



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIERÍA
INDUSTRIAL VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA DE LA ENERGÍA

**ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE UN
SISTEMA DE RECUPERACIÓN DEL
CALOR RESIDUAL DE UN HORNO DE
ARCO ELÉCTRICO MEDIANTE
ALMACENAMIENTO ENERGÉTICO POR
CALOR LATENTE ACOPLADO A UN
CICLO DE POTENCIA**

AUTOR: CARLOS SANCHO CORTINA

TUTOR: MANUEL MONLEÓN PRADAS

Curso Académico: 2020-21

AGRADECIMIENTOS

Primeramente, quiero agradecer a mi tutor Manuel Monleón Pradas por la ayuda que me ha brindado durante el recorrido de un año y pico que ha costado hacer este proyecto. Sin él, este documento no sería posible.

En segundo lugar, quiero agradecer a mis amigos del pueblo y a mis amigos de todas las partes del mundo por las risas y buenos momentos vividos durante el recorrido turbulento de este trabajo.

En tercer lugar, agradecer a Sara por acompañarme todas las mañanas y tardes que ha durado la redacción del proyecto, amenizando mucho la carga que ha supuesto y llenándome de ganas para acabarlo.

Por último, agradecer a mi familia por el apoyo incondicional y por la preocupación mostrada durante este viaje, sin presionar demasiado pero sin ser laxos, siendo muy comprensivos conmigo.

A todos vosotros, y a los que se me habrá olvidado mencionar, mil gracias.

RESUMEN

Es conocido que el rendimiento de Carnot es la máxima eficiencia teórica a la que puede aspirar un ciclo termodinámico. Este límite al rendimiento asume un ciclo reversible con dos procesos isotermos que transcurren infinitamente lentos. Cuando el análisis considera las velocidades finitas de transmisión del calor aquella eficiencia máxima resulta inalcanzable, y, además, las condiciones en las que el ciclo opera a máxima potencia no son las mismas en las que lo hace a rendimiento máximo. La termodinámica en tiempo finito (FTT por sus siglas inglesas), estudia las consecuencias de la velocidad finita de transferencia de calor en los ciclos. Este enfoque engloba a priori dos conceptos que se suelen estudiar separados: transmisión de calor y termodinámica. En este documento se desarrollan las ecuaciones de la FTT que permiten tener en cuenta las consecuencias de la velocidad finita de transmisión de calor sobre la potencia y el rendimiento de una instalación, y se analiza con ellas el diseño de diversas variantes de un sistema de recuperación de calor residual industrial.

Se estudia una planta de producción de acero que se sirve de un horno de arco eléctrico, de la que se conoce el perfil de temperaturas y caudal de los gases de escape resultado de la fundición de acero. Es de especial interés recuperar esta enorme fuente de calor residual como medida de ahorro energético. La gran variabilidad de la temperatura de los gases, que le resta estabilidad al sistema, es la principal dificultad que deben afrontar los diseños de posibles métodos de recuperación. La solución propuesta aquí consiste en la aplicación de un sistema de almacenamiento de energía por calor latente, haciendo uso de materiales de cambio de fase (PCM). La energía así almacenada se emplea en hacer funcionar un ciclo de potencia de Rankine. Se analizan distintos casos de producción discontinua de potencia. Concretamente, se analiza una aleación de aluminio como PCM que se utilizará para la producción eléctrica mediante ciclo Rankine, se contempla implementar el sistema de captación dentro de la cámara de sedimentación del horno de arco eléctrico y fuera, donde se consideran las limitaciones del tiempo de almacenamiento y del fijado de potencia. Una vez contemplados ambos casos, se analiza el uso adicional de un segundo PCM, sales KOH, para poder recuperar más calor residual de manera simultánea y a una temperatura menor.

