63) desde $z = 0$ hasta $z = H_{placa}$, el coeficiente de transferencia de calor medio por condensación en la placa viene dado por:

$$\bar{h}_{conden} = \frac{1}{z} \int_0^z h_{conden}(z) dz = 0,943 \left[\frac{r_l (r_l - r_g) g \Delta H_f k_l^3}{m_l (T_{sat} - T_w) H_{placa}} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (67)$$

Representando gráficamente el valor de dicho coeficiente para diferentes alturas de la placa H_{placa} se obtiene (Figura 33):

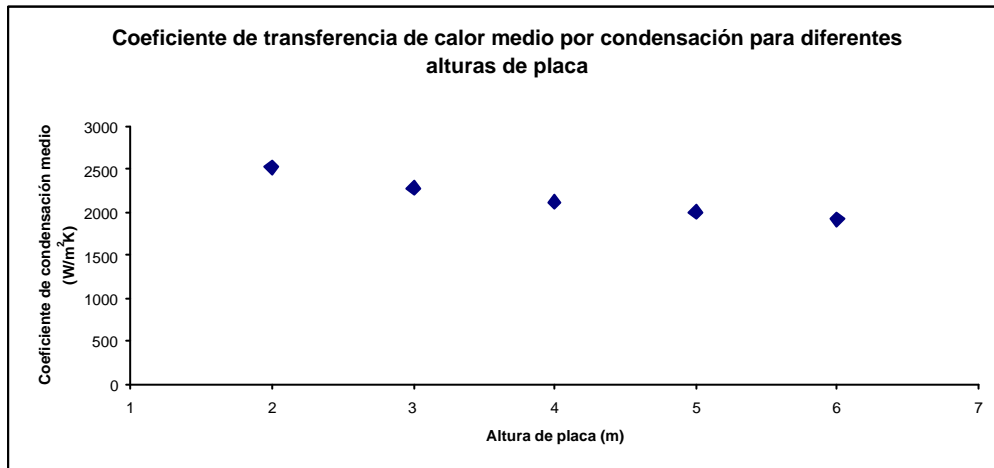


Figura 33: Coeficiente de transferencia de calor medio por condensación para diferentes alturas de placa.

Los valores tomados para el vapor saturado a 316°C son (ver [47]):

$$r_l = 990,6 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

$$r_g = 60,7 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

$$k_l = 0,637 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}$$

$$m_l = 61,6 * 10^{-5} \text{ Kg} / \text{m} \cdot \text{s}$$

$$\Delta H_f = 2711,4 \text{ KJ} / \text{Kg}$$

$$T_{sat} - T_w = 10 \text{ K}$$

11.2. EVAPORACIÓN CONVECTIVA EN UN TUBO VERTICAL

En el proceso de evaporación a lo largo de un tubo vertical se pueden distinguir las siguientes regiones (Figura 34) [48]:

- Zona A: en esta región, mientras el líquido está siendo calentado hasta su temperatura de saturación (que depende de la presión local en esta zona), la temperatura de la pared aún no es la suficiente para comenzar la nucleación, por tanto, la transferencia de calor en esta zona

es por convección al líquido monofásico, sea éste un flujo laminar o turbulento.

- Zona B: en esta región la temperatura de la pared ya supera la temperatura de saturación del líquido y en la zona sobrecalentada adyacente a la pared comienza a producirse la formación de núcleos de ebullición, que vuelven a condensar al entrar en contacto con el flujo central subenfriado aún.
- Zona C: en esta zona el líquido ya alcanza la temperatura de saturación (en toda su sección) y comienza a producirse la formación de burbujas de vapor saturado que ya no condensan (régimen de burbujeo).
- Zona D, E y F: en estas tres zonas continúa la formación de burbujas. Una vez formadas crecen por coalescencia al ir avanzando en altura, dando lugar a las regiones D (flujo de pistón), E (flujo anular) y F (flujo anular con arrastre), que se caracteriza por presentar una fina película de líquido deslizándose por la pared y un núcleo central de vapor deslizándose a gran velocidad que arrastra gotas de líquido.
- Zona G: en esta región la pared del tubo puede llegar a secarse o a limpiarse por arrastre de la película líquida por el vapor, elevándose la temperatura de la pared y con ello la del líquido (por encima de su temperatura de saturación). En esta región el calor se transmite por convección al vapor, por convección a las gotas existentes en el seno del vapor, por convección a las gotas que inciden sobre la pared y por radiación de la pared a las gotas. En esta región, las gotas siguen existiendo en el seno del vapor hasta la zona H.
- Zona H: en esta zona todo el líquido ya ha sido evaporado y el calor se transmite por convección al vapor seco.

