



Universidad
Zaragoza

Tesis Doctoral

Almacenamiento térmico de energía mediante
cambio de fase.

Diseño y modelización de equipos de almacenamiento
para intercambio de calor con aire.

Autor

Pablo Dolado Bielsa

Director/es

María Belén Zalba Nonay
José María Marín Herrero

Departamento de Ingeniería Mecánica
2011



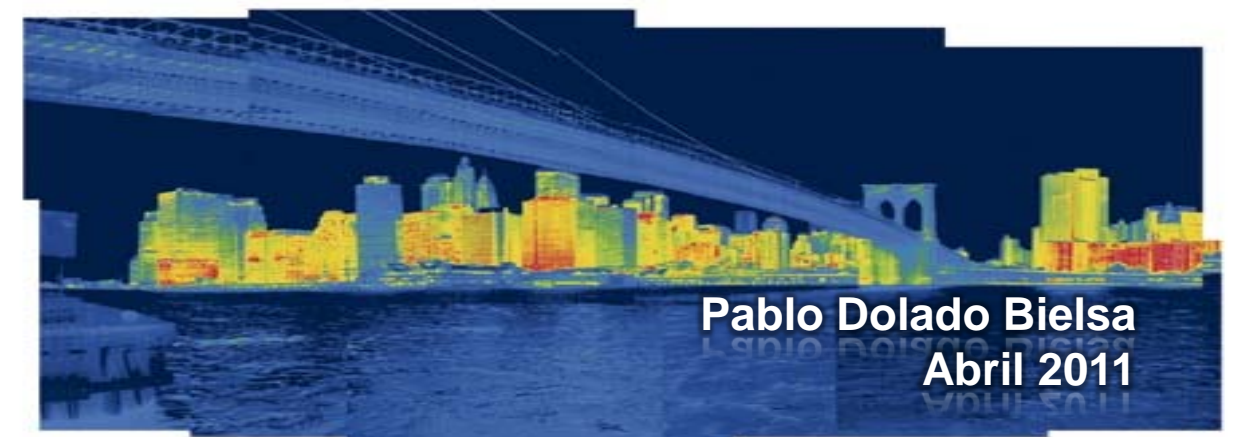
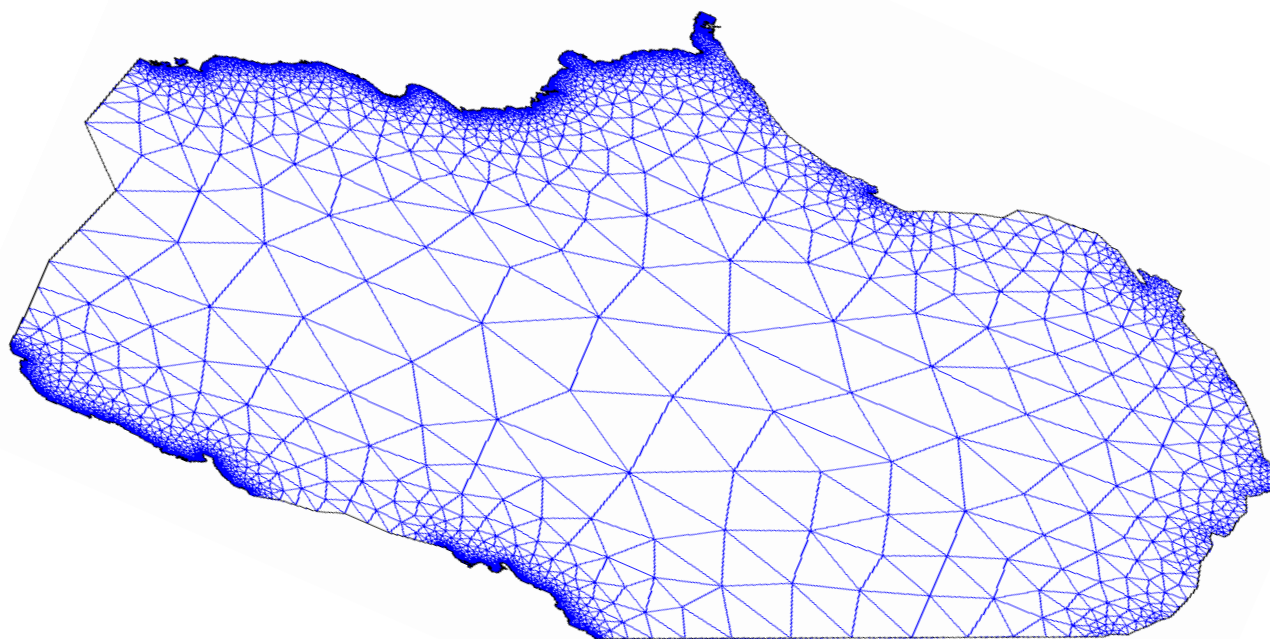
TESIS DOCTORAL

Almacenamiento térmico de energía
mediante cambio de fase

Diseño y modelización de equipos de
almacenamiento para intercambio de calor
con aire



ALMACENAMIENTO TÉRMICO DE ENERGÍA MEDIANTE CAMBIO DE FASE.
DISEÑO Y MODELIZACIÓN DE EQUIPOS DE ALMACENAMIENTO
PARA INTERCAMBIO DE CALOR CON AIRE



abril
2011

Almacenamiento térmico de energía mediante cambio de fase

Diseño y modelización de equipos de
almacenamiento para intercambio de calor
con aire



**Almacenamiento térmico de energía mediante
cambio de fase.
Diseño y modelización de equipos de
almacenamiento para intercambio de calor con
aire.**

Pablo Dolado Bielsa
(Ingeniero Químico)

Memoria presentada en la Universidad de Zaragoza para la
obtención del grado de Doctor en el programa de Tecnologías de
Climatización y Eficiencia Energética en Edificios del
Departamento de Ingeniería Mecánica.

Trabajo dirigido por:
María Belén Zalba Nonay, Dra. en Ingeniería Industrial
José María Marín Herrero, Dr. en Ciencias Físicas

En Zaragoza, abril de 2011.

Dña. MARÍA BELÉN ZALBA NONAY y D. JOSÉ MARÍA MARÍN HERRERO, ambos Profesores Titulares del Departamento de Ingeniería Mecánica, Área de Máquinas y Motores Térmicos, de la Universidad de Zaragoza

INFORMAN:

Que el presente trabajo de investigación titulado:

“Almacenamiento térmico de energía mediante cambio de fase. Diseño y modelización de equipos de almacenamiento para intercambio de calor con aire”

Constituye la Memoria que presenta el Ingeniero Químico D. PABLO DOLADO BIELSA para aspirar al grado de Doctor, habiendo sido realizada en el Departamento de Ingeniería Mecánica bajo nuestra dirección y conforme a la Memoria de Proyecto de Tesis presentada en Comisión Permanente del Departamento el 29 de octubre de 2010.

Y para que así conste, firmamos este certificado en Zaragoza a uno de abril de dos mil once.

Fdo.: Prof. Dra. M^a Belén Zalba Nonay

Fdo.: Prof. Dr. José M^a Marín Herrero

Índice

Índice de figuras.....	11
Índice de tablas.....	15
Nomenclatura	17
Agradecimientos	23
Resumen.....	25
1. Preámbulo: motivación, objetivos y marco de la tesis.....	29
1.1. Motivación	30
1.2. Objetivos generales	31
1.3. Objetivos específicos	32
1.4. Marco de la tesis	33
2. Antecedentes, estado de la literatura y planteamiento	35
2.1. Almacenamiento de energía térmica, TES.....	38
2.2. Intercambio de calor PCM-aire.....	43
2.3. Modelado matemático del intercambio de calor PCM-aire	50
2.4. Planteamiento del trabajo.....	55
3. Prototipo experimental: intercambiador de calor PCM-aire	59
3.1. Geometría del macroencapsulado	60
3.2. Descripción del prototipo y caracterización experimental.....	61
3.3. Aspectos a considerar en el balance de energía	68
3.4. Conclusiones	76
4. Resultados experimentales	77
4.1. Descripción de los ensayos	78
4.2. Análisis de los resultados	84
4.3. Modelo empírico	94
4.4. Conclusiones	98
5. Modelado teórico del intercambio de calor PCM-aire.....	101
5.1. Desarrollo de un modelo teórico para simular la transferencia de calor de una placa de PCM en un canal de aire	102
5.2. La base del modelo teórico	107
5.3. Entidad del problema: intercambiador de calor PCM-aire a escala real.....	107
5.4. Diagrama de flujo.....	121
5.5. Validación experimental	121

5.6. Conclusiones	127
6. Análisis de la incertidumbre del modelo teórico	129
6.1. Selección de variables del caso de estudio.....	130
6.2. Generación de las muestras para el modelo teórico	136
6.3. Ejecución del programa	138
6.4. Análisis de los resultados del estudio de propagación de incertidumbres	138
6.5. Conclusiones	150
7. Potenciales aplicaciones.....	153
7.1. Simulaciones numéricas basadas en el DOE	155
7.2. Caso de estudio: aplicación a ciclos de absorción para refrigeración solar	159
7.3. Caso de estudio: aplicación a refrigeración gratuita	182
7.4. Caso de estudio: aplicación a mantenimiento de temperatura en salas.....	196
7.5. Otras aplicaciones	208
7.6. Conclusiones	210
8. Conclusiones	213
8.1. Aportaciones	214
8.2. Difusión de resultados.....	223
8.3. Líneas futuras.....	224
Referencias bibliográficas.....	229
Literatura	229
Páginas web.....	246
Anexos	251
A: Desarrollo de los modelos teóricos básicos	251
B: Código de Matlab.....	275
C: Estudio de sensibilidad del modelo teórico.....	283
D: Código de Fortran-Trnsys del modelo empírico	305
E: Planes de simulaciones completos.....	311
F: Colocación de las sondas en el acumulador	314

Índice de figuras

Figura 1.1. Esquema de trabajo de esta tesis (en rojo) en paralelo con el trabajo de Lázaro (en verde).....	33
Figura 2.1. Diagrama de Sankey de la energía en España en 2008 (metodología Agencia Internacional de la Energía), del libro de la Energía en España 2008	37
Figura 2.2. Clasificación de tipos de sistemas de almacenamiento de energía térmica (Abhat, 1983).....	38
Figura 2.3. Materiales típicos usados como PCM y situación actual de desarrollo (elaborada a partir de Mehling y Cabeza, 2008)	40
Figura 2.4. Diagrama de flujo de los pasos necesarios para el desarrollo de un sistema de almacenamiento de calor latente (Abhat, 1983)	41
Figura 2.5. Fenómenos de histéresis y de subenfriamiento en las curvas h-T	54
Figura 2.6. Variación teórica de la entalpía con la temperatura: sustancia pura (izquierda) y mezcla (derecha).....	56
Figura 2.7. Diagrama de flujo de la metodología seguida en el desarrollo de esta tesis.....	58
Figura 3.1. Bocetos de la instalación experimental inicial: vista en planta (izquierda) y alzado (derecha)	61
Figura 3.2. Diagrama de la instalación inicial	62
Figura 3.3. Fotografía resaltando la instalación inicial	62
Figura 3.4. Diagrama de la instalación modificada	63
Figura 3.5. Fotografías resaltando la instalación modificada	63
Figura 3.6. Unidad de TES	64
Figura 3.7. Placas de PCM, fotografía (izquierda) y boceto (derecha).....	65
Figura 3.8. Disposición de las placas formando paredes y ubicación en el interior de la unidad de TES (unidades en milímetros)	66
Figura 3.9. Volúmenes de control, fronteras y flujos de calor en la instalación	69
Figura 3.10. Formación de la curva característica de ventiladores en serie (Soler y Palau).....	74
Figura 3.11. Diferentes líneas de estabilización para un ensayo tipo	76
Figura 4.1. Ubicación de la placa monitorizada en la unidad de TES	79
Figura 4.2. Disposición de los sensores de temperatura en la placa monitorizada	80
Figura 4.3. Resultados experimentales para un ciclo completo (temperaturas del aire a la entrada y a la salida de la unidad de TES, temperatura del ambiente y distribución de temperaturas superficiales de las placas).....	81
Figura 4.4. Monitorización de la placa: resultados experimentales para un ciclo térmico completo	82
Figura 4.5. Curva de potencia y energía total intercambiada.....	83
Figura 4.6. Pérdida de carga de la unidad de TES en función del flujo másico de aire.....	84
Figura 4.7. Efecto de la temperatura del aire a la entrada en las curvas de potencia de la etapa de fusión	85
Figura 4.8. Efecto de la temperatura del aire a la entrada en las curvas de potencia de solidificación	87
Figura 4.9. Curvas de potencia obtenidas para los siete caudales de aire disponibles en fusión (arriba) y para los cuatro caudales disponibles en solidificación (abajo)	88
Figura 4.10. Resultados globales para tres experimentos (funcionando el ventilador de la unidad de TES a baja velocidad y el ventilador de la refrigeradora).....	90

Figura 4.11. Evolución de la temperatura del aire a la salida de la unidad de TES para cinco experimentos con diferentes potencias de refrigeración constante (etapa de solidificación)..	91
Figura 4.12. Temperatura del aire promedio de la meseta en función de la potencia de refrigeración	92
Figura 4.13. Temperaturas del aire a la entrada, temperaturas superficiales promedio y diferencias de temperatura entre la entrada y la salida para una serie de experimentos (cicladados completos).....	94
Figura 4.14. Energía térmica almacenada frente a la temperatura superficial promedio para un ciclo completo; resultados experimentales y funciones de ajuste para cada etapa.....	95
Figura 4.15. Ejemplo de resultados de aplicación del modelo empírico	97
Figura 5.1. Fotografía de la instalación de Balances de Energía detallando sus componentes	103
Figura 5.2. Esquema de la sección de acumulación de la instalación	104
Figura 5.3. Dimensiones de la placa y el canal	104
Figura 5.4. Comparación de resultados (experimentales y simulados) de la fusión una placa de C32 en la instalación de balances de energía	105
Figura 5.5. Sistema de placas de PCM y circulación del aire	108
Figura 5.6. Distribución de nodos para el modelo 1D de la placa de PCM.....	108
Figura 5.7. Parámetros de interés de la placa en la estimación de la rugosidad	111
Figura 5.8. Longitud de entrada de las capas límite hidrodinámica y térmica	113
Figura 5.9. Curva entalpía-temperatura del PCM.....	114
Figura 5.10. Conductividad térmica obtenida por el laboratorio de Netzsch	115
Figura 5.11. Convección natural en una cavidad rectangular.....	116
Figura 5.12. Análisis de la convección natural aplicado al caso de estudio de la placa de PCM	116
Figura 5.13. Resultados de la caracterización de la viscosidad dinámica del RT27 (laboratorio de Malvern Instruments)	118
Figura 5.14. Dependencia de la pérdida de carga de la unidad de TES con el caudal de aire..	120
Figura 5.15. Diagrama de flujo del modelo teórico.....	121
Figura 5.16. Resultados experimentales y simulados para una temperatura consigna alta del aire a la entrada, etapa de fusión	122
Figura 5.17. Resultados experimentales y simulados para una temperatura consigna media del aire a la entrada, etapa de fusión	123
Figura 5.18. Resultados experimentales y simulados para una temperatura consigna baja del aire a la entrada, etapa de fusión	123
Figura 5.19. Comparación entre los resultados experimentales y los simulados para un ciclo completo.....	124
Figura 5.20. Medidas experimentales (arriba) y resultados de la simulación (abajo) para la etapa de fusión de un ensayo arbitrario	126
Figura 6.1. Función sigmoideal aplicada a una curva entalpía-temperatura	132
Figura 6.2. Curva h-T del RT27 obtenida en el laboratorio y curva parametrizada de ajuste..	132
Figura 6.3. Resultados del RRT de la TA4224 para el octadecano obtenidos en diferentes laboratorios.....	134
Figura 6.4. Resultados de la simulación del caso base, etapa de fusión.....	139
Figura 6.5. Evolución de la potencia térmica intercambiada en el proceso de fusión con el intervalo de incertidumbre asociado y errores relativos en potencia	141
Figura 6.6. Representación de los coeficientes de regresión normalizados para cada uno de los factores analizados en $\dot{Q}_{promedio,1h}$ (arriba) y en $t_{Taire,sal=32^{\circ}C}$ (abajo)	142

Figura 6.7. Efecto de la mejor determinación de los factores temperatura promedio de cambio de fase (arriba), temperatura de entrada del aire (medio) y caudal volumétrico (abajo) en la respuesta $\dot{Q}_{\text{promedio,1h}}$	144
Figura 6.8. Valores experimentales de potencia intercambiada y su incertidumbre, etapa de fusión.....	147
Figura 6.9. Errores relativos en potencia intercambiada para los valores experimentales, etapa de fusión.....	148
Figura 6.10. Comparación de los resultados experimentales y simulados (incluidas sus incertidumbres) para la etapa de fusión de un ciclado.....	149
Figura 6.11. Comparación de los resultados experimentales y simulados (incluidas sus incertidumbres) para la etapa de solidificación de un ciclado.....	149
Figura 7.1. Complementariedad entre simulaciones y experimentos: metodología de trabajo	156
Figura 7.2. Limitaciones de la experimentación variando un factor cada vez (optimización), Ferré y Rius, 2002.....	157
Figura 7.3. Evolución de la temperatura a la entrada de la máquina con y sin unidad de TES, y potencia térmica de la unidad de TES con un caudal de aire de 1600 m ³ /h.....	161
Figura 7.4. Evolución del COP y de la potencia de refrigeración con y sin unidad de TES incorporada al sistema de refrigeración.....	162
Figura 7.5. Esquema de la instalación de refrigeración solar (elaboración propia a partir de Monné y cols., 2009).....	163
Figura 7.6. Gráfica de contorno para la temperatura máxima, caso RS.....	169
Figura 7.7. Gráficas de contorno solapadas para la terna T_{max} -eficiencia- Δp , caso RS.....	170
Figura 7.8. Resultados de la optimización, caso RS.....	173
Figura 7.9. Simulación de la unidad de TES propuesta, caso RS.....	174
Figura 7.10. Números de Re para cada una de las simulaciones y rango de validez experimental (caso RS).....	176
Figura 7.11. Números de Bi para cada una de las simulaciones y rango de validez experimental (caso RS).....	176
Figura 7.12. NTU para cada una de las simulaciones y rango de validez experimental (caso RS).....	177
Figura 7.13. $\lambda_{\text{eff}}/\lambda$ para cada una de las simulaciones y rango de validez experimental (caso RS).....	177
Figura 7.14. Influencia del precio unitario del PCM macroencapsulado en la inversión inicial, caso RS.....	181
Figura 7.15. Resultados obtenidos para la simulación del sistema de FC propuesto por Lázaro.....	182
Figura 7.16. Resultados de la optimización, caso FC.....	186
Figura 7.17. Resultados de la simulación de la unidad propuesta inicial, caso FC.....	187
Figura 7.18. Resultados de la simulación de la segunda unidad propuesta, caso FC.....	188
Figura 7.19. Resultados de la simulación de la unidad propuesta con DC28, caso FC.....	190
Figura 7.20. Resultados de la simulación de la segunda unidad propuesta con DC28, caso FC.....	191
Figura 7.21. Resultados de la simulación de la unidad con DC28 con cobertura de 3 horas, caso FC.....	192
Figura 7.22. Influencia del precio unitario del PCM macroencapsulado en la inversión inicial, caso FC.....	193

Figura 7.23. Números de Re para cada una de las simulaciones y rango de validez experimental (caso FC)	194
Figura 7.24. Números de Bi para cada una de las simulaciones y rango de validez experimental (caso FC)	194
Figura 7.25. NTU para cada una de las simulaciones y rango de validez experimental (caso FC)	195
Figura 7.26. $\lambda_{\text{eff}}/\lambda$ para cada una de las simulaciones y rango de validez experimental (caso FC)	195
Figura 7.27. Resultados de la simulación de la unidad propuesta por Lázaro, caso MTS	198
Figura 7.28. Resultados de la optimización, caso MTS	202
Figura 7.29. Resultados de la simulación de la unidad optimizada, caso MTS	203
Figura 7.30. Resultados de la simulación de la unidad propuesta, caso MTS	204
Figura 7.31. Influencia del precio unitario del PCM macroencapsulado en la inversión inicial, caso MTS	205
Figura 7.32. Números de Re para cada una de las simulaciones y rango de validez experimental (MTS)	206
Figura 7.33. Números de Bi para cada una de las simulaciones y rango de validez experimental (MTS)	207
Figura 7.34. NTU para cada una de las simulaciones y rango de validez experimental (MTS)	207
Figura 7.35. $\lambda_{\text{eff}}/\lambda$ para cada una de las simulaciones y rango de validez experimental (MTS)	208
Figura 7.36. Evolución del COP y de la potencia de refrigeración con y sin unidad de TES incorporada al sistema de bomba de calor aire-aire	209

Índice de tablas

Tabla 2.1. Recopilación de algunas de las patentes publicadas en los últimos años relacionadas con el intercambio de calor PCM-aire	47
Tabla 3.1. Datos técnicos de la unidad de TES	65
Tabla 3.2. Componentes principales de la instalación experimental considerados en los balances de energía	68
Tabla 3.3. Consumos eléctricos del ventilador de la unidad de TES	70
Tabla 3.4. Evaluación teórica de las pérdidas/ganancias con el ambiente de la unidad de TES	73
Tabla 3.5. Detalles de funcionamiento de la máquina refrigeradora.....	75
Tabla 4.1. Rango de validez experimental	93
Tabla 5.1. Ecuaciones nodales de temperatura para el modelo teórico sin encapsulado	110
Tabla 5.2. Ecuaciones nodales de temperatura para el modelo teórico con encapsulado	110
Tabla 5.3. Valores utilizados en los cálculos de Nu	118
Tabla 5.4. Pérdidas de carga teóricas para un caudal de 1500 m ³ /h.....	119
Tabla 5.5. Diferencias entre los valores de temperatura experimentales y los simulados para la placa.....	125
Tabla 6.1. Parametrización de la curva entalpía-temperatura	133
Tabla 6.2. Condiciones del aire a la entrada e incertidumbre asociada.....	136
Tabla 6.3. Resultados para la simulación del caso base.....	140
Tabla 6.4. Influencia de los factores más relevantes en 4 respuestas de interés	145
Tabla 6.5. Efecto en $\dot{Q}_{promedio,1h}$ y $t_{Taire,sal=32^{\circ}C}$ de la mejora en la determinación de los parámetros T_{sl} y h_l	146
Tabla 6.6. Estimación de la incertidumbre de las medidas de potencia intercambiada	147
Tabla 7.1. Factores considerados y dominio, caso RS	166
Tabla 7.2. Plan de simulaciones y respuestas obtenidas, caso RS	167
Tabla 7.3. Parámetros introducidos en la optimización, caso RS	172
Tabla 7.4. Resultados de la simulación con los parámetros obtenidos en la optimización, caso RS	175
Tabla 7.5. Resumen de resultados globales para la unidad de TES considerada, caso RS	179
Tabla 7.6. Escala de precios de los paneles CSM de Rubitherm	179
Tabla 7.7. Orden de magnitud del coste de la carcasa del acumulador en función del volumen de PCM contenido	180
Tabla 7.8. Orden de magnitud del coste de ventiladores centrífugos en función del caudal de aire	180
Tabla 7.9. Factores considerados y dominio, caso FC	183
Tabla 7.10. Plan de simulaciones (truncado), caso FC	185
Tabla 7.11. Respuestas obtenidas (truncado), caso FC	185
Tabla 7.12. Parámetros utilizados en la unidad propuesta inicial, caso FC	187
Tabla 7.13. Respuestas obtenidas para la unidad propuesta inicial, caso FC.....	188
Tabla 7.14. Parámetros utilizados en la segunda unidad propuesta, caso FC	189
Tabla 7.15. Respuestas obtenidas para la segunda unidad propuesta, caso FC	189
Tabla 7.16. Respuestas obtenidas para la unidad propuesta con DC28, caso FC	190
Tabla 7.17. Parámetros utilizados en la segunda unidad propuesta con DC28, caso FC.....	191
Tabla 7.18. Respuestas obtenidas para la segunda unidad propuesta con DC28, caso FC	191
Tabla 7.19. Parámetros utilizados en la unidad con DC28 con cobertura de 3 horas, caso FC	192

Tabla 7.20. Respuestas obtenidas para la unidad con DC28 con cobertura de 3 horas, caso FC	192
Tabla 7.21. Parámetros utilizados en simulación de la unidad propuesta por Lázaro, caso MTS	198
Tabla 7.22. Respuestas obtenidas para la simulación de la unidad propuesta por Lázaro, caso MTS	199
Tabla 7.23. Factores considerados y dominio, caso MTS	200
Tabla 7.24. Plan de simulaciones (truncado), caso MTS.....	200
Tabla 7.25. Respuestas obtenidas (truncado), caso MTS	201
Tabla 7.26. Parámetros introducidos en la optimización, caso MTS	202
Tabla 7.27. Respuestas obtenidas para la unidad optimizada, caso MTS.....	203
Tabla 7.28. Respuestas obtenidas para la unidad propuesta, caso MTS.....	204

Nomenclatura

- A [m²]: área de intercambio de calor
- c_p [J/(kg·K)]: capacidad calorífica específica a presión constante
- D [m]: diámetro
- e [m]: espesor; espesor de la carcasa de la unidad de almacenamiento
- E [kJ]: energía térmica
- f : factor de fricción ; parámetro considerado en el estudio de incertidumbre
- g [m/s²] : aceleración de la gravedad
- h [W/(m²·K)]: coeficiente de convección; [kJ/kg]: entalpía
- \bar{h} [W/(m²·K)]: coeficiente de convección promedio
- H [m]: altura
- i: i-ésimo elemento de una serie de m elementos
- k: número de parámetros considerados en el estudio de incertidumbre
- L [m]: longitud
- M [kg]: masa
- \dot{m} [kg/s]: caudal másico de aire
- N, n: número de elementos
- p [Pa]: presión
- P [m]:perímetro
- \dot{q}'' [W/m²]: flujo de calor por unidad de área
- \dot{Q} [W]: potencia térmica, flujo de calor
- R²: coeficiente de determinación
- t [s]: tiempo
- T [K, °C]: temperatura
- u: incertidumbre estándar
- v [m/s]: velocidad
- V_{ca} [V]: voltaje de corriente alterna
- \dot{V} [m³/h]: caudal volumétrico de aire
- w [m]: profundidad
- w²: contribución a la incertidumbre
- \dot{W} [W]: consumo eléctrico del ventilador

y_{exp} , y_{sim} : valor experimental o simulado, respectivamente

x [m]: distancia; variable en el estudio de incertidumbre

x , y : coordenadas cartesianas

%HR [tanto por ciento]: porcentaje de humedad relativa

$^{\circ}$ Fus. [tanto por uno]: grado de fusión del material de cambio de fase

Letras griegas:

α [m^2/s]: difusividad térmica

α_0 : término independiente del ajuste en el estudio de incertidumbre, intersección con el eje de ordenadas

β [1/K]: coeficiente de expansión volumétrica; coeficiente de peso en el estudio de incertidumbre

δ [m]: espesor de la capa límite

δA : error introducido en el estudio de incertidumbre

Δp [Pa]: diferencia de presión

ΔT [K, $^{\circ}C$]: diferencia de temperatura

Δt [s]: paso de tiempo

Δx , Δy [m]: longitud y altura del nodo, respectivamente

ε [mm]: rugosidad absoluta

η_s : rendimiento isentrópico del ventilador

λ [W/(m·K)]: conductividad térmica

μ [Pa·s]: viscosidad dinámica

ρ [kg/m^3]: densidad

σ : desviación típica

ν [m^2/s]: viscosidad cinemática

Subíndices y superíndices:

ambiente, cond: desde el ambiente al interior de los conductos o viceversa

ambiente, TES: desde el ambiente al interior de la unidad de almacenamiento o viceversa

aire, int: aire en el interior de la unidad de almacenamiento

aire, ent: aire a la entrada de la unidad de almacenamiento

aire, ext: aire externo a la instalación experimental, ambiente

aire-PCM: comparación entre el aire y el PCM

aire-1: posición previa en la corriente de aire

eff: efectiva

enf: máquina enfriadora

enc: encapsulado

enc-PCM: comparación entre el encapsulado y el PCM

ent: entrada

ext: exterior

fus: etapa de fusión

fus, 1h: proceso de fusión durante la primera hora

fus, 3h: proceso de fusión durante las 3 primeras horas

h: hidráulico

int: interior

l: líquido

lam: laminar

max, med, min: valores máximo, medio y mínimo, respectivamente

PCM: relacionado con el material de cambio de fase

PCM-enc: comparación entre el PCM y el encapsulado

PCM-1; PCM+1: posiciones previa y siguiente de los nodos de PCM, respectivamente

promedio PCM: promedio de todo el contenido de PCM en el sistema acumulador

ref: refrigeración

res: resistencias eléctricas

s: sólido; superficial

sal: salida

setpoint: temperatura de consigna

sistema, sist: hace referencia al sistema de placas de material de cambio de fase

sl: cambio de fase sólido-líquido

sol: etapa de solidificación

t: instante dado; térmica

t-1: instante anterior

$t_{\text{adicional, T}}$: tiempo adicional hasta alcanzar el aire a la salida del acumulador la temperatura T

TES: prototipo de la unidad de almacenamiento

$T_{\text{promedio PCM}}^t$: temperatura promedio del PCM de la unidad de almacenamiento en el instante t

turb: turbulento

vent, TES: ventilador de la unidad de almacenamiento

vent, enf: ventilador de la unidad enfriadora

x: local

1: hace referencia a la superficie caliente en el estudio de convección natural

2: hace referencia a la superficie fría en el estudio de convección natural

Acrónimos:

CAL: calefacción

CFD: fluido dinámica computacional, del inglés *Computational Fluid Dynamics*

COP: coeficiente de operación, del inglés *Coefficient of Performance*

CSM: módulo de almacenamiento compacto, del inglés *Compact Storage Module*

C32: material comercial de cambio de fase de Climator, con cambio de fase alrededor de los 32°C

DC28: material comercial de cambio de fase de Dörken, con cambio de fase alrededor de los 28°C

DSC: calorimetría diferencial de barrido, del inglés *Differential Scanning Calorimetry*

DOE: diseño de experimentos, del inglés *Design Of Experiments*

EER: coeficiente de eficacia frigorífica, del inglés *Energy Efficiency Ratio*

EDF: Ecuación en Diferencias Finitas

FC: refrigeración gratuita, del inglés *Free-Cooling*

GITSE: Grupo de Ingeniería Térmica y Sistemas Energéticos

h-T: entalpía-temperatura

HVAC: calefacción, ventilación y aire acondicionado, del inglés *Heating, Ventilation and Air Conditioning*

HTF: fluido portador de calor, del inglés *Heat Transfer Fluid*

I3A: Instituto de Investigación en Ingeniería de Aragón

LFA: aparato de laser flash, del inglés *Laser Flash Apparatus*

MTS: Mantenimiento de Temperatura en Salas

PCM: material de cambio de fase, del inglés *Phase Change Material*

PID: controlador Proporcional Integral Derivativo

RE: error relativo, del inglés *Relative Error*

REF: refrigeración

RME: error máximo relativo, del inglés *Relative Maximun Error*

RRT: ensayo interlaboratorio, del inglés *Round Robin Test*

RS: Refrigeración Solar

RT27: material comercial de cambio de fase de Rubitherm, con cambio de fase alrededor de los 27°C

SAI: Sistema de Alimentación Ininterrumpida

SAD: Sistema de Adquisición de datos

SRC: coeficiente de regresión normalizado, del inglés *Standard Regression Coefficient*

TES: almacenamiento de energía térmica, del inglés *Thermal Energy Storage*

UZ: Universidad de Zaragoza

1D, 2D, 3D: una, dos y tres dimensiones, respectivamente

Números adimensionales:

Bi: número de Biot

Fo: número de Fourier

Nu: número de Nusselt

\overline{Nu}_D : número de Nusselt promedio en función del diámetro (longitud característica)

Nu_L : número de Nusselt asociado a la convección natural

Pr: número de Prandtl

Ra: número de Rayleigh

Ra_L : número de Rayleigh asociado a la convección natural

Re: número de Reynolds

Re_D : número de Reynolds en función del diámetro (longitud característica)

Re_x : número de Reynolds local

$NTU_{aire} = (h_{aire} \cdot \Delta x \cdot w) / C_{aire}$, número de unidades de transferencia

Definiciones:

$$C_{aire} = \rho_{aire} \cdot \frac{\dot{V}}{2 \cdot N_{paredes \ de \ placas}} \cdot c_{p \ aire}, \text{ capacidad calorífica [J/(s}\cdot\text{K)]}$$

$$Fo_{enc} = \frac{\lambda_{enc} \cdot \Delta t}{\rho_{enc} \cdot Cp_{enc} \cdot e^2}, \text{ número de Fourier aplicado al encapsulado}$$

$$Fo_{PCM} = \frac{\lambda_{PCM}(T) \cdot \Delta t}{\rho_{PCM}(T) \cdot Cp_{PCM}(T) \cdot \Delta y^2}, \text{ número de Fourier aplicado al PCM}$$

$$Fo_{PCM-enc} = \frac{\lambda_{PCM} \cdot \Delta t}{(\rho_{enc} \cdot Cp_{enc} \cdot e + \rho_{PCM} \cdot Cp_{PCM} \cdot \Delta y) \cdot \Delta y}, \text{ número de Fourier aplicado al par PCM-encapsulado}$$

$$Fo_{enc-PCM} = \frac{\lambda_{enc} \cdot \Delta t}{(\rho_{enc} \cdot Cp_{enc} \cdot e + \rho_{PCM} \cdot Cp_{PCM} \cdot \Delta y) \cdot e}, \text{ número de Fourier aplicado al par encapsulado-PCM}$$

$$Bi_{enc} = \frac{h_{aire} \cdot e}{\lambda_{enc}}, \text{ número de Biot aplicado al encapsulado}$$

Agradecimientos

A quienes han financiado mi trabajo durante todo este tiempo, al gobierno español, concretamente al extinto Ministerio de Educación y Ciencia, por concederme la beca FPI asociada al proyecto de investigación titulado “Implementación y análisis del almacenamiento de energía térmica con materiales de cambio de fase para aplicaciones en climatización”

A mis directores de tesis Belén y José Mari porque sin ambos como tutores este trabajo no habría sido posible, han supuesto un apoyo constante y sin duda su complementariedad ha sido imprescindible para llegar a buen puerto; y ya no sólo como mentores, sino también como compañeros y amigos..., a Ana, a ella por partida doble o triple, por ser casi tutora y por ser compañera de viajes, comidas, reuniones, horas de laboratorio... y de bodas, de paternidades y maternidades.

Al resto del “PCM Team”, que sigue creciendo y que están siempre allí para lo que haga falta, desde ir a comer a la cafetería hasta ir a Estocolmo a un congreso: a Mónica D., a Javier y a Conchita.

A los compañeros de la sala de colaboradores: a los actuales, a los que han ido pasando y a los que ya no están por la sala: especialmente a Monica C., y también a José César, Sergio, Nuria, Jorge, Jesús, Antonio, Sofía, Raúl, Noelia, Javier, Samuel, Laurent, Herculano, María, Sandra... por todos esos cafés, cafeteras y conversaciones de las que hemos ido disfrutando.

Al grupo de investigación GITSE, Marisa incluida, por acogerme tan bien y haberme hecho sentir como uno más del grupo: particularmente a Luís, pero también a Chema, Miguel Ángel, Carlos, Jesús, Teresa, Javier.

A la empresa CIATESA por todo el apoyo dado durante este trabajo, y especialmente a Miguel Zamora por sus contribuciones e implicación.

A Luisa, porque es una líder nata y su ímpetu llega desde Lleida a Zaragoza más rápido que el AVE, y a todo el equipo del Grea, especialmente a Albert, Cristian, Ceci y Marc, que son con quienes más trato he tenido y más reuniones y viajes he compartido.

A toda la gente que he conocido en las reuniones y congresos, y que de una forma u otra me han inspirado por sus conocimientos y me han transmitido enormes dosis de motivación: a Halime, Wolfgang, Bo, Harald, Eva, Peter, Andreas, Sarah, Philip, Motoi, Gennady... Fredrik Setterwall, in memoriam.

A mi familia, que son los que me han aguantado más tiempo, muchísimo antes del inicio de esta tesis, a ellos que no me los toquen: a mis padres Mariano y Angelines y a mi hermana Ángela...a mis abuelos, a los que todavía están y a mi abuelo Fernando. A mi tío Fernando.

Final y especialmente a María (que siempre va a ser la Doctora de la familia), porque nunca ha dejado de estar cerquita, porque hemos “disfrutado” mutuamente de nuestras tesis en un camino que no ha sido nada fácil pero que nos ha traído también la inmensa alegría de nuestro hijo Daniel.

Resumen

El fenómeno del cambio de fase sólido-líquido de los materiales de cambio de fase (de ahora en adelante PCM, del inglés *Phase Change Materials*) está siendo ampliamente estudiado dentro del campo del almacenamiento de energía térmica (de ahora en adelante TES, del inglés *Thermal Energy Storage*) tanto experimentalmente como numéricamente, debido a que esta aplicación es de gran interés en diferentes ramas: desde aplicaciones en electrónica, textil, transporte... hasta aplicaciones aeroespaciales o en centrales termosolares de producción eléctrica.

La incorporación de estos materiales en el mercado está condicionada en parte por su precio. Para hacer frente a esta situación los fabricantes comercializan PCM que suelen ser sustancias no puras o mezclas lo que, por un lado, abarata sus costes pero por otro, condiciona sus propiedades termofísicas de forma que éstas ya no están tan bien establecidas como en las sustancias puras. Generalmente este condicionamiento deriva en una no linealidad de la dependencia con la temperatura de las propiedades termofísicas de los PCM lo que supone otro aspecto adicional a tener en cuenta a la hora de simular el comportamiento térmico de estas sustancias. Por tanto, se hace imprescindible una buena determinación de estas propiedades ya que éstas serán valores de entrada a los modelos físico-matemáticos que permitan simular el comportamiento térmico de equipos basados en estos materiales, y algunas de ellas pueden condicionar fuertemente los resultados de las simulaciones numéricas.

Esta tesis se ha planteado como una de las líneas de investigación dentro de un trabajo más amplio: el diseño y análisis de un sistema TES con PCM para su aplicación a salas de temperatura controlada. En concreto se ha centrado en la parte de la modelización numérica del sistema y en el análisis de la viabilidad de su incorporación en diferentes aplicaciones de interés, incluida la de mantenimiento de temperatura.

Este fin se ha alcanzado por medio de una serie de etapas. En primer lugar se han desarrollado 4 modelos teóricos base para estudiar el intercambio de calor entre el PCM y el aire. Posteriormente se han comparado los resultados entre ellos y con los resultados experimentales a escala de laboratorio de forma que se ha seleccionado el más adecuado que supusiese un equilibrio entre rigor físico-matemático y gasto computacional. Se ha escalado el modelo y se ha diseñado el prototipo a escala real de

intercambiador de calor PCM-aire. De esta forma se ha construido una instalación experimental que permitiese el ciclado térmico del equipo y se ha experimentado con el mismo. La retroalimentación entre experimentación y simulación ha permitido la validación del modelo teórico. Se ha analizado la propagación de incertidumbres del modelo para dar más rigor al estudio y para poder determinar los factores de entrada al modelo más críticos, pudiendo establecer de esta forma las precisiones aceptables o necesarias de los instrumentos de medida correspondientes. Finalmente, se ha utilizado el modelo teórico para estudiar la viabilidad de la incorporación de esta tecnología en potenciales aplicaciones de interés (mantenimiento de temperatura en salas, refrigeración gratuita y sistema de refrigeración solar mediante ciclo de absorción).

En la presente tesis se ha elaborado un modelo teórico (desarrollado en Matlab) para realizar la simulación computacional del comportamiento térmico de un intercambiador de calor PCM-aire, validándose el modelo desarrollado con los resultados que se han obtenido de un prototipo real de intercambiador en la instalación experimental construida a tal efecto. En la literatura aparece el planteamiento del problema de cambio de fase sólido-líquido con diferentes configuraciones; este trabajo se ha centrado en el estudio del caso de PCM macroencapsulado en forma de placas. De los diferentes métodos numéricos para resolver problemas de cambio de fase sólido-líquido, en este trabajo se considera la ecuación de la energía en términos de entalpía pues permite aplicar la ecuación gobernante en cualquier fase, determinar la temperatura en cada punto y, por tanto, evaluar el valor de las propiedades termofísicas.

Los PCM que se han utilizado están disponibles comercialmente y aprovechan el calor latente del cambio de fase sólido-líquido para TES. La simulación realizada implica entre otros problemas el de no linealidad. A causa de esto, sólo para las configuraciones más simples se pueden utilizar herramientas analíticas, mientras que para resolver la mayoría de problemas de interés se requiere el uso de métodos numéricos. En este estudio se ha optado por utilizar el método de diferencias finitas para la discretización de las ecuaciones gobernantes.

Una vez desarrollado se ha verificado que el código implementado esté libre de errores de programación. Posteriormente a su verificación, la validación final de la simulación del proceso es la que se ha obtenido al comparar los resultados predichos con los datos experimentales. Se han utilizado dos prototipos a escala real de intercambiadores de

calor PCM-aire incorporados a una instalación experimental especialmente diseñada para poder caracterizarlos térmicamente.

Inicialmente los ensayos se realizaron con el equipo acumulador relleno de bolsas de DC28. Posteriormente, debido a los problemas encontrados (Lázaro, 2008; Lázaro y cols., 2009a), se sustituyeron las bolsas por las placas de RT27, y se ensayó el acumulador relleno de placas. Estas dos geometrías se han dispuesto en posición vertical y paralelas al flujo de aire. La carcasa del intercambiador utilizado en ambos casos ha sido la misma. Aunque se dispone de resultados experimentales de los dos prototipos en la etapa de fusión, los ciclados térmicos completos sólo se han podido realizar para el prototipo de RT27 debido a que el de DC28 se descartó al ser más problemático técnicamente (por ejemplo, entre otros inconvenientes, se producían pérdidas de PCM por rotura de bolsas).

La retroalimentación del modelo teórico con los resultados experimentales ha permitido ir profundizando en ciertos aspectos dirigidos a la mejora y adaptación del modelo para su final validación. Los resultados experimentales obtenidos para el acumulador de RT27 han servido para validar los modelos teóricos elaborados y han permitido establecer la viabilidad técnica de estos equipos.

Se ha llevado a cabo un análisis de incertidumbre aplicado tanto a los resultados experimentales como al modelo teórico, debido a la importancia del conocimiento del comportamiento del modelo frente a pequeñas variaciones de variables o parámetros de interés. Esto ha ayudado a conocer cuáles son los factores de entrada al modelo más críticos y, por tanto, ha indicado cuáles han de estar más controlados en su determinación o medición. Además, ha permitido establecer una banda de incertidumbre en torno a la solución obtenida aportando mayor rigor al estudio.

Finalmente, mediante la técnica combinada del diseño de experimentos y las simulaciones, se ha estudiado la viabilidad de la posible aplicación de este tipo de equipos en tres situaciones diferentes: refrigeración gratuita en oficinas, mantenimiento de temperatura en salas y sistema de refrigeración solar mediante ciclo de absorción.



No hay viento favorable para el que no sabe dónde va.

Lucio Anneo Séneca

1

Preámbulo: motivación, objetivos y marco de la tesis

El escenario energético nacional actual nos revela que la energía primaria consumida en España proviene en su mayor parte de fuentes no renovables como el petróleo, el gas y el carbón. Particularmente, el consumo en los edificios representa un porcentaje significativo. Por ello, toda medida de ahorro de energía en los edificios conlleva un beneficio medioambiental. En el Plan Nacional 2008-2012 publicado por el Ministerio de Educación y Ciencia se recalca la relación existente entre el cambio climático y la energía, y se señalan los importantes compromisos adquiridos para 2020 por la UE y sus estados miembros. En el caso español, la necesidad de cumplir estos objetivos es incluso más acentuada que en el resto de Europa. Por una parte, la dependencia de las importaciones es sensiblemente más alta, alcanzando el 80%. Por otra, el incremento de su intensidad energética hasta el año 2004 y la mayor participación del consumo de combustibles fósiles han alejado a España de sus compromisos medioambientales. La UE ha identificado la política de I+D+i como una de las herramientas más eficaces para abordar los nuevos retos del sector de la energía y la lucha contra el cambio climático. En este sentido, el Programa Marco Europeo de I+D+i ha destinado una parte importante de su presupuesto a los programas en energía y cambio climático.

1.1. Motivación

Dentro de la línea de búsqueda de un modelo energético sostenible, el TES (de ahora en adelante TES, del inglés *Thermal Energy Storage*) contribuye a la utilización eficiente de la energía. Aunque integrable en gran variedad de sistemas, se vincula en muchas ocasiones a las aplicaciones relacionadas con la solar térmica (Peuser y cols., 2005) y a la solar pasiva debido a que dos de sus aplicaciones más importantes son hacer frente al problema de la no coincidencia del abastecimiento de energía con la demanda y reducir los picos de demanda (Dinçer y Rosen, 2002).

Las aplicaciones de TES mediante cambio de fase sólido-líquido se encuentran en fase de expansión debido a la constante incorporación de nuevos materiales con propiedades e intervalos de temperatura de cambio de fase muy diferentes. En particular, el intercambio de calor entre PCM (de ahora en adelante PCM, del inglés *Phase Change Materials*) y aire en el rango de temperatura ambiente presenta potenciales aplicaciones de interés como las recopiladas a continuación:

- mantenimiento de temperatura en salas o en cabinas de telecomunicación,
- refrigeración gratuita o *freecooling*,

- sistemas de enfriamiento aire-refrigerante (tanto máquinas de absorción como enfriadoras condensadas por aire),
- reducción de cargas de ventilación,
- invernaderos, criaderos, granjas avícolas.

En los análisis de viabilidad de estas aplicaciones existen cuatro puntos críticos (Lázaro, 2008): garantizar la estabilidad de las prestaciones del material y el encapsulado durante la vida útil del equipo, disponer de un modelo teórico validado experimentalmente con el que se simule el funcionamiento de los mismos, determinar las propiedades termofísicas de los materiales en función de la temperatura y el precio de los materiales. Por hacer frente al aspecto del coste se emplean sustancias consistentes en mezclas de numerosos componentes y frecuentemente bajo la protección de patentes que salvaguardan su composición, pero de menor coste que las sustancias puras. A su vez, la utilización de este tipo de sustancias más económicas implica una problemática específica que se debe resolver tanto a nivel experimental como teórico (histéresis, subenfriamiento, segregación de fases...) que permita asegurar la viabilidad tanto técnica como económica de estos equipos de TES con PCM. El problema es complejo y la resolución no es trivial, pero deja sobre la mesa un reto que hay que seguir afrontando. Con este trabajo se pretende dar un paso más en resolver estas dificultades.

1.2. Objetivos generales

Uno de los puntos críticos de los análisis de viabilidad de aplicaciones de TES mediante cambio de fase sólido-líquido es el modelado matemático. Existe por tanto la necesidad de desarrollar modelos teóricos de simulación de intercambiadores de calor PCM-aire validados experimentalmente que sean suficientemente rigurosos y flexibles, que proporcionen la información adecuada para su incorporación en la aplicación correspondiente (magnitudes relevantes para el balance de energía y para el control del grado de fusión/solidificación del sistema: potencia térmica, tiempos de carga y descarga, caudales de fluido caloportador, temperaturas de operación).

Así, el principal objetivo de esta tesis es el diseño y análisis de un sistema de TES con PCM aplicado a intercambiadores de calor con aire, mediante la modelización matemática, el estudio experimental y numérico, y el análisis de viabilidad.

Con este trabajo, se pretenden caracterizar los fenómenos de fusión, solidificación y el ciclado térmico de intercambiadores de calor PCM-aire a escala real, tanto a nivel experimental como a nivel numérico, analizando el comportamiento térmico de estos equipos y proponiendo alternativas de diseño.

1.3. Objetivos específicos

Para alcanzar el objetivo general planeado se plantean una serie de objetivos específicos:

- Completar la caracterización experimental de un equipo de almacenamiento de energía térmica PCM-aire obteniendo también los resultados del proceso de solidificación.
- Estudiar experimentalmente, en el comportamiento térmico de la unidad de TES, el efecto tanto de la temperatura del aire a la entrada como de su caudal de aire.
- Analizar el comportamiento térmico de la unidad de TES respecto al ciclado térmico y a la repetitividad del proceso.
- Analizar los datos experimentales para obtener un modelo empírico del comportamiento de la unidad de TES.
- Desarrollar y validar un modelo teórico que permita simular numéricamente sistemas activos de intercambio de calor PCM-aire. Conviene un modelo que pueda ser exportable a otras plataformas de simulación, de forma que se pueda integrar a programas de simulación dinámica (por ejemplo, similares a Trnsys).
- Estudiar la sensibilidad del modelo teórico a los principales parámetros de la unidad de TES.
- Analizar la propagación de incertidumbres del modelo teórico para poder determinar los factores de entrada al modelo más críticos.
- Utilizar las simulaciones numéricas como base para el diseño de estas unidades de TES en potenciales aplicaciones de interés. Aplicando el diseño de experimentos a las simulaciones se pretende mejorar la operación de unidades condensadas por aire, de sistemas de mantenimiento de temperatura en salas y de sistemas de refrigeración gratuita.
- Analizar la viabilidad técnica y económica de los diseños propuestos.

1.4. Marco de la tesis

El desarrollo de esta tesis está vinculado al disfrute de una beca de formación de personal investigador (beca FPI con referencia BES-2006-12468), asociada al proyecto concedido por el Ministerio de Ciencia e Innovación de título “Implementación y análisis del almacenamiento de energía térmica con materiales de cambio de fase para aplicaciones en climatización”, y referencia ENE2005-08256-C02-02.

Esta tesis está enmarcada dentro de una de la línea de investigación de “Almacenamiento térmico a bajas temperaturas” del grupo de Ingeniería Térmica y Sistemas Energéticos (GITSE) perteneciente al Instituto de Investigación en Ingeniería de Aragón (I3A), el TES con PCM, línea que fue iniciada por la doctora Belén Zalba en 1998 presentando su tesis doctoral “Almacenamiento térmico de energía mediante cambio de fase. Procedimiento experimental” en 2002.

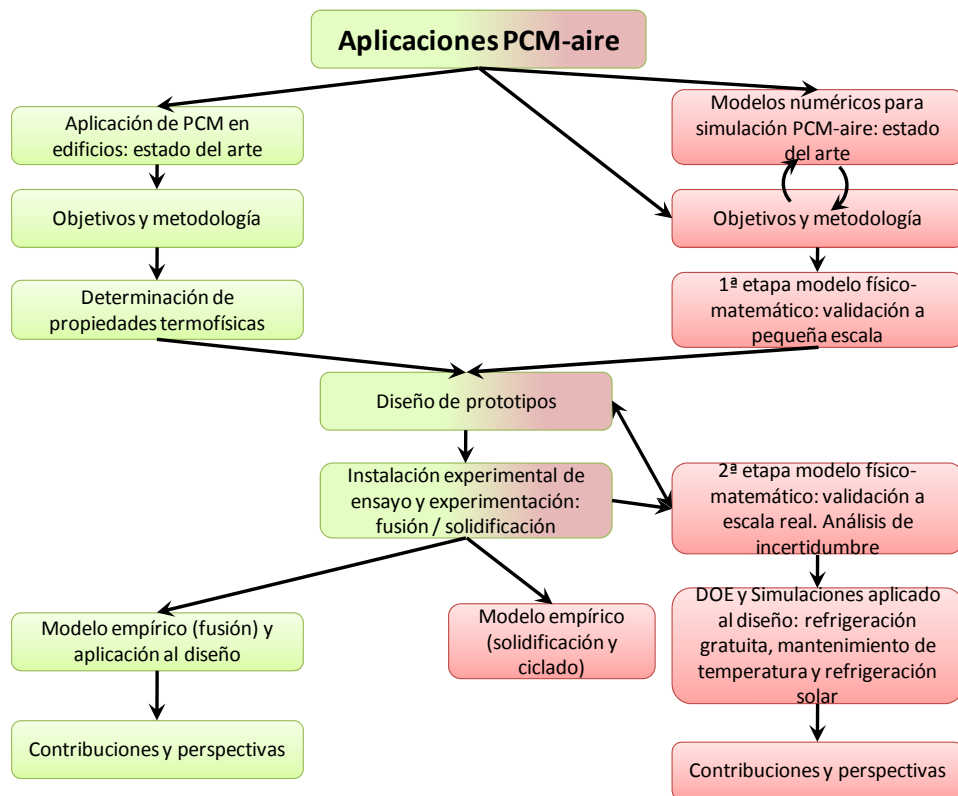


Fig. 1.1. Esquema de trabajo de esta tesis (en rojo) en paralelo con el trabajo de Lázaro (en verde)

La continuidad y relevancia de esta línea de trabajo se ha visto reflejada en la defensa en 2009 de la tesis de la doctora Ana Lázaro titulada “Almacenamiento térmico de energía

mediante cambio de fase. Aplicaciones en edificios: caracterización del comportamiento de los materiales e instalación de ensayos para prototipos de intercambio de calor con aire” y con el trabajo de tesis que aquí se presenta. En la figura 1.1 se muestra la complementariedad del trabajo realizado por Lázaro con el aquí presentado.

El interés académico sigue vigente como demuestran las tres tesis que se están desarrollando en la actualidad dentro del grupo: PCM de bajo coste como subproductos de la industria (glicerina, parafinas, etc.) llevada a cabo por la investigadora M^a Concepción Peñalosa, PCM microencapsulado para el estudio de nuevos fluidos caloportadores (realizada por Mónica Delgado) y el estudio la incorporación del PCM en elementos activos de la construcción (desarrollada por Javier Mazo).

Este interés académico se está viendo refrendado en el ámbito nacional a nivel institucional por medio de la concesión consecutiva de tres proyectos nacionales de convocatoria pública (habiendo sido solicitado ya el cuarto para la convocatoria de 2012):

- Implementación y análisis del almacenamiento de energía térmica con materiales de cambio de fase para dos aplicaciones concretas: free-cooling y depósitos de ACS, referencia Ministerio de Educación y Ciencia DPI2002-04082-C02-02 (periodo de 2003 a 2005),
- Implementación y análisis del almacenamiento de energía térmica con materiales de cambio de fase para dos aplicaciones concretas: free-cooling y depósitos de ACS, referencia Plan Nacional I+D+I ENE2005-08256-C02-02/ALT (Periodo de 2006 a 2008),
- Contribución de almacenamiento de energía térmica a la eficiencia energética en edificios y en aplicaciones industriales, referencia Plan Nacional I+D+I ENE2008-06687-C02-02 (periodo de 2009 a 2011).

Además cabe destacar la formación de una Red Temática Española de Almacenamiento de Energía Térmica, proyectos nacionales de los programas Cenit y Profit, y diferentes contratos particulares con empresas para determinación de propiedades termofísicas de materiales. En el ámbito internacional el interés se refleja en la participación activa en grupos de trabajo de la Agencia Internacional de la Energía, Task-Annex 42-24, Annex 20, Annex 25, en el proyecto europeo de colaboración Cost Action TU0802 y en un proyecto de colaboración transfronteriza con la universidad de Pau.



Sí he visto tan lejos es porque he estado en hombros de gigantes

Isaac Newton

2

Antecedentes, estado de la literatura y planteamiento

La situación actual global de crisis financiera y la relevancia del mercado energético en la economía hacen que las políticas de los gobiernos se dirijan hacia un marco de eficiencia y ahorro energético en un sentido creciente de responsabilidad medioambiental intentando además mitigar y hacer frente al cambio climático.

España, por su situación geográfica y sus características socioeconómicas, es un país muy vulnerable a los efectos del cambio climático. Con el objeto de favorecer el desarrollo de un modelo energético sostenible, la normativa nacional aboga por el uso racional de los recursos energéticos (Plan de Acción 2008-2012 de la Estrategia de Ahorro y Eficiencia Energética en España, Plan estatal de Vivienda y Renovación 2009-2012 regulado en el Real Decreto 2066/2008, Alumbrado eficiente, Plan Vive 2008-2010 para la renovación del parque automovilístico) y por la implantación de energías alternativas.

Es cierto que aun se está lejos del cumplimiento de ciertos compromisos adquiridos (protocolo de Kyoto, 1997), pero la apuesta de España tiene que ser rotunda en el sentido de la eficiencia energética debido, entre otros aspectos, a su estatus de importador de recursos energéticos. En enero de 2007 la revista electrónica El economista publicaba que en 2004 España importaba el 77 % de la energía que consumía frente al 50 % de media de los países de la Unión Europea; el Ministerio de Industria, Turismo y Comercio publicaba en el libro de la “Energía en España 2008” que el 79 % de la energía primaria del país era importada (ver figura 2.1) e informa en la edición de 2009 que debido a los descensos de la demanda y de la producción interior, el grado de autoabastecimiento energético se sitúa en el 23% mejorando en 2 puntos al de 2008, pero sin ofrecer una progreso respecto a la situación de 2004, e incluso empeorando el grado de autoabastecimiento del año 2000 que se situaba en el 26,3 %.

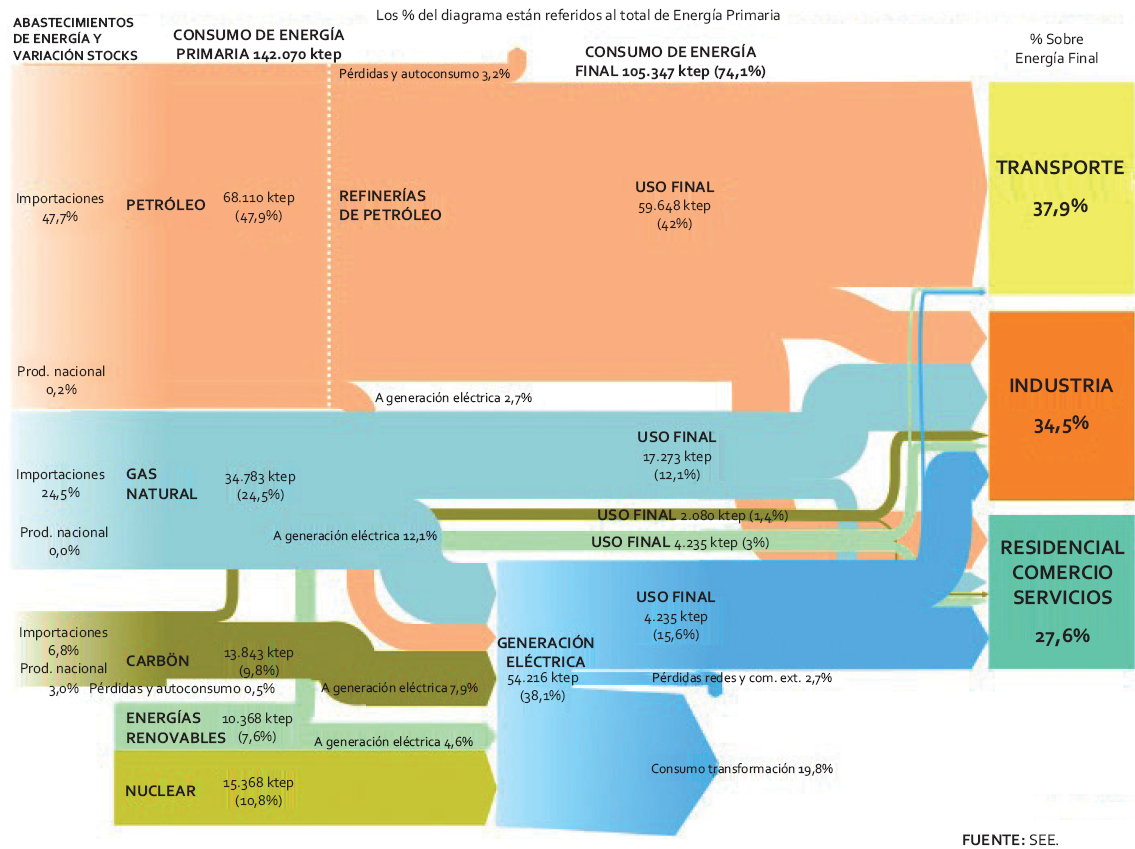


Fig. 2.1. Diagrama de Sankey de la energía en España en 2008 (metodología Agencia Internacional de la Energía), del libro de la Energía en España 2008

Dentro de la búsqueda de un modelo energético sostenible, la implantación del TES aparece entre las soluciones más factibles para conseguir ahorros energéticos significativos: Arce y cols. (2011), considerando un escenario a 10 años conservador, cuantifican una potencial reducción de carga del 9 % en España sobre los 1160 695 MW_{th} determinados para la Unión Europea. El TES contribuye a esa utilización eficiente de la energía y, aunque aplicable a gran variedad de sistemas (Zalba, 2002; Zalba y cols., 2003; Sharma y cols., 2009; Lázaro, 2008), se vincula en muchas ocasiones a las aplicaciones relacionadas con la solar térmica (Peuser y cols., 2005) y con la solar pasiva, siendo dos de sus aplicaciones más interesantes hacer frente al problema de la no coincidencia del abastecimiento de energía con la demanda y reducir los picos de demanda (Dinçer y Rosen, 2002; Zhang y cols., 2006).

2.1. Almacenamiento de energía térmica, TES

El TES se puede dividir en tres grupos principales: calor sensible, calor latente y energía química (en la figura 2.2 se muestra una clasificación más detallada), siendo algunos de los principales aspectos que los diferencian la cantidad de energía que pueden acumular por unidad de volumen o peso, la variación de temperatura del medio en que almacenan y el desarrollo de la tecnología correspondiente (Lázaro, 2008 ; Zalba, 2002; Mehling y Cabeza, 2008).

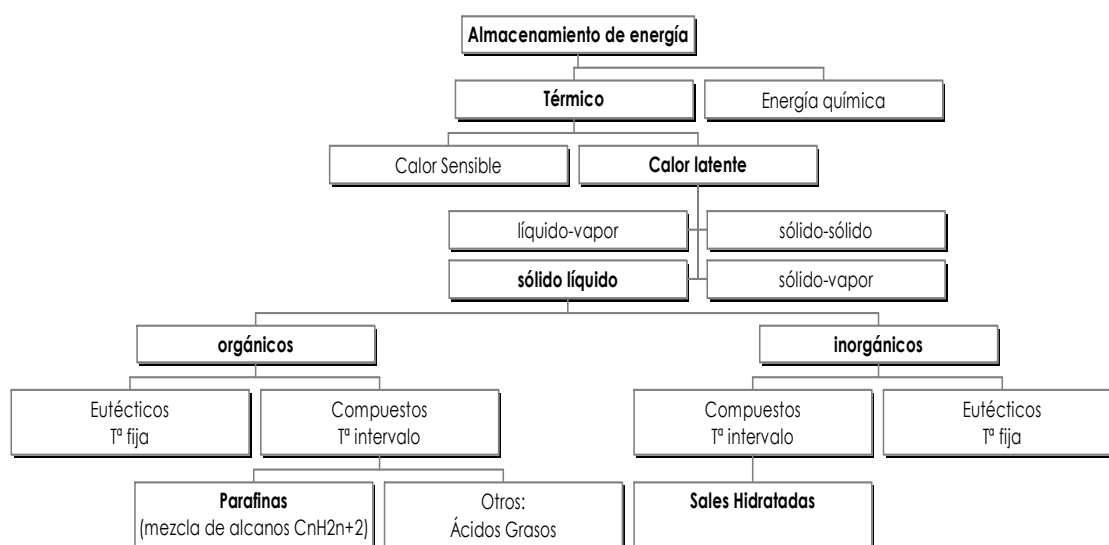


Fig. 2.2. Clasificación de tipos de sistemas de almacenamiento de energía térmica (Abhat, 1983)

El grupo de investigación en el que se ha realizado esta tesis centra su trabajo en el TES con PCM. Este tipo de almacenamiento por calor latente muestra una serie de ventajas sobre el almacenamiento por calor sensible:

- en un intervalo relativamente pequeño de temperatura permite almacenar más energía,
- la densidad de energía almacenada es mayor, lo que permite reducir el espacio destinado a almacenamiento y
- la restitución de la energía se realiza a temperatura constante o en un pequeño intervalo de temperaturas.

Dentro del TES por calor latente, existen distintos cambios de fase que son potencialmente aprovechables (sólido-sólido, líquido-gas, sólido-gas, y líquido-sólido), siendo el cambio de fase líquido-sólido el más empleado ya que las sustancias que lo presentan pueden tener entalpías de cambio de fase relativamente elevadas con variaciones de volumen reducidas. En la figura 2.3 se muestran los materiales típicos utilizados como PCM en función de su rango de entalpía de fusión y su temperatura de cambio de fase.

En particular, el TES con PCM se puede presentar en numerosas y variadas aplicaciones:

- se suelen clasificar en dos grandes tipos: las relacionadas con la protección o inercia térmica (indica la cantidad de calor que puede conservar un cuerpo y la velocidad con que la cede o absorbe del entorno), y las asociadas directamente con la acumulación (Zalba, 2003; Sharma, 2009);
- pueden ir desde el orden de unos vatios de potencia: componentes electrónicos (Tan y Tso, 2004), tejidos aislantes (productos Outlast; Mondal, 2008), conservación de alimentos (Gin y Farid, 2010), botellas isoterma (Espeau y cols., 1997), aplicaciones médicas (Kauffeld y cols., 2010)...; hasta grandes potencias del orden de kilovatios: almacenamiento térmico en plantas termosolares de generación eléctrica (Gil y cols., 2010);
- puede tratarse de sistemas pasivos o bien de sistemas activos: integración en elementos constructivos para aumentar la inercia de los cerramientos (Castell, 2009) o incorporación en los sistemas de acondicionamiento de aire (Vakilaltojjar y Saman, 2001; Halawa y cols., 2005; Lázaro, 2008; equipo serie FSL-B-PCM de Trox);
- se puede trabajar en diferentes escalas: macro (paneles CSM de Rubitherm), micro (Micronal ® PCM de Basf), nano (Wu y cols., 2009).

Muchos de estos sistemas ya han demostrado su viabilidad técnica y económica y se comercializan actualmente. En otros casos la viabilidad económica depende de un descenso del precio de los PCM (situación previsible ya que actualmente estos sistemas no se fabrican a escala industrial y los fabricantes de PCM producen todavía a baja

escala) o de un incremento del precio de la electricidad (para que sean competitivos frente al sistema convencional con el que se comparen).

Precisamente para abaratar costes, en lugar de utilizar sustancias puras que presentan propiedades termofísicas muy bien establecidas (temperatura de cambio de fase única, por ejemplo), se pueden emplear PCM comerciales que suelen ser mezclas (por ejemplo, una mezcla de alcanos en un PCM parafínico) que presentan cambios de fase no singulares y cuyas propiedades suelen ser más difíciles de determinar de forma precisa.

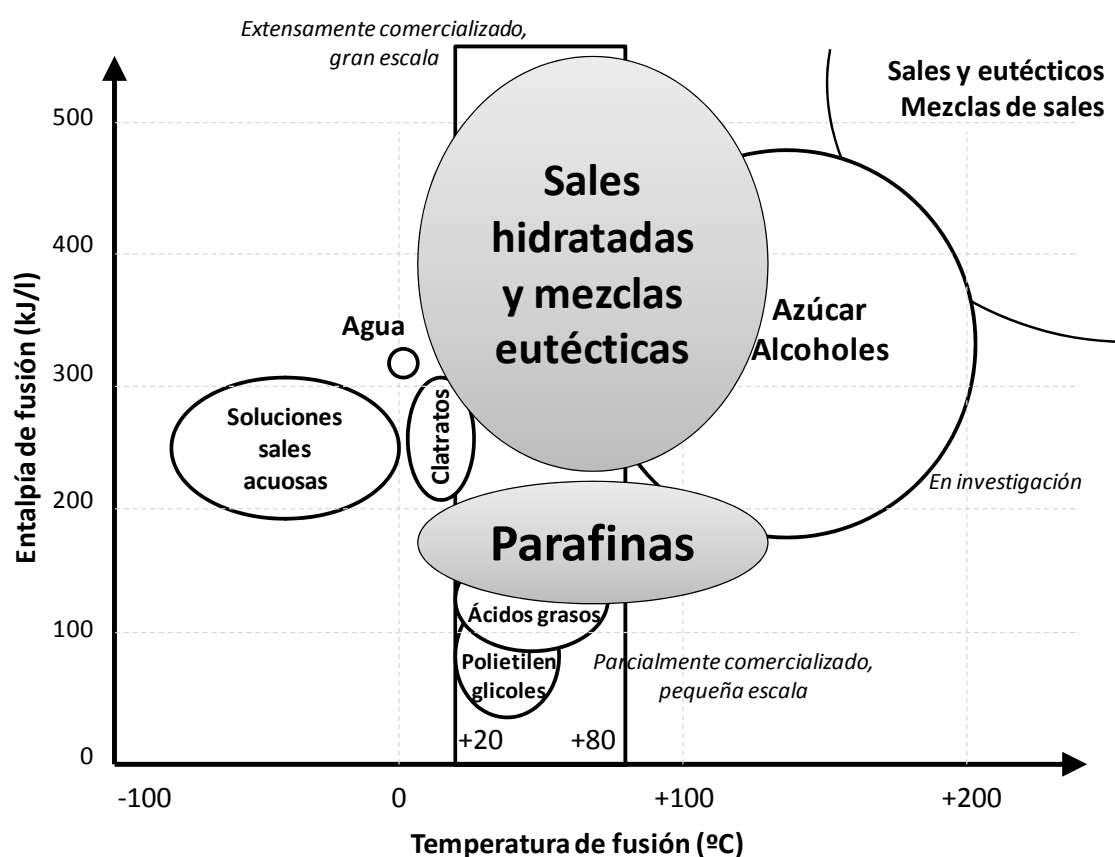


Fig. 2.3. Materiales típicos usados como PCM y situación actual de desarrollo (elaborada a partir de Mehling y Cabeza, 2008)

En cualquier caso la implantación de los sistemas mencionados anteriormente requiere de una fase previa de investigación en la cual tanto la parte experimental como la de estudio teórico y de elaboración de modelos teóricos que simulen el comportamiento del equipo o del sistema, tienen gran importancia para lograr que se desarrolle la tecnología

correspondiente (ver figura 2.4).

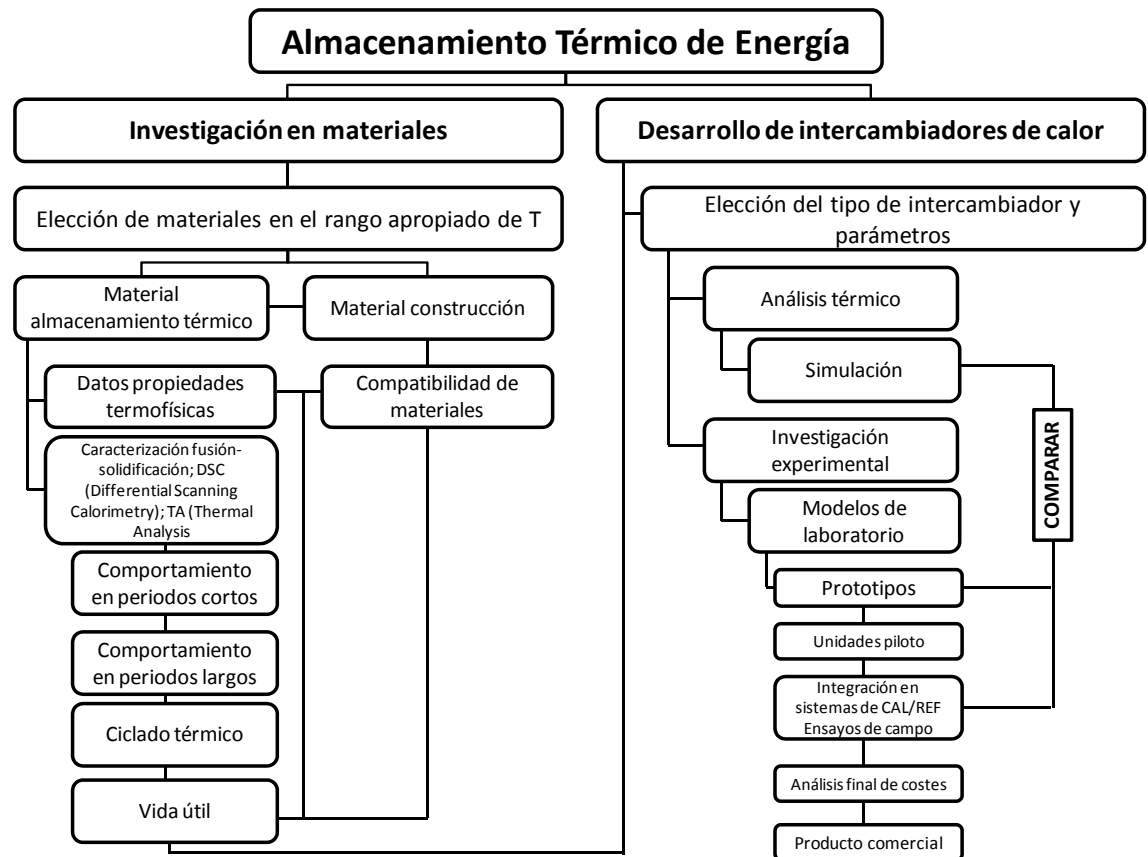


Fig. 2.4. Diagrama de flujo de los pasos necesarios para el desarrollo de un sistema de almacenamiento de calor latente (Abhat, 1983)

Así, la simulación computacional es una herramienta universalmente aceptada que aporta una serie de ventajas e inconvenientes. Algunos de los aspectos a favor:

- proporciona un método de solución factible cuando los procedimientos matemáticos son complejos y difíciles;
- la simulación puede permitir predecir los resultados de proceso en menor tiempo;
- una vez construido el modelo teórico se puede modificar de una manera rápida con el fin de analizar diferentes políticas o escenarios. Permite análisis de sensibilidad: el análisis del modelo del sistema puede permitir sugerir mejoras

del sistema real, así como detectar las variables más influyentes en el rendimiento del mismo contestando a preguntas del tipo ¿qué pasaría si...?

- generalmente es más barato mejorar el sistema vía simulación que hacerlo en el sistema real, permitiendo así la simulación en condiciones que podrían ser de elevado coste económico en el sistema real o incluso peligrosas.

Como desventajas del modelado se pueden enunciar:

- un buen modelo teórico de simulación puede resultar bastante costoso; a menudo el proceso de desarrollar un modelo es largo y complicado, requiere mucho tiempo para desarrollarse, verificarse y validarse;
- siempre quedarán variables sin considerar. Esas variables pueden contribuir a que cambien significativamente los resultados en la realidad y que la simulación no predijo. Particularmente para este tipo de simulaciones pueden existir discrepancias entre los modelos teóricos y los datos experimentales relacionadas con diferentes aspectos (Zalba, 2002):
 - comportamiento tridimensional (importancia de la convección natural),
 - consideración de propiedades termofísicas constantes,
 - variaciones de densidad,
 - importante variación de la viscosidad con la temperatura,
 - histéresis
 - subenfriamiento: retraso al comienzo de la cristalización-solidificación,
 - carácter aleatorio de la cristalización,
 - crecimiento dendrítico,
 - creación de huecos o cavidades debido a las variaciones de densidad,
 - inercias térmicas,
 - inestabilidades (movimiento del fluido, cavidades),
 - pérdidas térmicas,
 - falta de información fiable sobre las propiedades físicas de los materiales.
- existe el riesgo de tomar malas decisiones basadas en modelos teóricos de simulación que no han sido validados y verificados adecuadamente;

- la validación de un modelo teórico es compleja y se tienen que tener en cuenta muchos factores que afectan a los resultados tanto del lado experimental como del modelo/simulación (hipótesis, simplificaciones, errores experimentales, incertidumbre de los datos de entrada del modelo...).

Aunque la simulación no es una panacea para solucionar todos los problemas, es un planteamiento muy valioso y útil para afrontar muchas situaciones que no se pueden resolver adecuadamente con herramientas analíticas.

Una vez desarrollado el modelo teórico se precisa tanto de la verificación del código como de la validación experimental. En esta fase, a la hora de realizar las comparaciones entre los resultados experimentales y las simulaciones, hay que tener siempre en cuenta tanto la incertidumbre asociada a la medida experimental como el error asociado a los valores de entrada al modelo; particularmente, para las simulaciones del comportamiento térmico de intercambiadores de calor PCM-aire, los valores de entrada al modelo corresponden fundamentalmente a las propiedades del PCM, por un lado, y a los valores de temperatura de una corriente de aire, por otro (si se trata de aplicaciones con aire ambiente, a la temperatura ambiente de la localización donde se ubique el equipo).

2.2. Intercambio de calor PCM-aire

Cuando se trabaja alrededor de la temperatura ambiente existen diferentes situaciones donde se puede aplicar el TES con intercambio de calor PCM-aire. Zalba y cols. (2003) presentaron una exhaustiva recopilación de publicaciones en el ámbito del TES con calor latente y de sus aplicaciones. Los autores dividieron dichas aplicaciones en dos grupos principales (por un lado las relacionadas con la protección térmica y, por otro, las relacionadas con la inercia y el almacenamiento) señalando que una diferencia importante entre estos dos campos está relacionada con la conductividad térmica (λ) de la sustancia. Por consiguiente, los autores destacaban que bajos valores de λ podían conducir a graves problemas en los sistemas puesto que se podría tener una capacidad insuficiente para disponer de la energía almacenada con la velocidad adecuada. Posteriormente, Sharma y cols. (2009), presentaron otra recopilación sobre la misma temática remarcando que es escasa la literatura con estudios específicos sobre la fracción fundida de los PCM utilizados en las diferentes aplicaciones para sistemas de

acumulación y para los diferentes materiales contenedores, siendo la fracción fundida un aspecto particularmente relevante en PCM que solidifican formando cristales.

Muchas de estas aplicaciones han sido ampliamente estudiados en los últimos años; gran parte de estos casos están relacionados con la edificación actuando el TES como almacenamiento pasivo e incorporando el PCM en elementos constructivos (Ibañez y cols., 2005; Carbonari y cols., 2006; Cabeza y cols., 2007; Kuznik y cols., 2008; Castell, 2009) y algunos otros casos hacen referencia directa al intercambio de calor entre el PCM y el aire (que actúa como fluido caloportador):

- los sistemas de techos refrescantes y de suelos radiantes son aplicaciones de interés que pueden ser integradas en los sistemas de aire acondicionado de un edificio; Turnpenny y cols. (2000; 2001) estudiaron una unidad de almacenamiento por calor latente incorporando tubos de calor (*heat pipes*) embebidos en PCM, tanto de forma teórica como experimental. Aunque los autores encontraron importantes discrepancias entre las simulaciones y los resultados experimentales, concluyeron que al producirse en el sistema ahorros significativos tanto en coste como energéticos (comparados con un sistema convencional de aire acondicionado), la viabilidad del diseño estaba asegurada. Sin embargo, los autores señalaban que un diseño alternativo del intercambiador de calor podría mejorar la transferencia de calor y reducir los tiempos de fusión/solidificación. Yanbing y cols. (2003), propusieron un sistema de ventilación nocturna con acumulación de PCM en lecho empaquetado y estudiaron el sistema tanto teóricamente como experimentalmente. Los autores concluyeron que ese sistema podía mejorar el nivel de confort térmico de un ambiente interior, pudiendo suponer además un gran potencial en el campo de la eficiencia energética en edificios. Partiendo del trabajo llevado a cabo por Takeda y cols. (2004) sobre el desarrollo de un sistema de ventilación con PCM granular, los mismo autores (Nagano y cols., 2004) estudiaron un sistema de intercambio de calor directo entre gránulos de PCM y aire como una forma de mejora del intercambio de calor comparado con otros sistemas propuestos en la literatura. Los autores también analizaron el sistema de las dos formas, teórica y experimentalmente. En sus trabajos iniciales aportaron unos sorprendentemente elevados resultados de potencia térmica por metro cuadrado de superficie de hasta 580 W. Posteriormente, los mismos autores propusieron el mismo

procedimiento como un nuevo sistema de acondicionamiento de aire por el suelo con el fin de incrementar la masa térmica de un edificio (Nagano y cols., 2006). Para realizar este estudio construyeron un sistema experimental a pequeña escala y obtuvieron interesantes resultados de flujos de calor promedio durante el cambio de fase de hasta 171 W/m^2 . Los autores concluyeron que con este tipo de sistema de ventilación podía reducirse la carga de refrigeración. Sin embargo, aunque los autores señalaron la relevancia de la pérdida de carga en este tipo de sistemas y la necesidad de que estos sean valores bajos, no presentaron explícitamente ningún resultado al respecto que permitiera establecer las necesidades de bombeo del sistema y su consumo eléctrico;

- la refrigeración gratuita o *freecooling* (que se consigue cuando la temperatura exterior es baja en comparación con la del interior y consiste en aprovechar ese aire exterior fresco para la refrigeración) puede ser otra aplicación atractiva para el almacenamiento por calor latente utilizando PCM. En la literatura se puede encontrar una exhaustiva recopilación realizada por Raj y Velraj (2010), en la que se compilaban 69 artículos científicos sobre el tema. Para aplicar esta tecnología se deben dar ciertas condiciones. Autores como Zalba y cols. (2004) o Butala y Stritih (2009) coincidieron en señalar que una de esas condiciones es la diferencia de temperaturas entre el día y la noche, condicionada por el clima de la localidad. Lázaro y cols. (2009a) fueron un poco más allá señalando que, para una estrategia total de almacenamiento de energía, la duración temporal de la capacidad refrigeradora del intercambiador de calor con PCM dependía además de la demanda de refrigeración. Esta tecnología de refrigeración gratuita encaja especialmente con la política que promueve la Directiva Europea 2002/91/EC en la que se indica que, debido a que los edificios van a tener un impacto a largo plazo en el consumo energético, los nuevos edificios deberán alcanzar unos requisitos mínimos de rendimiento energético de acuerdo a la climatología donde se encuentren ubicados. Sin embargo, en su recopilación, Raj y Velraj (2010) enfatizaban que aun se debía invertir un esfuerzo adicional en los sistemas de refrigeración gratuita debido a que todavía requieren mejoras en la transferencia de calor, tanto en el lado del aire como en el del PCM. Recalcaban la relevancia del diseño del intercambiador de calor indicando que la refrigeración gratuita requería menores tiempos de carga con mayores

superficies de intercambio por unidad de volumen. Además, señalaban que factores como la velocidad del aire y la pérdida de carga debían ser controlados con sumo cuidado ya que condicionaban la capacidad del ventilador y el consumo eléctrico del sistema;

- los sistemas de calefacción solar por aire son importantes en muchas aplicaciones industriales y agrícolas. Enibe (2002; 2003) analizó, teórica y experimentalmente, el comportamiento térmico de un sistema solar de calefacción por aire con circulación natural que incluía el PCM como sistema pasivo. El sistema se ensayó bajo condiciones reales pero sin carga, concluyendo que podía funcionar adecuadamente para aplicaciones de secado de cereales. Posteriormente Zhou y cols. (2007) llevaron a cabo un análisis numérico del funcionamiento térmico de una casa solar pasiva con ganancia directa junto a un sistema de calefacción activo, donde se incluían placas de PCM (como forros internos de las paredes y los techos) para el almacenamiento térmico. A partir de los análisis teóricos concluyeron que el sistema híbrido de calefacción propuesto podría nivelar la carga eléctrica de las plantas de producción, pudiendo también proporcionar beneficios económicos importantes en zonas donde existiese una política de tarifas nocturna y diurna. Sin embargo, los autores no presentan ningún estudio experimental.

Invernaderos, procesos de curado y de secado, cultivo de plantas, granjas avícolas son aplicaciones técnicamente factibles al uso de intercambiadores de calor PCM-aire ya que presentan ciertos aspectos que las hacen adecuadas: dependencia de la temperatura ambiente para la fusión y la solidificación, bajos consumos de energía eléctrica y relativamente poca restricción de espacio. La utilización de PCM para ahorro energético y gestión de invernaderos ha sido ampliamente estudiada por diferentes autores. Kürklü (1998) presentó una revisión bibliográfica en la que mostraba los diferentes tipos de intercambiador de calor, unidades de almacenamiento y cantidades de PCM necesario por metro cuadrado de superficie de invernadero. Respecto a estos conceptos, su investigación reflejaba bastantes discrepancias entre los resultados presentados por los diferentes autores. Öztürk (2005) estudió experimentalmente la eficiencia energética y exergética de una unidad de almacenamiento con lecho empacado. Construyó un acumulador de energía térmica estacional

consistente en 6000 kg de cera parafínica (PCM) como sistema de almacenamiento por calor latente, para calefactar un invernadero de 180 m² de superficie. El autor estudió los periodos de carga e informo de tasas de transferencia de calor en el sistema de acumulación por calor latente en el rango de 1,22 a 2,63 kW. El autor estableció una serie de factores que influyen en la eficiencia del sistema de almacenamiento actuando como colector/acumulador de energía solar para calefactar invernaderos: las propiedades térmicas y físicas del PCM, la temperatura del acumulador de energía térmica, la geometría del intercambiador de calor y la configuración del sistema.

Otras aplicaciones interesantes son el mantenimiento de temperatura en salas de ordenadores (Plus Polymers), la refrigeración de equipos electrónicos (Yoo y Joshi, 2004; Krishnan y cols., 2005) o la pre-refrigeración del aire de entrada a una turbina de gas (Bakenhus, 2000).

El interés de la aplicación del intercambio de calor entre el PCM y el aire se refleja también en las patentes que se pueden encontrar publicadas en los últimos años y recopiladas en la Oficina Europea de Patentes, presentándose algunas de ellas en la siguiente tabla 2.1.

Tabla 2.1. Recopilación de algunas de las patentes publicadas en los últimos años relacionadas con el intercambio de calor PCM-aire

Título	Inventor	Solicitante/País	Año de publicación
Building cooling apparatus using PCM for loading the reservoir during night-time	Hopper Nicholas, John	Monodraught Ltd [Reino Unido]; Butters Martin [reino unido]	2009
Air-conditioning refrigerator Energy storing device	Lu Lu Xuelai Liu; Yongan Li	Lu Lu [China] Xuelai Liu	2009 2009
Across-waveform channel solar air thermal collector combining solid-solid phase transition heat-storage material	Wenfeng Gao; Wenxian Lin	Universidad de Yunnan Normal	2009
A method of changing the temperature of a thermal load	Russell-Smith, Geoffrey	Tarmac ltd [Reino Unido]; Russell-Smith, Geoffrey [Reino Unido]	2008

Título	Inventor	Solicitante/País	Año de publicación
PCM (Phase Change Material) storage heat trade off cold a heating apparatus	Yang Kyoung Jun	Yang kyoung jun [Corea]	2008
Phase-change cold-storage device for air conditioner	Fang Guiyin Yang	Universidad de Nanjing [China]	2006
Energy storage air conditioner	Liu Yongyan	Instituto de Electrónica Cendu Xiwang [China]	2004
Intermediate temperature phase changing energy storage heater	Zhang Yinping; Di Hongfa	Universidad de Qinghua [China]	2002
Middle-temp phase-change energy-accumulating heating appliance	Wang Zhichao; Zhang Yinping	Universidad de Qinghua [China]	2002
Thermal storage system utilizing waste heat	Jung Chang Jin	Jung Chang Jin [Corea]	2001
Electric heating phase-changing heat accumulator	Ren Zhengen; Yu Hongwen	Instituto de Energía Guangzhou [China]	1999
Thermal energy storage and delivery apparatus and vehicular systems incorporating same	Rafalovich Alexander, P.	Store Heat and Produce Energy; Rafal. A. P. [US]	1998

De estas 14 patentes, 11 están directamente relacionadas con el intercambio de calor PCM-aire y de estas, seis con el intercambio con aire a temperatura ambiente. Además, se aprecia un creciente interés en esta tecnología con siete de las 14 patentes publicadas en los dos últimos años y productos comerciales que recientemente han aparecido en el mercado (unidad FSL-B-PCM de Trox).

En cualquiera de estos casos conseguir un intercambio de calor eficiente entre el fluido portador de calor (aire) y el PCM es un punto crucial. Este aspecto se ve fuertemente afectado por la geometría del intercambiador, ya que en muchas ocasiones el equipo de almacenamiento dispone de un tiempo limitado para la solidificación del PCM, condicionado por la superficie de intercambio de calor.

Lázaro (2008) analizó los principales estudios de transferencia de calor entre PCM y aire realizados por diversos autores (Turnpenny, 2001; Zalba, 2004; Zukowsky, 2007; Arkar, 2007), estudiando los principales parámetros de cada uno de los

intercambiadores de calor PCM-aire estudiados, indicando la dificultad existente en la comparación de los resultados obtenidos por los diferentes autores (debido a que cada uno de ellos los aportaba de forma particular) y señalando la necesidad de estandarizar para poder realizar comparaciones correctamente. Lázaro (2009b) también presentó resultados experimentales para la etapa de fusión de dos intercambiadores de calor PCM-aire (uno de ellos con PCM macroencapsulado en forma de placas rígidas y el otro con el PCM macroencapsulado en bolsas deformables) señalando la importancia de la geometría. Además, esos aspectos geométricos van a afectar a la pérdida de carga de la unidad de TES y a los requisitos de bombeo de aire del sistema, es decir, al consumo de energía eléctrica.

En relación a los estudios experimentales, la evaluación del comportamiento térmico de una unidad de TES bajo aproximaciones estadísticas o por medio de ajustes matemáticos conduce a expresiones que se pueden convertir en herramientas útiles de diseño para este tipo de unidades. De Grassi y cols. (2006) evaluaron el comportamiento térmico de paredes de yeso con PCM. Los autores establecían que el análisis empírico llevado a cabo era capaz de aportar una estimación de las relaciones que tenían lugar entre los muros y el ambiente externo, por un lado, y entre los mismos muros, por otro. Los autores aseguraban la validez operativa de esta aproximación debido a que era capaz de proporcionar una serie de resultados consistentes comparados con el intercambio de calor y con las características aislantes del PCM. Lázaro y cols. (2009b), para simular la respuesta transitoria de un intercambiador de calor PCM-aire, desarrollaron un modelo empírico construido a partir de los resultados experimentales obtenidos bajo condiciones reales. Los autores señalaban que la utilización de ese modelo podría ser muy útil para evaluar la viabilidad técnica de la unidad de TES en diferentes aplicaciones de la geometría dada. Butala y Stritih (2009), para analizar la capacidad refrigeradora de su sistema de almacenamiento de frío con PCM, evaluaron la ecuación que describe el comportamiento del aire refrigerado, basada en una serie de asunciones estadísticas. Como resultado, los autores obtuvieron una ecuación que podría ser utilizada para calcular el tiempo de descarga del acumulador, señalando la posibilidad de usarla con cualquier caudal de aire (en el rango de 1,5 a 2,4 m/s) y cualquier temperatura de entrada del aire (en el rango de 26 a 40 °C), siempre suponiendo que el acumulador tiene las mismas dimensiones y está formado por los mismos materiales propuestos por los autores. Estos trabajos indican el gran interés del

análisis de los resultados experimentales para disponer de modelos empíricos que faciliten las tareas de diseño o prediseño. Sin embargo, el uso de un modelo empírico es sólo válido para el equipo ensayado y siempre dentro del rango de validez experimental.

2.3. Modelado matemático del intercambio de calor PCM-aire

Llevar a cabo una extrapolación fuera de este rango sería justificado siempre que las relaciones de similitud modelo-prototipo se respeten. Esta extrapolación es más factible por medio de simulaciones computacionales con modelos numéricos validados experimentalmente. Así, la modelización físico-matemática es un instrumento muy útil para el análisis de viabilidad de las aplicaciones que cuentan con sistemas TES de PCM con cambio de fase sólido-líquido. Por consiguiente, existe la necesidad de desarrollar modelos teóricos experimentalmente validados, que sean a su vez rigurosos en el cálculo pero suficientemente flexibles, para simular intercambiadores de calor de aire y PCM.