Palabras clave: Análisis termodinámico, eficiencia a máxima potencia, material de cambio de fase, almacenamiento energético, aprovechamiento de calor residual

RESUM

És conegut que el rendiment de Carnot és la màxima eficiència teòrica a què pot aspirar un cicle termodinàmic. Este límit al rendiment assumix un cicle reversible amb dos processos isotèrmics que transcorren infinitament lents. Quan l'anàlisi considera les velocitats finites de transmissió de la calor, aquella eficiència màxima resulta inassolible, i, a més, les condicions en què el cicle opera a màxima potència no són les mateixes en què ho fa a rendiment màxim. La termodinàmica en temps finit (FTT per les seues sigles angleses), estudia les conseqüències de la velocitat finita de transferència de calor en els cicles. Este enfocament engloba a priori dos conceptes que se solen estudiar separats: transmissió de calor i termodinàmica. En este document es desenvolupen les equacions de la FTT que permeten tindre en compte les conseqüències de la velocitat finita de transmissió de calor sobre la potència i el rendiment d'una instal·lació, i s'analitza amb elles el disseny de diverses variants d'un sistema de recuperació de calor residual industrial. S'estudia una planta de producció d'acer que se servix d'un forn d'arc elèctric, del que es coneix el perfil de temperatures i cabal dels gasos de fuga resultat de la fosa d'acer. És d'especial interès recuperar esta enorme font de calor residual com a mesura d'estalvi energètic. La gran variabilitat de la temperatura dels gasos, que li resta estabilitat al sistema, és la principal dificultat que han d'afrontar els dissenys de possibles mètodes de recuperació. La solució proposada ací consistix en l'aplicació d'un sistema d'emmagatzemament d'energia per calor latent, fent ús de materials de canvi de fase (PCM). L'energia així emmagatzemada s'empra a fer funcionar un cicle de potència de Rankine. S'analitzen distints casos de producció discontinua de potència. Concretament, s'analitza una aleació d'alumini com a PCM que s'utilitzarà per a la producció elèctrica mitjançant un cicle Rankine, es contempla implementar el sistema de captació dins de la càmera de sedimentació del forn d'arc elèctric i fora, on es consideren les limitacions del temps d'emmagatzematge i del fixat de potència. Una vegada contemplats tots dos casos, s'analitza l'ús addicional d'un segon PCM, sals KOH, per a poder recuperar més calor residual de manera simultània i a una temperatura menor.

Paraules clau: Anàlisi termodinàmic, eficiència a màxima potència, material de canvi de fase, emmagatzematge energètic, aprofitament de calor residual

ABSTRACT

It is known that the Carnot efficiency is the maximum theoretical efficiency to which a thermodynamic cycle can aspire. This limit to efficiency assumes a reversible cycle with two isothermal processes running infinitely slowly. When the analysis considers finite heat transfer rates, this maximum efficiency is unattainable, and, moreover, the conditions under which the cycle operates at maximum power are not the same as those under which it operates at maximum efficiency. Finite-time thermodynamics (FTT) studies the consequences of the finite rate of heat transfer in cycles. This approach encompasses a priori two concepts that are usually studied separately: heat transfer and thermodynamics. This paper develops the FTT equations that allow taking into account the consequences of the finite rate of heat transfer on the power and performance of a plant and analyzes with them the design of several variants of an industrial waste heat recovery system.

A steel production plant using an electric arc furnace is studied, for which the temperature and flow profile of the exhaust gases resulting from steel melting is known. It is of particular interest to recover this huge source of waste heat as an energy saving measure. The large variability of the gas temperature, which detracts from the stability of the system, is the main difficulty to be faced in the design of possible recovery methods. The solution proposed here consists of the application of a latent heat energy storage system using phase change materials (PCM). The energy thus stored is used to operate a Rankine power cycle. Different cases of discontinuous power production are analyzed. Specifically, an aluminum alloy is analyzed as a PCM to be used for electricity production by Rankine cycle, it is considered to implement the collection system inside the settling chamber of the electric arc furnace and outside, where the limitations of the storage time and the power setting are considered. Once both cases are considered, the additional use of a second PCM, KOH salts, is analyzed in order to recover more waste heat simultaneously and at a lower temperature.