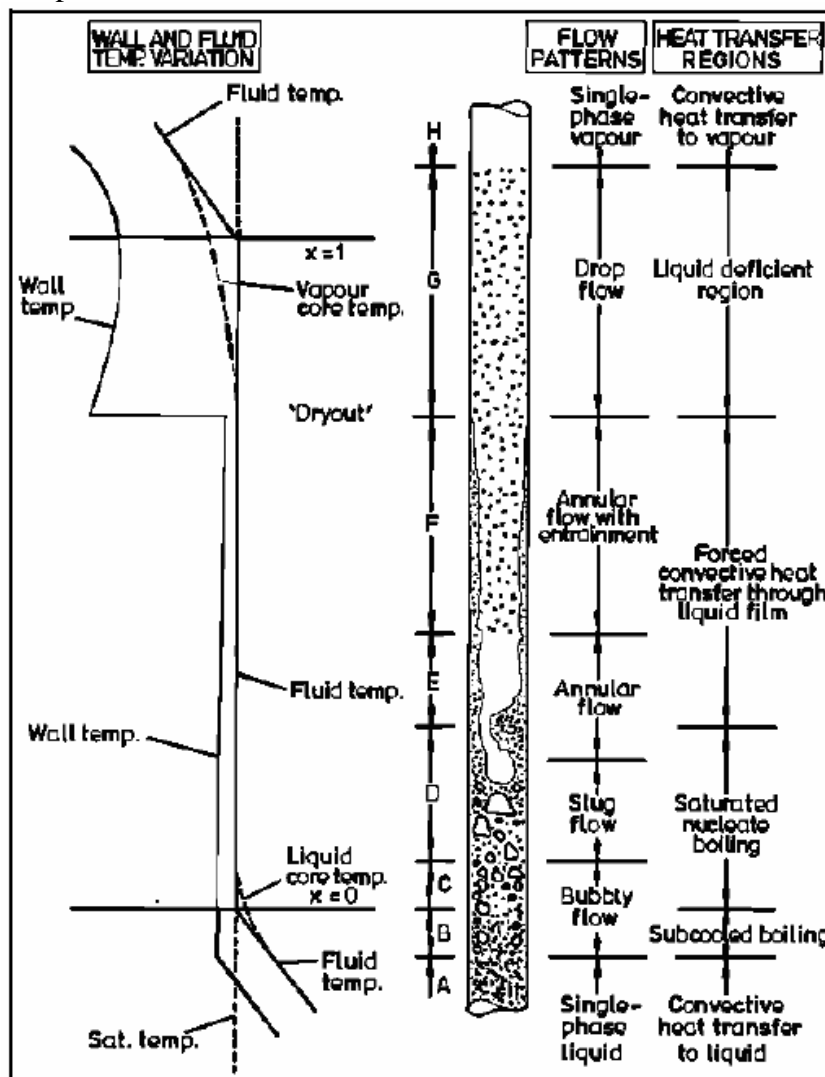


Figura 34: Diferentes regiones de transferencia de calor y patrones de flujo en un tubo vertical.