Cuando se desarrolla un modelo teórico, el compromiso entre el rigor físico y el gasto computacional es crucial. Existen muchas posibilidades recogidas en la literatura científica tanto para hacer frente al problema matemático del cambio de fase como para resolver particularidades específicas de este fenómeno como son la histéresis (Bony y Citherlet, 2007) o el subenfriamiento (Günther y cols., 2007).

En la revisión realizada por Zalba y cols. (2003), una de las secciones recopiladas trataba específicamente del problema de transferencia de calor en el cambio de fase. Los autores recogían información de artículos científicos en la materia publicados desde 1970 hasta 2003, y clasificaban el análisis del problema de transferencia de calor bajo cuatro diferentes aproximaciones: problemas de frontera móvil, solución numérica considerando sólo conducción, solución numérica considerando también la convección y simulación numérica en diferentes geometrías del intercambiador de calor. Los autores señalaban que a pesar de que existía una gran cantidad de artículos publicados que trataban el análisis de la transferencia de calor en el cambio de fase, la modelización de sistemas de TES por calor latente seguía siendo un reto.

Posteriormente Verma y cols. (2008) publicaron una revisión sobre modelos matemáticos de sistemas de TES con PCM. Los autores clasificaron los modelos en dos tipos en función de la correspondiente ley de la termodinámica bajo la que eran

analizados (primera o segunda ley). En su recopilación, los autores destacaban la utilidad específica de todos los modelos que han sido experimentalmente validados. Sin embargo, en su artículo mostraban que únicamente ocho de los 17 modelos compilados presentaban validación experimental, y señalaban que para poder aceptar cualquier modelo, el correspondiente estudio experimental se debía llevar a cabo. Todo esto pone de manifiesto la necesidad del trabajo de tesis que aquí se presenta.

Respecto a los intercambiadores de calor PCM-aire es especialmente interesante el trabajo llevado a cabo por Vakilaltojjar y Saman (2001). En dicho trabajo se proponía un sistema TES con PCM para aplicaciones de aire acondicionado. A partir de sus estudios numéricos los autores concluyeron que el perfil de velocidades a la entrada no afectaba considerablemente ni a las características del proceso de transferencia de calor ni a la temperatura del aire a la salida. Señalaban además que se podía obtener un mejor funcionamiento utilizando canales de aire más pequeños y placas de PCM más finas. Sin embargo, los autores consideraban las propiedades termofísicas del PCM como constantes e indicaban que la validación experimental era necesaria.

Halawa y cols. (2005) presentaron una versión mejorada del modelo desarrollado por Vakilaltojjar y Saman (2001). La mejora consistía en tener en cuenta el calor sensible puesto en juego, pero el modelo todavía consideraba las propiedades termofísicas del PCM como constantes y estaba limitado a PCM puros al considerar que la temperatura de cambio de fase era única. Los autores llevaron a cabo los correspondientes ensayos experimentales para validar el modelo (Saman y cols., 2005) y concluyeron que el diseño de un acumulador térmico apropiado para sistemas de aire implicaba considerar con sumo cuidado ciertos factores como son la temperatura de fusión del PCM, los rangos de temperaturas de entrada y salida del aire, y el caudal de aire.

Hed y Bellander (2006) desarrollaron un modelo matemático de un intercambiador de calor PCM-aire. Los autores destacaban la importancia de las propiedades termofísicas del PCM debido a que existe un comportamiento completamente diferente entre un PCM ideal (con una transición de fase a una única temperatura dada) y los PCM disponibles comercialmente. Aunque analizaron específicamente el comportamiento térmico del sistema bajo diferentes formas de la curva de $c_p(T)$ del PCM (manteniendo el resto de propiedades constantes), los autores señalaron que las dos propiedades centrales en este tipo de equipos son tanto la conductividad térmica del PCM y su

dependencia con la temperatura, como su calor específico en función de la temperatura. Los autores presentaban la validación del modelo con medidas experimentales de su prototipo. A pesar de mostrar un buen acuerdo teórico-experimental en líneas generales, los autores remarcaban que las diferencias obtenidas para ciertas temperaturas se debían a la dificultad de realizar medidas en corrientes de aire. Los autores presentaron resultados interesantes señalando que el coeficiente de transferencia de calor entre el aire y el PCM aumentaba significativamente cuando la superficie era rugosa (frente a superficies más finas). También indicaban que en cualquier diseño con PCM se debía poner considerable atención a las partes del equipo que tenían dependencia temporal para no confundir su efecto con la respuesta transitoria del propio PCM.

En general, existe un gran interés tanto a nivel científico-académico como comercial en el desarrollo de modelos teóricos que simulen el comportamiento del PCM con cambio de fase sólido-líquido y gran parte de ellos están relacionados con la edificación integrando el PCM en elementos constructivos:

- Programas de simulación energética en tecnologías de edificación tal como *EnergyPlus* (análogamente *BLAST* o *DOE-2*) incorporan la modelización de PCM en elementos constructivos considerando la conductividad térmica variable y la función entalpía-temperatura en algoritmos específicos de conducción en diferencias finitas (Barbour y Hittle, 2006; Pedersen, 2007).
- Se pueden encontrar numerosas referencias a *types* (o módulos de cálculo) desarrollados para simular el comportamiento térmico de PCM en programas de simulación dinámica de edificios como Trnsys (Ibañez y cols., 2005; Schranzhofer y cols., 2006; Bony y Citherlet, 2007; Kuznik y Virgone, 2009; Kuznik y cols., 2010).
- También en plataformas como ESP-r se han elaborado modelos teóricos que incorporan modelos de PCM (Heim y Clarke, 2003; 2004; Schossig y cols., 2005; Heim, 2005; 2010).
- De igual forma se pueden encontrar trabajos no vinculados a ningún software concreto en los que se desarrollan y validan modelos teóricos del comportamiento térmico del PCM (Huang y cols., 2004; Darkwa y Kim, 2005; Darkwa y O'Callaghan, 2006; Huang y cols., 2006; Carbonary y cols., 2006; Halford y Boehm, 2007; Stritih y Butala, 2007; Guobing y cols., 2007; Pasupathy y Velraj, 2008; Alawadhi, 2008; Bédécarrats y cols., 2009).

También se pueden encontrar publicaciones en la misma línea del modelado matemático del comportamiento térmico de los PCM pero relacionadas con otras aplicaciones y otros rangos de temperatura: por ejemplo, para TES a alta temperatura en plantas de generación eléctrica encontramos trabajos que se pueden clasificar en dos grandes grupos en función del tipo de acumulador:

- Geometría cilíndrica o tubular: siendo este el diseño más ampliamente estudiado por los diferentes autores (Michels y Pitz-Paal, 2007; Buschle y cols., 2006; Do Couto y cols., 2005; Morrison y cols., 2008; Cui y cols., 2008; Chaxiu y Wujun, 2008; Hoshi y cols., 2005; Lafdi y cols., 2008).
- Lecho empacado, geometría esférica (Yagi y Akiyama, 1995; Jalalzadeh-Azar, 1997).

Por otro lado, cuando se desarrolla un modelo teórico, el compromiso entre rigor y gasto computacional es un aspecto siempre a tener en cuenta, y que este aspecto está fuertemente condicionado por la técnica adoptada para resolver el problema planteado. Existen diversas formas de hacer frente al problema matemático del cambio de fase sólido-líquido, que van a condicionar ese compromiso, referenciadas en la literatura científica, así como formas de resolver algunas particularidades específicas de estos problemas como son el fenómeno de histéresis (el cambio de fase se produce a diferentes temperaturas dependiendo de si se está calentando o enfriando el PCM) o el subenfriamiento (la temperatura del líquido puede reducirse más allá del punto normal de congelación mientras permanece sin solidificar; en cuanto se forma un núcleo sólido, éste se extiende rápidamente por toda la muestra, elevando su temperatura y comenzando a solidificar), ambos representados en la figura 2.5.

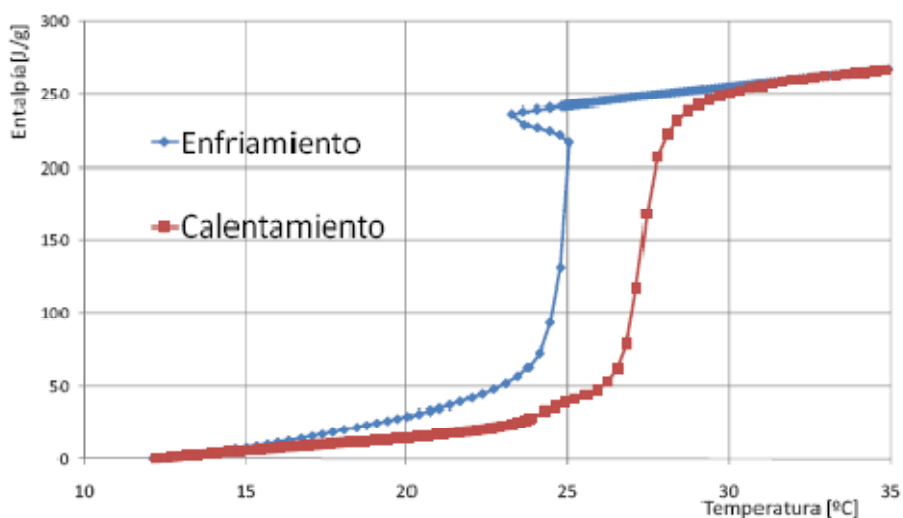


Fig. 2.5. Fenómenos de histéresis y de subenfriamiento en las curvas h-T

Existen diferentes métodos numéricos para resolver problemas de cambio de fase sólido-líquido: métodos que siguen la frontera móvil o interfase (Hsu y cols., 1981; Reiger y cols., 1982; Ramachandran y cols., 1982; Gadgil y Gobin, 1984; Ho y Viskanta, 1984; Lacroix, 1988; Eckert y cols., 1997), métodos que fijan la frontera móvil (Crank, 1984; Kim y Kaviani, 1990), método entálpico para eliminar la condición de frontera (Voller y cols., 1987a; Voller y cols., 1987b; Schranzhofer y cols., 2006; Pedersen, 2007; Guobing y cols., 2007; Bony y Citherlet, 2007), capacidad calorífica efectiva (Lamberg y cols., 2000; Jokisalo y cols., 2000; Heim y Clarke, 2004; Carbonari y cols., 2006; Ahmad y cols., 2006; Kuznik y cols., 2010), con base analítica (Turnpenny y cols., 2000), modelos fluidodinámicos (Shatikian y col., 2005; 2008; Assis y cols., 2007; Shmueli y cols., 2010)... soluciones numéricas considerando sólo conducción (London y Seban, 1943; Lazaridis, 1970; Shamsundar y Sparrow, 1975; 1976; Goodling y Khader, 1975; Meyer, 1978; Marshall, 1978; Shamsundar y Srinivasan, 1978; 1980; Bathelt y cols., 1979a; Sparrow y Hsu, 1981; Shamsundar, 1981; 1982; Achard y cols. 1983; Nicholas y Bayazitoglu, 1983; Hunter y Kuttler, 1989; Sasaguchi y Viskanta, 1989; Amdjadi y cols., 1990; Banaszek y cols., 1999; 2000), otras considerando también la convección natural en el seno del PCM (Sparrow y cols., 1978; Bathelt y cols., 1979b; Furzerland, 1980; Rieger y cols., 1983; Yao y Prusa, 1989; Farid y Husian, 1990; Gobin, 1992; Özisik, 1993; Farid y cols., 1998; Ismail y Stuginsky, 1999; Ismail y Batista de Jesús, 1999).

En general, se ha detectado que la validación de muchos de estos modelos teóricos no se ha llevado a cabo y, por lo tanto, la difusión de los mismos se hace más difícil. En cualquier caso, el modelado matemático es una herramienta muy práctica para el análisis de viabilidad de aplicaciones que implican el TES con PCM sólido-líquido. Por lo tanto, se hace necesario desarrollar modelos teóricos validados experimentalmente.

2.4. Planteamiento del trabajo

En la presente tesis se va a elaborar un modelo teórico para realizar la simulación computacional del comportamiento térmico de un intercambiador de calor PCM-aire, validándose el modelo desarrollado con los resultados que se obtendrán de un prototipo real de intercambiador de calor en la instalación experimental construida a tal efecto. Finalmente se analizará la viabilidad de la incorporación de esta tecnología a diferentes aplicaciones de interés.

En esta tesis se presentarán los resultados experimentales del ciclado térmico completo de un intercambiador de calor PCM-aire activo y se analizará el efecto de la temperatura del aire a la entrada y del caudal de aire en el funcionamiento de la unidad de TES. Se utilizará un PCM disponible a nivel comercial, de naturaleza orgánica y de base parafínica (RT27 de Rubitherm). Para poder llevar a cabo experimentos completos de ciclado térmico, se modificará una instalación experimental previamente diseñada y utilizada para ensayar la fusión en prototipos a escala real de intercambiadores de calor PCM-aire (Lázaro, 2008), caracterizando así la etapa de solidificación. Posteriormente, se desarrollará un modelo empírico a partir de los resultados experimentales recopilados. Este modelo podrá ser una herramienta válida para el diseño preliminar de aplicaciones que utilicen esta tecnología de almacenamiento.

Al utilizar PCM comerciales que, a diferencia de las sustancias puras presentan cambios de fase que se dan a lo largo de un intervalo de temperaturas o ventana térmica (no a una única temperatura), en el propio PCM se formará una zona de dos fases (zona blanda/esponjosa o *mushy region*) entre la fase de sólido y la de líquido. Para desarrollar un modelo teórico en estos casos, se hace apropiado considerar la ecuación de la energía en términos de entalpía (Zukowski, 2007a). Así, cuando los efectos de la advección en el seno del PCM líquido sean despreciables, la ecuación de la energía se podrá expresar tal y como se establece en la ecuación 2.1:

$$\rho \frac{\partial h}{\partial t} = \vec{\nabla} \cdot (\vec{\lambda} \vec{\nabla} T) \quad \text{Ec. 2.1}$$

La resolución de esta ecuación requerirá del conocimiento de la dependencia funcional con la temperatura tanto de la entalpía del PCM (ver figura 2.6) como de su conductividad térmica y de su densidad. La ventaja de esta metodología es que la ecuación será aplicable a todas las fases, la temperatura se determinará en cada punto y por tanto el valor de las propiedades termofísicas podrá ser evaluado en cada momento.

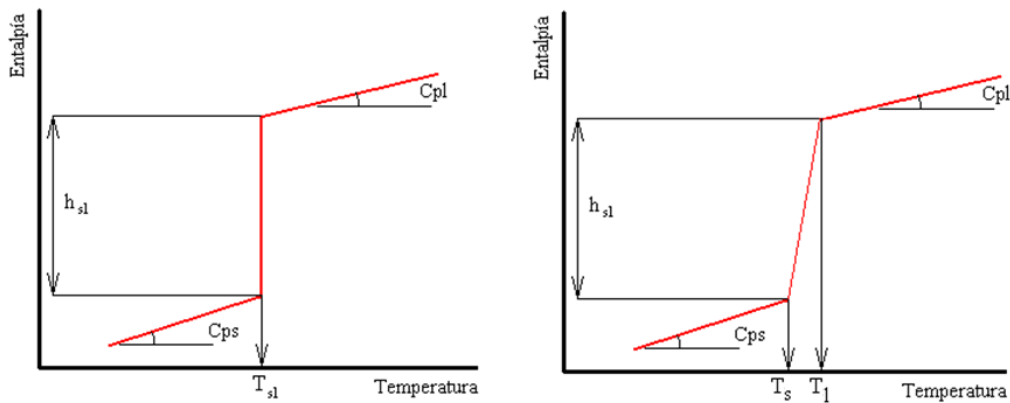


Fig. 2.6. Variación teórica de la entalpía con la temperatura: sustancia pura (izquierda) y mezcla (derecha)

En las simulaciones numéricas del comportamiento térmico de un PCM la bondad de los resultados del modelo teórico depende en gran medida de los datos de propiedades del material (Arkar y Medved, 2005) al ser éstos entrada del modelo. En el problema que ocupa este trabajo, las principales propiedades a considerar a priori son la entalpía y la conductividad térmica, aunque hay que tener en cuenta que el proceso de fusión/solidificación puede depender también de otras propiedades del material como son la viscosidad o la densidad (Hamdan y Elwerr, 1996). En el modelo teórico que se desarrollará en esta tesis se considerará la dependencia de las propiedades termofísicas con la temperatura a lo largo de las diferentes fases ($h(T)$, $\lambda(T)$, $\rho(T)$).

Uno de los principales objetivos de esta tesis es desarrollar y validar experimentalmente un modelo físico-matemático que permita simular la respuesta transitoria de un sistema activo consistente en un intercambiador de calor PCM-aire. Así, el modelo teórico que

se elaborará tendrá en cuenta los aspectos señalados anteriormente y otros propios de las aplicaciones reales PCM-aire a temperatura ambiente, como son las interacciones térmicas entre la unidad de almacenamiento y el ambiente, o la disipación de calor de los ventiladores del equipo.

El modelo teórico que se va a presentar se desarrollará en el entorno de computación numérica Matlab (versión R2008b) y se basará en el análisis de la transferencia de calor en el seno del PCM por medio del método de las diferencias finitas, con formulación implícita. Esta metodología ha sido y es ampliamente utilizada para analizar el problema de la transferencia de calor en el cambio de fase, desde el trabajo llevado a cabo por Goodrich (1978), creciendo exponencialmente desde los trabajos realizados por Voller (1990) hasta la actualidad (Pasupathy y cols., 2008; Joulin y cols. 2011). Debido a la especificidad de la geometría y de las condiciones de operación del sistema de estudio, sólo se considerará conducción unidimensional. Con anterioridad se han presentado otros modelos teóricos (semi analítico discretizado, bidimensional EDF y fluidodinámico; Dolado y cols., 2006; 2007) y su comparación ha mostrado que, para simular este tipo de intercambiadores de calor, el modelo base que se desarrollará en este trabajo presenta un buen balance entre precisión y gasto computacional.

En concreto, el PCM que se simulará numéricamente está disponible comercialmente, es una sustancia orgánica que cambia de fase alrededor de los 27°C (RT27, Rubitherm GmbH). Este material comercial es una parafina mezcla de alcanos de composición: 3,9 % C₁₇, 45,8 % C₁₈, 35,9 % C₁₉, 12,5 % C₂₀, 1.9 % otros, según Metivaud y cols. (2004) y de peso molecular 258 g/mol (Borreguero y cols., 2010). En la unidad que se ensayará el PCM se dispondrá macroencapsulado en forma de placas de aluminio rígidas que presentarán protuberancias distribuidas uniformemente por su superficie (que mejorarán la transferencia de calor con el aire y que permitirán la expansión volumétrica del PCM).

Para validar el modelo teórico que se desarrollará y estimar su incertidumbre, se compararán los valores experimentales obtenidos con los resultados de las simulaciones. Se planteará un estudio de propagación de incertidumbres aplicado al modelo, de forma que proponiendo ciertas imprecisiones a los valores de entrada se aportará más rigor a los resultados de las simulaciones permitiendo, por un lado, compararlo y validarlo con los resultados experimentales y, por otro, permitiendo determinar los factores de entrada

al modelo más críticos e indicado cuáles han de estar más controlados en su determinación o medición.

Para obtener conclusiones de diseño de futuras aplicaciones deberá determinarse la evidencia o no de relaciones de semejanza entre la instalación experimental y las aplicaciones. Si no existiesen, el método de cálculo sólo permitirá efectuar estimaciones previas, siendo necesarios experimentos adicionales para garantizar su comportamiento simulado. Se estudiará una serie de parámetros y variables para comprobar su influencia en el comportamiento térmico de la unidad de almacenamiento. Finalmente, mediante la técnica combinada del diseño de experimentos y las simulaciones, se estudiará la viabilidad de la posible incorporación de este tipo de equipos en tres potenciales aplicaciones de interés: refrigeración gratuita en oficinas, mantenimiento de temperatura en salas y sistema de refrigeración solar mediante ciclo de absorción.

En la figura 2.7 se resume en un diagrama de flujo la metodología de trabajo que se seguirá en la presente tesis.

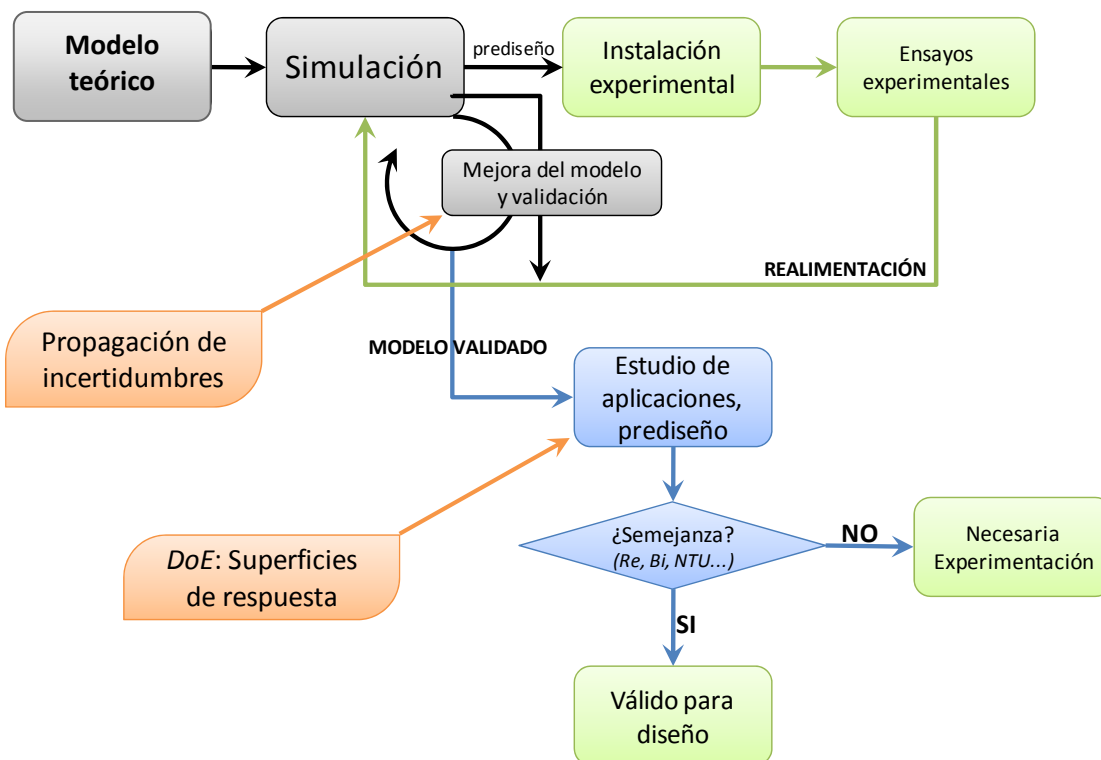


Fig. 2.7. Diagrama de flujo de la metodología seguida en el desarrollo de esta tesis



Para llegar a ser sabio, es preciso querer experimentar ciertas vivencias, es decir, meterse en sus fauces. Eso es, ciertamente, muy peligroso; más de un sabio ha sido devorado al hacerlo

Friedrich Wilhelm Nietzsche

3

Prototipo experimental: intercambiador de calor PCM-aire

En este capítulo se describe la instalación de ensayos del equipo de intercambio de calor PCM-aire utilizado en esta tesis, detallando las especificaciones y particularidades de los diferentes elementos que la componen. La instalación experimental se basa en otra diseñada y utilizada para ensayar prototipos de intercambiadores de calor PCM-aire de escala real (Lázaro, 2008) y se modificó para permitir la realización de ciclos térmicos completos (fusión y solidificación) de forma que se pudiese caracterizar también la etapa de solidificación.

3.1. Geometría del macroencapsulado

El sistema de estudio corresponde a un intercambiador de calor PCM-aire que actúa como unidad de TES. La unidad está compuesta básicamente por placas de PCM, la carcasa del equipo y un ventilador que impulsa el aire que circula por el interior del equipo entre las placas.

Un aspecto importante en el diseño de intercambiadores de calor PCM-aire es la selección de una geometría apropiada del macroencapsulado de PCM. Es necesario considerar cuáles van a ser los requisitos que el sistema de almacenamiento tendrá que satisfacer y que dependerán de la aplicación. La potencia térmica absorbida o liberada y el tiempo de operación son dos de los factores que generalmente se van a considerar. Así, se ha seleccionado el macroencapsulado en forma de placas debido a que es una geometría profundamente estudiada desde hace tiempo (London y Seban, 1943) que supone:

- facilidad para controlar el espesor de PCM, que es un factor de diseño crucial a la hora de permitir regular los tiempos de las etapas de fusión y solidificación del proceso;
- uniformidad del espesor de PCM y, por lo tanto, del proceso de cambio de fase;
- sencillez del proceso de fabricación (tanto a pequeña escala como a gran escala) y versatilidad de manejo (para transporte, instalación...);
- accesibilidad comercial a una amplia variedad de encapsulados con forma de placa de diferentes materiales tanto metálicos como plásticos. En este sentido hay que tener en cuenta siempre los posibles problemas de compatibilidad entre el encapsulado y el PCM.

Finalmente se ha seleccionado el encapsulado metálico rígido para evitar tanto posibles problemas de compatibilidad (Lázaro y cols., 2006b) como de fugas (Lázaro, 2008).

3.2. Descripción del prototipo y caracterización experimental

El diseño de la instalación experimental (figura 3.1) trató de adaptarse en la medida de lo posible a la norma ANSI/ASHRAE “*Method of Testing Active Latent-Heat Storage Devices Based on Thermal Performance*”.

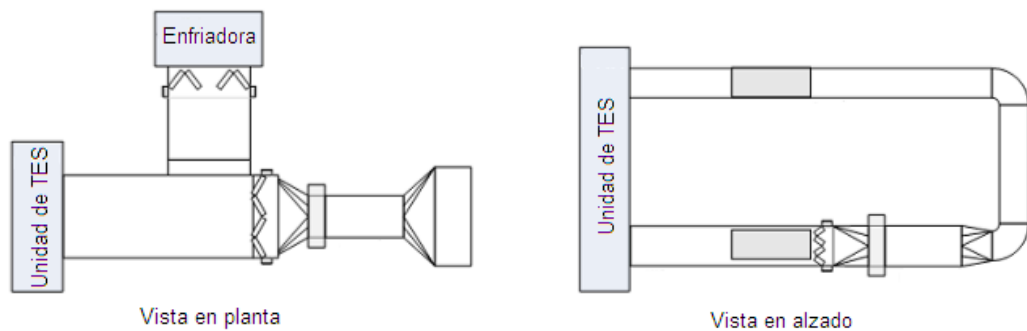


Fig. 3.1. Bocetos de la instalación experimental inicial: vista en planta (izquierda) y alzado (derecha)

Los elementos principales de la instalación experimental y las dimensiones de los mismos se muestran en la figura 3.2 y una fotografía de la misma señalando sus componentes más representativos en la figura 3.3.

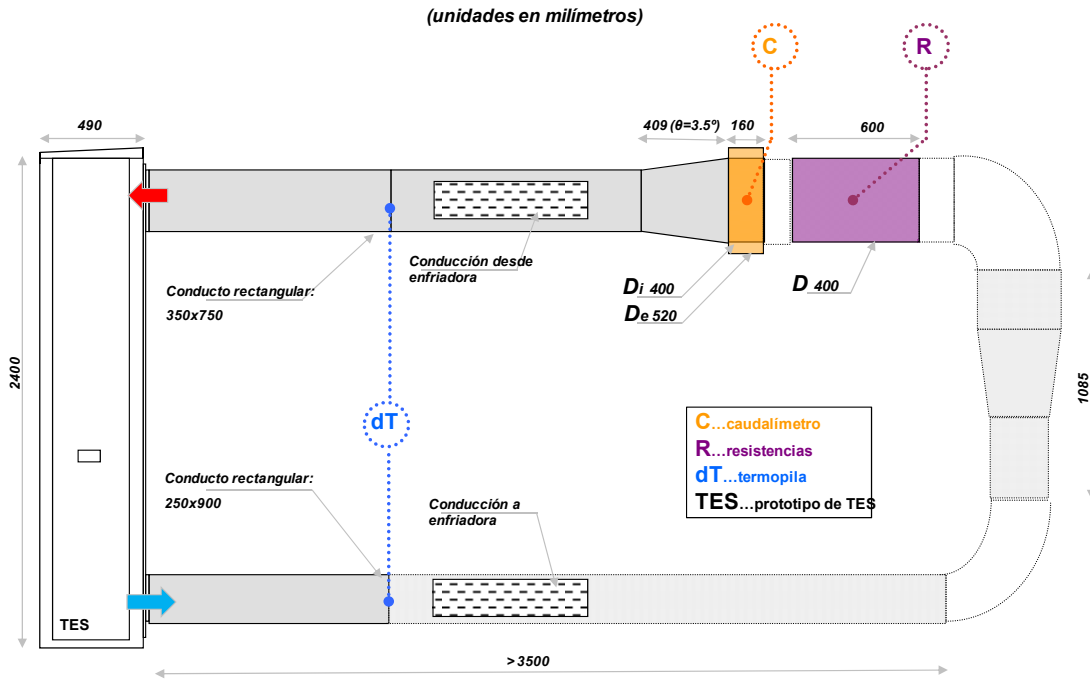


Fig. 3.2. Diagrama de la instalación inicial

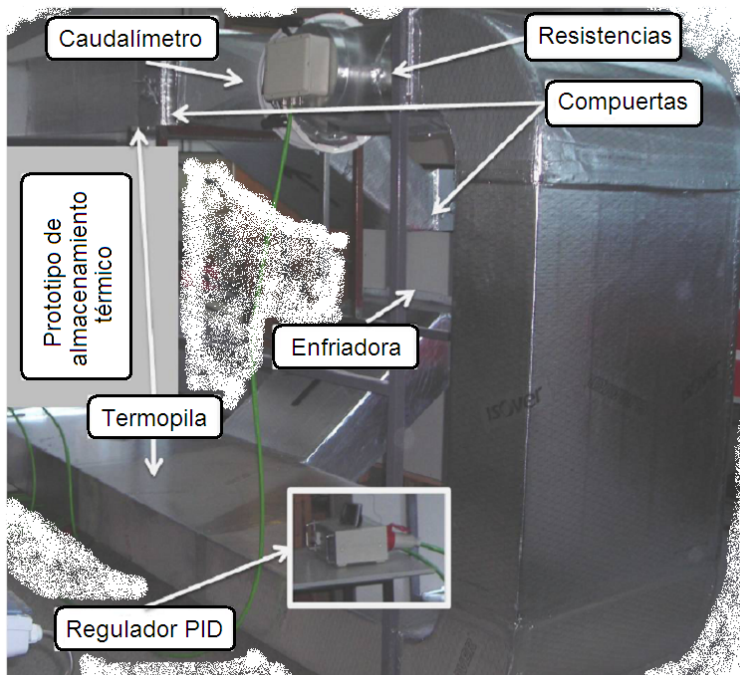


Fig. 3.3. Fotografía resaltando la instalación inicial

Como parte de este trabajo, la instalación se ha modificado para poder estudiar el comportamiento y el ciclado térmico de este tipo de intercambiadores de calor PCM-aire. La modificación ha consistido en crear un bucle cerrado de una única rama,

reubicando la enfriadora y quitando así el segundo ramal del sistema de conductos (ver figura 3.4).

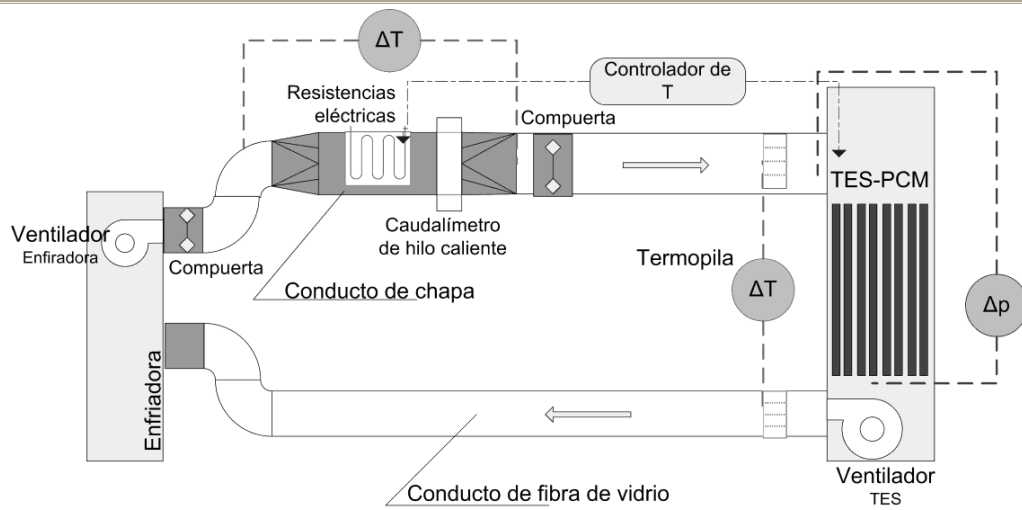


Fig. 3.4. Diagrama de la instalación modificada

La figura 3.5 muestra, de forma resaltada, los diferentes elementos de la instalación experimental modificada.

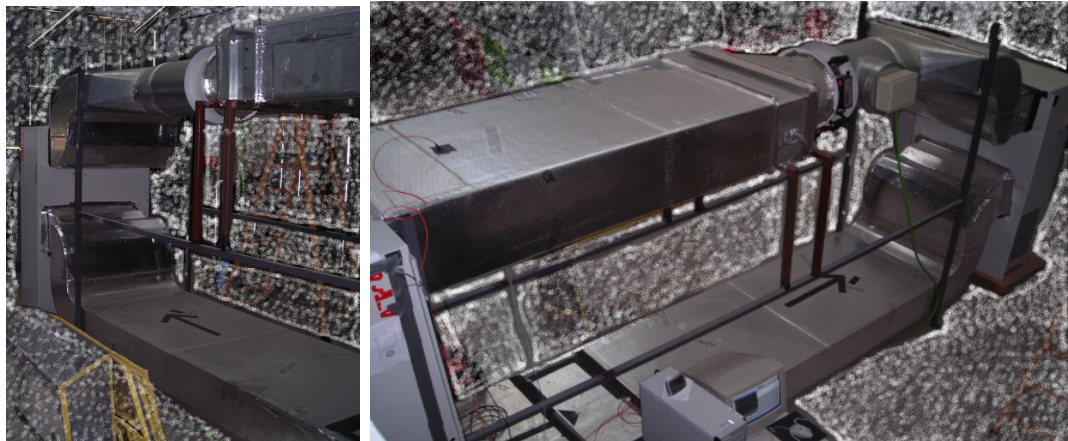


Fig. 3.5. Fotografías resaltando la instalación modificada

Esta nueva disposición ha permitido realizar ensayos de ciclos térmicos completos.

Con la disposición anterior de la instalación experimental se ensayaron dos prototipos, el primero contenía bolsas flexibles de DC28 y el segundo placas rígidas de RT27. Con

la instalación modificada únicamente se ha ensayado el prototipo de RT27 debido a que el de DC28 se descartó una vez detectada su problemática: entre otros inconvenientes, se producían pérdidas de PCM por rotura de bolsas y el espesor del PCM no podía mantenerse, lo que conducía a potencias inferiores a las de diseño.

Los componentes principales de la instalación son los siguientes:

- unidad de TES mostrada en la figura 3.6 (compuesta por las placas de PCM, la carcasa del equipo aislada con poliestireno rígido y un ventilador centrífugo de Nicotra tipo Fan Deck);
- máquina de refrigeración por compresión (modelo RNT25 de Ciatesa) y su correspondiente ventilador;
- resistencias eléctricas utilizadas para calentar el aire que circula por el interior de los conductos de la instalación experimental;
- conductos: parte de ellos (en blanco en la figura 3.4) de fibra de vidrio (Climaver Plus), y otra parte de chapa de acero (en gris oscuro en la figura 3.4).

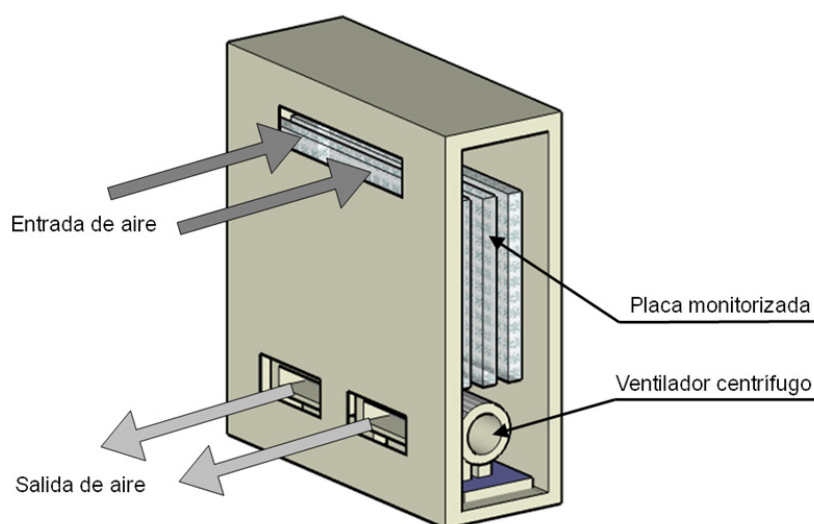


Fig. 3.6. Unidad de TES

La unidad de TES es un intercambiador de calor PCM-aire cuyo elemento principal es el conjunto de placas de PCM (macroencapsulado rígido de aluminio) disponibles

comercialmente. En la figura 3.7 se muestra una fotografía de la placa con sus dimensiones principales junto a un boceto de la misma mostrando un corte longitudinal de la placa.

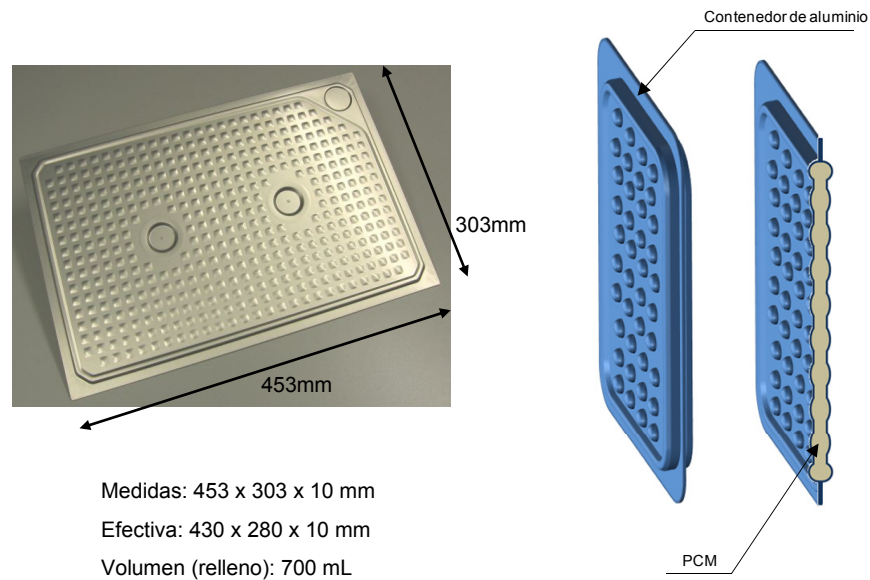


Fig. 3.7. Placas de PCM, fotografía (izquierda) y boceto (derecha)

La cantidad total de PCM en la unidad es de aproximadamente 132 kg, contenida en 216 placas. Las placas están dispuestas en vertical formando paredes de placas (ver figura 3.8). En la tabla 3.1 se muestran una serie de datos técnicos que caracterizan la unidad de TES ensayada.

Tabla 3.1. Datos técnicos de la unidad de TES

	PCM RT27, orgánico
Cantidad de PCM	132 kg
Calor latente (fabricante)	179 kJ/kg
Δh (de 20 °C a 32 °C), <i>t-history</i> UZ	200 kJ/kg
Capacidad teórica (fabricante)/ UZ, encapsulado incluido	24395 / 26300 kJ
	PCM λ sólido 0,16 W/(m·K)
Caudal másico de aire	de 0,2 a 0,47 kg/s

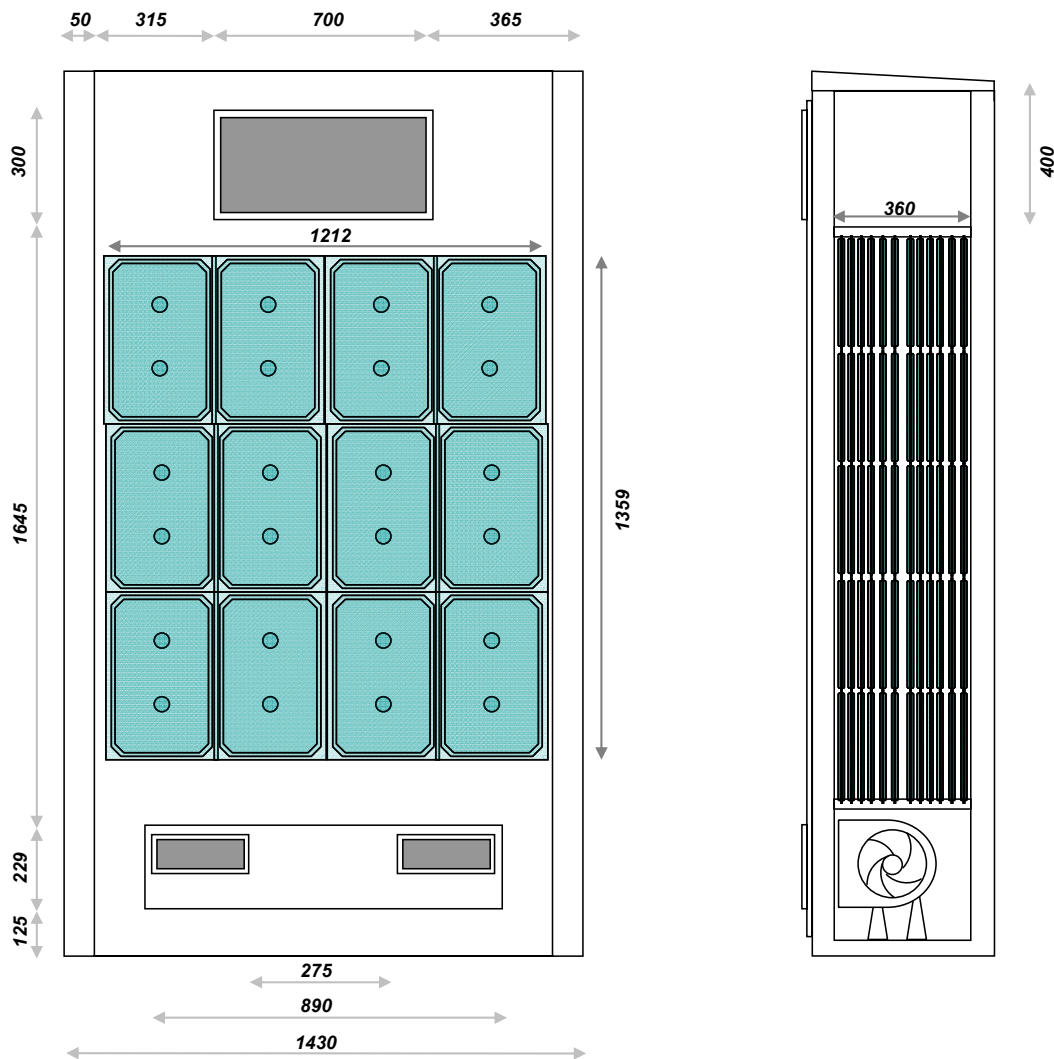


Fig. 3.8. Disposición de las placas formando paredes y ubicación en el interior de la unidad de TES
(unidades en milímetros)

Las paredes de placas están separadas unas de otras formando un canal de 1 cm por el que circula el aire.

La refrigeradora tiene un ventilador de una única velocidad mientras que el ventilador de la unidad de TES es de tres velocidades. Así, el caudal volumétrico de aire que circula por el interior de la instalación se puede regular entre los 675 m³/h y los 1550 m³/h en siete valores diferentes fijos.

Para caracterizar el comportamiento térmico del intercambiador de calor PCM-aire se han llevado a cabo una serie de medidas: temperatura, diferencia de temperaturas,

caudal de aire y diferencia de presiones. Debido a que la potencia intercambiada en las fases de fusión y de solidificación entre el PCM y el aire es uno de los aspectos más interesantes a determinar, la diferencia de temperaturas del aire entre la entrada y la salida de la unidad de TES se ha medido de la forma más precisa encontrada: se ha utilizado una termopila de seis uniones para medir esa diferencia de temperaturas (Lázaro, 2008; Lázaro y cols., 2009a), considerando así la distribución de temperaturas existente en la sección de los conductos. La precisión es de $\pm 0,51 \text{ }^\circ\text{C}$, que es mejor que cuando se utilizan dos resistencias de platino Pt100 (precisión de $\pm 0,65 \text{ }^\circ\text{C}$), mejorando también la sensibilidad.

Se han utilizado una serie de expresiones matemáticas para convertir la señal de medida de voltaje de la termopila en diferencia de temperatura (se ha empleado la expresión dada por el NIST para la ITS90 de termopares tipo T), para calcular el calor específico del aire y para obtener la densidad como función de la temperatura. Son expresiones necesarias para determinar caudales máscicos, volumétricos y potencias intercambiadas. Todas ellas se detallan en las ecuaciones 3.1 a 3.3.

- *Diferencia de temperaturas con la termopila* (Ec. 3.1)

$$\begin{aligned} \frac{\Delta T}{K} = & 25,9 \left(\frac{\text{Medida termopila}}{6} x 10^3 \right) - 0,76 \left(\frac{\text{Medida termopila}}{6} x 10^3 \right)^2 + \\ & + 4,64 x 10^{-2} \left(\frac{\text{Medida termopila}}{6} x 10^3 \right)^3 - 2,17 x 10^{-3} \left(\frac{\text{Medida termopila}}{6} x 10^3 \right)^4 + \\ & + 6,05 x 10^{-5} \left(\frac{\text{Medida termopila}}{6} x 10^3 \right)^5 - 7,29 x 10^{-7} \left(\frac{\text{Medida termopila}}{6} x 10^3 \right)^6 \end{aligned}$$

- *Calor específico del aire* (Ec. 3.2)

$$\frac{c_p}{J/(Kg \cdot K)} = \frac{28960 + 9390 \cdot \left(\frac{\frac{3012}{\frac{T_{reg}}{K} + 273,15}}{\sinh \left(\frac{3012}{\frac{T_{reg}}{K} + 273,15} \right)} \right)^2 + 7580 \cdot \left(\frac{\frac{1484}{\frac{T_{reg}}{K} + 273,15}}{\cosh \left(\frac{1484}{\frac{T_{reg}}{K} + 273,15} \right)} \right)^2}{28,951}$$

- *Densidad del aire* (Ec. 3.3)

$$\frac{\rho}{\text{kg/m}^3} = 1,29733 - 0,00425 \cdot \frac{T_{reg}}{K}$$

donde T_{reg} es la temperatura del regulador. El consumo energético de las resistencias eléctricas se ha medido con una incertidumbre de $\pm 1\%$ por medio de un analizador de redes Circutor AR5L. El caudal másico de aire se ha medido con una incertidumbre de $\pm 0,02$ kg/s aplicando un balance de energía a las resistencias eléctricas. La humedad relativa se ha medido con una incertidumbre de $\pm 2\%$ (con un sensor Almemo FHA 646-E1C de Ahlborn) y la diferencia de presiones se ha medido con una incertidumbre de $\pm 0,5\%$ (con un sensor Almemo FDA 602-M1K de Ahlborn). Para medir las temperaturas superficiales del encapsulado de PCM de diferentes placas y del aire en los canales formados entre placas, se han utilizado termopares tipo T (incertidumbre de $\pm 0,51$ °C). Se puede encontrar información más detallada acerca de las medidas y acerca de la propagación de incertidumbres en la tesis de Lázaro (2008) y en trabajos anteriores (Lázaro y cols., 2009a).

3.3. Aspectos a considerar en el balance de energía

Debido a que la instalación experimental se puede dividir en dos subsistemas abiertos diferentes (limitados por la termopila) se han establecido dos balances de energía. Estas dos expresiones dependen del modo de operación de la instalación, es decir, de los ventiladores que se encuentren en funcionamiento.

La tabla 3.2 muestra los componentes principales a considerar en el planteamiento de los balances de energía y cómo se evalúan.

Tabla 3.2. Componentes principales de la instalación experimental considerados en los balances de energía

Componentes		Evaluación
Unidad de TES	Placas de PCM	Termopila
	Ventilador de la unidad de TES	Vatímetro Leybold-Heraeus
	Ambiente	Termopar
Resistencias eléctricas		Analizador de redes Circutor AR5L

Según el volumen de control seleccionado (bien únicamente la unidad de TES o bien el resto de la instalación, tal y como se muestra en la figura 3.9) se pueden establecer los siguientes balances de energía al aire que circula por el interior de la instalación (ecuaciones 3.4 y 3.5). La ecuación 3.4 está relacionada con el comportamiento térmico de la unidad de TES y, por lo tanto, es la más interesante para la caracterización de estos equipos. La ecuación 3.5 es necesaria para aplicar el método térmico utilizado en la determinación del flujo másico de aire que circula por la instalación.

$$\begin{aligned} \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{ent} - T_{sal}) &= \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T_{\text{termopila}} = \dot{Q}_{\text{PCM}} + \dot{W}_{\text{vent, TES}} - \dot{Q}_{\text{ambiente, TES}} = \\ &= \frac{M_{\text{PCM}} \cdot \Delta h_{\text{PCM}}}{\Delta t} + \dot{W}_{\text{vent, TES}} - \dot{Q}_{\text{ambiente, TES}} = \dot{Q}_{\text{TES}} \end{aligned} \quad \text{Ec. 3.4}$$

$$\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{ent} - T_{sal}) = \dot{Q}_{\text{res}} - \dot{Q}_{\text{enf}} + \dot{W}_{\text{vent, enf}} - \dot{Q}_{\text{ambiente, cond}} \quad \text{Ec. 3.5}$$

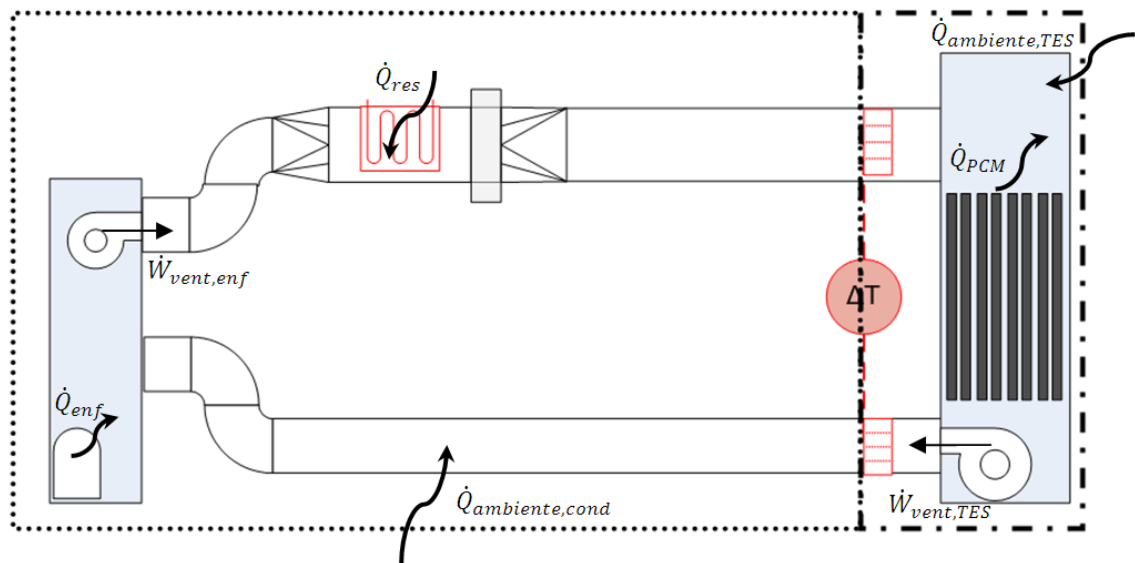


Fig. 3.9. Volúmenes de control, fronteras y flujos de calor en la instalación

A pesar de que la potencia térmica principal de la unidad de TES se encuentra en el aporte del PCM, es importante determinar el orden de magnitud de los otros dos términos que lo acompañan en el balance ($\dot{W}_{\text{vent, TES}}$ y $\dot{Q}_{\text{ambiente, TES}}$). Los resultados del consumo eléctrico del ventilador de la unidad de TES se muestran en la tabla 3.3.

Tabla 3.3. Consumos eléctricos del ventilador de la unidad de TES

Ventilador a máxima velocidad	295 W (1A)
Ventilador a velocidad media	285 W (1A)
Ventilador a mínima velocidad	260 W (1A)

Tanto los datos técnicos del ventilador (ventilador centrífugo de Nicotra, tipo “*Fan deck*”, modelo MET-50 FD2 200-240 295W 1F 4P 4V) como los valores medidos de consumo eléctrico (260 a 295 W) muestran que la disipación del ventilador de la unidad de TES puede llegar a suponer entre un 12 y un 20 % de la energía térmica total almacenada por el PCM durante la etapa de fusión (para etapas de dos a cuatro horas).

3.3.1. Intercambio de calor ambiente-unidad de TES

Para poder cuantificar el intercambio de calor entre el ambiente y el interior de la unidad de TES se tienen que considerar los procesos principales de transferencia de calor que tienen lugar entre ellos: convección forzada para el aire interior, conducción en el espesor de la carcasa y convección natural del aire exterior. Todo esto se recoge en la ecuación 3.6:

$$\dot{Q}_{\text{ambiente, TES}} = \frac{T_{\text{ambiente}} - T_{\text{aire, int}}}{\frac{1}{h_{\text{aire, int}} A_{\text{int}}} + \frac{e_{\text{carcasa}}}{\lambda_{\text{carcasa}} A} + \frac{1}{h_{\text{aire, ext}} A_{\text{ext}}}} \quad \text{Ec. 3.6}$$

Siendo e el espesor de la capa de aislante de la carcasa (poliestireno rígido) y λ su conductividad térmica. El coeficiente de convección del aire que circula por el exterior de la unidad de TES, $h_{\text{aire, ext}}$, se calcula en el rango de la convección natural para gases ($5 < h < 20$, W/(m²·K)); el coeficiente de convección del aire para la parte interior, $h_{\text{aire, int}}$, se calcula en el rango de la convección forzada para gases ($10 < h < 100$, W/(m²·K)).

Estableciendo un primer orden de magnitud de las resistencias térmicas se obtienen los siguientes valores (ecuaciones 3.7) y que, como era de esperar, indican que la mayor resistencia se encuentra en la capa de aislante (carcasa):

$$\frac{1}{h_{aire,int}} \approx 0,1 - 0,01 \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right] \quad \text{Ec. 3.7a}$$

$$\frac{e_{carcasa}}{\lambda_{carcasa}} \approx \frac{0,03}{0,03} = 1 \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right] \quad \text{Ec. 3.7b}$$

$$\frac{1}{h_{aire,ext}} \approx \text{de } 0,2 \text{ a } 0,05 \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right] \quad \text{Ec. 3.7c}$$

Debido a que el caso de estudio que nos ocupa está algo más acotado por las condiciones de operación, es posible obtener un valor más preciso del coeficiente de convección del aire que circula por el interior de la unidad de TES realizando el cálculo de la siguiente forma:

En primer lugar se calcula el número de Reynolds utilizando el diámetro hidráulico (ecuación 3.8) y las propiedades del aire correspondientes determinadas en función de la temperatura para el rango de trabajo de 5 a 50 °C.

$$Re = \rho \cdot v \cdot D_h / \mu \quad \text{Ec. 3.8}$$

Para determinar el coeficiente global de convección del aire en función del tipo de flujo (laminar, transición o turbulento), se selecciona la correlación apropiada. En el caso de estudio de este trabajo se utiliza la ecuación de Colebrook (válida para $Re > 2100$ y cualquier valor de rugosidad relativa, ε/D) para determinar el factor de fricción (ecuaciones 3.9):

$$f = \left[A - \left[\frac{(B - A)^2}{C - 2B + A} \right] \right]^{-2} \quad \text{Ec. 3.9a}$$

$$A = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{12}{Re} \right) \quad \text{Ec. 3.9b}$$

$$B = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51 \cdot A}{Re} \right) \quad \text{Ec. 3.9c}$$

$$C = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51 \cdot B}{Re} \right) \quad \text{Ec. 3.9d}$$

Debido a la forma especial de las placas de PCM utilizadas, con protuberancias extendidas por sus superficies, la rugosidad de las mismas se tiene que determinar de forma adecuada ya que afecta a la turbulencia del proceso y por tanto a la transferencia de calor (en el apartado 5.3.2.1. se detalla este cálculo).

Así, ya se puede calcular el número de Nusselt dependiendo del número de Reynolds:

- para flujo laminar ($Re < 2300$) se utilizan los valores propuestos por Shah y London (1974) y Kays y Crawford (1993) para conductos de sección recta y superficie isoterma;
- para la zona de transición y flujo turbulento ($2300 > Re > 10^5$) se utiliza la ecuación 3.10 propuesta por Gnielinski (1976):

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{\lambda} = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{D_h}{L} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{T}{T_s} \right)^{0,45} \quad \text{Ec. 3.10}$$

$$\text{Válida para } \begin{cases} L/D > 10 \\ 2000 < Re_D < 5 \cdot 10^6 \\ 0,5 < Pr < 2000 \end{cases} \quad \text{y} \quad 0,5 \leq T/T_s \leq 1,5$$

Finalmente, teniendo en cuenta las condiciones de trabajo experimentales, el rango del coeficiente de convección del aire que circula por el interior de la unidad de TES se encuentra entre los 10 y los 40 W/(m²·K), lo que acota el rango de su correspondiente resistencia térmica desde 0,025 hasta 0,1 m²K/W.

Con este análisis, y comparando las ecuaciones 3.7, se corrobora que dentro de las condiciones de trabajo de los ensayos, la resistencia térmica dominante va a ser la conducción en el espesor de la carcasa de la unidad.

Para conducción de calor unidimensional, la ecuación 3.11 establece el flujo de calor:

$$\dot{q} = \lambda \cdot A \cdot (T_{\text{ambiente}} - T_{\text{aire, int}}) / e \quad \text{Ec. 3.11}$$

de forma que las pérdidas/ganancias de calor a través de la carcasa de la unidad de TES se pueden evaluar en todo momento. En la tabla 3.4 se muestran resultados de los

máximos valores teóricos esperados para la transferencia de calor entre el aire ambiente y el aire del interior de la unidad de TES.

Tabla 3.4. Evaluación teórica de las pérdidas/ganancias con el ambiente de la unidad de TES

	FUSIÓN	SOLIDIFICACIÓN
Área, A (m^2)		9,87
Conductividad térmica, λ ($W/(m \cdot K)$)		0,032
Espesor, e (cm)		3
ΔT máximo (K)	30	15
Pérdidas/ganancias térmicas máximas (W)	316	158

3.3.2. Aporte del ventilador

El ventilador de la unidad de TES, en el proceso de solidificación, es una carga a vencer (295 W de consumo). El efecto del ventilador es relevante porque afecta a la energía total intercambiada: hay que solidificar el PCM y además vencer la carga del ventilador. Si el ventilador no está funcionando, el PCM solidifica en un periodo de tiempo más corto si el efecto positivo de la no disipación de energía del ventilador es mayor que el efecto negativo de la reducción del caudal de aire.

En el proceso de fusión, el funcionamiento del ventilador de la unidad de TES, hace que la medida de la capacidad del PCM sea inferior a la esperada (con la termopila se mide la diferencia de temperatura del acumulador: intercambio de calor entre el PCM y el aire, y el calor desprendido por el ventilador). Por ejemplo, con la temperatura de consigna del regulador de resistencias a 20 °C, el proceso de solidificación dura algo más de dos horas, lo que implica un aporte total del ventilador de al menos unos 2012 kJ. Esto supone, como mínimo, un 8,5 % sobre la capacidad teórica del acumulador.

Pasado cierto tiempo, la curva de potencia se estabiliza en casi todos los ensayos; al seguir funcionando el ventilador de la unidad de TES, el cero de potencia no se alcanzará nunca y si el sistema fuese adiabático se debería estabilizar en unos -295 W (consumo del ventilador de la unidad de TES).

3.3.3. Problemática asociada al funcionamiento de dos ventiladores en serie

En general, y más cuando se trate de ventiladores centrífugos iguales de forma que la descarga de uno es conducida a la entrada del otro, la curva característica de la presión resultante del acoplamiento en serie de dos ventiladores es aproximadamente doble si los ventiladores son iguales (Yahya, 2008).

Tanto en este caso como en el de curvas características diferentes debe cuidarse que el punto de trabajo del acoplamiento esté por encima de cierto valor de la curva característica, ya que de no ser así, se estaría trabajando con un punto de presión y caudal inferior al que se lograría con el ventilador trabajando solo (ver figura 3.10).

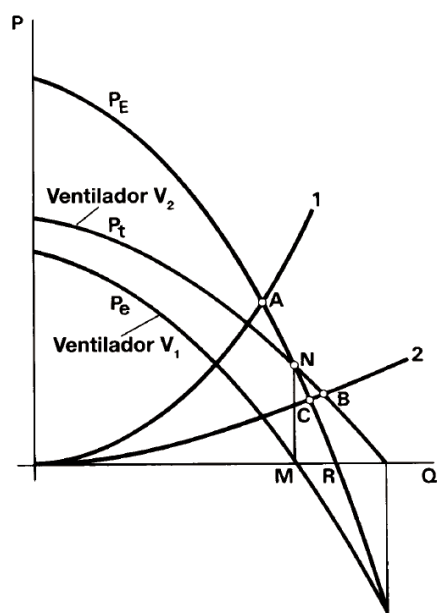


Fig. 3.10. Formación de la curva característica de ventiladores en serie (Soler y Palau)

El caudal combinado que se ha medido en el sistema experimental para todas las condiciones es mayor que cualquiera de los dos que proporcionan cada uno de los ventiladores funcionando por separado, siendo mayor el obtenido funcionando sólo el de la enfriadora que funcionando sólo el de la unidad de TES.

3.3.4. Máquina enfriadora

En la tabla 3.5 se detallan las especificaciones de la máquina refrigeradora, equipo de refrigeración aire-aire compacto RNT25 de Ciatesa.

Tabla 3.5. Detalles de funcionamiento de la máquina refrigeradora

Tipo de ventilador	Centrífugo
Caudal de refrigeración (m³/h)	1500
Presión disponible (Pa)	20
Consumo eléctrico, acometida 400 Vca (A)	7,25*
Potencia frigorífica total (kW)	6
Potencia frigorífica sensible (kW)	5
Potencia eléctrica 380 / 400 Vca (kW)	2,24
EER	2,68
*: condiciones: $T_{\text{exterior}} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{retorno}} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\%HR_{\text{retorno}} = 50 \%$	

3.3.5. Otras matizaciones

La línea base donde se estabiliza la diferencia de temperaturas (entre la entrada y la salida del aire de la unidad de TES) una vez ha concluido bien el proceso de fusión del PCM, bien el proceso de solidificación, se ve afectada tanto por las pérdidas/ganancias de calor que tienen lugar a través de las paredes de la carcasa como por los componentes activos (ventiladores) del ensayo correspondiente. Este hecho se tiene que tener en cuenta ya que también se va a evaluar la energía total intercambiada por la unidad de TES. Además, para poder comparar la energía total intercambiada en diferentes experimentos, la temperatura media del PCM al principio y al final deberá ser la misma (los mismos límites de integración).

La potencia térmica evaluada en las gráficas corresponde a \dot{Q}_{TES} (ecuación 3.4); la figura 3.11 muestra un ejemplo de diferentes líneas base para un ensayo de ciclado completo y límites de integración arbitrarios.

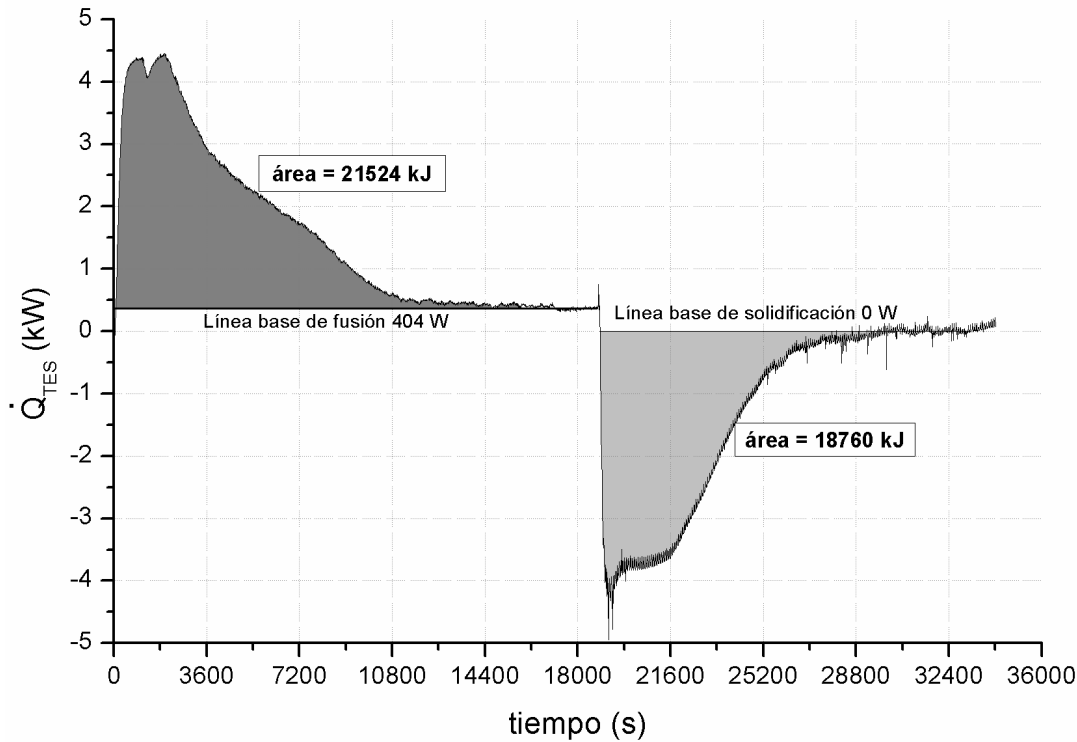


Fig. 3.11. Diferentes líneas de estabilización para un ensayo tipo

3.4. Conclusiones

Parte del trabajo experimental de esta tesis se ha centrado en la modificación, montaje y puesta en marcha de una instalación experimental para conseguir la caracterización completa del ciclado térmico del PCM (fusión y solidificación) en prototipos de intercambiadores de calor PCM-aire.

Esta caracterización de la unidad de TES es fundamental debido a que en la elaboración del modelo teórico que simule su comportamiento térmico se deberán tener en cuenta todos aquellos aspectos que aquí se han considerado relevantes de cara al análisis de la transferencia de calor (disipación del ventilador, protuberancias de las superficies de las placas, temperatura ambiente, etc.).



Son vanas y están plagadas de errores las ciencias que no han nacido del experimento, madre de toda certidumbre

Leonardo Da Vinci

4

Resultados experimentales

Con el trabajo experimental desarrollado en esta tesis se presentan los resultados del ciclado térmico de un sistema activo de intercambio de calor PCM-aire y se analiza el efecto de la temperatura del aire de entrada y del caudal volumétrico de aire en el comportamiento del equipo acumulador. Los más de 75 ciclados térmicos analizados, realizados en diferentes momentos a lo largo de los tres años de operación de la instalación, han permitido verificar hasta cierto punto la resistencia al ciclado térmico de la unidad de almacenamiento térmico. Autores como De Grassi y cols. (2006), Butala y Stritih (2009) y Lázaro y cols. (2009b) establecen que, en relación con los estudios experimentales, la evaluación del comportamiento térmico de las unidades de TES bajo aproximaciones estadísticas o ajustes matemáticos permiten obtener expresiones que se convierten en herramientas muy útiles para el diseño de estos equipos. En este sentido, los resultados experimentales recogidos han servido por un lado, para elaborar un modelo empírico y, principalmente, para validar el modelo teórico desarrollado y que servirá como instrumento de diseño para aplicaciones que utilicen esta tecnología.

4.1. Descripción de los ensayos

Se han llevado a cabo diferentes series de experimentos cuyos objetivos principales han sido:

- estudiar el efecto de la temperatura del aire de entrada a la unidad de TES tanto en la etapa de fusión (estudiado en el intervalo de 30 a 40 °C) como en la de solidificación (de 15 a 22 °C), así como el efecto del caudal de aire (estudiado en el intervalo de 675 a 1500 m³/h);
- verificar la energía total intercambiada entre el aire y el PCM para cada etapa;
- analizar el comportamiento térmico de la unidad de TES: ciclado térmico y repetitividad del proceso.

En cada uno de los experimentos se han registrado una serie de medidas:

- para la unidad de TES: temperatura del aire a la entrada y a la salida de la unidad, diferencia de temperatura del aire entre la entrada y la salida de la unidad (termopila), distribución de la temperatura del aire dentro de la unidad de TES (sensores en los canales de aire), distribución de la temperatura superficial

de las placas dentro de la unidad de TES, diferencia de presión entre la entrada y la salida de la unidad de TES (en el anexo F se describe la ubicación de las sondas de temperatura);

- para una de las placas interiores: temperatura del aire a la entrada y salida del canal de la placa, tres temperaturas superficiales y tres temperaturas del PCM. La ubicación de la placa monitorizada en la unidad de TES se muestra en la figura 4.1 y la localización de los sensores de temperatura en la placa se muestran en la figura 4.2. Las mediciones de temperatura dentro de la sustancia de cambio de fase se realizan con termopares tipo T ya que presentan la ventaja de sus pequeñas dimensiones. Debido al poco peso de estas sondas, al producirse el cambio de fase, estas serían empujadas por el sólido o el líquido y se moverían de forma descontrolada. Para evitar esto en la medida de lo posible, se introducen en el seno del PCM de la placa sujeta cada una a una varilla de madera de conductividad térmica entre 0,1 y 1,4 W/(m·K) y de 1 mm de diámetro.

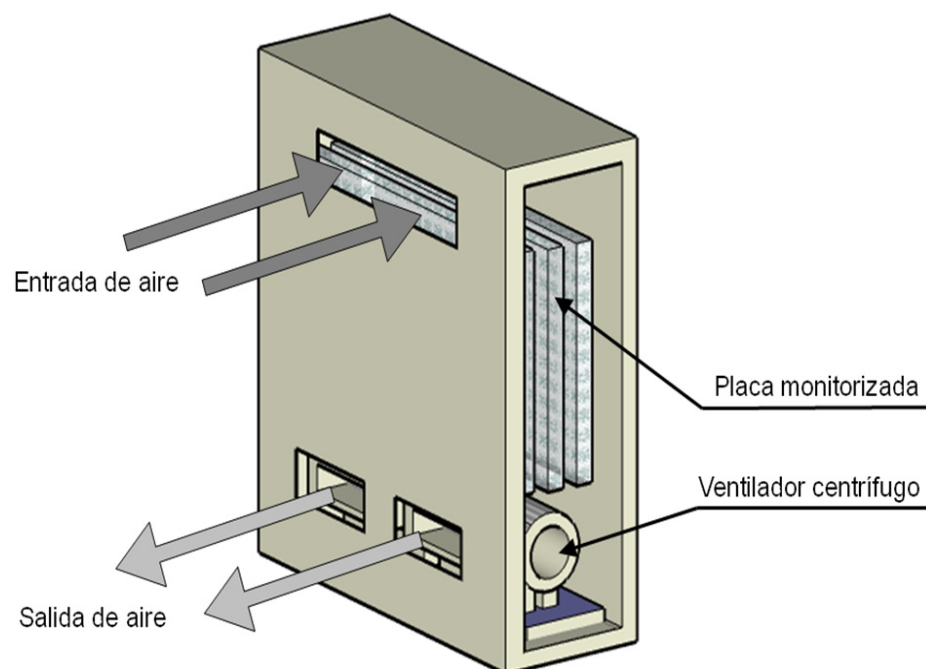


Fig. 4.1. Ubicación de la placa monitorizada en la unidad de TES

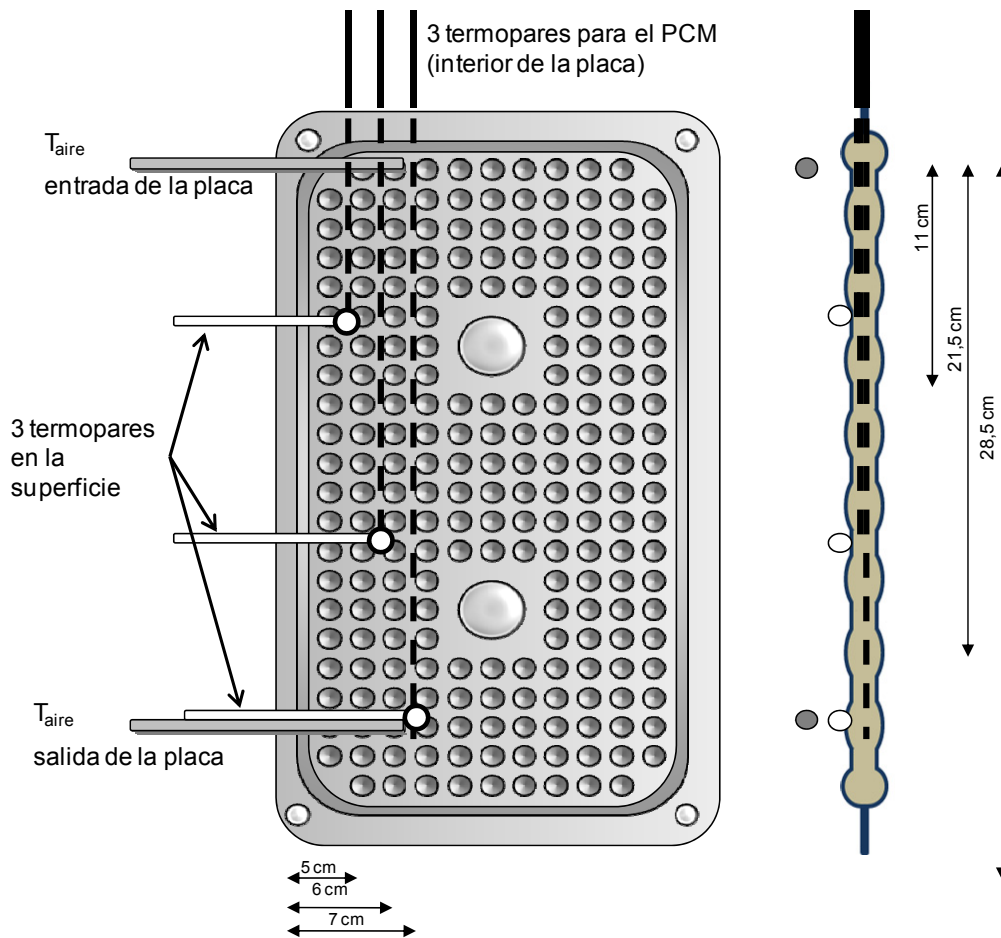


Fig. 4.2. Disposición de los sensores de temperatura en la placa monitorizada

En todos los ensayos las medidas se comienzan a registrar después de haber confirmado que las temperaturas superficiales de las placas de PCM en la unidad de TES, y que en promedio consideraremos temperatura del PCM (definida por Lázaro y cols. (2009b)), han alcanzado un valor estable.

Como ejemplo de las medidas tomadas en un experimento en las figuras 4.3 y 4.4 se muestran los resultados obtenidos en un ensayo con temperatura consigna del aire a la entrada constante, para la unidad de TES y para una única placa, respectivamente.

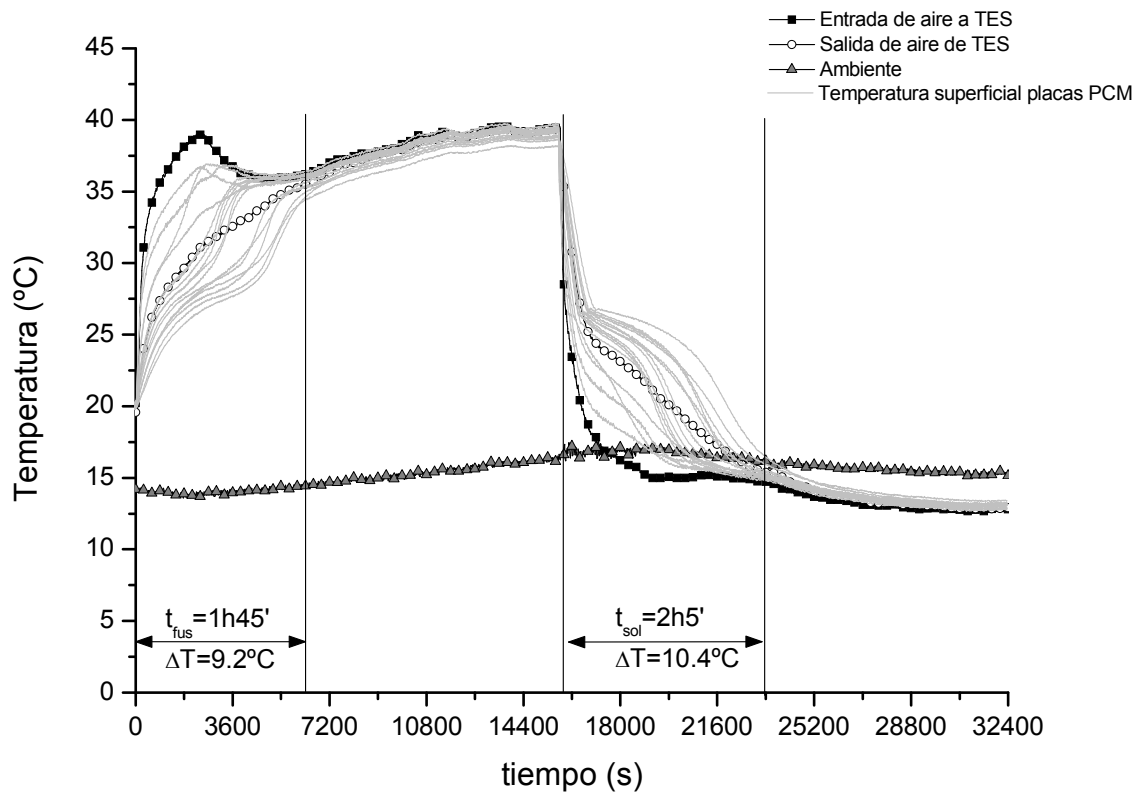


Fig. 4.3. Resultados experimentales para un ciclo completo (temperaturas del aire a la entrada y a la salida de la unidad de TES, temperatura del ambiente y distribución de temperaturas superficiales de las placas)

La figura 4.3 muestra la monitorización de la temperatura superficial de las diferentes placas. Sus correspondientes sensores de temperatura están aislados del aire (cinta adhesiva aislante térmica de caucho sintético) por lo que permiten observar el proceso del cambio de fase. La figura muestra como el PCM está totalmente fundido en menos de dos horas con una diferencia de temperaturas entre la entrada del aire y la temperatura promedio de cambio de fase del PCM (definida como el promedio de las temperaturas superficiales de las placas) y que, a partir de ahora, se denotará como $\Delta T_{\text{aire-PCM}}$, de 9,2 °C para el proceso de fusión. La etapa de solidificación dura aproximadamente unas dos horas (con un $\Delta T_{\text{aire-PCM}} = 10,4$ °C para el proceso de solidificación).

En la figura 4.4 se muestra la monitorización de una única placa. La localización de los sensores en la placa ya se ha mostrado en la figura 4.2. Se comprueba la evolución de la

temperatura del aire a la entrada y a la salida del canal de aire (denotadas como *Entrada aire placa* y *Salida aire placa* en la figura 4.4); la temperatura del PCM y de la superficie del encapsulado se ha medido en tres posiciones diferentes (denotadas como *PCM arriba*, *PCM medio* y *PCM abajo*, y *Placa arriba*, *Placa medio* y *Placa abajo*, respectivamente en la figura 4.4).

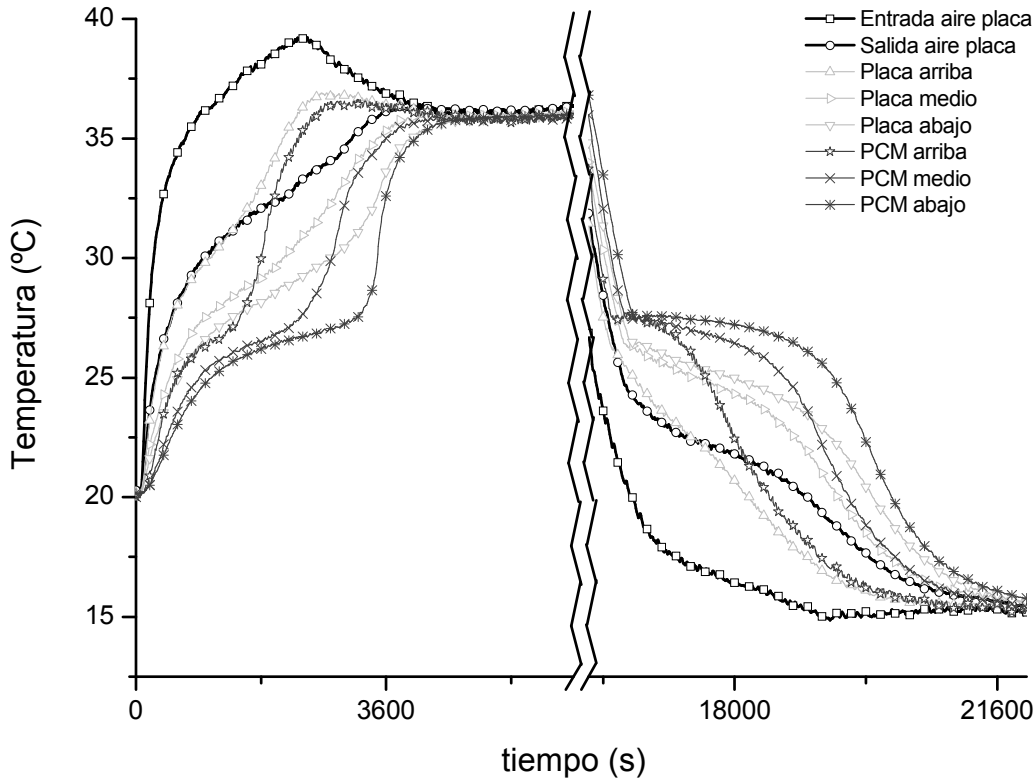


Fig. 4.4. Monitorización de la placa: resultados experimentales para un ciclo térmico completo

En esta gráfica se aprecia de forma clara el cambio de fase y la no coincidencia entre la temperatura del PCM y su correspondiente temperatura superficial de la placa. Durante el cambio de fase la diferencia de temperatura entre el PCM y la superficie del encapsulado (medidas en la misma posición por sus correspondientes sensores) puede alcanzar los 3 °C. También se observa que ambas etapas (fusión y solidificación) empiezan en la parte superior de la placa y avanzan hacia la parte inferior de la misma. Analizando estas gráficas y complementando la información con el resto de medidas, se pueden determinar parámetros como la energía total intercambiada o el tiempo empleado para alcanzar la fusión o la solidificación completa. En la figura 4.5 se calcula la energía intercambiada como el área bajo la curva de potencia (\dot{Q}_{TES}) para unos

límites de integración determinados. Para poder comparar la energía intercambiada en la etapa correspondiente entre diferentes ensayos, la integración de la curva debe ser siempre entre las mismas temperaturas promedio del PCM (definida como la media de las temperaturas de los sensores superficiales para un instante dado).

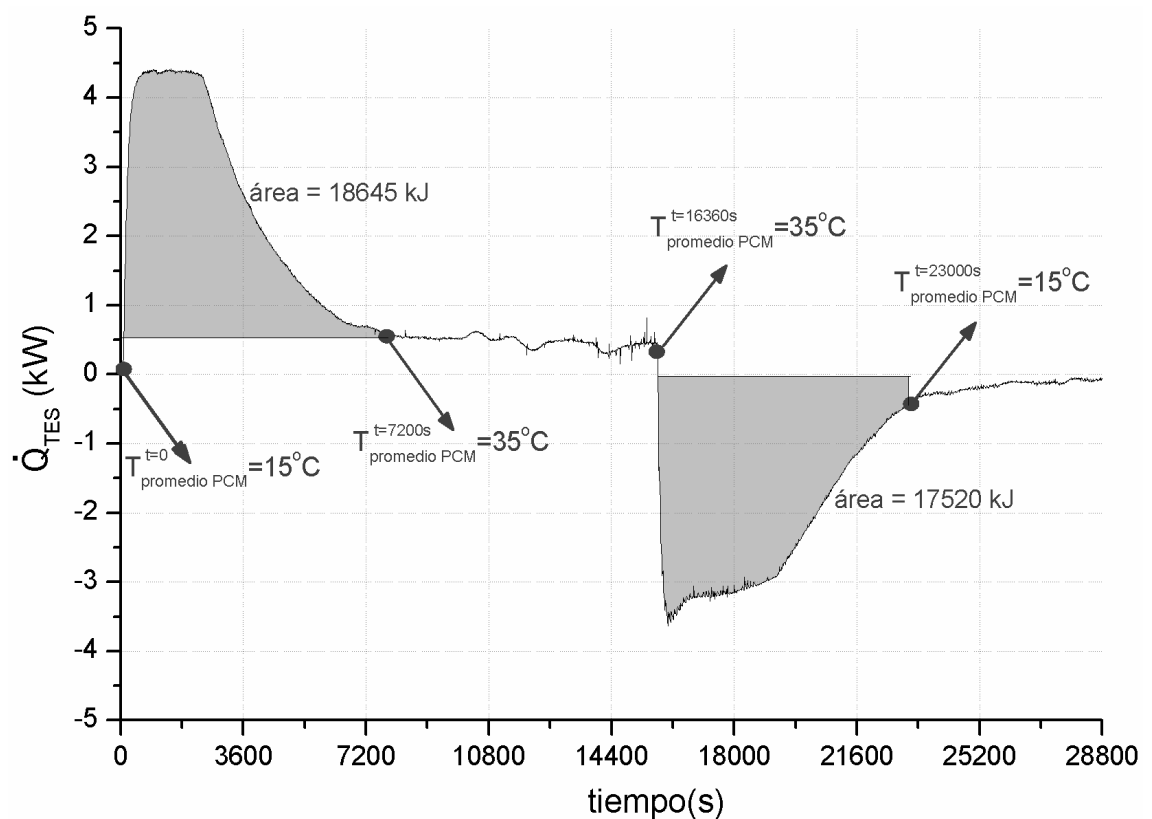


Fig. 4.5. Curva de potencia y energía total intercambiada

La pérdida de carga de la unidad de TES se ha medido para los tres diferentes modos de operación: funcionamiento sólo del ventilador de la unidad de TES, funcionamiento sólo del ventilador de la refrigeradora o funcionamiento de ambos ventiladores. La representación de estos valores se muestra en la figura 4.6: como era de esperar, se observa un incremento potencial de la pérdida de carga a medida que aumenta el caudal de aire.

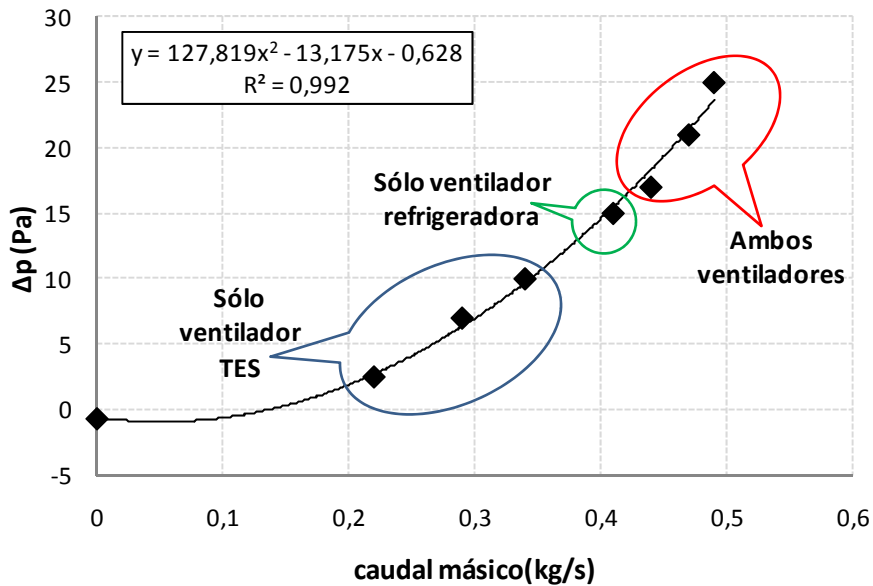


Fig. 4.6. Pérdida de carga de la unidad de TES en función del flujo másico de aire

4.2. Análisis de los resultados

En esta sección se analiza el efecto de diferentes variables en el comportamiento de la unidad de TES: la temperatura del aire a la entrada y el caudal de aire. En primer lugar se llevaron a cabo experimentos utilizando temperaturas constantes del aire a la entrada y, en segundo lugar, se realizaron ensayos de potencia constante.

4.2.1. Temperatura del aire a la entrada de la unidad de TES

Los resultados experimentales del efecto de la temperatura del aire a la entrada de la unidad de TES en la curva de potencia, se presentan a continuación en función de las dos etapas del ciclo térmico. En estos ensayos el caudal de aire utilizado se fijó en 1500 m³/h y la temperatura ambiente se mantuvo siempre entre los 21 y los 25 °C.

4.2.1.1. Temperatura del aire a la entrada de la unidad de TES, etapa de fusión

A medida que esta temperatura aumenta, la meseta de alta potencia se extiende (se considera meseta hasta que se produce un cambio brusco en la pendiente de la curva de potencia). La pendiente de descenso se hace también más pronunciada, lo que implica menores periodos de tiempo para alcanzar la fusión completa. Esto demuestra la capacidad autoreguladora del PCM: el sistema es capaz de absorber la máxima potencia

durante mayor tiempo a medida que la temperatura de entrada aumenta. Si la temperatura del aire de entrada desciende, la absorción de energía térmica también disminuye, la meseta de alta potencia se acorta en el tiempo y el tiempo empleado para alcanzar la fusión completa se incrementa.