Keywords: Thermodynamic analysis, efficiency at maximum power, phase change material, energy storage, use of residual heat

ÍNDICE

| | |
|---|----|
| MEMORIA | 13 |
| 1. INTRODUCCIÓN..... | 14 |
| 1.1 CONTEXTUALIZACIÓN DEL PROYECTO..... | 14 |
| 1.2 MATERIALES DE CAMBIO DE FASE | 16 |
| 1.3 CICLO RANKINE..... | 18 |
| 1.4 FUNCIONAMIENTO DE UN HORNO DE ARCO ELÉCTRICO..... | 20 |
| 1.5 NECESIDAD DE ANÁLISIS TERMODINÁMICO. CICLO CARNOT | 21 |
| 2. ANÁLISIS TEÓRICO | 24 |
| 2.1 ECUACIÓN DE LA TEMPERATURA PROMEDIO..... | 24 |
| 2.2 DEFINIENDO LAS ECUACIONES DE TRABAJO Y CALOR EN FUNCIÓN DE LAS TEMPERATURAS PROMEDIO | 26 |
| 2.3 INTRODUCIENDO LAS CONDICIONES DEL ENTORNO..... | 28 |
| 2.4 CONDICIÓN DE CONTORNO: CICLOS PRODUCTORES DE POTENCIA | 28 |
| 2.5 ADECUANDO LA ECUACIÓN DE LA POTENCIA..... | 30 |
| 2.6 OBTENIENDO LA POTENCIA MÁXIMA..... | 31 |
| 3. METODOLOGÍA..... | 33 |
| 3.1 DESCRIPCIÓN GENERAL..... | 33 |
| 3.2 SELECCIÓN DEL PCM | 37 |
| 3.3 EL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO..... | 40 |
| 3.4 EL CICLO DE TRABAJO | 44 |
| 3.5 INTERCAMBIADORES DE CALOR..... | 49 |
| 3.6 SISTEMA DE VÁLVULAS | 53 |
| 3.7 LOS GASES DE SALIDA..... | 56 |
| 3.8 CASOS DE ESTUDIO | 57 |
| 4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN | 62 |
| 4.1 CASO 1: Almacenamiento con 1 PCM en la cámara de sedimentación..... | 62 |
| 4.2 CASO 2: Almacenamiento con 1 PCM fuera de la cámara de sedimentación. Fijando el calor de los gases | 65 |
| 4.3 CASO 3: Almacenamiento con 2 PCM..... | 68 |
| 5. ANÁLISIS ECONÓMICO | 72 |
| PRESUPUESTO | 73 |

| | | |
|-----|---|----|
| 1.1 | Instalación caso 1: dentro de la cámara de sedimentación | 74 |
| 1.2 | Instalación caso 2: fuera de la cámara fijando el calor de los gases | 76 |
| 1.3 | Instalación caso 4: fuera de la cámara con 2 materiales de cambio de fase | 78 |
| | MEMORIA DE CÁLCULOS | 82 |
| 1. | Caso de estudio: dentro de la cámara | 83 |
| 2. | Caso de estudio: fuera de la cámara fijando calor de los gases | 85 |
| 3. | Caso de estudio: 2 PCM fuera de la cámara | 87 |
| 4. | Temperatura de los gases a la salida del intercambiador | 89 |
| | BIBLIOGRAFÍA | 90 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1. Consumo de energía final por sectores [1] | 14 |
| Figura 2. Almacenamiento de calor con cambio de fase sólido-líquido. [2]..... | 16 |
| Figura 3. Subenfriamiento del agua [2]..... | 18 |
| Figura 4. (a) Esquema básico de SRC. (b) Diagrama T-s básico del SRC | 18 |
| Figura 5. a) Ciclo Rankine con SC. b) Ciclo Rankine con regeneración. c) Ciclo Rankine con recalentamiento..... | 19 |
| Figura 6. Sección transversal de un EAF. [9]..... | 20 |
| Figura 7. Esquema de la máquina de Carnot. Absorbe calor del entorno caliente T_e^- y cede al entorno frío T_e^+ , produciendo trabajo | 22 |
| Figura 8. Ciclo Carnot con los procesos de expansión y compresión isoterms y adiabáticos | 23 |
| Figura 9. Esquema del circuito de gases de escape del EAF de referencia. [5]..... | 34 |
| Figura 10. Temperatura y caudal másico de los gases de escape. [10]..... | 35 |
| Figura 11. Esquema de los flujos de energía del sistema | 37 |
| Figura 12. Perfil de temperaturas correspondiente a un ciclo de EAF, junto a la temperatura media de dichos gases [3] . Adicionalmente, se hallan numerados los picos (verde) y valles (rojo)..... | 38 |
| Figura 13. Esquema de la energía por unidad de tiempo y de los tiempos del sistema de almacenamiento | 41 |
| Figura 14. Esquema del balance de energía del sistema de almacenamiento | 43 |
| Figura 15. Perfil de temperaturas de los diferentes elementos del sistema. | 46 |
| Figura 16. Perfil de temperaturas del intercambio en el evaporador. | 47 |
| Figura 17. Perfil de temperaturas del intercambio en el condensador | 48 |
| Figura 18. Intercambiador con tubos paralelos. [13]..... | 49 |
| Figura 19. Esquema de los tubos concéntricos. Nota: el fluido de trabajo circula por fuera de los tubos y por dentro de la carcasa. [14] | 50 |
| Figura 20. Sección transversal de los tubos. | 50 |
| Figura 21. Sección del perfil del intercambiador. Distribución del haz de tubos | 51 |
| Figura 22. Ciclo TTT del gas con cada proceso diferenciado. | 53 |
| Figura 23. Esquema del sistema de válvulas de 1 PCM con el intercambiador fuera de la cámara. | 54 |
| Figura 24. Esquema sencillo del sistema de válvulas con 2 PCM, junto a la representación de las áreas proporcionales a la energía almacenada..... | 55 |