En las regiones C, D, E y F la correlación de Chen (1966) es comúnmente empleada para determinar el coeficiente de transferencia de calor local por evaporación en un flujo bifásico y, consta de dos contribuciones: la debida a la formación de núcleos de ebullición y la debida a la propia convección:

$$h_{bf} = h_{en} + h_{ec} \quad (68)$$

Supuso que el pronunciado gradiente térmico en el líquido cercano a la pared del tubo, bajo condiciones de convección forzada, está relacionado con la ebullición nucleada, mientras que, el vapor que se forma en el proceso evaporativo y que aumenta la velocidad del líquido, está relacionado con la convección. Estos dos efectos se recogen en la expresión:

$$h_{bf} = Sh_{FZ} + Fh_l \quad (69)$$

donde:

- El coeficiente de transferencia de calor por ebullición nucleada h_{FZ} , se calcula a partir de la correlación de Forster y Zuber:

$$h_{FZ} = 0,00122 \left[\frac{\mathbf{k}_l^{0,79} C_{p_l}^{0,45} \mathbf{r}_l^{0,49}}{\mathbf{s}^{0,5} \mathbf{m}_l^{0,29} \Delta H_f^{0,24} \mathbf{r}_g^{0,24}} \right] \Delta T_{sat}^{0,24} \Delta P_{sat}^{0,75} \quad (70)$$

siendo ΔT_{sat} la diferencia local de temperaturas:

$$\Delta T_{sat} = T_w - T_{sat}$$

e ΔP_{sat} la diferencia local de presiones:

$$\Delta P_{sat} = P_w - P_{sat}$$

- El factor de supresión que actúa sobre h_{FZ} , S , viene dado por:

$$S = \frac{1}{1 + 0,00000253 \text{Re}_{bf}^{1,17}} \quad (71)$$

donde el número de Reynolds bifásico viene dado por:

$$\text{Re}_{bf} = \text{Re}_l F^{1,25} \quad (72)$$

y el multiplicando de Chen F es:

$$F = \left(\frac{1}{\mathbf{c}} + 0,213 \right)^{0,736} \quad (73)$$

Teniendo en cuenta que \mathbf{c} es el parámetro de Martinelli:

$$\mathbf{c} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\mathbf{r}_g}{\mathbf{r}_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mathbf{m}_l}{\mathbf{m}_g} \right)^{0,1} \quad (74)$$

- El coeficiente de transferencia de calor por convección del líquido h_l se calcula a partir de la correlación de Dittus-Boelter (1930) para flujos turbulentos:

$$h_l = 0,023 \text{Re}_l^{0,8} \text{Pr}_l^{0,4} \left(\frac{\mathbf{k}_l}{D_0} \right) \quad (75)$$

donde:

$$\text{Re}_l = \frac{m(1-x)D_0}{\mathbf{m}} \quad (76)$$

$$\text{Pr}_l = \frac{C_{p_l} \mathbf{m}}{\mathbf{k}_l} \quad (77)$$

siendo D_0 el diámetro interno del tubo, x la calidad de vapor local y m el flujo másico total en el interior del tubo.

- El aumento de la convección del líquido debido al flujo bifásico viene dado por el multiplicando de Chen F .

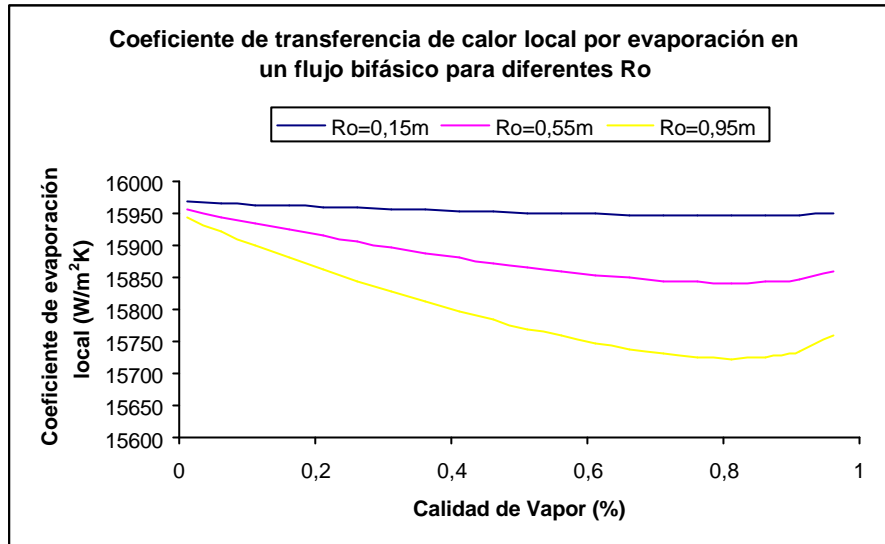


Figura 35: Valor de dicho coeficiente para diferentes calidades de vapor y diferentes R_o .