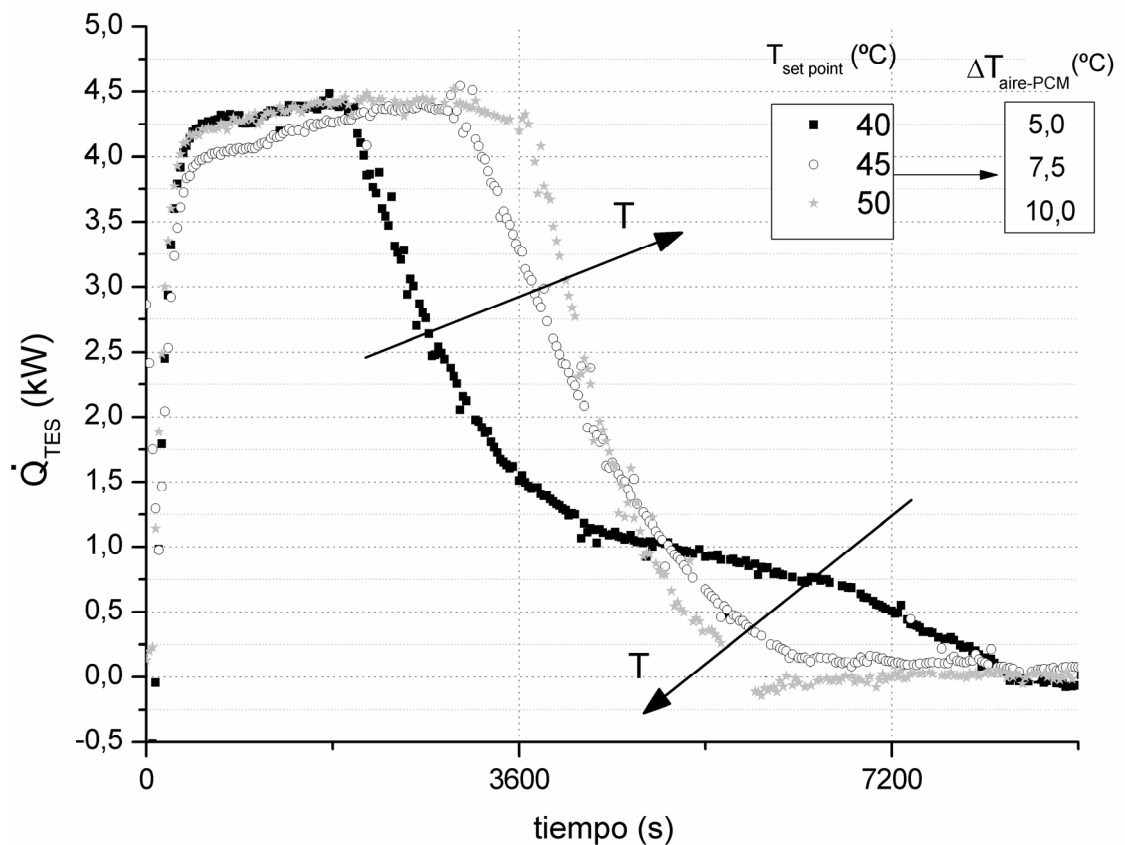


Fig. 4.7. Efecto de la temperatura del aire a la entrada en las curvas de potencia de la etapa de fusión

En la figura 4.7 se observa que la máxima potencia térmica para cualquiera de los tres experimentos mostrados es prácticamente la misma, encontrándose entre los 4,25 y los 4,5 kW.

Con un $\Delta T_{aire-PCM}$ de 5 °C, la meseta de alta potencia dura aproximadamente unos 30 minutos. Si se multiplica ese $\Delta T_{aire-PCM}$ por un factor de 1,5, se incrementa la duración de la meseta en 15 minutos (es decir, 1,5 veces la duración de la primera meseta). Duplicar esa diferencia de temperatura desde 5 °C hasta 10 °C significa también doblar la duración de la meseta desde 30 minutos hasta 1 hora. Por lo tanto se deduce que,

dentro de las condiciones de trabajo de los ensayos, la ley de incremento del intervalo temporal respecto al salto térmico es la mostrada en la ecuación 4.1:

$$\Delta t \approx 6 \frac{\text{min}}{\text{K}} \cdot \Delta T \quad \text{Ec. 4.1}$$

es decir, un aumento de 1 °C en la $\Delta T_{\text{aire-PCM}}$ conlleva un incremento de 6 minutos en la duración de la meseta de alta potencia.

4.2.1.2. Temperatura del aire a la entrada de la unidad de TES, etapa de solidificación

Si se produce un descenso de la temperatura de entrada, la meseta de alta potencia se extiende. Tal y como se aprecia en la figura 4.8, la pendiente de la reducción de potencia es más suave a medida que la temperatura de entrada aumenta. La potencia máxima en solidificación se encuentra alrededor de los 3,5 kW. Un $\Delta T_{\text{aire-PCM}}$ de 11 °C implica una duración de la meseta de alta potencia (que en esta etapa no es tan nítida como en la de fusión) de unos 95 minutos. Un primer descenso en este $\Delta T_{\text{aire-PCM}}$ de unos 0,5 °C implica que la duración de la meseta se acorte unos 20 minutos. Una segunda reducción de 1 °C la acorta en otros 30 minutos. Cuando esta diferencia de temperaturas es de sólo 8 °C, la duración de la meseta es de únicamente 10 minutos. Por lo tanto se deduce que, dentro de las condiciones de trabajo de los ensayos, la ley de reducción del intervalo temporal respecto al salto térmico es la mostrada en la ecuación 4.2:

$$\Delta t \approx 25 \frac{\text{min}}{\text{K}} \cdot \Delta T \quad \text{Ec. 4.2}$$

es decir, una reducción de 1 °C en la $\Delta T_{\text{aire-PCM}}$ significa una reducción promedio de 25 minutos en la duración de la meseta.

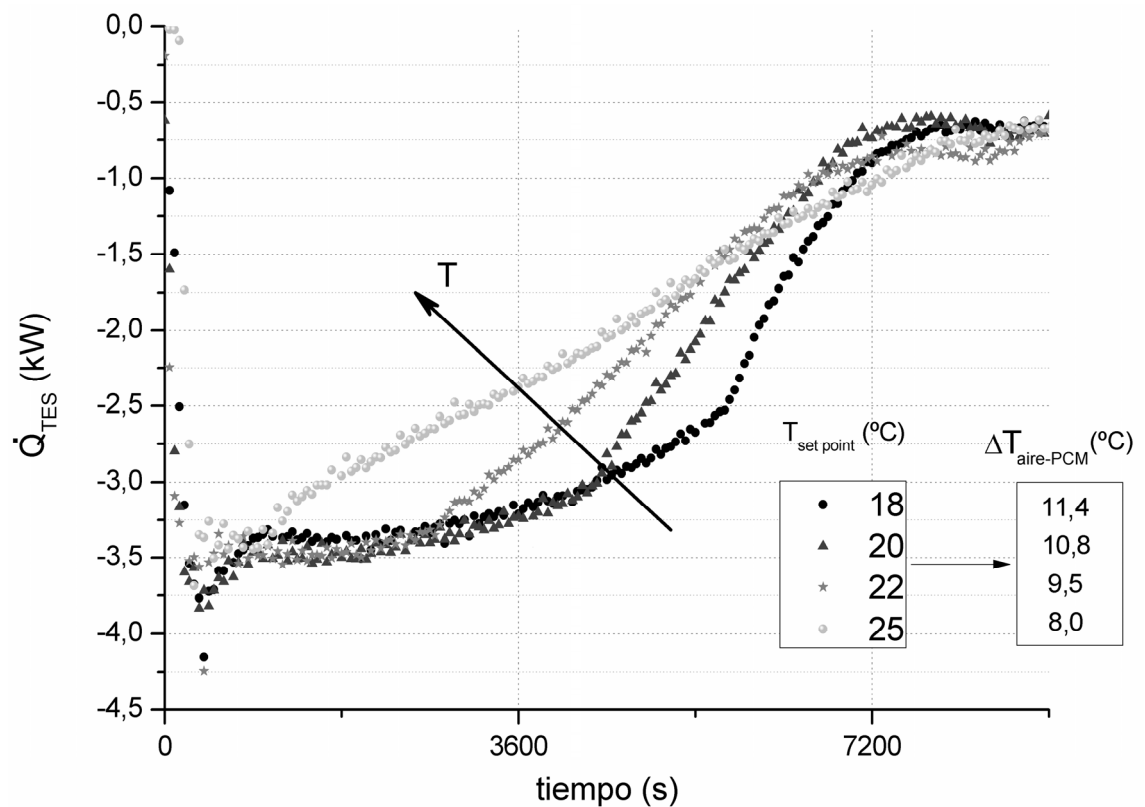


Fig. 4.8. Efecto de la temperatura del aire a la entrada en las curvas de potencia de solidificación

4.2.2. Caudal de aire

Todos los experimentos que se muestran en la figura 4.9 se han llevado a cabo con la misma temperatura consigna para el aire de entrada (50 °C en la fusión y 18 °C en la etapa de solidificación).

La comparación entre los siete caudales de aire diferentes se tiene que hacer con cierta prudencia debido a que, para conseguir esos caudales, la instalación experimental trabaja con tres modos de operación diferentes (funcionando sólo el ventilador de la unidad de TES, funcionando sólo el ventilador de la máquina enfriadora o trabajando ambos a la vez) y también con las tres velocidades del ventilador de la unidad de TES (que a su vez están asociadas a diferentes consumos eléctricos, pero que al no diferir estos en más de 35 W permiten la comparación directa de las diferentes curvas de potencia con errores inferiores al 1 %).

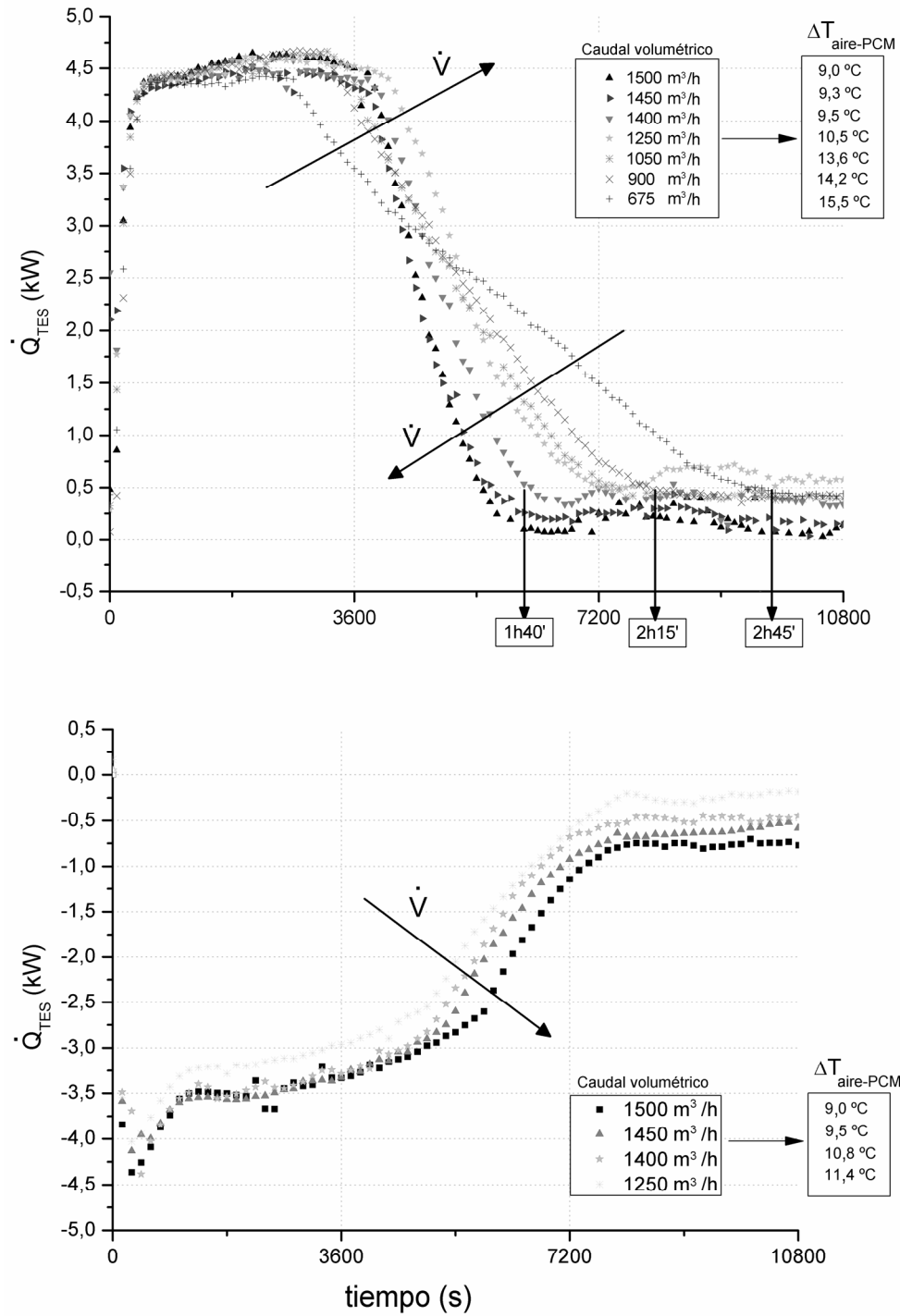


Fig. 4.9. Curvas de potencia obtenidas para los siete caudales de aire disponibles en fusión (arriba) y para los cuatro caudales disponibles en solidificación (abajo)

En la parte superior de la figura 4.9 se observa la evolución de las curvas de potencia de fusión en función del caudal de aire. A medida que el caudal de aire disminuye, la duración de la meseta de alta potencia se reduce y el tiempo hasta alcanzar la fusión

completa aumenta. En esta etapa de fusión, con los caudales de aire más bajos la curva de potencia cambia su forma ya que la resistencia dominante en el proceso de transferencia de calor (entre el PCM y el aire que circula entre las placas) se encuentra en el lado del aire (convección). Dentro de las condiciones de trabajo de la instalación, un aumento de 100 m³/h en el caudal de aire significa una reducción de 0,7 °C en la $\Delta T_{aire-PCM}$, lo que conlleva por un lado un aumento de 3,75 minutos en la duración de la meseta y, por otro, una reducción de 8 minutos en el tiempo invertido en alcanzar la fusión completa. De estas observaciones se deducen las leyes de incremento del intervalo temporal (en la duración de la meseta) respecto al caudal, mostrada en la ecuación 4.3:

$$\Delta t \approx 0,0375 \frac{\text{min}}{\text{m}^3/\text{h}} \cdot \dot{V} \quad \text{Ec. 4.3}$$

y de incremento del intervalo temporal (en el tiempo en alcanzar la fusión completa) , mostrada en la ecuación 4.4:

$$\Delta t \approx 0,08 \frac{\text{min}}{\text{m}^3/\text{h}} \cdot \dot{V} \quad \text{Ec.4.4}$$

En la etapa de solidificación únicamente se pueden ensayar cuatro caudales de aire ya que la máquina enfriadora tiene que estar funcionando en todo momento para enfriar el PCM, lo que limita las posibles combinaciones de funcionamiento de los ventiladores. De la figura 4.9 (abajo) se distingue que al principio de la etapa tiene lugar un pico de potencia probablemente debido al encendido de la refrigeradora. A pesar de que no se aprecia una diferencia significativa en los tiempos para solidificación completa, existe una influencia del caudal de aire en la duración de la meseta de alta potencia: cuanto más bajo es el caudal de aire, más corta es la meseta. En esta etapa, un incremento de 50 a 75 m³/h en el caudal de aire significa un aumento de 6 a 7 minutos en la duración de la meseta de alta potencia y, también, un aumento de la potencia media durante esa meseta de unos 70 a 80 vatios. De estas observaciones se deducen las leyes de incremento del intervalo temporal respecto al caudal, mostrada en la ecuación 4.5:

$$\Delta t \approx 0,1 \frac{\text{min}}{\text{m}^3/\text{h}} \cdot \dot{V} \quad \text{Ec. 4.5}$$

y de incremento de potencia media, mostrada en la ecuación 4.6:

$$\Delta \dot{Q}_{TES} \approx 1,25 \frac{\text{W}}{\text{m}^3/\text{h}} \cdot \dot{V} \quad \text{Ec. 4.6}$$

4.2.3. Repetitividad del proceso y resistencia al ciclado

Se analizaron una serie de experimentos con la misma temperatura consigna de entrada del aire y el mismo caudal de aire. En la figura 4.10 se muestra la temperatura inicial promedio del PCM en la unidad de TES y la energía total intercambiada para cada uno de los ensayos en la etapa de fusión.

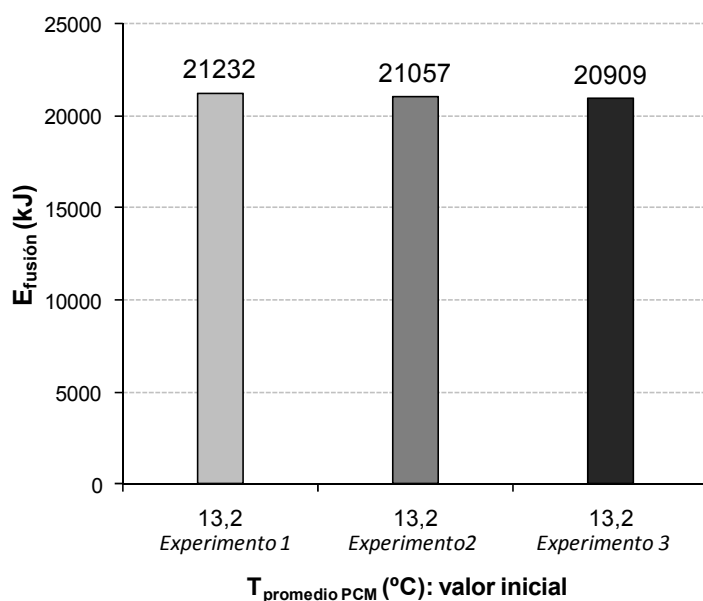


Fig. 4.10. Resultados globales para tres experimentos (funcionando el ventilador de la unidad de TES a baja velocidad y el ventilador de la refrigeradora)

Para cada uno de estos tres experimentos de la figura 4.10, la temperatura promedio del PCM al final de la fusión y utilizada como límite de integración era de 37 °C. Observando los resultados se puede afirmar que el proceso es repetitivo para las mismas condiciones de trabajo (temperatura ambiente, temperatura promedio del PCM en el instante inicial, temperatura promedio del PCM finalizada la fusión y temperatura de consigna), que la unidad de TES es capaz de aportar la misma energía total (diferencias inferiores al 1,5 % entre los diferentes ensayos) y, además, que no se produce degradación de las propiedades del PCM ni de las prestaciones del equipo (el primero de estos tres ensayos se realizó casi un año antes que el tercero).

El prototipo ha estado operativo durante tres años, trabajando tanto en ensayos controlados de ciclado térmico como en ciclado natural (sin control). Los datos que se han presentado corresponden a una selección de 75 experimentos escogidos en

diferentes momentos a lo largo de esos tres años, por lo que la resistencia de la unidad de TES al ciclado térmico ha sido verificada hasta cierto punto (aunque no se puede asegurar una estabilidad térmica de 20 a 30 años comparable a la de un edificio).

4.2.4. Potencia frigorífica

Se ha realizado una serie de experimentos a potencia constante para comprobar la influencia de la potencia de refrigeración de la máquina enfriadora en la meseta de temperatura del aire a la salida de la unidad de TES. Debido a que la enfriadora tiene una potencia de refrigeración fija, para conseguir diferentes valores de ésta hay que regular su funcionamiento junto a las resistencias eléctricas. En la figura 4.11 se observa que a mayor potencia refrigeradora (que se expresa como un porcentaje de la capacidad total de la máquina enfriadora), más baja es la temperatura de la meseta correspondiente. En la ecuación 4.7 se muestra el polinomio de segundo grado que ajusta la relación entre los tiempos de solidificación completa y la potencia de refrigeración.

$$t_{sol}(\text{s}) = 22369 - 338,32 \cdot \dot{Q}_{ref}(\%) + 1,6494 \cdot \dot{Q}_{ref}(\%)^2; (R^2=0,9987) \quad \text{Ec. 4.7}$$

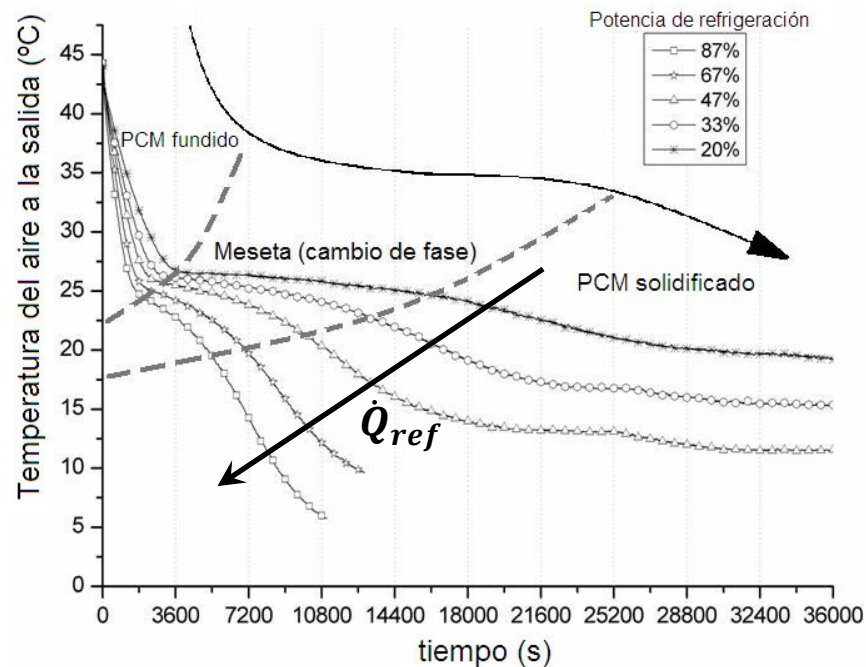


Fig. 4.11. Evolución de la temperatura del aire a la salida de la unidad de TES para cinco experimentos con diferentes potencias de refrigeración constante (etapa de solidificación)

De los resultados experimentales obtenidos se concluye que la solidificación del PCM de la unidad de TES es posible incluso a bajas potencias de refrigeración, aunque obviamente el tiempo necesario hasta alcanzar la solidificación completa se alarga a medida que se reduce esa potencia.

Si se realiza el análisis que llevaron a cabo Lázaro y cols. (2009a), la evaluación de los resultados conduce a una relación lineal (ecuación 4.8) entre la temperatura promedio para cada meseta y la potencia de refrigeración correspondiente (ver figura 4.12), tal y como observaron los citados autores para potencias de calefacción.

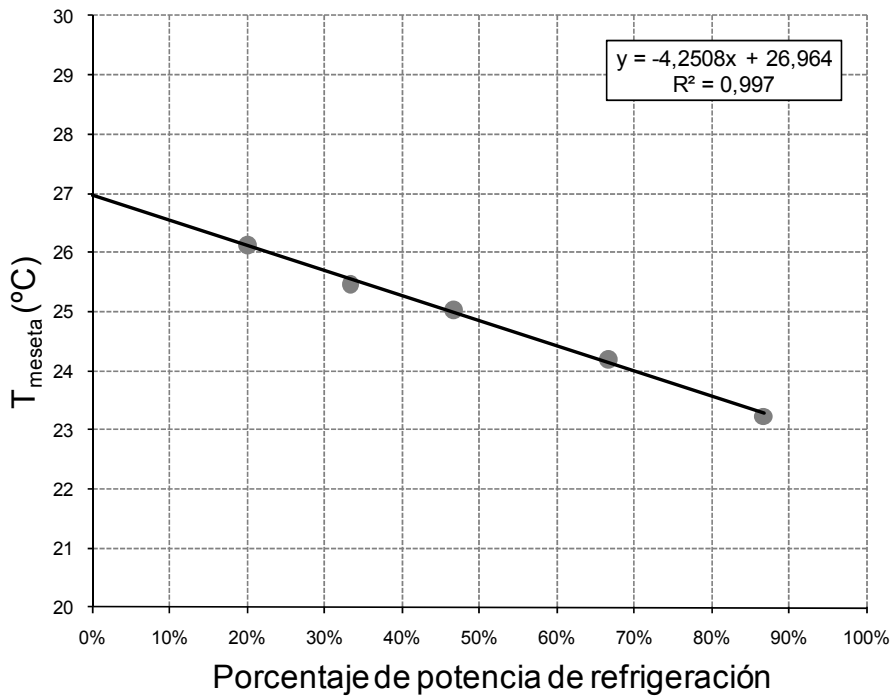


Fig. 4.12. Temperatura del aire promedio de la meseta en función de la potencia de refrigeración

$$T_{meseta} (\text{°C}) = 26,964 - 4,2508 \cdot \dot{Q}_{ref}(\%) \quad \text{Ec. 4.8}$$

De la figura 4.12 se observa que el cruce de la recta de ajuste con el eje de ordenadas corresponde a la temperatura de cambio de fase promedio del PCM utilizado en la unidad de TES. La ecuación obtenida es una expresión útil para diseño bajo ciertas condiciones (propiedades del PCM, geometría del intercambiador) ya que, por ejemplo, permite determinar la temperatura de cambio de fase del PCM adecuada en función de

la temperatura que se quiera mantener en una sala y de la potencia térmica que se quiera combatir.

4.2.5. Rango de validez

Se ha establecido el rango de validez experimental para una serie de relaciones que caracterizan el proceso de intercambio de calor de la unidad de TES. En concreto se han determinado el rango de valores de:

- Re , el número de Reynolds establece la razón entre las fuerzas inerciales y las viscosas, definido como $Re = \rho \cdot v \cdot D_h / \mu$, donde $D_h = 4 \cdot A / P$;
- NTU , es el número de unidades de transferencia que permite calcular la velocidad de la transferencia de calor en el intercambiador;
- Bi , relaciona la transferencia de calor por conducción dentro de un cuerpo y la transferencia de calor por convección en la superficie de dicho cuerpo;
- λ_{eff}/λ , cuantifica el efecto de la convección natural en el seno de la placa de PCM. A medida que esta relación supera la unidad el efecto de la convección natural es más apreciable. Su cálculo se detalla en el apartado 5.3.2.3.

En la tabla 4.1 se recogen estos intervalos de validez y se detallan, además, los valores de las rampas de temperatura del aire a la entrada utilizados en la experimentación ($^{\circ}\text{C}/\text{min}$).

Tabla 4.1. Rango de validez experimental

Re		NTU		Bi		λ_{eff}/λ		Rampa ($^{\circ}\text{C}/\text{min}$)	
917	2577	0,013	0,039	0,088	0,875	1,00	1,74	0,05	0,25

Estos rangos de validez son necesarios para el posterior diseño de nuevas unidades de TES ya que permiten establecer el grado de semejanza entre el modelo (equipo experimental ensayado) y los nuevos prototipos (unidades que se proponen con el diseño).

4.3. Modelo empírico

También se ha verificado que la relación entre la temperatura del aire a la entrada, la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida, y la temperatura superficial promedio de las placas de PCM dentro de la unidad de TES, está contenida en un plano (ver figura 4.13). Esta relación se cumple tanto para los ensayos de temperatura constante como para los ensayos de potencia constante o para los experimentos de ciclos térmicos completos.

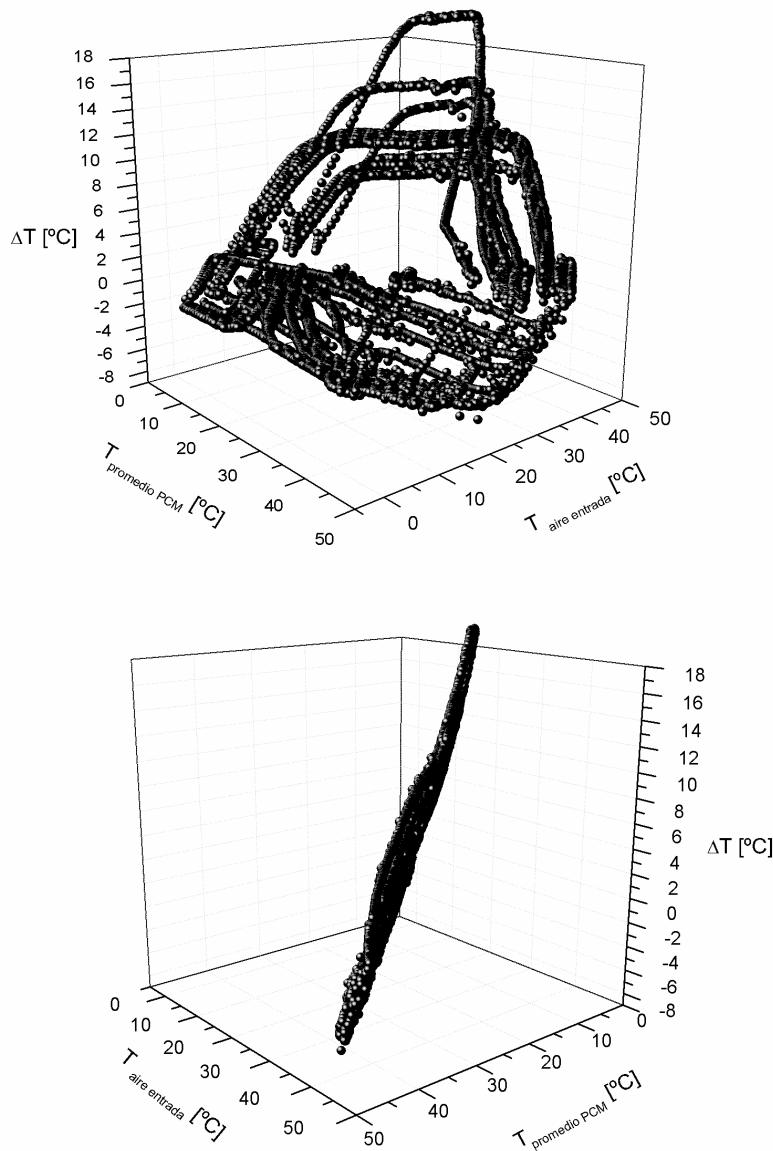


Fig. 4.13. Temperaturas del aire a la entrada, temperaturas superficiales promedio y diferencias de temperatura entre la entrada y la salida para una serie de experimentos (ciclos completos)

Una vez recopilados todos los resultados experimentales de los ensayos de los ciclados térmicos y de las series de experimentos de temperatura constante y potencia constante, se ha obtenido la ecuación del plano que los contiene (ecuación 4.9):

$$\Delta T = -0,36931 - 1,14219 \cdot T_{\text{promedio PCM}} (\text{°C}) + 1,16624 \cdot T_{\text{aire, ent}} (\text{°C}); (R^2=0,97856) \text{ Ec. 4.9}$$

Este análisis se ha realizado considerando ensayos con diferentes valores de temperatura a la entrada, diferentes valores de potencia de refrigeración y para todos los caudales de aire posibles de la instalación.

Esta expresión (ecuación 4.9) se ha incorporado al modelo desarrollado por Lázaro y cols. (2009a) utilizado para estudiar la viabilidad técnica de la aplicación de interés. Para utilizar dicho modelo se requiere, además, conocer la evolución de la energía almacenada para poder obtener la temperatura promedio de las superficies de las placas en cada momento, tal y como se muestra en la figura 4.14.

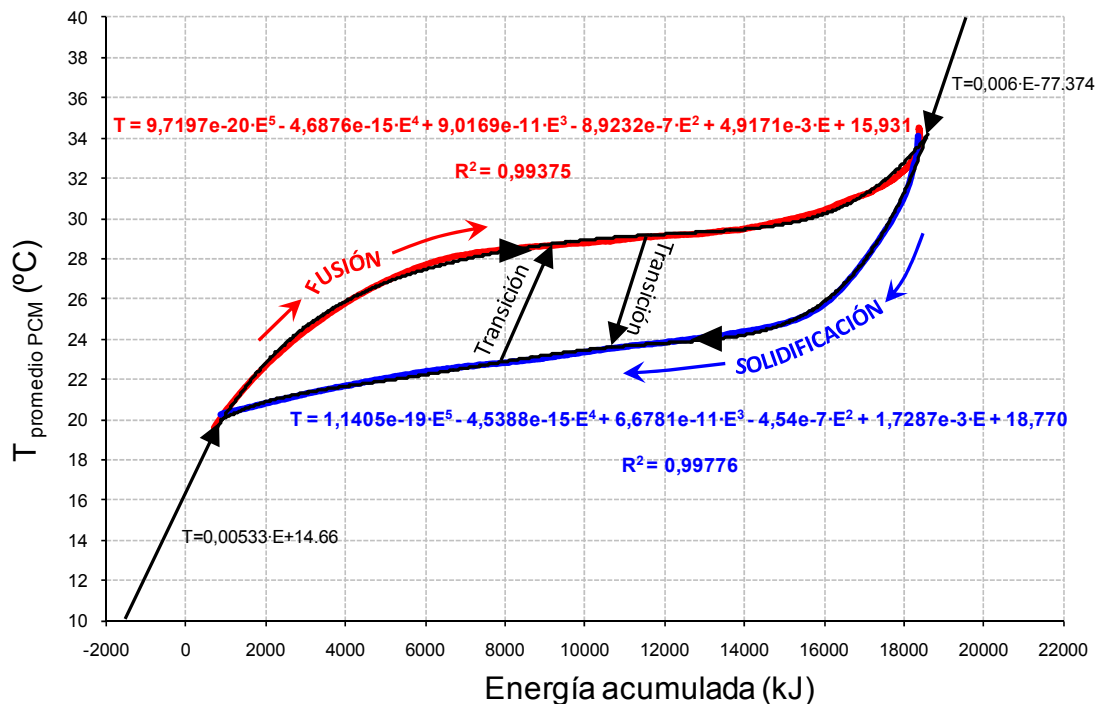


Fig. 4.14. Energía térmica almacenada frente a la temperatura superficial promedio para un ciclo completo; resultados experimentales y funciones de ajuste para cada etapa

En esta figura se puede observar el fenómeno de histéresis que sucede cuando se completa un ciclo térmico. A la histéresis detectada contribuyen al menos tres aspectos: a) el propio PCM, b) la medida de temperatura en la superficie de la placa en lugar de en el mismo PCM y la influencia de la temperatura del aire en la longitud del cable del sensor de temperatura y c) el promedio de temperaturas para establecer la $T_{\text{promedio PCM}}$. La contribución a la histéresis de la unidad de TES (~ 6 °C) se puede cuantificar en un 15 % debida al propio PCM ($\sim 0,8$ °C), un 50 % por las medidas en superficie (~ 3 °C) y un 35 % debido al promedio de temperaturas y a otras posibles fuentes (~ 2 °C).

Simular el comportamiento del ciclo por medio del modelo empírico empleando únicamente las curvas de fusión y solidificación sólo es posible si no existe fusión o solidificación parcial. Cuando se pasa de calentar a refrigerar, o viceversa, dentro del cambio de fase, la discontinuidad asociada al cambio de curva (de la de solidificación a la de fusión, o viceversa) se tiene que resolver utilizando alguna función de transición. Según Bony y Citherlet (2007), durante un proceso de calentamiento o de enfriamiento dentro de la zona de cambio de fase, la pendiente de la recta de transición es la misma que la pendiente de la fase sólida (en la figura, estado sólido, zona izquierda fuera del ciclo) o la misma que la pendiente de la fase líquida (en la figura, estado líquido, zona derecha fuera del ciclo), respectivamente. Las funciones de transición empleadas se muestran en la misma figura 4.14.

Como parte de la presente tesis, el modelo empírico se ha implementado en un módulo de cálculo de Trnsys (creando un *type* en lenguaje Fortran) de forma que se pueda incorporar como otro equipo más en el sistema de estudio de interés (ver anexo D).

A modo de ejemplo se muestran a continuación los resultados obtenidos con este *type* funcionando el equipo de TES como sistema de refrigeración gratuita. En el ejemplo se ha seleccionado un día caluroso de julio en Sevilla. En la figura 4.15 se muestran las curvas de temperatura del aire a la entrada de la unidad de TES (temperatura ambiente de la localidad), la temperatura del aire a la salida de la unidad y la potencia térmica aportada por la misma.

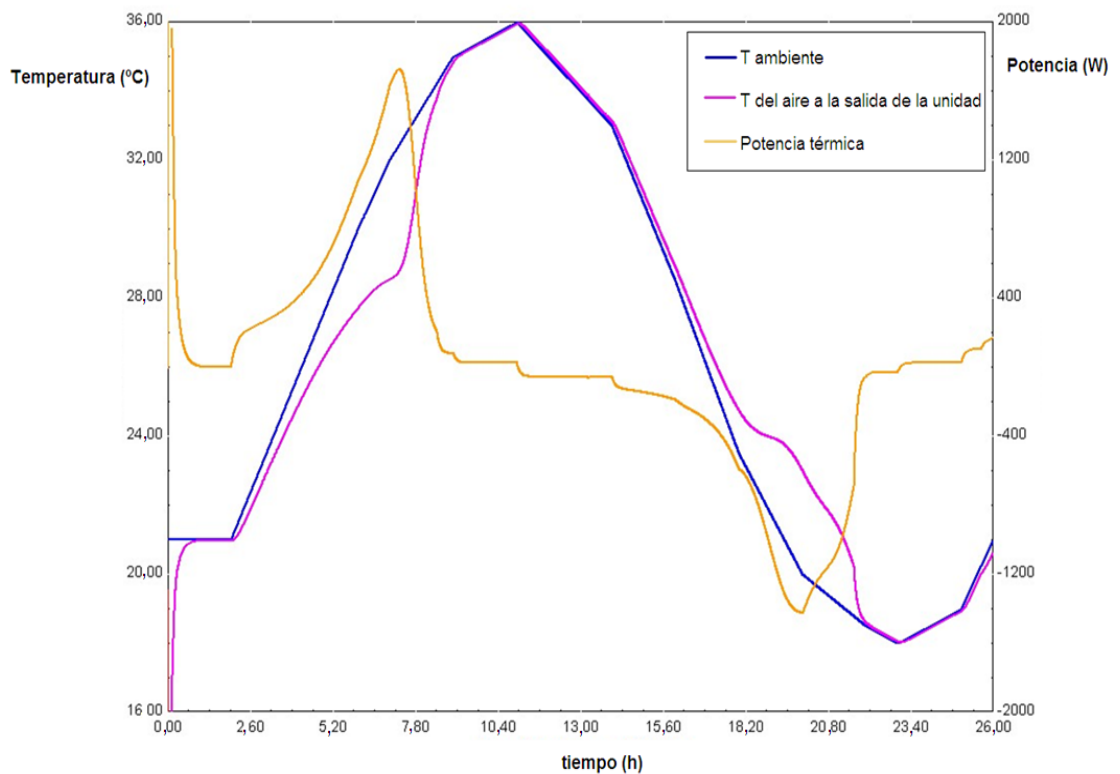


Fig. 4.15. Ejemplo de resultados de aplicación del modelo empírico

En este ejemplo se observa que tanto la fusión como la solidificación del PCM son completas. Las simulaciones realizadas con este modelo empírico son muy rápidas permitiendo obtener información útil para el pre-diseño de forma casi instantánea: en este caso se observa que aunque la unidad no está bien dimensionada para suavizar el pico de temperatura, ya se obtienen notables diferencias de temperatura de hasta 4 °C. Un diseño adecuado se puede realizar bien utilizando el modelo empírico y proponiendo un diseño modular en el que se mantienen fijos una serie de parámetros de la unidad, o bien en base a simulaciones numéricas desarrollando un modelo teórico que emule el comportamiento del sistema acumulador y que además permita modificar aquellos parámetros. Esta segunda vía es la que se desarrolla en los siguientes capítulos del presente trabajo.

4.4. Conclusiones

Se ha medido y analizado el comportamiento térmico de un intercambiador de calor PCM-aire, caracterizando el ciclado térmico completo.

Gracias a las modificaciones que se han llevado a cabo en una instalación experimental diseñada para estudiar este tipo de intercambiadores, se ha comprobado también la capacidad de la máquina refrigeradora para solidificar completamente el PCM de la unidad de TES. Para diferencias de temperatura de 8 °C entre el aire a la entrada y la temperatura promedio de cambio de fase del PCM, y caudales de aire en el rango de 0,4 a 0,5 kg/s, el tiempo necesario para alcanzar la solidificación completa es menor de tres horas en cualquiera de los 75 ensayos presentados. La unidad de TES ha sido sometida a un ciclado térmico continuo y el sistema ha mostrado un comportamiento repetitivo; cuando se han llevado a cabo experimentos bajo condiciones de trabajo similares se ha obtenido el mismo comportamiento térmico de la unidad de TES: no se ha detectado degradación en las propiedades del PCM. Se han obtenido curvas de potencia experimentales para diferentes temperaturas consigna del aire a la entrada de la unidad (temperatura constante) y para diferentes potencias de refrigeración. La pérdida de carga de la unidad de TES se ha caracterizado para los siete caudales de aire disponibles (de 675 a 1500 m³/h) encontrándose en el intervalo de 5 a 25 Pa.

Las reglas empíricas obtenidas son:

- Temperatura del aire a la entrada de la unidad de TES en la etapa de fusión. La ley de incremento del intervalo temporal respecto al salto térmico es:

$$\Delta t \approx 6 \frac{\text{min}}{\text{K}} \cdot \Delta T$$

es decir, un aumento de 1 °C en la $\Delta T_{\text{aire-PCM}}$ conlleva un incremento de 6 minutos en la duración de la meseta de alta potencia.

- Temperatura del aire a la entrada de la unidad de TES en la etapa de solidificación. La ley de reducción del intervalo temporal respecto al salto térmico es:

$$\Delta t \approx 25 \frac{\text{min}}{\text{K}} \cdot \Delta T$$

es decir, una reducción de 1 °C en la $\Delta T_{aire-PCM}$ significa una reducción promedio de 25 minutos en la duración de la meseta.

- Caudal de aire en la etapa de fusión. Se han deducido las leyes de incremento del intervalo temporal (en la duración de la meseta) respecto al caudal:

$$\Delta t \approx 0,0375 \frac{\text{min}}{\text{m}^3/\text{h}} \cdot \dot{V}$$

y de incremento del intervalo temporal (en el tiempo en alcanzar la fusión completa):

$$\Delta t \approx 0,08 \frac{\text{min}}{\text{m}^3/\text{h}} \cdot \dot{V}$$

En la etapa de solidificación se han obtenido las leyes de incremento del intervalo temporal respecto al caudal:

$$\Delta t \approx 0,1 \frac{\text{min}}{\text{m}^3/\text{h}} \cdot \dot{V}$$

y de incremento de potencia media:

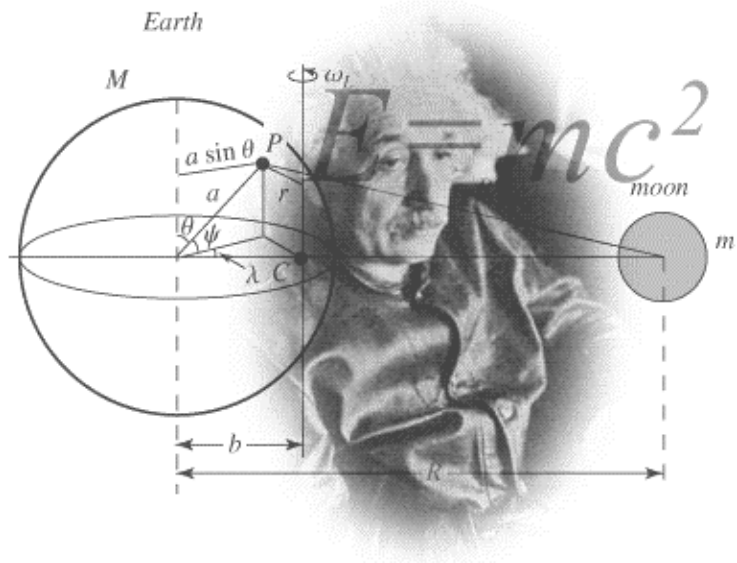
$$\Delta \dot{Q}_{TES} \approx 1,25 \frac{\text{W}}{\text{m}^3/\text{h}} \cdot \dot{V}$$

Se ha determinado el rango de validez experimental por medio de los valores de Re , Bi , NTU y el ratio λ_{eff}/λ , lo que permitirá establecer el grado de semejanza modelo-prototipo en los diseños que se propongan de este tipo de unidades de TES.

Al igual que verificaron Lázaro y cols. (2009a), el análisis de los resultados muestra que para cualquiera de los caudales de aire ensayados, la relación existente entre la temperatura del aire a la entrada, la diferencia de temperatura entre el aire a la entrada y a la salida de la unidad de TES, y la temperatura promedio superficial de las placas dentro de la unidad de TES, está contenida en un plano. Esta relación se cumple tanto para los ensayos de temperatura constante, para los ensayos de potencia constante, como para los ciclados térmicos completos, y se puede incorporar al modelo empírico elaborado en esta tesis. De la evolución de la energía como función de la temperatura promedio del PCM se observa que el fenómeno de histéresis tiene lugar. Este hecho,

junto a las transiciones que suceden cuando se cambia de calentamiento a enfriamiento durante el cambio de fase (o viceversa), se ha tenido en cuenta en el modelo empírico elaborado.

El modelo empírico aquí elaborado, incluidas las transiciones, se ha implementado como un modelo de cálculo en la plataforma de simulación dinámica Trnsys, de forma que se puede integrar como un nuevo *type* de intercambiador de calor PCM-aire en la simulación de sistemas más complejos.



¡Cómo es posible que la matemática, un producto del pensamiento humano independiente de la experiencia, se adapte tan admirablemente a los objetos de la realidad!

Albert Einstein

5

Modelado teórico del intercambio de calor PCM-aire

En el presente capítulo se muestra el modelo teórico desarrollado en esta tesis para llevar a cabo la simulación computacional del comportamiento térmico de un intercambiador de calor PCM-aire. Dicho modelo se ha validado con los resultados experimentales que se han obtenido de un prototipo real de intercambiador en la instalación construida a tal efecto.

En este trabajo se considera la ecuación de la energía en términos de entalpía pues permite aplicar la ecuación gobernante en cualquier fase, determinar la temperatura en cada punto y, por tanto, evaluar el valor de las propiedades termofísicas.

5.1. Desarrollo de un modelo teórico para simular la transferencia de calor de una placa de PCM en un canal de aire

En esta sección se describe la metodología seguida para selección del modelo teórico más adecuado.

5.1.1. Cuatro enfoques para afrontar el problema

Antes de poder estudiar el sistema completo, se ha caracterizado la placa numéricamente por medio de varios modelos teóricos de análisis: un modelo analítico discretizado, dos modelos en diferencias finitas y a través del CFD Ansys-Fluent. Lo que se pretende es estudiar la evolución con el tiempo de algunas propiedades de la placa de PCM (temperatura, fracción líquida) cuando se coloca en una corriente de aire (condición de contorno: convección forzada) en el proceso de fusión con el objetivo de seleccionar el modelo teórico más adecuado. En el anexo A se aporta información más detallada sobre el desarrollo de estos modelos.

Se han desarrollado cuatro modelos teóricos para simular el comportamiento térmico del PCM macroencapsulado en forma de placa expuesto a una corriente de aire. Cada uno de estos modelos tiene en cuenta diferentes hipótesis:

- Modelo semi-analítico discretizado: es el modelo más sencillo y parte de la base de que la temperatura del aire es prácticamente uniforme al circular a través del sistema de placas.
- Modelo 1D en diferencias finitas, formulación implícita: en este modelo, se considera que la transferencia de calor en el propio PCM sólo es debida a la conducción y que únicamente tiene lugar en la dirección normal al flujo de aire, modificando la temperatura del aire al pasar entre las placas.

- Modelo 2D en diferencias finitas, formulación implícita: con este modelo se analiza la transferencia de calor en las direcciones normal y perpendicular al flujo de aire.
- Modelo fluidodinámico: en este caso se utiliza el programa CFD Ansys-Fluent que permite resolver de forma acoplada todas las ecuaciones de conservación (masa, energía y momento) y tener en cuenta directamente efectos como la convección natural en el propio PCM.

Se puede encontrar información más detallada de estos modelos teóricos en los trabajos de Dolado y cols. (2006; 2007) y en el anexo A.

5.1.2. Comparación entre modelos teóricos y validación a pequeña escala

Para determinar experimentalmente la transferencia de calor entre el elemento de almacenamiento de energía por calor latente y el aire como fluido portador de calor se ha utilizado una instalación basada en el balance de energía de estos elementos (Zalba, 2002; Zalba y cols. 2004). En las figuras 5.1, 5.2 y 5.3 se muestran, respectivamente, una fotografía de la instalación, el esquema de la sección de acumulación y las dimensiones de la placa y del canal de aire.

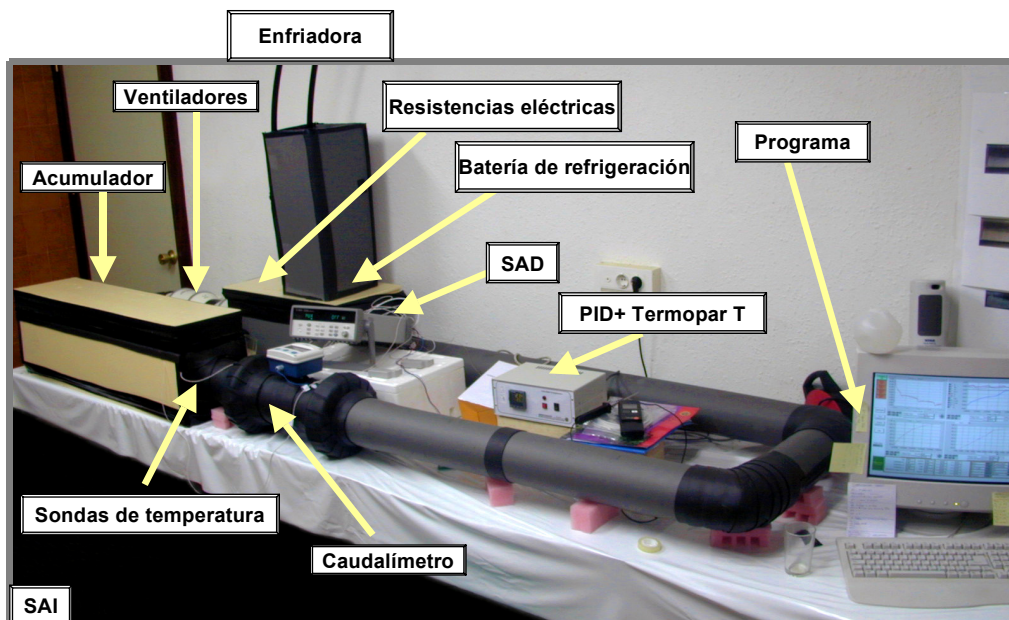


Fig. 5.1. Fotografía de la instalación de Balances de Energía detallando sus componentes

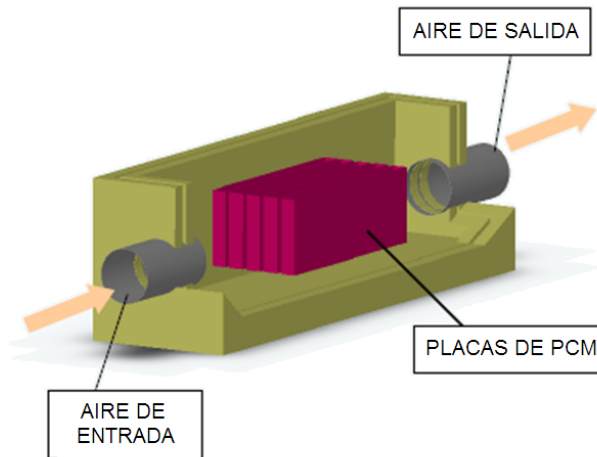


Fig. 5.2. Esquema de la sección de acumulación de la instalación

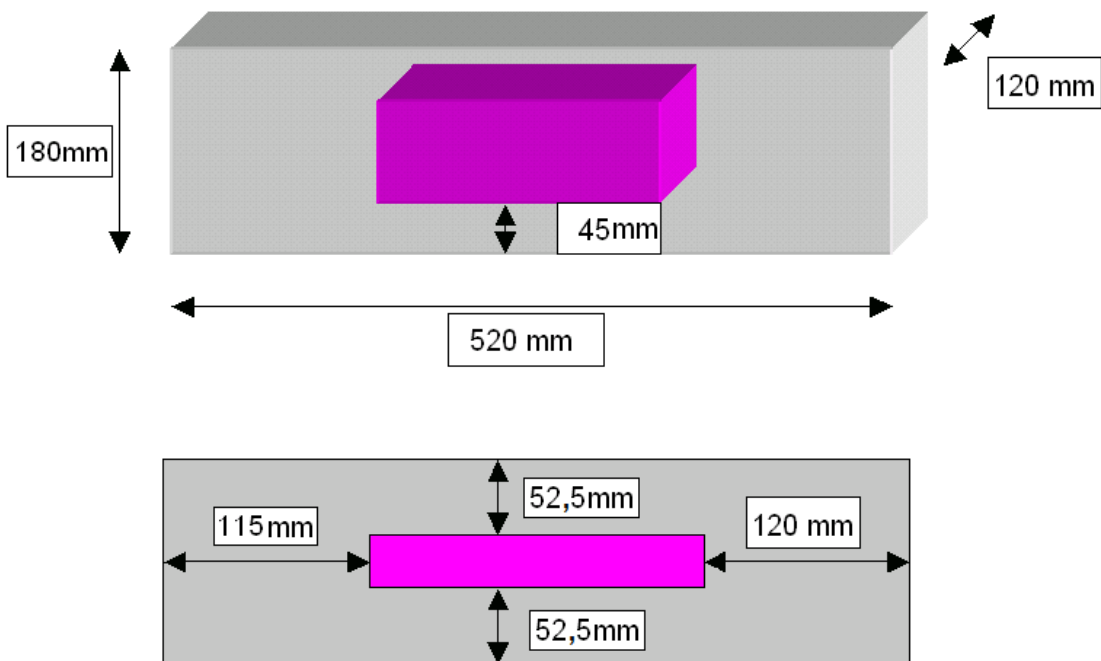


Fig. 5.3. Dimensiones de la placa y el canal

En la figura 5.4 se muestra la comparación de los resultados obtenidos con los diferentes modelos teóricos (para la simulación de la fusión de una placa de ClimSel C32 del fabricante Climator, colocada en la instalación de balances) y con los resultados experimentales.

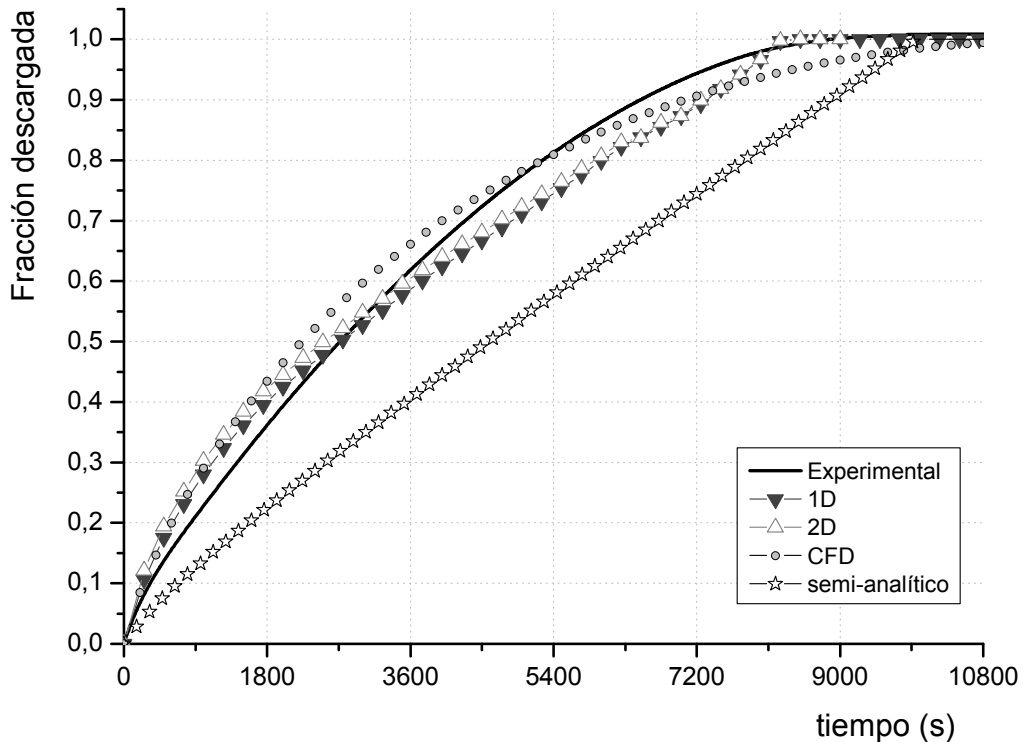


Fig. 5.4. Comparación de resultados (experimentales y simulados) de la fusión una placa de C32 en la instalación de balances de energía

A priori, la figura 5.4 muestra a simple vista el grado de ajuste entre los resultados experimentales y las simulaciones. Los modelos 1D y 2D presentan un buen ajuste en el grado de fusión o descarga del PCM (determinado en función de la temperatura del PCM y de su ventana térmica), siendo éste un parámetro fundamental en el diseño de un sistema de almacenamiento de este tipo. Para el modelo semi-analítico la diferencia con los resultados experimentales es ya considerable debido a la simplicidad de las hipótesis empleadas (mostrando diferencias de hasta el 50 % en fracción descargada respecto a los resultados experimentales). Los resultados iniciales del modelo fluidodinámico son mejores que los que proporciona el modelo semi-analítico y, aunque puede llegar a proporcionar muy buenos resultados, implica un alto gasto computacional comparado con cualquiera de los otros modelos que lo hace casi inviable de cara a diseño o a su integración en herramientas de simulación de edificios (siendo mucho más adecuado para estudios detallados o que requieran mucha certeza de resultados).

Teniendo en cuenta todas estas consideraciones se ha seleccionado el modelo 1D en diferencias finitas como base para el diseño y simulación del sistema de almacenamiento ya que:

- se ajusta a los resultados experimentales;
- no está limitado al cálculo del avance de la frontera sólido-líquido del PCM ya que estudia la placa en su totalidad (es más riguroso en los cálculos que el modelo semi-analítico);
- el análisis 1D de la transferencia de calor del PCM evita la complejidad del análisis 2D, que además no proporciona información adicional en este tipo de geometría (placas con dos superficies de intercambio de calor principales y espesor mucho menor que longitud);
- permite el escalado desde una única placa a un conjunto de las mismas (lo que sería el intercambiador de calor PCM-aire a escala real) de forma rápida y precisa, evitando el enorme esfuerzo de diseño, mallado y gasto computacional asociado a simular sistemas relativamente complejos en Ansys-Fluent.

En conclusión, el modelo 1D en diferencias finitas y formulación implícita parece adecuado para simular una placa de PCM. De hecho, presenta un buen grado de equilibrio entre certidumbre de resultados por un lado, y gasto computacional por otro. Es más, esta implementación del modelo permite integrarlo de forma sencilla en sistemas más complejos (por ejemplo, de aire acondicionado) o considerar la incorporación de nuevos elementos en las condiciones de contorno del modelo tales como la generación de calor interna o el efecto de la temperatura ambiente.

Señalar que, en cualquier caso, la selección de este modelo teórico como base para la simulación de la unidad de TES, no implica que los otros modelos teóricos no sean útiles: el modelo semi-analítico proporciona una muy rápida primera aproximación y permite modificar variables de diseño para un análisis cualitativo; la utilización del modelo 2D es recomendable cuando, por ejemplo, se trate con espesores de placa más gruesos; y el modelo fluidodinámico, debidamente ajustado, permite llevar a cabo un análisis mucho más riguroso y detallado del sistema de estudio.

5.2. La base del modelo teórico

Se ha desarrollado un modelo teórico unidimensional en diferencias finitas y formulación implícita, de una placa de PCM. La selección de la formulación implícita permite asegurar estabilidad de forma incondicional. Además, como el diseño del algoritmo se plantea también con carácter general, es preferible el empleo de métodos implícitos ya que la restricción sobre el tamaño de paso dada por los requisitos de estabilidad hace que los algoritmos explícitos se vuelvan ineficientes (Patankar, 1980).

El modelo teórico base supone sólo transferencia de calor por conducción en el seno del PCM del interior de la placa, en la dirección normal al flujo de aire. El modelo analiza la temperatura de ese flujo de aire también de forma unidimensional.

El escalado del modelo teórico base al prototipo de intercambiador real es sencillo debido a que por razones de simetría se puede considerar que el sistema base analizado es una división del prototipo.

El modelo teórico se ha desarrollado en el entorno de computación numérica Matlab (versión R2008b). En el anexo B se presenta el código principal del modelo teórico.

5.3. Entidad del problema: intercambiador de calor PCM-aire a escala real

Una vez seleccionado el modelo teórico a emplear, se procede al escalado del sistema para la simulación del prototipo de escala real de intercambiador de calor PCM-aire.

La figura 3.6 mostraba el sistema de estudio objeto de la simulación: unidad de TES de intercambio de calor entre PCM y aire. La entrada de aire se encuentra en la parte superior de la unidad de TES. El aire circula hacia abajo por el interior de la unidad, circulando entre las placas de PCM macroencapsulado paralelamente a las mismas, intercambia energía con el PCM, y finalmente se impulsa fuera de la unidad de TES por medio de un ventilador centrífugo.

Este sistema se ha estudiado desde el punto de vista de una placa. Debido a que la zona ocupada por el PCM dentro de la unidad de TES se encuentra aislada térmicamente por los laterales y a la distribución de las placas de PCM, se han considerado una serie relaciones de simetría que permiten simplificar el sistema a simular (dominio punteado en la figura 5.5).

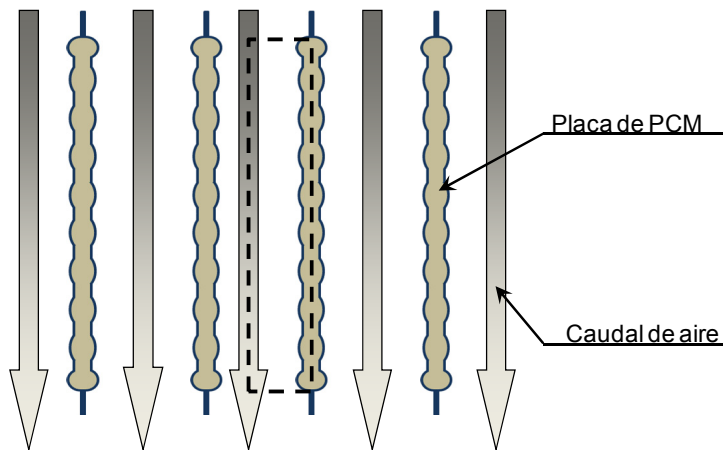


Fig. 5.5. Sistema de placas de PCM y circulación del aire

5.3.1. Consideraciones acerca del material de encapsulado

La distribución nodal del modelo teórico se muestra en la figura 5.6. Dependiendo si se considera o no el encapsulado, se tendrán que incluir dos nuevos nodos entre la superficie del PCM y el aire.

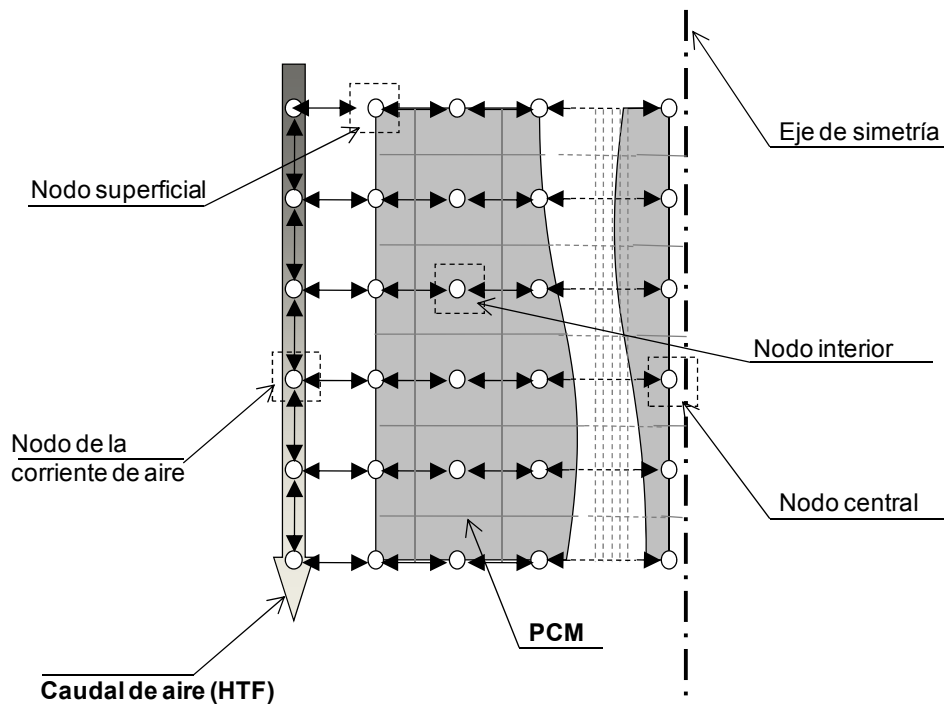


Fig. 5.6. Distribución de nodos para el modelo 1D de la placa de PCM

Los procesos de transferencia de calor que tienen lugar en el interior de la unidad de TES entre el aire que circula entre las placas y el PCM que se encuentra en el interior de las mismas son: convección forzada en el lado del aire, conducción en el espesor del encapsulado de aluminio, y conducción y convección natural en el propio PCM.

El orden de magnitud de las resistencias térmicas es el que se muestra en las siguientes ecuaciones 5.1 (a: para el aire; b: para el material de encapsulado; c: para el PCM en estado sólido; d: para el PCM en estado líquido):

$$\frac{1}{h_{aire}} = \text{desde } \frac{1}{10} \text{ hasta } \frac{1}{40} = \text{de } 0,1 \text{ a } 0,025 \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right] \quad \text{Ec. 5.1a}$$

$$\frac{e_{enc}}{\lambda_{enc}} = \text{desde } \frac{0,001}{300} \text{ hasta } \frac{0,001}{200} = \text{de } 3,33 \times 10^{-6} \text{ a } 5 \times 10^{-6} \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right] \quad \text{Ec. 5.1b}$$

$$\frac{e_{PCM}}{\lambda_{PCM}} = \text{desde } \frac{0,005}{0,2} \text{ hasta } \frac{0,005}{0,16} = \text{de } 0,025 \text{ a } 0,031 \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right] \quad \text{Ec. 5.1c}$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{h_{convección \text{ natural}}} &= \text{desde } \frac{1}{74} \text{ hasta } \frac{1}{47} = \\ &= \text{de } 0,014 \text{ a } 0,021 \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right], \text{ (MacGregor, 1969)} \end{aligned} \quad \text{Ec. 5.1d}$$

La combinación de las ecuaciones 5.1c y 5.1d indica que la resistencia térmica del PCM se va a encontrar entre los 0,014 y los 0,031 $m^2 \cdot K/W$. El coeficiente de convección del aire se estima en el rango de la convección forzada para gases. De acuerdo con este pequeño análisis comparativo se puede establecer que, dentro de las condiciones de trabajo experimentales, la resistencia térmica que ofrece el encapsulado es despreciable. La resistencia dominante del proceso será generalmente la convección en el lado del aire, pudiendo ser también en ocasiones la conducción-convección en el PCM.

En otros casos donde el encapsulado sea de otro material peor conductor térmico (o el PCM mejor conductor), no será posible ignorar la influencia del encapsulado en el proceso de transferencia de calor. Por esta razón se han elaborado dos modelos teóricos: el primero de ellos no tiene en cuenta el encapsulado (siendo directamente aplicable al intercambiador que se presenta en esta tesis) mientras el segundo sí que considera su

comportamiento térmico (y ha sido desarrollado para que el modelo sea aplicable de forma general a otras situaciones en las que se presenten otros encapsulados).

En las tablas 5.1 y 5.2 se resumen las ecuaciones nodales de los dos modelos teóricos.

Tabla 5.1. Ecuaciones nodales de temperatura para el modelo teórico sin encapsulado

Nodos	Ecuaciones
Corriente de aire	$T_{aire} = T_{aire-1} - NTU_{aire} (T_{aire-1} - T_{superficie})$
PCM superficial	$T_{superficie} = (T_{PCM}^{t-1} + Fo \cdot T_{PCM+1} + Fo \cdot Bi \cdot T_{aire}) / (1 + Fo + Fo \cdot Bi)$
PCM interior	$T_{PCM} = [T_{PCM}^{t-1} + Fo(T_{PCM-1} + T_{PCM+1})] / (1 + 2Fo)$
PCM central	$T_{PCM} = (T_{PCM}^{t-1} + 2Fo \cdot T_{PCM-1}) / (1 + 2 \cdot Fo)$

Tabla 5.2. Ecuaciones nodales de temperatura para el modelo teórico con encapsulado

Nodos	Ecuaciones
Corriente de aire	$T_{aire} = T_{aire-1} - NTU_{aire} (T_{aire-1} - T_{superficie})$
Aire/ Superficie	$T_{superficie} = [T_{superficie}^{t-1} + 2(Fo_{enc} T_{enc} + Fo_{enc} \cdot Bi_{enc} \cdot T_{air})] / [1 + 2(Fo_{enc} \cdot Bi_{enc} + Fo_{enc})]$
Superficie/ Encapsulado	$T_{enc} = \frac{T_{enc}^{t-1} + 2 \cdot (Fo_{enc-PCM} \cdot T_{superficie} + 2 \cdot Fo_{PCM-enc} \cdot T_{enc})}{1 + 2 \cdot (Fo_{enc-PCM} + 2 \cdot Fo_{PCM-enc})}$
Encapsulado/ PCM	$T_{PCM} = [T_{PCM}^{t-1} + Fo_{PCM} (2 \cdot T_{enc} + T_{PCM+1})] / (1 + 3 \cdot Fo_{PCM})$
PCM interior	$T_{PCM} = [T_{PCM}^{t-1} + Fo_{PCM} (T_{PCM-1} + T_{PCM+1})] / (1 + 2 \cdot Fo_{PCM})$
PCM central	$T_{PCM} = (T_{PCM}^{t-1} + 2 \cdot Fo_{PCM} \cdot T_{PCM-1}) / (1 + 2 \cdot Fo_{PCM})$

5.3.2. Cálculo del coeficiente de convección del aire

Para determinar de forma apropiada los valores del coeficiente de convección del aire que circula entre las placas, se han tenido en cuenta varias consideraciones.

5.3.2.1. Factor de fricción: rugosidad de la superficie del encapsulado

Debido a que las placas de PCM fabricadas por Rubitherm tienen un acabado especial, la rugosidad debe ser calculada adecuadamente debido a su efecto en el proceso de transferencia de calor. Como se aprecia en las figuras 3.7 y 5.7, las placas de PCM no son totalmente lisas sino que presentan unas protuberancias uniformemente repartidas por la superficie de las dos caras grandes de la placa.

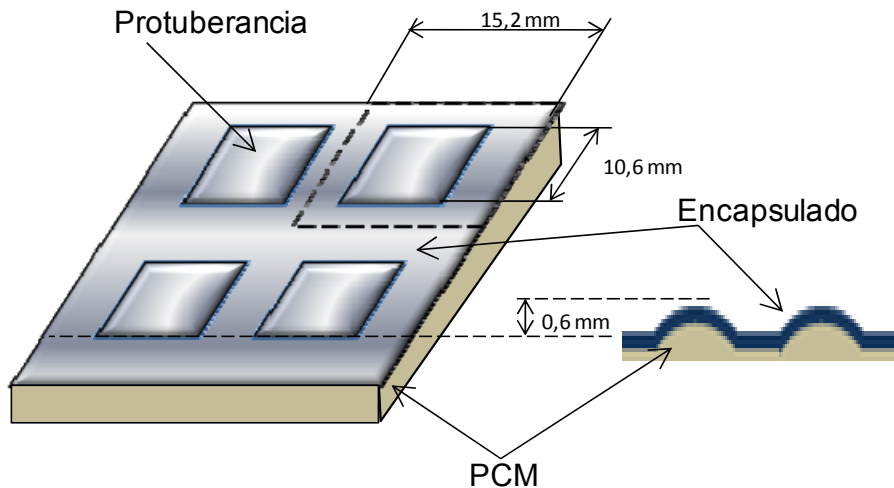


Fig. 5.7. Parámetros de interés de la placa en la estimación de la rugosidad

Se requieren una serie de cálculos para poder disponer de un adecuado valor de rugosidad (DIN Standards 4762 y 4768 sobre rugosidad superficial). Del detalle de la superficie de la placa mostrado en la figura 5.7 (mediciones realizadas con el equipo Mitutoyo, micrómetro con alcance de 0 a 25 mm, resolución 0,001 mm y error de $\pm 2 \mu\text{m}$) se puede calcular:

- Superficie total unitaria = $15,2 \times 15,2 = 231,04 \text{ mm}^2$
- Superficie ocupada por la protuberancia = $10,6 \times 10,6 = 112,36 \text{ mm}^2$ (48,63 % de la superficie total unitaria)

- Altura de la protuberancia $\sim 0,6$ mm

Por lo tanto, dependiendo del acabado de la protuberancia, se pueden obtener diferentes valores para la rugosidad:

- Rugosidad máxima = $0,6 \times 0,4863 = 0,29$ mm

→ forma del acabado: $_ \Pi _ \Pi _ \Pi _$

- Rugosidad intermedia = $0,6 \times (\text{de } 0,4863 \text{ a } 0,2432) = \text{de } 0,29 \text{ a } 0,14$ mm

→ forma del acabado: $_ \cap _ \cap _ \cap _$

- Rugosidad mínima = $0,6 \times 0,4863 / 2 = 0,14$ mm

→ forma del acabado: $_ \Lambda _ \Lambda _ \Lambda _$

En el caso de estudio que nos ocupa, se ha estimado el valor de rugosidad en 0,25 mm, con un acabado de las protuberancias redondeado con los bordes ligeramente marcados.

5.3.2.2. Coeficiente de convección

Los huecos existentes entre las placas de PCM configuran los canales por los que circula el aire. Para saber si el flujo está desarrollado deben calcularse las longitudes de entrada hidrodinámica y térmica.

El rango habitual del número de Reynolds se encuentra en la zona de transición ($Re > 2300$), por lo que debido a la particular geometría de las placas llenas de protuberancias promotoras de turbulencia, el flujo turbulento está garantizado. La figura 5.8 esquematiza las longitudes de entrada de las capas límite calculadas a partir de las ecuaciones 5.2 y 5.3 (Kakaç y cols., 1987):

$$x_{cd,h} \approx (6,19 \cdot \ln Re - 46) \cdot D_h \quad \text{Ec. 5.2}$$

$$x_{cd,t} \approx 10 \cdot D_h \quad \text{Ec. 5.3}$$

indicando que la longitud de entrada hidrodinámica es de 3,6 cm y la térmica de 19,8 cm frente a los 120 cm de longitud total del canal.

El estudio de la capa límite térmica muestra que no existe un desarrollo libre de la capa entre dos placas, y por lo tanto se tienen que utilizar correlaciones para convección

forzada interior. El número de Nusselt se puede calcular dependiendo del Reynolds por medio de la correlación de Gnielinski (1976) para flujos turbulento y de transición; para flujo laminar se considera superficie isoterma en conductos de sección recta (Shah y London, 1974; Kays y Crawford, 1993).

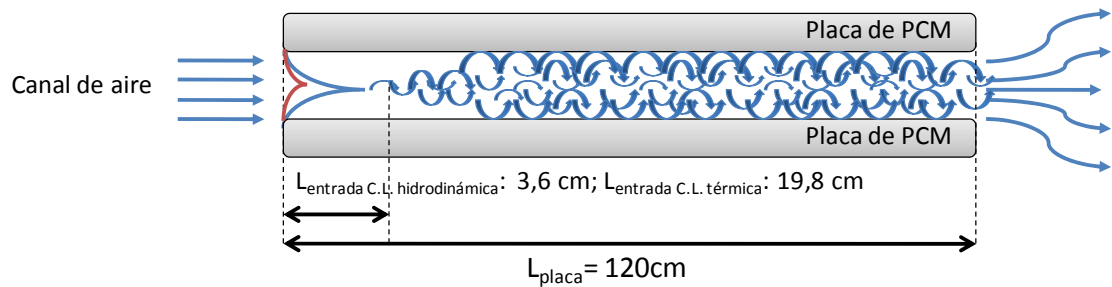


Fig. 5.8. Longitud de entrada de las capas límite hidrodinámica y térmica

5.3.2.3. Propiedades termofísicas del PCM

Las propiedades del material son valores de entrada del modelo teórico muy importantes: en nuestro caso, la entalpía y la conductividad térmica del material para el estudio de la transferencia de calor son a priori las propiedades de mayor interés. Como la simulación analiza la respuesta transitoria de la unidad de TES, conocer la dependencia de estas propiedades con la temperatura se hace imprescindible.

Curva entalpía-temperatura

La capacidad de almacenamiento de un PCM se suele expresar por medio del valor de su calor latente; sin embargo, el PCM que se utiliza en este caso de estudio es comercial, no es una sustancia pura y, por lo tanto, el material funde y solidifica en un intervalo de temperaturas (ventana térmica) en lugar de hacerlo a una única temperatura. Además, los PCM presentan en ocasiones histéresis y en algunos se da el fenómeno del subenfriamiento. En todos estos casos, valores únicos de calor latente o c_p no son suficientes para definir la capacidad de almacenamiento del PCM a diferentes temperaturas. No obstante, las curvas de entalpía frente a la temperatura del PCM aportan esta información. En este estudio esas curvas se han obtenido en el laboratorio utilizando el método *T-history* (Yinping y cols., 1999) en su versión mejorada (Marín y cols., 2003; Lázaro y cols., 2006a), obteniendo resultados con una precisión de $\pm 10 \%$

como los que muestra la figura 5.9 (para el RT27) e incorporándolos al modelo teórico como valores de entrada.

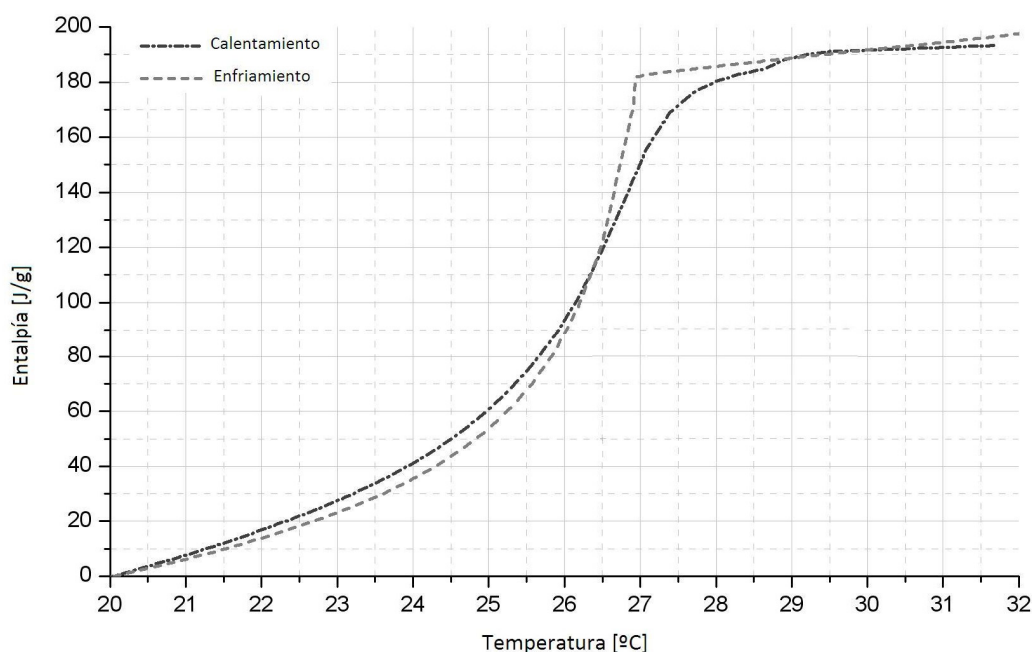


Fig. 5.9. Curva entalpía-temperatura del PCM

Histéresis (en la curva $h-T$)

Dependiendo de la etapa del proceso (calentamiento o enfriamiento, ver figura 5.9) el modelo teórico selecciona la curva entalpía-temperatura correspondiente para utilizarla en la simulación (en el caso de ser diferentes curvas).

Tal y como se ha descrito con anterioridad (apartado 4.3), para resolver la discontinuidad que tiene lugar cuando se cambia de una curva a la otra (es decir, cambiando de calentamiento a enfriamiento, o viceversa, dentro del cambio de fase), se tienen que utilizar expresiones para simular las transiciones correspondientes (Bony, y Citherlet, 2007).

Curva de conductividad térmica

Se han incorporado al modelo teórico los valores de conductividad térmica determinados a partir de los resultados obtenidos por el laboratorio de Netzsch (ver figura 5.10). Esta determinación se ha llevado a cabo utilizando la metodología de Laserflash (precisión en muestras sólidas a 25 °C entre $\pm 1,5$ y ± 7 % dependiendo de la

estructura de la muestra), tanto para el estado sólido como para el estado líquido del PCM. La difusividad térmica se ha medido utilizando el equipo de medida de Netzsch modelo 457 MicroFlash TM. Para estimar la conductividad térmica durante el cambio de fase se ha utilizado la metodología propuesta por Lázaro (2008): regla de la masa proporcional basada en la curva entalpía temperatura.

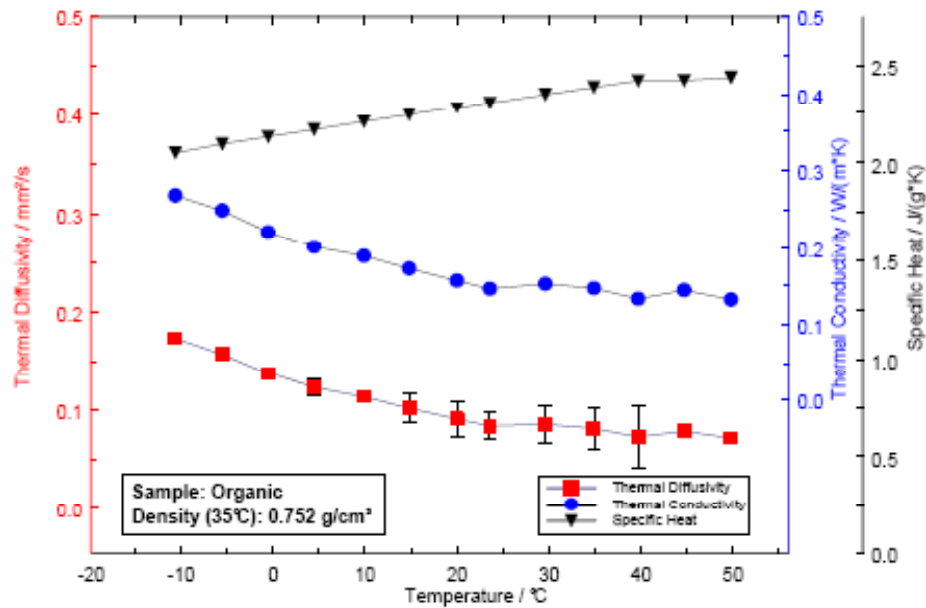


Fig. 5.10. Conductividad térmica obtenida por el laboratorio de Netzsch

Convección natural en el PCM

Para obtener un buen grado de acuerdo entre los resultados experimentales y las simulaciones, no siempre es suficiente suponer únicamente conducción en el seno del PCM. Para hacer frente a esta posible situación se implementa una conductividad térmica efectiva. De esta forma, la convección natural en la fase líquida del PCM puede tenerse en cuenta en los casos que sea relevante (valores de Nu_L superiores a la unidad). En este trabajo, debido a la geometría de estudio, la convección natural se ha analizado para cavidades rectangulares (Bejan, 1995; Incropera, 1996) tal y como se muestra en las figuras 5.11 y 5.12.

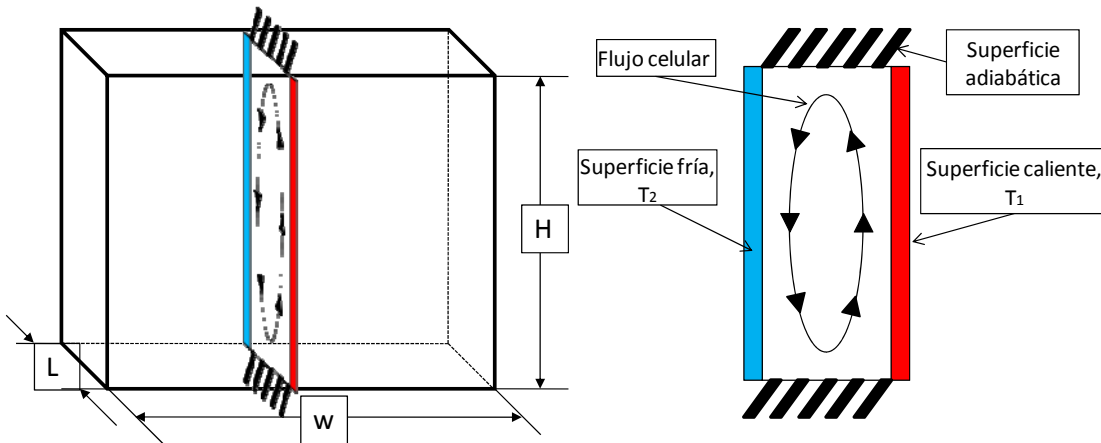


Fig. 5.11. Convección natural en una cavidad rectangular

En este sentido es previsible la existencia de un gradiente de temperatura en sentido longitudinal de la placa debido a las diferencias de densidades entre el estado sólido y el estado líquido del PCM, lo que provocaría un desplazamiento del sólido a la parte inferior de la placa, aunque de la misma forma también es esperable que debido a las condiciones geométricas y a las de operación de este caso de estudio, su efecto en el proceso de transferencia de calor sea reducido.

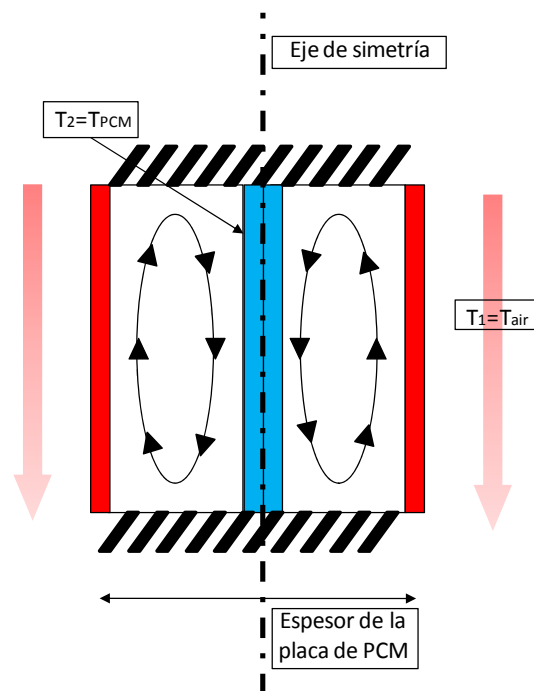


Fig. 5.12. Análisis de la convección natural aplicado al caso de estudio de la placa de PCM

Así, el modelo teórico calcula la conductividad térmica efectiva como $\lambda_{eff} = Nu \cdot \lambda_{PCM}$ utilizando las expresiones propuestas por MacGregor y Emery (1969) para cavidades rectangulares grandes. La correlación propuesta por estos autores no es estrictamente válida para este caso de estudio (la relación H/L (longitud de la placa / espesor de la placa) está fuera de rango; el fluido encerrado en la cavidad cambia de fase en un intervalo de temperaturas, lo que conlleva cambios en la temperatura y en las propiedades del material encerrado; las diferentes temperaturas de interés varían con el tiempo), pero da una buena aproximación como primera estimación.

El proceso de cálculo de la conductividad térmica efectiva se realiza mediante la determinación de la relación λ_{eff}/λ a partir de las ecuaciones 5.4:

$$\lambda_{eff} = \lambda \cdot Nu \quad \text{Ec. 5.4a}$$

$$Ra_L \equiv \frac{g \cdot \beta \cdot (T_1 - T_2) L^3}{\alpha \cdot \nu} \quad \text{Ec. 5.4b}$$

$$Nu_L = 0,42 Ra_L^{1/4} Pr^{0,012} \left(\frac{H}{L} \right)^{-0,3}, \text{ válido para } \begin{cases} 10 < H/L < 40 \\ 10^4 < Ra_L < 10^7 \\ 1 < Pr < 2 \times 10^4 \end{cases} \quad \text{Ec. 5.4c}$$

donde T_1 es la temperatura del aire (promedio entre la entrada y la salida de la unidad de TES) y T_2 es la temperatura promedio de cambio de fase del PCM. Se dispone además tanto del valor del coeficiente de dilatación volumétrica aportado por el fabricante ($0,001 \text{ K}^{-1}$) como de los valores de viscosidad del PCM, tanto el aportado por el fabricante ($3,38 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ a $40 \text{ }^\circ\text{C}$) como los medidos en el laboratorio de Malvern con un reómetro de esfuerzo y deformación controlada real Gemini II (ver figura 5.13) con una precisión de hasta el $\pm 5 \%$, y que son similares en el rango de líquido.

Teóricamente, para el caso de estudio tratado, el efecto de la convección natural no es crítico debido a que los valores de Nu generalmente se encuentran cercanos a la unidad y siempre en el rango $1 < Nu < 2$.

Enfriamiento desde 40 hasta 22°C

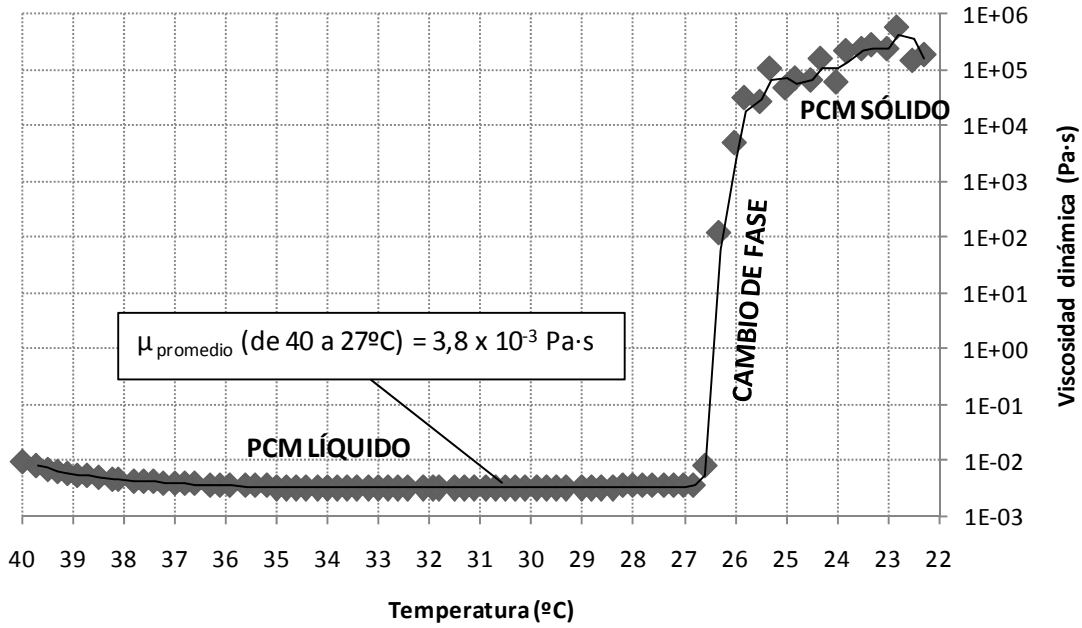


Fig. 5.13. Resultados de la caracterización de la viscosidad dinámica del RT27 (laboratorio de Malvern Instruments)

Las propiedades se han calculado para la temperatura promedio entre T_1 y T_2 ($T_{propiedades}$). Los valores utilizados en los cálculos se detallan en la tabla 5.3.