Los valores tomados para el agua saturada a 296°C son (ver [47]):

$$r_l = 720,65 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

$$r_g = 43,14 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

$$k_l = 0,55 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}$$

$$\eta = 8,75 \cdot 10^{-5} \text{ Kg} / \text{m} \cdot \text{s}$$

$$m_g = 1,94 \cdot 10^{-5} \text{ Kg} / \text{m} \cdot \text{s}$$

$$Cp_l = 5631,70 \text{ J} / \text{KgK}$$

$$\Delta H_f = 1321,86 \text{ KJ} / \text{Kg}$$

$$s = 0,02$$

$$\Delta T_{sat} = 10 \text{ K}$$

$$\Delta P_{sat} = 10 \text{ K}$$

$$m = 0,08 \text{ Kg} / \text{s}$$

11.3. MODELO PARA EL CÁLCULO DE LA POROSIDAD

La porosidad e se define como la relación entre el volumen ocupado por los soportes estructurales en el seno del PCM y el volumen total de PCM.

Supuesta una distancia de $0,05\text{m}$ entre las placas que conforman la doble espiral y la necesidad de colocar 1 soporte por cada 25cm^2 de placa de 1cm de diámetro (Figura 36), la porosidad es:

$$e = \frac{V_{soportes}}{V_{total}} = \frac{\pi r^2 h}{a^3} \rightarrow 0.03 \quad (78)$$

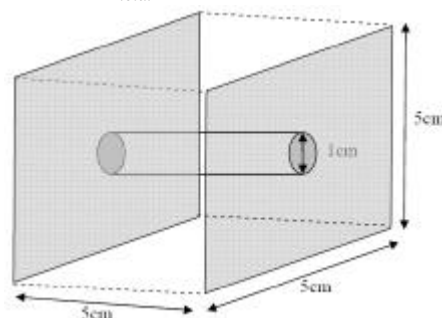


Figura 36: Modelo para el cálculo de la porosidad.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Zarza, E., *Curso sobre sistemas de concentración. La Generación Directa de Vapor (GDV) con colectores cilindroparabólicos*. Vol. 1. 2009: Ciemat. Unidad de Energía y Medioambiente.
2. Libby, C., *Program on Technology Innovation: Evaluation of Solar Thermal Energy Storage Systems*, 2009, EPRI: Palo Alto, CA.
3. Bauer T., L.D., Steinmann W.D., Kröner U., Tame R., *Screening of phase change materials for process heat applications in the temperature range 120 to 250°C*, in *Eurosun2008*.
4. Bauer T., L.D., Steinmann W.D., Tame R., *Overview of PCMs for concentrated solar power in the temperature range 200 to 350°C*. *Advances in Science and Technology*, 2010. **74**: p. 272-277.
5. Steinmann, W.D., D. Laing, and R. Tamme, *Latent heat storage systems for solar thermal power plants and process heat applications*. *Journal of Solar Energy Engineering-Transactions of the Asme*. **132**(2).
6. Nomura, T., N. Okinaka, and T. Akiyama, *Technology of Latent Heat Storage for High Temperature Application: A Review*. ISIJ International, 2010. **50**(9): p. 1229-1239.
7. Kenisarin, M.M., *High-temperature phase change materials for thermal energy storage*. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*. **14**(3): p. 955-970.
8. Kamimoto M., T.T., Tani T., Horigome T., *Investigation of nitrate salts for solar latent heat storage*. *Solar Energy*, 1980.
9. Birchenall C.E., R.A.L., *Heat storage in eutectic alloys*. ASMMSA, 1980.
10. Janz G. J., A.C.B., Downey J. R., Tomkins R. P. T., *Physical properties data compilations relevant to energy storage. Molten salt. Eutectic data1978*: NSRDS.
11. *Project DISTOR: D2.1 Manufacturing and characterization of EG-PCM composites* 2005.
12. Laing, D., et al., *Thermal energy storage for direct steam generation*. *Solar Energy*. **85**(4): p. 627-633.
13. Laing, D., et al., *Development of a thermal energy storage system for parabolic trough power plants with direct steam generation*. *Journal of Solar Energy Engineering-Transactions of the Asme*. **132**(2).
14. Laing D., B.T., Steinmann W.-D., Lehmann D. , *Advanced high temperature latent heat storage system – Design and test results in The 11th International Conference on Thermal Energy Storage – Effstock 2009*: Stockholm, Sweden.
15. Hoshi, A., et al., *Screening of high melting point phase change materials (PCM) in solar thermal concentrating technology based on CLFR*. *Solar Energy*, 2005. **79**(3): p. 332-339.
16. *Hitec Heat Transfer Salt*, Coastal Chemicals Co. L. L. C.
17. Bayon, R.R., E; Valenzuela, L; Zarza, E; Leon, J, *Analysis of the experimental behaviour of a 100 kW(th) latent heat storage system for direct steam generation in solar thermal power plants*. *Applied Thermal Engineering*, 2010. **30**(17-18): p. 2643-2651.
18. T., B., et al., *Sodium nitrate for high temperature latent heat storage*.
19. Webb, R.L., *Principles of enhanced heat transfer*1994: Joh Wiley and Sons, INC.
20. Khodadadi, J.M. and S.F. Hosseinizadeh, *Nanoparticle-enhanced phase change materials (NEPCM) with great potential for improved thermal energy storage*. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2007. **34**(5): p. 534-543.
21. Jegadheeswaran, S. and S.D. Pohekar, *Performance enhancement in latent heat thermal storage system: A review*. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2009. **13**(9): p. 2225-2244.
22. S. Pincemin, X.P., R. Olives, M. Christ and O. Oettinger, *Elaboration of conductive thermal storage composites made of phase change materials and graphite for solar plant*. *Journal of Solar Energy Engineering* 2008. **130**(1).

23. Steinmann, W.D. and R. Tamme, *Latent heat storage for solar steam systems*. Journal of Solar Energy Engineering-Transactions of the Asme, 2008. **130**(1).
24. Zhao, C.Y. and Z.G. Wu, *Heat transfer enhancement of high temperature thermal energy storage using metal foams and expanded graphite*. Solar Energy Materials and Solar Cells. **95**(2): p. 636-643.
25. *Project DISTOR: D3.4 Report on 10kW module testing 2007*.
26. Rojas, E., *Curso sobre sistemas de concentración. La Generación Directa de Vapor (GDV) con colectores cilindroparabólicos*. Vol. 1. 2009: Ciemat. Unidad de Energía y Medioambiente.
27. *Project DISTOR: D2.5 Report on material & geometry definition of macro-encapsulation.*, 2005.
28. Oztekin, S.N.a.A. 2010; Available from:
http://www1.eere.energy.gov/solar/pdfs/csp_prm2010_lehigh.pdf.
29. Mathur, A. 2010; Available from:
http://www1.eere.energy.gov/solar/pdfs/csp_prm2010_terrafore.pdf.
30. *International Research Initiative EON*. 2010; Available from:
http://www.eon.com/en/downloads/100924_Gewinnerprojekte_2010_4.pdf.
31. Saravanan, K., *An experimental investigation of heat transfer coefficients for spiral plate heat exchanger* Modern Applied Science, 2008. **2**(5).
32. Banaszek, J., et al., *Numerical analysis of the paraffin wax-air spiral thermal energy storage unit*. Applied Thermal Engineering, 2000. **20**(4): p. 323-354.
33. Domanski R., B.J., Rebow M., *Complex analysis of spiral PCM thermal energy storage unit performance*, in *6th Workshops*, E.I. IEA, Editor 2000.
34. *Alfa Laval*. Available from:
<http://local.alfalaval.com/en-nl/about-us/news/Pages/HighPressureSpiral.aspx>.
35. Milton, P.E., *Handbook of evaporation technology*1986: Noyes Publications.
36. *Project DISTOR: D1.1 Report on design specifications for DSG Storage Systems*, 2005.
37. Wang, S.M., A. Faghri, and T.L. Bergman, *Numerical modeling of alternate melting and solidification*. Numerical Heat Transfer Part B-Fundamentals. **58**(6): p. 393-418.
38. Glicksman, M.E., *Principles of solidification. An introduction to modern casting and crystal growth concepts*, ed. Springer2011.
39. *AK Steel*. Available from:
http://www.aksteel.com/pdf/markets_products/stainless/austenitic/316_316L_Data_Bulletin.pdf.
40. Rojas, E. and R. Bayón, *Towards standarizations of testing storage prototypes in SolarPaces2011*: Granada.
41. Wu, D., *Geometric calculations for the spiral heat exchanger*. Chemical Engineering & Technology, 2003. **26**(5): p. 592-598.
42. Morisson, V., et al., *Thermal energy storage systems for electricity production using solar energy direct steam generation technology*. Chemical Engineering and Processing, 2008. **47**(3): p. 499-507.
43. Rohsenow, W.M., J.P. Hartnett, and E.N. Ganic, *Handbook of heat transfer fundamenals*, ed. McGraw-Hill1998.
44. *Tablas de emisividad*. Available from:
<http://es.scribd.com/doc/44592848/Tablas-de-Emisividad>.
45. Costa Novella, E., *Ingenieria Química.Transmisión del calor*, ed. Alhambra. Vol. 4. . 1986.
46. *Engineering Data Book III. Chapter 7: Condensation on External Surfaces*, ed. I. Wolverine Tube2007.
47. *Tablas de propiedades del vapor saturado*. Available from:
<http://twf.mpei.ac.ru/ochkov/WSPHB/engindex.html>.
48. *Engineering Data Book III. Chapter 10: Boiling Heat Transfer inside Plane Tubes*, ed. I. Wolverine2007.