Tabla 5.3. Valores utilizados en los cálculos de Nu

$\Delta T = T_1 - T_2$	$T_{propiedades}$	g	β	λ	ρ	c_p
(°C)	(°C)	(m/s ²)	(K ⁻¹)	(W/(m·K))	(kg/m ³)	(J/(kg·K))
de 35 a 27	31	9,8	0,001	0,1506	750	6111
de 32 a 27	29,5	9,8	0,001	0,1515	760	10500
de 29 a 27	28	9,8	0,001	0,1500	786	37600

$\Delta T = T_1 - T_2$	$T_{propiedades}$	α	ν	L	H	Nu
(°C)	(°C)	(m ² /s)	(m ² /s)	(m)	(m)	
de 35 a 27	31	$3,28 \times 10^{-8}$	$4,29 \times 10^{-6}$	0,43	0,003	1,11
de 32 a 27	29,5	$1,89 \times 10^{-8}$	$4,33 \times 10^{-6}$	0,43	0,003	1,14
de 29 a 27	28	$5,07 \times 10^{-9}$	$4,30 \times 10^{-6}$	0,43	0,003	1,28

5.3.2.4. Pérdidas/ganancias térmicas de la unidad de TES

Aspectos como la disipación interna de los ventiladores de la unidad de TES o el intercambio de calor que se produce entre el aire ambiente y el del interior de la unidad de TES, han sido considerados tanto en el modelo teórico como en los ensayos. En la instalación experimental se ha medido el consumo eléctrico del ventilador de la unidad de TES y se ha monitorizado la temperatura ambiente para cada ensayo y estos valores se han tenido en cuenta en las simulaciones a la hora de validar los modelos teóricos.

5.3.2.5. Pérdidas de carga

El modelo teórico estima las pérdidas de carga teóricas de la unidad de TES a partir de las expresiones propuestas por Idel'cik (1986) teniendo en cuenta la geometría del equipo:

- para la zona de las placas de PCM se han utilizado las expresiones de tubos de sección rectangular;
- para la entrada al equipo se han usado las expresiones para codos de sección rectangular;
- y para la salida, las expresiones para descargas desde codos de paredes rectas con esquinas afiladas en el giro.

En la tabla 5.4 se recogen los valores teóricos calculados para un caudal de 1500 m³/h apreciándose, como era de esperar, que el mayor aporte a la pérdida de carga de la unidad de TES se encuentra en la zona de las placas de PCM.

Tabla 5.4. Pérdidas de carga teóricas para un caudal de 1500 m³/h

Caudal (m ³ /h)	Zona	Δp (Pa)	Δp_{total} (Pa)
1500	Entrada unidad TES	1,61 (6.04 %)	26,71
	Placas de PCM	24,62 (92.16 %)	
	Salida unidad TES	0,48 (1.80 %)	

Una vez definidos todos los parámetros geométricos necesarios, se ha calculado la pérdida de carga de la unidad de TES para diferentes caudales de aire con el fin de

obtener una expresión de esa dependencia. En la figura 5.14 se muestran tanto la previsión teórica sin corregir como la tendencia prevista con las medidas realizadas. Una vez establecida esta expresión teórica se corrige para que se ajuste a los diferentes valores experimentales recogidos para los diferentes caudales.

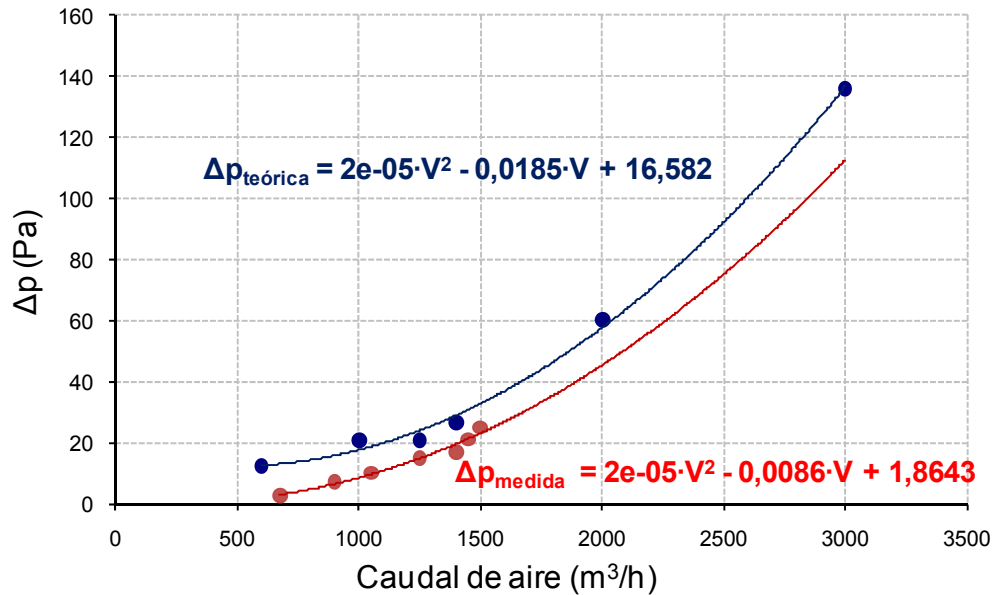


Fig. 5.14. Dependencia de la pérdida de carga de la unidad de TES con el caudal de aire

Estos valores de pérdida de carga van a determinar las dimensiones del ventilador del equipo y, por tanto, el consumo de la unidad de TES. De esta forma se hace necesario tanto su medición como su implementación en el modelo teórico, debido a su importancia posterior en el diseño y en el funcionamiento de este tipo de equipos.

5.4. Diagrama de flujo

En la figura 5.15 se resume el flujo de cálculo del modelo teórico desarrollado.

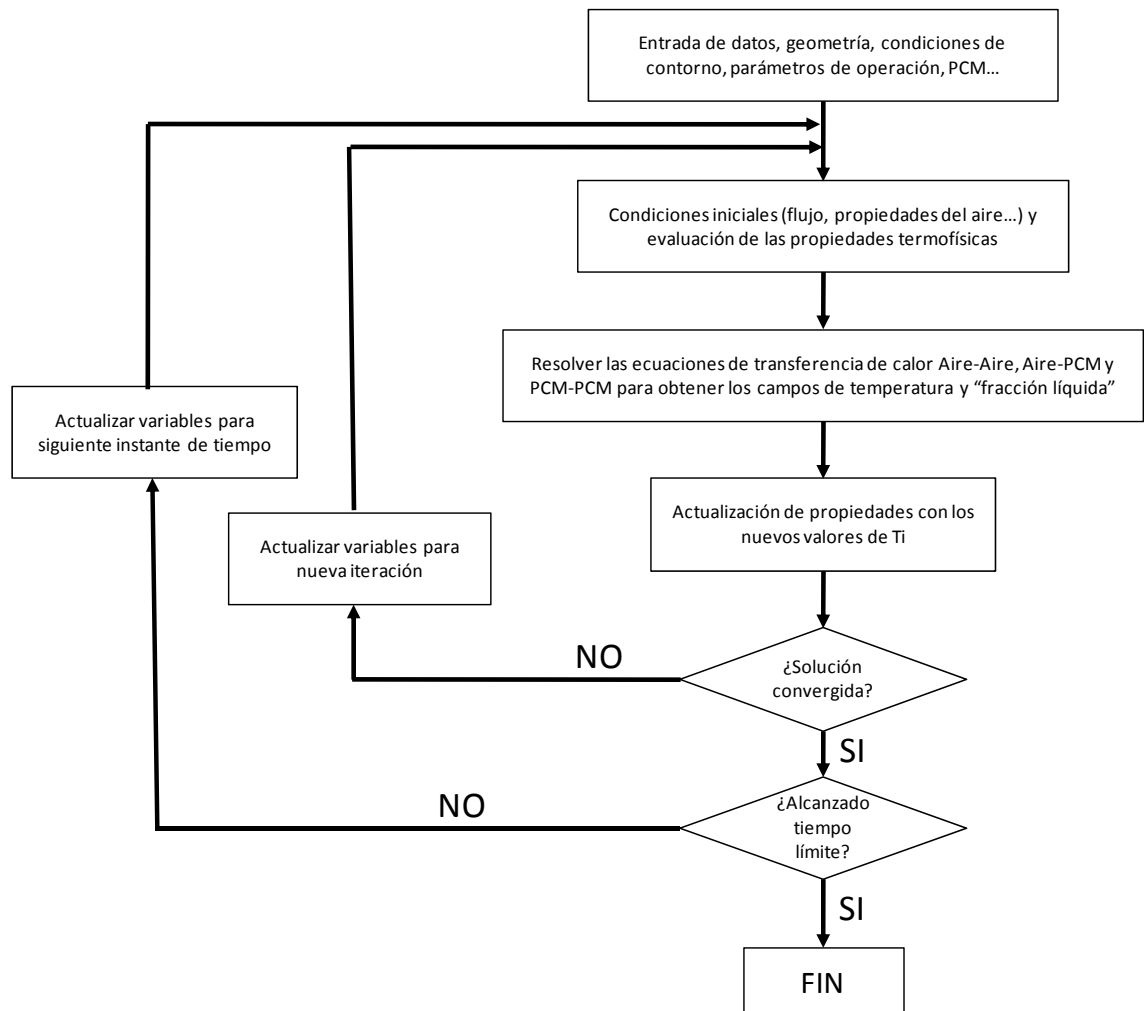


Fig. 5.15. Diagrama de flujo del modelo teórico

5.5. Validación experimental

Para validar el modelo teórico desarrollado se han llevado a cabo varias series de experimentos en diferentes condiciones de trabajo, se han recopilado los resultados experimentales y se han comparado con los resultados de las simulaciones. El objetivo es realizar esas comparaciones en el mayor abanico de condiciones de trabajo que permita la instalación experimental.

Por un lado se han comparado los resultados experimentales de la unidad de TES con las simulaciones llevadas a cabo con el modelo teórico sin encapsulado y, por otro, se han comparado los resultados experimentales de una única placa con las simulaciones ejecutadas con el modelo teórico que tiene en cuenta el encapsulado. Con esta segunda comparación, además de la validez de este modelo, se ha comprobado su capacidad de seguimiento de las diferentes temperaturas de interés (aire, encapsulado y PCM). Como se mencionado anteriormente, la utilización de este segundo modelo es más adecuada para los casos en los que el material de encapsulado sea peor conductor térmico.

5.5.1. Unidad de TES

Las siguientes figuras (5.16, 5.17 y 5.18) muestran el grado de ajuste existente entre las simulaciones y los resultados experimentales de la etapa de fusión para tres ensayos con temperatura constante del aire a la entrada de la unidad.

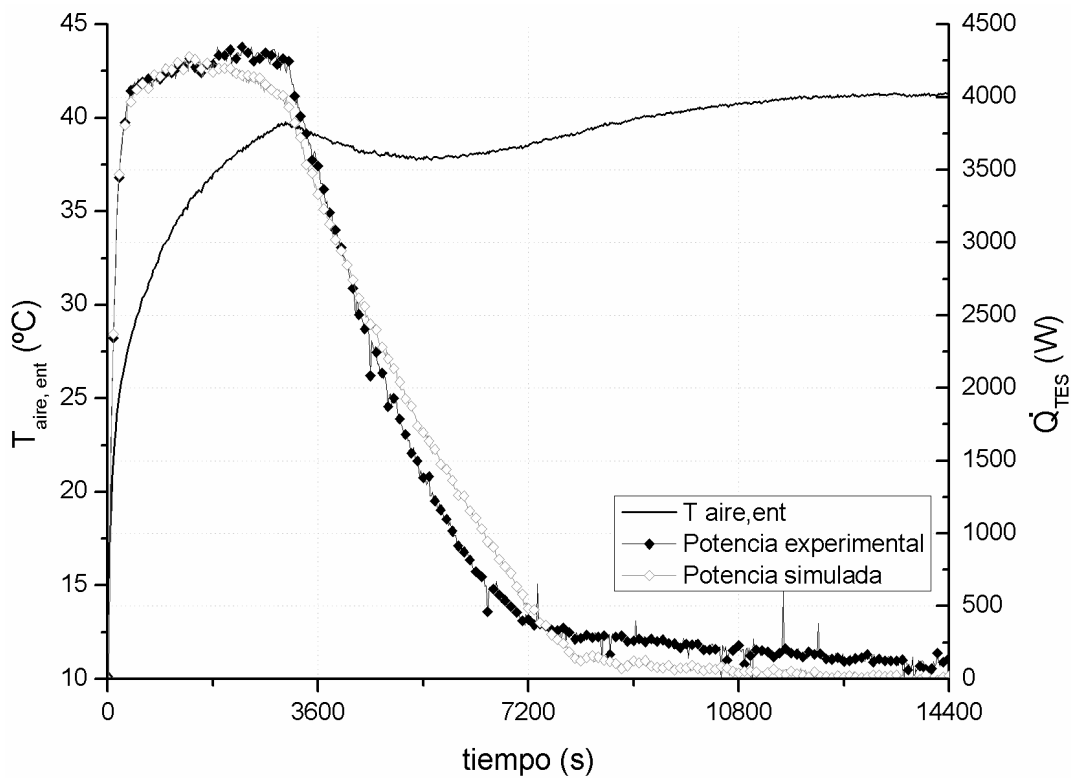


Fig. 5.16. Resultados experimentales y simulados para una temperatura consigna alta del aire a la entrada, etapa de fusión

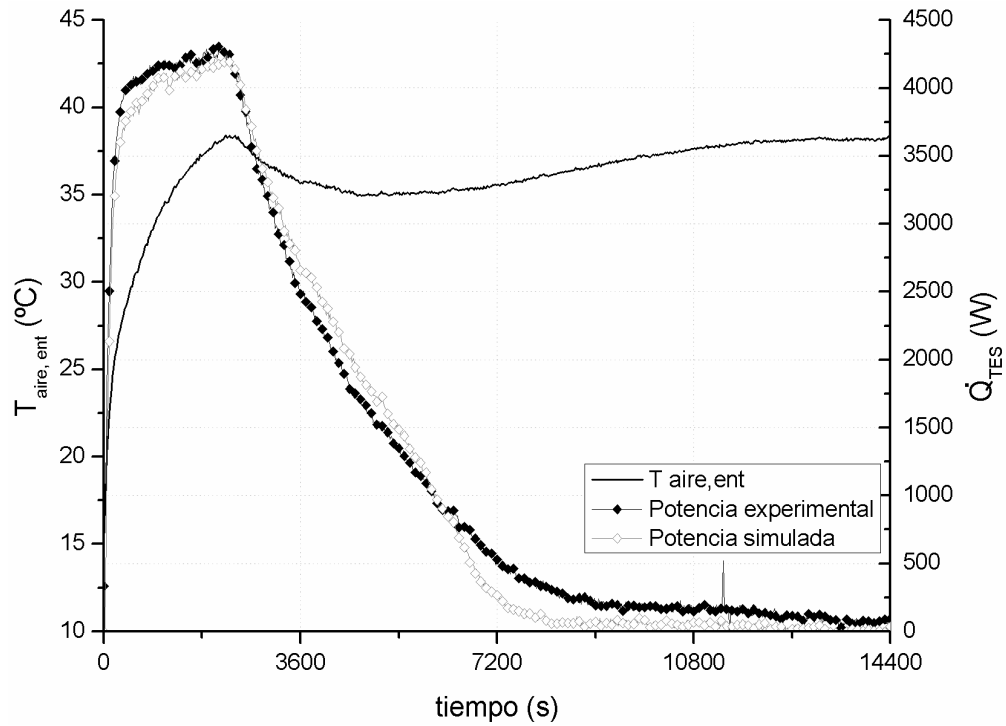


Fig. 5.17. Resultados experimentales y simulados para una temperatura consigna media del aire a la entrada, etapa de fusión

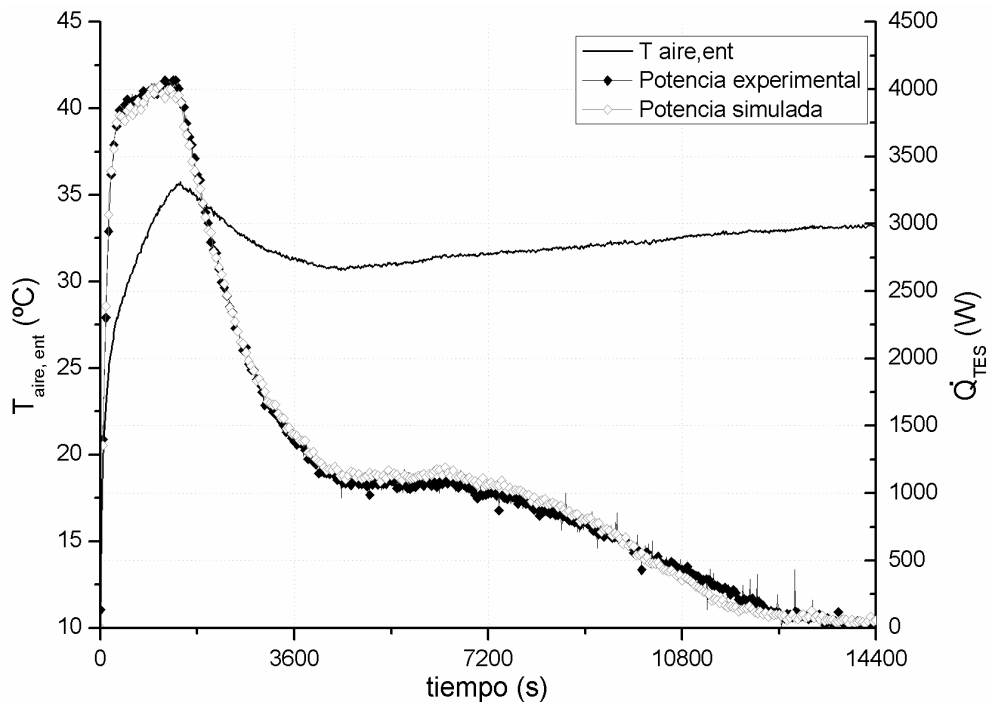


Fig. 5.18. Resultados experimentales y simulados para una temperatura consigna baja del aire a la entrada, etapa de fusión

Estas figuras manifiestan el grado de acuerdo existente entre los resultados experimentales y los de las simulaciones, y que a priori parece aceptable. Para cuantificar la diferencia entre los valores experimentales y los resultados de las simulaciones se han empleado las expresiones de Error Máximo Relativo, *RME* (del inglés, *Relative Maximum Error*), (Zukowski, 2007b) y de Error Promedio tal y como se indica en las ecuaciones 5.5 y 5.6.

$$RME (\%) = \max_{1,2,\dots,N} \left\{ \left| \frac{y_{\text{exp}} - y_{\text{sim}}}{y_{\text{exp}}} \right| \times 100 \right\} \quad \text{Ec. 5.5}$$

$$\text{Error Promedio } (\%) = \sum_{1,2,\dots,N} \left\{ \left| \frac{y_{\text{exp}} - y_{\text{sim}}}{y_{\text{exp}}} \right| \times 100 \right\} / N \quad \text{Ec. 5.6}$$

El *RME* para potencia está siempre por debajo del 15 % para el caso de 45 °C; para los otros dos casos se pueden encontrar errores puntuales de hasta el 30 % pero sólo cuando el PCM de la unidad de TES está prácticamente fundido y las potencias térmicas son bajas. El error promedio para esta etapa de fusión es inferior al 12 % para cualquier caso; es más, para el caso de 40 °C el error promedio es inferior al 4 %.

En la figura 5.19 se muestra un experimento de un ciclo completo y su correspondiente simulación.

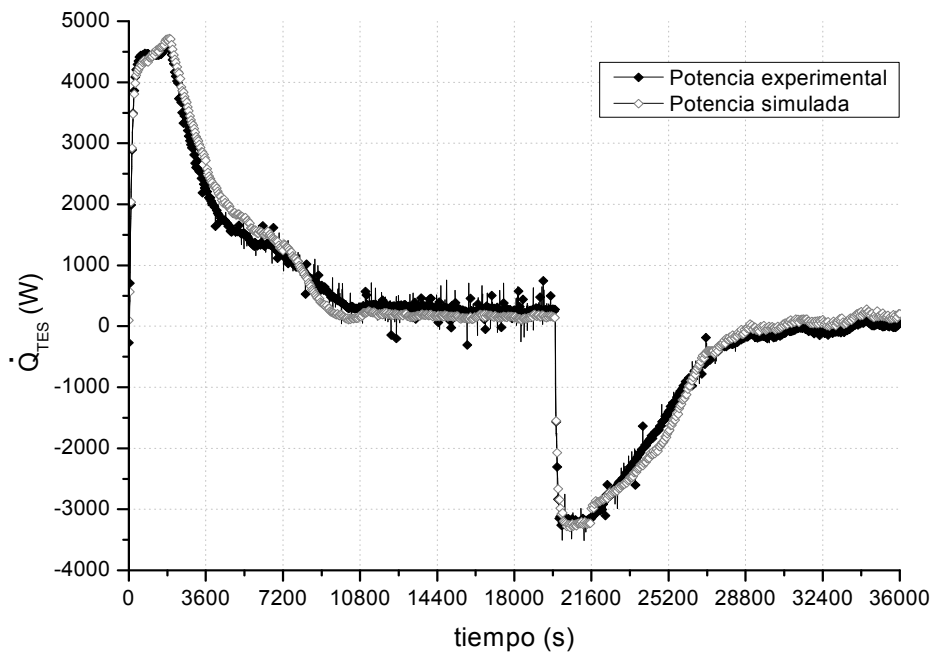


Fig. 5.19. Comparación entre los resultados experimentales y los simulados para un ciclo completo

Las diferencias existentes entre las curvas de potencia experimentales y simuladas tienen que ver, entre otros aspectos, con los valores de temperatura del aire a la entrada de la unidad de TES que se utilizan en el modelo teórico como valores de entrada (ver anexo C):

- los valores experimentales de potencia han sido obtenidos a partir de la diferencia de temperaturas medida con la termopila (Lázaro, 2008; Lázaro y cols., 2009a), con lo que se consigue tener en cuenta la distribución de temperaturas en la sección del conducto de forma mejorada;
- el modelo utiliza como valor de entrada la temperatura del aire medida con una única sonda (Pt100) ubicada en el medio de la sección de entrada, lo que implica no tener en cuenta esa distribución de temperaturas.

5.5.2. Placa de PCM

Para comparar los resultados experimentales para una única placa con las simulaciones, se ha utilizado el modelo teórico que tiene en cuenta el encapsulado. La ubicación de los sensores de temperatura en el sistema de una única placa se mostraba en la figura 4.2.

Las diferencias entre los valores de temperatura medidos experimentalmente y los simulados se muestran en la tabla 5.5.

Tabla 5.5. Diferencias entre los valores de temperatura experimentales y los simulados para la placa

Posición	$T_{\text{medida}} - T_{\text{simulada}} (^{\circ}\text{C})$						
	Salida Aire	PCM _{abajo}	PCM _{medio}	PCM _{arriba}	Enc. _{abajo}	Enc. _{medio}	Enc. _{arriba}
Error promedio	-0,3	0,1	-0,7	-0,7	0,5	-0,2	-0,4
Error máximo	-0,9	1,7	-1,9	3,5	1,3	-2,1	-1,6

En la figura 5.20 se muestran las medidas experimentales recogidas (arriba) y los resultados de las simulaciones (abajo).

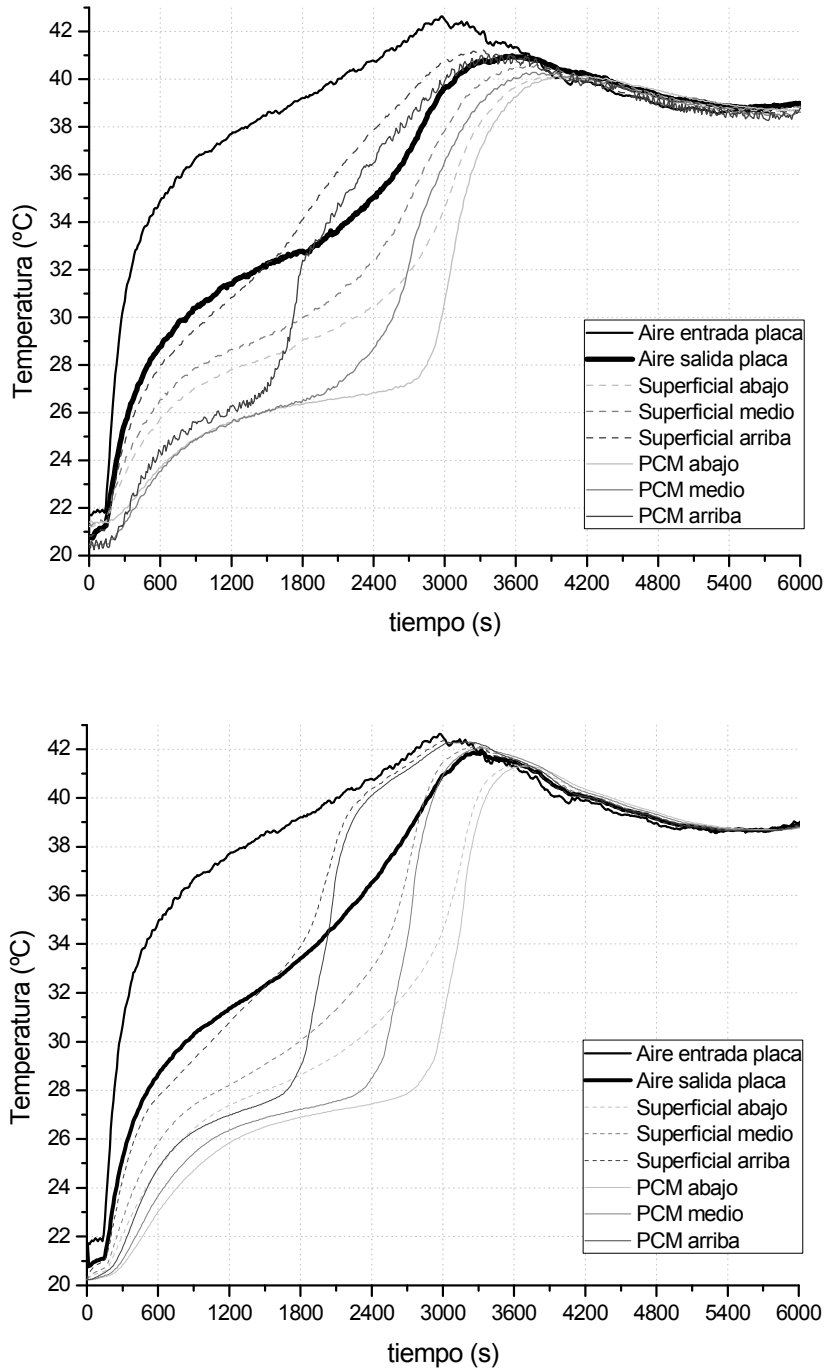


Fig. 5.20. Medidas experimentales (arriba) y resultados de la simulación (abajo) para la etapa de fusión de un ensayo arbitrario

A pesar de que hay un aceptable grado de acuerdo entre las mediciones y los resultados de la simulación para el proceso global (diferencias promedio de menos de 1 °C), se observa que al final de la etapa de fusión, los valores de temperatura experimentales

evolucionan de forma más suave que en las simulaciones. Algunas de las diferencias entre los valores experimentales y los simulados se deben a la no coincidencia (al menos exacta) de la ubicación de los sensores de temperatura en la placa (experimentales) y sus correspondientes puntos monitorizados en la simulación. Además, los sensores de temperatura del PCM podrían no estar colocados en el medio del espesor del PCM, e incluso pueden llegar a hacer contacto con el material de encapsulado (independientemente de una buena colocación inicial, las constantes fusiones y solidificaciones propician que los sensores puedan desubicarse).

5.6. Conclusiones

Se ha elaborado un modelo teórico para simular el comportamiento térmico de un intercambiador de calor PCM-aire y se ha validado experimentalmente.

El desarrollo del modelo teórico se ha basado en el análisis unidimensional de la conducción de calor, utilizando el método de diferencias finitas y la formulación implícita. El proceso de cambio de fase sólido-líquido en el PCM se ha descrito por medio de las curvas entalpía-temperatura obtenidas en el laboratorio.

Se ha considerado la histéresis de la curva entalpía-temperatura del PCM debido a que su efecto en el comportamiento térmico de la unidad de TES puede ser sustancial. Para resolver la discontinuidad que tiene lugar cuando se cambia de una curva a la otra (es decir, cambiando de calentamiento a enfriamiento, o viceversa, dentro del cambio de fase), se han utilizado expresiones que permiten simular las transiciones correspondientes.

Por medio de la conductividad térmica efectiva también se ha considerado la convección natural en el seno del PCM líquido.

El modelo es teóricamente válido para cualquier flujo de aire en convección forzada interior, y se ha validado experimentalmente para un rango de velocidades del aire de 0,7 a 2,1 m/s, y para un rango de temperatura de entrada de aire desde 8 hasta 45 °C. Debido a que el modelo teórico es unidimensional, la relación (longitud / grosor de cada placa) debe ser superior a 10 para asegurar que la conducción bidimensional es despreciable.

De la comparación entre las simulaciones y los resultados experimentales se ha concluido que para determinar el comportamiento térmico de la unidad de TES, no es necesaria la simulación térmica del encapsulado del PCM. Esto sucede para el caso específico que se trata en esta tesis debido a la relación entre las principales resistencias térmicas en el proceso. Sin embargo, es necesario tener en cuenta la rugosidad del encapsulado debido a que afecta al valor del coeficiente de convección entre el aire y las placas de PCM.

A partir de estas comparaciones también se ha podido concluir que la utilización de un modelo 1D es adecuado para obtener buenos resultados de la simulación computacional del comportamiento térmico de este tipo de unidades de TES: para el ciclado completo se han obtenido errores promedio de menos del 12% en potencia térmica.

El tiempo de ejecución de una simulación típica con el modelo teórico de un ciclo térmico completo se encuentra alrededor de los 4 minutos para un equipo Intel® Core™ 2 Quad CPU, Q6600@2,40 GHz, 2,39 GHz, 2,99 Gb de RAM y sistema operativo Microsoft Windows XP Profesional, versión 2002, Service Pack 3.



No hay certidumbre allí donde no es posible aplicar ninguna de las ciencias matemáticas ni ninguna de las basadas en las matemáticas

Leonardo Da Vinci

6

Análisis de la incertidumbre del modelo teórico

La etapa de validación de un modelo se ha convertido en un objetivo fundamental para evaluar la precisión, la exactitud y la fiabilidad de las simulaciones computacionales utilizadas en el diseño. Debido a las incertidumbres asociadas tanto al propio modelo teórico, como a los procesos de fabricación de los equipos y como a los sistemas de medición utilizados para caracterizar el proceso de interés, la evaluación de la validez de una aproximación mediante un modelo teórico se debe llevar a cabo basándose en medidas estocásticas para asegurar la confianza de los diseñadores en la utilización de ese modelo teórico.

Los estudios de incertidumbre aplicados a los modelos teóricos son una práctica que permite realizar un análisis del comportamiento del modelo frente a la variación de las variables y/o parámetros de entrada del mismo. Este mejor conocimiento del modelo teórico frente a esas variaciones ayuda a conocer cuáles son los factores de entrada al modelo más críticos y, por tanto, indica cuáles han de estar más controlados en su determinación o medición. Además, permite establecer una banda de incertidumbre en torno a la solución obtenida aportando mayor rigor al estudio.

En el ámbito de la simulación de este tipo de unidades de almacenamiento térmico con PCM que intercambian calor con aire se puede llegar a trabajar con datos de entrada con importantes incertidumbres. La mayor parte de estas incertidumbres están relacionadas con el valor de temperatura del aire a la entrada de la unidad pero también lo están con las propiedades del PCM.

En la bibliografía se encuentran algunos ejemplos del cálculo de incertidumbre aplicado a modelos teóricos de simulación. Es el caso de Domínguez y cols. (2009) que estudian la variabilidad en los resultados obtenidos en un caso típico de cálculo de demanda máxima de refrigeración en un edificio señalando que esta variación puede oscilar en un 30% dependiendo de los valores de entrada escogidos.

6.1. Selección de variables del caso de estudio

Diversas tareas componen el análisis estadístico de un modelo teórico: selección de las variables bajo estudio, asignación de las distribuciones características de cada variable, generación de las muestras para las diferentes ejecuciones del modelo teórico, ejecución del programa (una vez por cada muestra), análisis de las relaciones de entrada/salida,

clasificación de variables y determinación de la incertidumbre de los resultados del modelo teórico.

En el caso de estudio se considerarán los siguientes parámetros que introducen incertidumbre en el resultado, clasificados en tres grupos:

- propiedades de los materiales (curva $h-T$ parametrizada y curva de λ);
- condiciones del aire a la entrada (temperatura y caudal);
- parámetros geométricos relevantes (espesor de la placa de PCM y anchura del canal de aire).

6.1.1. Propiedades de los materiales

La determinación de las propiedades termofísicas de los PCM sólido-líquido presenta varias metodologías aceptadas (DSC, T -history, calorimetría adiabática...), pero en cualquier caso, los resultados que de estas mediciones se desprenden no siempre concuerdan entre los diferentes autores. Debido a la importancia de las curvas de entalpía y de conductividad térmica en función de la temperatura, estas dos propiedades son las que se han considerado para este análisis. Así, se tratará de estudiar la importancia del conocimiento de las propiedades de los materiales. Para facilitar el análisis de los resultados se propone la parametrización de la curva $h-T$. Este tipo de curvas se puede describir con una función sigmoideal superpuesta con una función lineal. La ventaja de utilizar una parametrización así es que los parámetros que la definen se pueden asociar a los aspectos más característicos de la curva de $h-T$.

Tal y como se aprecia en la figura 6.1 se pueden realizar las siguientes asociaciones de los parámetros de la curva:

- h_s , al valor de entalpía en fase sólida (justo antes de iniciarse el cambio de fase sólido-líquido);
- h_l , al de entalpía en fase líquida (justo después de acabar el cambio de fase sólido-líquido);
- ΔT , amplitud de la ventana térmica (que corresponde al intervalo de temperaturas en el que el PCM está cambiando de fase);
- T_{sl} , temperatura de cambio de fase promedio del PCM.

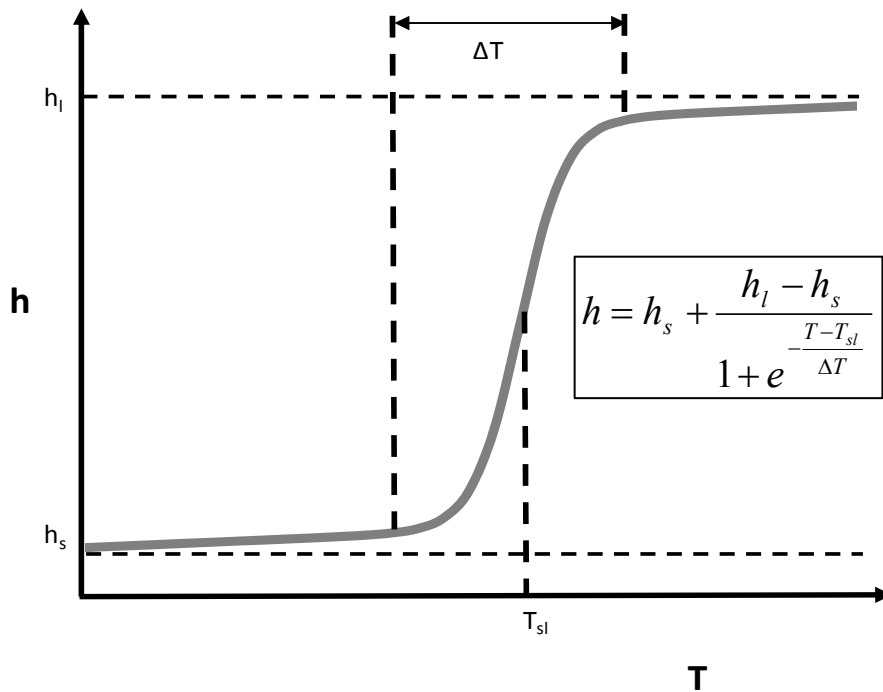


Fig. 6.1. Función sigmoideal aplicada a una curva entalpía-temperatura

Para que el acuerdo de la curva parametrizada con la obtenida en el laboratorio sea más ajustado, se combina la función sigmoideal con una lineal (ver figura 6.2).

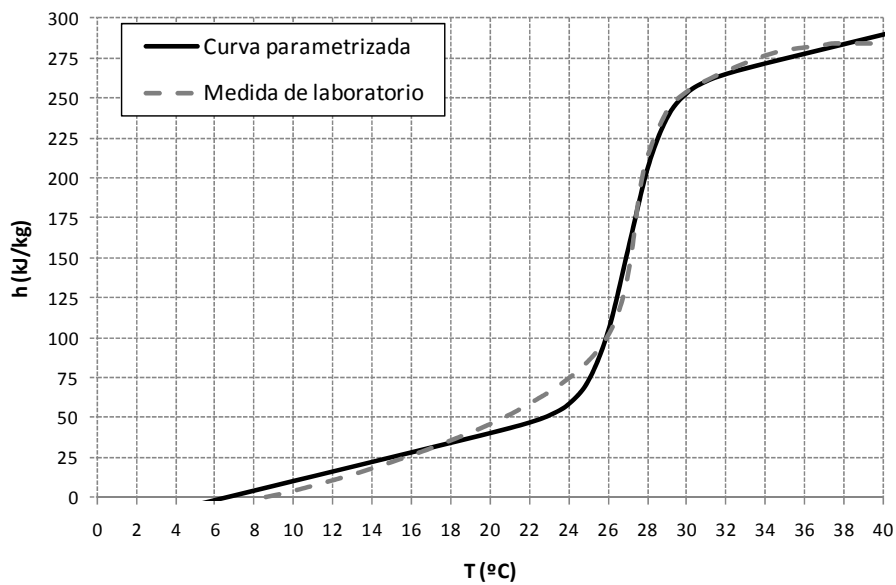


Fig. 6.2. Curva h-T del RT27 obtenida en el laboratorio y curva parametrizada de ajuste

De esta forma se considera un nuevo parámetro b , asociado con la pendiente de la curva en las fases de todo líquido y todo sólido (calor sensible). Así, el ajuste queda tal y como se muestra en la ecuación 6.1.

$$h = b \cdot T + h_s + \frac{h_l - h_s}{1 + e^{-\frac{T - T_{sl}}{\Delta T}}} \tag{Ec. 6.1}$$

Para estos parámetros se ha supuesto el rango de incertidumbre que se muestra en la tabla 6.1, con un nivel de confianza del 97,5 %.

Tabla 6.1. Parametrización de la curva entalpía-temperatura

Parámetro	Asociado con	Valor referencia	Incertidumbre	Efecto en la curva h-T
b	Pendiente de la parte de calor sensible	3 kJ/(kg·K)	$\pm 15\%$	
ΔT	Ventana térmica	0,9 °C	$\pm 0,2 \text{ °C}$	
h_l	Calor latente	170 kJ/kg	$\pm 20 \text{ kJ/kg}$	
T_{sl}	T_{promedio} cambio de fase	27 °C	$\pm 1 \text{ °C}$	

Los diferentes valores de incertidumbre de cada uno de los parámetros de la curva se han seleccionado utilizando como referencia los resultados obtenidos por los diferentes laboratorios que participan en el ensayo interlaboratorio de la *Task-Annex 42-24* de la Agencia Internacional de la Energía.

Tal y como se muestra en la figura 6.3 todavía existe una gran problemática a resolver para la adecuada caracterización de estos materiales y, por tanto, una gran variabilidad en los cuatro parámetros seleccionados para caracterizar la curva.

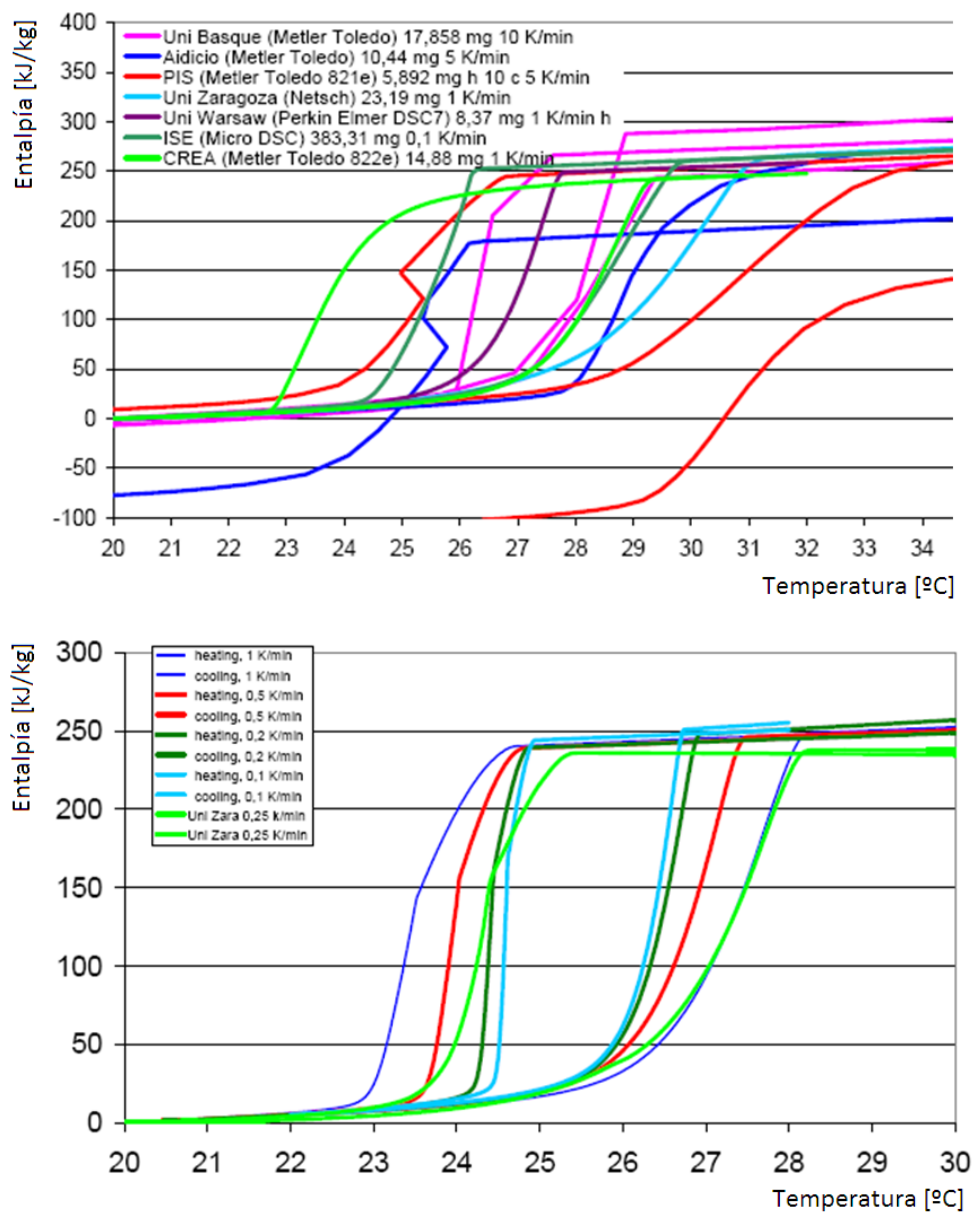


Fig. 6.3. Resultados del RRT de la TA4224 para el octadecano obtenidos en diferentes laboratorios

La cuantificación de la conductividad térmica se realiza según establece la ecuación 6.2:

$$\lambda = \alpha \cdot c_p \cdot \rho \quad \text{Ec. 6.2}$$

de forma que se tienen al menos tres fuentes de error asociadas únicamente a los equipos de determinación del calor específico (Höhne y cols. (1996) y Rudtsch (2002) indican que del 3 al 5 % son valores típicos de incertidumbre para su determinación por el método DSC), de la difusividad térmica (Hay y cols. (2005) establecen que la incertidumbre en su determinación puede ir desde el 3 hasta el 5 % dependiendo del material y de la temperatura), y de la densidad (que se considera también del 5 %). Considerando únicamente esas fuentes y aplicando la metodología de la propagación de incertidumbres al producto, la incertidumbre asociada a la conductividad térmica del PCM supone un valor de $\pm 0,0154 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$. Sin embargo, en este estudio se ha considerado un valor más elevado ya que se ha comprobado que el efecto de la conductividad térmica del PCM no es especialmente significativo en este proceso de transferencia de calor para valores entre 0,05 y 1 $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ (Dolado y cols., 2011; ver también anexo C). De esta forma, al considerar una incertidumbre más elevada, se está corroborando que la determinación de la conductividad térmica para este tipo de intercambiador de calor no necesita de elevada certidumbre. Así, para este estudio la incertidumbre asociada a la conductividad térmica del PCM se ha fijado en $\pm 0,05 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$.

6.1.2. Condiciones del aire a la entrada

La incertidumbre introducida en las condiciones del aire a la entrada de la unidad de TES (recogidas en la tabla 6.2) se debe al error en la medida de:

- caudal de aire: la determinación del caudal lleva asociada una incertidumbre de $\pm 86 \text{ m}^3/\text{h}$ (Lázaro y cols., 2009a);
- temperatura del aire a la entrada: la incertidumbre del sensor de medida de esta magnitud es de $\pm 0,45^\circ\text{C}$ (Lázaro, 2008, anexo calibración Pt100 en cámara climática); sin embargo, parece recomendable aumentarla ligeramente a la hora de considerarla en las simulaciones, ya que con esa incertidumbre sólo se considera el error del dispositivo de medida y no se incluye el error que se tiene al asimilar esa temperatura como la de toda la sección (perfil de temperaturas).

Tabla 6.2. Condiciones del aire a la entrada e incertidumbre asociada

Variable	Valor referencia	Incertidumbre
\dot{V}	1400 m ³ /h	± 86 m ³ /h
T	curva experimental de T _{aire.ent.} °C	± 0,6 °C

6.1.3. Parámetros geométricos relevantes

Debido a la geometría del intercambiador y a su importancia en el proceso de transferencia de calor, se ha considerado una incertidumbre en los valores del espesor de la placa de PCM y de la anchura del canal de aire del 10 %. Esta incertidumbre puede relacionarse tanto con el proceso de fabricación (en la norma ISO 2768 se establecen errores admisibles en el proceso de fabricación para dimensiones de entre 6 y 30 mm pueden ir desde el 1 % hasta el 10 % en función de la designación del proceso) como con la etapa de colocación de las placas en la unidad de TES (anchura del canal).

6.1.4. Asignación de las distribuciones características de cada variable

Se desconoce en todos los casos la distribución de probabilidad de los parámetros, se tomará en todos los casos una distribución normal.

6.2. Generación de las muestras para el modelo teórico

El estudio de la propagación de incertidumbres se realizará mediante la simulación del modelo teórico para 80 conjuntos de valores de entrada de estos parámetros. Es necesario realizar un buen muestreo de las simulaciones a realizar en este análisis de sensibilidad con el objetivo de obtener una buena representatividad de los resultados.

Tradicionalmente se ha utilizado la técnica de muestreo aleatorio, a la que siguió una versión mejorada como muestreo estratificado y, posteriormente, el muestreo por hipercubo latino (McKay y cols., 1979). En este trabajo, la selección de los conjuntos de valores de entrada se ha realizado mediante esta última técnica ya que proporciona mejores resultados que las tradicionales.

El método consiste en la selección de los parámetros y variables a muestrear, la asignación de distribuciones de probabilidad a cada una, la división de cada distribución

en un número fijado a priori de intervalos equiprobables, la generación de una muestra aleatoria dentro de cada intervalo y para cada variable, y el apareamiento aleatorio de muestras entre variables, obteniendo así vectores de valores de entrada, uno por cada intervalo.

Con cada vector de valores de entrada, el modelo teórico es ejecutado una vez. Es decir, el método requiere ejecutar el modelo tantas veces como intervalos se hayan supuesto en la división de las distribuciones de probabilidad, independientemente del número de variables muestreadas. Normalmente esta técnica permite reducir en uno o más órdenes de magnitud la cantidad de ejecuciones del modelo necesarias para obtener una determinada representatividad, en comparación con un Montecarlo clásico (Nuñez y cols., 1999).

Sin embargo, un problema que aparece en la literatura (McKay y cols., 1979), es que la representatividad de los resultados solamente se puede evaluar después de ejecutar n veces el modelo teórico, y en caso de que no se ajuste a una distribución normal, se deberían repetir todos los pasos con un número mayor de muestras (intervalos), no pudiendo utilizar los resultados anteriores.

Así, el algoritmo seguido, considerando que el número de parámetros de entrada es k , es el siguiente:

1. asignación a cada uno de los parámetros de entrada una función de distribución de probabilidad. En este caso, en el que se desconocen estas funciones, se tomarán todas ellas como una distribución normal;
2. división de la función de probabilidad en n segmentos equiprobables. El valor de la función dentro de este intervalo será el valor esperado en dicho intervalo;
3. elaboración, de forma aleatoria, de n vectores de entrada. Estos vectores (orden k) contienen el valor de los k parámetros que son objeto de estudio. Ningún parámetro en los n vectores repetirá segmento;
4. simulación del modelo teórico n veces para los n vectores de entrada generados.

6.3. Ejecución del programa

Teniendo en cuenta el tiempo requerido en cada simulación (tal y como se ha mencionado en las conclusiones del capítulo anterior la simulación de un ciclo térmico completo supone alrededor de 4 minutos) y tratando de minimizar la cantidad de ejecuciones del modelo teórico necesarias para obtener de forma adecuada la función de distribución de los resultados, en primer lugar se optó por la creación de 40 vectores de entrada, pero del análisis de los resultados se concluyó que era necesario ampliar el espacio muestral. A tenor de esos resultados se planteó el análisis con 80 vectores de entrada ($n = 80$) para estudiar la influencia de los nueve parámetros considerados ($k = 9$). En todos los casos se ha justificado la representatividad de los vectores generados comprobando que la media de los resultados obtenidos coincide con los valores correspondientes al caso base.

6.4. Análisis de los resultados del estudio de propagación de incertidumbres

El modelo teórico se analiza desde dos puntos de vista:

- A. En primer lugar se analiza el rango de variación de la variable estudiada. Este resultado aporta una estimación del rango de incertidumbre que se obtendría según está diseñada la unidad de TES. Con este análisis se establece el intervalo para la variable de salida de interés. Para cada cierto intervalo de tiempo de la simulación el error se calcula como:
 - histograma al correspondiente instante de tiempo del conjunto de resultados de todas las simulaciones (diferencia entre el valor en la simulación actual y el del caso base);
 - función de distribución de probabilidad acumulada;
 - error obtenido en ese instante a un nivel de confianza determinado;
 - representación gráfica del caso base y de ese error.

Se tomará como rango de incertidumbre el correspondiente a una frecuencia relativa acumulada del 97,5 %.

- B. En segundo lugar se estudiará el peso de cada uno de los parámetros (f_i). Este análisis es muy útil para conocer qué factores han de ser medidos o determinados con más cuidado. Para obtener estos coeficientes de peso (β_i) se realizará un ajuste por mínimos cuadrados de la siguiente estimación lineal del error introducido (δA) tal y como se establece en la ecuación 6.3:

$$\delta A = \alpha_o + \sum_{i=1}^m (\beta_i \cdot \delta f_i) \quad \text{Ec. 6.3}$$

Estos valores se normalizan (coeficiente de regresión normalizado o *SRC*, del inglés *Standard Regression Coefficient*) según la desviación típica de la variable a estudiar y correspondiente a cada parámetro (Saltelli y cols., 2004) por medio de la ecuación 6.4.

$$SRC_i = \frac{\beta_i \cdot \sigma_{f_i}}{\sigma_A} \quad \text{Ec. 6.4}$$

Este nuevo factor de peso da una idea de la importancia que tiene determinado factor en el caso planteado, esto es por el hecho de tener un determinado rango de incertidumbre. Este coeficiente será mayor en aquellas variables de entrada cuyo rango de incertidumbre sea mayor.

6.4.1. Resultados del modelo teórico para el caso base (planteamiento A)

Ejecutando el modelo teórico con las condiciones del caso base (recopiladas en las tablas 6.1 y 6.2 bajo las correspondientes columnas de valores referencia) se obtienen los resultados que se muestran en la figura 6.4.

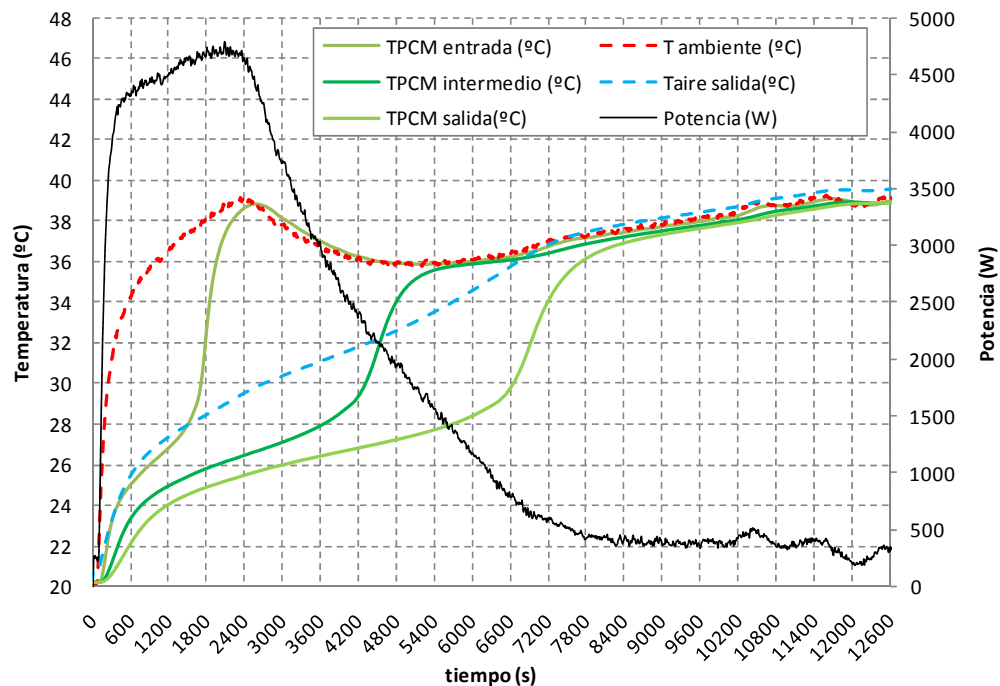


Fig. 6.4. Resultados de la simulación del caso base, etapa de fusión

En la figura se aprecia que la potencia presenta una meseta inicial de unos 4250 W, con una duración de 40 minutos, que se va reduciendo hasta la fusión completa del PCM que tiene lugar a las dos horas de iniciarse el proceso. De estos resultados gráficos se obtienen las respuestas de interés.

Dentro de las respuestas de interés que aporta el modelo teórico mostradas en la tabla 6.3 (y que de izquierda a derecha corresponden a: tiempo en fundir, potencia promedio intercambiada en la primera hora, potencia máxima, energía intercambiada, tiempo en alcanzar el aire de salida una temperatura determinada, anchura del sistema), el análisis se va a centrar en las respuestas potencia promedio y tiempo necesario hasta que el aire de salida alcanza los 32 °C, ya que son las que pueden suponer un mayor interés a nivel práctico de funcionamiento de la unidad de TES.

Tabla 6.3. Resultados para la simulación del caso base

t_{fus} (min)	$\dot{Q}_{promedio,1h}$ (W)	\dot{Q}_{max} (W)	E_{total} intercambiada (kJ)	$t_{T_{aire,sal}=32^{\circ}C}$ (min)	Anchura (m)
126	4056	4796	20391	73	1,05

Seguidamente, aplicando el método del hipercubo latino a las simulaciones, en lugar de obtener un único resultado de $\dot{Q}_{promedio,1h}$ se obtiene una distribución completa.

En la figura 6.5 se muestra la evolución de la potencia térmica intercambiada en el proceso de fusión con el intervalo de incertidumbre asociado (97,5 %) junto a los resultados obtenidos de los errores relativos en potencia.

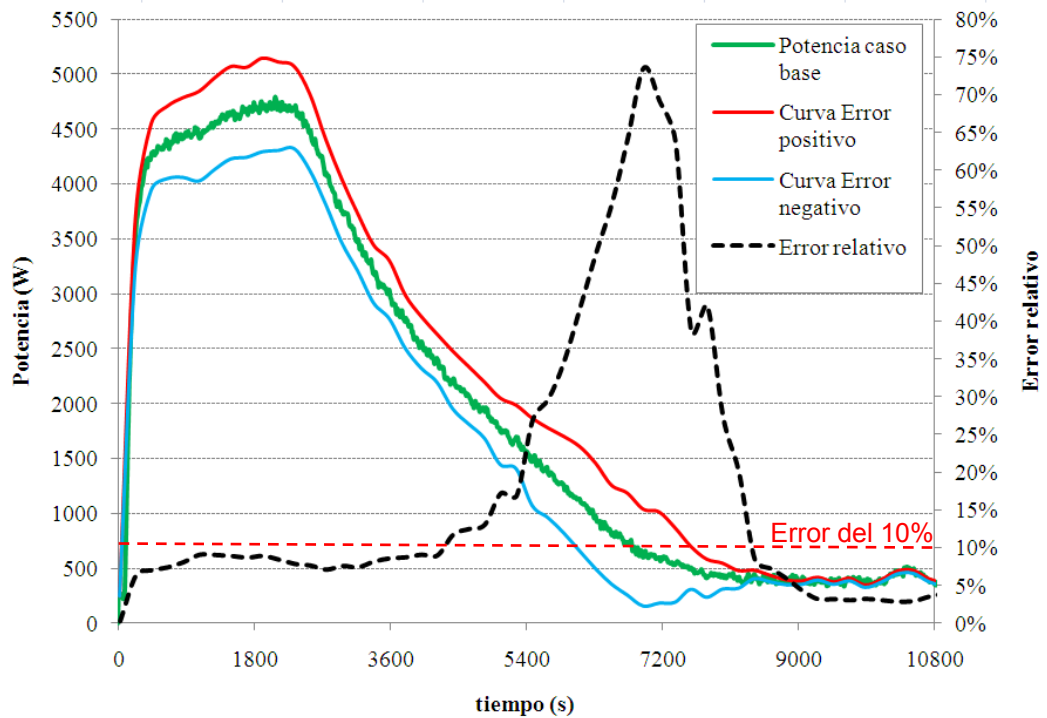


Fig. 6.5. Evolución de la potencia térmica intercambiada en el proceso de fusión con el intervalo de incertidumbre asociado y errores relativos en potencia

Se observa que el error en potencia es inferior al 10 % hasta que el proceso se va acercando a la parte final de la etapa de fusión, es entonces cuando los valores absolutos de potencia son más pequeños y el error relativo se dispara hasta que la fusión finaliza. Este resultado es análogo en la etapa de solidificación.

6.4.2. Análisis del peso de la incertidumbre de los parámetros de entrada (planteamiento B)

Además del estudio presentado, resulta muy útil conocer la importancia de la incertidumbre de cada parámetro de entrada. En la figura 6.6 se muestra la influencia de estos parámetros en la solución de la potencia promedio y en el tiempo necesario hasta que el aire de salida alcanza los 32 °C, expresada en forma de coeficiente de regresión normalizado en tanto por ciento. En la figura se indica además la procedencia de cada uno de los parámetros estudiados.

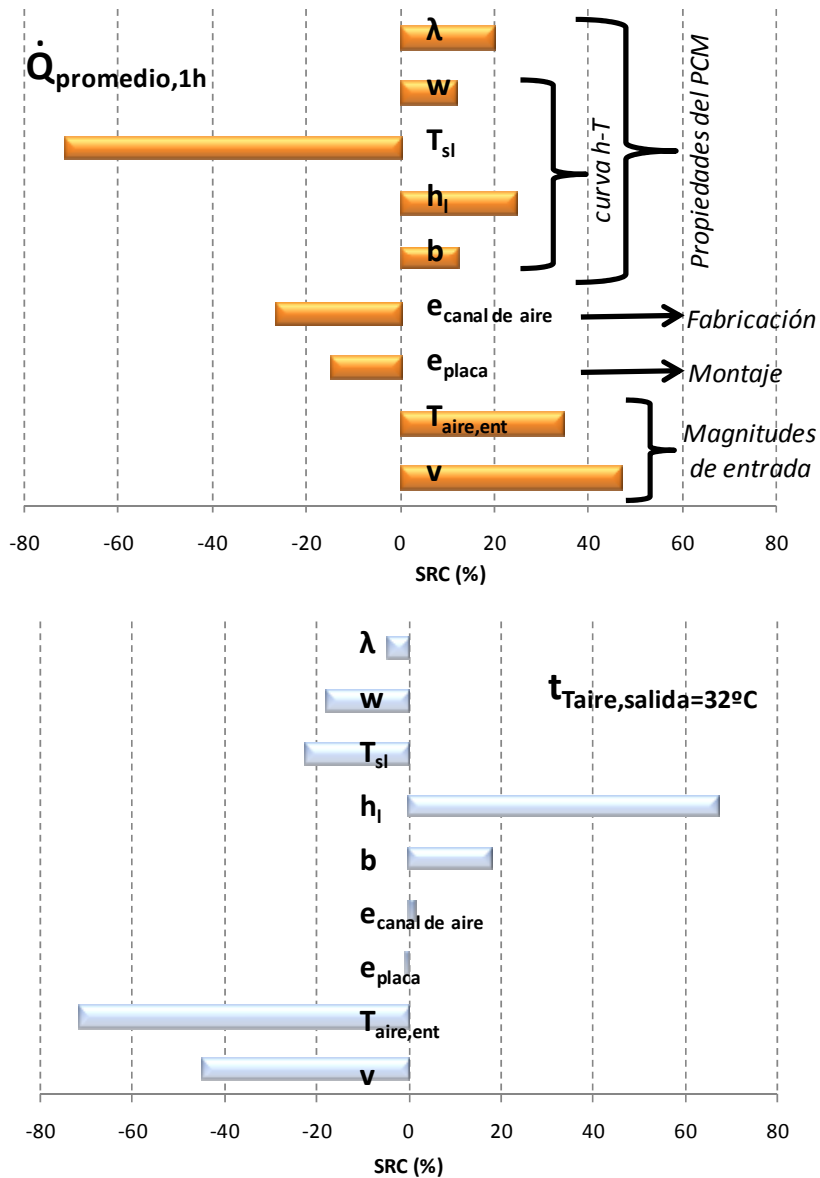


Fig. 6.6. Representación de los coeficientes de regresión normalizados para cada uno de los factores analizados en $\dot{Q}_{promedio,1h}$ (arriba) y en $t_{Taire,salida=32^\circ C}$ (abajo)

Analizando los resultados obtenidos respecto a la potencia, se aprecia que dentro de las propiedades del PCM el parámetro más influyente es la temperatura promedio de cambio de fase (siendo además el más influyente de todos los factores considerados): a menor temperatura, mayor potencia promedio. Este resultado es esperable, al disminuir la temperatura promedio de cambio de fase, el gradiente de temperaturas entre el aire y el PCM es más pronunciado, por lo que aumentará tanto la potencia máxima intercambiada como la potencia promedio (si el PCM no ha fundido en menos de una

hora). Se observa también la importancia del parámetro h_l (asociado con el calor latente del PCM en la parametrización realizada a la curva $h-T$) tanto en $\dot{Q}_{promedio,1h}$ como en $t_{Taire,sal=32^\circ C}$. Estos resultados enfatizan la importancia de la correcta determinación de la curva entalpía-temperatura del correspondiente PCM.

Por otro lado destaca la importancia tanto de la temperatura de entrada del aire como del caudal volumétrico, siendo la temperatura del aire un factor crucial ya que en muchas ocasiones a la hora del diseño se van a utilizar datos de temperatura ambiente del lugar donde se ubique la unidad de TES (valores horarios registrados en una estación meteorológica y utilizados como representativos para la zona dada) que van a ser una fuente importante de error. Respecto al caudal de aire, al estar fuertemente vinculado al coeficiente de convección, su peso en la transferencia de calor es considerable por lo que es otra fuente de error a tener en cuenta.

A partir de los resultados obtenidos se ha llevado a cabo el siguiente estudio: comprobar el efecto de la reducción de la incertidumbre asociada a los parámetros relevantes en las respuestas de interés. Con este análisis se están cuantificando las implicaciones que puede suponer el esfuerzo de mejorar la determinación de un parámetro o la medición de una variable.

Partiendo de las propiedades de la distribución normal, existe un teorema con el que obtener la expresión analítica que permite realizar el análisis propuesto a partir de los SRC_i obtenidos (ecuación 6.5):

$$\delta_{respuesta} = \sigma_{respuesta} \cdot \sum SRC_i \cdot \frac{\delta x_i}{x_i} \quad \text{Ec. 6.5}$$

Este teorema establece que $\delta_{respuesta}$ es una distribución normal si $\frac{\delta x_i}{x_i}$ también lo son.

Así, la ecuación 6.6 es la expresión final a utilizar:

$$\sigma_{\delta_{respuesta}} = \sigma_{respuesta} \cdot \sqrt{\sum SRC_i^2 \cdot \alpha_i^2} \quad \text{Ec. 6.6}$$

donde α denota la reducción del error relativo en la variable x_i .

En la figura 6.7 se muestran los resultados obtenidos planteando este estudio para la $Q_{promedio,1h}$ y teniendo en cuenta los tres factores más influyentes en esta respuesta: temperatura promedio de cambio de fase, temperatura de entrada del aire y caudal volumétrico.

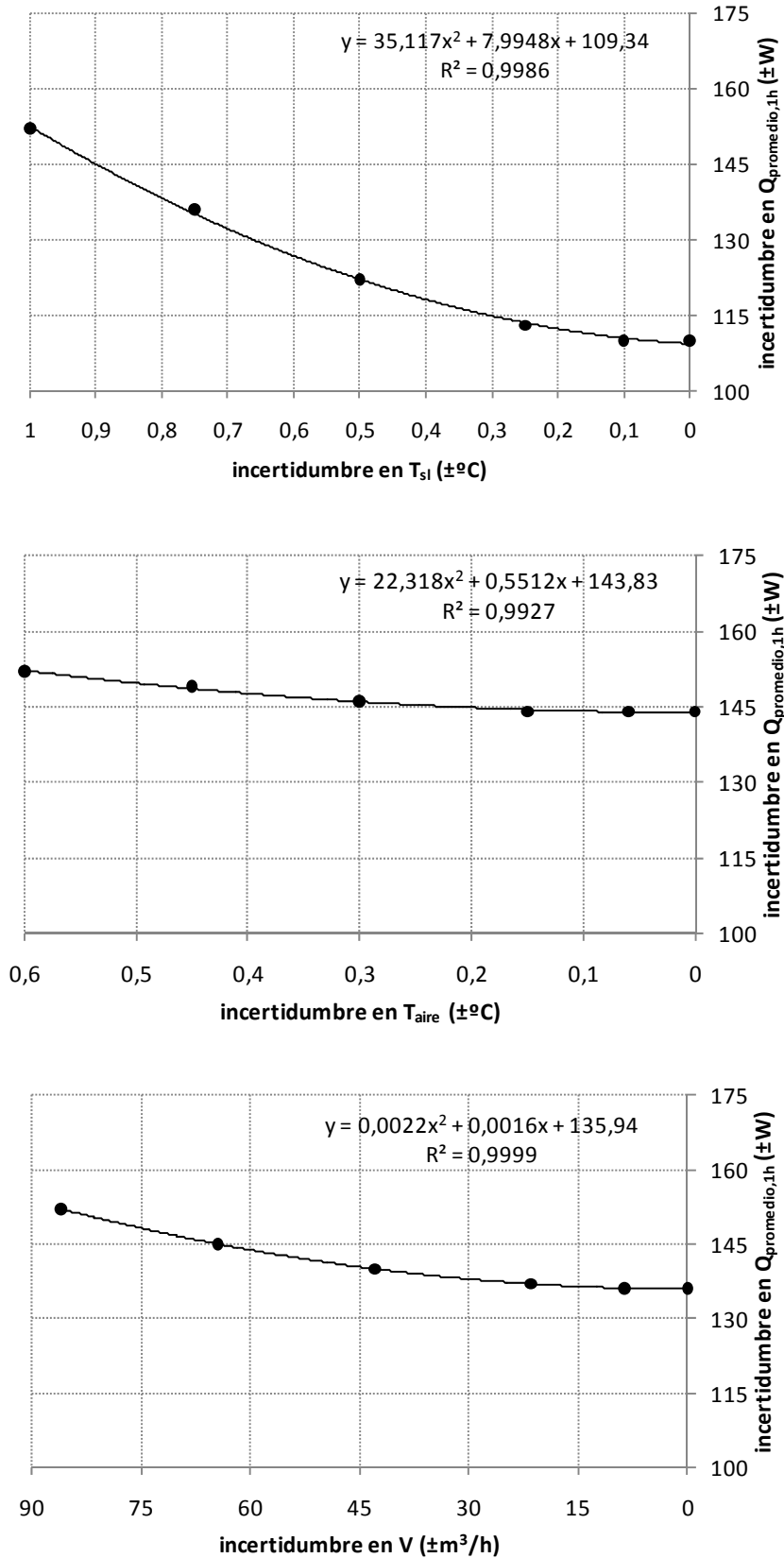


Fig. 6.7. Efecto de la mejor determinación de los factores temperatura promedio de cambio de fase (arriba), temperatura de entrada del aire (medio) y caudal volumétrico (abajo) en la respuesta $\dot{Q}_{promedio,1h}$

Aunque la reducción de la incertidumbre de la respuesta $\dot{Q}_{promedio,1h}$ es notable para el factor T_{sl} (asociado a la curva entalpía-temperatura del PCM), de la gráfica se deduce que reducir la incertidumbre en la determinación en este factor a valores inferiores a $\pm 0,25$ °C no produce una mejora significativa en la respuesta, es decir, no parece recomendable invertir esfuerzos en determinar este parámetro con una incertidumbre mejor que $\pm 0,25$ °C.

Si se considera no sólo la desviación sino el valor medio de la respuesta de interés se obtiene que para el caso base $\dot{Q}_{promedio,1h} = 4056 \pm 152W$ y, por ejemplo, para el caso en el que se mejore la determinación del factor T_{sl} hasta una incertidumbre de $\pm 0,25$ °C, se obtiene $\dot{Q}_{promedio,1h} = 4056 \pm 113W$, lo que supone una mejora del 25 % en la incertidumbre de la respuesta.

De forma análoga se puede establecer que a la hora de determinar la respuesta $\dot{Q}_{promedio,1h}$ es suficiente que los factores caudal volumétrico de aire y temperatura del aire a la entrada hayan sido determinados con una incertidumbre de ± 50 m³/h y $\pm 0,4$ °C respectivamente.

En la tabla 6.4 se recogen cuatro respuestas de interés del sistema (potencia promedio intercambiada en la primera hora, tiempo en alcanzar los 32 °C el aire a la salida, tiempo en fundir el PCM y potencia máxima intercambiada) y el efecto que tiene sobre su incertidumbre la mejora de la determinación de sus factores más influyentes.

Tabla 6.4. Influencia de los factores más relevantes en 4 respuestas de interés

Respuesta	Resultado del caso referencia	Factor más influyente	Mejora del factor	Mejora de la respuesta
$\dot{Q}_{promedio,1h}$	4056 W	T_{sl}	± 1 °C \rightarrow $\pm 0,25$ °C	± 152 W \rightarrow ± 113 W ↑25%
$t_{T_{aire,sal}=32^{\circ}C}$	73 min	$T_{aire, ent}$	$\pm 0,6$ °C \rightarrow $\pm 0,15$ °C	$\pm 5,8$ min \rightarrow $\pm 4,6$ min ↑21%
$t_{fusión}$	126 min	h_l	± 20 kJ/kg \rightarrow ± 5 kJ/kg	$\pm 6,9$ min \rightarrow $\pm 5,6$ min ↑18%
$\dot{Q}_{máx}$	4795 W	T_{sl}	± 1 °C \rightarrow $\pm 0,25$ °C	± 205 W \rightarrow ± 158 W ↑23%

Otro aspecto a tener en cuenta en este análisis es que el efecto que un factor tiene en una respuesta, generalmente no coincidirá con el que pueda tener en otra. Por ejemplo, para el caso de estudio considerado y comparando los resultados obtenidos para las respuestas $\dot{Q}_{promedio,1h}$ y $t_{Taire,sal=32^{\circ}C}$, se observa que el efecto del factor T_{sl} tiene mayor peso en $\dot{Q}_{promedio,1h}$ que en $t_{Taire,sal=32^{\circ}C}$ y, sin embargo, la importancia del factor h_l es mayor en $t_{Taire,sal=32^{\circ}C}$ que en $\dot{Q}_{promedio,1h}$. Los resultados obtenidos para la reducción de las incertidumbres de los dos factores en las dos respuestas se muestran en la tabla 6.5.

Tabla 6.5. Efecto en $\dot{Q}_{promedio,1h}$ y $t_{Taire,sal=32^{\circ}C}$ de la mejora en la determinación de los parámetros T_{sl} y h_l

Incertidumbre del factor	Base		Mejoras	
	$T_{sl} \pm 1^{\circ}C$; $h_l \pm 20 \text{ kJ/kg}$	$T_{sl} \pm 0,25^{\circ}C$	$h_l \pm 5 \text{ kJ/kg}$	$T_{sl} \pm 0,25^{\circ}C$; $h_l \pm 5 \text{ kJ/kg}$
$\dot{Q}_{promedio,1h}$	$4056 \pm 152 \text{ W}$	$\pm 113 \text{ W}$	$\pm 148 \text{ W}$	$\pm 108 \text{ W}$
$t_{Taire,sal=32^{\circ}C}$	$73 \text{ min} \pm 5,8 \text{ min}$	$\pm 5,7 \text{ min}$	$\pm 4,7 \text{ min}$	$\pm 4,6 \text{ min}$

De esta tabla se deduce que una buena determinación en el factor h_l mejora la incertidumbre de la respuesta $t_{Taire,sal=32^{\circ}C}$ en un apreciable 19 % mientras que únicamente lo hace en menos del 3 % para la respuesta $\dot{Q}_{promedio,1h}$. Sin embargo, el efecto de una mejor determinación del factor T_{sl} es inverso: la incertidumbre de la respuesta $t_{Taire,sal=32^{\circ}C}$ mejora tan solo en un 2 % mientras que la respuesta $\dot{Q}_{promedio,1h}$ mejora en un 26 %.

En general, realizar un esfuerzo en un sentido o en otro dependerá de cuáles sean los factores que afectan a la respuesta de interés y del ratio (porcentaje de mejora / inversión) que se esté dispuesto a aceptar.

6.4.3. Comparación con los resultados experimentales

Tal y como se cita en la tesis de Lázaro (2008) con la instrumentación empleada en la instalación experimental se obtienen valores de la potencia de refrigeración de los intercambiadores con una incertidumbre del 9 % durante la primera hora del proceso para un ensayo típico. Aplicando la metodología de la propagación de incertidumbres a la determinación de la potencia intercambiada, en las figuras 6.8 y 6.9 se muestran los

errores experimentales obtenidos para uno de los ensayos típicos realizados. Los cálculos realizados para la estimación de la incertidumbre en la medida de potencia intercambiada se recogen en la tabla 6.6.

Tabla 6.6. Estimación de la incertidumbre de las medidas de potencia intercambiada

	Incertidumbre expandida, 2u	Incertidumbre estándar, u	Valor estimado, y	Coefficiente de sensibilidad	Contrib. a la incertidumbre, $w^2=(u/y)^2$
\dot{m} (kg/s)	0,026	0,013	0,36	1	0,0013
C_p (J/kgK)	2	1	1007	1	$9,86 \times 10^{-7}$
ΔT (K)	0,51	0,255	ΔT_i	1	$(0,255 / \Delta T_i)^2$
	Suma de las contribuciones, $w_{\dot{Q}} = \sqrt{w_m^2 + w_{c_p}^2 + \left(\frac{u_{\Delta T}}{\Delta T_i}\right)^2}$		Valor estimado, y	Incertidumbre estándar, u	Incertidumbre expandida, 2u
\dot{Q} (W)	$\sqrt{0,0013 + 9,86 \cdot 10^{-7} + \left(\frac{0,255}{\Delta T_i}\right)^2}$		\dot{Q}_i	$w_{\dot{Q}} \cdot \dot{Q}_i$	$2 \cdot w_{\dot{Q}} \cdot \dot{Q}_i$

La incertidumbre se estima para cada medida de forma que se puede determinar una banda de incertidumbre asociada a la curva de potencia térmica experimental siguiendo la Guía EA 4/02 *Expression of the Uncertainty of Measurement in Calibration*.

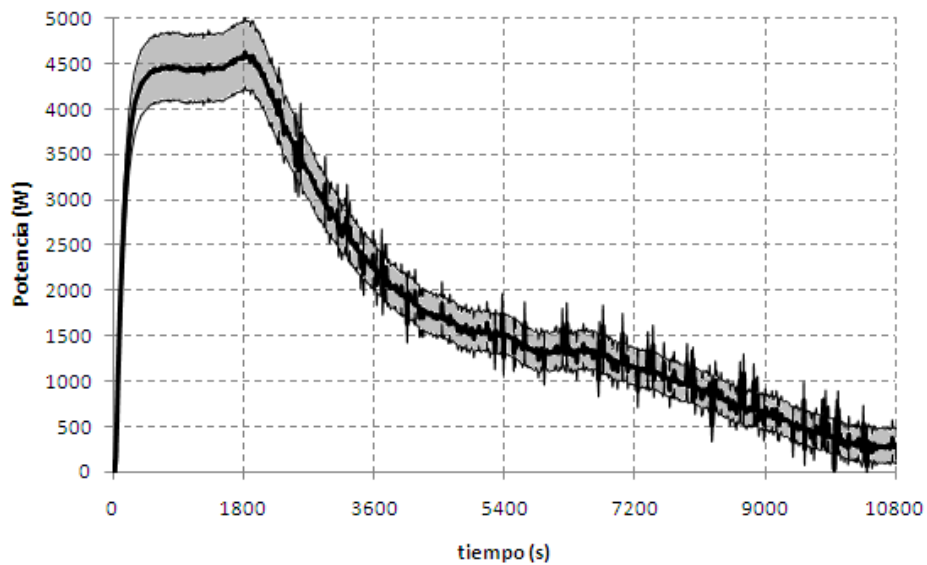


Fig. 6.8. Valores experimentales de potencia intercambiada y su incertidumbre, etapa de fusión

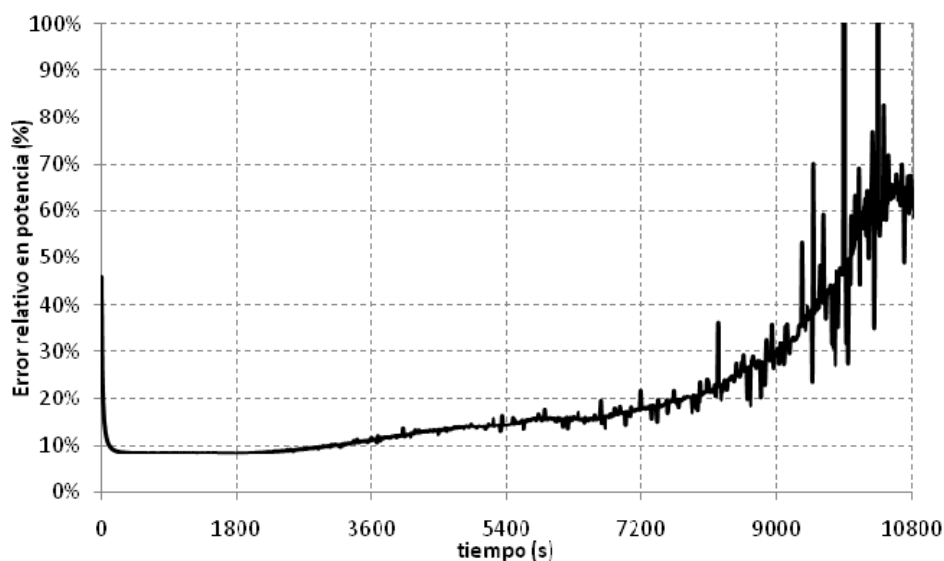


Fig. 6.9. Errores relativos en potencia intercambiada para los valores experimentales, etapa de fusión

Como es de esperar, los errores relativos crecen a medida que se reduce el valor absoluto de la potencia térmica. Esto es así ya que la incertidumbre expandida asociada a la medida de la termopila es $\pm 0,51$ °C (Lázaro, 2008) por lo que el error relativo aumenta a medida que el salto de temperaturas entre el aire a la entrada del acumulador y el aire a la salida disminuye.

En las figuras 6.10 y 6.11 se observa el alto solape existente entre la curva experimental (incluidos las curvas de los límites inferior y superior asociados a su incertidumbre) y los resultados de la simulación (incluida la incertidumbre de la respuesta potencia calculada con la metodología del hipercubo latino).

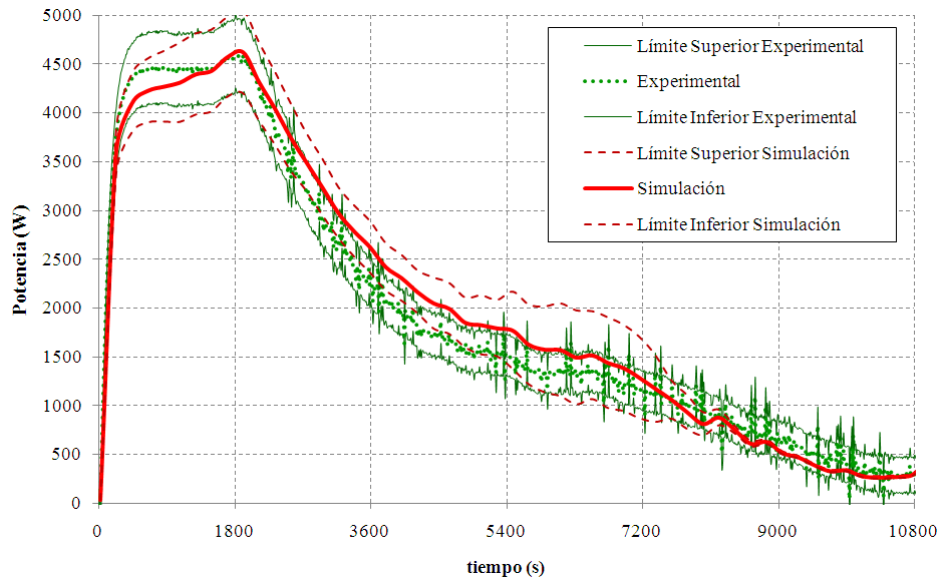


Fig. 6.10. Comparación de los resultados experimentales y simulados (incluidas sus incertidumbres) para la etapa de fusión de un ciclado

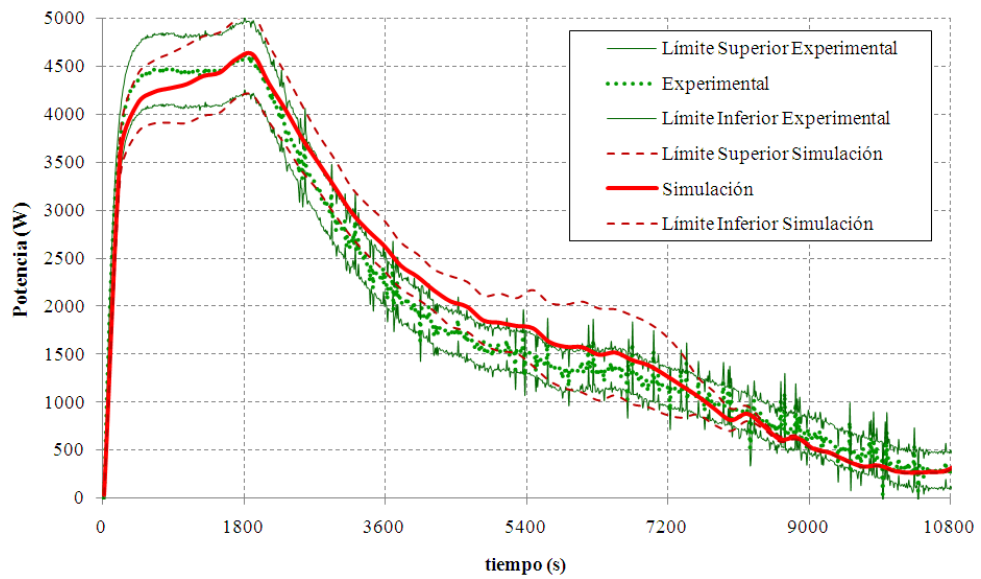


Fig. 6.11. Comparación de los resultados experimentales y simulados (incluidas sus incertidumbres) para la etapa de solidificación de un ciclado

Este solape es significativo en gran parte del proceso, encontrando las mayores discrepancias a medida que se alcanza el final de la correspondiente etapa del ciclo (esto es, a medida que los valores de potencia térmica son más pequeños), siendo ligeramente más apreciables en la etapa de solidificación que en la de fusión.

6.5. Conclusiones

Se ha realizado un análisis de incertidumbre en el modelo teórico. Este análisis ofrece un rango de incertidumbre asociado a la solución del problema que resulta útil en la comparación de los resultados experimentales y de simulación. En este sentido se ha observado una gran concordancia comparando ambos resultados, obteniéndose un alto grado de solape entre las diferentes curvas de potencia para la mayor parte del proceso.

Por otro lado se ha analizado la importancia de las variables que introducen incertidumbre al modelo teórico. Aunque este estudio se puede realizar sobre un mayor número de variables/parámetros de entrada que potencialmente aporten incertidumbre (masa de PCM, consumo del ventilador, rugosidad de la placa, propiedades/parámetros de los materiales de la carcasa que afecten a la transferencia de calor ambiente/interior, otras propiedades del PCM...), se han considerado por claridad de exposición sólo las más significativas. Así, aplicado a la potencia promedio intercambiada en la primera hora del proceso de fusión, se concluye que:

- La reducción de la incertidumbre de la respuesta $\dot{Q}_{promedio,1h}$ es notable para el factor T_{sl} , pero se ha comprobado que reducir la incertidumbre en la determinación en este factor a valores inferiores a $\pm 0,25$ °C no produce una mejora significativa en la respuesta. Por tanto, no parece recomendable invertir esfuerzos en determinar este parámetro con una incertidumbre mejor que $\pm 0,25$ °C.

Mejorar la determinación del factor T_{sl} desde ± 1 °C hasta una incertidumbre de $\pm 0,25$ °C, supone una mejora del 25 % en la incertidumbre de la respuesta $\dot{Q}_{promedio,1h}$.

- El efecto de los factores caudal volumétrico de aire y temperatura del aire a la entrada en esa misma respuesta, aun siendo importante, no es tan grande como el del factor T_{sl} . Así, mejores determinaciones de estos factores de hasta $\pm 0,15$ °C en temperatura y de ± 22 m³/h en caudal permiten una determinación de la respuesta de $\dot{Q}_{promedio,1h} = 4056 \pm 144W$ y de $\dot{Q}_{promedio,1h} = 4056 \pm 137W$ respectivamente, que únicamente suponen una mejora del 5,4 y del 10,2% frente al 25 % que supone una mejora de la misma proporción en el factor T_{sl} .

Para la validación de un modelo teórico se propone la metodología aquí planteada de análisis de propagación de incertidumbres aplicada tanto a los resultados experimentales como a las simulaciones numéricas. Esta metodología aporta mayor rigor al modelo teórico desarrollado, proporcionando mayor credibilidad al modelo elaborado y más realismo a los resultados obtenidos en las simulaciones. Además, este planteamiento de comparación de bandas, una vez alcanzado cierto grado de solape entre franjas, da una idea de cuándo dejar de hacer mejoras en el modelo teórico.



Hay que hacer cosas útiles, más que cosas admirables

San Agustín de Hipona

7

Potenciales aplicaciones

Como ejemplos de potenciales utilizaciones de este tipo de unidades de TES con PCM se puede pensar en cualquier clase de aplicaciones directamente relacionadas con el aire a temperatura ambiente intentando aprovechar la oscilación de la temperatura en el ciclo natural día/noche para facilitar la fusión y solidificación del PCM. En este capítulo se va a estudiar el diseño y la integración de una unidad de TES en tres aplicaciones distintas:

- ciclos de absorción para refrigeración solar;
- refrigeración gratuita;
- mantenimiento de temperatura en salas de ordenadores o de equipos electrónicos.

Para realizar este estudio, la metodología que se propone es la aplicación del diseño de experimentos (en inglés *Design of Experiments*, en adelante DOE) a las simulaciones ejecutadas mediante el modelo teórico desarrollado. Debido a que la simulación en sí misma no constituye una herramienta de diseño, ya que un modelo teórico de simulación proporciona una respuesta del sistema a las condiciones operacionales y experimentales que le son impuestas (Pérez Vergara y cols., 2001), se propone esta metodología para dimensionar el equipo de forma que, además, el análisis de los resultados permita obtener conclusiones sobre el sistema de estudio y decidir actuaciones. De este modo se reduce considerablemente el tiempo invertido en realizar las simulaciones necesarias para encontrar el equipo óptimo. Además, frente a un análisis secuencial, es más razonable utilizar una metodología matemática y estadística que indique como planificar la secuencia de experimentos bajo la filosofía de obtener la máxima información con el menor esfuerzo.

En una relativamente nueva forma de hacer frente al problema del diseño del equipo se emplea la metodología del diseño de experimentos, por medio de las superficies de respuesta, para limitar el número de simulaciones necesarias para alcanzar una solución apropiada, consiguiendo un ahorro significativo sobre el tiempo invertido en el diseño (del Coz Díaz y cols., 2010) y un ahorro sobre el potencial coste experimental (Gunasegaram y cols., 2009; del Coz Díaz y cols., 2010) si se cumplen las relaciones de semejanza prototipo-modelo.

Análisis de semejanza: escalado del modelo

Para poder cumplir con los requisitos de cada una de las tres aplicaciones a estudiar, la aplicación del DOE se ha planteado para un rango más amplio que el de validez experimental. Debido a los requisitos de cada caso de estudio, las razones de semejanza entre el equipo experimental estudiado y el equipo que se propone para cada aplicación de estudio, no se van a ajustar en todos los casos (semejanza modelo-prototipo).

Así, se ha realizado el cálculo de las relaciones adimensionales de interés que caracterizan el funcionamiento del equipo (Re , Bi , NTU , λ_{eff}/λ) tanto para el equipo experimental como para cada uno de los casos simulados, de forma que se comprueba el grado de semejanza adimensional de los equipos propuestos con el equipo experimental y, por tanto, la necesidad de validación experimental del equipo propuesto en el diseño en el caso de no estar dentro del rango de validez experimental (ver el apartado 4.2.5).

7.1. Simulaciones numéricas basadas en el DOE

Actualmente, debido a la realimentación existente entre las simulaciones y los estudios experimentales, complementar la realización de experimentos físicos con simulaciones numéricas se está haciendo cada vez más común en muchos sectores. La complementariedad entre las simulaciones y los experimentos se manifiesta en la figura 7.1 que muestra de forma general la metodología seguida en esta tesis.

Algunos experimentos numéricos se llevan a cabo para seleccionar tanto las herramientas como los parámetros de proceso óptimos que permitan elaborar directamente productos que reduzcan en cierto grado tanto el coste como el tiempo necesarios para la experimentación física correspondiente (Gunasegaram y Smith, 2001; Calise y cols., 2010). En otras ocasiones lo que se pretende es obtener un conocimiento más profundo del efecto de variar ciertos parámetros del proceso (estudios de sensibilidad) de cara a la optimización de un proceso (Gupta y cols., 2006). Del Coz Díaz y cols. (2010) aplican el diseño de experimentos a las simulaciones numéricas con el doble objetivo de limitar el número de ejecuciones, reduciendo de forma significativa el gasto computacional, y de permitir el análisis de la influencia de cada parámetro en las respuestas de interés.

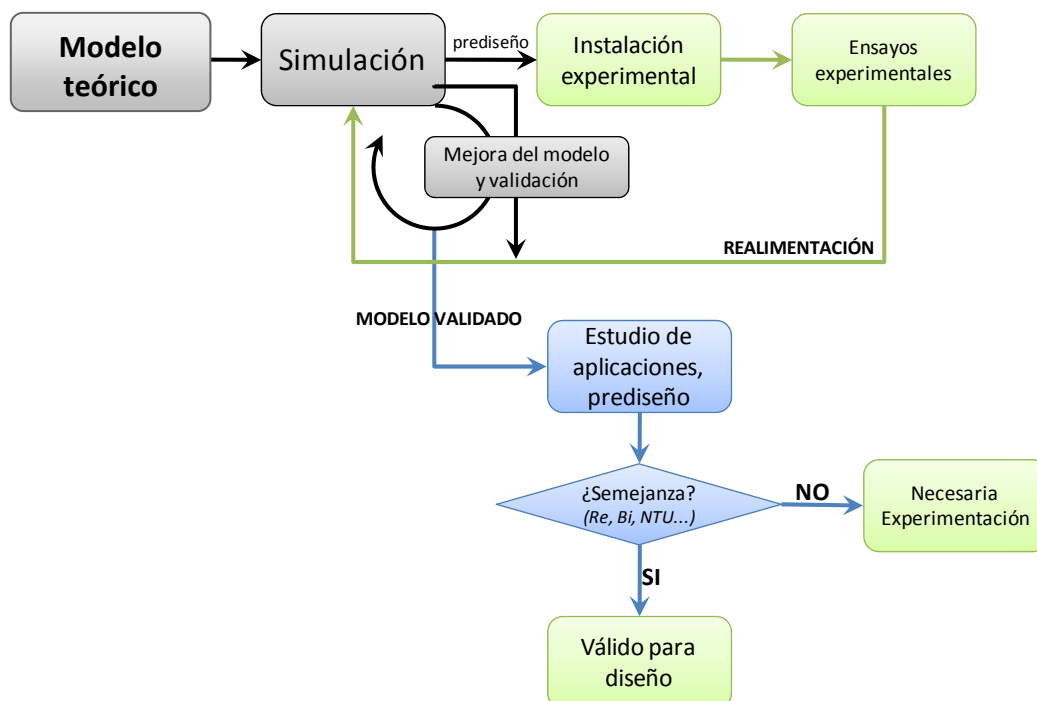


Fig. 7.1. Complementariedad entre simulaciones y experimentos: metodología de trabajo

Whitt (2005) indica que debido a que las simulaciones requieren un análisis estadístico de sus resultados, es apropiado considerar la perspectiva del diseño experimental. Sin embargo, Salazar y Baena Zapata (2009) señalan que los estudios numéricos que se basan en la metodología del DOE son escasos en la literatura. Estos últimos autores invitan a los investigadores que trabajan en el área de la estadística (extensible a cualquier otro área) a implementar la metodología del diseño y análisis de experimentos en los estudios de simulación ya que consideran que emplear este tipo de análisis mejora tanto la calidad de las conclusiones (siendo éstas más contundentes) como la presentación de los resultados de los estudios de simulación. Además, considerar los estudios de simulación bajo este tipo de enfoques permite estudiar muchos factores a la vez optimizando de tal manera el tiempo que se invierte en la ejecución de las simulaciones.

7.1.1. Conceptos generales del DOE

El DOE es una herramienta muy potente para identificar un conjunto de factores de un proceso (parámetros) que son importantes para el mismo y determinar a qué niveles se tienen que mantener para optimizar la respuesta de interés (Antony, 2002). Su potencial proviene del hecho de que ayuda a maximizar la información obtenida de cierto número de experimentos utilizando el mínimo de recursos. Esto se puede obtener a partir de un diseño factorial, una aproximación estructurada basada en métodos estadísticos que se apoya en el cambio simultáneo de más de un factor cada vez. Una segunda ventaja del DOE es que también proporciona más información que los métodos tradicionales de experimentación secuenciales (un solo cambio cada vez; ver anexo C) ya que permite juzgar la importancia no sólo del efecto de las variables de entrada o de los factores por sí mismos (efectos principales), sino también de la combinación de esos factores (interacciones). Esto se debe a que, cuando los factores cambian simultáneamente, cualquier influencia que un factor tiene en otro se muestra en la respuesta. El DOE presenta otra importante ventaja sobre los métodos tradicionales ya que cubre un rango más amplio del dominio experimental con menos experimentos. Esto significa que existe una posibilidad aumentada de encontrar los parámetros del proceso óptimos (pico real) en lugar de únicamente los mejores dentro del limitado dominio investigado con una metodología secuencial (falso pico, esfera roja en la figura 7.2).

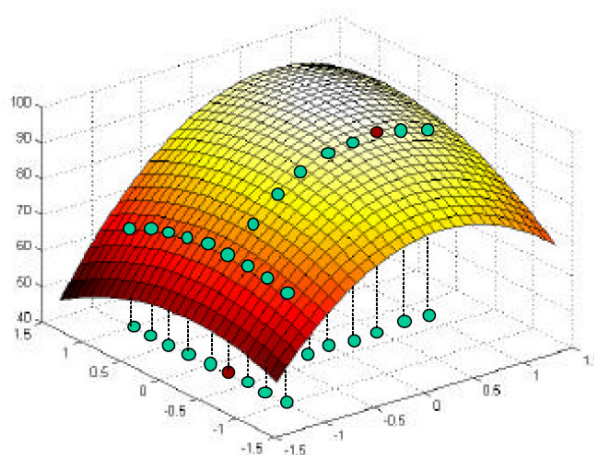


Fig. 7.2. Limitaciones de la experimentación variando un factor cada vez (optimización), Ferré y Rius, 2002

7.1.2. Rastreo (*screening*) frente a optimización

La estrategia del DOE normalmente supone una fase de rastreo seguida de una fase de optimización. En la fase de rastreo se identifican los factores que tienen una influencia más importante en la respuesta. En la fase de optimización, donde se centra este estudio, sólo en los factores identificados como más relevantes, se aplica una búsqueda más refinada a la selección de los factores y sus rangos.

Aquí se plantea como objetivo la optimización simultánea de un conjunto de respuestas de la unidad de TES (aplicada a diferentes situaciones) en busca de un equipo que aporte las mejores prestaciones posibles. Es decir, interesa conocer qué valores de los factores escogidos proporcionan respuestas con la calidad deseada (es decir, si no se alcanzase el requisito en la respuesta, ¿qué grado estamos dispuestos a admitir como tolerable?). Estos valores se pueden conocer calculando un modelo matemático, denominado superficie de respuesta, que relaciona los factores más relevantes con las respuestas. Los experimentos más adecuados para calcular dichos modelos están descritos en los diseños de superficies de respuesta tales como el diseño central compuesto o el diseño de Doehlert (1970).

En los diseños centrales compuestos se incluyen puntos de estudio centrales y axiales. Los puntos centrales permiten realizar un mejor análisis en la posible presencia de curvatura (interacción) y los puntos axiales permiten analizar posibles efectos cuadráticos. Por tanto, este tipo de diseños son adecuados cuando se sospecha de la existencia de curvatura en la superficie de respuesta.

Estos métodos se utilizan para:

- encontrar los ajustes de los factores (condiciones de operación) que dan lugar a la mejor respuesta (Myers y Montgomery, 1995; Beyer y Sendhoff, 2007; Dellino y cols., 2010; Dessouky y Bayer, 2002) o que satisfacen las especificaciones del proceso o de la operación;
- identificar nuevas condiciones de operación que den lugar a una mejora demostrada de las características del producto, o del proceso, sobre las que tiene con las condiciones actuales (Pérez Vergara y cols., 2001; Ramakrishnan y cols., 2008);

- modelizar una relación entre los factores cuantitativos y la respuesta (Zalba, 2002; Zalba y cols. 2005).

7.1.3. Conceptos del DOE aplicables a las simulaciones numéricas

Tal y como establecen Gunasegaram y cols. (2009) existen algunas diferencias importantes entre los conceptos del DOE aplicables a los experimentos numéricos y aquellos relevantes para los experimentos físicos.

En primer lugar, en el DOE numérico no hay un enfoque sistemático porque no existen factores externos incontrolables que afecten a los resultados. Por lo tanto no es necesario volver aleatorio el orden de las simulaciones. Debido a que las simulaciones son determinísticas (las mismas salidas cada vez para el mismo conjunto de entradas) tampoco es necesario hacer réplicas de los experimentos para reducir los efectos de los factores de ruido y/o de los errores de medición. Finalmente, ya que los valores de las entradas en los experimentos numéricos permanecen iguales (a diferencia que en los experimentos físicos donde, por ejemplo, la calidad de un material puede ser diferente en función de la partida), no existe la necesidad de dividir las simulaciones experimentales en bloques y eliminar aritméticamente la diferencia para incrementar la sensibilidad del DOE.

Al mismo tiempo se deben tener en cuenta una serie de limitaciones de las simulaciones numéricas. En primer lugar los resultados de la simulación (respuestas) van a depender en gran medida de las matemáticas implementadas en el código del programa utilizado. Esto va a determinar cómo se refleja la física del proceso en el código elaborado y también cuánta precisión se sacrifica para mejorar la rapidez del cálculo. En segundo lugar, las respuestas van a depender en diferente grado de los valores de los datos de entrada para las propiedades de los materiales y las condiciones de contorno. Obviamente, a no ser que se empleen valores realistas, las respuestas del DOE no van a ser verdaderamente representativas del proceso físico.

7.2. Caso de estudio: aplicación a ciclos de absorción para refrigeración solar

En los ciclos de absorción para refrigeración solar, el comportamiento de los fluidos internos de la máquina de absorción en el proceso de operación del ciclo está

directamente condicionado por la evolución energética de los fluidos exteriores a la máquina:

- el agua para refrigerar en el evaporador;
- el agua de la torre de refrigeración o el aire del condensador;
- el agua caliente o el vapor proporcionado al concentrador/generador.

Los balances de energía aplicados a todos los intercambiadores de calor de la máquina y los niveles de temperatura de los focos anteriores determinan la estabilidad del ciclo: el equilibrio se obtiene a partir de efectos cinéticos y termodinámicos. La máquina se adapta continuamente a las condiciones cambiantes de los circuitos externos buscando ese equilibrio.

¿Qué sucede si las condiciones exteriores no se pueden mantener? ¿Cómo se comporta la máquina? Esta situación se puede dar cuando, por ejemplo, en un día muy caluroso y húmedo de verano la torre de refrigeración no puede hacer frente a la demanda térmica de la disipación de calor requerida. Lo que se observará es una reducción en las prestaciones del sistema y una dependencia de la potencia térmica y del *COP* de la máquina en función de esas condiciones cambiantes.

7.2.1. Evolución de la potencia térmica y del COP: caso real de ciclo de absorción y sistema combinado con la unidad de almacenamiento TES-PCM

Se ha considerado una máquina de absorción fabricada por Rotártica. En concreto, se ha dispuesto de los datos de funcionamiento de la máquina modelo Rotártica Solar 045v (condensada por aire, par LiBr-H₂O, de simple efecto) instalada y operativa en el pabellón deportivo de la Universidad de Zaragoza. Esta máquina expulsa el calor del sistema por medio de un serpentín aleteado de refrigeración y un ventilador axial que permite impulsar aire del exterior al serpentín. El agua caliente se enfría a medida que se transfiere la energía desde las paredes de los tubos del serpentín al aire ambiente. Así, en los días más calurosos del año, si la temperatura del aire es superior a los 35 °C la máquina no funcionará adecuadamente (Lebini, 2008).

Tanto el *COP* como la potencia de refrigeración del sistema de refrigeración solar con el equipo de Rotartica se reducen linealmente con el aumento de la temperatura ambiente (Monné y cols., 2009). Los autores informan de un valor promedio del *COP* durante 2008 de 0,51. La potencia de refrigeración promedio medida para este sistema es de 13

kW, y el caudal volumétrico de aire requerido para evacuar el calor en el condensador es de unos 5500 m³/h. Con esta situación se plantea la colocación de la unidad de TES justo antes de la entrada a la unidad de condensación por aire, lo que permitirá suavizar el incremento de la temperatura del aire ambiente a la entrada del condensador. Así, a medida que la temperatura del aire ambiente aumente y la unidad de TES amortigüe su efecto, tanto el *COP* como la potencia de refrigeración del sistema mejorarán comparados con el mismo sistema sin la unidad de TES.

A modo de ejemplo en la figura 7.3 se muestra la evolución simulada de la temperatura a la entrada de la máquina (correspondiente a la temperatura ambiente de Zaragoza en un día caluroso de julio) con y sin unidad de TES, y la potencia que la unidad de TES aporta trabajando con un caudal de 1600 m³/h y 132 kg de PCM. Únicamente para obtener este resultado preliminar, y al operar con la misma unidad ensayada en la instalación experimental, se ha utilizado el modelo empírico obtenido en esta tesis para simular el comportamiento de la unidad de TES, lo que permite llevar a cabo un análisis previo mucho más rápido que utilizando la simulación numérica.

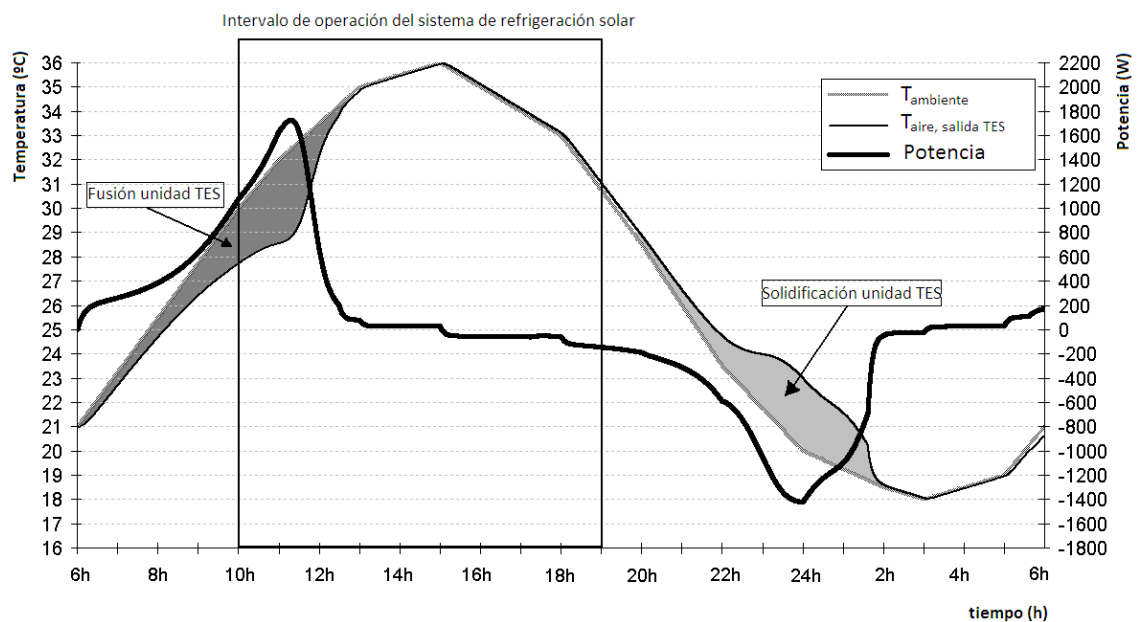


Fig. 7.3. Evolución de la temperatura a la entrada de la máquina con y sin unidad de TES, y potencia térmica de la unidad de TES con un caudal de aire de 1600 m³/h

En la figura 7.4 se muestran la mejora de COP y de potencia refrigeradora hipotéticas cuando se incorpora la unidad de TES al sistema de refrigeración. Como primera aproximación, en este caso se ha considerado que el caudal de aire de trabajo es el requerido por la unidad de condensación ($5500 \text{ m}^3/\text{h}$) y que la unidad de TES, teniendo la misma disposición que la estudiada y conservando el diseño modular, cuenta con unos 450 kg de PCM (es 3,4 veces la cantidad de PCM en el prototipo experimental).

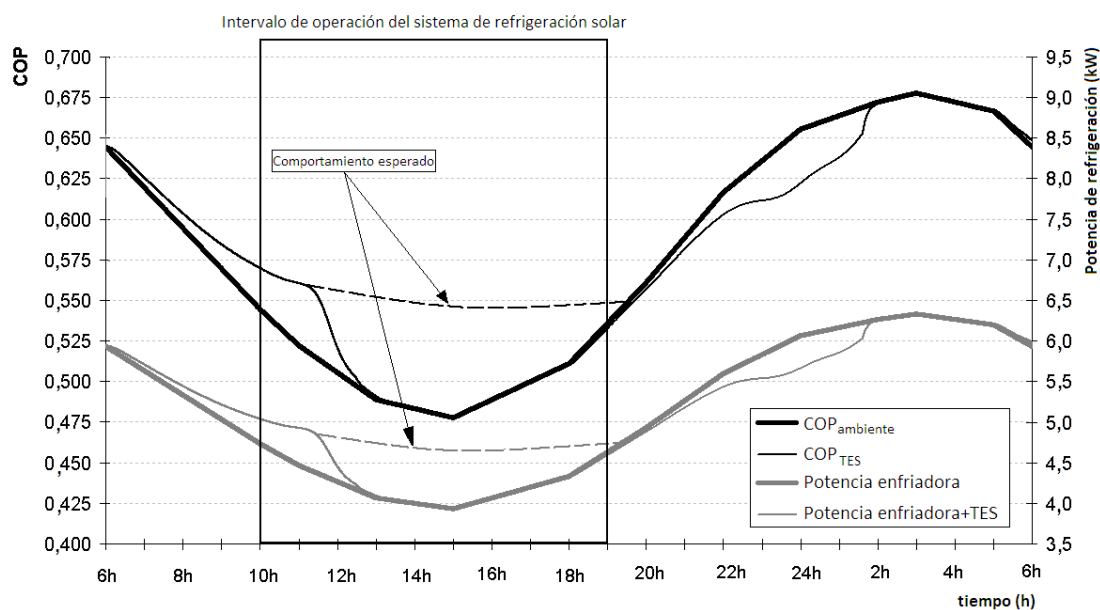


Fig. 7.4. Evolución del COP y de la potencia de refrigeración con y sin unidad de TES incorporada al sistema de refrigeración

Una vez realizado el estudio preliminar con el modelo empírico, de aquí en adelante y para cada uno de las tres aplicaciones propuestas, se utilizará siempre el modelo teórico desarrollado siguiendo la metodología propuesta de la aplicación del diseño de experimentos a los resultados de las simulaciones.

De la figura 7.4 se deduce que si la unidad de TES se diseña para cubrir el pico de temperatura se alcanzarían mejoras en ese día de hasta el 15 % en el COP y del 25 % en la potencia de refrigeración, comparado con el sistema sin la unidad TES incorporada. En este caso, durante todo el periodo de funcionamiento del sistema, la mejora promedio del COP es del 10 % y del 17 % para la potencia promedio de refrigeración.

7.2.2. Diseño

Ubicación del equipo y esquema de funcionamiento

El esquema de funcionamiento del sistema de refrigeración solar se muestra en la figura 7.5. La unidad de TES se colocaría en el tejado del edificio, para que el aire ambiente pase a través de ella antes de dirigirse a la unidad de condensación (punto cuatro de la figura 7.5) del sistema de refrigeración, previo a la máquina de absorción (indicado como punto tres).

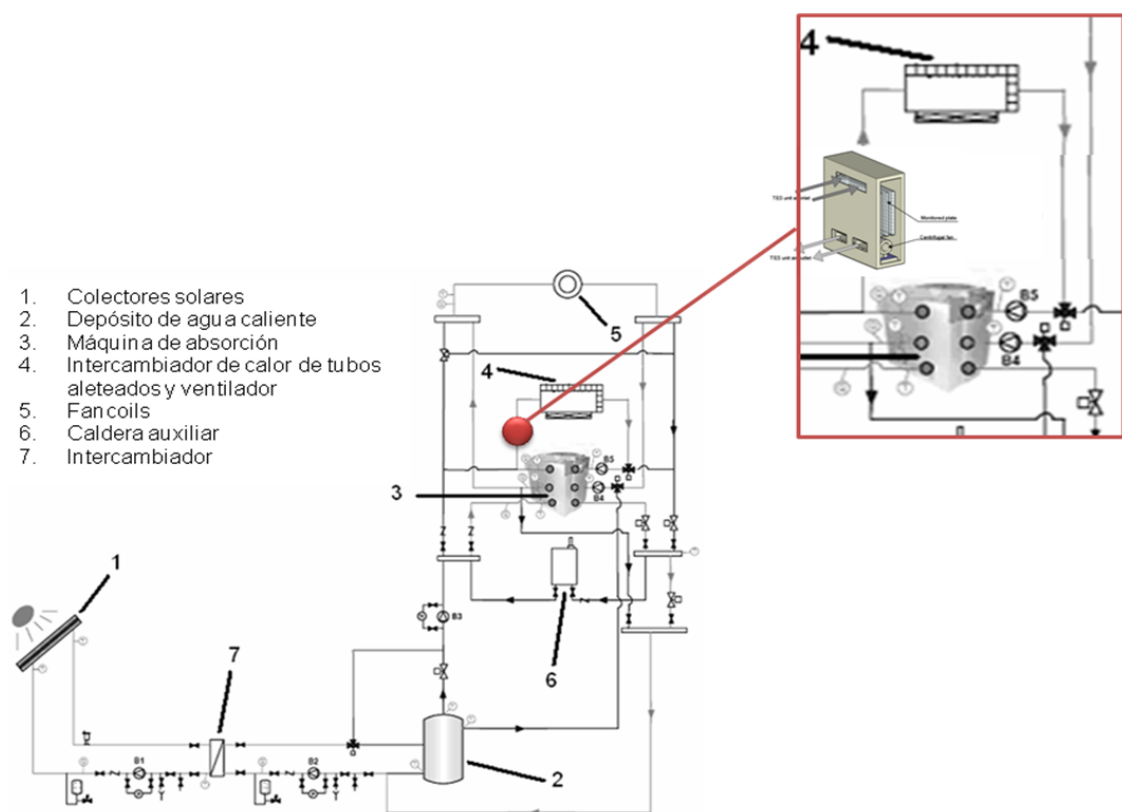


Fig. 7.5. Esquema de la instalación de refrigeración solar (elaboración propia a partir de Monné y cols., 2009)

Dimensionado para cubrir el pico

La unidad de TES se diseña para cubrir el pico de temperatura (dimensionado para el día de verano con temperatura ambiente más elevada) de forma que la unidad permita cortar o reducir el pico de temperatura mejorando tanto el *COP* como la potencia de refrigeración, si se compara con el sistema sin la unidad TES incorporada.

De la figura 7.3 se observa que la unidad de TES puede solidificar completamente el PCM trabajando en estas condiciones de temperatura ambiente.

Aplicación del DOE

Como metodología para dimensionar el equipo se plantea la aplicación del diseño de experimentos a las simulaciones, buscando un equipo que cumpla con la prestación requerida de dar cobertura al pico de temperatura mostrando además un equilibrio apropiado entre los siguientes aspectos:

- reducir de la temperatura máxima del aire que circula por la unidad de condensación;
- suavizar la curva de temperatura del aire;
- reducir la pérdida de carga para conseguir un bajo consumo eléctrico;
- mejorar el grado de fusión o eficiencia (ratio entre la energía intercambiada y la energía teórica disponible), es decir, que el equipo esté lo mejor diseñado para que se descargue plenamente cuando se den las condiciones de diseño.

De los análisis realizados en el capítulo seis y del anexo C se deduce que para diseñar adecuadamente la unidad de TES para cubrir el pico de temperatura (del día más caluroso de verano), y partiendo de los resultados del modelo empírico, se puede enfocar el diseño hacia la actuación sobre determinados aspectos geométricos y operacionales que, frente a otros aspectos como las propiedades del PCM o la temperatura del aire, son más fácilmente controlables a la hora del diseño. Se han seleccionado los siguientes factores:

- cantidad de PCM;
- longitud del sistema de placas;
- espesor de la placa de PCM;
- anchura del canal de aire.

Para este primer caso se han tenido en cuenta los siguientes aspectos:

- el caudal de aire está determinado por la unidad de condensación y se ha fijado en 5500 m³/h;
- el número de paredes de placas se ha fijado en 18 (el mismo número que en el prototipo experimental);

- sólo se ha considerado el PCM utilizado en el prototipo experimental: RT27;
- el acabado de las placas simuladas es el mismo que el de las placas del prototipo (protuberancias redondeadas);
- se ha considerado una generación de calor constante del ventilador igual a 300 W.

Hay que indicar que existe una variable dependiente, la anchura de la unidad, que está determinada por la relación descrita en la ecuación 7.1:

$$W = \frac{M_{PCM}}{\rho_{PCM}} \frac{1}{L_{sistema} \cdot N \cdot e_{placa}} \quad \text{Ec. 7.1}$$

Cualquiera de las actuaciones va a afectar no sólo al comportamiento térmico de la unidad sino también a otros aspectos importantes tales como la inversión inicial, el coste de operación, consumo eléctrico, pérdida de carga, ruido, peso, espacio en planta. En concreto nos vamos a centrar en las siguientes tres respuestas:

- temperatura máxima que alcanza el aire, T_{max} ;
- pérdida de carga (necesario para determinar el ventilador a utilizar, el consumo eléctrico y el ruido de la unidad), Δp ;
- grado de fusión del PCM para las condiciones de diseño, $^{\circ}F_{us}$.

Aunque, por su interés, también se calcularán las siguientes:

- anchura de la unidad de TES (junto a la longitud y la profundidad permite determinar el espacio en planta y el volumen ocupado por el equipo);
- potencia máxima aportada por la unidad, \dot{Q}_{max} .

La curva de temperatura ambiente utilizada en las simulaciones corresponde al registro de un día caluroso de julio en la instalación de refrigeración solar de la Universidad de Zaragoza.

En la tabla 7.1 se recogen los factores escogidos y su dominio expresado con los valores mínimos y máximos que se han considerado apropiados:

- la cantidad de PCM tiene que ser teóricamente suficiente para que la energía almacenada pueda cubrir con las necesidades de potencia promedio (13 kW):

- Demanda: 13 kW durante 8 horas \rightarrow 374 400 kJ
- Cantidad de RT27 necesaria: $h_{sl} = 179$ kJ/kg (de 20 a 32 °C) \rightarrow 2092 kg

Considerando los 2000 kg de PCM como valor central, se va a estudiar un nivel inferior de 1000 kg para este factor y un nivel superior de 3000 kg. Si el sistema es eficiente, interesará reducir la cantidad de PCM (menor coste de la inversión); en caso contrario, puede ser necesario incluir más PCM para cumplir los requisitos de reducción de temperatura;

- la longitud del sistema de placas es una de las dos dimensiones que va a determinar el espacio en planta del equipo. Dependiendo de la ubicación de la unidad (en tejado o en conducto) su valor dependerá del espacio disponible. En este caso se ha seleccionado un nivel inferior de un metro y un nivel superior de cinco metros (longitud que permite su colocación en el tejado con suficiente holgura);
- el espesor de la placa se ha fijado en un nivel inferior de cinco milímetros y un nivel superior de 15 mm. Este valor de espesor máximo debe cumplir siempre que $L / e > 10$ para poder considerar conducción unidimensional (en este caso: $1000 / 15 = 66,6 \gg 10$);
- la anchura del canal de aire tiene un nivel mínimo de cinco milímetros y un nivel superior de 55 mm. La idea es dejar un amplio margen para encontrar el equilibrio entre compacidad por un lado y una pérdida de carga reducida por otro.

Tabla 7.1. Factores considerados y dominio, caso RS

Factores	Dominio	
	Nivel (-)	Nivel (+)
Cantidad de PCM (kg)	1000	3000
Longitud sistema de placas (m)	1	5
Espesor de placa de PCM (mm)	5	15
Anchura del canal de aire (mm)	5	55

Una vez determinados los factores se plantea el diseño de experimentos por medio de una superficie de respuesta central compuesta de cuatro factores. Para ello se ha empleado el paquete informático Minitab 15. Así, se obtiene el plan de simulaciones (tabla 7.2), que comprende, de forma estructurada y fácilmente comprensible, la lista de experimentos a realizar. En esta misma tabla se recogen también las respuestas obtenidas en las correspondientes simulaciones.

Tabla 7.2. Plan de simulaciones y respuestas obtenidas, caso RS

Plan de simulaciones						Respuesta				
#	M _{PCM} (kg)	L _{sist} (m)	e _{placa} (mm)	e _{aire} (mm)	\dot{Q}_{max} (W)	T _{max} (°C)	v _{aire} (m/s)	Ancho (m)	°Fus. (%)	Δp (Pa)
1	1000	1	5	5	8227	36,2	1,33	12,77	74,09	117
2	3000	1	5	5	15500	34,5	0,44	38,31	65,34	56
3	1000	5	5	5	11935	36,3	6,65	2,55	100	170
4	3000	5	5	5	15501	34,5	2,22	7,66	65,34	150
5	1000	5	15	55	7385	36,3	3,99	4,26	71,75	120
6	3000	5	15	55	12673	31,8	1,33	12,77	51,83	115
7	100	3	10	30	7621	36,3	19,94	0,85	73,02	250
8	4000	3	10	30	16085	32,3	6,65	2,55	67,65	180
9	2000	0,25	10	30	3912	34,2	0,12	12,77	47,00	25
10	2000	7	10	30	9310	31,2	0,04	38,31	38,63	25
11	2000	3	1	30	7543	36,2	0,60	2,55	72,91	27
12	2000	3	20	30	9334	31,1	0,20	7,66	38,72	26
13	2000	3	10	3	4284	34,2	0,36	4,26	50,29	25
14	2000	3	10	80	4830	33,5	0,12	12,77	20,13	25
15	2000	3	10	30	4844	34,2	1,81	0,85	55,99	53
16	2000	3	10	30	11543	31,2	0,60	2,55	47,20	27
17	2000	3	10	30	1077	36,3	13,29	0,21	61,59	185
18	2000	3	10	30	10608	30,4	0,33	8,52	33,16	27
19	2000	3	10	30	6400	32,7	0,06	51,08	39,24	30
20	2000	3	10	30	12222	35,4	1,55	1,82	70,69	76

Plan de simulaciones					Respuesta					
#	M _{PCM} (kg)	L _{sist} (m)	e _{placa} (mm)	e _{aire} (mm)	Q̇ _{max} (W)	T _{max} (°C)	v _{aire} (m/s)	Ancho (m)	°Fus. (%)	Δp (Pa)
21	2000	3	10	30	13967	35,1	0,07	42,57	87,99	31
22	1000	5	15	55	9553	33,1	1,33	2,13	56,54	37
23	3000	5	15	55	14791	35,5	6,65	4,26	90,19	230
24	100	3	10	30	7865	32,3	0,25	4,26	47,49	25
25	4000	3	10	30	10592	34,2	0,66	4,26	62,61	28
26	2000	0,25	10	30	10592	34,2	0,66	4,26	62,61	28
27	2000	7	10	30	10592	34,2	0,66	4,26	62,61	28
28	2000	3	1	30	10592	34,2	0,66	4,26	62,61	28
29	2000	3	20	30	10592	34,2	0,66	4,26	62,61	28
30	2000	3	10	3	10592	34,2	0,66	4,26	62,61	28
31	2000	3	10	80	10592	34,2	0,66	4,26	62,61	28

En la tabla 7.2 ya se observan una serie de diseños que pueden descartarse directamente por su inviabilidad técnica: los correspondientes al ensayo primero y del tres al ocho, debido a que suponen pérdidas de carga superiores a los 100 Pa y elevarían de forma drástica el consumo eléctrico de la unidad.

7.2.3. Análisis de los resultados

Gráficas de contorno

Este tipo de gráficas se utilizan para analizar las posibles relaciones entre tres variables. Las gráficas de contorno muestran la relación tridimensional en dos dimensiones, con los factores x e y representados en los ejes de coordenadas y los valores de la respuesta representados por los contornos.

La figura 7.6 muestra las gráficas de contorno obtenidas para la respuesta temperatura máxima. Consiste en seis sub-gráficas que contienen todas las combinaciones posibles de pares de los factores considerados. Cada sub-gráfica se denota con el producto de dos variables de diseño.

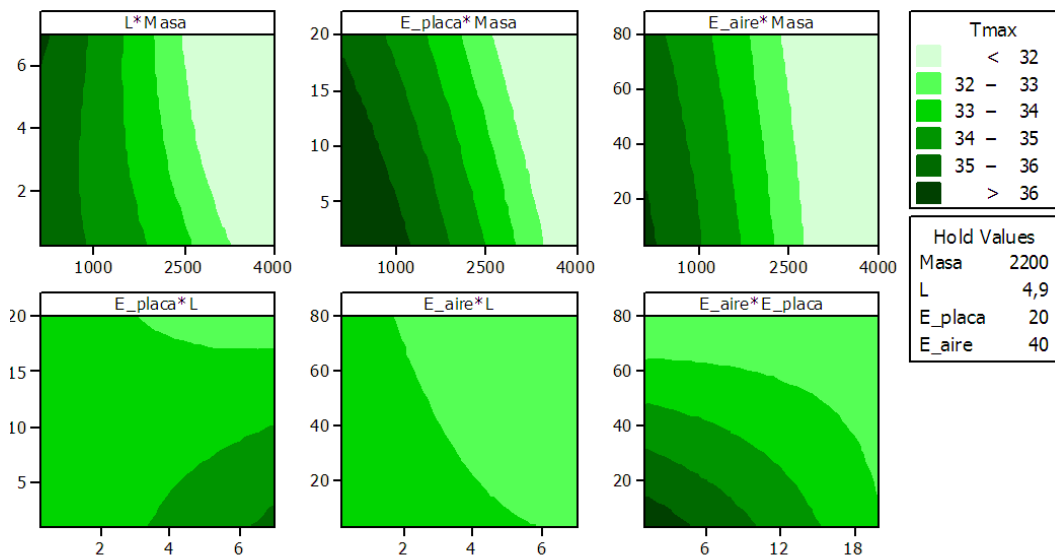


Fig. 7.6. Gráfica de contorno para la temperatura máxima, caso RS

De estas gráficas de contorno se observa, por ejemplo, que con los intervalos de operación impuestos la cantidad de PCM que se debe incorporar a la unidad de TES para no llegar a alcanzar los 32 °C del aire debe ser superior a los 2500 kg. Sin embargo, hay que tener en cuenta que esto es así manteniendo fijos los otros dos factores que se han considerado en el análisis, por lo que la información que aportan este tipo de gráficas es limitada.

Gráficas de contorno solapadas

Estas gráficas son útiles para identificar las entradas factibles para la multi-respuesta del diseño de superficie de respuesta. Ciertos ajustes para una de las variables de entrada, pueden ser viables para cierta respuesta pero a la vez pueden estar lejos de ser factibles para otra. En estas gráficas se consideran las respuestas simultáneamente.

Se han especificado los límites inferiores y superiores para cada respuesta, de forma que la gráfica muestra los contornos frente a los dos factores continuos representados en los ejes. El resto de variables de entrada se mantienen fijas al nivel deseado. La zona blanca de las gráficas corresponde a aquella en la que todas las respuestas se encuentran dentro de los límites establecidos.

A continuación, en la figura 7.7, se presentan las gráficas de contorno solapadas para las tres respuestas de interés (T_{max} , grado de fusión y Δp). Por ejemplo, de la sub-gráfica superior derecha se deduce que únicamente unidades de TES con 1500 a 3000 kg de PCM y huecos de canal de aire superiores a 30 mm cumplirían con las condiciones de diseño impuestas ($25^{\circ}\text{C} > T_{max} > 34^{\circ}\text{C}$; $50\% > \%Fus > 100\%$; $0 \text{ Pa} > \Delta p > 75 \text{ Pa}$). Una unidad de TES de 2000 kg y hueco entre placas de 40 mm (con el resto de valores fijos, en las gráficas denotados como *Hold Values*) estaría cumpliendo en cierto grado los requisitos; sin embargo, si en esa unidad se aumentara la cantidad de PCM hasta los 3500 kg, no se cumplirían.

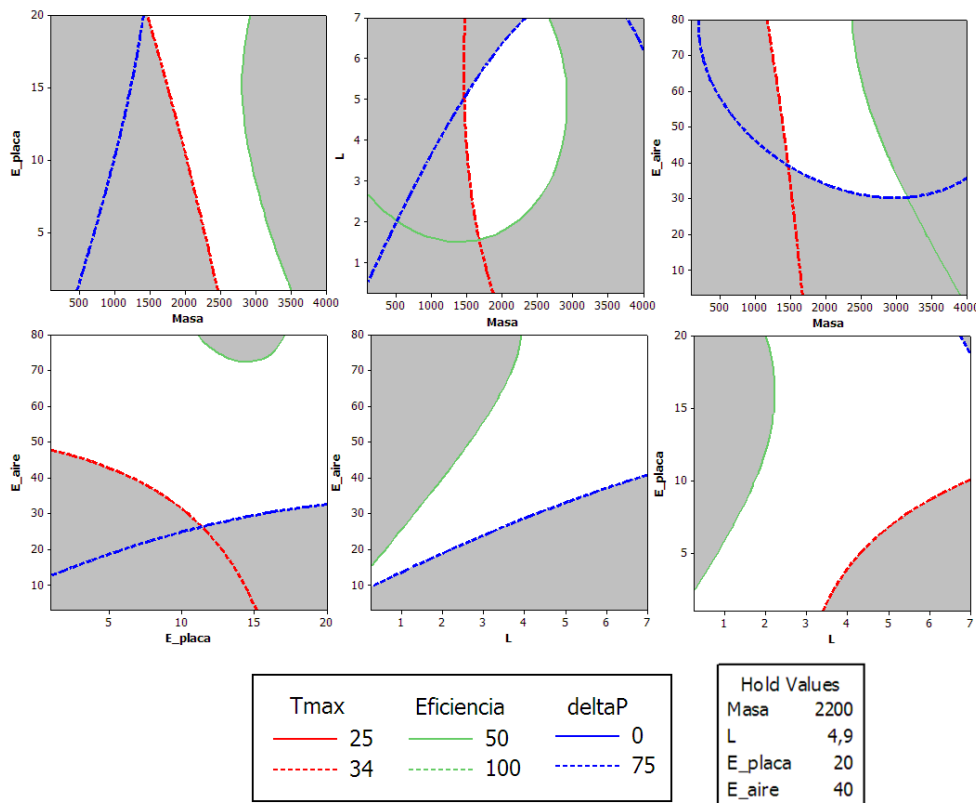


Fig. 7.7. Gráficas de contorno solapadas para la terna T_{max} -Grado de fusión- Δp , caso RS

Este tipo de gráficas solapadas aporta más información que las previas únicamente de contorno, pero no permite optimizar o mejorar el diseño de una forma rápida y eficaz.

Optimización de la respuesta

Este tipo de análisis es útil para identificar las combinaciones de los ajustes de las variables de entrada que en conjunto optimizan una respuesta o un conjunto de respuestas y cuando se requiere evaluar el impacto de múltiples entradas en la respuesta. Cuando se quieren conseguir varios objetivos o cumplir simultáneamente ciertos requisitos, emplear la metodología de optimización de la respuesta para encontrar la combinación de los valores de las variables de entrada permite obtener los mejores resultados dentro del rango de aceptación impuesto para cada respuesta.

La respuesta óptima se puede buscar basándose en los requisitos que se definan para cada una de las variables respuesta: minimizar, maximizar o alcanzar algún valor concreto (objetivo).

Se han fijado los siguientes aspectos:

- minimizar la temperatura máxima alcanzada por el aire (objetivo 32 °C, valor superior aceptado de 33,5 °C, que es tres grados centígrados inferior a la temperatura máxima del ambiente);
- maximizar el grado de fusión con el objetivo de utilizar al máximo la capacidad energética de la unidad de TES, pero aceptando como valor mínimo el 50 % de eficacia;
- minimizar la pérdida de carga en valores cercanos a 25 Pa y que no vayan más allá de los 50 Pa.

Una vez que se definen los objetivos, se asigna a cada variable un peso (entre 0,1 y diez) y una importancia (también entre 0,1 y diez).

En este enfoque hacia la optimización, cada uno de los valores de las respuestas se transforma utilizando una función de deseabilidad. El peso define la forma de esta función para cada respuesta y está relacionado con el énfasis que se pone en alcanzar el objetivo fijado:

- un valor superior a la unidad enfatiza la relevancia de alcanzar el objetivo;
- un valor unitario da la misma importancia al objetivo que a los límites;
- un valor inferior a la unidad pone menor énfasis en el objetivo.

Después de calcular las deseabilidades para cada respuesta, se calcula la deseabilidad compuesta (media geométrica ponderada de las individuales) que permite obtener la solución óptima.

En este caso se ha fijado el mismo peso a cada una de las respuestas fijándose en el valor de la unidad. De esta forma se establece la misma importancia al objetivo que a cualquier valor dentro de los límites establecidos para la correspondiente respuesta.

Por otro lado, la asignación de un valor a la importancia de cada respuesta está relacionada con la relevancia que le demos a cada una de las respuestas y a si alguna de ellas es más importante que las otras.

Este aspecto es muy significativo ya que, al contar con más de una respuesta a optimizar, los resultados están determinados en función de la importancia que demos a cada una de esas respuestas. En esta optimización, la asignación de un valor a las importancias se ha basado en el siguiente criterio: se desea una unidad lo más eficiente posible (diez), que además asegure una apreciable reducción del pico de temperatura (cinco) y que suponga una pérdida de carga no excesivamente elevada (uno). Toda esta información se recoge en la tabla 7.3.

Tabla 7.3. Parámetros introducidos en la optimización, caso RS

Variable respuesta	Objetivo	Peso	Importancia
Grado de fusión (%)	maximizar	1	10
T_{max} (°C)	minimizar	1	5
Δp (Pa)	minimizar	1	1

Una vez calculada la deseabilidad individual de cada respuesta y ponderada de acuerdo a la importancia que se le ha asignado, estos valores se combinan para determinar la deseabilidad compuesta del sistema multi-respuesta. La gráfica de optimización es muy práctica de cara al diseño ya que permite ajustar las variables de entrada y ver los efectos de esos cambios en las respuestas.

Los valores óptimos de las condiciones de operación así obtenidos fueron los que se muestran en la figura 7.8 de la gráfica de optimización.

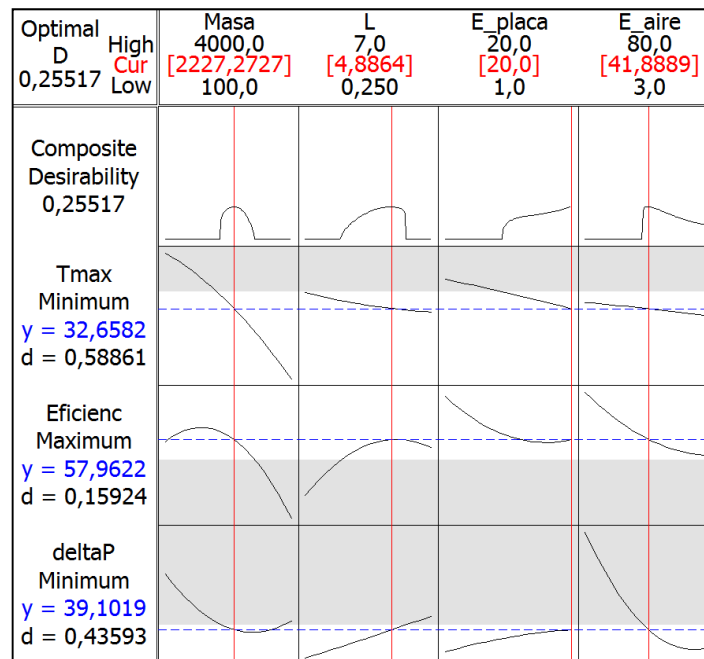


Fig. 7.8. Resultados de la optimización, caso RS

La gráfica de optimización de la figura 7.8 muestra el efecto de cada factor (columnas) en las respuestas y en la deseabilidad compuesta (filas). Las líneas verticales representan el valor idóneo. Los números entre corchetes en la parte superior de las columnas representan los valores de los factores. Las líneas horizontales azules y los números azules representan las respuestas para los niveles seleccionados de los factores. La zona gris de cada sub-gráfica indica que la deseabilidad compuesta es nula para los valores del factor dentro del correspondiente rango.

El valor de deseabilidad compuesta varía entre cero y uno (la unidad representa el caso ideal y el cero indica que una o más respuestas están fuera de los límites aceptables). El valor obtenido es de 0,25 y de la observación de los valores individuales se aprecia que tanto la eficiencia como la pérdida de carga son las respuestas que se satisfacen en menor grado.

Unidad de TES propuesta

Una vez obtenidos los valores óptimos con el análisis realizado (figura 7.8), se procede de nuevo a ejecutar el modelo teórico para comprobar los resultados y obtener además

la evolución temporal de la potencia. Los valores que se van a considerar no serán los óptimos sino valores realistas cercanos a los mismos y de más fácil manejo. La unidad de TES que se propone trabaja a $5500 \text{ m}^3/\text{h}$ (caudal fijado por la aplicación), con 2200 kg de RT27 en placas de 20 mm de espesor y canales de aire de 40 mm . La longitud del sistema de placas es de $4,9 \text{ m}$. Los resultados obtenidos con esta unidad se muestran a continuación en la figura 7.9. En el eje izquierdo de las gráficas se visualizan las temperaturas más relevantes en grados centígrados:

- temperaturas del aire a la entrada y a la salida de la unidad de TES,
- temperaturas del PCM en tres posiciones diferentes a lo largo de la longitud del sistema (al principio, a la mitad y al final de la longitud de la pared de placas), que permiten de un vistazo apreciar el grado de fusión/solidificación del PCM en la unidad de TES,

y en el eje derecho:

- potencia térmica (W) del intercambio de calor entre el aire que entra a la unidad de TES y el PCM.

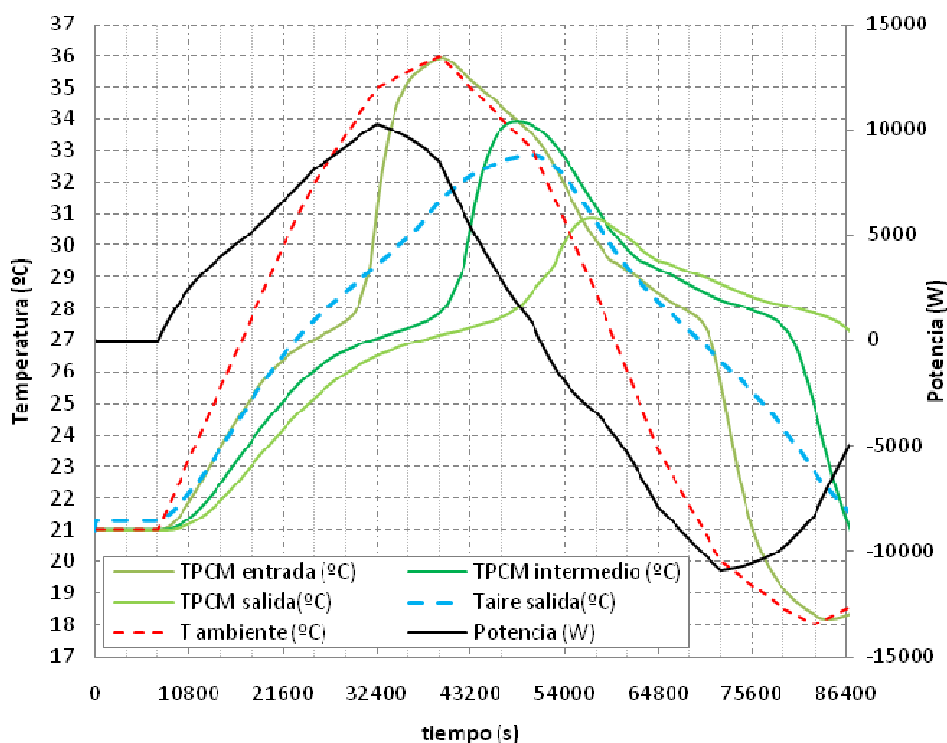


Fig. 7.9. Simulación de la unidad de TES propuesta, caso RS (leyenda aplicable a las figuras 7.15, 7.17, 7.18, 7.19, 7.20, 7.21, 7.26, 7.28 y 7.29)

Con esta disposición se consigue una potencia máxima de 10,2 kW y una pérdida de carga de 63 Pa; el espacio en planta del equipo es de unos 7,75 m² y su volumen es 8,4 m³. Los resultados de interés de la simulación se recogen en la tabla 7.4.

Tabla 7.4. Resultados de la simulación con los parámetros obtenidos en la optimización, caso RS

M_{PCM} (kg)	L_{sist} (m)	e_{placa} (mm)	e_{aire} (mm)	Q̇_{max} (W)	T_{max} (°C)	v_{aire} (m/s)	Ancho (m)	°Fus. (%)	Δp (Pa)
2200	4.9	20	40	10257	32,9	1,43	1,48	66,07	63

Los resultados obtenidos con la simulación se ajustan bastante bien a los predichos con la optimización respecto a T_{max} , si bien son algo mejores para la eficiencia y presentan unos valores de pérdida de carga algo superiores. Sin embargo, también se observa que se cumplen las tendencias predichas por la optimización al haber considerado en la simulación tanto una menor cantidad de PCM (aumento de la eficiencia) como un hueco de aire inferior (aumento de la Δp), frente a los valores óptimos.

Análisis dimensional y semejanza

Para comprobar el grado de similitud entre el equipo experimental y los diferentes casos estudiados con las simulaciones se han calculado los siguientes grupos adimensionales que caracterizan el proceso:

- Re , el número de Reynolds establece la razón entre las fuerzas inerciales y las viscosas;
- NTU , es el número de unidades de transferencia que permite calcular la velocidad de la transferencia de calor en el intercambiador;
- Bi , relaciona la transferencia de calor por conducción dentro de un cuerpo y la transferencia de calor por convección en la superficie de dicho cuerpo;
- λ_{eff}/λ , cuantifica el efecto de la convección natural en el seno de la placa de PCM. A medida que esta relación supera la unidad el efecto de la convección natural es más apreciable.

El rango de validez experimental se ha determinado en el apartado 4.2.5.

Los resultados obtenidos para la aplicación de refrigeración solar se muestran en las figuras 7.10 a 7.13.

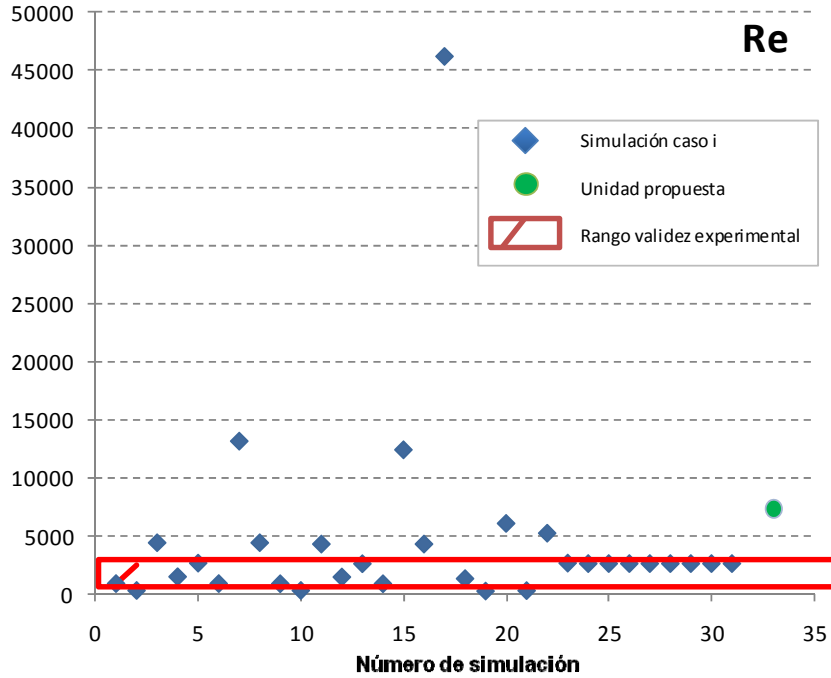


Fig. 7.10. Números de Re para cada una de las simulaciones y rango de validez experimental (caso RS)

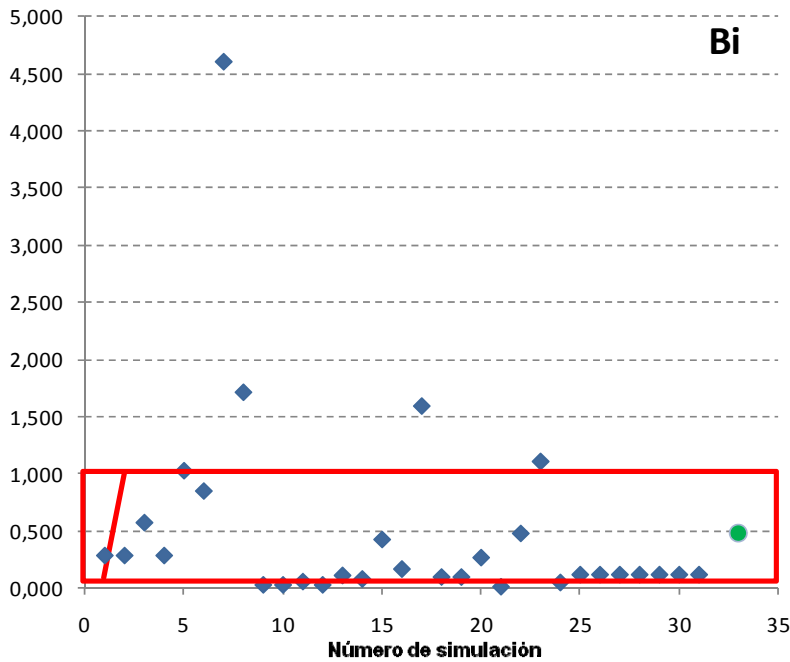


Fig. 7.11. Números de Bi para cada una de las simulaciones y rango de validez experimental (caso RS)

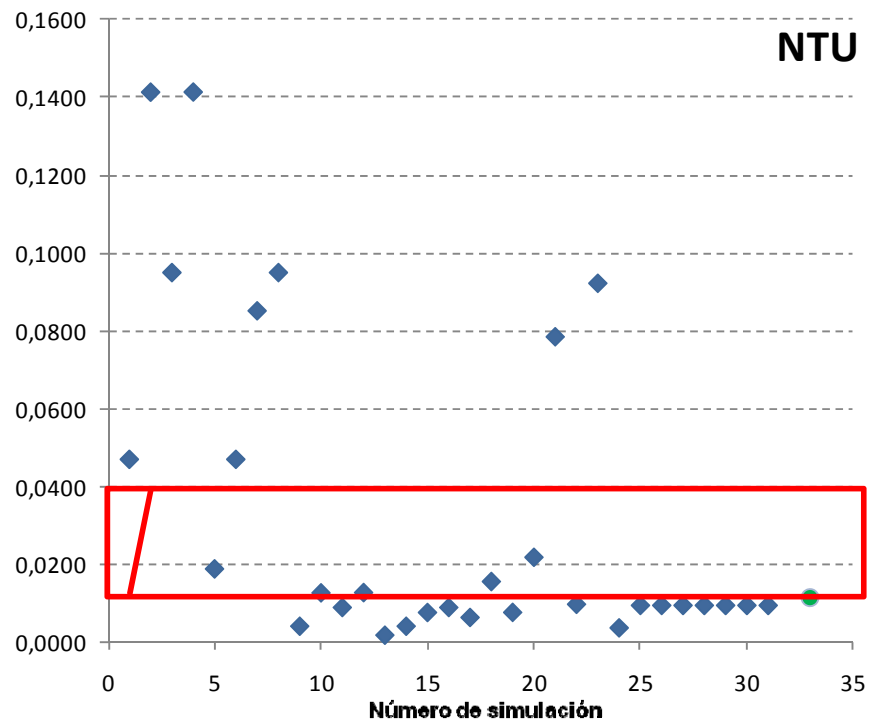


Fig. 7.12. NTU para cada una de las simulaciones y rango de validez experimental (caso RS)

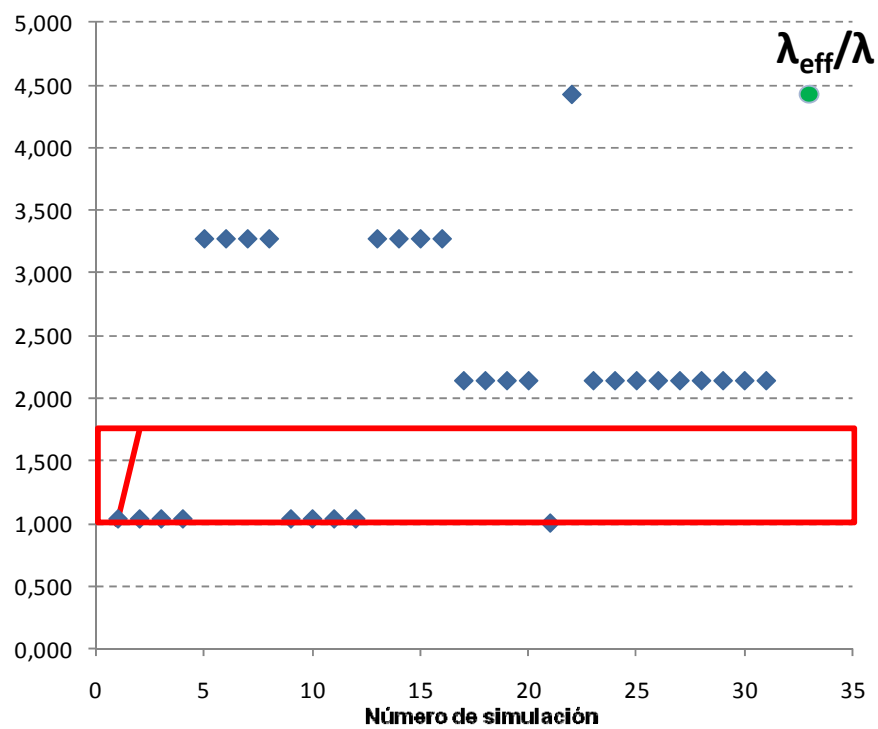


Fig. 7.13. $\lambda_{\text{eff}}/\lambda$ para cada una de las simulaciones y rango de validez experimental (caso RS)

Del análisis de estos resultados se observa que la convección natural en el seno del PCM va a jugar un papel importante en la unidad propuesta. Esto es así porque el ratio λ_{eff}/λ obtenido es elevado, principalmente debido al espesor de PCM seleccionado (20 mm). El número de Reynolds también se encuentra fuera del rango de validez experimental. Como el caudal de aire está fijado, conciliar los requisitos de la aplicación con el ajuste del Re al rango de validez experimental sólo es alcanzable por medio del diámetro hidráulico.

Debido a que el modelo teórico sí que tiene en cuenta tanto la conductividad efectiva como el diferente régimen de flujo, parece razonable extrapolar con las simulaciones fuera del rango de validez experimental. Sin embargo, la unidad propuesta necesitaría validación experimental ya que, aunque los números de Bi y NTU se encuentran dentro del rango de validez experimental, no así el Re o el ratio λ_{eff}/λ . Por lo tanto, se concluye que el análisis realizado para esta aplicación de refrigeración solar sirve para la fase de prediseño y, una vez validado experimentalmente, serviría también para el diseño.

7.2.4. Evaluación del funcionamiento del sistema durante el periodo de operación (refrigeración)

Se ha evaluado el comportamiento del sistema (con la unidad de TES integrada) durante su periodo de operación. Se han considerado como valores de entrada al modelo teórico los datos de temperatura ambiente horarios para Zaragoza (obtenidos de la base de datos de Trnsys 16), sin tener en cuenta otros aspectos (como puede ser la radiación solar, por ejemplo). El análisis se ha realizado para los meses en los que la instalación está operativa: junio, julio, agosto y septiembre

Para acelerar las simulaciones se ha utilizado una función escalón en la curva de temperatura de entrada del aire con saltos de tiempo de 1 minuto.

El COP promedio obtenido para esta configuración en Zaragoza es de 0,583. Por tanto, frente al 0,51 real, la incorporación de la unidad de TES supondría una mejora del COP promedio en torno al 14 %.

En la tabla 7.5 se resumen los resultados globales de las simulaciones reflejando la reducción significativa que tiene lugar en el número de horas que está funcionando la unidad de condensación del sistema de absorción con temperaturas de entrada del aire superiores a 27 °C si se incorpora la unidad de TES al sistema.

Tabla 7.5. Resumen de resultados globales para la unidad de TES considerada, caso RS

	COP promedio	Horas funcionando con T > 27 °C
Sin TES	0,51	27360
Con TES	0,583	23958

7.2.5. Evaluación económica

Coste de la instalación

Se ha realizado un estudio económico en el que se presentan los costes de inversión del sistema de almacenamiento.

Si la operación de la unidad de TES es factible con el mismo ventilador de la unidad de condensación, no será necesario considerarlo en la inversión inicial de aquella unidad.

Hay que tener en cuenta que la escala de la producción es fundamental a la hora de determinar los costes de los pedidos de material, si la producción es a nivel industrial se van a abaratar los costes. El fabricante de las placas de PCM, Rubitherm, ha confirmado reducciones en el precio del PCM macroencapsulado para pedidos superiores a 30000 unidades (unos 21000 kg de RT27). El precio de esta partida también se verá influenciado por el encapsulado, tanto por el material que lo conforme como por su geometría y por el proceso de fabricación. En la tabla 7.6 se muestra el precio actual de las placas y los escenarios alcanzables actualmente.

Tabla 7.6. Escala de precios de los paneles CSM de Rubitherm

Paneles CSM de RT27	
Escala prototipo	Escala industrial
21,3 €/kg	Negociable: de 8 a 18 €/kg

La carcasa del módulo se construye en base a chapa de acero plegada y atornillada. Teniendo en cuenta todos los costes de material y mano de obra, el coste de cada

carcasa del acumulador depende de las dimensiones finales. Un orden de magnitud orientativo en función del volumen ocupado por el PCM en la unidad de TES se muestra en la tabla 7.7.

Tabla 7.7. Orden de magnitud del coste de la carcasa del acumulador en función del volumen de PCM contenido

Volumen (m ³)	Precio (€)
0,5	174
1,3	376
2,0	658

En la selección de los ventiladores se ha fijado el criterio de minimizar el consumo. Se ha utilizado el programa de selección de ventiladores Proselecta y Ventil de la marca comercial Nicotra-Gebhardt, fijándose el caudal y la pérdida de carga. Se han escogido los de menor consumo eléctrico.

En nuestro caso, al circular el aire por conducciones entre placas, se deben seleccionar ventiladores centrífugos debido a que la pérdida de carga puede ser importante. En la tabla 7.8 se muestra el orden de magnitud de los costes de estos ventiladores.

Tabla 7.8. Orden de magnitud del coste de ventiladores centrífugos en función del caudal de aire

Caudal (m ³ /h)	Tipo	Consumo (W)	Precio (€)
2000	RER10 11-315	290	547
5000	RER10 11-384	450	591
8000	RER10 11-577	720	837

En total, el coste de inversión de la unidad de TES de 2200 kg de RT27 (en placas formato *CSM panel* de Rubitherm al precio actual de pedido mínimo) y 5500 m³/h se estima en 47460 €. Este valor es altamente restrictivo por lo que en estas condiciones no es viable económicamente.

En la siguiente gráfica se muestra el coste de la inversión inicial en función del precio del PCM macroencapsulado en placa de aluminio. Para alcanzar un precio del equipo de TES competitivo frente a un equipo convencional (el coste de una máquina enfriadora

condensada por aire de 13 kW se estima en unos 10 000 €) habría que llegar a un precio del PCM de unos 5 €/kg tal y como se aprecia en la figura 7.14.

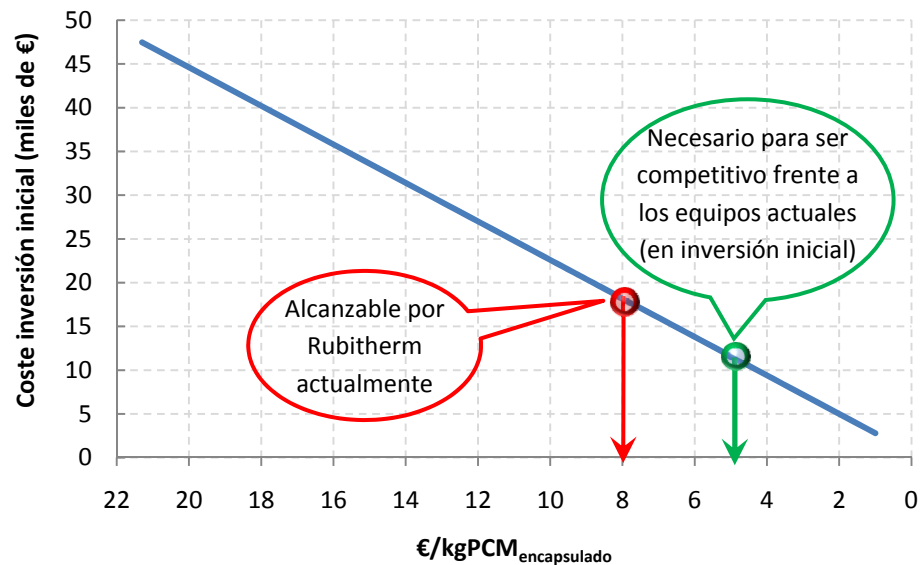


Fig. 7.14. Influencia del precio unitario del PCM macroencapsulado en la inversión inicial, caso RS

Sólo una reducción del precio del PCM macroencapsulado a los valores más bajos (5 €/kg_{PCM encapsulado}) establecería un escenario en el que el coste de inversión de la unidad de TES fuese competitivo económicamente frente a una unidad de refrigeración convencional equivalente.

Actualmente el precio a granel de las parafinas RT se encuentra entre los 3,80 y los 5,00 €/kg; una placa CSM de Rubitherm supone un coste de 13 € (escala de laboratorio) y contiene unos 610 g de RT27, lo que implica un coste de PCM por placa de entre 2,32 y 3,05 €. Así, el PCM supone entre el 18 y el 23 % del coste total de la placa. De esta forma parece recomendable no tanto buscar la reducción del precio del propio PCM sino la del material de encapsulado y la del mismo proceso de macroencapsulación.

7.3. Caso de estudio: aplicación a refrigeración gratuita

En este segundo caso de estudio, se parte del problema planteado por Lázaro para la aplicación de un sistema de refrigeración gratuita en unas oficinas (Lázaro, 2008).

El objetivo principal que se plantea es que la unidad de TES debe aportar una potencia media de 3000 W durante tres horas.

Algunos aspectos y condiciones a tener en cuenta para este caso son los siguientes:

- el ciclado del PCM se debe completar en 24 horas como máximo, principalmente se debe completar la solidificación del PCM;
- las dimensiones de la unidad están limitadas por el falso techo: 0,35 m de altura, 100 m² de superficie;
- la cantidad de la unidad propuesta se determinó en 216 kg de PCM;
- el caudal de aire se fijó en 2400 m³/h;
- se considera un consumo del ventilador de la unidad de TES de 300 W;
- la curva de temperatura ambiente es la de Madrid en julio.

La simulación de este caso con el modelo teórico se muestra en la figura 7.15.

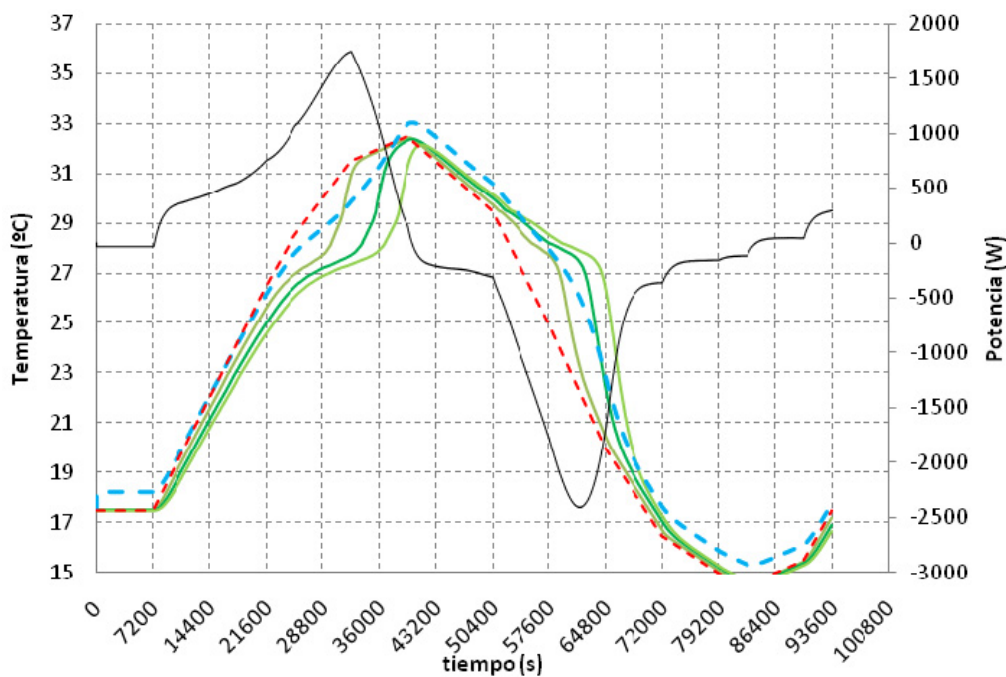


Fig. 7.15. Resultados obtenidos para la simulación del sistema de FC propuesto por Lázaro (ver leyenda Fig. 7.9, página 174)

El análisis de los resultados indica que con este sistema la potencia media durante la fusión (para tres horas y centradas en el pico de potencia) es únicamente de 1365 W. Además, el sistema tiene una elevada pérdida de carga cuantificada teóricamente en 170 Pa.

Se plantea mejorar el diseño del sistema propuesto por medio de dos actuaciones: a) buscar los parámetros geométricos del sistema o condiciones de operación que mejoren las prestaciones manteniendo fija la cantidad de PCM y b) buscar el sistema que dé cobertura a la demanda de 3000 W.

Planteamiento A

En primer lugar se va a estudiar la posible mejora de las prestaciones del sistema actuando sobre una serie de parámetros de diseño.

Se realiza el diseño de superficie de respuesta con los siguientes factores:

- longitud del sistema de placas;
- espesor de la placa de PCM;
- anchura del canal de aire;
- caudal de aire;
- acabado de las placas (determina el coeficiente de fricción y afecta tanto a la pérdida de carga como a la transferencia de calor).

Los intervalos de estudio de los factores se muestran en la tabla 7.9.

Tabla 7.9. Factores considerados y dominio, caso FC

Factores	Dominio	
	Nivel (-)	Nivel (+)
Longitud sistema de placas (m)	1,5	6
Espesor de placa de PCM (mm)	5	10
Anchura del canal de aire (mm)	5	20
Caudal de aire (m ³ /h)	1800	3000
Acabado	1	2

De nuevo, el PCM considerado es el utilizado en la parte experimental de esta tesis: RT27. El número de paredes de placas se fija en diez, de forma que el producto $N \cdot (2 \cdot e_{enc} + e_{placa} + e_{aire})$ siempre respete la limitación de altura impuesta por el falso techo. La generación del ventilador se va a considerar constante en todos los casos e igual a 300 W.

Las respuestas que interesan principalmente son:

- potencia media durante la fusión;
- pérdida de carga (necesario para determinar el ventilador requerido, el consumo eléctrico y el ruido de la unidad);
- grado de fusión.

Otros aspectos que también se van a determinar son:

- tiempos necesarios para solidificar el PCM (para comprobar si cumple los requisitos de ciclado);
- potencia máxima aportada por la unidad;
- temperatura máxima que alcanza el aire;
- anchura de la unidad de TES (junto a la longitud y la profundidad aportará el espacio en planta y el volumen ocupado por el equipo).

En las tablas 7.10 y 7.11 se muestran parcialmente el plan de simulaciones y las respuestas obtenidas del diseño de superficie de respuesta (los planes de simulación completos para cada una de las aplicaciones estudiadas se muestran en el anexo E).

Tabla 7.10. Plan de simulaciones (truncado), caso FC

#	L_{sist} (m)	e_{placa} (mm)	e_{aire} (mm)	Caudal (m ³ /h)	Acabado
1	1,5	5	5	1800	1
2	6	5	5	1800	1
3	1,5	10	5	1800	1
4	6	10	5	1800	1
5	1,5	5	20	1800	1
6	6	5	20	1800	1
7	1,5	10	20	1800	1
8	6	10	20	1800	1
9	1,5	5	5	3000	1
10	6	5	5	3000	1
11	1,5	10	5	3000	1
...					
54	3,75	7,5	12,5	2400	1,5

Tabla 7.11. Respuestas obtenidas (truncado), caso FC

Respuestas						
#	\dot{Q}_{max} (W)	$\dot{Q}_{fus,3h}$ (W)	Ancho (m)	v_{aire} (m/s)	$^{\circ}Fus.$ (%)	Δp (Pa)
1	1672	1366	1,84	3,02	71,14	120
2	2045	1487	0,46	12,08	76,68	210
3	1502	1268	0,92	6,04	66,56	170
4	1824	1455	0,23	24,17	73,49	240
5	1043	942	3,31	0,76	54,13	5
6	1607	1336	0,46	3,02	70,24	118
7	915	838	0,92	1,51	48,28	15
8	1463	1244	0,23	6,04	65,68	160
9	2002	1479	1,82	5,03	71,63	156
10	2427	1597	0,46	20,14	76,88	225
11	1800	1378	0,92	10,07	68,97	200
...						
54	1877	1411	0,88	6,04	70,53	130

Análisis de los resultados

Optimización de la respuesta

Para la optimización se fijan los siguientes aspectos:

- potencia media en fusión: maximizar a 3000 W, límite inferior aceptable 1300 W; importancia máxima (diez);
- eficiencia (o grado de fusión.): maximizar (100 %), límite inferior aceptable 70 %, importancia media (uno);
- pérdida de carga: minimizar (25 Pa), límite máximo aceptable 50 Pa, importancia media (uno).

Con el modelo de ajuste y las condiciones fijadas se obtienen los resultados de la optimización que se muestran en la figura 7.16.

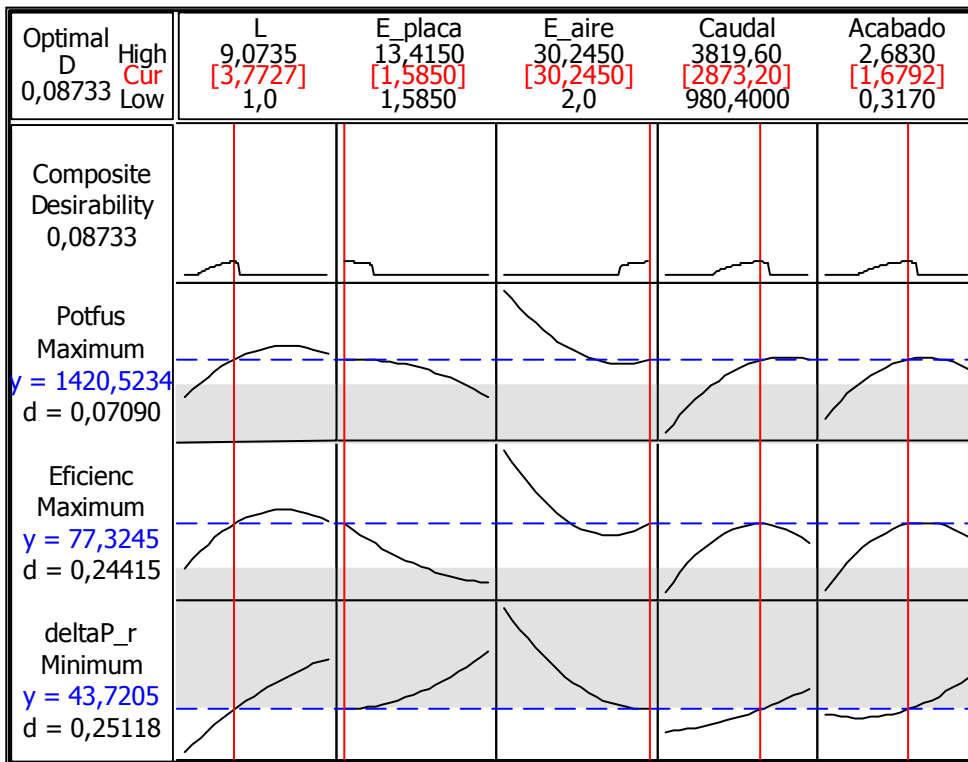


Fig. 7.16. Resultados de la optimización, caso FC

De estos resultados se observa que, con los rangos de operación propuestos, el diseño de la unidad se va a encontrar siempre lejos de cumplir con los requisitos fijados (deseabilidad compuesta muy baja con un valor de 0,08733).

Funcionamiento de la unidad propuesta

Los resultados de la simulación con esos parámetros se muestran en la figura 7.17. Los parámetros utilizados en la simulación y las respuestas obtenidas se recogen en las tablas 7.12 y 7.13 respectivamente.

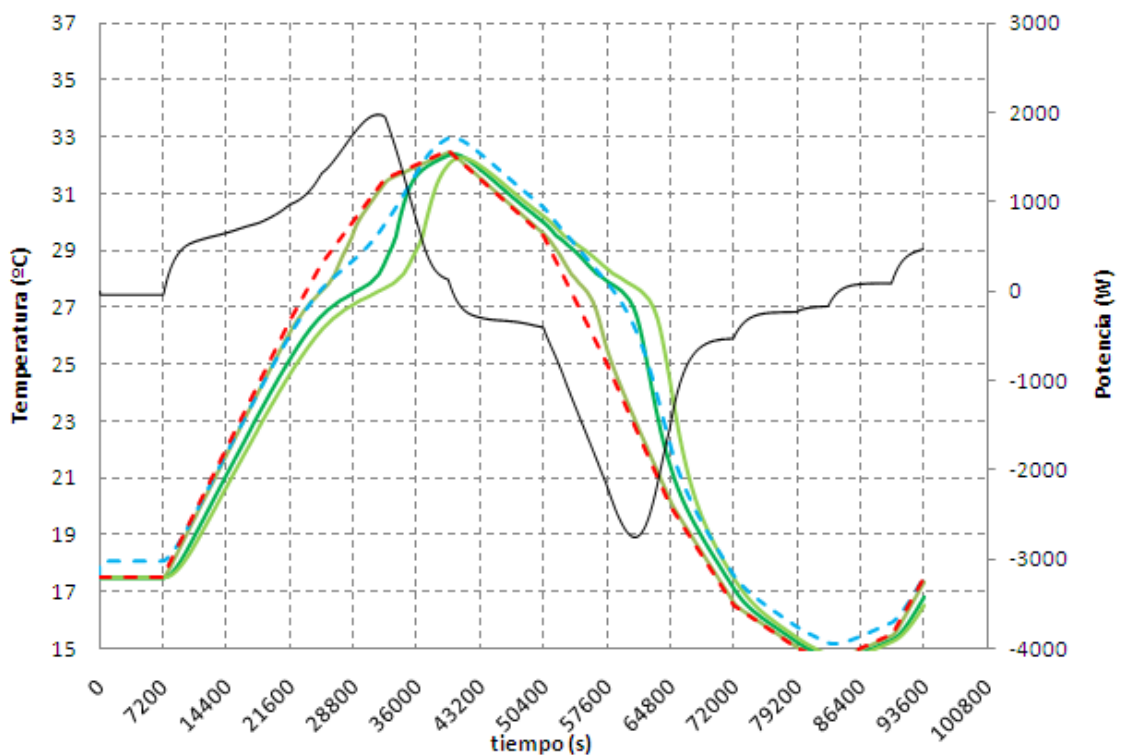


Fig. 7.17. Resultados de la simulación de la unidad propuesta inicial, caso FC (ver leyenda Fig. 7.9, página 174)

Tabla 7.12. Parámetros utilizados en la unidad propuesta inicial, caso FC

L_{sist} (m)	e_{placa} (mm)	e_{aire} (mm)	Caudal (m ³ /h)	Acabado
3,77	1,6	30,2	2875	1,7

Tabla 7.13. Respuestas obtenidas para la unidad propuesta inicial, caso FC

Respuestas							
\dot{Q}_{max} (W)	$\dot{Q}_{fus,3h}$ (W)	Ancho (m)	°Fus. (%)	v_{aire} (m/s)	Δp (Pa)	t_{fus} (h)	t_{sol} (h)
1987	1577	4,12	81,91	0,64	11	9	8

Aunque en la tabla 7.12 se muestran los valores de los parámetros que optimizan los resultados, resulta más realista considerar espesores de PCM más elevados: la curva compuesta bajo e_{placa} permite considerar espesores de hasta cuatro milímetros sin suponer pérdidas significativas en las prestaciones. Si además se mantiene el caudal de aire en $2400 \text{ m}^3/\text{h}$ propuesto en el diseño de Lázaro, al simular la unidad con estos nuevos parámetros (ver tabla 7.14) se obtienen los resultados gráficos de la figura 7.18. En la tabla 7.15 se detallan las respuestas de interés obtenidas.

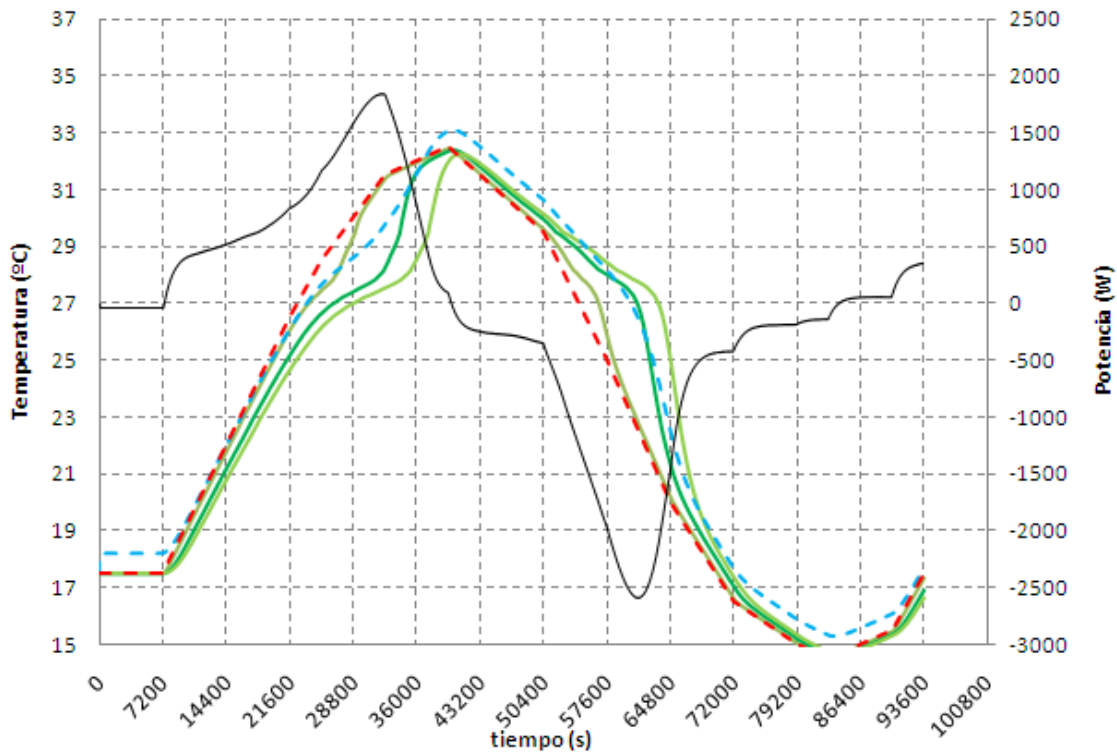
**Fig. 7.18.** Resultados de la simulación de la segunda unidad propuesta, caso FC (ver leyenda Fig. 7.9, página 174)

Tabla 7.14. Parámetros utilizados en la segunda unidad propuesta, caso FC

L_{sist} (m)	e_{placa} (mm)	e_{aire} (mm)	Caudal (m ³ /h)	Acabado
4,2	4	30	2400	1,8

Tabla 7.15. Respuestas obtenidas para la segunda unidad propuesta, caso FC

Respuestas							
\dot{Q}_{max} (W)	$\dot{Q}_{fus,3h}$ (W)	Ancho (m)	$^{\circ}Fus.$ (%)	v_{aire} (m/s)	Δp (Pa)	t_{fus} (h)	t_{sol} (h)
1849	1475	1,67	73,45	1,31	17	9	8

Por un lado, se han mejorado las prestaciones de la unidad en cuanto a potencia de fusión durante las tres horas (de 1365 a 1475 W, es decir, un 8 % de mejora) y, por otro, se ha reducido de forma considerable la pérdida de carga de la unidad (de 170 Pa a 63 Pa), siendo este un aspecto primordial en el diseño de la unidad puesto que está vinculado tanto al consumo eléctrico como al ventilador requerido.

Planteamiento B

Para la segunda alternativa planteada y con el objetivo de alcanzar los 3000 W durante tres horas, se proponen dos actuaciones:

- incrementar la cantidad de PCM en la unidad, duplicando el sistema;
- cambiar el RT27 por otro PCM con temperatura de cambio de fase promedio similar y mejores propiedades: en este caso se propone el DC28.

Con esta segunda alternativa, por el hecho de sustituir el RT27 por el DC28 manteniendo el resto de parámetros y condiciones de operación de la unidad como las propuestas en el último caso, se obtienen prestaciones más cercanas a los valores deseados (ver tabla 7.16): 2441W de potencia media en fusión (durante tres horas), lo que supone una mejora del 65 % frente al diseño anterior (ver figura 7.19).

Sin embargo, es importante señalar que a la hora de llevar este cambio a la práctica habría que considerar aspectos tan cruciales como que el nuevo PCM propuesto es una sal hidratada y que, a diferencia del RT27 de naturaleza orgánica, presentaría fenómenos como el subenfriamiento, cristalización, corrosión... es decir, una problemática particular de ese caso. Así, la credibilidad de estos resultados teóricos estaría pendiente de una validación experimental.

Tabla 7.16. Respuestas obtenidas para la unidad propuesta con DC28, caso FC

Respuestas							
\dot{Q}_{max} (W)	$\dot{Q}_{fus,3h}$ (W)	Ancho (m)	°Fus. (%)	v_{aire} (m/s)	Δp (Pa)	t_{fus} (h)	t_{sol} (h)
2614	2441	1,67	60,66	1,31	17	11	8

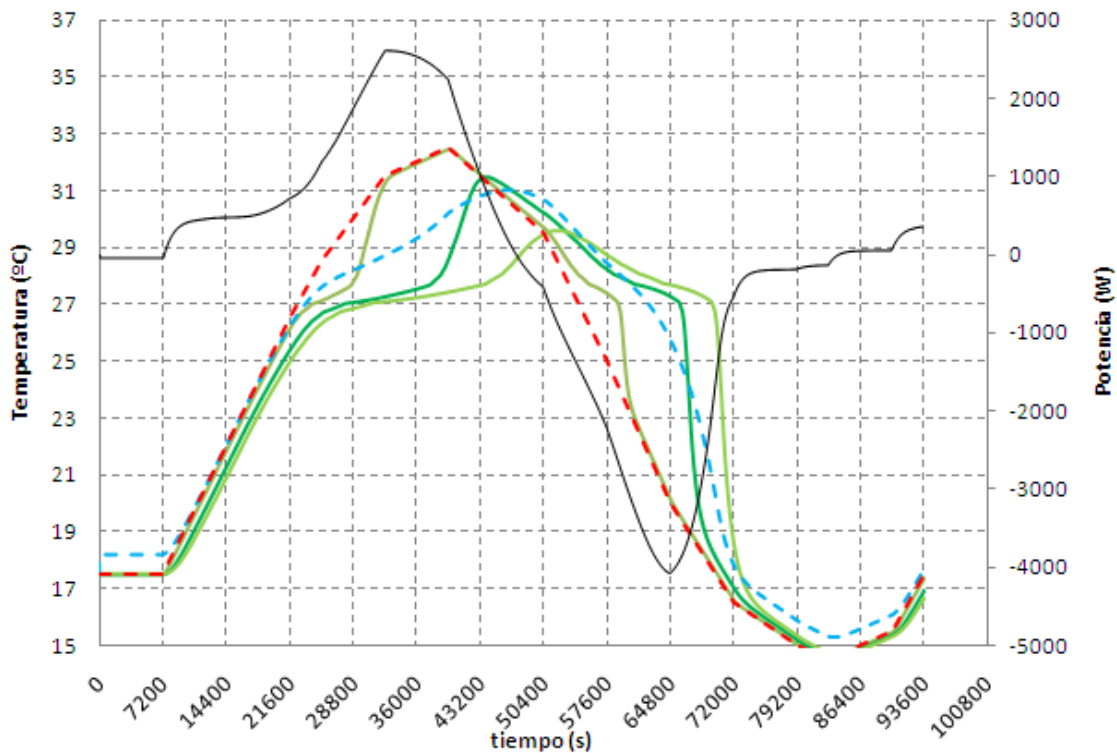


Fig. 7.19. Resultados de la simulación de la unidad propuesta con DC28, caso FC (ver leyenda Fig. 7.9, página 174)

Si realizamos el mismo diseño de superficie de respuesta manteniendo fija tanto la cantidad de DC28 como el caudal de aire y un espesor de la placa de PCM de cuatro milímetros (ver tabla 7.17), se consiguen unas prestaciones cercanas a las deseadas, tal y como se muestra tanto en la tabla 7.18 como en la figura 7.20.

Tabla 7.17. Parámetros utilizados en la segunda unidad propuesta con DC28, caso FC

L_{sist} (m)	e_{placa} (mm)	e_{aire} (mm)	Caudal (m^3/h)	Acabado
5	4	30	2400	3

Tabla 7.18. Respuestas obtenidas para la segunda unidad propuesta con DC28, caso FC

Respuestas							
\dot{Q}_{max} (W)	$\dot{Q}_{fus,3h}$ (W)	Ancho (m)	$^{\circ}Fus.$ (%)	v_{aire} (m/s)	Δp (Pa)	t_{fus} (h)	t_{sol} (h)
3081	2823	1,41	70	1,57	36	10	8

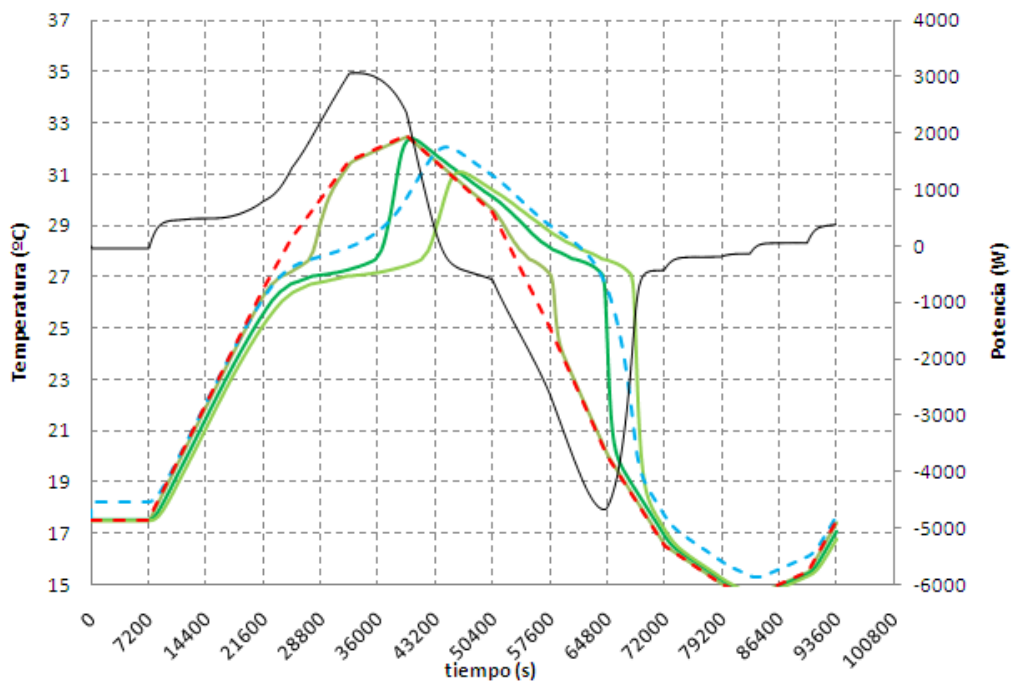


Fig. 7.20. Resultados de la simulación de la segunda unidad propuesta con DC28, caso FC (ver leyenda Fig. 7.9, página 174)

Teóricamente se puede llegar a cumplir el requisito de 3000 W durante tres horas simplemente modificando parámetros geométricos, bien a costa de un sistema con una elevada pérdida de carga (reduciendo el canal de aire o aumentando la longitud del sistema), bien reduciendo considerablemente el espesor de la placa de PCM. Los parámetros de la unidad propuesta para conseguir esa cobertura se detallan en la tabla 7.19 y los resultados obtenidos con la misma se recogen en la tabla 7.20 y se muestran en la figura 7.21.