El/la abajo firmante, matriculado/a en el Master de Física Aplicada de la Facultad de Ciencias Físicas, autoriza a la Universidad Complutense de Madrid (UCM) a difundir y utilizar con fines académicos, no comerciales y mencionando expresamente a su autor el presente Trabajo de Fin de Master:

PREDISEÑO DE UN MÓDULO DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO PARA PLANTAS TERMOSOLARES CON GENERACIÓN DIRECTA DE VAPOR

realizado durante el curso académico 2010-2011 bajo la dirección de

Dra. M^a Cruz de Andrés García

y con la colaboración externa de dirección de

Dra. Esther Rojas Bravo

Dra. Rocío Bayón Cabeza

en el

Departamento de Física Atómica, Molecular y Nuclear

y a la Biblioteca de la UCM a depositarla en el Archivo institucional E-Prints Complutense con el objeto de incrementar la difusión, uso e impacto del trabajo en Internet y garantizar su preservación y acceso a largo plazo.

La publicación en abierto tendrá un embargo de: **Ninguno**

Fdo: D^a Esther Rivas Ramos.-

El/la abajo firmante, director de un Trabajo Fin de Master presentado en el Master de Física Aplicada de la Facultad de Ciencias Físicas, autoriza a la Universidad Complutense de Madrid (UCM) a difundir y utilizar con fines académicos, no comerciales y mencionando expresamente a su autor el presente Trabajo de Fin de Master

PREDISEÑO DE UN MÓDULO DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO PARA PLANTAS TERMOSOLARES CON GENERACIÓN DIRECTA DE VAPOR

realizado durante el curso académico 2010-2011 bajo mi dirección y con la colaboración externa de dirección de

Dra. Esther Rojas Bravo

Dra. Rocío Bayón Cabeza

en el

Departamento de Física Atómica, Molecular y Nuclear

y a la Biblioteca de la UCM a depositarla en el Archivo institucional E-Prints Complutense con el objeto de incrementar la difusión, uso e impacto del trabajo en Internet y garantizar su preservación y acceso a largo plazo.

La publicación en abierto tendrá un embargo de: **Ninguno**

Fdo.: Dra. M^a Cruz de Andrés García.-