Tabla 7.19. Parámetros utilizados en la unidad con DC28 con cobertura de 3 horas, caso FC

L_{sist} (m)	e_{placa} (mm)	e_{aire} (mm)	Caudal (m ³ /h)	Acabado
5	2	25	2400	3

Tabla 7.20. Respuestas obtenidas para la unidad con DC28 con cobertura de 3 horas, caso FC

Respuestas							
\dot{Q}_{max} (W)	$\dot{Q}_{\text{fus,3h}}$ (W)	Ancho (m)	°Fus. (%)	v_{aire} (m/s)	Δp (Pa)	t_{fus} (h)	t_{sol} (h)
3261	3007	2,47	75,22	1,08	24	10	8

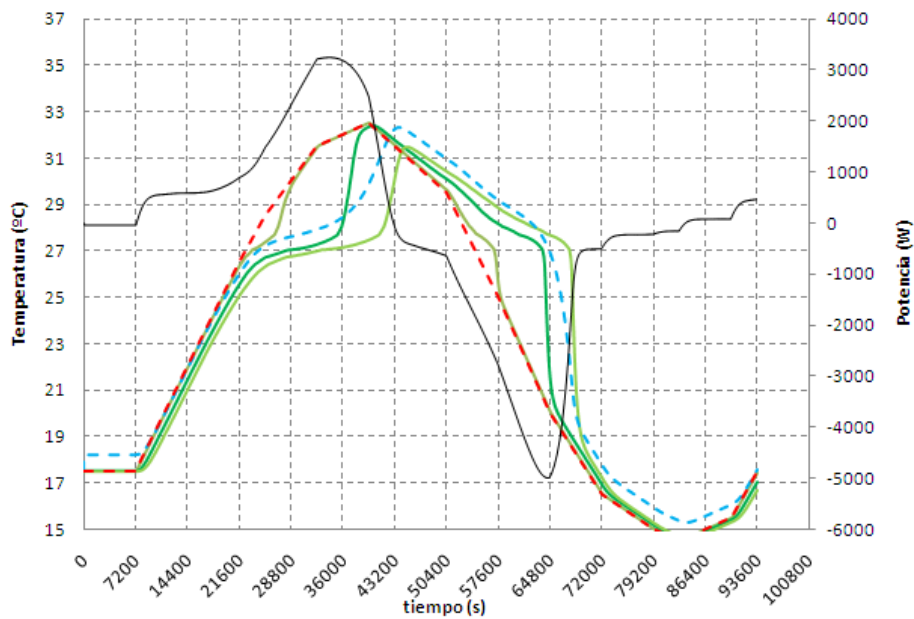


Fig. 7.21. Resultados de la simulación de la unidad con DC28 con cobertura de 3 horas, caso FC (ver leyenda Fig. 7.9, página 174)

Coste de la instalación

En la siguiente gráfica se muestra el coste de la inversión inicial en función del precio del PCM macroencapsulado en placa de aluminio.

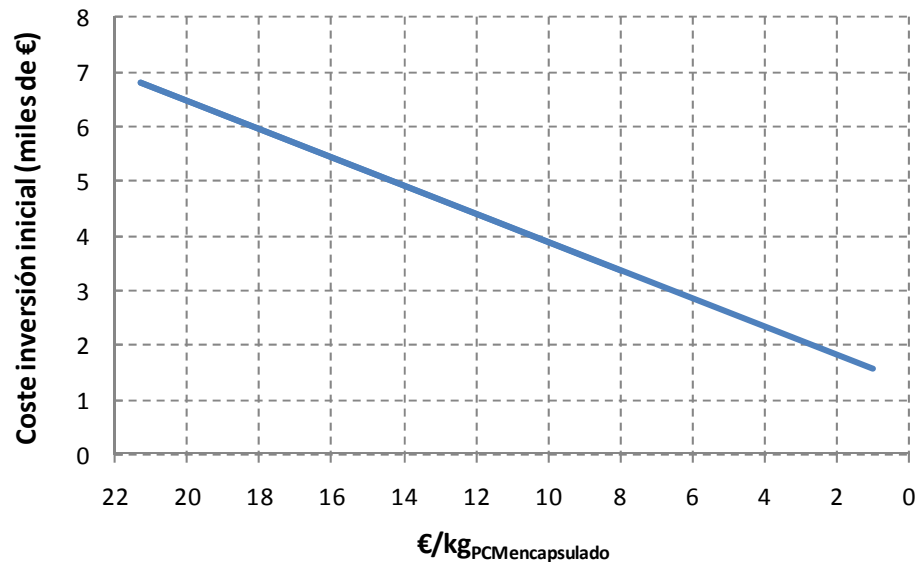


Fig. 7.22. Influencia del precio unitario del PCM macroencapsulado en la inversión inicial, caso FC

Tal y como se ha establecido para la aplicación de refrigeración solar, el coste de la unidad de TES es función de la cantidad de PCM, del ventilador requerido y del tamaño de la carcasa. En el caso de la figura 7.22 se ha considerado la inversión inicial para la segunda unidad propuesta con RT27 y se ha evaluado en función del coste del PCM macroencapsulado.

Análisis dimensional y semejanza

En las figuras 7.23 a 7.26 se muestran los resultados del análisis de semejanza para la aplicación de refrigeración gratuita (*freecooling*) aplicados a las dos unidades de TES propuestas con RT27 (obviamente, las unidades propuestas con DC28 necesitan validación experimental).

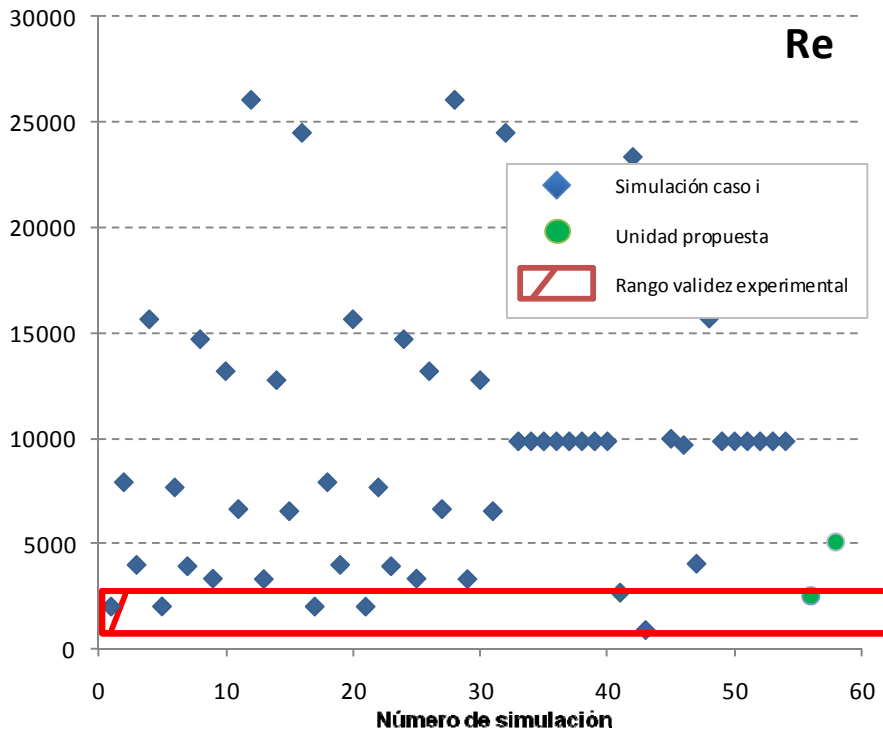


Fig. 7.23. Números de Re para cada una de las simulaciones y rango de validez experimental (caso FC)

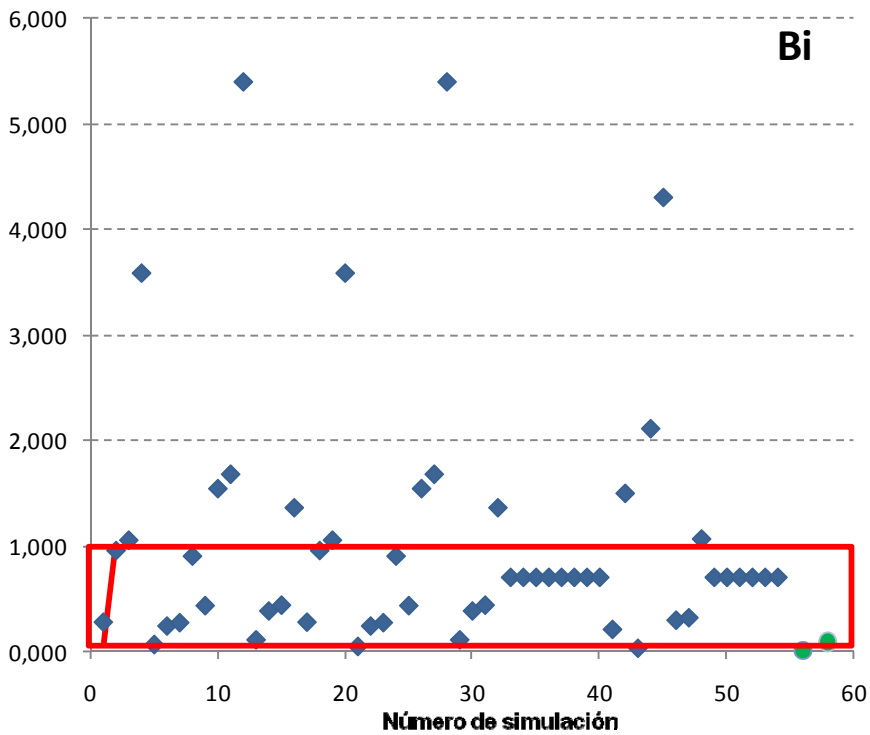


Fig. 7.24. Números de Bi para cada una de las simulaciones y rango de validez experimental (caso FC)

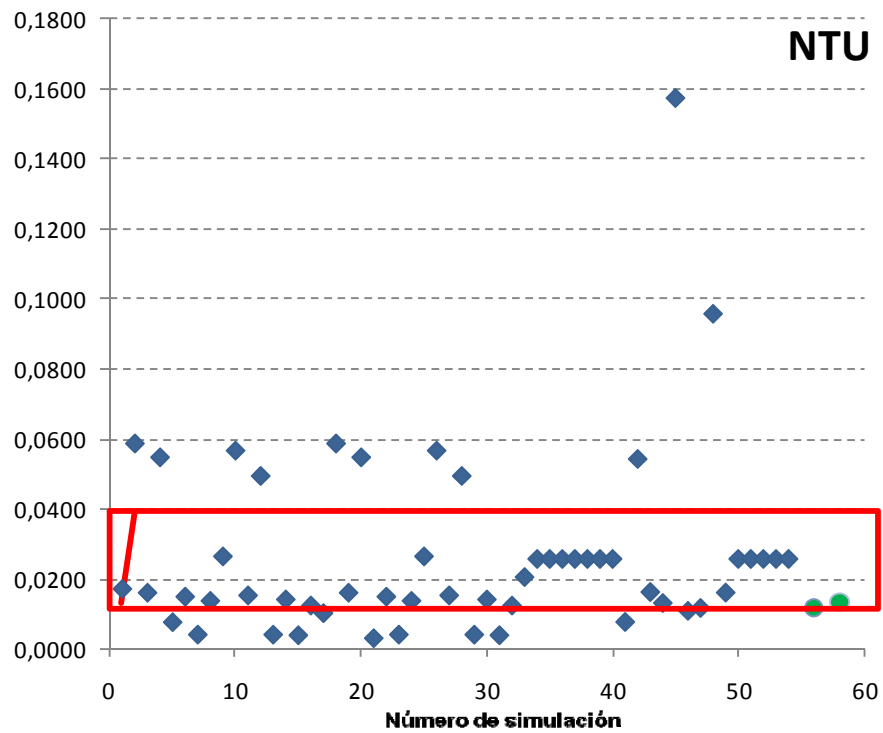


Fig. 7.25. NTU para cada una de las simulaciones y rango de validez experimental (caso FC)

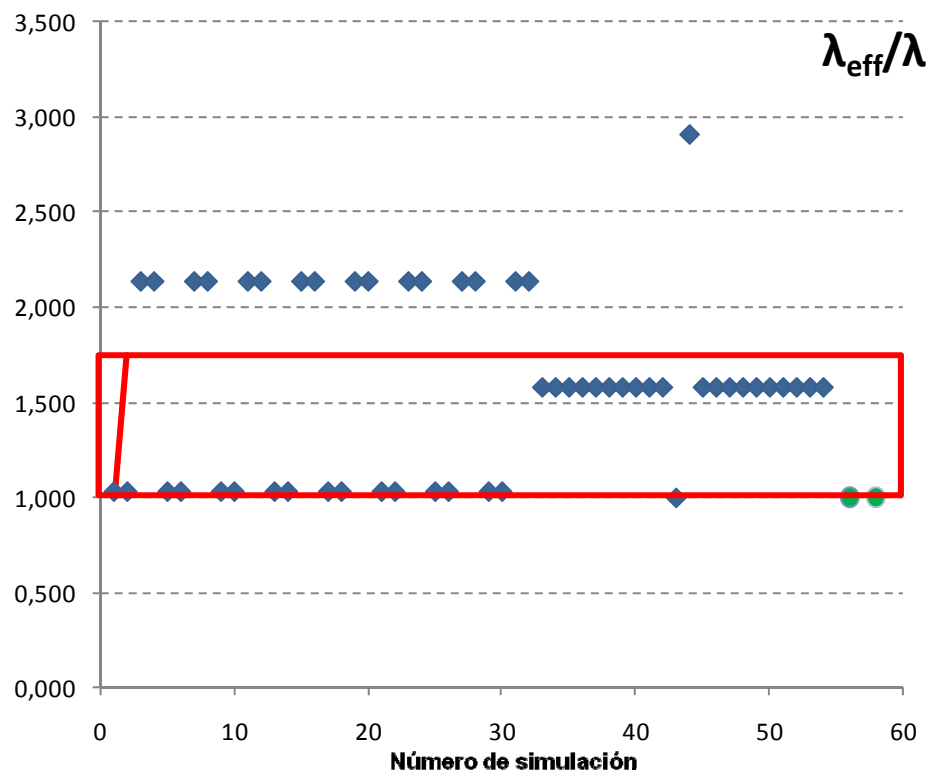


Fig. 7.26. $\lambda_{\text{eff}}/\lambda$ para cada una de las simulaciones y rango de validez experimental (caso FC)

Del análisis de estos resultados se observa que en este caso la convección natural en el seno del PCM no va a ser significativa, siendo el proceso de transferencia de calor únicamente por conducción.

El número de Reynolds también se encuentra fuera del rango de validez experimental para una de las unidades propuestas. De nuevo, ajustarse al rango de validez experimental y cumplir los requisitos de la aplicación de refrigeración gratuita no es sencillo, pero en este caso se podría actuar además de en el diámetro hidráulico, en el caudal de aire.

Los números de Bi y NTU se encuentran dentro del rango de validez experimental, el ratio λ_{eff}/λ indica que el proceso es de conducción pura en ambas unidades, y el Re está dentro de ese rango únicamente para una de las dos unidades propuestas. Por lo tanto, la segunda unidad propuesta necesitaría validación experimental, aunque de nuevo sería razonable utilizar estos resultados para el prediseño del equipo acumulador.

7.4. Caso de estudio: aplicación a mantenimiento de temperatura en salas

Como tercer caso de estudio se plantea la aplicación de la unidad de TES al mantenimiento de temperatura en salas; particularmente se aplica a una caseta de telecomunicaciones en cuyo interior existen equipos electrónicos que generan calor. Como punto de partida se utiliza el caso planteado por Lázaro (2008) en el que se establece que, para el correcto funcionamiento de los equipos electrónicos, la temperatura máxima del aire en la sala se encuentra entre 38 °C y 48 °C; en concreto la fijaremos en un valor límite intermedio de 44 °C. La generación de calor de los equipos es de 5 kW.

Para obtener la evolución de la temperatura en el interior de la sala, se ha realizado un balance de energía (ecuación 7.2) con las siguientes simplificaciones:

- no se ha considerado el efecto refrescante del terreno. La superficie en planta del suelo se supone ocupada por los equipos;
- el efecto de inercia de los cerramientos se ha simplificado suponiendo que en cada instante se encuentran a una temperatura media entre el exterior e interior;
- la ventilación exterior se introduce únicamente cuando es favorable, considerando que el ambiente externo a la caseta se encuentra a 40 °C (caso más desfavorable).

$$\begin{aligned}
& m c_{p.cerramiento} \left[\left(\frac{T_{sala}^t + T_{exterior}}{2} \right) - \left(\frac{T_{sala}^{t-1} + T_{exterior}}{2} \right) \right] \\
& \quad + \rho_{aire} V_{sala} (T_{sala}^t - T_{sala}^{t-1}) = \\
& = \left[\begin{array}{l} \dot{m}_{ventilación} c_{p.aire} (T_{exterior} - T_{sala}^t) + \dot{Q}_{demanda} \\ - \dot{m}_{aire} c_{p.aire} (T_{sala}^{t-1} - T_{salida, TES}) \end{array} \right] \cdot \Delta t
\end{aligned} \tag{Ec. 7.2}$$

La idea que subyace en este sistema es que ante un fallo del sistema de refrigeración convencional, con la unidad de TES se pretende suavizar la evolución de la temperatura de la sala de forma que se extienda el tiempo hasta alcanzar cierto valor de temperatura límite. El objetivo es que ese periodo sea de unas dos horas para que los técnicos tengan tiempo suficiente para llegar al lugar donde está ubicada la caseta y puedan reparar la avería del sistema de refrigeración sin que haya que detener la operación de los equipos de la caseta.

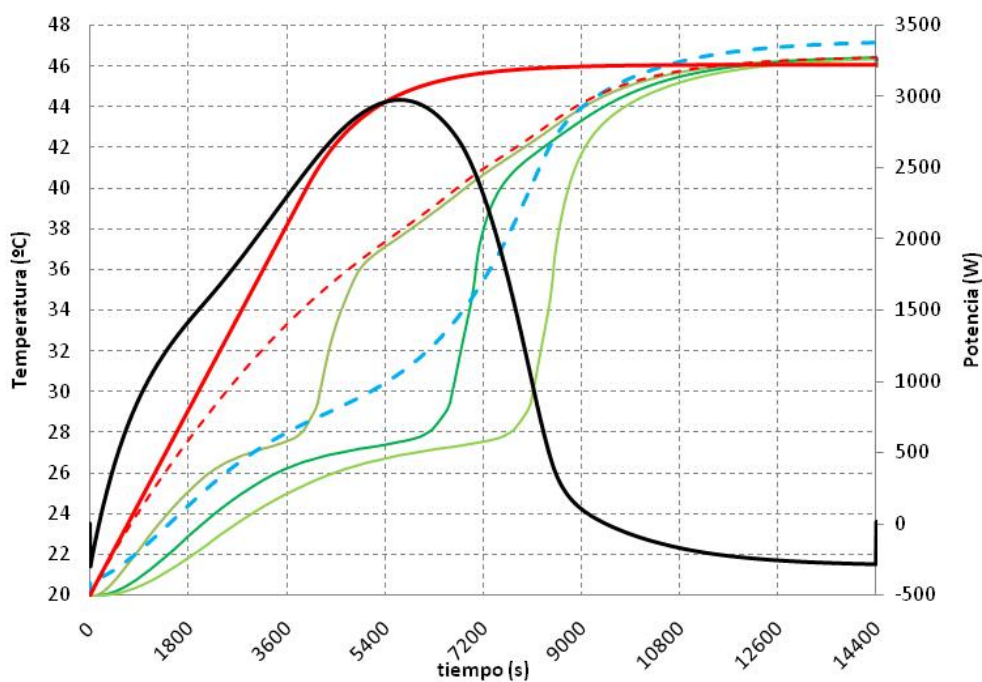
A continuación se detallan una serie de restricciones que debe cumplir el sistema de TES:

- limitación de dimensiones dada por la caseta de telecomunicaciones: la longitud máxima del sistema está limitada a 2,5 m (altura de la caseta) lo que limita la sección del PCM a 1,25 m para que la unidad completa de TES (que incluye además el cajón de mezcla, la sección para el ventilador y un tejadillo protector) se pueda ubicar sin sobrepasar esas dimensiones. De la misma forma el ancho de la unidad también está limitado por las dimensiones de la pared, cinco metros;
- limitación de consumo eléctrico del ventilador de la unidad de TES para que pueda ser abastecido por unas baterías sin ser imprescindible su conexión a la red eléctrica. La pérdida de carga debe ser inferior a 30 Pa.

Las condiciones de operación se recogen en la tabla 7.21 y los resultados de la simulación con el modelo teórico de la unidad propuesta por Lázaro se muestran en la figura 7.27.

Tabla 7.21. Parámetros utilizados en simulación de la unidad propuesta por Lázaro, caso MTS

M_{PCM} (kg)	Caudal (m^3/h)	e_{placa} (mm)	e_{aire} (mm)	Acabado
132	1340	6,5	12	3

**Fig. 7.27.** Resultados de la simulación de la unidad propuesta por Lázaro, caso MTS (ver leyenda Fig. 7.9, página 174)

Tal y como se aprecia en los resultados de la simulación el aporte del equipo de almacenamiento es destacable: el tiempo invertido en alcanzar en la sala los 38 °C es 1 h 40 min (determinado por la línea roja punteada), lo que supone casi 40 minutos más que si no hubiese sistema de almacenamiento (línea roja continua).

En la tabla 7.22 se recopilan los resultados principales.

Tabla 7.22. Respuestas obtenidas para la simulación de la unidad propuesta por Lázaro, caso MTS

Respuestas				
°Fus.	Inversión	t_{adicional},	t_{adicional},	Δp
(%)	(€)	T=38°C	T=44°C	(Pa)
		(min)	(min)	
69,47	3924	36	63	36

Para la aplicación del DOE se van a considerar los siguientes factores y respuestas que se detallan a continuación.

- Factores (recogidos en la tabla 7.23 junto a su dominio):
 - cantidad de PCM;
 - caudal de aire;
 - anchura del canal de aire;
 - espesor de la placa de PCM;
 - acabado de las placas.
- Respuestas:
 - grado de fusión en tres horas;
 - tiempo adicional hasta alcanzar el aire de la caseta una temperatura de 38 °C (comparado con la evolución de la temperatura sin unidad de TES);
 - tiempo adicional hasta alcanzar el aire de la caseta una temperatura de 44 °C (comparado con la evolución de la temperatura sin unidad de TES);
 - pérdida de carga;
 - inversión inicial (dependerá de la cantidad de PCM, del ventilador instalado y de si las placas tienen o no protuberancias en su superficie).

Tabla 7.23. Factores considerados y dominio, caso MTS

Factores	Dominio	
	Nivel (-)	Nivel (+)
Cantidad de PCM (kg)	100	200
Caudal de aire (m ³ /h)	1000	2000
Espesor de placa de PCM (mm)	6	14
Anchura del canal de aire (mm)	10	20
Acabado	1,5	2

En las tablas 7.24 y 7.25 se muestran el plan parcial de simulaciones y las respuestas obtenidas del diseño de superficie de respuesta, respectivamente.

Tabla 7.24. Plan de simulaciones (truncado), caso MTS

#	M _{PCM} (kg)	Caudal (m ³ /h)	e _{placa} (mm)	e _{aire} (mm)	Acabado
1	100	1000	6	10	1,5
2	200	1000	6	10	1,5
3	100	2000	6	10	1,5
4	200	2000	6	10	1,5
5	100	1000	14	10	1,5
6	200	1000	14	10	1,5
7	100	2000	14	10	1,5
8	200	2000	14	10	1,5
9	100	1000	6	20	1,5
10	200	1000	6	20	1,5
11	100	2000	6	20	1,5
...					
52	150	1500	10	15	2

Tabla 7.25. Respuestas obtenidas (truncado), caso MTS

Respuestas					
#	°Fus. (%)	Inversión (€)	t_{adicional}, T=38°C (min)	t_{adicional}, T=44°C (min)	Δp (Pa)
1	64,48	3106	16	51	24
2	62,70	5662	27	114	13
3	64,99	3156	33	43	106
4	70,90	5712	57	94	26
5	59,17	3106	12	48	139
6	54,61	5662	19	112	33
7	59,05	3156	17	47	467
8	65,83	5712	40	95	138
9	61,65	3106	10	51	4
10	45,26	5662	13	112	3
11	64,17	3156	23	46	17
...					
52	66,52	4384	28	73	26

*Análisis de los resultados**Optimización de la respuesta*

Teniendo en cuenta que el principal objetivo de la unidad de TES es prolongar el periodo de tiempo durante el cual la temperatura de la sala se encuentra por debajo de cierta temperatura límite (con el fin de salvaguardar los equipos electrónicos), se ha fijado la mayor importancia a esa respuesta. En la tabla 7.26 se detallan los parámetros introducidos en la optimización.

Se ha considerado que el requisito más importante es conseguir que el equipo extienda en la mayor medida posible el tiempo en alcanzar las temperaturas límite del aire de la sala, asignándose la mayor importancia la temperatura máxima límite (44 °C) y considerando también importantes, pero en menor grado, el primer límite de temperatura (38 °C) y la pérdida de carga del equipo (con el objetivo que ésta sea lo

mínima posible para que el consumo eléctrico asociado al ventilador correspondiente también sea reducido). Los resultados obtenidos para la optimización se muestran en la figura 7.28.

Tabla 7.26. Parámetros introducidos en la optimización, caso MTS

Variable respuesta	Objetivo	Peso	Importancia
$t_{\text{adicional, T=44}^\circ\text{C}}$	maximizar	1	10
Δp (Pa)	minimizar	1	5
$t_{\text{adicional, T=38}^\circ\text{C}}$	maximizar	1	5
Inversión inicial	minimizar	1	1
Grado de fusión (%)	maximizar	1	1

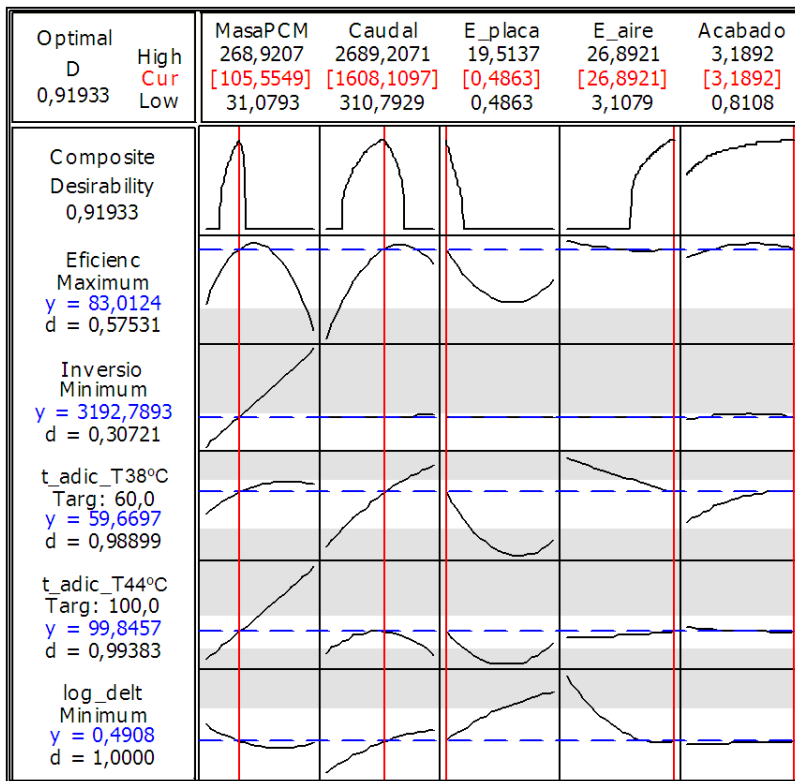


Fig. 7.28. Resultados de la optimización, caso MTS

De los resultados de la optimización interesa el valor de deseabilidad compuesta y las tendencias de esta respecto a cada factor considerado. La deseabilidad compuesta obtenida en este caso (0,919) señala que los valores determinados por la optimización

cumplen en un alto grado los requisitos impuestos a las variables respuesta. Las tendencias de la deseabilidad compuesta respecto a cada factor permiten ajustar el valor de estos (generalmente debido a restricciones físicas o tecnológicas, por ejemplo, valores de espesor de PCM inferiores a un milímetro) manteniendo la deseabilidad en valores altos. La simulación de la unidad con los valores óptimos se muestra en la figura 7.29.

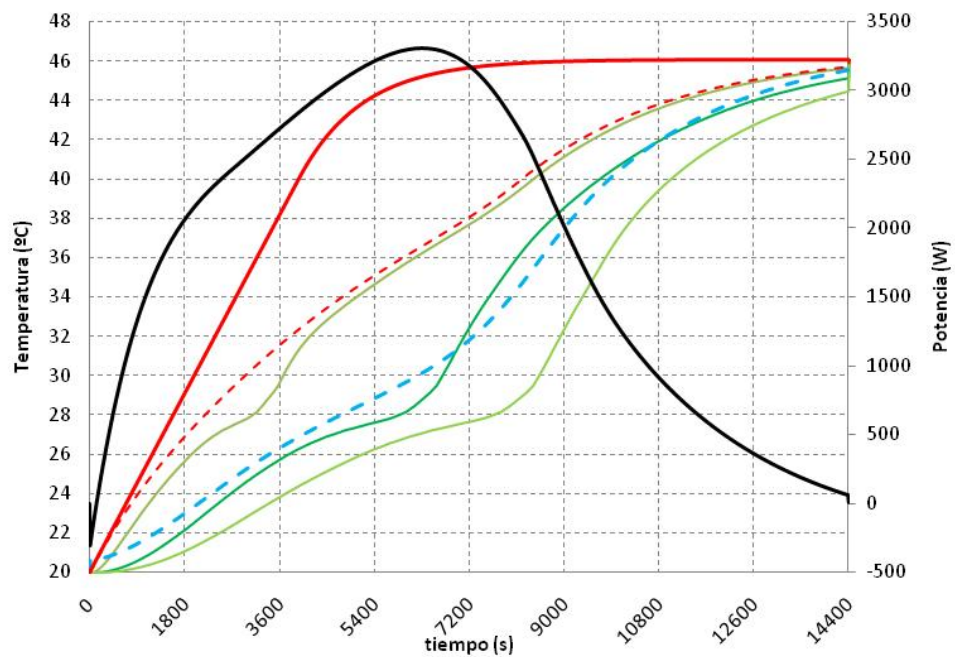


Fig. 7.29. Resultados de la simulación de la unidad optimizada, caso MTS (ver leyenda Fig. 7.9, página 174)

En la tabla 7.27 se recopilan los resultados de la simulación y se comprueba el buen grado de ajuste con los resultados predichos por la optimización.

Tabla 7.27. Respuestas obtenidas para la unidad optimizada, caso MTS

Respuestas				
°Fus. (%)	Inversión (€)	$t_{\text{adicional,}}$ $T=38^{\circ}\text{C}$ (min)	$t_{\text{adicional,}}$ $T=44^{\circ}\text{C}$ (min)	Δp (Pa)
100	3234	60	96	3

Sin embargo, existen dos inconvenientes para utilizar esta configuración: por un lado no se respetaría la limitación de anchura debido a que esta unidad supone una anchura de más de diez metros y, por otro lado, a la hora de la construcción física de la unidad de TES es más viable utilizar espesores de PCM más elevados que los 0,5 mm determinados en la optimización. De esta forma, moviéndonos en la gráfica de optimización hacia un valor de espesor de PCM mayor, sin perder demasiadas prestaciones de la unidad y redondeando los parámetros, se selecciona un valor de 2,5 mm de espesor (que además cumple la restricción de anchura). La simulación con estas nuevas condiciones de operación (con un valor de espesor de 2,5 mm mucho más técnicamente factible que los 0,5 mm propuestos por la optimización) se muestra en la figura 7.30. En la tabla 7.28 se muestran los resultados obtenidos.

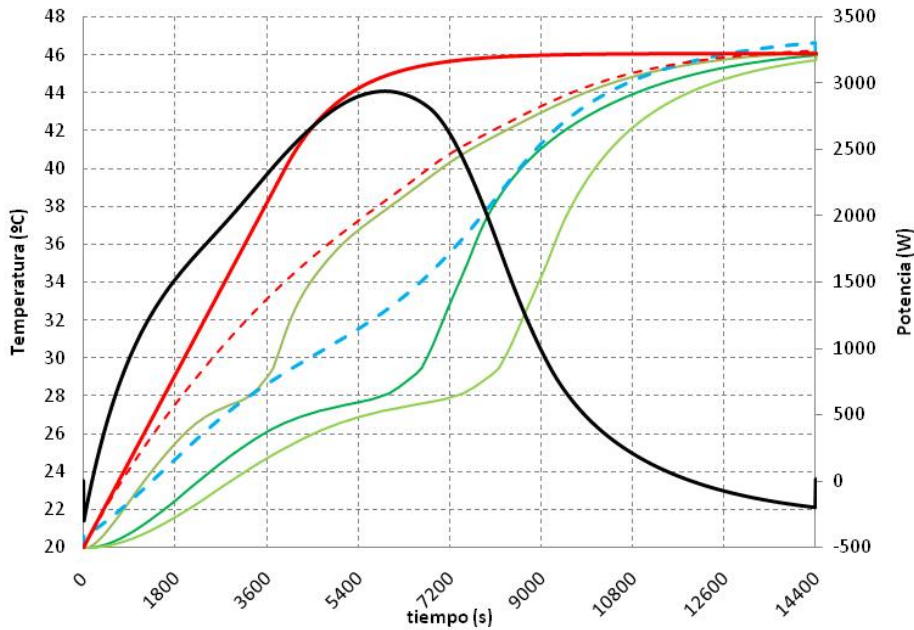


Fig. 7.30. Resultados de la simulación de la unidad propuesta, caso MTS (ver leyenda Fig. 7.9, página 174)

Tabla 7.28. Respuestas obtenidas para la unidad propuesta, caso MTS

Respuestas				
°Fus. (%)	Inversión (€)	$t_{\text{adicional}}$, T=38°C (min)	$t_{\text{adicional}}$, T=44°C (min)	Δp (Pa)
92,64	3489	37	73	5

Los resultados de la unidad propuesta (tabla 7.28) son algo desfavorables frente a los de la unidad optimizada (tabla 7.27), pero el espesor de PCM propuesto es mucho más realista que el optimizado. Aun así, las respuestas proporcionadas por la unidad propuesta suponen un acumulador que mejora el inicial. Si se comparan estos resultados con los del equipo inicialmente propuesto, se refleja que:

- aumenta el tiempo hasta alcanzar la temperatura límite de 44 °C: de 61 minutos se pasa a 73 (mejora del 19,7 %), siendo este aspecto fundamental para la aplicación;
- se reduce la inversión inicial en un 11 %: de 3924 € se pasa a 3489 €;
- mejora el grado de fusión del sistema un 23,2 %;
- sin embargo, el volumen ocupado por la unidad se incrementa, pasando de 1,2 m³ a 3,8 m³.

Coste de la instalación

En la siguiente gráfica se muestra el coste de la inversión inicial en función del precio del PCM macroencapsulado en placa de aluminio.

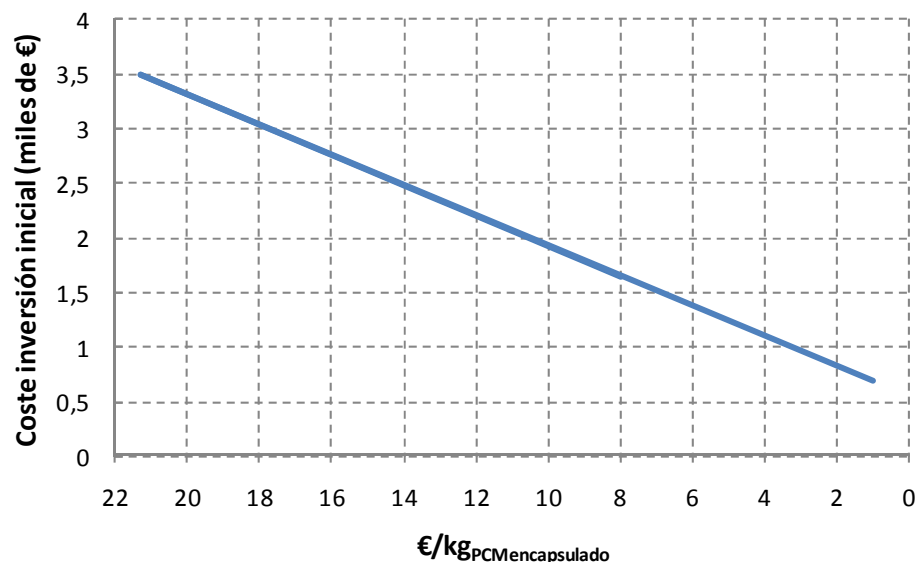


Fig. 7.31. Influencia del precio unitario del PCM macroencapsulado en la inversión inicial, caso MTS

De nuevo, tal y como se ha establecido para las dos aplicaciones anteriores, el coste de la unidad de TES es función de la cantidad de PCM, del ventilador requerido y del

tamaño de la carcasa. En el caso de la figura 7.31 se ha considerado la inversión inicial para la unidad propuesta y se ha evaluado en función del coste del PCM macroencapsulado.

Análisis dimensional y semejanza

En las figuras 7.32 a 7.35 se muestran los resultados del análisis de semejanza para la aplicación de mantenimiento de temperatura en salas (MTS).

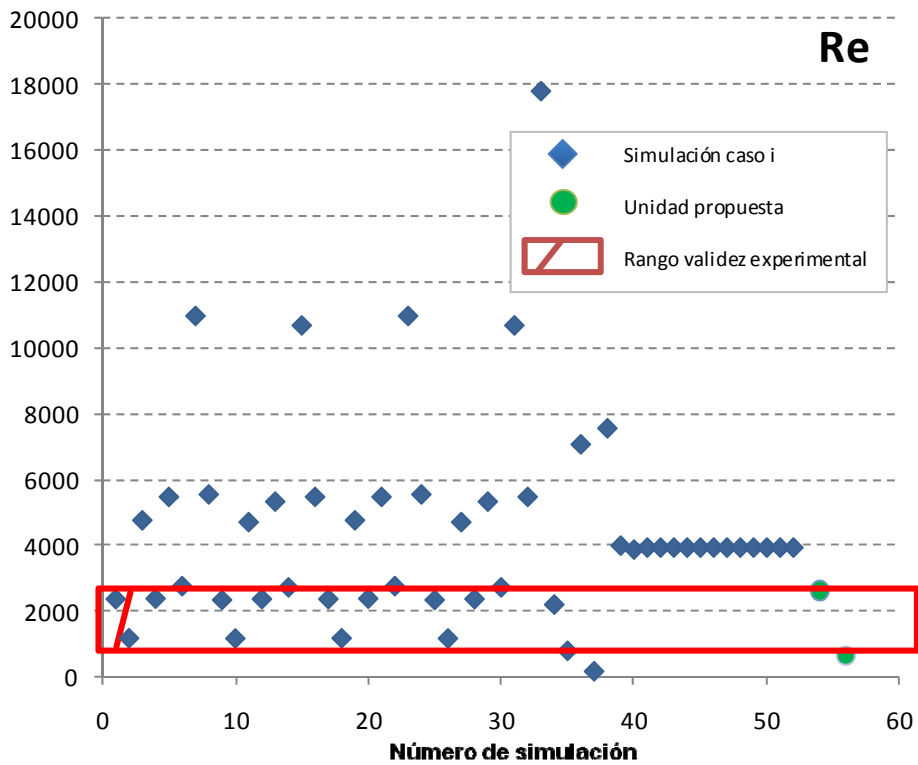


Fig. 7.32. Números de Re para cada una de las simulaciones y rango de validez experimental (MTS)

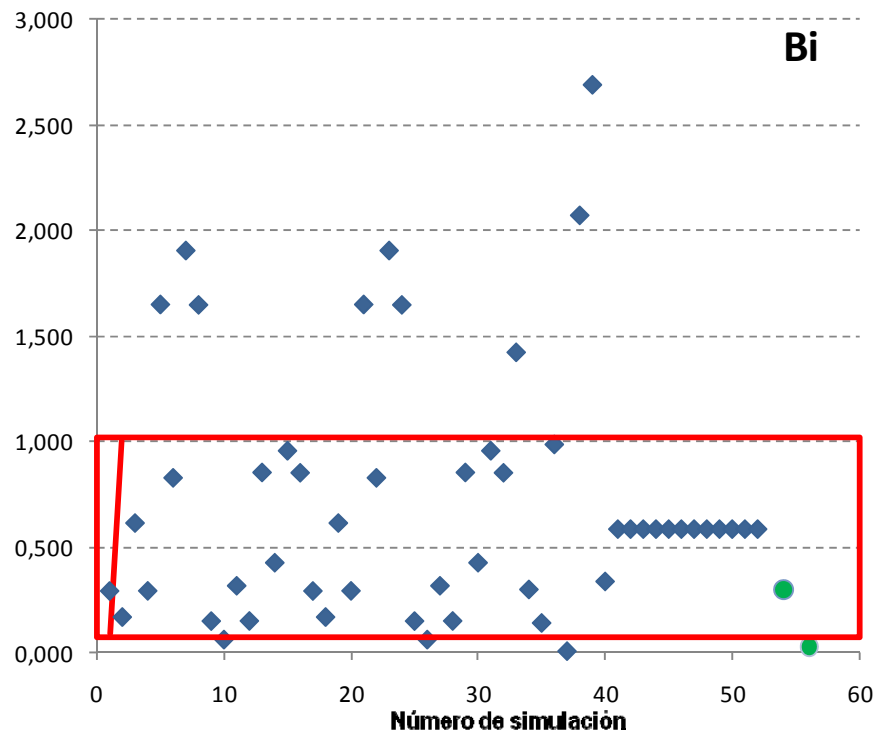


Fig. 7.33. Números de Bi para cada una de las simulaciones y rango de validez experimental (MTS)

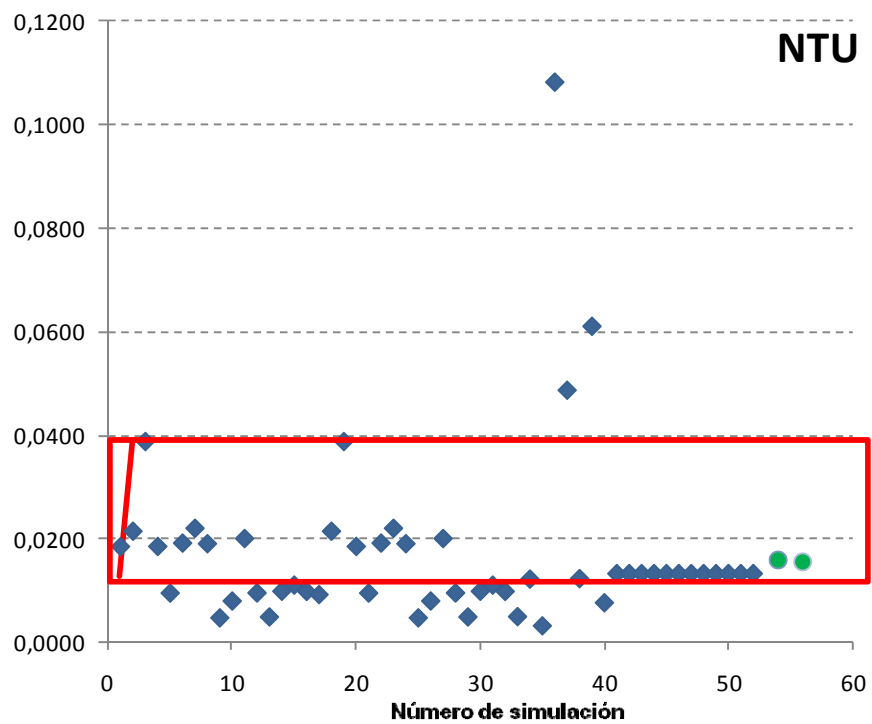


Fig. 7.34. NTU para cada una de las simulaciones y rango de validez experimental (MTS)

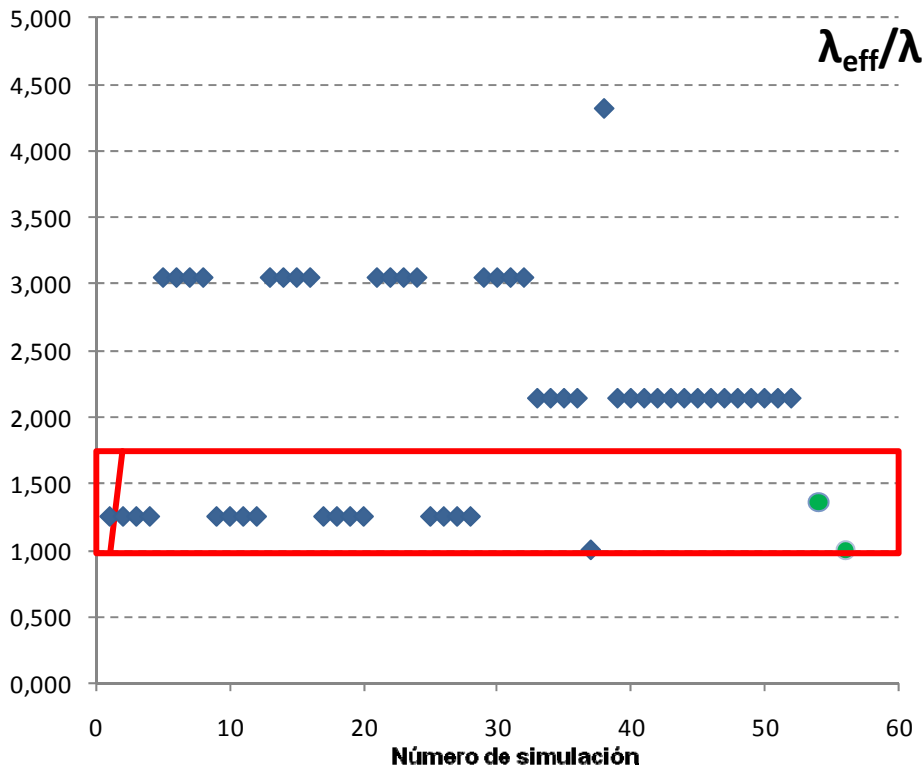


Fig. 7.35. λ_{eff}/λ para cada una de las simulaciones y rango de validez experimental (MTS)

Del análisis de estos resultados se observa que en este caso la convección natural en el seno del PCM no va a ser significativa para una de las unidades propuestas, siendo el proceso de transferencia de calor por conducción pura, encontrándose el ratio λ_{eff}/λ para la otra unidad propuesta dentro del rango de validez experimental.

Como, además, tanto el Re como los números de Bi y NTU se encuentran dentro del rango de validez experimental, en este caso, al cumplirse las razones de semejanza entre el equipo experimental y los prototipos propuestos, no sería imprescindible una validación experimental adicional de estas unidades.

7.5. Otras aplicaciones

El aire ambiente es el foco más usado en las bombas de calor debido a que implica menores costes y alta disponibilidad, pero a la vez supone dos importantes problemas: alta variabilidad en la temperatura y necesidad de realizar desescarches para temperaturas inferiores a 6 °C aproximadamente..

Particularmente las bombas de calor aire-aire, que suponen el 71 % de las fabricadas en España, según el estudio realizado por el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE) en colaboración con el Equipo Nacional Español de la Bomba de Calor (ENEBC), presentan el inconveniente de que sus prestaciones son muy sensibles a las condiciones climáticas exteriores (como foco frío el rango de temperaturas va desde -10 hasta 15 °C; como foco caliente el rango va desde 30 hasta 50 °C).

Si se realiza un análisis preliminar para una bomba de calor aire-aire, análogo al realizado para el sistema de refrigeración solar, según la ASHRAE se pueden obtener mejoras del 15 % en el COP de refrigeración (ver figura 7.36).

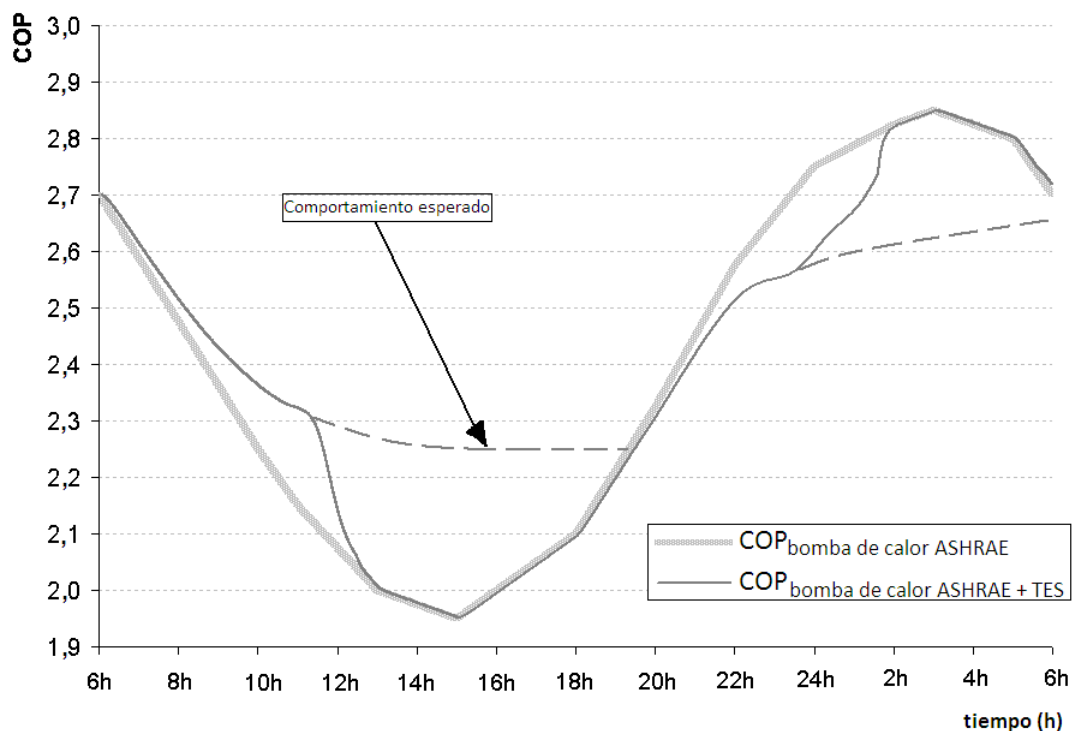


Fig. 7.36. Evolución del COP y de la potencia de refrigeración con y sin unidad de TES incorporada al sistema de bomba de calor aire-aire

De este análisis se deduce el potencial interés de la incorporación de los intercambiadores de calor PCM-aire en estos sistemas.

De forma similar se puede plantear esta metodología para estudiar la viabilidad en otras potenciales aplicaciones de interés (invernaderos, granjas avícolas...) en las que se pueden incorporar este tipo de unidades de TES con intercambio de calor PCM-aire.

7.6. Conclusiones

Aunque la viabilidad técnica de estos equipos es un hecho, a día de hoy no lo es la viabilidad económica: en este sentido es necesaria una reducción considerable del precio del PCM macroencapsulado (principalmente actuando en el proceso de encapsulación). Actualmente una placa de RT27 con el macroencapsulado comercializado por Rubitherm (*CSM panels*) tiene un precio de 13 € que hace que la inversión inicial en estos equipos sea muy restrictiva económicamente. Sería necesaria una reducción del precio del PCM macroencapsulado desde los 21,3 €/kg actuales (precio a pequeña escala) hasta, al menos, los 5 €/kg para que esa inversión inicial fuese competitiva.

Se ha comprobado que de cara al diseño de una unidad de TES para su incorporación en la aplicación correspondiente, utilizar la metodología propuesta del DOE aplicada a las simulaciones es una herramienta poderosa para:

- reducir drásticamente el número de simulaciones a realizar y el tiempo invertido. En los casos resueltos las simulaciones correspondían como mucho a un ciclo, con una duración de entre dos y seis minutos, y únicamente se simulaba el comportamiento de esta unidad. Las simulaciones de edificios suelen corresponder al menos a periodos de un año e incluyen un sistema completo (una simulación anual, considerando un sistema sencillo e incorporando la unidad de TES, puede alcanzar las 12 horas);
- dentro del rango de operación fijado:
 - mejorar el diseño;
 - encontrar un punto óptimo de operación;
 - encontrar los ajustes de los factores que permiten cumplir con los requisitos fijados sin tener que hacer más simulaciones.

Se ha aplicado la metodología del DOE sobre las simulaciones para tres casos de estudio: refrigeración solar, refrigeración gratuita y mantenimiento de temperatura en

salas, obteniéndose en todos ellos diseños que proporcionan mejoras en las aplicaciones inicialmente planteadas:

- en el sistema de refrigeración solar se ha obtenido una mejora del *COP* del 14 % frente al mismo sistema sin unidad de TES, aunque la viabilidad económica está totalmente condicionada por el precio del PCM (sería necesario alcanzar niveles de $5\text{€}/\text{PCM}_{\text{encapsulado}}$);
- en el sistema de freecooling se ha mejorado la potencia de fusión durante las tres horas de la etapa (8 % de mejora) y se ha reducido la pérdida de carga (de 170 Pa a 17 Pa);
- en el sistema de mantenimiento de temperatura en salas se ha aumentado el tiempo hasta alcanzar la temperatura límite permitida (19,7 %), se ha reducido la inversión inicial en un 11 % y se ha mejorado el grado de fusión del sistema un 23,2 %, aunque por otro lado ha aumentado su volumen.

Al igual que se ha considerado la aplicación de la unidad de TES para apoyar al sistema de refrigeración solar, también se podría incorporar una unidad de TES con un PCM con cambio de fase a más baja temperatura (alrededor de los 10 °C) para actuar en el modo de calefacción de una bomba de calor, lo que probablemente aportaría, además de la mejora en el *COP*, una reducción en el número de operaciones de desescarche debido a las bajas temperaturas.



La ciencia, a pesar de sus progresos increíbles, no puede ni podrá nunca explicarlo todo. Cada vez ganará nuevas zonas a lo que hoy parece inexplicable. Pero las rayas fronterizas del saber, por muy lejos que se eleven, tendrán siempre delante un infinito mundo de misterio

Gregorio Marañón

8

Conclusiones

Para finalizar esta tesis se recopilan las conclusiones sobre los estudios desarrollados y sobre los resultados obtenidos. Asimismo, se comenta la difusión que se ha dado al trabajo aquí presentado y las líneas con las que se continuará investigando.

8.1. Aportaciones

El objetivo principal de esta tesis es desarrollar un modelo teórico que simule el comportamiento térmico de un intercambiador de calor PCM-aire, validarlo con los resultados experimentales, y utilizarlo como herramienta de diseño para este tipo de unidades en función de la aplicación de interés. De acuerdo con este objetivo, a continuación se resumen las aportaciones conseguidas en cada una de las partes principales de esta tesis.

8.1.1. Trabajo experimental

Se ha medido y analizado el comportamiento térmico de un intercambiador de calor PCM-aire, caracterizando el ciclado térmico completo.

Gracias a las modificaciones que se han llevado a cabo en una instalación experimental previamente diseñada para estudiar este tipo de intercambiadores, se ha comprobado también la capacidad de la máquina refrigeradora para solidificar completamente el PCM de la unidad de TES. Para diferencias de temperatura de 8 °C entre el aire a la entrada y la temperatura promedio de cambio de fase del PCM, y caudales de aire en el rango de 0,4 a 0,5 kg/s, el tiempo necesario para alcanzar la solidificación completa es menor de 3 horas en cualquiera de los ensayos analizados en este trabajo.

El prototipo ha estado operativo durante tres años, trabajando tanto en ensayos controlados de ciclado térmico como en ciclado natural (sin control). Los datos que se han presentado corresponden a una selección de 75 experimentos escogidos en diferentes momentos a lo largo de esos tres años, por lo que la resistencia de la unidad de TES al ciclado térmico ha sido verificada hasta cierto punto (aunque no se puede asegurar una estabilidad térmica de 20 a 30 años comparable a la de un edificio). La unidad de TES ha sido sometida a un ciclado térmico continuo y el sistema ha mostrado un comportamiento repetitivo; cuando se han llevado a cabo experimentos bajo condiciones de trabajo similares se ha obtenido el mismo comportamiento térmico de la unidad de TES: no se ha detectado degradación en las propiedades del PCM.

Se han obtenido curvas de potencia experimentales para diferentes temperaturas consigna del aire a la entrada de la unidad (temperatura constante) y para diferentes potencias de refrigeración.

La pérdida de carga de la unidad de TES se ha caracterizado para los siete caudales de aire disponibles encontrándose en el intervalo de 5 a 25 Pa.

Las reglas empíricas obtenidas que caracterizan el comportamiento de la unidad de TES ensayada son las siguientes:

- Temperatura del aire a la entrada de la unidad de TES en la etapa de fusión: a medida que ésta aumenta, la meseta de alta potencia se alarga en el tiempo. La pendiente de descenso de la curva de potencia se hace más pronunciada, lo que conlleva tiempos más cortos para alcanzar la fusión completa. Dentro de las condiciones de trabajo experimentales se ha encontrado que la $\Delta T_{aire-PCM}$ está linealmente relacionada con la duración de la meseta de temperatura. La ley de incremento del intervalo temporal respecto al salto térmico es:

$$\Delta t \approx 6 \frac{min}{K} \cdot \Delta T$$

es decir, un aumento de 1 °C en la $\Delta T_{aire-PCM}$ conlleva un incremento de 6 minutos en la duración de la meseta de alta potencia.

- Temperatura del aire a la entrada de la unidad de TES en la etapa de solidificación: a medida que ésta disminuye, la meseta de alta potencia se alarga en el tiempo. La pendiente de descenso de la curva de potencia se suaviza a medida que la temperatura del aire a la entrada aumenta. Con una temperatura de consigna de 22 °C o inferior, la solidificación completa del PCM se alcanza en dos horas o menos. Dentro de las condiciones de trabajo experimentales, se ha encontrado que la ley de reducción del intervalo temporal respecto al salto térmico es:

$$\Delta t \approx 25 \frac{min}{K} \cdot \Delta T$$

es decir, una reducción de 1 °C en la $\Delta T_{aire-PCM}$ significa una reducción promedio de 25 minutos en la duración de la meseta.

- Caudal de aire: la forma de la curva de potencia depende del caudal de aire: en la etapa de fusión, cuanto más elevado es el caudal, más dura la meseta de alta potencia y más pronunciada es la pendiente de disminución de potencia, lo que conlleva tiempos más cortos para alcanzar la fusión completa. Dentro de las condiciones de trabajo experimentales, se han deducido las leyes de incremento del intervalo temporal (en la duración de la meseta) respecto al caudal:

$$\Delta t \approx 0,0375 \frac{\text{min}}{\text{m}^3/\text{h}} \cdot \dot{V}$$

y de incremento del intervalo temporal (en el tiempo en alcanzar la fusión completa):

$$\Delta t \approx 0,08 \frac{\text{min}}{\text{m}^3/\text{h}} \cdot \dot{V}$$

En la etapa de solidificación se han obtenido las leyes de incremento del intervalo temporal respecto al caudal:

$$\Delta t \approx 0,1 \frac{\text{min}}{\text{m}^3/\text{h}} \cdot \dot{V}$$

y de incremento de potencia media:

$$\Delta \dot{Q}_{TES} \approx 1,25 \frac{\text{W}}{\text{m}^3/\text{h}} \cdot \dot{V}$$

Siguiendo la metodología propuesta por Lázaro para la fusión, el análisis de los resultados de solidificación también muestra que para cualquiera de los caudales de aire ensayados, la relación existente entre la temperatura del aire a la entrada, la diferencia de temperatura entre el aire a la entrada y a la salida de la unidad de TES, y la temperatura promedio superficial de las placas dentro de la unidad de TES, está contenida en un plano. Esta relación se cumple tanto para los ensayos de temperatura constante, para los ensayos de potencia constante, como para los ciclados térmicos completos, y se puede incorporar al modelo empírico del ciclo completo (fusión y solidificación).

De la evolución de la energía como función de la temperatura promedio del PCM se observa que el fenómeno de histéresis tiene lugar. Este hecho, junto a las transiciones que tienen lugar cuando se cambia de calentamiento a enfriamiento (o viceversa) durante el cambio de fase, también se ha tenido en cuenta en el modelo empírico.

Finalmente, se ha establecido un rango de validez experimental que permite realizar análisis de semejanza modelo-prototipo:

Re		NTU		Bi		$\lambda_{\text{eff}}/\lambda$		Rampa (°C/min)	
917	2577	0,013	0,039	0,088	0,875	1,00	1,74	0,05	0,25

8.1.2. Modelado teórico

Se ha desarrollado y validado experimentalmente un modelo teórico para simular el comportamiento térmico de una unidad de TES basada en un intercambiador de calor PCM-aire con geometría de placas.

El modelo teórico desarrollado está basado en el análisis unidimensional de la transferencia de calor por conducción, utilizando la metodología de las diferencias finitas en formulación implícita. El proceso de cambio de fase se describe por medio de la curva entalpía-temperatura del PCM.

Debido a que el efecto del fenómeno de histéresis en el comportamiento térmico de la unidad de TES puede llegar a ser sustancial, se ha incluido en el modelo teórico y se ha considerado en la curva entalpía-temperatura del PCM según sea la fase de calentamiento o de enfriamiento la que tenga lugar.

La convección natural en el seno del PCM líquido ha sido considerada en el modelo teórico por medio de la conductividad térmica efectiva, que se aplica en caso de ser relevante en el proceso de transferencia de calor, aunque en el caso de estudio experimental de esta tesis (placas de pequeño espesor de RT27) es despreciable.

El modelo es teóricamente válido para cualquier caudal de aire bajo convección interior y ha sido experimentalmente validado para el funcionamiento del equipo en un rango de velocidades del aire de entre 0,7 y 2,1 m/s y en un rango de temperaturas del aire de entrada a la unidad de TES de entre 8 y 45 °C. Debido a que el modelo teórico es

unidimensional, la relación L/e de las placas de PCM tiene que ser superior a diez para poder considerar despreciable la conducción bidimensional.

De la comparación entre las simulaciones y los resultados experimentales se concluye que para determinar el comportamiento térmico de la unidad de TES, simular el comportamiento térmico de la capa de encapsulado de la placa de PCM no es necesario. Esto sucede en este caso específico debido a la relación existente entre las principales resistencias térmicas del proceso. Sin embargo, se ha comprobado que es necesario tener en cuenta la rugosidad del encapsulado, ya que influir en el coeficiente de convección del aire está directamente relacionada con el cálculo de la transferencia de calor entre el aire y las placas de encapsulado.

De las comparaciones también se puede concluir que un modelo teórico unidimensional es suficientemente adecuado para alcanzar buenos resultados de la simulación del comportamiento térmico de este tipo de unidad de TES. Así, se han obtenido errores promedio inferiores al 12 % en la curva de potencia térmica de las simulaciones de ciclos completos.

Los análisis de sensibilidad llevados a cabo para estudiar la influencia de las propiedades térmicas del PCM que se utilizan como datos de entrada al modelo teórico, han mostrado:

- un aumento del 10 % en los valores de entalpía de la curva $h-T$ del PCM (respecto a los valores medidos) conducen a diferencias en las simulaciones de un 6 % en la determinación de la potencia térmica de la meseta de alta potencia en la etapa de fusión y a diferencias del 2,5 % en la de solidificación. También conlleva que los tiempos para alcanzar la fusión completa duran un 11 % más, siendo necesario un 10 % más en alcanzar la solidificación completa;
- un descenso de la temperatura promedio de cambio de fase del PCM en la etapa de fusión implica picos de potencia más elevados y menores tiempos hasta alcanzar la fusión completa. En la etapa de solidificación, un descenso de la temperatura promedio de cambio de fase del PCM tiene el efecto contrario: a medida que esta temperatura se desplaza hacia valores más bajos hace que el proceso de solidificación sea más difícil, necesitando más tiempo para alcanzar la solidificación completa y disminuyendo la potencia térmica intercambiada;

- un desajuste de un único grado centígrado en el valor de temperatura de la curva entalpía-temperatura del PCM puede conducir a errores relativos de la curva de potencia de la unidad de TES de hasta el 20 % y de hasta el 14 % en los valores del tiempo para alcanzar la fusión completa;
- un aumento de la conductividad térmica del PCM no conduce a diferencias significativas en el comportamiento térmico de la unidad de TES debido a que en muchos casos el cuello de botella del proceso de transferencia de calor se encuentra en el lado del aire;
- la histéresis de la curva entalpía-temperatura del PCM es un aspecto considerado en el modelo teórico ya que el comportamiento térmico de la unidad de TES se ve fuertemente afectado por este fenómeno.

Todos estos aspectos acentúan tanto la importancia de la selección del PCM adecuado para la aplicación considerada como el valor de la precisión y exactitud de las propiedades del PCM que se utilizan como valores de entrada del modelo teórico, ya que tal y como se ha comprobado las simulaciones pueden proporcionar resultados completamente diferentes de la realidad.

Del análisis de la influencia de algunos parámetros geométricos y de una serie de condiciones de operación (caudal de aire, rugosidad del encapsulado, conductividad térmica del encapsulado, espesor de PCM, longitud del sistema de PCM, hueco del canal de aire) se ha concluido que la curva de potencia térmica de la unidad de TES se puede adaptar a los requisitos de la aplicación correspondiente modificando el diseño del intercambiador de calor, sin tener que cambiar las propiedades del PCM. Por ejemplo, elevados picos iniciales de potencia y menores tiempos para completar la fusión o la solidificación, se pueden alcanzar por medio de: aumentar el caudal de aire (aunque hay que tener en cuenta que se incrementa también el consumo eléctrico del ventilador), aumentar la rugosidad de la superficie de la placa, reducir el espesor de PCM de la placa, aumentar la longitud del sistema de PCM o reducir el hueco del canal de aire entre las placas de PCM.

De cara a la validación del modelo teórico se ha realizado un estudio de propagación de incertidumbres determinando que a la hora de estimar la potencia térmica:

- el error asociado a las medidas experimentales se encuentra alrededor del 10 % para gran parte del proceso y aumenta a medida que la magnitud de potencia se reduce.
- teniendo en cuenta las consideraciones del estudio de propagación de incertidumbres realizado a las simulaciones, el error asociado a las mismas se estima en un 4 % para la primera hora de la etapa correspondiente (fusión o solidificación), aumenta cuando la potencia va disminuyendo y se vuelve a estabilizar en valores cercanos al 5 % cuando el cambio de fase finaliza.

Por medio del análisis de propagación de incertidumbres se ha analizado la importancia de las variables que introducen incertidumbre al modelo teórico. Aplicado a la potencia promedio intercambiada en la primera hora del proceso de fusión, se concluye que:

- La reducción de la incertidumbre de la respuesta $Q_{promedio,1h}$ es notable para el factor T_{sl} , pero se ha comprobado que reducir la incertidumbre en la determinación en este factor a valores inferiores a $\pm 0,25$ °C no produce una mejora significativa en la respuesta. Por tanto, no parece recomendable invertir esfuerzos en determinar este parámetro con una incertidumbre mejor que $\pm 0,25$ °C.

Si se considera no sólo la desviación sino el valor medio de la respuesta de interés se obtiene que para el caso base $\dot{Q}_{promedio,1h} = 4056 \pm 152W$ y, por ejemplo, para el caso en el que se mejore la determinación del factor T_{sl} hasta una incertidumbre de $\pm 0,25$ °C, se obtiene $\dot{Q}_{promedio,1h} = 4056 \pm 113W$, lo que supone una mejora del 25 % en la incertidumbre de la respuesta.

- El efecto de los factores caudal volumétrico de aire y temperatura del aire a la entrada en esa misma respuesta, aun siendo importante, no es tan grande como el del factor T_{sl} . Así, mejores determinaciones de estos factores de hasta $\pm 0,15$ °C en temperatura y de ± 22 m³/h en caudal permiten una determinación de la respuesta de $\dot{Q}_{promedio,1h} = 4056 \pm 144W$ y de $\dot{Q}_{promedio,1h} = 4056 \pm 137W$ respectivamente, que únicamente suponen una mejora del 5,4 y del 10,2% frente al 25 % que supone una mejora de la misma proporción en el factor T_{sl} .

Finalmente, a la hora de integrar este modelo teórico en herramientas de simulación de edificios (por ejemplo, Trnsys) que típicamente utilizan pasos de tiempo de una hora, para obtener buenos resultados en las simulaciones se recomienda resolver esos pasos de tiempo de una hora por medio de bucles de cálculo del modelo con saltos de tiempo de cinco minutos o inferiores.

8.1.3. Aplicación

Para el pre-diseño de este tipo de unidades de almacenamiento de cara a su potencial aplicación se plantea un enfoque desde el punto de vista del Diseño de Experimentos a las simulaciones numéricas con el modelo teórico por medio de un análisis por superficies de respuesta.

El planteamiento de esta metodología surge de la necesidad del diseño ya que la simulación por sí sola es una herramienta insuficiente. Al combinar el DOE con las simulaciones numéricas se dispone de una herramienta que permite diseñar, analizar resultados y decidir actuaciones. Además se consigue:

- obtener la máxima información con la mínima inversión en tiempo (es decir, reducir el número de simulaciones);
- optimizar el diseño en función de un compromiso óptimo de las variables respuesta;
- tener en cuenta la potencial interacción entre los factores considerados: esto no es posible con la metodología clásica de estudio factor a factor, pero sí con la metodología de Taguchi o la de Superficies de respuesta)

Se ha aplicado esta metodología para tres casos de estudio: refrigeración solar, refrigeración gratuita y mantenimiento de temperatura en salas, obteniéndose en todos ellos diseños que proporcionan mejoras en las aplicaciones inicialmente planteadas:

- en el sistema de refrigeración solar se ha obtenido una mejora del COP del 14 % frente al sistema sin unidad TES, aunque la viabilidad económica está totalmente condicionada por el precio del PCM;
- en el sistema de *freecooling* se ha mejorado la potencia de fusión durante las tres horas de la etapa (8 % de mejora) y se ha reducido la pérdida de carga (de 170 Pa a 17 Pa);

- en el sistema de mantenimiento de temperatura en salas aumenta el tiempo hasta alcanzar la temperatura límite permitida (19,7 %), se reduce la inversión inicial en un 11 % y mejora el grado de fusión del sistema un 23,2 %.

Todas las unidades de TES que se han propuesto con esta metodología se comparan con el rango de validez experimental obtenido, de forma que se está en condiciones de afirmar si un diseño propuesto necesita validación experimental adicional o no, y si cumple con las razones de semejanza modelo-prototipo.

Al igual que se ha considerado la aplicación de la unidad de TES para apoyar al sistema de refrigeración solar, también se podría incorporar una unidad de TES con un PCM con cambio de fase a más baja temperatura (alrededor de los 10 °C) para actuar en el modo de calefacción de una bomba de calor, lo que probablemente aportaría, además de la mejora en el COP, una reducción en el número de operaciones de desescarche debido a las bajas temperaturas.

Se ha comprobado que de cara al diseño de una unidad de TES para su incorporación en la aplicación correspondiente, utilizar la metodología del DOE aplicada a las simulaciones es una herramienta poderosa para:

- reducir drásticamente el número de simulaciones a realizar y el tiempo invertido. En los casos resueltos las simulaciones correspondían como mucho a un día, con una duración de seis minutos, y únicamente se simulaba el comportamiento de esta unidad. Las simulaciones de edificios suelen corresponder al menos a periodos de un año e incluyen un sistema completo,
- dentro del rango de operación fijado, permite:
 - mejorar el diseño;
 - encontrar un punto óptimo de operación;
 - encontrar los ajustes de los factores que permiten cumplir con los requisitos fijados sin tener que hacer más simulaciones.

Aunque la viabilidad técnica de estos equipos es un hecho, a día de hoy no lo es tanto la viabilidad económica: en este sentido es necesaria una reducción considerable del precio del PCM macroencapsulado. Principalmente habría que actuar en el proceso de encapsulación, ya que el coste del propio PCM en una placa comercial supone únicamente entre el 18 y el 23 % del coste total de la placa. El precio actual de una

placa de RT27 con el macroencapsulado comercializado por Rubitherm (*CSM panels*) es de 13 € lo que hace que estos equipos sean muy restrictivos económicamente.

8.2. Difusión de resultados

Durante el desarrollo de esta tesis se ha realizado un esfuerzo importante en acudir a foros científicos nacionales (Red Temática Española de Almacenamiento de Energía Térmica, Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica...) e internacionales (grupos de la Agencia Internacional de la Energía: *Annex 17, 20, 25, Task-Annex 42-24...*), para conocer el estado del arte y difundir los resultados más relevantes obtenidos. Se detallan a continuación las principales contribuciones a la difusión de los resultados de esta tesis:

1. Revistas internacionales

Intercambio de calor PCM-aire:

- A. Lázaro, P. Dolado, J.M. Marín & B. Zalba, *PCM–air heat exchangers for free-cooling applications in buildings: Experimental results of two real-scale prototypes*, Energy Conversion and Management, vol. 50 (2009), no. 3, pp. 439-443.
- A. Lázaro, P. Dolado, J.M. Marín & B. Zalba, *PCM-air heat exchangers for free-cooling applications in buildings: Empirical model and application to design*, Energy Conversion and Management, vol. 50 (2009), no. 3, pp. 444-449.
- P. Dolado, A. Lázaro, J.M. Marín & B. Zalba, *Characterization of melting and solidification in a real-scale PCM-air heat exchanger: Numerical model and experimental validation*, Energy Conversion and Management, vol. 52 (2011), pp. 1890-1907.
- P. Dolado, A. Lázaro, J.M. Marín & B. Zalba, *Characterization of melting and solidification in a real scale PCM-air heat exchanger: Experimental results and empirical model*, Renewable Energy, aceptado para publicación.

Revisión de modelos teóricos:

- A. Gil, M. Medrano, I. Martorell, A. Lázaro, P. Dolado, B. Zalba, L. F. Cabeza. *State of the art on high temperature thermal energy storage for*

power generation. Part 1—Concepts, materials and modellization, Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 14 (2010), no. 1, pp. 31-55.

- *Review on PCM modeling in buildings* (en el marco del proyecto de colaboración europea *eCost Action*, TU0802), actualmente en preparación.

2. Conferencias internacionales

- Annex 20 (Estocolmo, Suecia, 2006), *Storage research at the University of Zaragoza and the University of Lleida*.
- Ecstock (Stockton, Estados Unidos, 2006), *Numerical simulation of the thermal behaviour of an energy storage unit with phase change materials for air conditioning applications between 17°C and 40°C*.
- Heatset (Chambery, Francia, 2007), *Numerical simulation of heat transfer in phase change materials for building applications*.
- Annex 20 (Beijing, China, 2007), *Basic model design and operation optimization of a TES with PCM coupled with a conventional cooling device*.
- Eurosun (Lisboa, Portugal, 2008), *Experimental setup to study thermal effects of phase change materials inclusion into building materials*.
- Effstock (Estocolmo, Suecia, 2009), *Technical viability of different cases of TES with PCM in air cooling applications*.
- Annex 25 (Lleida, España 2010), *Experimental studies of microencapsulated PCM slurry, “low cost” PCM, and PCM-air heat exchange*.

8.3. Líneas futuras

Seguir desarrollando los **modelos teóricos** del comportamiento térmico del PCM tanto a nivel del propio material como a nivel del equipo intercambiador de calor donde se incorpore:

- desarrollar un entorno amigable del modelo teórico elaborado;
- ampliar la biblioteca del modelo teórico de curvas entalpía-temperatura, conductividad térmica, densidad, etc. de los PCM analizados en el laboratorio;

- profundizar en el fenómeno del subenfriamiento;
- estudiar otras geometrías (cilindro, esfera, aletas...);
- integrar los modelos desarrollados en plataformas de simulación dinámica de edificios tipo Trnsys buscando siempre el compromiso entre gasto computacional y rigor de cálculo;
- profundizar en el estudio de la convección natural en el seno del PCM por medio de la fluidodinámica computacional;
- estudiar el intercambio de calor con otros fluidos caloportadores (por ejemplo con agua);
- modelizar el comportamiento de *slurries* de PCM en instalaciones;
- modelizar el comportamiento del PCM incorporado en elementos de construcción, tanto en elementos pasivos como en activos.

Se ha comprobado que los datos de entrada con que se alimentan los modelos teóricos pueden estar afectados por grandes incertidumbres, de manera que es posible obtener resultados muy diferentes según las hipótesis que se asuman sobre el valor de esas entradas. Tener en cuenta este aspecto es crucial a la hora de disponer de un modelo teórico suficientemente riguroso, ya que permite disponer de una herramienta de simulación adecuadamente validada. Se va a continuar ampliando y mejorando este tipo de **estudios de propagación de incertidumbres** a nivel de simulaciones. Un estudio más afinado se puede llevar a cabo determinando de forma más precisa el tipo de distribuciones de probabilidad para los parámetros/variables considerados (distribuciones uniformes, distribuciones triangulares...) o realizando un muestreo ortogonal (que es más eficiente que el hipercubo latino pero más difícil de implementar). También se plantea ampliar el número de parámetros considerados en el estudio.

Analizar las diferentes técnicas de **diseño y optimización de equipos**:

- profundizar en las virtudes y defectos de la metodología propuesta del Diseño de Experimentos aplicado a las simulaciones numéricas;
- seguir comparando con las diferentes técnicas propuestas en la literatura

- buscar potenciales aplicaciones de interés (invernaderos, granjas avícolas...) para integrar este tipo de equipos de intercambio de calor PCM-aire y estudiar la viabilidad de su incorporación.

En la línea de **trabajo experimental** se pretende ahondar en varios aspectos que pueden ser cruciales en el intercambio de calor PCM-aire:

- estudiar la convección natural en el seno del PCM
 - caracterizar la **reología** de los PCM y *slurries*. Este es un aspecto de suma relevancia tanto en la fluidodinámica como en la transferencia de calor, tanto a nivel de instalaciones como a nivel de equipos. Por tanto, también lo es a nivel de modelos teóricos;
 - determinación del **coeficiente de dilatación**. Se ha comprobado que el cálculo del Nu_L es sensible al valor de β . Este coeficiente puede llegar a tener un peso considerable a la hora de cuantificar la conductividad térmica efectiva, por lo que una buena determinación aportará mayor credibilidad a los modelos teóricos que la consideren;
- determinar experimentalmente las **transiciones** entre curvas de calentamiento y de enfriamiento en PCM que presentan histéresis en las curvas h-T. Esto permitirá disponer de las curvas de transición reales cuando el PCM cambia de calentamiento a enfriamiento o viceversa en cargas parciales, e integrarlas a los modelos teóricos.

Otro punto en el que se va a trabajar es en el **Análisis de Ciclo de Vida** a unidades de TES, lo que va a permitir ahondar de una forma mucho más rigurosa en la viabilidad de estos equipos. La búsqueda de **materiales de bajo coste** es otro aspecto fundamental en el que se trabajará para poder alcanzar la viabilidad económica de estos equipos.

Más concretamente, a nivel de proyectos, se están estudiando otras aplicaciones del almacenamiento térmico mediante cambio de fase en climatización con el objetivo de aumentar la eficiencia energética en edificios, en concreto en intercambiadores de calor PCM-agua integrados en las instalaciones. Esta línea se desarrolla actualmente dentro del proyecto titulado “Contribución del almacenamiento de energía térmica a la eficiencia energética en edificios y en aplicaciones industriales” financiado por el

ministerio de Educación y Ciencia. Como esta línea de investigación se considera de gran interés en el ámbito energético, se ha solicitado un nuevo proyecto titulado “Mejora de la eficiencia energética en edificios mediante el almacenamiento de energía térmica” para el periodo 2012-2014 dentro de la convocatoria de ayudas de Proyectos de Investigación Fundamental no orientada financiado por el Ministerio de Ciencia e Innovación. Este nuevo proyecto pretende solventar la problemática que se ha ido encontrando en los trabajos anteriores y tiene como finalidad el desarrollo de sistemas de almacenamiento de energía térmica viables técnica y económicamente que permitan mejorar la eficiencia energética de los edificios tanto de nueva construcción como los ya construidos así como reducir el impacto ambiental de los sistemas de climatización.

Finalmente, los resultados de esta tesis servirán como parte del trabajo a realizar en uno de los grupos de trabajo de la COST Action TU0802, “*Next generation cost effective phase change materials for increased energy efficiency in renewable energy systems in buildings (NeCoE-PCM)*”. También serán parte del grupo de trabajo de modelos de la Task 42-Annex 24 (“*Compact Thermal Energy Storage: Material Development and System Integration*”), fomentado de forma conjunta entre el “*Solar Heating and Cooling program*” y “*Energy Conservation through Energy Storage*” de la Agencia Internacional de la Energía.

Referencias bibliográficas

Literatura

Abhat A. Low temperature latent heat thermal energy storage: heat storage materials, *Solar Energy*, 30 (1983), 313-332.

Achard P., Lecomte D., Mayer D. Etude des transferts thermiques dans un stockage par chaleur latente utilisant un échangeur tubulaire immergé (Study of heat transfer in a latent heat storage using an immersed tubular heat exchanger), *Revue Générale de thermique Fr.*, 254 (1983), 169–175.

Ahmad M., Bontemps A., Sallee H., Quenard D. Experimental investigation and computer simulation of thermal behaviour of wallboards containing a phase change material, *Energy and Buildings*, 38 (2006), 357–366.

Alawadhi E.M. Thermal analysis of a building brick containing phase change material, *Energy and Buildings*, 40 (2008), 351–357.

Amdjadi M., Fabre B., Meynadier C. Resolution unidimensionnelle dun probleme de Stefan par une méthode à pas de temps variable. Application à une bille de chliarolithe (Resolution of a one-dimensional Stefan problem by a method of variable time step. Application to a chliarolithe ball), *Revue Générale de Thermique Fr.*, 339 (1990), 129–134.

ANSI/ASHRAE STANDARD 94.1-2002 (R2006). Standard 94.1-2002 (R2006): Method of Testing Active Latent-Heat Storage Devices Based on Thermal Performance (ANSI approved), recientemente reemplazada por la norma ASHRAE 94.1-2010.

Antony Aroul Raj V., Velraj R. Review on free cooling of buildings using phase change materials, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14 (2010), 2819-2829.

Antony J. Training for design of experiments using a catapult, *Quality and Reliability Engineering International*, 18 (2002), 29–35.

Arce P., Medrano M., Gil A., Oró E., Cabeza L.F. Overview of thermal energy storage (TES) potential savings and climate change mitigation in Spain and Europe, *Applied Energy* (2011), doi: 10.1016/j.apenergy, 2011.01.067

Arkar C., Medved S. Influence of accuracy of thermal property data of a phase change material on the result of a numerical model of a packed bed latent heat storage with spheres, *Thermochimica Acta*, 438 (2005), 1-2, 192-201.

Arkar C., Vidrih B., Medved S. Efficiency of free cooling using latent heat storage integrated into the ventilation system of a low energy building, *International Journal of Refrigeration*, 30 (2007), 1, 134-143.

Assis E., Katsman L., Ziskind G., Letan R. Numerical and experimental study of melting in a spherical shell, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50 (2007), 9-10, 1790-1804.

Bakenhus B.H. Ice storage project, *ASHRAE Journal*, 42 (2000), 5, 64-66.

Banaszek J., Domanski R., Rebow M., El-Sagier F. Experimental study of solid-liquid phase change in a spiral thermal energy storage unit, *Applied Thermal Engineering*, 19 (1999) 1253-1277.

Banaszek J., Domanski R., Rebow M., El-Sagier F. Numerical analysis of the paraffin wax-air spiral thermal energy storage unit, *Applied Thermal Engineering*, 20 (2000), 323-354.

Barbour J.P., Hittle D.C. Modeling Phase Change Materials with conduction transfer functions for passive solar applications, *Transactions of the ASME*, 128 (2006).

Bathelt A.G., Van Buren P.D., Viskanta R. Heat transfer during solidification around a cooled horizontal cylinder, *AIChE Symposium*, San Diego (EEUU), 75 (1979a), 189, 103-111.

Bathelt A.G., Viskanta R., Leidenfrost W. An experimental investigation of natural convection in the melted region around a heated horizontal cylinder, *Journal of Fluid Mechanics*, 90 (1979b) 227-239.

Bédécarrats J.P., Castaing-Lasvignottes J., Strub F., Dumas J.P., Study of a phase change energy storage using spherical capsules. Part II: Numerical modeling, *Energy Conversion and Management*, 50 (2009), 2537-2546.

Bejan A. *Convection Heat Transfer*, 2nd Edition, John Wiley & Sons, New York (EEUU), 1995.

Beyer H., Sendhoff B. Robust optimization - a comprehensive survey, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 196 (2007), 33-34, 3190-3218.

Bony J., Citherlet S. Numerical model and experimental validation of heat storage with phase change materials, *Energy and Buildings*, 39 (2007), 10, 1065-1072.

Borreguero A.M., Sánchez M.V., Sánchez-Silva M.L., Carmona M.S., Rodríguez J.F. Development of microcapsules containing phase change materials for refrigeration, 9th

International Conference on PCM and Slurries for Refrigeration and Air Conditioning, 2010, Sofia (Bulgaria).

Buschle J, Steinmann WD, Tamme R. Analysis of thermal storage systems using modelica, The Modelica Association (2006).

Butala V., Stritih U. Experimental investigation of PCM cold storage, *Energy and Buildings*, 41 (2009), 3, 354-359.

Cabeza, L. F., Castellón, C., Nogués, M., Medrano, M., Leppers, R., Zubillaga, O. Use of microencapsulated PCM in concrete walls for energy savings, *Energy and Buildings*, 39 (2007), 2, 113-119.

Calise F., Palombo A., Vanoli L. Maximization of primary energy savings of solar heating and cooling systems by transient simulations and computer design of experiments, *Applied Energy*, 87 (2010), 524.

Cao Y., Faghri A. A Numerical Analysis of Phase Change Problems Including Natural Convection, *Journal of Heat Transfer*, 112 (1990), 812–816.

Carbonari, A., De Grassi, M., Di Perna, C., Principi, P. Numerical and experimental analyses of PCM containing sandwich panels for prefabricated walls, *Energy and Buildings*, 38 (2006), 5, 472-483.

Castell A. Analysis and implementation of thermal energy storage using phase change materials for cooling applications. Tesis doctoral publicada en la Universidad de Lleida, España, enero de 2009.

Chaxiu G., Wujun Z. Numerical simulation and parametric study on new type of high temperature latent heat thermal energy storage system, *Energy Conversion and Management*, 49 (2008), 919–927.

Colebrook, C.F. Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region between smooth and rough pipe laws, *Journal of the Institution of Civil Engineers*, London (Reino Unido), 1939.

Crank J. Free and Moving Boundary Problems, Clarendon Press, Oxford (united Kingdom), 1984.

Cui H., Yuming X., Yanshu G., Zhenhui W., Haochen C., Xiugan Y. Numerical simulation and experimental investigation on unit heat exchange tube for solar heat receiver, *Solar Energy*, 82 (2008), 1229–1234.

Darkwa K., Kim J.S. Dynamics of energy storage in phase change drywall systems, *International Journal of Energy Research*, 29 (2005), 335–343.

Darkwa K., O’Callaghan P.W. Simulation of phase change drywalls in a passive solar building, *Applied Thermal Engineering*, 26 (2006), 853–858.

De Grassi M., Carbonari A., Palomba G. A statistical approach for the evaluation of the thermal behavior of dry assembled PCM containing walls, *Building and Environment*, 41 (2006), 448-485.

Del Coz Díaz J.J., García Nieto P.J., Lozano Martínez-Luengas A., Suárez Sierra J.L. A study of the collapse of a WWII communications antenna using numerical simulations based on design of experiments by FEM, *Engineering Structures*, 32 (2010), 1792-1800.

Dellino G., Kleijnen J.P.C., Meloni C. Robust optimization in simulation: Taguchi and Response Surface Methodology, *International Journal of Production Economics*, 125 (2010), 1, 52-59.

Dessouky Y.M., Bayer A. A simulation and design of experiments modeling approach to minimize building maintenance costs, *Computers and Industrial Engineering*, 43 (2002), 423-436.

DIN Standards 4762, 4768, relativas a la medición de rugosidad superficial.

Dinçer I., Rosen M.A. *Thermal Energy Storage. Systems and applications*, John Wiley & Sons Ltd., ISBN 0-471-49573-5, West Sussex (Reino Unido), 2002.

Directiva 2002/91/EC del Parlamento Europeo y del Consejo, de 16 de diciembre de 2002, relativa al rendimiento energético de los edificios.

Do Couto Aktay K.S., Tamme R., Müller-Steinhagen H. PCM-Graphite Storage Materials for the Temperature Range 100-300°C, *Proceedings of the 2nd conference on phase change material & slurry*, 2005, Yverdon-les-Bains (Suiza).

Documento Técnico de la bomba de calor. Elaborado por el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE) con la colaboración de ENEBC, 1998, Madrid (España).

Doehlert D.H. Uniform shell designs, *Journal of the Royal Statistical Society, Series C (Applied Statistics)*, 19 (1970), 231-239.

Dolado P., Lazaro A., Zalba B., Marín J.M. Numerical simulation of the thermal behaviour of an energy storage unit with phase change materials for air conditioning applications between 17°C and 40°C, Proceedings of the Ecostock 2006, the tenth international conference on thermal energy storage, 2006, New Jersey (EEUU).

Dolado P., Lazaro A., Zalba B., Marín J.M. Numerical simulation of heat transfer in phase change materials (PCM) for building applications, Proceedings of Heat transfer in components and systems for sustainable energy technologies, 2007, Chambéry (France).

Dolado P., Lazaro A., Marín J.M., Zalba B. Characterization of melting and solidification in a real scale PCM-air heat exchanger: Numerical model and experimental validation, Energy Conversion and Management, 52 (2011), 4, 1890-1907.

Domínguez Muñoz F., Cejudo López J.M., Carrillo Andrés A. Cálculo bajo incertidumbre de la carga punta de refrigeración de un edificio, Jornadas Térmicas, 2009, Córdoba (España).

Eckert E.R.G., Goldstein R.J., Ibele W.E., Patankar S.V., Simon T.W., Strykowski P.J., Tamma K.K., Kuehn T.H., Bar-Cohen A., Heberlein J.V.R., Hofeldt D.L., Davidson J.H., Bischof J., Kulacki F. Heat transfer - a review of 1994 literature, International Journal of Heat and Mass Transfer, 40 (1997), 3729–3804.

EA-4/02. Expression of the Uncertainty of Measurement in Calibration. European co-operation for Accreditation, 1999.

Enibe S.O. Performance of a natural circulation solar air heating system with phase change material energy storage, Renewable Energy, 27 (2002), 1, 69-86.

Enibe S.O. Thermal analysis of a natural circulation solar air heater with phase change material energy storage, Renewable Energy, 28 (2003), 14, 2269-2299.

Espeau P., Mondieig D., Haget Y., Cuevas-Diarte M. A. ‘Active’ package for thermal protection of food products, Packaging Technology and Science, 10 (1997), 253–260.

Farid M.M., Husian R.M. An electrical storage heater using the phase change method of heat storage, Energy Conversion and Management, 30 (1990), 3, 219–230.

Farid M.M., Hamad F.A., Abu-Arabi M. Melting and solidification in multi-dimensional geometry and presence of more than one interface, Energy Conversion and Management., 39 (1998), 8, 809–818.

Ferré J., Rius F.X. Introducción al diseño estadístico de experimentos, *Técnicas de Laboratorio*, 274 (2002), 648-653, Universitat Rovira i Virgili, Tarragona (España).

Furzerland R.M. A comparative study of numerical methods for moving boundary problems, *Journal of the Institute of Mathematics and Its Applications*, 26 (1980), 411-429.

Gadgil A., Gobin D. Analysis of Two Dimensional Melting in a Rectangular Enclosure in Presence Convection, *Journal of Heat Transfer*, 106 (1984), 20-26.

Gil A., Medrano M., Martorell I., Lázaro A., Dolado P., Zalba B., Cabeza L.F. State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1 - Concepts, materials and modellization, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14 (2010), 1, 31-55.

Gin B., Farid M.M. The use of PCM panels to improve storage condition of frozen food, *Journal of Food Engineering*, 100 (2010), 2, 372-376.

Gnielinski V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Chemical Engineering*, 16 (1976), 359.

Gobin D. Role of thermal convection in melting/solidification processes, Summer School, GUT-CET, Numerical Modeling in Heat Transfer, Institut d'études scientifiques de Cargése, 1992, Cargése (Francia).

Goodling J.S., Khader M.S. Results of the numerical solution for outward solidification with flux boundary conditions, *Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME* 97 (1975), 307-309.

Goodrich L. Efficient numerical technique for one-dimensional thermal problems with phase change, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 21 (1978), 615-21.

Gunasegaram D.R., Smith B.J. MAGMASOFT helps assure quality in a progressive Australian iron foundry, *Proceedings of the 32nd National Convention of the Australian Foundry Institute*, 2001, Fremantle (Australia) 99-104.

Gunasegaram D.R., Farnsworth D.J., Nguyen T.T. Identification of critical factors affecting shrinkage porosity in permanent mold casting using numerical simulations based on design of experiments, *Journal of Materials Processing Technology*, 209 (2009), 1209-1219.

Günther E., Mehling H., Hiebler S. Modeling of subcooling and solidification of phase change materials, *Modelling and Simulation in Materials Science and Engineering*, 15 (2007), 879-892.

Guobing Z., Yinping Z., Xin W., Kunping L., Wei X. An assessment of mixed type PCM-gypsum and shape-stabilized PCM plates in a building for passive solar heating, *Solar Energy*, 81 (2007), 1351–1360.

Gupta, A., Ding, Y., Xu, L., Reinikainen, T. Optimal parameter selection for electronic packaging using sequential computer simulations, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, ASME 128 (2006), 705–715.

Halawa E., Bruno F., Saman W. Numerical analysis of a PCM thermal storage system with varying wall temperature, *Energy Conversion and Management*, 46 (2005), 2592–2604.

Halford C.K., Boehm R.F. Modelling of phase change material peak load shifting, *Energy and Buildings*, 39 (2007), 298–305.

Hamdan M.A., Elwerr F.A. Thermal energy storage using a phase change material, *Solar Energy*, 56 (1996), 2, 183-189.

Hay B., Filtz J.R., Hameury J., Rongione L. Uncertainty of Thermal Diffusivity Measurements by Laser Flash Method, *International Journal of Thermophysics*, 26 (2005), 6, 1883-1898.

Hed G., Bellander R. Mathematical modelling of PCM air heat exchanger, *Energy and Buildings* 38 (2006), 82–89.

Heim D., Clarke J.A. Numerical modelling and thermal simulation of phase change materials with ESP-r, Eighth International IBPSA Conference, 2003, Eindhoven (Holanda), 11-14.

Heim D., Clarke J.A. Numerical modelling and thermal simulation of PCM-gypsum composites with ESP-r, *Energy and Buildings*, 36 (2004), 795–805.

Heim D. Two solution methods of heat transfer with phase change within whole building dynamic simulation, 9th International IBPSA Conference, 2005, Montréal (Canada), 15-18.

Heim D. Isothermal storage of solar energy in building construction, *Renewable Energy*, 35 (2010), 788–796.

Ho C.J., Viskanta R. Inward Solid-Liquid Phase-Change Heat Transfer in a Rectangular Cavity with Conducting Vertical Walls, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 27 (1984), 1055–1065.

Hoshi A., Mills D.R., Bittar A., Saitoh T.S. Screening of high melting point phase change materials (PCM) in solar thermal concentrating technology based on CLFR, *Solar Energy*, 79 (2005), 332–339.

Höhne G.W.H., Hemminger W., Flammersheim H.J. *Differential Scanning Calorimetry*, capítulo 6, Springer (1996), Berlin (Alemania).

Hsu C.F., Sparrow E.M., Patankar S.V. Numerical solution of moving boundary problems by boundary immobilization and a control-volume based finite difference scheme, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 24 (1981), 1335–1343.

Huang M.J., Eames P.C., Norton B. Thermal regulation of building-integrated photovoltaics using phase change materials, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47 (2004), 2715.

Huang M.J., Eames P.C., Hewitt N.J. The application of a validated numerical model to predict the energy conservation potential of using phase change materials in the fabric of a building, *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 90 (2006), 1951–1960.

Hunter L.W., Kuttler J.R. The enthalpy method for heat conduction problems with moving boundaries, *Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME*, 111 (1989), 239–242.

Ibañez, M., Lázaro, A., Zalba, B., and Cabeza, L. F. An approach to the simulation of PCMs in building applications using TRNSYS, *Applied Thermal Engineering*, 25 (2005), 11–12, 1796–1807.

Idel'cik I.E. *Handbook of Hydraulic resistance*, Hemisphere Publications, 2nd edition revised and augmented, 1986, New York (EEUU).

Incropera F., DeWitt D.P. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 4th Edition. John Wiley & Sons, 1996, New York (EEUU).

Ismail K.A.R., Batista de Jesús A. Modeling and solution of the solidification problem of PCM around a cold cylinder, *Numerical Heat Transfer, Part A (Applications)*, 36 (1999), 95–114.

Ismail K.A.R., Stuginsky R. A parametric study on possible fixed bed models for PCM and sensible heat storage, *Applied Thermal Engineering*, 19 (1999), 757–788.

ISO 2768/1 Tolerancias generales. Parte 1: Tolerancias dimensionales para dimensiones lineales y angulares sin indicación individual de tolerancia.

Jalalzadeh-Azar A.A. Performance comparison of high-temperature packed bed operation with PCM and sensible-heat pellets, *International Journal of Energy Research*, 21 (1997), 1039–1052.

Jokisalo J., Lamberg P., Sirén K. Thermal simulation of PCM structures with TRNSYS, *Terrastock Conference (2000)*, Stuttgart (Alemania).

Joulin A., Younsi Z., Zalewski L., Lassue S., Rousse D.R., Cavrot J-P. Experimental and numerical investigation of a phase change material: Thermal-energy storage and release, *Applied Energy*, 88, (2011), 7, 2454-2462.

Kakaç S., Shah R.K., Aung W. *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, capítulo 4. Wiley Interscience, New York (EEUU), 1987.

Kauffeld M., Wang M.J., Goldstein V., Kasza K.E. Ice slurry applications, *International Journal of Refrigeration*, 33 (2010), 8, 1491-1505.

Kays W.M., Crawford M.E. *Convective heat and mass transfer*, McGraw-Hill, 1993, Singapore (República de Singapur).

Kim C.J., Kaviany M. A numerical method for phase-change problems, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 33 (1990), 12, 2721–2734.

Krishnan S., Garimella S. V., Kang, S. S. A novel hybrid heat sink using phase change materials for transient thermal management of electronics, *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 28 (2005), 2, 281-289.

Kürklü A. Energy storage applications in greenhouses by means of phase change materials (PCMs): a review, *Renewable Energy*, 13 (1998), 1, 89-103.

Kuznik, F., Virgone, J., Noel, J. Optimization of a phase change material wallboard for building use, *Applied Thermal Engineering*, 28 (2008), 11-12, 1291-1298.

Kuznik F., Virgone J. Experimental investigation of wallboard containing phase change material: Data for validation of numerical modeling, *Energy and Buildings*, 41 (2009), 5, 561-570.

Kuznik F., Virgone J., Johannes K. Development and validation of a new Trnsys Type for the simulation of external building walls containing PCM, *Energy and Buildings*, 42 (2010), 7, 1004-1009.

Lacroix, M. Computation of Heat Transfer During Melting of a Pure Substance from an Isothermal Wall, *Numerical Heat Transfer*, 14 (1988), 165–186.

Lafdi K., Mesalhy O., Elyafy A. Graphite foams infiltrated with phase change materials as alternative materials for space and terrestrial thermal energy storage applications, *Carbon*, 46 (2008), 159–68.

Lamberg P., Jokisalo J., Sirén K. The effects on indoor comfort when using phase change materials with building concrete products, *Proceedings of Healthy Buildings 2000*, 2 (2000), 751–756.

Lazaridis A. A numerical solution of the multidimensional solidification (or melting) problem, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 13 (1970), 1459–1477.

Lázaro A., Gunther E., Mehling H., Hiebler S., Marín J.M., Zalba B. Verification of a T-history installation to measure enthalpy versus temperature curves of phase change materials, *Measurement Science and Technology*, 17 (2006a), 8, 2168-2174.

Lázaro A., Zalba B., Bobi M., Castellón C. Experimental Study on Phase Change Materials and Plastics Compatibility, *AIChE Journal*, 52 (2006b), 2, 804-808.

Lázaro A. Almacenamiento térmico de energía mediante cambio. Aplicaciones en edificios: Caracterización del comportamiento de los materiales e instalación de ensayos para prototipos de intercambio de calor con aire. Tesis doctoral publicada en la Universidad de Zaragoza, España, enero de 2008.

Lázaro A., Dolado P., Marín J.M., Zalba B. PCM–air heat exchangers for free-cooling applications in buildings: Experimental results of two real-scale prototypes, *Energy Conversion and Management*, 50 (2009a), 3, 439-443.

Lázaro A., Dolado P., Marín J.M., Zalba B. PCM-air heat exchangers for free-cooling applications in buildings: Empirical model and application to design, *Energy Conversion and Management*, 50 (2009b), 444-449.

Lebini G. Solar cooling for small residential applications: setup of “casetta di Cimiano” (laboratory) in Milan – The ISSA system. Innovative solutions for building conditioning focus on solar cooling, Report of the ProEcoPolyNet Network project, 2008.

London A.L., Seban R.A. Rate of ice formation, *Transactions of the ASME*, 65 (1943), 771–778.

MacGregor R.K., Emery A.P. Free Convection through Vertical Plane Layers: Moderate and High Prandtl Number Fluids, *Journal of Heat Transfer*, 91 (1969), 391.

Marín J.M., Zalba B., Cabeza L.F., Mehling H. Determination of enthalpy-temperature curves of phase change materials with the temperature-history method: improvement to temperature dependent properties, *Measurement Science and Technology*, 14 (2003), 2, 184-189.

Marshall R. Studies of natural convection effects in an annulus containing a phase change material, *Proceedings of the UK International Solar Energy Society on Storage in Solar Energy Systems*, London (Reino Unido), 1978, 11.

McKay M.D., Conover W.J., Beckman R. J. A comparison of three methods for selecting values of input variables in the analysis of output from a computer code, *Technometrics*, 21 (1979), 2, 239–245.

Mehling H., Cabeza L. Heat and cold storage with PCM. An up to date introduction into basics and applications, Springer-Verlag Berlin-Heidelberg (Alemania), 2008, ISBN 978-3-540-68556-2.

Métivaud V., Ventola L., Calvet T., Cuevas-Diarte M.A., Mondieig D. Thermal insulation of buildings using phase change materials, 6th Expert Meeting and Workshop of Annex 17, 2004, Arvika (Suecia).

Meyer G.H. The numerical solution of multidimensional Stefan problems—a survey, *Moving Boundary Problems*, Academic Press, 1978.

Michels H, Pitz-Paal R. Cascaded latent heat storage for parabolic trough solar power plants, *Solar Energy*, 81 (2007), 829–837.

Mondal S. Phase change materials for smart textiles – An overview, *Applied Thermal Engineering*, 28 (2008), 11-12: 1536-1550.

Monné C., Alonso S., Serra L.M., Palacín F. Monitoring and dynamic simulation of an existing solar powered absorption cooling system in Zaragoza (Spain), 5th Dubrovnik Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems, 2009, Dubrovnik (Croacia).

Morisson V., Rady M., Palomo E., Arquis E. Thermal energy storage systems for electricity production using solar energy direct steam generation technology, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 47 (2008), 499–507.

Myers R.H., Montgomery D.C. *Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Designed experiments*, Wiley, 1995, New York (EEUU).

Nagano K., Takeda S., Mochida T., Shimakura K. Thermal characteristics of a direct heat exchange system between granules with phase change material and air, *Applied Thermal Engineering*, 24 (2004), 14-15, 2131-2144.

Nagano K., Takeda S., Mochida T., Shimakura K., Nakamura T. Study of a floor supply air conditioning system using granular phase change material to augment building mass thermal storage—Heat response in small scale experiments, *Energy and Buildings*, 38 (2006), 5, 436-446.

Nicholas D., Bayazitoglu Y. Thermal storage of a phase change material in a horizontal cylinder, *Energy Sources* (1983), 351–367.

Núñez J.E., Leod Mc., Barón J.H. Técnicas estadísticas avanzadas en el análisis de grandes modelos computacionales, *Jornadas MECOM 99*, 1999, Mendoza (Argentina).

Özisik M.N. *Heat Conduction*, Wiley–Interscience, 1993, New York (EEUU).

Öztürk H.H. Experimental evaluation of energy and exergy efficiency of a seasonal latent heat storage system for greenhouse heating, *Energy Conversion and Management*, 46 (2005), 9-10, 1523-1542.

Pasupathy A., Athanasius L., Velraj R., Seeniraj R.V. Experimental investigation and numerical simulation analysis on the thermal performance of a building roof incorporating phase change material (PCM) for thermal management, *Applied Thermal Engineering*, 28 (2008), 5-6, 556-565.

Pasupathy A., Velraj R. Effect of double layer phase change material in building roof for year round thermal management, *Energy and Buildings*, 40 (2008), 193–203.

Patankar S.V. *Numerical heat transfer and fluid flow*, Hemisphere Publishing Corporation, 1980, Washington DC (EEUU).

Pedersen C.O. Advanced zone simulation in EnergyPlus: Incorporation of variable properties and Phase Change Material (PCM) capability, *Proceedings of Building Simulation 2007*, Tsinghua University, Beijing (China).

Pérez Vergara I.G., Díaz Batista J.A., Díaz Mijares E. Experimentos de simulación utilizando superficies de respuesta para su optimización, *Centro Azúcar*, 2 (2001), 68-74.

Peuser F.A., Remmers K.H., Schnauss M. Sistemas solares térmicos. Diseño e instalación, 1ª edición, Editorial Progensa-Solarpraxis, 2005, Sevilla (España). ISBN 84-95693-20-8.

Protocolo de Kyoto de la convención marco de las naciones unidas sobre el cambio climático. Transcripción del documento elaborado por las Naciones Unidas en 1997 (1998).

Ramachandran N., Gupta J.P., Jaluria Y. Two-Dimensional Solidification with Natural Convection in the Melt with Convective and Radiative Boundary Conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 25 (1982), 187–194.

Ramakrishnan S., Tsai P.F., Srihari K., Foltz C. Using Design of Experiments and Simulation Modeling to Study the Facility Layout for a Server Assembly Process, *Proceedings of the 17th Annual Industrial Engineering Research Conference (2008)*, Vancouver, British Columbia (Canadá), 601-606.

Real Decreto 2066/2008, BOE nº 309, de 24 de diciembre de 2008, páginas 51909 a 51937.

Reiger H., Projahn U., Barciss M., Beer H. Numerical and Experimental Study of Heat Transfer During Melting Inside a Horizontal Tube, U. Grigul et al. eds., Hemisphere, 1982, 375–380.

Rieger H., Projahn U., Bareiss M., Beer H. Heat transfer during melting inside a horizontal tube, *Journal of Heat Transfer*, 105 (1983), 226–234.

Rudtsch S. Uncertainty of heat capacity measurements with differential scanning calorimeters, *Thermochimica Acta*, 382 (2002), 17–25.

Salazar J.C., Baena Zapata A. Analysis and design of experiments applied to simulation studies, *Dyna*, 76 (2009), 159, 249-257.

Saltelli A., Tarantola S., Campolongo F., Ratto M. Sensitivity analysis in practice. A Guide to Assessing Scientific Models. John Wiley & Sons, 2004, Hoboken, New Jersey (EEUU).

Saman W, Bruno F, Halawa E. Thermal performance of PCM thermal storage unit for a roof integrated solar heating system, *Solar Energy*, 78 (2005), 2, 341–349.

Sasaguchi K., Viskanta R. Phase change heat transfer during melting and resolidification of melt around cylindrical heat source(s)/sink(s), *Journal of Energy Resources Technology*, 111 (1989), 43–49.

Schossig P., Henning H.M., Gschwander S., Hausmann T. Micro-encapsulated phase-change materials integrated into construction materials, *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 89 (2005), 297–306.

Schranzhofer H., Puschnig P., Heinz A., Streicher W. Validation of a TRNSYS simulation model for PCM energy storages and PCM wall construction elements, *ECOSTOCK Conference - 10th International Conference on Thermal Energy Storage* (2006). Pomona, New Jersey (EEUU).

Shah R.K., London A.L. Thermal boundary conditions and some solutions for laminar duct flow forced convection, *Journal of Heat Transfer*, 96 (1974), 159.

Shamsundar N., Sparrow E.M. Analysis of multidimensional conduction phase change via the enthalpy model, *Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME*, 97 (1975), 333–340.

Shamsundar N., Sparrow E.M. Effect of density change on multidimensional conduction phase change, *Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME*, 98 (1976), 550–557.

Shamsundar N., Srinivasan R. Analysis of energy storage by phase change with an array of cylindrical tubes, in: *Thermal Energy Storage and Heat Transfer in Solar Energy Systems*, American Society of Mechanical Engineers, 35 (1978), New York (EEUU).

Shamsundar N., Srinivasan R. Effectiveness–NTU charts for heat recovery from latent heat storage units, *Journal of Solar Energy Engineering.*, 102 (1980), 263.

Shamsundar N., Similarity rule for solidification heat transfer with change in volume, *Journal of Heat Transfer*, 103 (1981), 173.

Shamsundar N. Formulae for freezing outside a circular tube with axial variation of coolant temperature, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 25 (1982), 10, 1614–1616.

Sharma A., Tyagi V.V., Chen C.R., Buddhi D. Review on thermal energy storage with phase change materials and applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13 (2009), 2, 318–345.

Sparrow E.M., Schmidt R.R., Ramsey J.W. Experiments on the role of natural convection in the melting of solids, *Journal of Heat Transfer*, 100 (1978), 11–16.

Sparrow E.M., Hsu C.F. Analysis of two-dimensional freezing on the outside of a coolant-carrying tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 24 (1981), 8, 1345–1357.

Shatikian V., Ziskind G., Letan R.. Numerical investigation of a PCM-based heat sink with internal fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 (2005), 17, 3689-3706.

Shatikian V., Ziskind G., Letan R. Numerical investigation of a PCM-based heat sink with internal fins: Constant heat flux, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51 (2008), 5-6, 1488-1493.

Shmueli H., Ziskind G., Letan R. Melting in a vertical cylindrical tube: Numerical investigation and comparison with experiments, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53 (2010), 19-20, 4082-4091.

Stritih U., Butala V. Energy saving in building with PCM cold storage, *International Journal of Energy Research*, 31 (2007), 1532-1544.

Swaminathan C.R., Voller V.R. On the previous term method, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 3 (1993), 233–234.

Takeda S., Nagano K., Mochida T., Shimakura K. Development of a ventilation system utilizing thermal energy storage for granules containing phase change material, *Solar Energy*, 77 (2004), 3, 329-338.

Tan F. L., Tso C. P. Cooling of mobile electronic devices using phase change materials, *Applied Thermal Engineering*, 24 (2004), 2-3, 159-169.

Turnpenny J.R., Etheridge D.W., Reay D.A. Novel ventilation cooling system for reducing air conditioning in buildings.: Part I: testing and theoretical modelling, *Applied Thermal Engineering*, 20 (2000), 11, 1019-1037.

Turnpenny J.R., Etheridge D.W., Reay D.A. Novel ventilation system for reducing air conditioning in buildings. Part II: testing of prototype, *Applied Thermal Engineering*, 21 (2001), 12, 1203-1217.

Vakilaltojjar S.M., Saman W. Analysis and modeling of a phase change storage system for air conditioning applications, *Applied Thermal Engineering*, 21 (2001), 249–263.

Verma P., Varun, Singal S.K. Review of mathematical modeling on latent heat thermal energy storage systems using phase-change material, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12 (2008), 4, 999-1031.

Voller V.R., Cross M., Markatos N. An Enthalpy Method for Convection Diffusion Phase Change, *International Journal. for Numerical Methods in Engineering.*, 24 (1987a), 271–284.

Voller V.R., Brent A.D., Prakash C. A Fixed Grid Numerical Modeling Methodology for Convection Diffusion Mushy Region Phase Change Problems, *International Journal of Mass and Heat Transfer*, 30 (1987b), 1709–1719.

Voller V.R. Fast implicit finite difference method for the analysis of phase change problems, *Numerical Heat Transfer, Part B*, 17 (1990), 155.

Whitt W. Analysis for the design of simulation experiments, Columbia University, 2005, New York (EEUU).

Wu S., Zhu D., Li X., Li H., Lei J. Thermal energy storage behavior of $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-H}_2\text{O}$ nanofluids, *Thermochimica Acta*, 483 (2009), 73–77.

Yagi J., Akiyama T. Storage of thermal energy for effective use of waste heat from industries, *Journal of Materials Processing Technology*, 48 (1995), 793–804.

Yahya S.M. Turbines, compressors and fans, Tata-McGraw-Hill, 3rd ed., 2008, New Dehli (India), ISBN-13: 978-0-07-059770-9.

Yanbing K., Yi J., Yinping Z. Modeling and experimental study on an innovative passive cooling system - NVP system, *Energy and Buildings*, 35 (2003), 4, 417-425.

Yao L.S., Prusa J. Melting and freezing, *Advanced Heat Transfer*, 19 (1989), 1–95.

Yinping Z., Yi J., Yi J. A simple method, the T-history method, of determining the heat of fusion, specific heat and thermal conductivity of phase-change materials, *Measurement and Science Technology*, 10 (1999), 201–205.

Yoo D. W., Joshi Y. K. Energy efficient thermal management of electronic components using solid-liquid phase change materials. *IEEE Transactions on Device and Materials Reliability*, 4 (2004), 4, 641-649.

Zalba B. Almacenamiento térmico de energía mediante cambio de fase. Procedimiento experimental. Tesis doctoral publicada en la Universidad de Zaragoza (España), abril de 2002.

Zalba B., Marín J.M., Cabeza L., Mehling H. Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications, *Applied Thermal Engineering*, 23 (2003), 3, 251-283.

Zalba B., Marín J.M., Cabeza L., Mehling H. Free-cooling of buildings with phase change materials, *International Journal of Refrigeration*, 27 (2004), 8, 839-849.

Zalba B., Sánchez Valverde B., Marín J.M. An Experimental Study of Thermal Energy Storage with Phase Change Materials by Design of Experiments, *Journal of Applied Statistics*, 32 (2005), 4, 321-332.

Zhang Y. P., Lin K. P., Yang R., Di H. F., Jiang Y. Preparation, thermal performance and application of shape-stabilized PCM in energy efficient buildings, *Energy and Buildings*, 38 (2006), 10, 1262-1269.

Zhou G., Zhang Y., Zhang Q., Lin K., Di H. Performance of a hybrid heating system with thermal storage using shape-stabilized phase-change material plates, *Applied Energy*, 84 (2007), 10, 1068-1077.

Zukowski M. Experimental study of short term thermal energy storage unit based on enclosed phase change material in polyethylene film bag, *Energy Conversion and Management*, 48 (2007a), 166-173.

Zukowski M. Mathematical modeling and numerical simulation of a short term thermal energy storage system using phase change material for heating applications, *Energy Conversion and Management*, 48 (2007b), 1, 155-165.

2008 ASHRAE Handbook, HVAC Systems and Equipment, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2008, ISBN: 9781933742335.

Páginas web

Ahlborn website (fecha de acceso 24 de enero de 2011, bajo el tema: Products, Sensors, Air humidity and dew point, Capacitive humidity sensor protective caps):

<http://ahlborn.com/Category/Sensors/Sensors-overview/9.html>

Ahlborn website (fecha de acceso 24 de enero de 2011, bajo el tema: Products, Sensors, Pressure Force Displacement Speed Flow Sound Level):

<http://ahlborn.com/Category/Sensors/Sensors-overview/11.html>

Ansys website (fecha de acceso 24 de enero de 2011, bajo el tema: Products overview, Fluidynamics, Ansys Fluent):

<http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Fluid+Dynamics/ANSYS+FLUENT>

ASHRAE website (fecha de acceso 24 de enero de 2011, bajo el tema: Publications):

http://www.ashrae.org/publications/publications_home

Ciatesa website (fecha de acceso 24 de enero de 2011, bajo el tema: Autónomos, Compactos, Aire-Aire): <http://www.ciatesa.es/>

Circuitor AR5L website: (fecha de acceso: 24 de enero de 2011, bajo el tema: Productos, Medida, M8-Analizadores de redes portátiles y accesorios, Analizadores portátiles serie AR5): http://circuitor.es/m-medida/m8-analizadores-de-redes-portatiles-y-accesorios/analizadores-portatiles-serie-ar5_P_145.aspx

Climator website (fecha de acceso: 24 de enero de 2011, bajo el tema: Products, ClimSel C32): <http://www.climator.com/products.php>

Cost Action TU0802: http://www.cost.esf.org/domains_actions/tud/Actions/NeCoE-PCM

DOE-2 (fecha de acceso: 24 de enero de 2011): <http://www.doe2.com/>

Dörken website (fecha de acceso: 24 de enero de 2011, bajo el tema: Products, Delta-PCM, Delta-Cool 28): <http://www.doerken.de/bvf-en/produkte/pcm/produkte/cool28.php>

EnergyPlus: <http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/>

ESP-r (fecha de acceso: 24 de enero de 2011, bajo el tema: Software downloads, Esp-r): <http://www.esru.strath.ac.uk/Programs/ESP-r.htm>

FORTRAN website (fecha de acceso: 24 de enero de 2011): <http://www.fortran.com/>

GITSE-I3A (fecha de acceso: 24 de enero de 2011): <http://i3a.unizar.es/grupo/gitse-13>

IEA Task Annex 42 24 (fecha de acceso: 24 de enero de 2011): <http://www.iea-shc.org/task42/>

IDAE website (fecha de acceso: 24 de enero de 2011): <http://www.idae.es/>

ISO website (fecha de acceso: 24 de enero de 2011):
<http://www.iso.org/iso/home.html>

Isover website (fecha de acceso: 26 de octubre de 2010, bajo el tema: Products, Climaver Plus): <http://www.isover.com.ar/index.html>

Libro de la Energía en España:
<http://www.mityc.es/energia/balances/Balances/Paginas/Balances.aspx>

Malvern website (fecha de acceso 24 de enero de 2011, bajo el tema: Laboratory, Product listings, Rheometers and viscometers, Controlled strain and stress rheometers, Gemini, Bohlin Gemini II rheometer):
<http://www.malvern.com/LabEng/products/bohlin/Gemini/gemini/gemini.htm>

Matlab, Matworks webpage (fecha de acceso: 21 de octubre de 2010, bajo el tema: Products, Matlab): <http://www.mathworks.com/products/matlab/>

Micronal PCM website:
http://www.micronal.de/portal/basf/ide/dt.jsp?setCursor=1_286688

Minitab website (fecha de acceso 24 de enero de 2011, bajo el tema: Soporte, Descargas): <http://www.minitab.com/es-ES/support/downloads/default.aspx>

Mitutoyo website (fecha de acceso 24 de enero de 2011, bajo el tema: Product information, Micrometers): <http://www.mitutoyo.com/ProductTypeResultForm.aspx?type=1066>

National Institute of Standards and Technology website (fecha de acceso: 24 de enero de 2011, bajo el tema: Thermocouple - NIST ITS-90 Thermocouple Database): <http://srdata.nist.gov/its90/main/>

Netzsch website (fecha de acceso 21 de octubre de 2010, bajo el tema: State-of-the-art technology for thermophysical properties): <http://www.netzsch-thermal-analysis.com/en/products/detail/pid.26.html>

Nicotra Gebhardt website (fecha de acceso 24 de enero de 2011, bajo el tema: Products, Direct driven centrifugal fans, Centrifugal fans FD): http://www.nicotra-gebhardt.com/front_content.php?idcat=146

Nicotra-Gebhardt website (fecha de acceso 24 de enero de 2011, bajo el tema: Downloads, Fan selection software): http://www.nicotra-gebhardt.com/front_content.php?idcat=83

Oficina Europea de Patentes (búsqueda: phase change material air heat Exchange): http://v3.espacenet.com/searchResults?compact=true&page=0&DB=EPODOC&locale=en_V3&AB=phase+change+material+air+heat+exchange&ST=quick;

Outlast website (fecha de acceso 24 de enero de 2011): <http://www.outlast.com/index.php?id=70&L=4>

Plan de acción 2008-2012: <http://www.idae.es/index.php/mod.pags/mem.detalle/relcategoria.1127/id.67/reلمenu.11>

Pluss Polymers (P) Ltd. website (fecha de acceso: 26 de octubre de 2010, bajo el tema: Applications, PCM in Telecom shelters)): <http://www.thermalenergystorage.in/applicationtelecom.html>

Red Temática Española de Almacenamiento de Energía Térmica: <http://www.grea.udl.cat/redt/>

Revista electrónica El economista (artículo publicado el 10 de enero de 2007):
<http://www.eleconomista.es/empresas-finanzas/noticias/129438/01/07/Espana-importa-el-77-de-la-energia-que-consume-frente-a-50-de-media-en-UE.html>

Rubitherm GmbH website (fecha de acceso: 21 de octubre de 2010, bajo el tema: Product, CSM Panel): <http://www.rubitherm.com/>

Rubitherm GmbH website (fecha de acceso: 26 de octubre de 2010, bajo el tema: Products, Paraffins-RT): <http://www.rubitherm.com/>

Soler y Palau website (fecha de acceso 24 de enero de 2011, bajo el tema: Formación, Hojas técnicas, Acoplamiento de ventiladores): http://www.solerpalau.es/formacion_01_16.html

Trnsys website (fecha de acceso 21 de octubre de 2010): <http://www.trnsys.com/>

Trox website (fecha de acceso 24 de enero de 2011, bajo el tema: Productos, Sistemas Aire-Agua, Unidades de ventilación de fachada, Unidades de antepecho, Serie FSL-B-PCM):
http://www.trox.es/es/products/air_water_systems/facade_ventilation_units/under_sill_units/fsl-b-pcm/index.html

Anexos

ANEXO A: Desarrollo de los modelos teóricos básicos

En el siguiente anexo se detallan los planteamientos iniciales de los desarrollos llevados a cabo para la obtención de cuatro modelos distintos para simular el comportamiento de una placa de PCM en un canal de aire.

En condiciones de contorno transitorias, así como dependiendo de la forma geométrica del cuerpo, no siempre es factible una solución analítica de este tipo de problemas. Esos casos se pueden tratar mejor empleando técnicas numéricas con computadoras.

Para llevar a cabo la modelización computacional se empezó utilizando varias herramientas informáticas: EES (*Engineering Equation Solver*), FEHT (*Finite Equations Heat Transfer*), Ansys-Fluent (CFD, programa de fluidodinámica computacional) y la hoja de cálculo Excel; la idea inicial era desarrollar el modelo en una plataforma de fácil difusión y accesible a la mayor parte de los potenciales usuarios finales; sin embargo, una vez planteada la necesidad de cierto grado de programación, Matlab o Fortran (si hay que compilar) se han mostrado herramientas mucho más potentes y adecuadas.

Análisis de la placa

Antes de poder estudiar la unidad de intercambio de calor PCM-aire completa, se caracterizó la placa numéricamente por medio de varios modelos de análisis en diferencias finitas y a través del CFD Ansys-Fluent y semi-analíticamente discretizando un modelo con base analítica. Lo que se pretendía era estudiar la evolución con el tiempo de algunas propiedades de la placa de PCM (temperatura, fracción líquida) cuando se colocaba en una corriente de aire (condición de contorno: convección forzada) durante el proceso de fusión.

1. Modelos en diferencias finitas

Durante bastante tiempo fueron apareciendo en la literatura científica un gran número de soluciones analíticas de problemas de transferencia de calor por conducción en el cambio de fase sólido-líquido. Sin embargo, en muchas ocasiones, dependiendo de la

geometría o de las condiciones de contorno, no se obtenían soluciones completas o la evaluación del sistema era extremadamente complicada. En estos casos la mejor aproximación al problema está basada en técnicas de diferencias finitas que se ha visto favorecida en los últimos tiempos por la mejora continua de la capacidad de cálculo de las computadoras..

El modelado en diferencias finitas de la placa se llevó a cabo inicialmente en la hoja de cálculo Excel (lo que en principio favorecía la divulgación del modelo a un gran número de usuarios por lo extendido de este paquete de Microsoft). También se utilizaron con este fin los programas EES y FEHT (una aplicación de la misma casa que EES orientada al estudio de la transferencia de calor en sistemas bidimensionales); ambos programas tienen sus ventajas: amplia base de datos de las propiedades termofísicas de muchas sustancias, visualización de las ecuaciones por pantalla...y un inconveniente fundamental: el número de incógnitas en el sistema está limitado a 6000 (en la versión académica) o a 12000 (versión comercial). Con los modelos implícitos se computan como mínimo 1000 nodos de cálculo en cada intervalo de tiempo. Al resolver tanto temperaturas como densidades se requiere tratar tal número de incógnitas que se hace imprescindible utilizar bien una hoja de cálculo o bien programar el modelo.

Consideremos un cuerpo bidimensional que ha alcanzado el estado estacionario y que se divide en incrementos iguales en ambas direcciones x e y . Los puntos nodales se designan como se muestra en la figura A1.

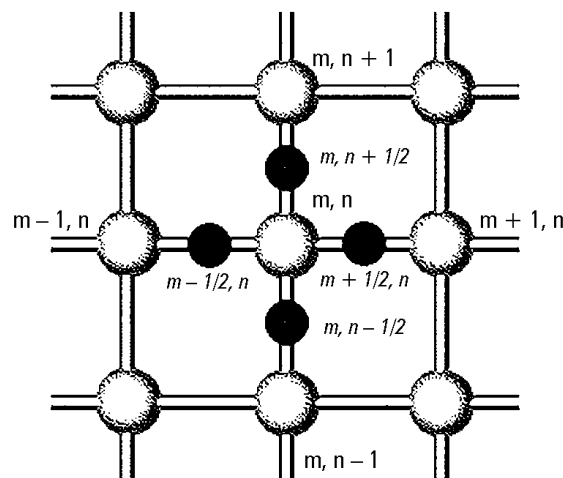


Fig. A1. Esquema de nodos para un sistema bidimensional

Las posiciones m indican el incremento en x y las posiciones n indican el incremento en y . La determinación de la temperatura de cualquiera de estos puntos nodales dentro del cuerpo se lleva a cabo a partir de la ecuación A1. Las diferencias finitas se utilizan para aproximar incrementos diferenciales en la temperatura y en las coordenadas espaciales; cuanto más pequeño se elija el incremento, más se aproximará la distribución de temperaturas a la distribución real.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0 \quad \text{Ec. A1}$$

Los gradientes de temperatura pueden escribirse como muestran las ecuaciones A2:

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{m+\frac{1}{2},n} &\approx \frac{T_{m+1,n} - T_{m,n}}{\Delta x} & \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{m-\frac{1}{2},n} &\approx \frac{T_{m,n} - T_{m-1,n}}{\Delta x} \\ \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{m,n+\frac{1}{2}} &\approx \frac{T_{m,n+1} - T_{m,n}}{\Delta y} & \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{m,n-\frac{1}{2}} &\approx \frac{T_{m,n} - T_{m,n-1}}{\Delta y} \end{aligned} \quad \text{Ec. A2}$$

Si se considera el caso de conductividad térmica constante, los flujos de calor pueden expresarse totalmente en términos de diferencias de temperatura. Introduciendo las ecuaciones A2 en la ecuación A1 e igualando Δx e Δy podemos obtener fácilmente la ecuación A3:

$$T_{m+1,n} + T_{m-1,n} + T_{m,n+1} + T_{m,n-1} - 4T_{m,n} = 0 \quad \text{Ec. A3}$$

que establece de forma sencilla que el flujo neto en un nodo es cero en condiciones estacionarias. La aproximación numérica en diferencias finitas sustituye la distribución continua de temperaturas por barras ficticias conductoras del calor que conectan pequeños puntos nodales que no generan calor. También puede diseñarse un esquema de diferencias finitas para tener en cuenta la generación de calor, simplemente añadiendo el correspondiente término de generación en la ecuación general.

Para aplicar el método numérico, la ecuación A3 debe escribirse para cada nodo dentro del cuerpo y resolverse el sistema de ecuaciones resultante para las temperaturas de los nodos.

Se puede seguir esta misma metodología para aplicarla al régimen transitorio. En este caso la ecuación diferencial que gobierna el flujo de calor en el interior del cuerpo es la ecuación A4:

$$\lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) = \rho \cdot c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{Ec. A4}$$

Consideremos el cuerpo bidimensional estructurado mostrado en la figura A1.

Aproximando la derivada parcial segunda se obtienen las ecuaciones A5:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \approx \frac{1}{\Delta x^2} (T_{m+1,n} + T_{m-1,n} - 2T_{m,n}) \quad \text{Ec. A5a}$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \approx \frac{1}{\Delta y^2} (T_{m,n+1} + T_{m,n-1} - 2T_{m,n}) \quad \text{Ec. A5b}$$

la derivada temporal como la ecuación A6:

$$\frac{\partial T}{\partial t} \approx \frac{T_{m,n}^{p+1} - T_{m,n}^p}{\Delta t} \quad \text{Ec. A6}$$

y suponiendo propiedades constantes, junto a la condición $\Delta x = \Delta y$, se obtiene la ecuación A7:

$$T_{m,n}^{p+1} = \frac{\alpha \Delta t}{\Delta x^2} (T_{m+1,n}^p + T_{m-1,n}^p + T_{m,n+1}^p + T_{m,n-1}^p) + \left(1 - \frac{4\alpha \Delta t}{\Delta x^2} \right) T_{m,n}^p \quad \text{Ec. A7}$$

Es oportuno hacer algunas observaciones generales referentes al uso de métodos numéricos para resolver los problemas de conducción transitoria. La elección del valor del parámetro M , definido como sigue:

$$M = \frac{\Delta x^2}{\alpha \cdot \Delta t} \quad \text{donde } \alpha = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p}$$

rige la facilidad con la que puede efectuarse la solución numérica; la elección del valor cuatro para este parámetro en un sistema bidimensional o del valor dos para sistemas unidimensionales hacen el cálculo particularmente sencillo. Una vez establecidos los

incrementos de la distancia y el valor de M , el incremento de tiempo está fijo y no se puede modificar sin variar el valor de Δx o de M , o de ambos. Evidentemente cuanto mayores sean los valores de Δx y de Δt tanto más rápidamente se obtendrá la solución. Por otra parte, cuanto más pequeños sean los valores de los incrementos de las variables independientes, mayor precisión se obtendrá. A primera vista se puede pensar que podrían utilizarse pequeños incrementos de las distancias para lograr una mayor precisión en combinación con grandes incrementos de tiempo para alcanzar con rapidez la solución. Sin embargo, no es éste el caso, ya que la ecuación en diferencias finitas limita los valores de Δt que pueden usarse una vez que se ha elegido Δx . Hay que hacer notar que si $M < 2$ en la ecuación A7, el coeficiente de T_m^p se hace negativo y se genera una condición que viola la segunda ley de la Termodinámica. Si se supone, por ejemplo, que los nodos adyacentes tienen la misma temperatura pero menor que T_m^p , después de un incremento de tiempo Δt , T_m^p no puede ser menor que esas temperaturas adyacentes; en caso contrario el calor pasaría de temperaturas bajas hacia las altas, y esto es imposible. Un valor de $M < 2$ produciría precisamente este efecto; así pues, los valores de M se deben restringir.

Esta restricción limita automáticamente la elección de Δt , una vez se ha establecido Δx . Resulta que las restricciones anteriores, que se han impuesto en un sentido físico, pueden también deducirse matemáticamente. Puede demostrarse que la solución de las diferencias finitas no converge a menos que se satisfagan esas condiciones. Las ecuaciones en diferencias finitas, dadas anteriormente, son útiles para determinar la temperatura en el interior de un cuerpo en función del espacio y el tiempo. En el contorno del cuerpo es normal que haya una resistencia convectiva al flujo de calor, de modo que las relaciones a aplicar son otras. En general, cada condición de contorno debe considerarse por separado, dependiendo de la forma geométrica particular de que se trate. Se va a considerar el caso de una pared plana.

Existen dos formas de operar: con diferencias hacia delante (método explícito) y con diferencias hacia atrás (método implícito). Cuando se opera con diferencias hacia delante, la temperatura de un nodo, en un incremento de tiempo futuro, se expresa en función de las temperaturas de los nodos que lo rodean al comienzo del incremento de tiempo. Las expresiones se llaman formulaciones explícitas, ya que es posible escribir las temperaturas de los nodos $T_{m,n}^{p+1}$ explícitamente en función de las temperaturas

anteriores de los nodos $T_{m,n}^p$. En esta formulación, el cálculo se efectúa directamente de un incremento de tiempo al siguiente hasta que se calcula la distribución de temperatura en el estado final deseado. La ecuación en diferencias puede formularse también calculando las derivadas espaciales en función de las temperaturas en el incremento de tiempo $p+1$. Esta ordenación se llama formulación en diferencias hacia atrás debido a que la derivada temporal se mueve hacia atrás en el tiempo para la conducción del calor hacia el nodo. Se puede observar que esta formulación en diferencias hacia atrás no permite calcular explícitamente T^{p+1} en función de T^p . Más bien, se debe escribir el conjunto total de ecuaciones para todo el sistema de nodos y resolverlas simultáneamente para determinar las temperaturas T^{p+1} . Por esto se dice que el método en diferencias hacia atrás genera una formulación implícita para las temperaturas futuras en el análisis del régimen transitorio. Para los problemas de cálculo numérico, los números de Biot y de Fourier también pueden definirse de la siguiente manera:

$$Bi = \frac{hL}{\lambda} \quad Fo = \frac{\lambda t}{\rho c_p L^2}$$

Las ecuaciones que se muestran en los siguientes dos apartados han sido desarrolladas basándose en la técnica de diferencias hacia atrás.

Empleando esta notación, se han construido las ecuaciones nodales típicas en la formulación implícita. La ventaja del procedimiento explícito en diferencias hacia delante está en el cálculo directo de las temperaturas futuras de los nodos; sin embargo, la estabilidad de este cálculo viene regida por la elección de los valores de Δx y Δt . La elección de un valor pequeño de Δx obliga automáticamente a la elección de algún valor máximo de Δt . Por otra parte, esta restricción no se impone en la resolución de las ecuaciones que se obtienen a partir de la formulación implícita. Esto significa que pueden elegirse incrementos de tiempo mayores para acelerar el cálculo. La desventaja obvia del método implícito es el mayor número de cálculos por cada etapa.

Ecuaciones en Diferencias Finitas: modelo unidimensional implícito

La figura A2 muestra la distribución de los nodos para la posterior deducción de las ecuaciones en forma implícita de cada uno de ellos. En esta primera aproximación se van a considerar tres tipos de nodos dentro de la placa (superficiales, interiores y centrales) y se simplificará el cálculo imponiendo un eje de simetría en la zona central

de placa (paralelo al flujo de aire).

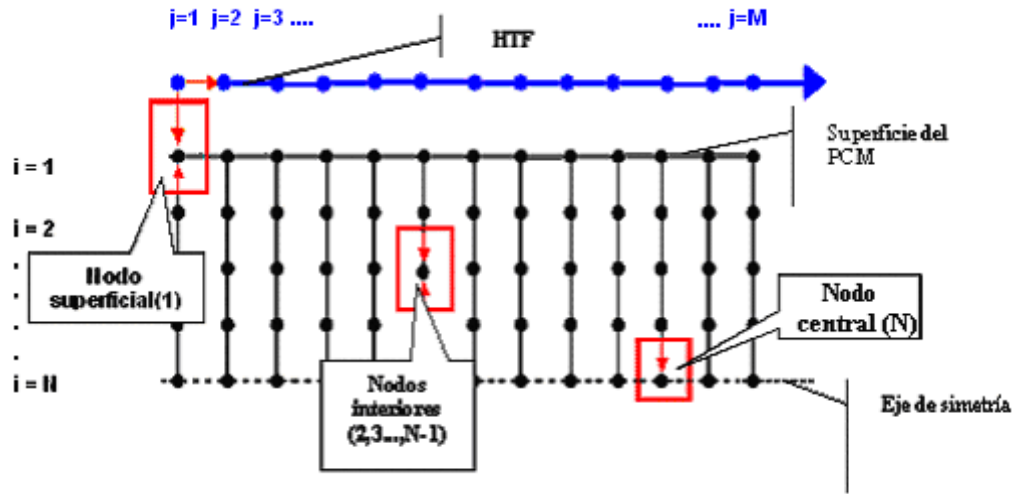


Fig. A2. Esquema de nodos para el estudio 1D de la placa

Se plantean los balances de energía para cada tipo de nodo y se desarrollan para llegar a obtener la ecuación de la temperatura en cada nodo. De esta forma, para los nodos superficiales se obtienen las ecuaciones A8:

$$\rho(T)c_p(T)\frac{\Delta y}{2}\frac{T_1^{p-1}-T_1^p}{\Delta t}=h(T_{j,aire}^p-T_1^p)+\lambda\frac{T_2^p-T_1^p}{\Delta y} \quad \text{Ec. A8a}$$

$$T_1^{p-1}-T_1^p=2\frac{h\Delta t}{\rho(T)c_p(T)\Delta y}(T_{j,aire}^p-T_1^p)+2\frac{\lambda\Delta t}{\rho(T)c_p(T)\Delta y^2}(T_2^p-T_1^p) \quad \text{Ec. A8b}$$

$$T_1^p=\left(T_1^{p-1}-2\frac{\lambda\Delta t}{\rho(T)c_p(T)\Delta y^2}T_2^p-2\frac{h\Delta t}{\rho(T)c_p(T)\Delta y}T_{j,aire}^p\right)/\left(1-2\frac{\lambda\Delta t}{\rho(T)c_p(T)\Delta y^2}-2\frac{h\Delta t}{\rho(T)c_p(T)\Delta y}\right) \quad \text{Ec. A8c}$$

$$T_1^p=(T_1^{p-1}-2FoT_2^p-2FoBiT_{j,aire}^p)/(1-2Fo-2FoBi) \quad \text{Ec. A8d}$$

La ecuación A8d establece la temperatura de un nodo superficial de la placa de PCM que está en contacto con el flujo de aire (convección forzada).

Procediendo del mismo modo para los nodos interiores obtenemos las ecuaciones A9:

$$\rho(T)c_p(T)\Delta y \frac{T_m^{p-1} - T_m^p}{\Delta t} = \lambda \frac{T_m^p - T_{m+1}^p}{\Delta y} + \lambda \frac{T_m^p - T_{m-1}^p}{\Delta y} \quad \text{Ec. A9a}$$

$$T_m^{p-1} - T_m^p = \frac{\lambda \Delta t}{\rho(T)c_p(T)\Delta y^2} (T_m^p - T_{m+1}^p) + \frac{\lambda \Delta t}{\rho(T)c_p(T)\Delta y^2} (T_m^p - T_{m-1}^p) \quad \text{Ec. A9b}$$

$$T_m^p = \left(T_m^{p-1} + \frac{\lambda \Delta t}{\rho(T)c_p(T)\Delta y^2} (T_{m+1}^p + T_{m-1}^p) \right) / \left(1 + 2 \frac{\lambda \Delta t}{\rho(T)c_p(T)\Delta y^2} \right) \quad \text{Ec. A9c}$$

$$T_m^p = (T_m^{p-1} + Fo(T_{m+1}^p + T_{m-1}^p)) / (1 + 2Fo) \quad \text{Ec. A9d}$$

Para los nodos centrales que se encuentran en el eje de simetría se deducen las ecuaciones A10:

$$\rho(T)c_p(T)\Delta y \frac{T_N^{p-1} - T_N^p}{\Delta t} = 2\lambda \frac{T_N^p - T_{N-1}^p}{\Delta y} \quad \text{Ec. A10a}$$

$$T_N^{p-1} - T_N^p = 2 \frac{\lambda \Delta t}{\rho(T)c_p(T)\Delta y^2} (T_N^p - T_{N-1}^p) \quad \text{Ec. A10b}$$

$$T_N^p = \left(T_N^{p-1} + 2 \frac{\lambda \Delta t}{\rho(T)c_p(T)\Delta y^2} T_{N-1}^p \right) / \left(1 + 2 \frac{\lambda \Delta t}{\rho(T)c_p(T)\Delta y^2} \right) \quad \text{Ec. A10c}$$

$$T_N^p = (T_N^{p-1} + 2FoT_{N-1}^p) / (1 + 2Fo) \quad \text{Ec. A10d}$$

Para la transferencia de calor a lo largo de los diferentes nodos en los que se descompone el flujo de aire se plantea el balance de energía de la ecuación A11a que da lugar a la ecuación A11b; para la corriente de aire el análisis es bidimensional:

$$\dot{m}_{aire} c_{p,aire} (T_{j,aire}^p - T_{j-1,aire}^p) = h(T_{j-1,aire}^p - T_1^p) \Delta x \Delta y \quad \text{Ec. A11a}$$

$$T_{j,aire}^p = T_{j-1,aire}^p - \frac{h \Delta x \Delta y}{\dot{m}_{aire} c_{p,aire}} (T_{j-1,aire}^p - T_1^p) \quad \text{Ec. A11b}$$

En este caso el subíndice i indica la posición del nodo a lo largo del eje x del flujo de aire; el valor de T_i correspondiente a la placa de PCM coincide con la posición x determinada por el nodo del flujo de aire $i-1$.

Ecuaciones en Diferencias Finitas: modelo bidimensional implícito

A continuación se analiza la placa como indica el sistema bidimensional de la figura A3 que muestra cuatro tipos de nodo dentro de la placa:

- Tipo E para cada uno de los nodos de las esquinas de la placa (cuatro ecuaciones).
- Tipo SL para cada uno de los nodos de las superficies laterales de la placa paralelas al flujo de aire (dos ecuaciones).
- Tipo SF para cada uno de los nodos de las superficies frontales de la placa (dos ecuaciones).
- Tipo I para cada uno de los nodos interiores de la placa (una ecuación).

En esta aproximación no se va a emplear ningún eje de simetría; de esta forma se pretende conseguir un posterior tratamiento de resultados más sencillo y una visualización mucho más clara de los perfiles de temperatura y densidad obtenidos dentro de la placa.

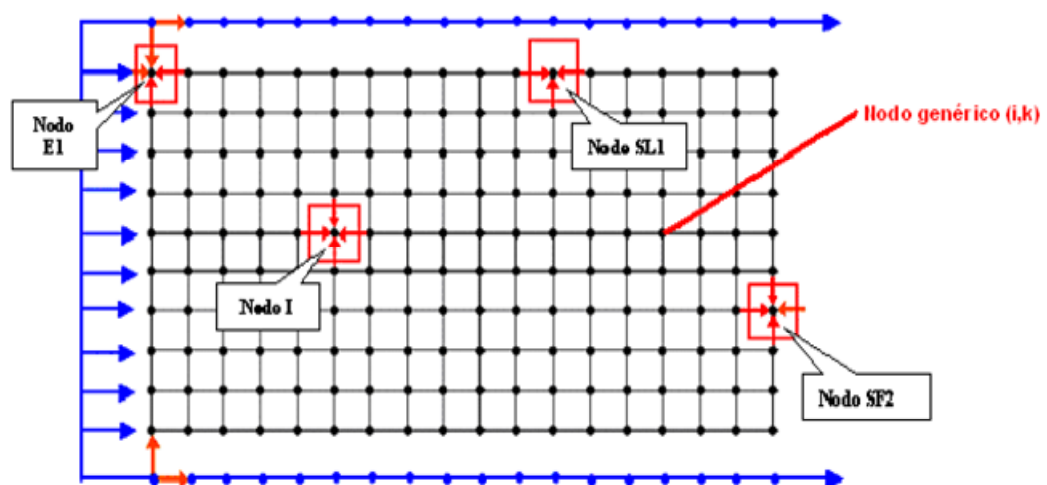


Fig. A3. Esquema de nodos para el estudio 2D de la placa

Se plantean de nuevo los balances de energía para cada uno de los cuatro tipos diferentes de nodos y se desarrollan para llegar a obtener la ecuación de la temperatura en cada nodo. No se van a desarrollar las nueve ecuaciones, sólo se obtendrá una ecuación de cada tipo. Δx e Δy corresponden a los saltos en los ejes cartesianos. En estas ecuaciones se emplearán los números de Fourier y Biot en la forma:

$$Bi_x = \frac{h\Delta x}{\lambda} \quad Fo_x = \frac{\lambda t}{\rho c_p \Delta x^2}$$

$$Bi_y = \frac{h\Delta y}{\lambda} \quad Fo_y = \frac{\lambda t}{\rho c_p \Delta y^2}$$

De esta manera, para los nodos tipo SL, partiendo de la ecuación A12a (balance de energía) se puede obtener la expresión de la temperatura tal y como indica la ecuación A12e:

$$\rho(T)c_p(T) \frac{\Delta y \Delta x}{2} \frac{T_{m,n}^{p+1} - T_{m,n}^p}{\Delta t} =$$

$$= h\Delta x (T_{j,aire}^{p+1} - T_{m,n}^{p+1}) + \lambda \Delta x \frac{T_{m,n-1}^{p+1} - T_{m,n}^{p+1}}{\Delta y} + \lambda \frac{\Delta y}{2} \frac{T_{m-1,n}^{p+1} - T_{m,n}^{p+1}}{\Delta x} + \lambda \frac{\Delta y}{2} \frac{T_{m+1,n}^{p+1} - T_{m,n}^{p+1}}{\Delta x}$$

Ec. A12a

$$\frac{\rho(T)c_p(T)}{\lambda} \Delta y^2 \Delta x^2 \frac{T_{m,n}^{p+1} - T_{m,n}^p}{\Delta t} =$$

$$= 2\Delta x^2 (T_{m,n-1}^{p+1} - T_{m,n}^{p+1}) + \Delta y^2 (T_{m-1,n}^{p+1} - T_{m,n}^{p+1}) + \Delta y^2 (T_{m+1,n}^{p+1} - T_{m,n}^{p+1}) + 2\frac{h}{\lambda} \Delta y \Delta x^2 (T_{j,aire}^{p+1} - T_{m,n}^{p+1})$$

Ec. A12b

$$\frac{\Delta y^2}{Fo_x} \frac{T_{m,n}^{p+1} - T_{m,n}^p}{\Delta t} =$$

$$= 2\Delta x^2 (T_{m,n-1}^{p+1} - T_{m,n}^{p+1}) + \Delta y^2 (T_{m-1,n}^{p+1} + T_{m+1,n}^{p+1} - 2T_{m,n}^{p+1}) + 2\Delta x^2 Bi_y (T_{j,aire}^{p+1} - T_{m,n}^{p+1})$$

Ec. A12c

$$T_{m,n}^{p+1} - T_{m,n}^p = Fo_x \left[2\frac{\Delta x^2}{\Delta y^2} (T_{m,n-1}^{p+1} - T_{m,n}^{p+1} + Bi_y (T_{j,aire}^{p+1} - T_{m,n}^{p+1})) + (T_{m-1,n}^{p+1} + T_{m+1,n}^{p+1} - 2T_{m,n}^{p+1}) \right]$$

Ec. A12d

$$T_{m,n}^{p+1} = \frac{T_{m,n}^p + Fo_x \left[2 \frac{\Delta x^2}{\Delta y^2} (T_{m,n-1}^{p+1} + Bi_y T_{j,aire}^{p+1}) + T_{m-1,n}^{p+1} + T_{m+1,n}^{p+1} \right]}{1 + 2Fo_x \left[\frac{\Delta x^2}{\Delta y^2} (1 + Bi_y) + 1 \right]}$$

Ec. A12e

Para el resto de ecuaciones nodales sólo se plantean los balances de energía de partida y la ecuación de temperatura correspondiente. Para los nodos tipo E (esquinas de la placa) se obtienen las siguientes ecuaciones A13:

$$\begin{aligned} \rho(T)c_p(T) \frac{\Delta y}{2} \frac{\Delta x}{2} \frac{T_{m,n}^{p+1} - T_{m,n}^p}{\Delta t} &= \\ &= h \frac{\Delta x}{2} (T_{j,aire}^{p+1} - T_{m,n}^{p+1}) + h \frac{\Delta y}{2} (T_{j,aire}^{p+1} - T_{m,n}^{p+1}) + \lambda \frac{\Delta y}{2} \frac{T_{m+1,n}^{p+1} - T_{m,n}^{p+1}}{\Delta x} + \lambda \frac{\Delta x}{2} \frac{T_{m,n-1}^{p+1} - T_{m,n}^{p+1}}{\Delta y} \end{aligned}$$

Ec. A13a

$$T_{m,n}^{p+1} = \frac{T_{m,n}^p + 2Fo_x \left[\frac{\Delta x^2}{\Delta y^2} (T_{m,n-1}^{p+1} + Bi_y T_{j,aire}^{p+1}) + T_{m+1,n}^{p+1} + Bi_x T_{j,aire}^{p+1} \right]}{1 + 2Fo_x \left[1 + Bi_x + \frac{\Delta x^2}{\Delta y^2} (1 + Bi_y) \right]}$$

Ec. A13b

Para los nodos tipo superficie frontal (SF) que se encuentran en las caras izquierda y derecha de la placa se deduce la ecuación A14) que expresa la temperatura:

$$\begin{aligned} \rho(T)c_p(T) \frac{\Delta y \Delta x}{2} \frac{T_{m,n}^{p+1} - T_{m,n}^p}{\Delta t} &= \\ &= h \Delta y (T_{j,aire}^{p+1} - T_{m,n}^{p+1}) + \lambda \Delta y \frac{T_{m-1,n}^{p+1} - T_{m,n}^{p+1}}{\Delta x} + \lambda \frac{\Delta x}{2} \frac{T_{m,n+1}^{p+1} - T_{m,n}^{p+1}}{\Delta y} + \lambda \frac{\Delta x}{2} \frac{T_{m,n-1}^{p+1} - T_{m,n}^{p+1}}{\Delta y} \end{aligned}$$

Ec. A14a

$$T_{m,n}^{p+1} = \frac{T_{m,n}^p + Fo_y \left[2 \frac{\Delta y^2}{\Delta x^2} (T_{m-1,n}^{p+1} + Bi_x T_{j,aire}^{p+1}) + T_{m,n+1}^{p+1} + T_{m,n-1}^{p+1} \right]}{1 + 2Fo_y \left[\frac{\Delta y^2}{\Delta x^2} (1 + Bi_x) + 1 \right]}$$

Ec. A14b

Para los nodos interiores se obtiene la ecuación A15b a partir del balance de energía propuesto en la ecuación A15a:

$$\frac{\rho(T)c_p(T)}{\lambda} \frac{T_{m,n}^{p+1} - T_{m,n}^p}{\Delta t} = \frac{T_{m-1,n}^{p+1} + T_{m,n+1}^{p+1} - 2T_{m,n}^{p+1}}{\Delta x^2} + \frac{T_{m,n+1}^{p+1} + T_{m,n-1}^{p+1} - 2T_{m,n}^{p+1}}{\Delta y^2} \quad \text{Ec. A15a}$$

$$T_{m,n}^{p+1} = \frac{T_{m,n}^p + Fo_y \left[\frac{\Delta y^2}{\Delta x^2} (T_{m-1,n}^{p+1} + T_{m,n+1}^{p+1}) + T_{m,n+1}^{p+1} + T_{m,n-1}^{p+1} \right]}{1 + 2Fo_y \left[\frac{\Delta y^2}{\Delta x^2} + 1 \right]} \quad \text{Ec. A15b}$$

Para la transferencia de calor a lo largo de los diferentes nodos en los que se descompone el flujo de aire se emplean las ecuaciones A11 planteadas en el apartado anterior.

2. Software de CFD Ansys-Fluent: modelo fluidodinámico

La modelización de la placa también se ha realizado utilizando la herramienta de fluidodinámica computacional Ansys-Fluent. Este programa incluye un módulo de cálculo de cambio de fase. La siguiente descripción se centra en la base teórica en la que se fundamenta el módulo de cambio de fase de este programa.

Fundamentos teóricos del módulo de cambio de fase

Fluent utiliza una técnica denominada entalpía-porosidad para modelar los procesos de solidificación y fusión. Con esta técnica, la interfase que funde no se analiza explícitamente; en su lugar se asocia una cantidad de la fracción líquida (que indica la parte del volumen de la celda que está en forma líquida) a cada celda del dominio. La fracción líquida se computa en cada iteración basándose en un balance de entalpía.

La entalpía de un material se computa como la suma del calor sensible, h , y el calor latente, ΔH , tal y como se indica en la ecuación A16:

$$H = h + \Delta H \quad \text{Ec. A16}$$

Con h definido por la ecuación A17:

$$h = h_{ref} + \int_{T_{ref}}^T C_p dT \quad \text{Ec. A17}$$

A la hora de contabilizar un valor absoluto para la energía de cambio de fase, h_{ls} , el programa puede tener en cuenta que la mayoría de los materiales no son puros, por lo que no cambian de fase a una temperatura única, sino en un rango entre dos temperaturas a las que Fluent denomina temperatura *solidus* y temperatura *liquidus*, T_{sol} y T_{liq} ($T_{sol} < T < T_{liq}$).

Cuando el material se encuentra a una temperatura comprendida entre estos dos valores, Fluent considera que el material se encuentra en un estado entre sólido y líquido que denomina *mushy-region*, cuantificado mediante el parámetro β (fracción líquida) y definido en cada una de las tres regiones por las siguientes condiciones:

$$T < T_{sol} \quad \beta = 0 \quad (\text{sólido})$$

$$T > T_{liq} \quad \beta = 1 \quad (\text{líquido})$$

$$T_{sol} < T < T_{liq} \quad \beta = \frac{T - T_{solid}}{T_{liq} - T_{solid}}$$

La expresión del calor latente, ΔH , queda recogida en la ecuación A19:

$$\Delta H = \beta \cdot h_{ls} \quad \text{Ec. A19}$$

La forma de la ecuación de la energía para los procesos de solidificación y fusión se detalla en la ecuación A20:

$$\frac{d}{dt}(\rho \cdot H) + \nabla(\rho \cdot \vec{v} \cdot H) = \nabla(\lambda \cdot \nabla T) + S \quad \text{Ec. A20}$$

Donde:

- H es la entalpía total del material (ver la ecuación A16);
- v , velocidad del fluido;
- S , término fuente;

- ρ y λ , densidad y conductividad térmica del material.

La resolución para la temperatura es esencialmente una interacción entre la ecuación de la energía (ecuación A20) y la ecuación de la fracción líquida (ecuación A18). Si se emplea esta ecuación para actualizar los valores de fracción líquida, normalmente se obtiene escasa convergencia en la ecuación de la energía. Fluent emplea el modelo sugerido por Swaminathan y Voller (1993) para actualizar la fracción líquida.

La cantidad de movimiento se cuantifica con la técnica entalpía-porosidad que trata la región parcialmente solidificada (*mushy-region*) como un medio poroso. La porosidad de cada celda se iguala al valor de β (fracción líquida) de esa celda. La disminución de momento debida a la porosidad reducida en la zona parcialmente solidificada toma la tal y como indica la ecuación A21:

$$S = \frac{(1-\beta)^2}{(\beta^3 + \varepsilon)} A_{mush} (\bar{v} - \bar{v}_p) \quad \text{Ec. A21}$$

donde ε es un valor de seguridad (0,001) para evitar la división entre cero, A_{mush} es el valor de la constante en la zona parcialmente solidificada y \bar{v}_p es la velocidad debida a la extracción del material solidificado fuera del dominio (básicamente se emplea en procesos de moldeado de metales por lo que no será necesaria en este caso). A_{mush} mide la amplitud de la atenuación, cuanto mayor es este valor, más pronunciada se hace la velocidad de transición del material a cero al solidificar. Si el valor es muy elevado, la solución puede oscilar.

Cuando el valor de β se iguala a cero, automáticamente la región pasa a tratarse como un sólido de viscosidad infinita.

Fluent aplica también ecuaciones de turbulencia y de especies. Se añaden sumideros a todas las ecuaciones de turbulencia tanto en la *mushy region* como en la zona solidificada, para explicar la presencia de materia sólida (reducción de porosidad). El término S es muy similar al correspondiente término de la ecuación de momento, A22:

$$S = \frac{(1-\beta)^2}{(\beta^3 + \varepsilon)} A_{mush} \phi \quad \text{Ec. A22}$$

donde ϕ representa la cantidad de turbulencia que se está resolviendo.

En el caso de transporte de especies se resuelve la ecuación A23:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho [\beta \bar{v}_{liq} Y_{i,liq} + (1-\beta) \bar{v}_p Y_{i,sol}]) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + R_i \quad \text{Ec. A23}$$

Esta ecuación se emplea en el caso de segregación de especies en sistemas multicomponente (no es este el caso); aquí, Y_i es la media de la fracción másica del soluto i en una celda, $Y_{i,liq}$ y $Y_{i,sol}$ están relacionadas por el coeficiente de reparto K_i tal y como se indica en la ecuación A24:

$$Y_{i,sol} = K_i Y_{i,liq} \quad \text{Ec. A24}$$

\bar{v}_{liq} es la velocidad del líquido, \bar{v}_p es la velocidad de extracción; ambas se relacionan por medio de la ecuación A25:

$$\bar{v}_{liq} = \frac{(\bar{v} - \bar{v}_p (1-\beta))}{\beta} \quad \text{Ec. A25}$$

Procedimiento de la elaboración del modelo

El primer paso que se debe realizar en cualquier modelo fluidodinámico es la creación de la malla de la geometría que se desea estudiar. Para ello se ha usado la herramienta de dibujo Gambit. En esta etapa se crea la geometría a estudiar (placa en un canal) y se identifican las zonas del modelo (entrada y salida de aire, paredes del canal y de la placa, zonas de fluido, etc...)

Una vez creada la geometría se exporta al CFD propiamente dicho, es decir, a Fluent.

Selección de los modelos de cálculo

En primer lugar hay que especificar y activar los modelos de resolución que interesan para resolver el problema. En este caso interesa la evolución temporal, luego es una situación transitoria. Se selecciona de entre los diferentes modelos de cálculo para las ecuaciones de la cantidad de movimiento. Para el problema que se trata se ha seleccionado el sistema de resolución K-Epsilon que es el modelo de régimen

turbulento más utilizado para problemas de flujos industriales y de transferencia de calor. Por último se activa el modelo de cambio de fase que activa automáticamente la ecuación de la energía.

En la selección de todos estos modelos, los valores de los parámetros que utilizan no se modifican, se mantienen los que vienen dados por defecto por el programa.

Propiedades de los materiales

A continuación se introducen los valores de las propiedades de los materiales del problema. No es necesario introducir las propiedades del aire ya que se encuentran en la base de datos de Ansys-Fluent, sin embargo, si que es imprescindible introducirlos en el caso de las propiedades del PCM. Se tiene la posibilidad de introducir la dependencia con la temperatura de algunas propiedades como la densidad, viscosidad, calor específico, conductividad térmica...de forma que no hay que limitarse a valores constantes de estos parámetros.

Una de las posibilidades de tratamiento de datos es el ajuste a trozos (*piecewise linear*) ya que permite introducir pares de datos de una propiedad en función de otra ($c_p(T)$, $\rho(T)$). Con esto se consigue que Fluent disponga de los valores de c_p en función de la temperatura a partir de los valores entalpía-temperatura que se han medido experimentalmente en el laboratorio. Para disponer de los valores de calor específico sólo es necesario realizar un ajuste por incrementos de las entalpías medidas en función de la temperatura (ver figura A4). Estos datos son los correspondientes a los obtenidos en el laboratorio con el método T-history.

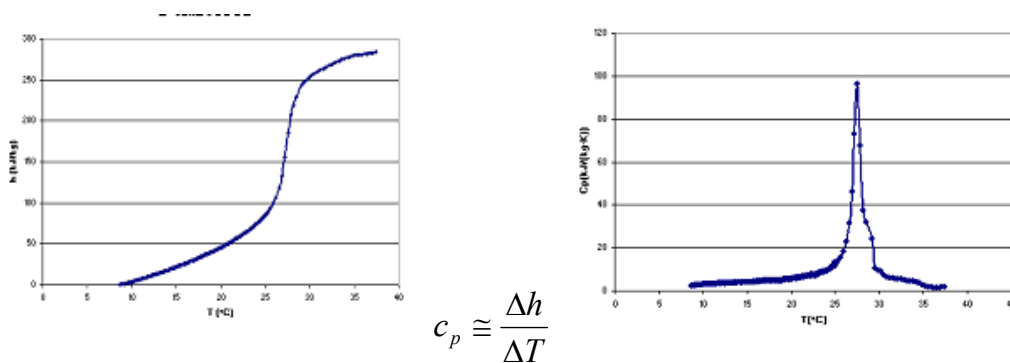


Fig. A4. Tratamiento de datos experimentales h-T

Para la densidad y la viscosidad se han utilizado los datos que proporcionan los suministradores de PCMs. El problema es que sólo informan de dos valores a dos temperaturas distintas (un valor se asigna al estado sólido y el otro al estado líquido). En el caso de la densidad se supone una disminución lineal de esta desde el valor en estado sólido al valor en estado líquido en la zona correspondiente a la ventana térmica (zona en la que se está produciendo el cambio de fase). Un ejemplo se muestra en la figura A5.

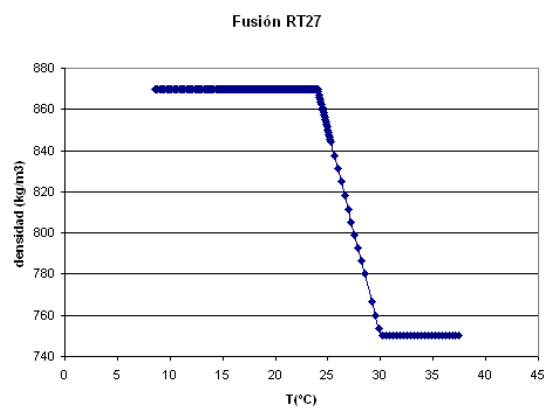


Fig. A5. Tratamiento de datos (Datos proporcionados por Rubitherm: $\rho(T=15^{\circ}\text{C})=0.87\text{kg/l}$;
 $\rho(T=70^{\circ}\text{C})=0.76\text{kg/l}$)

Condiciones de contorno

Es imprescindible definir correctamente las condiciones de contorno del problema (paredes, entrada, salida...):

- **Cápsula del PCM:** la cápsula del PCM es una pared entre dos fluidos. Hay que señalar que es imprescindible acoplar las paredes que separan la frontera placa-canal de aire, ya que en caso contrario no se conseguiría simular la transferencia de calor. Al activar la opción *coupled*, que tiene en cuenta la transferencia por convección para ambos lados de la pared y la conducción a través de ella, se debe introducir el espesor de la pared (encapsulado).
- **Entrada:** las condiciones introducidas para la entrada del canal son la temperatura del aire y la velocidad (componente horizontal).

- Salida: la condición que se le da a la salida es la de *outflow*, simplemente se aplica un balance de materia.
- PCM y aire: hay que asignar el material junto con sus propiedades a cada zona de fluido. En el caso del PCM se activa además la opción *laminar zone* para que esta zona sea tratada como zona laminar, por ser las velocidades en el seno del PCM prácticamente despreciables.
- Paredes superior e inferior del canal de aire: se consideran elementos adiabáticos.

Condiciones de operación

En muchas ocasiones se pueden utilizar ejes de simetría para simplificar el cálculo, aunque en este caso no se ha hecho para poder tener en cuenta la aceleración de la gravedad. Esta es una opción que presenta Fluent y que permite introducir el efecto de la gravedad en las condiciones de operación del sistema.

Inicialización del modelo

En toda simulación numérica es necesario establecer unos valores iniciales de las variables. En este caso las variables que se inicializan son la temperatura del PCM y la del aire en el canal. Con ello se dispone de dos condiciones temporales que acaban de definir el problema.

3. Modelo semianalítico

Para el desarrollo del modelo semianalítico se van a enumerar en primer lugar las suposiciones que se han tenido en cuenta a la hora de plantear las ecuaciones de transferencia de calor.

Hipótesis del modelo

1. Se considera que la frontera sólido-líquido del cambio de fase se encuentra en todo momento a la temperatura de cambio de fase.
2. La transferencia de calor en el seno del PCM por convección es despreciable frente a la transferencia de calor por conducción.

Conducción en el interior de la placa: $\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t}$

3. Convección en la superficie de la placa.

Condición de contorno: $-\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} = h [T_f - T_{(0,t)}]$

4. En el modelado se considera un calor específico efectivo (medido experimentalmente con el método T-history) por lo que no sólo se tiene en cuenta el intercambio de calor debido al cambio de fase sino también el de calor sensible, aunque aquél sea mucho mayor que éste.
5. El flujo de aire es longitudinal a la placa.
6. Los gradientes de temperatura en las direcciones transversales al flujo de aire se consideran despreciables frente al gradiente de temperaturas producido en la dirección de flujo, con lo que se tiene un modelo unidimensional en el flujo de aire.
7. Dentro de la placa de PCM el análisis es unidimensional en la dirección perpendicular al flujo de aire.
8. Se considera que existe simetría respecto al plano central de la placa.
9. Sólo se considerará el proceso de fusión.
10. Acumulador adiabático: no existen pérdidas de calor a través de las paredes del sistema de acumulación.

Análisis de la transferencia de calor

A continuación se analiza un elemento diferencial de placa, dx , en el que la temperatura del aire se considera constante.

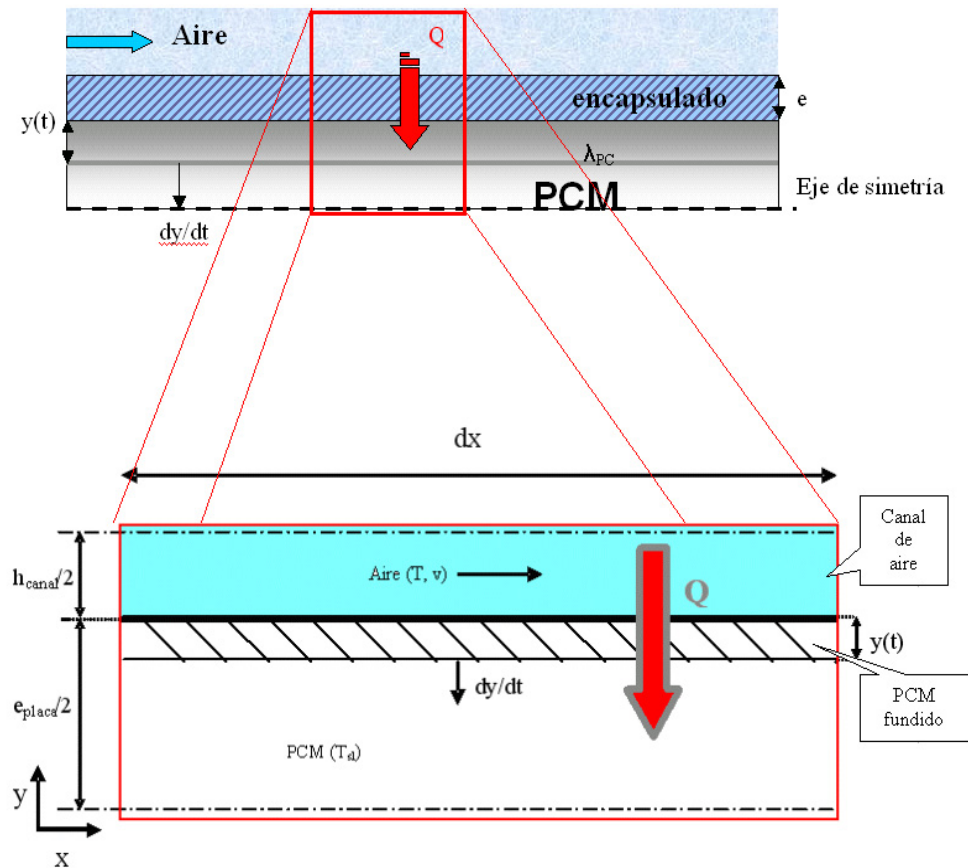


Fig. A6. Elemento diferencial de la cápsula (fusión)

Se tienen los siguientes mecanismos de transferencia de calor desde el aire hasta el seno del PCM:

- Convección forzada en el seno del aire: se trata de la transferencia de calor del aire a la cápsula de la placa por convección forzada, por lo que será necesario el cálculo del régimen y la posterior estimación del coeficiente de convección mediante la correlación apropiada.
- Conducción a través de la pared del encapsulado.

- Conducción en el espesor de PCM que ha cambiado de fase (fundido) por la transferencia de calor.

De esta forma se tiene la siguiente expresión del flujo de calor:

$$q'' = U \cdot (T_{aire} - T_{PCM}) = \frac{1}{\frac{1}{h_{aire}} + \frac{e_{pared}}{\lambda_{pared}} + \frac{y(t)}{\lambda_{PCM}}} (T_{aire} - T_{PCM}) \dots \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad \text{Ec. A26}$$

El calor transferido al PCM será igual al calor latente puesto en juego en el cambio de fase de ese espesor de material, que es el balance de energía al PCM

$$q'' = h_{sol/liq} \cdot \rho_{PCM} \cdot \frac{dy}{dt} \dots \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad \text{Ec. A27}$$

Igualando las ecuaciones A26 y A27, en las que se pueden considerar todos los términos constantes salvo el espesor de la capa de PCM que ha cambiado de fase, e integrando, se obtiene la dependencia temporal del espesor fundido:

$$\frac{1}{\frac{1}{h_{aire}} + \frac{e_{pared}}{\lambda_{pared}} + \frac{y(t)}{\lambda_{PCM}}} (T_{aire} - T_{PCM}) = h_{sol/liq} \cdot \rho_{PCM} \cdot \frac{dy}{dt} \quad \text{Ec. A28}$$

El cambio de temperatura del aire que va circulando al lado de la placa vendrá determinado por:

$$q'' \cdot A = \dot{m}_{aire} \cdot c_p \cdot (T_{in} - T_{out}) \quad \text{Ec. A29}$$

Discretización del modelo

Así, este modelo solo es válido para pequeños gradientes de temperatura; por lo tanto no se pueden extrapolar los resultados para el sistema de acumulación completo puesto que la temperatura del air irá experimentando una variación a su paso por el sistema, que a su vez influirá en los flujos de calor y en la evolución del espesor de la capa de PCM que funde. Para afrontar este problema se debe discretizar el modelo, la idea es definir valores de atributos que dividan un atributo continuo en intervalos discretos.

Para describir una curva con exactitud necesitamos conocer la posición de todos sus puntos, que son infinitos. Para poder tratar el problema se suele aproximar la curva usando un número finito de puntos (discretización). Cuanto mayor sea la cantidad de puntos que se utilicen, más nos aproximaremos a la representación exacta de la curva pero, por otro lado, el tiempo de cálculo crecerá.

Además de la dependencia con el tiempo de las variables en el sistema de acumulación, se tiene una dependencia espacial. Para desarrollar un modelo del problema se va a usar el método de las diferencias finitas.

El método consiste en transformar la ecuación diferencial extendida a todo el dominio en un conjunto finito de ecuaciones algebraicas, convirtiendo el dominio continuo en un dominio discreto y convirtiendo las derivadas en cocientes de cantidades finitas. El sistema se discretiza como se muestra en la figura A7.

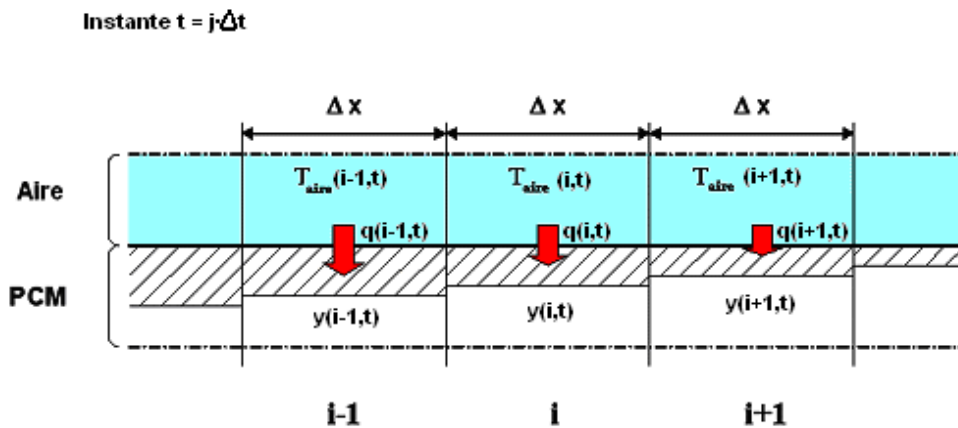


Fig. A7. Discretización del dominio

Se considera que en cada elemento i la temperatura del aire es constante e igual a la de entrada a ese elemento. Con esta temperatura y el valor del espesor de PCM fundido, se puede calcular el flujo de calor a cada elemento en un instante dado.

Para cada instante j , desde $j = 0$ hasta t , con incrementos de tiempo Δt , y para cada posición i , con i desde cero hasta L (longitud de la placa), con incrementos de espacio Δx , se tiene que el calor transferido del flujo de aire al PCM es:

$$q(i, j) = \frac{T(i, j) - T_{PCM}}{\frac{1}{h_{aire}} + \frac{e_p}{\lambda_p} + \frac{y(i, j-1)}{\lambda_{PCM}}} \cdot \underbrace{\Delta x \cdot w}_{Area} \quad \text{Ec. A29}$$

Una vez se tiene el valor del flujo de calor en las condiciones dadas, aplicando los balances de energía al aire y al PCM, se obtiene el incremento de la temperatura del aire tras su paso por el elemento i . Con ello conseguimos la temperatura de entrada al elemento $i+1$, $T(j, i+1)$, y la variación del espesor de la capa de PCM que ha cambiado de fase.

Del balance de energía al aire se obtiene la siguiente expresión:

$$q(i, j) = \dot{m}_{aire} \cdot C_{p\ aire} \cdot [T_{aire}(i-1, j) - T_{aire}(i, j)] \quad \text{Ec. A31}$$

$$T(i, j) = T(i-1, j) - \frac{q(i, j)}{\dot{m}_{aire} \cdot C_{p\ aire}} \quad \text{Ec. A32}$$

Y del balance de energía al PCM:

$$q(i, j) = h_{sol/liq} \cdot \rho_{PCM} \cdot \frac{y(i, j) - y(i, j-1)}{\Delta t} \cdot \Delta x \cdot w \quad \text{Ec. A33}$$

$$y(i, j) = y(i, j-1) + \frac{q(i, j) \cdot \Delta t}{h_{sol/liq} \cdot \rho_{PCM} \cdot \Delta x \cdot w} \quad \text{Ec. A34}$$

ANEXO B: Código de Matlab

Código principal

```

%Variables de entrada

T=load('Tinlet.txt');
Inlet_Air_Temperature=T(1,2);           %°C
PCM_Initial_Temperature=Inlet_Air_Temperature; %°C
delt=T(2,1)-T(1,1);                     %s
[maxT,mayT]=size(T);
Air_flow=5000;                           %m3/h

%Cálculo de las propiedades del air con la función "airprops"

[roair, cpair, muair, lambdaair]=airprops(Inlet_Air_Temperature);
%kg/m3, J/(kgK), kg/(ms), W/mK

%Asignación de factores de corrección para análisis paramétricos
secuenciales

System_Thermal_Losses=0; %valores entre 0 y 1 (=0, no hay pérdidas)
LambdaPCM_correction=1; %factor corrector de  $\lambda$  del PCM; por defecto
=1, sin corrección)
Convection_correction=1; %factor corrector de h; por defecto =1, sin
corrección)
c1=1-System_Thermal_Losses;
c2=LambdaPCM_correction;
c3=Convection_correction;

%Valores de referencia de los PCM (iniciales)

S=load('selectpcm.txt');
code=S(1,1);
TPCMref=S(1,2);
LPCMref=S(1,3);
roPCMref=S(1,4);
lambdaPCMref=S(1,5);
i=2;
while code < PCM_code
    code=S(i,1);
    TPCMref=S(i,2);
    LPCMref=S(i,3);
    roPCMref=S(i,4);
    lambdaPCMref=S(i,5);
    i=i+1;
end
TPCMref
Inlet_Air_Temperature

%Inicialización de la búsqueda de propiedades

P=load('props.txt');
TPCM=PCM_Initial_Temperature;           %°C
Ti=P(1,1);                             %°C
hPCM=P(1,2);                            %J/kg

```

```

cpPCM=P(1,3); %J/(kg·K)
roPCM=P(1,4); %kg/m3
lambdaPCM=P(1,5); %W/(mK)

%Búsqueda de las propiedades del PCM en función de T

j=2;
while Ti < TPCM
    Ti=P(j,1);
    hPCM=P(j,2);
    cpPCM=P(j,3);
    roPCM=P(j,4);
    lambdaPCM=P(j,5);
    j=j+1;
end

%Cálculo del coeficiente de convección del aire

w=PCM_Mass/(PCM_System_Length*PCM_thickness*roPCM*N_walls); %Anchura
del sistema de PCM en m
flow=Air_flow/3600; %m3/s
area=Air_Gap*w*N_walls; %m2
vel=flow/area; %m/s
Dh=4*(Air_Gap*w)/(2*Air_Gap+2*w); %m

Re=vel*Dh*roair/muair;
Pr=muair*cpair/lambdaair;
Ga=Re*Pr/(PCM_System_Length/Dh);
f=1/(1.82*log10(Re)-1.64)^2*c3;

if (Re > 10000)
    Nu=0.023*(Re^0.8)*(Pr^0.333);
elseif ((Re > 2000) & (Re <= 10000))
    Nu=f/8*((Re-1000)*Pr)/(1+12.7*(sqrt(f/8))*(Pr^(2/3)-1));
else
    if ((w/Air_Gap) >= 100)
        Nu=7.541;
    elseif ((w/Air_Gap) >= 8)
        Nu=5.597;
    elseif ((w/Air_Gap) >= 4)
        Nu=4.439;
    elseif ((w/Air_Gap) >= 3)
        Nu=3.96;
    elseif ((w/Air_Gap) >= 2)
        Nu=3.391;
    elseif ((w/Air_Gap) >= 1.43)
        Nu=3.08;
    else
        Nu=2.976;
    end
end

hair=Nu*lambdaair/Dh; %W/m2K

%Matrices de T, cp, ro y fracción líquida correspondientes a la placa

PlateT=ones(ynode,xnode)*TPCM;
PlateT(1,:)=Inlet_Air_Temperature;

if PlateT(1,1) >= PlateT(4,xnode)

```



```

deltax=PCM_Sistem_Length/xnode;

%desde t=1 hasta final iteración para cada instante
for i=1:maxT
    Inlet_Air_Temperature=T(i,2);
    for J=1:xnode
        [roair, cpair, muair,
lambdaair]=airprops(PlateT(1,xnode)/2+PlateT(1)/2);
        Foy=delt/(deltay^2);
        Foxy=delt/(deltay*deltax);
        hair=Nu*lambdaair/Dh*3.992*J^(-0.3);
        Bix=hair*deltax;
        Coef=hair*deltax*w/(roair*flow*cpair/(2*N_walls));

        A(1,1)=1;
        A(1,2)=-Coef;

        switch J
            case 1
                b(1)=(1-Coef)*Inlet_Air_Temperature;
            otherwise
                b(1)=(1-Coef)*PlateT(1,J-1);
        end

        A(2,1)=-
2*hair*delt/(Encapsulation_density*Encapsulation_cp*Encapsulation_thic
kness);

A(2,2)=1+2*hair*delt/(Encapsulation_density*Encapsulation_cp*Encapsula
tion_thickness)+2*delt*Encapsulation_thermal_conductivity/(Encapsulati
on_density*Encapsulation_cp*Encapsulation_thickness^2);
        A(2,3)=-
2*delt*Encapsulation_thermal_conductivity/(Encapsulation_density*Encap
sulation_cp*Encapsulation_thickness^2);
        b(2)=PlateT(2,J);

        A(3,2)=-
Encapsulation_thermal_conductivity*delt/((Encapsulation_density*Encaps
ulation_cp*Encapsulation_thickness/2+Platero(3,J)*Platecp(3,J)*deltay/
2)*Encapsulation_thickness);

A(3,3)=1+Encapsulation_thermal_conductivity*delt/((Encapsulation_densi
ty*Encapsulation_cp*Encapsulation_thickness/2+Platero(3,J)*Platecp(3,J
)*deltay/2)*Encapsulation_thickness)+2*Platelambda(3,J)/(Encapsulation
_density*Encapsulation_cp*Encapsulation_thickness/2+Platero(3,J)*Plate
cp(3,J)*deltay/2)*delt/deltay;
        A(3,4)=-
2*Platelambda(3,J)/(Encapsulation_density*Encapsulation_cp*Encapsulati
on_thickness/2+Platero(3,J)*Platecp(3,J)*deltay/2)*delt/deltay;
        b(3)=PlateT(3,J);

        A(4,3)=-
2*Platelambda(4,J)*delt/(Platero(4,J)*Platecp(4,J)*deltay^2);

A(4,4)=1+2*Platelambda(4,J)*delt/(Platero(4,J)*Platecp(4,J)*deltay^2)+
Platelambda(4,J)*delt/(Platero(4,J)*Platecp(4,J)*deltay^2);
        A(4,5)=-
Platelambda(4,J)*delt/(Platero(4,J)*Platecp(4,J)*deltay^2);
        b(4)=PlateT(4,J);

```



```

for I=5:(ynode-1)
    A(I,I-1)=-Foy*Platelambda(I,J)/Platero(I,J)/Platecp(I,J);
    A(I,I)=1+2*Foy*Platelambda(I,J)/Platero(I,J)/Platecp(I,J);
    A(I,I+1)=-Foy*Platelambda(I,J)/Platero(I,J)/Platecp(I,J);
    b(I)=PlateT(I,J);
end

A(ynode,ynode-1)=-
2*Foy*Platelambda(ynode,J)/Platero(ynode,J)/Platecp(ynode,J);

A(ynode,ynode)=1+2*Foy*Platelambda(ynode,J)/Platero(ynode,J)/Platecp(ynode,J);
b(ynode)=PlateT(ynode,J);

x=A\b;

for counter=1:ynode
    PlateT(counter,J)=x(counter);
    switch counter
        case 1
            Platef(counter,J)=1;
        otherwise
            if PlateT(counter,J) <= (TPCMref-Thermal_window)
                Platef(counter,J)=0;
            elseif PlateT(counter,J) >=
(TPCMref+Thermal_window)
                Platef(counter,J)=1;
            else
                Platef(counter,J)=1-(TPCMref+Thermal_window-
PlateT(counter,J))/(2*Thermal_window);
            end
        end
    end
end

if PlateT(1,1) >= PlateT(4,xnode)
    H_grade=0;
else
    H_grade=grade;
end

Platecp=platecp(PlateT, H_grade)*c1;
Platecp(1,:)=cpair;
Platecp(2,:)=Encapsulation_cp;

Platero=platero(PlateT, 0);
Platero(1,:)=roair;
Platero(2,:)=Encapsulation_density;

Platelambda=platelambda(PlateT, 0)*c2;
Platelambda(1,:)=lambdaair;
Platelambda(2,:)=Encapsulation_thermal_conductivity;

time=delt*i;
Discharged_rate=sum(sum(Platef)-sum(Platef(1,:))-sum(Platef(2,:))-
sum(Platef(3,:)))/(xnode*(ynode-3));
[roair, cpair, muair,
lambdaair]=airprops(PlateT(1,xnode)/2+PlateT(1)/2);

```

```

    Power=flow*roair*cpair*(Inlet_Air_Temperature-PlateT(1,xnode))-
    Fan_power_consumption+(TES_thermal_conductivity*TES_surface/TES_wall_t
    hickness*(T_ambient-abs((PlateT(1,1)-PlateT(1,xnode))/2)));

Outlet_Air_Temperature=PlateT(1,xnode)+(Fan_power_consumption+(TES_the
rml_conductivity*TES_surface/TES_wall_thickness*(T_ambient-
abs((PlateT(1,1)-PlateT(1,xnode))/2))))/(flow*roair*cpair);

    fprintf(outs, '%6d\t %6.1f\t %6.3f\t %6.2f\t %6.2f\t %6.2f\t
%6.2f\t %6.2f\t %6.2f\t %6.2f\t %6.2f\r', time, Power,
Discharged_rate, PlateT(2,6), PlateT(ynode,6), PlateT(2,19),
PlateT(ynode,19), PlateT(2,28), PlateT(ynode,28), PlateT(1,30),
Outlet_Air_Temperature);
end
%final del intervalo temporal

Discharged_rate=sum(sum(Platef)-sum(Platef(1,:))-sum(Platef(2,:))-
sum(Platef(3,:)))/(xnode*(ynode-3))
Power=flow*roair*cpair*(Inlet_Air_Temperature-PlateT(1,xnode))-
Fan_power_consumption+(TES_thermal_conductivity*TES_surface/TES_wall_t
hickness*(T_ambient-abs((PlateT(1,1)-PlateT(1,xnode))/2)))
Outlet_Air_Temperature=PlateT(1,xnode)+(Fan_power_consumption+(TES_the
rml_conductivity*TES_surface/TES_wall_thickness*(T_ambient-
abs((PlateT(1,1)-PlateT(1,xnode))/2))))/(flow*roair*cpair)
Deltat=delt

R=load('results.txt');
Total_energy_kJ=sum(R(:,2))*delt/1000

% gráfica de salida de resultados

plot(R(:,1), R(:,4), R(:,1), R(:,5), R(:,1), R(:,6), R(:,1), R(:,7),
R(:,1), R(:,8), R(:,1), R(:,9), R(:,1), R(:,10), T(:,1), T(:,2))
title('Temperatures (°C)')

fclose(outs);

```

Código de las funciones adicionales implementadas

Cálculo de las propiedades del aire

```

function [roair, cpair, muair, lambdaair] = airprops (T)
    roair=-8.474074*10^(-8)*T^3+2.244702*10^(-5)*T^2-4.624348*10^(-
    3)*T+1.266741;
    cpair=1.333333*10^(-8)*T^4-6.992593*10^(-7)*T^3+2.205422*10^(-
    4)*T^2+1.632156*10^(-2)*T+1.006326*10^3;
    muair=-3.571429*10^(-11)*T^2+5.074857*10^(-8)*T+1.713240*10^(-
    5);
    lambdaair=-3.214286*10^(-8)*T^2+7.995714*10^(-
    5)*T+2.412459*10^(-2);
end

```

Cálculo de la c_p

```

function [Platecp]=platecp(PlateT, H_grade)
    [x,y]=size(PlateT);
    P=load('props.txt');

```

```

        Platecp=ones(x,y);
for i=1:y
    for j=2:x
        m=1;
        while (PlateT(j,i)-H_grade) > P(m,1)
            Platecp(j,i)=P(m,3);
            m=m+1;
        end
    end
end
end

```

Cálculo de la entalpía

```

function [Plateh]=plateh(PlateT, H_grade)
    [x,y]=size(PlateT);
    P=load('props.txt');
    Plateh=ones(x,y);
for i=1:y
    for j=2:x
        m=1;
        while (PlateT(j,i)-H_grade) > P(m,1)
            Plateh(j,i)=P(m,2);
            m=m+1;
        end
    end
end
end

```

Cálculo de la conductividad térmica

```

function [Platelambda]=platelambda(PlateT, H_grade)
    [x,y]=size(PlateT);
    P=load('props.txt');
    Platelambda=ones(x,y);
for i=1:y
    for j=2:x
        m=1;
        while (PlateT(j,i)-H_grade) > P(m,1)
            Platelambda(j,i)=P(m,5);
            m=m+1;
        end
    end
end
end

```

Cálculo de la densidad

```

function [Platero]=platero(PlateT, H_grade)
    [x,y]=size(PlateT);
    P=load('props.txt');
    Platero=ones(x,y);
for i=1:y
    for j=2:x
        m=1;
        while (PlateT(j,i)-H_grade) > P(m,1)
            Platero(j,i)=P(m,4);
            m=m+1;
        end
    end
end
end

```


ANEXO C: Estudio de sensibilidad del modelo teórico

Para analizar la sensibilidad del modelo teórico se han simulado diferentes situaciones modificando tanto las propiedades termofísicas del PCM como condiciones de operación, de contorno o algunos parámetros geométricos del equipo. Este estudio secuencial pretende mostrar las posibilidades que ofrece la simulación numérica para facilitar la comprensión del comportamiento de unidades que intercambian calor entre aire y PCM con cambio de fase sólido-líquido.

Todos los resultados de las simulaciones que se muestran en este apartado (a no ser que se puntualice otra cosa) utilizan la misma curva experimental de temperatura del aire a la entrada, la misma disipación del ventilador de la unidad de TES y la misma evolución de temperatura ambiente.

La curva de potencia que se muestra en las siguientes gráficas es la correspondiente a \dot{Q}_{TES} , que se detalla en la ecuación C1:

$$\dot{Q}_{TES} = \dot{Q}_{PCM} + \dot{W}_{fanTES} + \dot{Q}_{ambient, TES} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad \text{Ec. C1}$$

Influencia de los valores de las propiedades termofísicas del PCM

Debido a que los resultados de las simulaciones dependen en gran medida de la exactitud y precisión de los valores de entrada al modelo teórico, se ha estudiado el efecto de la variación de las propiedades termofísicas del PCM en el comportamiento de la unidad de TES.

Curva entalpía-temperatura del PCM

Uno de los valores principales de entrada al modelo teórico es la curva entalpía-temperatura del PCM. Los efectos de variar los valores de entalpía y de temperatura promedio de cambio de fase se estudian en esta sección.

Para los valores experimentales utilizados como referencia, la diferencia de temperatura entre el aire a la entrada y la temperatura de cambio de fase promedio del PCM, presenta un valor diferente dependiendo de la etapa del ciclo térmico: de 5 °C hasta la fusión completa del PCM y de 9.5 °C en la etapa de solidificación hasta que se completa.

Entalpía

Se ha estudiado el efecto que produce en la curva de potencia de la unidad de TES, una variación de la energía desde el -30% al +30% en los valores de entalpía de la curva de entalpía-temperatura del PCM de acuerdo a la ecuación C2 tal y como se indica en la figura C1:

$$h_{PCM}(T) = \frac{(100+\%)}{100} \cdot h_{PCM}^{ref}(T) \quad \text{Ec. C2}$$

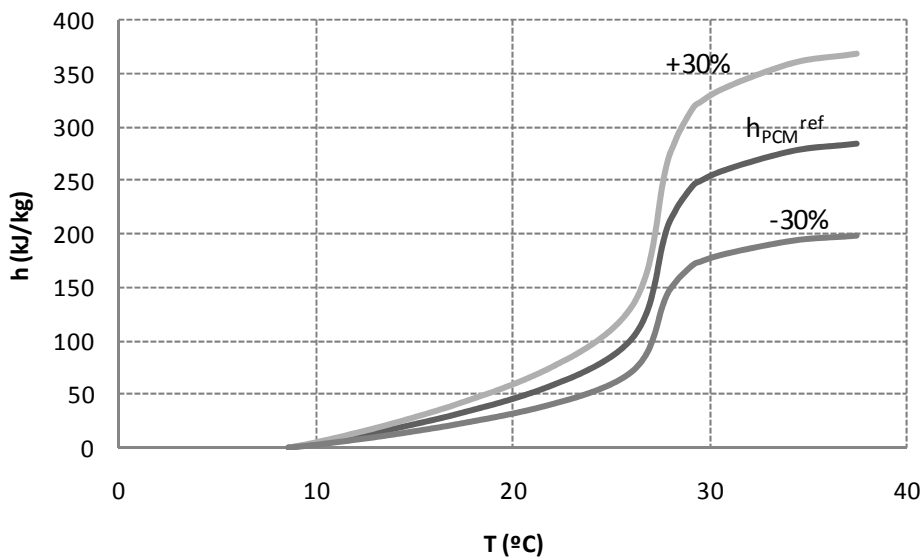


Fig. C1. Variación en los valores de entalpía de la curva h-T

Las simulaciones muestran el resultado teórico esperado: a medida que los valores de entalpía del PCM aumentan, la energía intercambiada se incrementa, aumentando también la potencia térmica en todo momento y alargando la duración de cualquiera de las etapas. En la figura C2 también se observa que en la etapa de fusión hay un cambio en la forma de la curva (a medida que aumentan los valores de entalpía se aprecia la formación de una segunda meseta a una potencia mucho más baja que la primera de alta potencia), pero este cambio no sucede en la etapa de solidificación. Este comportamiento depende de la diferencia de temperaturas entre la temperatura del aire a la entrada y la temperatura promedio de cambio de fase del PCM: a mayor diferencia, más rápido es el proceso.

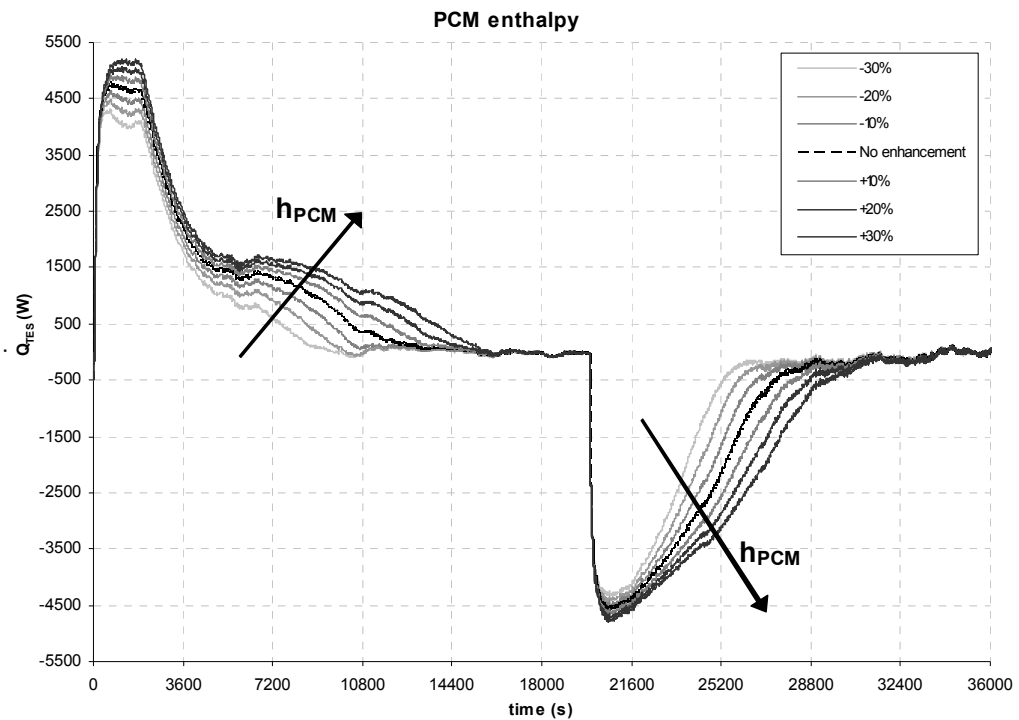


Fig. C2. Resultados de las simulaciones para diferentes casos de curvas h-T con valores de entalpía modificados

Dentro del rango de estudio seleccionado, un aumento del 10% en el valor de la entalpía del PCM (sobre el correspondiente valor medido en el laboratorio) conduce a diferencias notables en los resultados de las simulaciones: un aumento de 250 W en la meseta de alta potencia en la etapa de fusión y de 100 W en la de solidificación; además, el tiempo necesario hasta alcanzar la fusión completa se alarga unos 20 minutos, mientras que para alcanzar la solidificación completa se alarga unos 15 minutos.

Temperatura promedio de cambio de fase

En este estudio se analiza el efecto de desplazar en temperatura la curva entalpía-temperatura del PCM (ver figura C3). Esta variación se puede relacionar con la imprecisión en la asociación de los pares de datos entalpía-temperatura de la curva de propiedades del PCM.

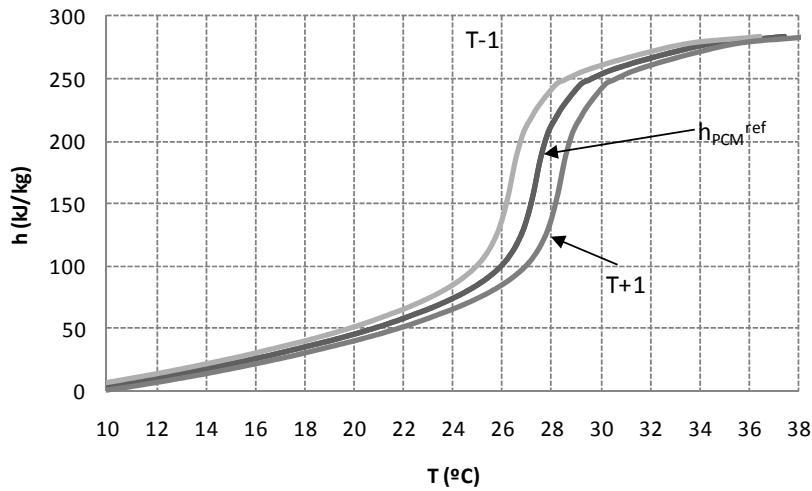


Fig. C3. Variación de la temperatura en la curva h-T

En la figura C4 se muestran los resultados obtenidos para desplazamientos de temperatura desde -5°C hasta $+5^{\circ}\text{C}$ sobre los valores de temperatura de la curva h-T obtenida en el laboratorio para el RT27.

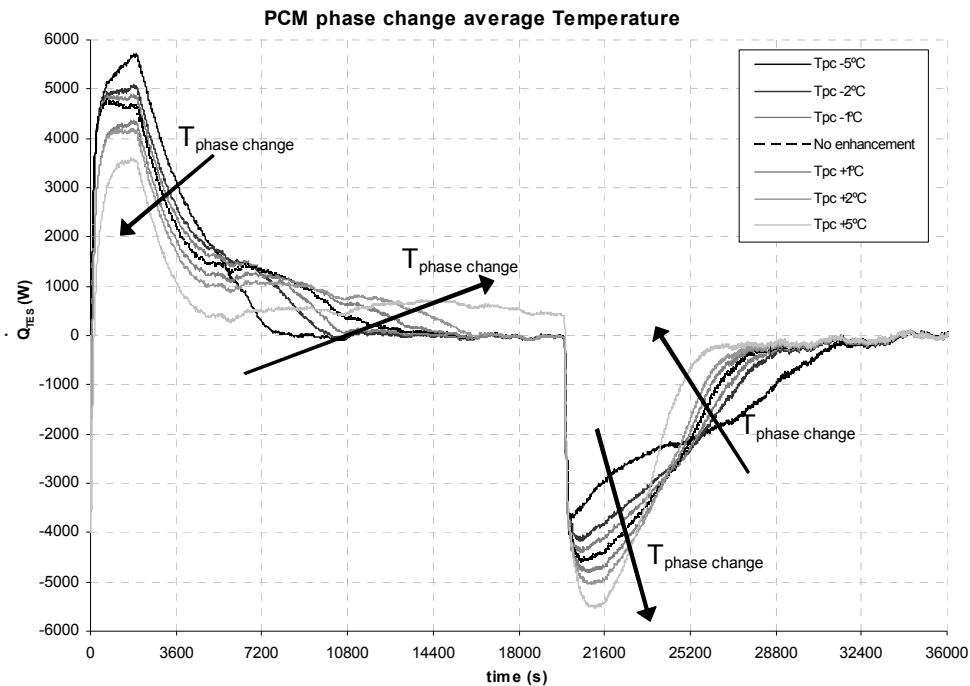


Fig. C4. Simulaciones para diferentes valores de temperatura promedio de cambio de fase del PCM

Las consecuencias de disminuir la temperatura promedio de cambio de fase del PCM (es decir, desplazar la curva h-T hacia valores más bajos de temperatura) dependen de la etapa en la que se encuentre el proceso:

- En la etapa de fusión conlleva mesetas (o picos) de alta potencia más elevadas y tiempos más cortos para alcanzar la fusión completa; se aprecia un claro cambio en la forma de la curva de potencia: a medida que la temperatura promedio de cambio de fase es más baja, la energía puede ser absorbida de forma más rápida a valores más elevados de potencia.
- En la etapa de solidificación, una disminución de la temperatura promedio de cambio de fase tiene el efecto contrario. A medida que esta temperatura se desplaza hacia valores más bajos, el proceso de solidificación se hace más difícil, de modo que se requiere más tiempo para completar la solidificación disminuyendo además la potencia intercambiada.

En cualquier caso, la razón de este comportamiento se debe a que se aumenta el valor de diferencia de temperatura entre la temperatura promedio de cambio de fase del PCM y la temperatura del aire a la entrada: a mayor diferencia de temperatura, mayor potencia intercambiada en la fase inicial y tiempos más cortos hasta completar la etapa (efecto autoregulator del PCM).

En la tabla C1 se resumen los errores relativos (respecto a los experimentales) obtenidos en la curva de potencia para diferentes imprecisiones de la asociación entalpía-temperatura de la curva h-T del PCM. En la columna *Ref.* se muestran los resultados de las simulaciones utilizando la curva h-T obtenida en el laboratorio.

Tabla C1. Errores relativos entre las medidas experimentales y las simulaciones (temperatura promedio de cambio de fase del PCM)

T_{pc} (°C)	+5	+2	+1	Ref.	-1	-2	-5
Relative error range in power (%)	22-78	6-37	3-20	0-7	5-10	8-18	41-79
RE in time till full melting (%)	-38	-21	-14	4	14	24	57
RE in time till full solidification (%)	24	10	7	5	-2	-5	-14

En la tabla se observa que un desajuste de únicamente 1 °C en temperatura en la asociación de valores entalpía-temperatura del PCM puede conducir a errores relativos de más del 20% en la curva de potencia de la unidad de TES y hasta un 14% en la determinación del tiempo necesario hasta alcanzar la fusión completa. Con esta apreciación se destaca no sólo la importancia de la precisión en las medidas para determinar las propiedades del PCM que se utilizan como datos de entrada al modelo teórico, sino que también se subraya la relevancia de seleccionar la temperatura de cambio de fase del PCM adecuada teniendo en cuenta las condiciones de trabajo de la aplicación donde se incorpore la unidad de TES. Seleccionar un buen comportamiento teniendo en cuenta únicamente una de las dos etapas evitando el análisis del ciclo térmico completo, puede conducirnos a importantes inconvenientes en el comportamiento global de la unidad.

Conductividad térmica efectiva del PCM

Una de las vías para considerar el efecto de la convección natural es por medio de la conductividad térmica efectiva. Como se ha establecido anteriormente, en el presente caso de estudio el efecto de la convección natural en el seno del PCM en el proceso térmico global es despreciable; sin embargo, desde un punto de vista de diseño, es interesante estudiar el efecto de la variación de la conductividad térmica del PCM en el comportamiento térmico de la unidad de TES.

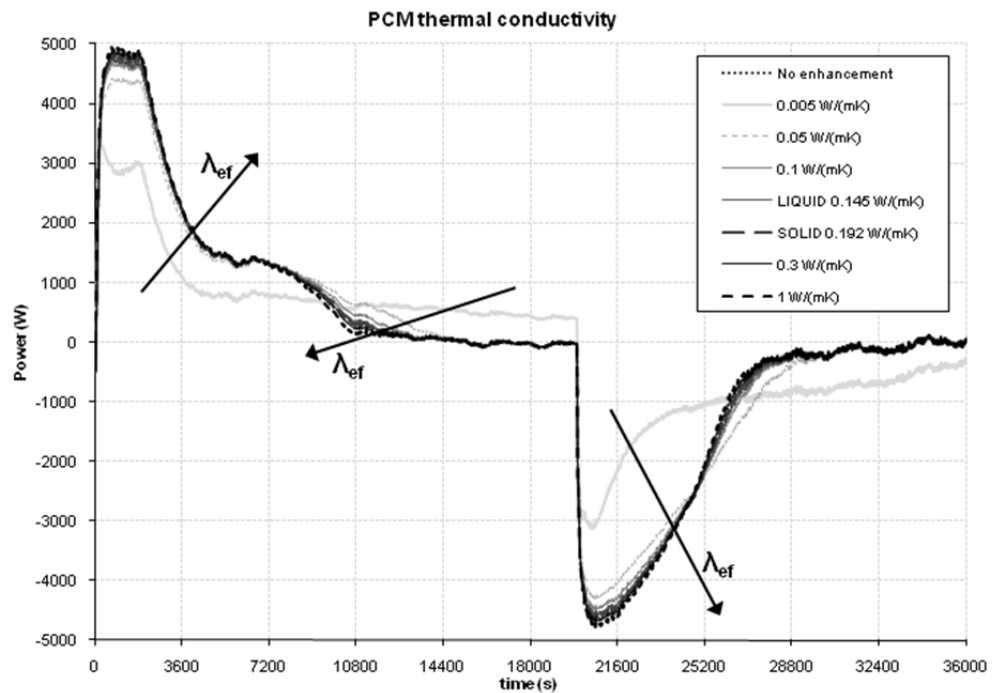


Fig. C5. Simulaciones para diferentes valores uniformes de la conductividad térmica del PCM

En la figura C5 se compara la evolución de las curvas de potencia para diferentes valores uniformes de la conductividad térmica del PCM y para la curva $\lambda(T)$ del PCM medida en el laboratorio. Un incremento de la conductividad térmica del PCM conduce a valores más altos del pico de potencia y a etapas más rápidas. Sin embargo, a medida que la conductividad térmica disminuye, para valores muy bajos (comportamiento muy aislante) se aprecia un cambio en la forma de la curva debido a que el proceso que controla la transferencia de calor es la conducción en el PCM.

Este mismo efecto se observa también cuando se realizan las simulaciones utilizando curvas de conductividad térmica del PCM como funciones de la temperatura en lugar de valores uniformes.

No se aprecian diferencias significativas en las curvas de potencia cuando se aumenta la conductividad térmica del PCM por encima de su valor medido real, ya que en estos casos la resistencia limitante no es la conducción en el PCM sino la convección en la corriente de aire. Sin embargo, cuando disminuye la conductividad térmica del PCM, la curva de potencia simulada cambia su forma claramente debido al hecho de que la

nueva resistencia controlando el proceso de la transferencia de calor es la conducción en el PCM.

Con fines de diseño, dentro de las condiciones de trabajo, utilizar un valor uniforme de conductividad térmica del PCM en el rango de 0,1 a 1 W/(m·K) no implica diferencias significativas en el comportamiento simulado de la unidad de TES. Así, siempre y cuando tengamos en cuenta el peso de las resistencias térmicas del proceso (cuello de botella en la convección del lado del aire), no será necesario utilizar curvas $\lambda(T)$ del PCM como datos de entrada al modelo teórico, ni disponer de valores muy exactos de $\lambda(T)$ del PCM.

Influencia de aspectos geométricos y condiciones de operación

Existen al menos dos formas de mejorar el comportamiento de un intercambiador de calor PCM-aire: mejorar las propiedades del PCM o perfeccionar el diseño del intercambiador. Generalmente esta segunda opción es más económica que la primera, por lo que es interesante estudiar el efecto que tendrá en el comportamiento térmico de la unidad de TES, actuar sobre ciertos parámetros geométricos y sobre algunas condiciones de operación.

Caudal de aire

Se han simulado cinco caudales de aire diferentes alrededor del rango de trabajo experimental. En la figura C6 se observan formas de las curvas diferentes dependiendo del fenómeno de transferencia de calor que gobierne el proceso:

- Para bajos caudales de aire controla la convección del lado del aire y el proceso presenta bajos picos de potencia iniciales, necesita mayores tiempos para alcanzar tanto la fusión como la solidificación completas, pudiendo llegar a aportar la unidad de TES potencias casi constantes durante varias horas.
- Para caudales de aire más elevados el cuello de botella del proceso de transferencia de calor se encuentra en la conducción en el PCM: la curva de potencia presenta valores más elevados del pico de potencia y el proceso necesita menos tiempo para alcanzar la fusión o la solidificación completa.

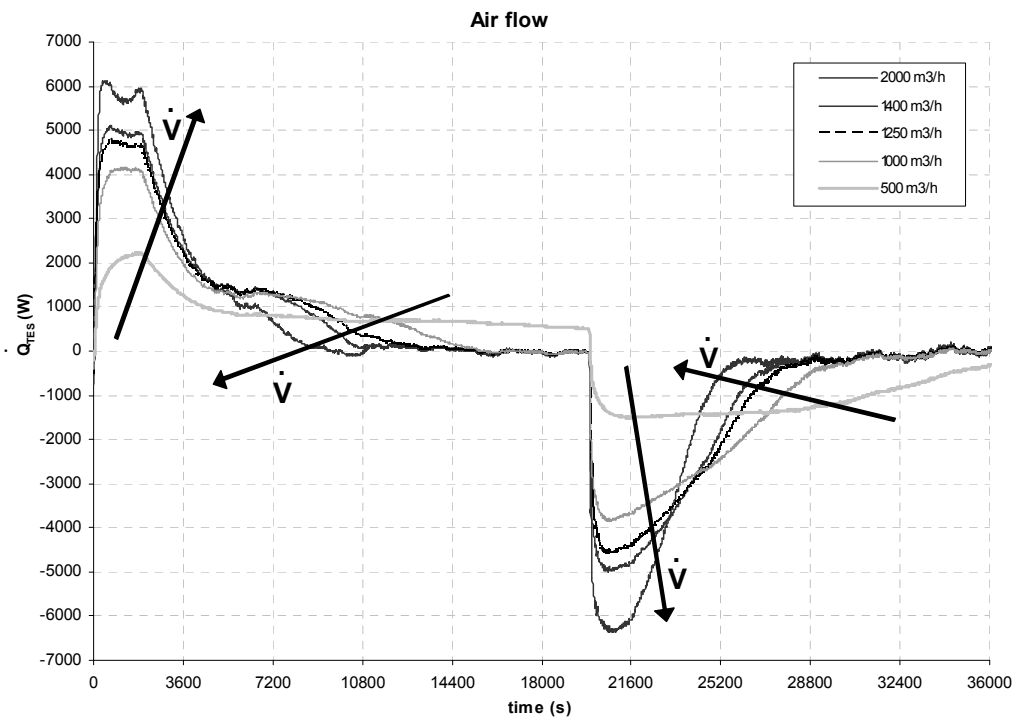


Fig. C6. Simulaciones para diferentes caudales volumétricos de aire

La desventaja de aumentar el caudal de aire se encuentra en el consumo eléctrico del ventilador de la unidad de TES (y en la disipación de calor que supone) y en la pérdida de carga asociada. La potencia de bombeo (ventilación) de los casos simulados se calcula de acuerdo a la ecuación C3:

$$\dot{W}_{pump} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta_s} \quad \text{Ec. C3}$$

La pérdida de carga de la unidad de TES se calcula en primer lugar de acuerdo a las expresiones propuestas por Idel'cik teniendo en cuenta la geometría del equipo: para tubos de sección rectangular, codos de sección rectangular y descargas desde codos de paredes rectas con esquinas afiladas en el giro.

La figura C7 muestra la dependencia de la potencia de bombeo con el caudal de aire suponiendo un rendimiento típico del 80 %. Los valores experimentales de la pérdida de carga se ajustan a una ecuación polinómica de segundo orden. Por lo tanto se obtiene,

de forma previsible, una dependencia polinómica de tercer orden para la potencia de bombeo ya que la turbulencia se ve favorecida por los caudales elevados de aire y por las protuberancias que presentan las placas.

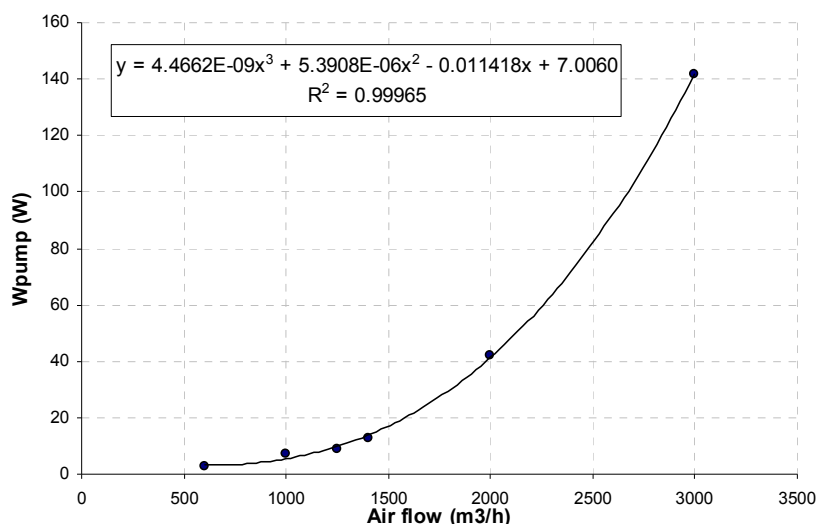


Fig. C7. Potencia de bombeo calculada en función del caudal de aire

Rugosidad del encapsulado (forma de las protuberancias)

Debido a la forma de la placa y a la existencia de protuberancias sobre las dos caras principales de su superficie, hay un importante efecto sobre la transferencia de calor. En la figura C8 se muestra el efecto en la curva de potencia al variar la forma de las protuberancias; en esa figura se ordenan los valores de rugosidad desde un valor máximo, correspondiente a la forma cuadrada de las protuberancias, hasta un valor mínimo que corresponde a la placa sin protuberancias.

Como se muestra en la figura, las protuberancias pueden mejorar significativamente la transferencia de calor ya que se relacionan con el valor del coeficiente de convección: a mayor valor de rugosidad del encapsulado, mayor es el pico de potencia inicial y menor es la duración de cualquiera de las dos etapas del ciclo hasta que se completan.

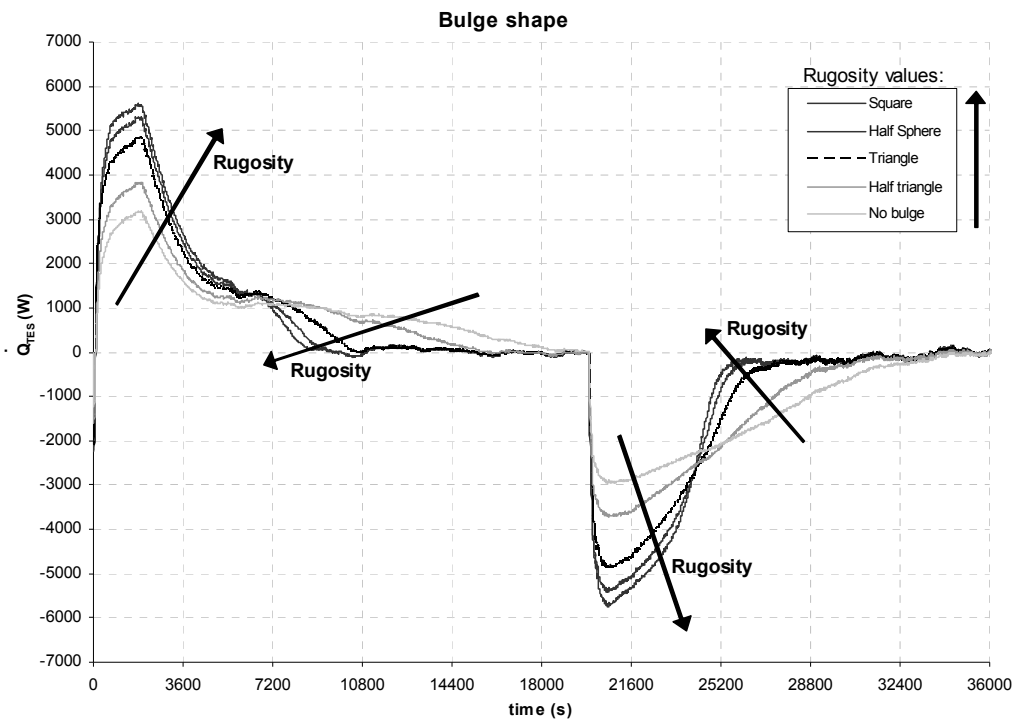






Fig. C8. Simulaciones para diferentes formas de las protuberancias de la superficie de la placa

Esta variación en las protuberancias del encapsulado afecta también a la pérdida de carga y, por lo tanto, a los requisitos de bombeo y al consumo eléctrico de la unidad: a mayor rugosidad de la placa, mayor pérdida de carga. En la tabla C2 se recogen los valores teóricos de pérdida de carga para la unidad, ordenados en orden creciente de rugosidad, junto a ciertos aspectos del comportamiento térmico de la unidad.

Tabla C2. Pérdida de carga de la unidad en función de las protuberancias de las placas

Protuberancia	SIN				
Δp (Pa)	17	20	24	26	29
Diferencia relativa en Δp frente a la placa utilizada (%)	-19	-5	+14	+24	+38
Pico de potencia en fusión (W)	3000	3900	4900	5300	5600
Diferencia relativa en potencia frente a la placa utilizada (%)	-33	-13	+9	+18	+24
Tiempo hasta fusión completa	5h	4h	3h	2h30'	2h20'
Pico de potencia en solidificación (W)	2600	3500	4600	5200	5600
Diferencia relativa en potencia frente a la placa utilizada (%)	-32	-8	+21	+37	+47
Tiempo hasta solidificación completa	4h	2h40'	2h20'	2h5'	1h40'

Conductividad térmica del encapsulado

En las simulaciones de la figura C9 se han considerado diferentes valores uniformes de la conductividad térmica del material de encapsulado del PCM.

Dependiendo de la naturaleza del material del que esté constituido, la resistencia térmica que ofrece el encapsulado es despreciable comparada con la convección en el lado del aire o con la conducción del propio PCM: si λ_{enc} se encuentra en el rango de λ_{PCM} o es superior, la curva de potencia es en todos los casos la misma; si λ_{enc} se encuentra por debajo de λ_{PCM} , entonces la meseta inicial de la curva de potencia es cada vez más baja, presentando unos tiempos para fusión o solidificación completa cada vez más largos.

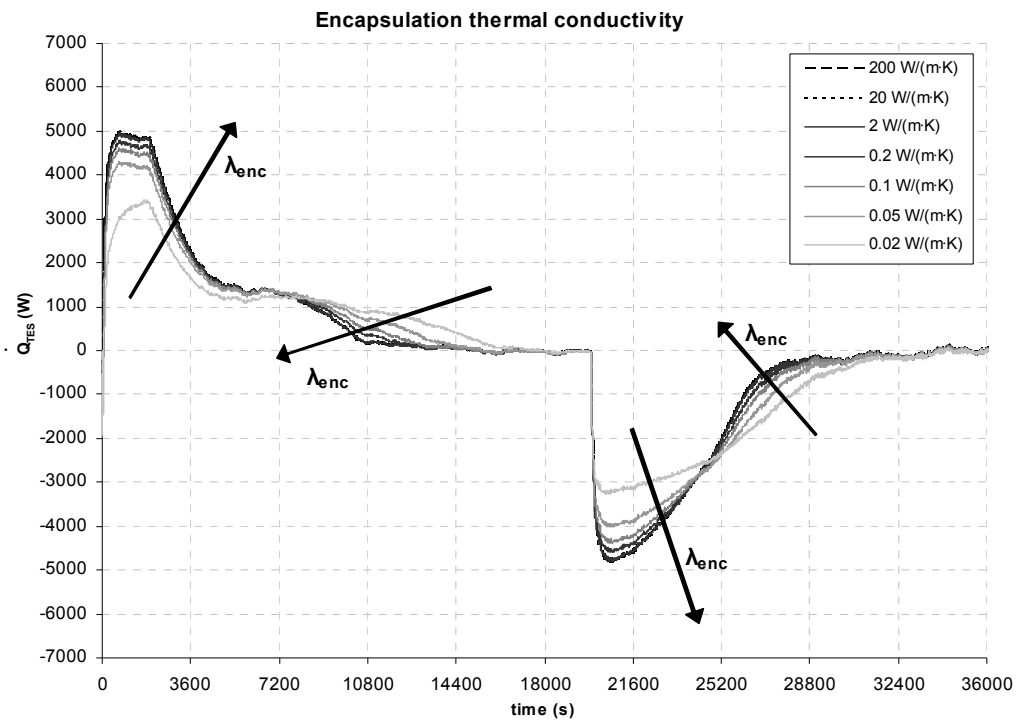


Fig. C9. Simulaciones para diferentes conductividades térmicas del material de encapsulado

En las simulaciones no se han considerado aspectos relacionados con la compatibilidad entre el PCM y el material de encapsulado, únicamente se han tenido en cuenta aspectos térmicos. Sin embargo, en este sentido, el modelo teórico sí que notifica al usuario que, en función de la naturaleza del par de materiales elegido (PCM-encapsulado), pueden tener lugar problemas de corrosión (inorgánicos-metálicos), de migración (orgánicos-plásticos), de absorción/desorción de moléculas de agua...

Espesor del PCM

En la figura C10 se muestran las simulaciones para diferentes espesores de PCM. La masa total de PCM en la unidad de TES se mantiene constante (132 kg), modificándose el ancho del sistema para que ajuste al volumen: a medida que el espesor de PCM aumenta, la anchura del sistema disminuye. Así, aparecen dos consecuencias con efectos opuestos: por un lado, la superficie de transferencia de calor de la unidad de TES se reduce con el aumento de volumen de las placas y, por otro lado, la velocidad

del aire aumenta con el volumen de las placas, lo que a su vez está relacionado con un incremento de los valores del coeficiente de convección del aire.

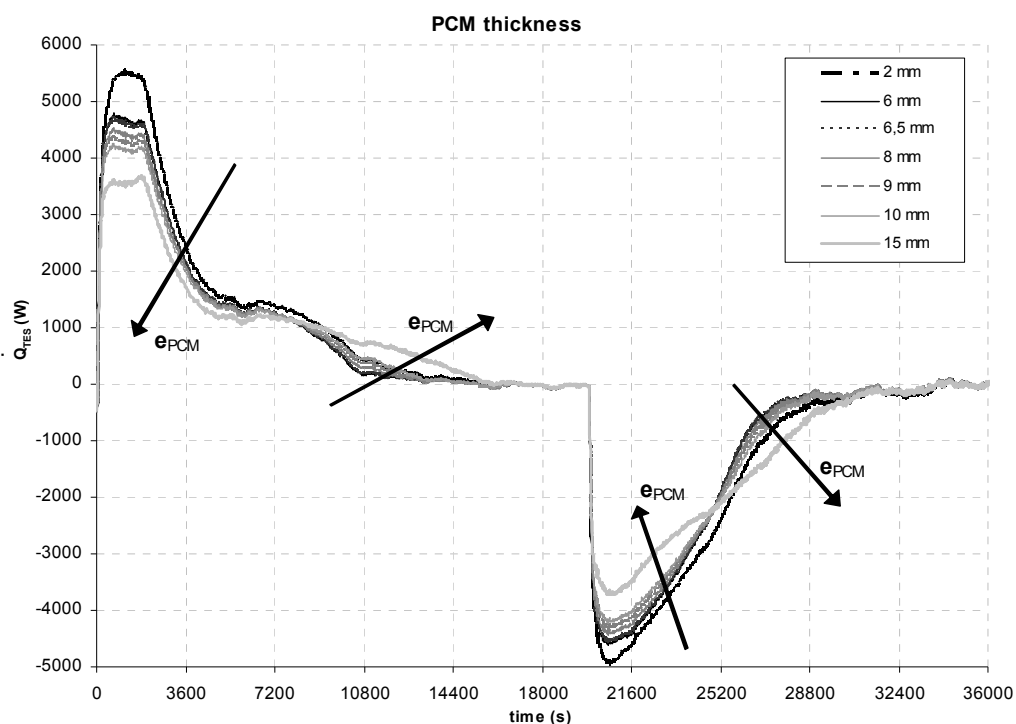


Fig. C10. Simulaciones para diferentes espesores de PCM

Cuando aumenta el espesor de la placa de PCM, el pico inicial de potencia disminuye y el tiempo necesario para completar cualquiera de las dos etapas (fusión o solidificación) aumenta. Cuando el espesor disminuye, el intercambio de calor es más rápido, lo que significa que el efecto del aumento de la superficie de intercambio de calor es mayor que el efecto de la reducción del valor del coeficiente de convección del aire debido a la disminución de la velocidad del aire.

Longitud del sistema de PCM

Las siguientes simulaciones se han llevado a cabo manteniendo la masa total de PCM y el espesor de las placas. La superficie de transferencia de calor se ha mantenido constante: un incremento en la longitud se ha compensado con una reducción de la anchura del sistema.

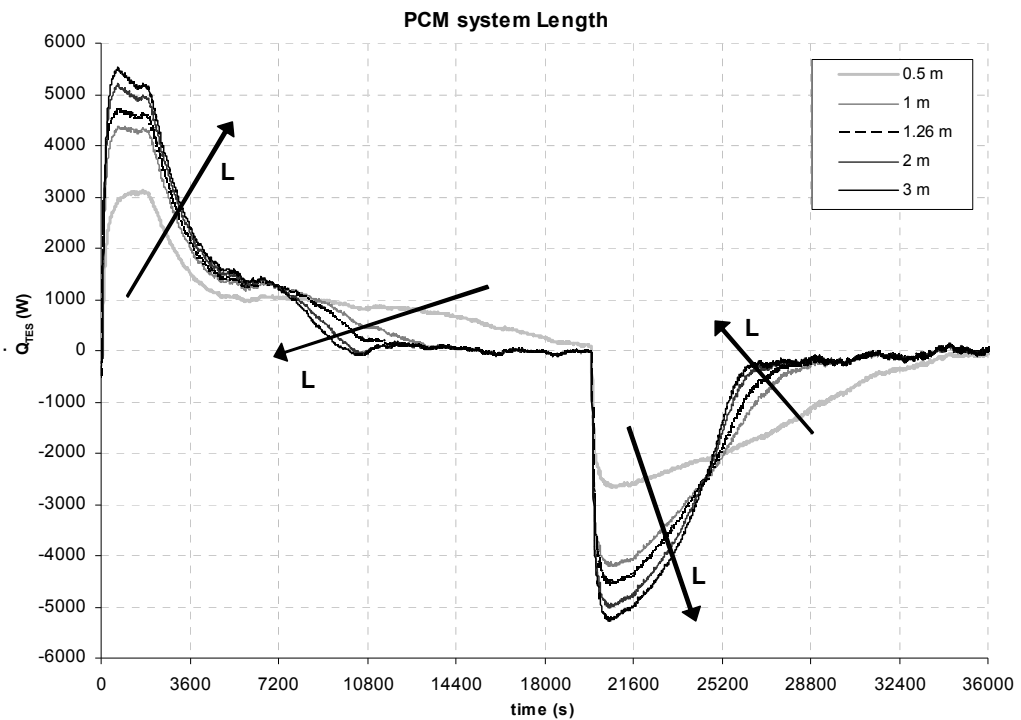


Fig. C11. Simulaciones para diferentes longitudes del sistema de PCM

En la figura C11 se observa que a medida que la longitud del sistema aumenta, el pico de potencia inicial es mayor y la duración de la etapa correspondiente hasta alcanzar la fusión o solidificación completa se reduce. Este aumento de la longitud significa mayores velocidades del aire, ya que se reduce la anchura del sistema y el caudal de aire se mantiene constante, por lo que el coeficiente de convección aumenta.

De nuevo, como la longitud del sistema aumenta, aparece la desventaja de la pérdida de presión creciente y, por lo tanto, del consumo eléctrico del ventilador. La figura C12 muestra la dependencia de la potencia de bombeo con la longitud del sistema de PCM, suponiendo un rendimiento del 80%.

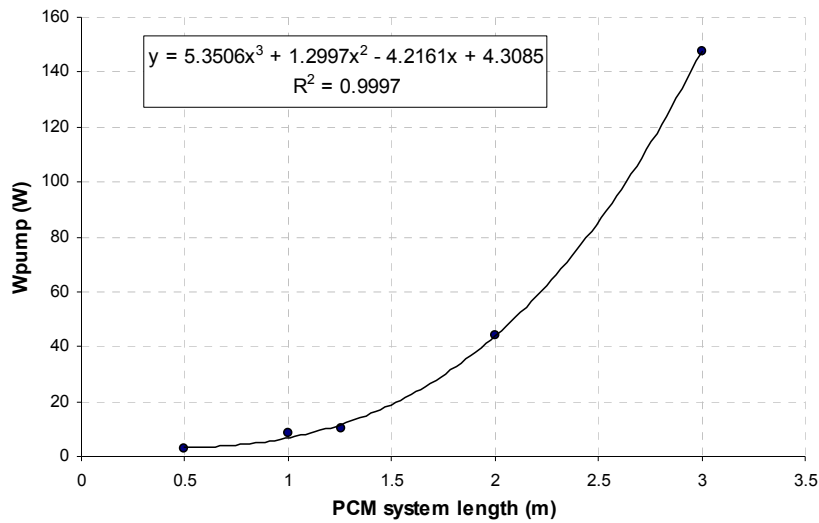


Fig. C12. Potencia de bombeo calculada en función de la longitud del sistema de PCM

Hueco del canal de aire

El hueco del canal de aire está relacionado con el número de Reynolds y con el coeficiente de convección del aire. De la figura C13 se observa que a medida que este hueco se estrecha, el pico de potencia inicial aumenta y los tiempos para alcanzar fusión o solidificación completa se reducen. Si este hueco se agranda, los picos de potencia se reducen y los tiempos para alcanzar fusión o solidificación completa aumentan: esto se debe a que el cuello de botella del proceso de transferencia de calor se encuentra en el lado del aire.

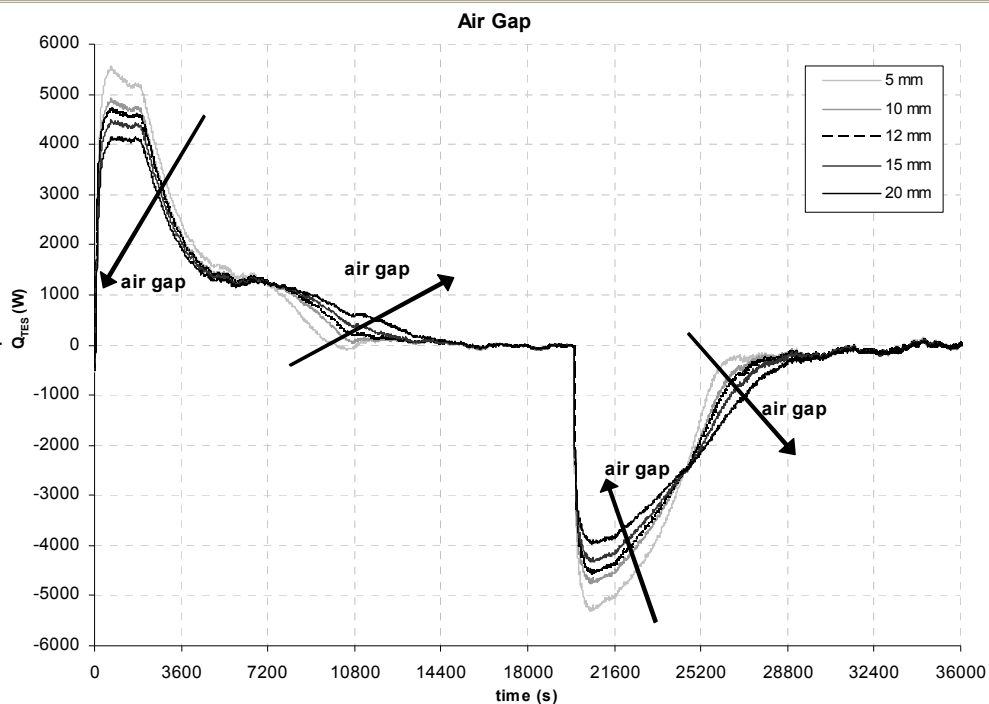


Fig. C13. Simulaciones para diferentes huecos en el canal de aire entre placas

En la figura C14 se grafica la dependencia de la potencia de bombeo con el hueco del canal de aire, apreciándose que para huecos de menos de 10 mm el aumento de la potencia de bombeo crece muy rápidamente haciendo que el sistema pierda la ventaja del bajo consumo eléctrico.

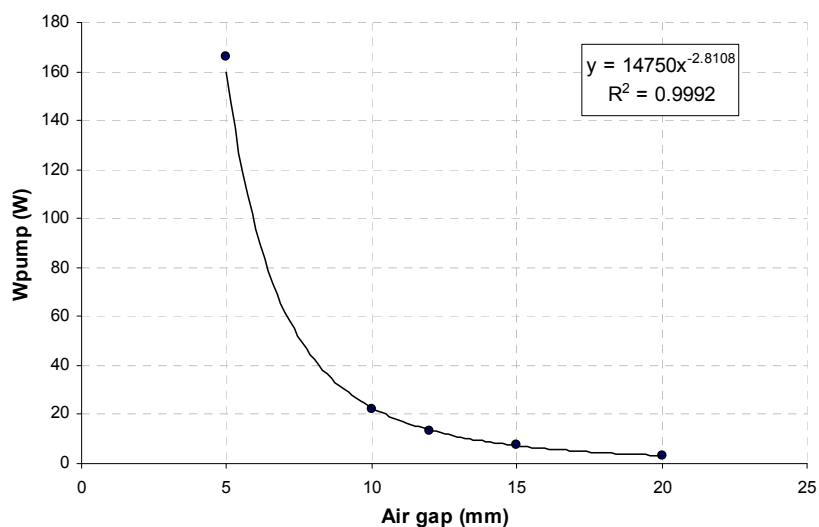


Fig. C14. Potencia de bombeo calculada en función del hueco del canal de aire

Coefficiente de convección del aire

Se ha comprobado el efecto de considerar valores globales del coeficiente de convección del aire y valores locales del mismo.

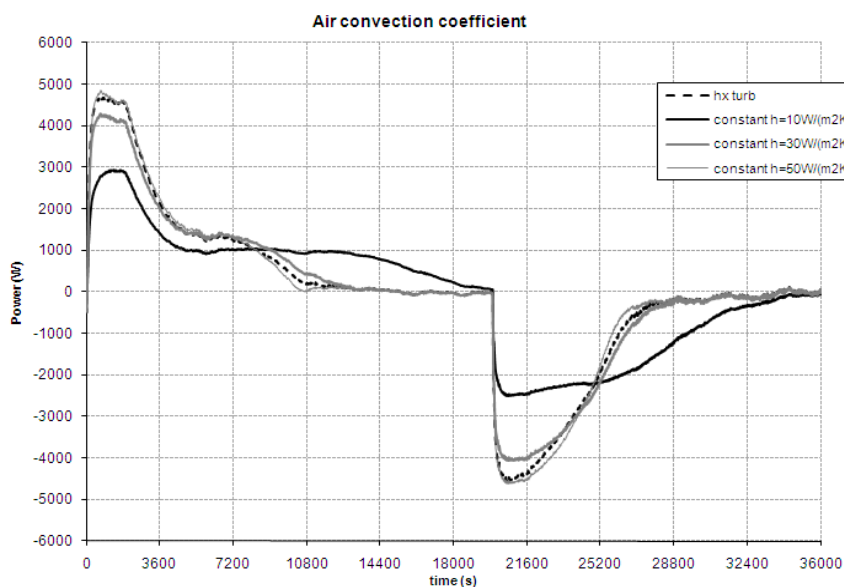


Fig. C15. Simulaciones para diferentes valores del coeficiente de convección del aire

De la figura C15 se observa cómo evoluciona la forma de la curva en función del fenómeno de transferencia de calor dominante: a bajos valores de h domina la conducción en el seno del PCM (picos iniciales de potencia más bajos, largos periodos de tiempo hasta completar la etapa correspondiente), mientras que a altos valores de h domina la convección en el lado del aire (picos más altos y tiempos hasta completar la etapa más reducidos). Además, se aprecia que no hay una diferencia significativa en los resultados de la simulación considerando un coeficiente de convección local (calculado en régimen turbulento) o uno promedio que se encuentre entre los 30 y los 50 $W/(m^2 \cdot K)$.

Efecto de la temperatura de entrada del aire

Como se ha descrito anteriormente, los valores de temperatura del aire a la entrada de la unidad de TES influyen sobre los resultados de potencia térmica de la unidad. En la figura C16 se muestran los resultados de potencia térmica obtenidos con las

simulaciones para valores de las curvas de temperatura del aire a la entrada que varían desde -2 hasta $+2^{\circ}\text{C}$. En la tabla C3 se recopilan los errores relativos entre los resultados de las simulaciones para las diferentes temperaturas y los valores experimentales.

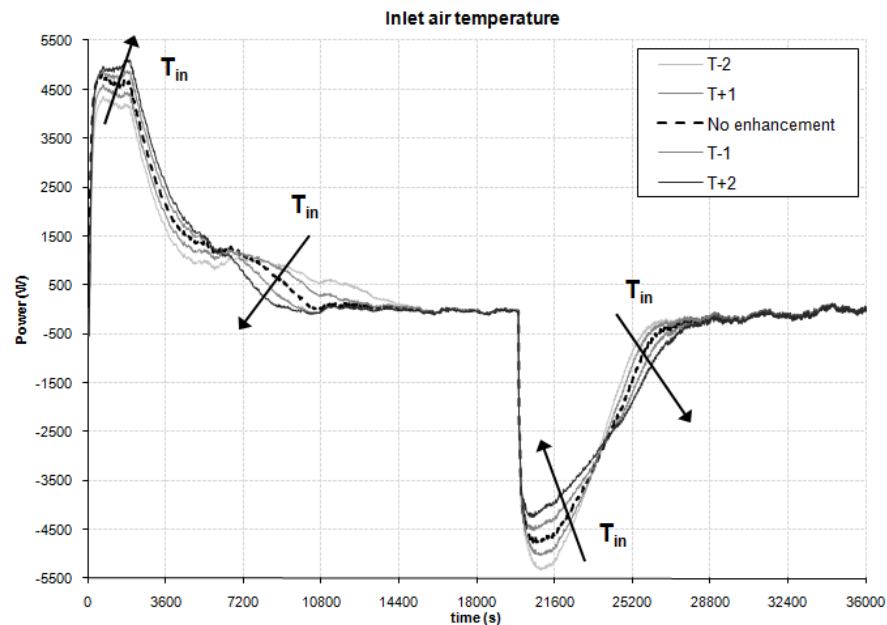


Fig. C16. Simulaciones para diferentes valores de las curvas de temperatura del aire a la entrada de la unidad de TES

Tabla C3. Errores relativos entre las medidas experimentales y las simulaciones (temperatura del aire)

Modificación en la temperatura del aire a la entrada	+2	+1	Ref	-1	-2
Error promedio en potencia (%)	10	5	3	-11	-20
Error relativo en tiempo hasta fusión completa (%)	30	16	4	-8	-20
Error relativo en tiempo hasta solidificación completa (%)	8	4	5	-3	-6

La temperatura del aire a la entrada de la unidad de TES determina de forma importante su comportamiento: se pueden obtener errores en potencia térmica de más del 10 % sólo por el hecho de considerar una curva de temperatura del aire un grado inferior a la real. Una buena medida de temperatura del aire a la entrada es determinante porque este valor de entrada al modelo tiene un gran peso en los resultados de la simulación, lo que se convierte en un aspecto crítico a la hora de considerarlo en el diseño de estas unidades.

Algunos aspectos computacionales: paso de tiempo

El coste computacional y la precisión y exactitud de los resultados son dos aspectos importantes en el modelado de sistemas de TES con PCM y, especialmente, en su integración en herramientas de simulación de edificios (por ejemplo en Trnsys). En este apartado se estudia el paso de tiempo y se comprueba su efecto en la precisión de los resultados. La figura C17 muestra el efecto de la selección de diferentes tamaños del paso de tiempo en la curva de potencia.

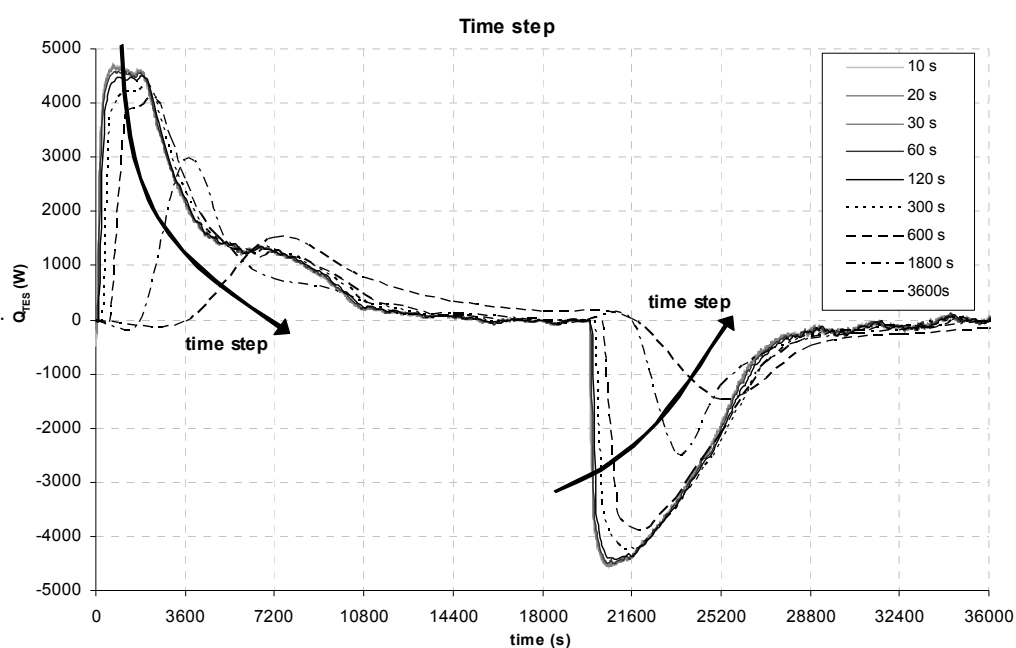


Fig. C17. Simulaciones para diferentes pasos de tiempo

Los resultados muestran que típicos pasos de tiempo de una hora para herramientas de simulación de edificios, conducen a curvas de potencia erróneas. Se pueden obtener resultados aceptables utilizando pasos de tiempo de hasta cinco minutos, por lo que, si se utiliza este modelo teórico, se hace recomendable resolver simulaciones de pasos de tiempo de una hora por medio de bucles de cálculo de cinco minutos de paso de tiempo como mucho.

Resumen de resultados

Los análisis llevados a cabo para estudiar la influencia de las propiedades térmicas del PCM que se utilizan como datos de entrada al modelo teórico, han mostrado:

- un aumento del 10% en los valores de entalpía de la curva h-T del PCM (respecto a los valores medidos) conducen a diferencias en las simulaciones de un 6 % en la determinación de la potencia térmica de la meseta de alta potencia en la etapa de fusión y a diferencias del 2,5 % en la de solidificación. También conlleva que los tiempos para alcanzar la fusión completa duran un 11 % más, siendo necesario un 10 % más en alcanzar la solidificación completa;
- un descenso de la temperatura promedio de cambio de fase del PCM en la etapa de fusión implica picos de potencia más elevados y menores tiempos hasta alcanzar la fusión completa. En la etapa de solidificación, un descenso de la temperatura promedio de cambio de fase del PCM tiene el efecto contrario: a medida que esta temperatura se desplaza hacia valores más bajos hace que el proceso de solidificación sea más difícil, necesitando más tiempo para alcanzar la solidificación completa y disminuyendo la potencia térmica intercambiada;
- un desajuste de 1 °C en el valor de temperatura de la curva entalpía-temperatura del PCM puede conducir a errores relativos de la curva de potencia de la unidad de TES de hasta el 20 % y de hasta el 14 % en los valores del tiempo para alcanzar la fusión completa;
- un aumento de la conductividad térmica del PCM no conduce a diferencias significativas en el comportamiento térmico de la unidad de TES debido a que en muchos casos el cuello de botella del proceso de transferencia de calor se encuentra en el lado del aire;
- la histéresis de la curva entalpía-temperatura del PCM es un aspecto considerado en el modelo teórico ya que el comportamiento térmico de la unidad de TES se ve fuertemente afectado por este fenómeno.

Todos estos aspectos acentúan tanto la importancia de la selección del PCM adecuado para la aplicación considerada como el valor de la precisión y exactitud de las propiedades del PCM que se utilizan como valores de entrada del modelo teórico, ya que tal y como se ha comprobado las simulaciones pueden proporcionar resultados completamente diferentes de la realidad.

Del análisis de la influencia de algunos parámetros geométricos y de una serie de condiciones de operación (caudal de aire, rugosidad del encapsulado, conductividad térmica del encapsulado, espesor de PCM, longitud del sistema de PCM, hueco del canal de aire) se ha concluido que la curva de potencia térmica de la unidad de TES se puede adaptar a los requisitos de la aplicación correspondiente sin tener que cambiar las propiedades del PCM sino que modificando el diseño del intercambiador de calor. Por ejemplo, elevados picos iniciales de potencia y menores tiempos para completar la fusión o la solidificación, se pueden alcanzar por medio de: aumentar el caudal de aire (aunque hay que tener en cuenta que se incrementa también el consumo eléctrico del ventilador), aumentar la rugosidad de la superficie de la placa, reducir el espesor de PCM de la placa, aumentar la longitud del sistema de PCM o reducir el hueco del canal de aire entre las placas de PCM.

Finalmente, a la hora de integrar este modelo teórico en herramientas de simulación de edificios (por ejemplo, Trnsys) que típicamente utilizan pasos de tiempo de una hora, para obtener buenos resultados en las simulaciones se recomienda resolver esos pasos de tiempo de una hora por medio de bucles de cálculo del modelo con saltos de tiempo de cinco minutos o inferiores.

ANEXO D: Código de Fortran-Trnsys del modelo empírico

```

SUBROUTINE TYPE203 (TIME,XIN,OUT,T,DTDT,PAR,INFO,ICNTRL,*)
C*****
C Object: KNT2
C IISiBat Model: Type203
C
C Author: Ana y Pablo
C Editor:
C Date: febrero 20, 2008 last modified: febrero 20, 2008
C
C
C ***
C *** Model Parameters
C ***
C
C           To_MP           C [-Inf;+Inf]
C
C ***
C *** Model Inputs
C ***
C
C           Tair_in         C [-Inf;+Inf]
C
C ***
C *** Model Outputs
C ***
C
C           Power           W [-Inf;+Inf]
C           TMP             C [-Inf;+Inf]
C
C ***
C *** Model Derivatives
C ***

C (Comments and routine interface generated by TRNSYS Studio)
C*****

C TRNSYS access functions (allow to access TIME etc.)
USE TrnsysConstants
USE TrnsysFunctions

C-----
C REQUIRED BY THE MULTI-DLL VERSION OF TRNSYS
!DEC$ATTRIBUTES DLLEXPORT :: TYPE203 !SET THE CORRECT
TYPE NUMBER HERE
C-----
C-----
C TRNSYS DECLARATIONS
IMPLICIT NONE !REQUIRES THE USER TO DEFINE ALL VARIABLES
BEFORE USING THEM

DOUBLE PRECISION XIN !THE ARRAY FROM WHICH THE INPUTS TO THIS TYPE WILL BE
RETRIEVED
DOUBLE PRECISION OUT!THE ARRAY WHICH WILL BE USED TO STORE THE OUTPUTS
FROM THIS TYPE
DOUBLE PRECISION TIME !THE CURRENT SIMULATION TIME - YOU MAY USE THIS
VARIABLE BUT DO NOT SET IT!
DOUBLE PRECISION PAR !THE ARRAY FROM WHICH THE PARAMETERS FOR THIS TYPE
WILL BE RETRIEVED
DOUBLE PRECISION STORED !THE STORAGE ARRAY FOR HOLDING VARIABLES FROM
TIMESTEP TO TIMESTEP
DOUBLE PRECISION T !AN ARRAY CONTAINING THE RESULTS FROM THE
DIFFERENTIAL EQUATION SOLVER
DOUBLE PRECISION DTDT !AN ARRAY CONTAINING THE DERIVATIVES TO BE
PASSED TO THE DIFF.EQ. SOLVER
INTEGER*4 INFO(15) !THE INFO ARRAY STORES AND PASSES VALUABLE
INFORMATION TO AND FROM THIS TYPE

```

```

      INTEGER*4 NP,NI,NOUT,ND      !VARIABLES FOR THE MAXIMUM NUMBER OF
PARAMETERS,INPUTS,OUTPUTS AND DERIVATIVES
      INTEGER*4 NPAR,NIN,NDER      !VARIABLES FOR THE CORRECT NUMBER OF
PARAMETERS,INPUTS,OUTPUTS AND DERIVATIVES
      INTEGER*4 IUNIT,ITYPE !THE UNIT NUMBER AND TYPE NUMBER FOR THIS COMPONENT
      INTEGER*4 ICNTRL              !AN ARRAY FOR HOLDING VALUES OF CONTROL
FUNCTIONS WITH THE NEW SOLVER
      INTEGER*4 NSTORED              !THE NUMBER OF VARIABLES THAT WILL BE PASSED
INTO AND OUT OF STORAGE
      CHARACTER*3 OCHECK              !AN ARRAY TO BE FILLED WITH THE CORRECT VARIABLE
TYPES FOR THE OUTPUTS
      CHARACTER*3 YCHECK              !AN ARRAY TO BE FILLED WITH THE CORRECT VARIABLE
TYPES FOR THE INPUTS
C-----
C-----
C  USER DECLARATIONS - SET THE MAXIMUM NUMBER OF PARAMETERS (NP), INPUTS (NI),
C  OUTPUTS (NOUT), AND DERIVATIVES (ND) THAT MAY BE SUPPLIED FOR THIS TYPE
  PARAMETER (NP=1,NI=1,NOUT=2,ND=0,NSTORED=2)
C-----
C-----
C  REQUIRED TRNSYS DIMENSIONS
  DIMENSION XIN(NI),OUT(NOUT),PAR(NP),YCHECK(NI),OCHECK(NOUT),
    1  STORED(NSTORED),T(ND),DTDT(ND)
  INTEGER NITEMS
C-----
C-----
C  ADD DECLARATIONS AND DEFINITIONS FOR THE USER-VARIABLES HERE

C  PARAMETERS
  DOUBLE PRECISION To_MP

C  INPUTS
  DOUBLE PRECISION Tair_in

C  OTHER VARIABLES
  DOUBLE PRECISION CP_AIR, Eacu, deltaT, Power, TMP
  DOUBLE PRECISION A, E, Eo

C-----
C  READ IN THE VALUES OF THE PARAMETERS IN SEQUENTIAL ORDER
  To_MP=PAR(1)

C-----
C  RETRIEVE THE CURRENT VALUES OF THE INPUTS TO THIS MODEL FROM THE XIN ARRAY IN
SEQUENTIAL ORDER
  Tair_in=XIN(1)
  IUNIT=INFO(1)
  ITYPE=INFO(2)

C-----
C  INITIAL VALUES OF THE OTHERS

  CP_AIR=1.333333E-08*Tair_in**4-6.992593E-07*Tair_in**3
  2      +2.205422E-04*Tair_in**2+1.632156E-02*Tair_in+1.006326E+03      !J/kgK

  open (10, file="EvsTMP.txt", status="OLD")
  read (10, *) A, E
    do while (A < To_MP)
      read (10, *) A, E
    enddo
  close (10)

  deltaT=-1.4683-1.10943*To_MP+1.10706*Tair_in

```

```

Power=0.47*CP_AIR*deltaT
Eacu=E+Power

```

```

C-----
C SET THE VERSION INFORMATION FOR TRNSYS
  IF(INFO(7).EQ.-2) THEN
    INFO(12)=16
    RETURN 1
  ENDIF
C-----

C-----
C DO ALL THE VERY LAST CALL OF THE SIMULATION MANIPULATIONS HERE
  IF (INFO(8).EQ.-1) THEN
    RETURN 1
  ENDIF
C-----

C-----
C PERFORM ANY 'AFTER-ITERATION' MANIPULATIONS THAT ARE REQUIRED HERE
C e.g. save variables to storage array for the next timestep
  IF (INFO(13).GT.0) THEN

    ! Get the values from storage
    CALL getStorageVars(STORED,NSTORED,INFO)
    IF(ErrorFound()) RETURN 1

    ! Update the stored values
    STORED(2)=STORED(1)

    ! Set the new values in storage
    CALL setStorageVars(STORED,NSTORED,INFO)
    RETURN 1
  ENDIF
C
C
C-----

C-----
C DO ALL THE VERY FIRST CALL OF THE SIMULATION MANIPULATIONS HERE
  IF (INFO(7).EQ.-1) THEN

C SET SOME INFO ARRAY VARIABLES TO TELL THE TRNSYS ENGINE HOW THIS TYPE IS TO
WORK
  INFO(6)=NOUT
  INFO(9)=1
  INFO(10)=0 !STORAGE FOR VERSION 16 HAS BEEN CHANGED

C SET THE REQUIRED NUMBER OF INPUTS, PARAMETERS AND DERIVATIVES THAT THE USER
SHOULD SUPPLY IN THE INPUT FILE
C IN SOME CASES, THE NUMBER OF VARIABLES MAY DEPEND ON THE VALUE OF PARAMETERS
TO THIS MODEL....
  NIN=NI
  NPAR=NP
  NDER=ND

C CALL THE TYPE CHECK SUBROUTINE TO COMPARE WHAT THIS COMPONENT REQUIRES TO
WHAT IS SUPPLIED IN
C THE TRNSYS INPUT FILE
  CALL TYPECK(1,INFO,NIN,NPAR,NDER)

C SET THE NUMBER OF STORAGE SPOTS NEEDED FOR THIS COMPONENT

  CALL setStorageSize(NSTORED,INFO)

```

```

C   RETURN TO THE CALLING PROGRAM
    RETURN 1

ENDIF
C-----
C-----
C   DO ALL OF THE INITIAL TIMESTEP MANIPULATIONS HERE - THERE ARE NO ITERATIONS AT THE
INITIAL TIME
    IF (TIME .LT. (getSimulationStartTime() +
    . getSimulationTimeStep()/2.D0)) THEN

C   SET THE UNIT NUMBER FOR FUTURE CALLS
    IUNIT=INFO(1)
    ITYPE=INFO(2)

C   CHECK THE PARAMETERS FOR PROBLEMS AND RETURN FROM THE SUBROUTINE IF AN
ERROR IS FOUND
C   IF(...) CALL TYPECK(-4,INFO,0,"BAD PARAMETER #",0)

C   PERFORM ANY REQUIRED CALCULATIONS TO SET THE INITIAL VALUES OF THE OUTPUTS
HERE
C           Power
                OUT(1)=0.47*CP_AIR*deltaT
C           TMP
                OUT(2)=To_MP

C   PERFORM ANY REQUIRED CALCULATIONS TO SET THE INITIAL STORAGE VARIABLES HERE

                STORED(1)=Eacu
                STORED(2)=Eacu

C   PUT THE STORED ARRAY IN THE GLOBAL STORED ARRAY
CALL setStorageVars(STORED,NSTORED,INFO)

C   RETURN TO THE CALLING PROGRAM
    RETURN 1

ENDIF
C-----
C-----
C   *** ITS AN ITERATIVE CALL TO THIS COMPONENT ***
C-----
C-----
C   RETRIEVE THE VALUES IN THE STORAGE ARRAY FOR THIS ITERATION
C   NITEMS=

                CALL getStorageVars(STORED,NSTORED,INFO)
    Eo=STORED(2)

C-----
C-----
C   CHECK THE INPUTS FOR PROBLEMS
C   IF(...) CALL TYPECK(-3,INFO,'BAD INPUT #',0,0)
C   IF(IERROR.GT.0) RETURN 1
C-----
C-----
C   *** PERFORM ALL THE CALCULATION HERE FOR THIS MODEL. ***
C-----

C           ADD YOUR COMPONENT EQUATIONS HERE; BASICALLY THE EQUATIONS THAT
WILL
C           CALCULATE THE OUTPUTS BASED ON THE PARAMETERS AND THE INPUTS.
REFER TO

```

C CHAPTER 3 OF THE TRNSYS VOLUME 1 MANUAL FOR DETAILED INFORMATION ON
C WRITING TRNSYS COMPONENTS.

TMP=23.31546+0.00196*Eo-1.22425E-07*Eo**2-6.81466E-12*Eo**3
2 +6.30803E-16*Eo**4

deltaT=-1.4683-1.10943*TMP+1.10706*Tair_in

CP_AIR=1.333333E-08*Tair_in**4-6.992593E-07*Tair_in**3
2 +2.205422E-04*Tair_in**2+1.632156E-02*Tair_in+1.006326E+03 !J/kgK

Power=0.47*CP_AIR*deltaT

Eacu=Eo+Power

C-----

C-----

C-----

C SET THE STORAGE ARRAY AT THE END OF THIS ITERATION IF NECESSARY

C NITEMS=

STORED(1)=Eacu

CALL setStorageVars(STORED,NSTORED,INFO)

C-----

C-----

C REPORT ANY PROBLEMS THAT HAVE BEEN FOUND USING CALLS LIKE THIS:

C CALL MESSAGES(-1,'put your message here','MESSAGE',IUNIT,ITYPE)

C CALL MESSAGES(-1,'put your message here','WARNING',IUNIT,ITYPE)

C CALL MESSAGES(-1,'put your message here','SEVERE',IUNIT,ITYPE)

C CALL MESSAGES(-1,'put your message here','FATAL',IUNIT,ITYPE)

C-----

C-----

C SET THE OUTPUTS FROM THIS MODEL IN SEQUENTIAL ORDER AND GET OUT

C Power

OUT(1)=0.47*CP_AIR*deltaT

C TMP

OUT(2)=-1.4683-1.10943*TMP+1.10706*Tair_in

C-----

C EVERYTHING IS DONE - RETURN FROM THIS SUBROUTINE AND MOVE ON

RETURN 1

END

C-----

ANEXO E: Planes de simulaciones completos

Plan de simulaciones y respuestas obtenidas: Refrigeración Solar

Plan de simulaciones					Respuestas					
#	M _{PCM} (kg)	L _{sist} (m)	e _{placa} (mm)	e _{aire} (mm)	\dot{Q}_{max} (W)	T _{max} (°C)	v _{aire} (m/s)	Ancho (m)	°Fus. (%)	Δp (Pa)
1	1000	1	5	5	8227	36,2	1,33	12,77	74,09	117
2	3000	1	5	5	15500	34,5	0,44	38,31	65,34	56
3	1000	5	5	5	11935	36,3	6,65	2,55	100	170
4	3000	5	5	5	15501	34,5	2,22	7,66	65,34	150
5	1000	5	15	55	7385	36,3	3,99	4,26	71,75	120
6	3000	5	15	55	12673	31,8	1,33	12,77	51,83	115
7	100	3	10	30	7621	36,3	19,94	0,85	73,02	250
8	4000	3	10	30	16085	32,3	6,65	2,55	67,65	180
9	2000	0,25	10	30	3912	34,2	0,12	12,77	47,00	25
10	2000	7	10	30	9310	31,2	0,04	38,31	38,63	25
11	2000	3	1	30	7543	36,2	0,60	2,55	72,91	27
12	2000	3	20	30	9334	31,1	0,20	7,66	38,72	26
13	2000	3	10	3	4284	34,2	0,36	4,26	50,29	25
14	2000	3	10	80	4830	33,5	0,12	12,77	20,13	25
15	2000	3	10	30	4844	34,2	1,81	0,85	55,99	53
16	2000	3	10	30	11543	31,2	0,60	2,55	47,20	27
17	2000	3	10	30	1077	36,3	13,29	0,21	61,59	185
18	2000	3	10	30	10608	30,4	0,33	8,52	33,16	27
19	2000	3	10	30	6400	32,7	0,06	51,08	39,24	30
20	2000	3	10	30	12222	35,4	1,55	1,82	70,69	76
21	2000	3	10	30	13967	35,1	0,07	42,57	87,99	31
22	1000	5	15	55	9553	33,1	1,33	2,13	56,54	37
23	3000	5	15	55	14791	35,5	6,65	4,26	90,19	230
24	100	3	10	30	7865	32,3	0,25	4,26	47,49	25
25	4000	3	10	30	10592	34,2	0,66	4,26	62,61	28
26	2000	0,25	10	30	10592	34,2	0,66	4,26	62,61	28
27	2000	7	10	30	10592	34,2	0,66	4,26	62,61	28
28	2000	3	1	30	10592	34,2	0,66	4,26	62,61	28
29	2000	3	20	30	10592	34,2	0,66	4,26	62,61	28
30	2000	3	10	3	10592	34,2	0,66	4,26	62,61	28
31	2000	3	10	80	10592	34,2	0,66	4,26	62,61	28

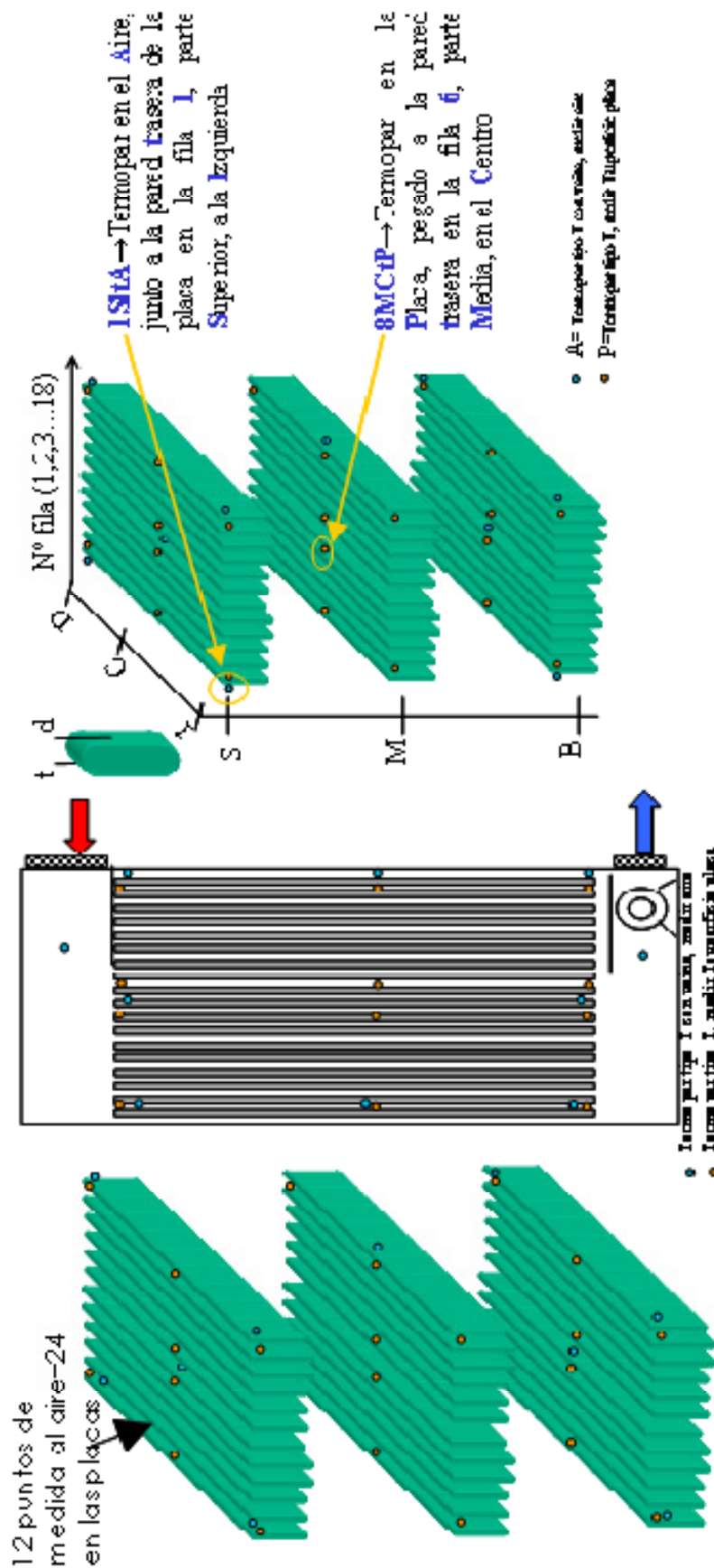
Plan de simulaciones y respuestas obtenidas: *Free Cooling*

Plan de simulaciones						Respuestas					
#	L_{sist} (m)	e_{placa} (mm)	e_{aire} (mm)	Caudal (m ³ /h)	Acabado	\dot{Q}_{max} (W)	$\dot{Q}_{fus,3h}$ (W)	Ancho (m)	v_{aire} (m/s)	%Fus. (%)	Δp (Pa)
1	1,5	5	5	1800	1	1672	1366	1,84	3,02	71,14	120
2	6	5	5	1800	1	2045	1487	0,46	12,08	76,68	210
3	1,5	10	5	1800	1	1502	1268	0,92	6,04	66,56	170
4	6	10	5	1800	1	1824	1455	0,23	24,17	73,49	240
5	1,5	5	20	1800	1	1043	942	3,31	0,76	54,13	5
6	6	5	20	1800	1	1607	1336	0,46	3,02	70,24	118
7	1,5	10	20	1800	1	915	838	0,92	1,51	48,28	15
8	6	10	20	1800	1	1463	1244	0,23	6,04	65,68	160
9	1,5	5	5	3000	1	2002	1479	1,82	5,03	71,63	156
10	6	5	5	3000	1	2427	1597	0,46	20,14	76,88	225
11	1,5	10	5	3000	1	1800	1378	0,92	10,07	68,97	200
12	6	10	5	3000	1	2055	1514	0,23	40,28	73,21	286
13	1,5	5	20	3000	1	1398	1199	1,84	1,26	64,84	18
14	6	5	20	3000	1	1973	1468	0,46	5,03	71,47	143
15	1,5	10	20	3000	1	1251	1098	0,92	2,52	59,63	39
16	6	10	20	3000	1	1760	1353	0,23	10,07	68,65	201
17	1,5	5	5	1800	2	1672	1368	1,84	3,02	71,14	200
18	6	5	5	1800	2	2306	1717	0,46	12,08	87,55	220
19	1,5	10	5	1800	2	1715	1389	0,92	6,04	70,77	200
20	6	10	5	1800	2	1824	1455	0,23	24,17	73,49	275
21	1,5	5	20	1800	2	888	817	1,84	0,76	48,11	10
22	6	5	20	1800	2	1863	1432	0,46	3,02	73,26	135
23	1,5	10	20	1800	2	1282	1122	0,92	1,51	60,88	30
24	6	10	20	1800	2	1463	1244	0,23	6,04	65,68	200
25	1,5	5	5	3000	2	2260	1551	1,82	5,03	73,97	200
26	6	5	5	3000	2	2427	1597	0,46	20,14	76,88	252
27	1,5	10	5	3000	2	1965	1467	0,92	10,07	71,10	203
28	6	10	5	3000	2	2055	1514	0,23	40,28	73,21	380
29	1,5	5	20	3000	2	1795	1397	1,84	1,26	70,68	27
30	6	5	20	3000	2	1973	1468	0,46	5,03	71,47	180
31	1,5	10	20	3000	2	1630	1320	0,92	2,52	67,51	71
32	6	10	20	3000	2	1760	1353	0,23	10,07	68,65	203
33	3,75	7,5	12,5	2400	1,5	1877	1411	0,88	6,04	70,53	130
34	3,75	7,5	12,5	2400	1,5	1877	1411	0,88	6,04	70,53	130
35	3,75	7,5	12,5	2400	1,5	1877	1411	0,88	6,04	70,53	130
36	3,75	7,5	12,5	2400	1,5	1877	1411	0,88	6,04	70,53	130
37	3,75	7,5	12,5	2400	1,5	1877	1411	0,88	6,04	70,53	130
38	3,75	7,5	12,5	2400	1,5	1877	1411	0,88	6,04	70,53	130
39	3,75	7,5	12,5	2400	1,5	1877	1411	0,88	6,04	70,53	130
40	3,75	7,5	12,5	2400	1,5	1877	1411	0,88	6,04	70,53	130
41	1	7,5	12,5	2400	1,5	1439	1223	3,31	1,61	64,96	15
42	9,07	7,5	12,5	2400	1,5	1966	1443	0,36	14,62	71,61	200
43	3,75	1,58	12,5	2400	1,5	1766	1450	2,32	0,53	80,49	60
44	3,75	13,41	12,5	2400	1,5	1491	1267	0,27	10,81	66,07	200
45	3,75	7,5	2	2400	1,5	2496	1703	0,88	37,76	87,51	220
46	3,75	7,5	30,24	2400	1,5	1599	1311	0,88	2,50	67,94	30
47	3,75	7,5	12,5	980,4	1,5	1180	1065	0,88	2,47	60,13	65
48	3,75	7,5	12,5	3819,6	1,5	2019	1488	0,88	9,62	69,82	175
49	3,75	7,5	12,5	2400	0,32	1185	1049	0,88	6,04	58,06	107
50	3,75	7,5	12,5	2400	2,68	2052	1475	0,88	6,04	73,08	170
51	3,75	7,5	12,5	2400	1,5	1877	1411	0,88	6,04	70,53	130
52	3,75	7,5	12,5	2400	1,5	1877	1411	0,88	6,04	70,53	130
53	3,75	7,5	12,5	2400	1,5	1877	1411	0,88	6,04	70,53	130
54	3,75	7,5	12,5	2400	1,5	1877	1411	0,88	6,04	70,53	130

Plan de simulaciones y respuestas obtenidas: Mantenimiento de Temperatura en Salas

#	Plan de simulaciones					Respuestas				
	M _{PCM} (kg)	Caudal (m ³ /h)	e _{placa} (mm)	e _{aire} (mm)	Acabado	°Fus.	Inversió n	t _{adicional} , T=38°C	t _{adicional} , T=44°C	Δp
1	100	1000	6	10	1,5	64,48	3106	16	51	24
2	200	1000	6	10	1,5	62,70	5662	27	114	13
3	100	2000	6	10	1,5	64,99	3156	33	43	106
4	200	2000	6	10	1,5	70,90	5712	57	94	26
5	100	1000	14	10	1,5	59,17	3106	12	48	139
6	200	1000	14	10	1,5	54,61	5662	19	112	33
7	100	2000	14	10	1,5	59,05	3156	17	47	467
8	200	2000	14	10	1,5	65,83	5712	40	95	138
9	100	1000	6	20	1,5	61,65	3106	10	51	4
10	200	1000	6	20	1,5	45,26	5662	13	112	3
11	100	2000	6	20	1,5	64,17	3156	23	46	17
12	200	2000	6	20	1,5	65,82	5712	33	104	7
13	100	1000	14	20	1,5	56,02	3106	8	43	19
14	200	1000	14	20	1,5	43,40	5662	12	105	5
15	100	2000	14	20	1,5	58,18	3156	11	48	65
16	200	2000	14	20	1,5	60,25	5712	26	105	21
17	100	1000	6	10	2,5	65,88	3106	22	48	35
18	200	1000	6	10	2,5	62,70	5662	27	114	19
19	100	2000	6	10	2,5	66,12	3156	38	43	156
20	200	2000	6	10	2,5	72,54	5712	73	92	37
21	100	1000	14	10	2,5	60,37	3106	16	48	205
22	200	1000	14	10	2,5	60,98	5662	26	108	49
23	100	2000	14	10	2,5	59,05	3156	17	47	691
24	200	2000	14	10	2,5	67,87	5712	51	91	203
25	100	1000	6	20	2,5	64,28	3106	16	51	5
26	200	1000	6	20	2,5	45,26	5662	13	112	3
27	100	2000	6	20	2,5	64,86	3156	32	43	23
28	200	2000	6	20	2,5	70,60	5712	54	95	8
29	100	1000	14	20	2,5	58,97	3106	12	48	28
30	200	1000	14	20	2,5	53,47	5662	18	112	7
31	100	2000	14	20	2,5	58,18	3156	11	48	94
32	200	2000	14	20	2,5	65,35	5712	38	96	30
33	31	1500	10	15	2	20,65	1342	4	10	480
34	269	1500	10	15	2	56,21	7426	39	141	10
35	150	311	10	15	2	27,76	4384	4	18	3
36	150	2689	10	15	2	67,11	4434	46	65	84
37	150	1500	0,49	15	2	100,00	4384	103	149	3
38	150	1500	19,51	15	2	59,20	4384	18	75	90
39	150	1500	10	3,11	2	71,79	4384	48	69	2500
40	150	1500	10	26,89	2	63,70	4384	19	80	7
41	150	1500	10	15	0,81	57,27	3745	13	82	18
42	150	1500	10	15	3,19	67,84	4384	36	69	46
43	150	1500	10	15	2	66,52	4384	28	73	26
44	150	1500	10	15	2	66,52	4384	28	73	26
45	150	1500	10	15	2	66,52	4384	28	73	26
46	150	1500	10	15	2	66,52	4384	28	73	26
47	150	1500	10	15	2	66,52	4384	28	73	26
48	150	1500	10	15	2	66,52	4384	28	73	26
49	150	1500	10	15	2	66,52	4384	28	73	26
50	150	1500	10	15	2	66,52	4384	28	73	26
51	150	1500	10	15	2	66,52	4384	28	73	26
52	150	1500	10	15	2	66,52	4384	28	73	26

ANEXO D: Colocación de las sondas en el acumulador



Sondas en placas:

<i>Lugar sonda</i>	<i>Lugar sonda</i>	<i>Lugar sonda</i>
1SIIdP	1SCdP	1SDdP
1MIIdP	1MCdP	1MDdP
1BIIdP	1BCdP	1BDdP
9SCtP	9MCtP	9BCtP
18SIIdP	18SCdP	18SDdP
18MIIdP	18MCdP	18MDdP
18BIIdP	18BCdP	18BDdP

Sondas al aire (con vaina):

<i>Lugar sonda</i>	<i>Lugar sonda</i>
1SIItA	18SDdA
18SIIdA	1BDtA
1MCtA	9SCdA
1BIItA	18BCdA
1SDtA	9BCdA

En el centro de la entrada del aire: 2-7, 06TT7

Entre los ventiladores salida aire: 2-5, 06TT5