| | |
|---|----|
| Figura 25. Esquema complejo del sistema de válvulas con 2 PCM, junto a la representación de las áreas proporcionales a la energía almacenada..... | 55 |
| Figura 26. Diagrama T-Q que representa un sistema de almacenamiento y máquina térmica operando en cascada, con 2 PCM..... | 60 |
| Figura 27. Ciclo Rankine para el caso de 1 PCM. | 63 |
| Figura 28. Suavizado del perfil de temperaturas de los gases mediante el uso de PCM. | 66 |
| Figura 29. Ciclo Rankine con agua para el segundo intercambiador | 69 |
| Figura 30. Perfil de temperaturas de los gases después del suavizado en el segundo intercambiador..... | 70 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|---|----|
| Tabla 1. Comparación de los típicos almacenamientos de energía en base a la densidad energética. [2]..... | 16 |
| Tabla 2. Propiedades de los fluidos más comunes usados en ORC [8]..... | 20 |
| Tabla 3. Parámetros del gas delante del enfriador. [3]..... | 36 |
| Tabla 4. Propiedades de distintos metales puros para su utilización como PCM. [5]..... | 38 |
| Tabla 5. Propiedades de aleaciones de aluminio. [11] y [12] | 39 |
| Tabla 6. Propiedades termofísicas de distintos metales y sales para su uso como PCM. [19] | 61 |
| Tabla 7. Especificaciones geométricas del intercambiador..... | 63 |
| Tabla 8. Parámetros de referidos al intercambio entre gas y PCM. | 64 |
| Tabla 9. Variables obtenidas utilizando la FTT, relativas todas a la obtención de la potencia máxima con la configuración del caso de estudio..... | 64 |
| Tabla 10. Parámetros referidos almacenamiento para el caso de fijado de potencia..... | 65 |
| Tabla 11. Especificaciones geométricas para el intercambiador del caso de estudio 3 | 66 |
| Tabla 12. Variables obtenidas utilizando la FTT, relativas todas a la obtención de la potencia máxima para el fijado de la potencia | 67 |
| Tabla 13. Especificaciones geométricas para el intercambiador del caso de estudio 4 | 69 |
| Tabla 14. Parámetros referidos al intercambio de calor entre gas con la temperatura suavizada y el segundo PCM | 70 |
| Tabla 15. Variables obtenidas utilizando la FTT, relativas todas a la obtención de la potencia máxima con la configuración del caso de estudio..... | 71 |
| Tabla 16. Ahorro y retorno de cada caso de estudio..... | 72 |
| Tabla 17. Partida por licencias para el caso 1 | 74 |
| Tabla 18. Partidas por equipos para el caso 1 | 74 |
| Tabla 19. Partidas por componentes auxiliares para el caso 1 | 74 |
| Tabla 20. Partidas por mano de obra para el caso 1 | 75 |
| Tabla 21. Presupuesto total para el caso 1..... | 76 |
| Tabla 22. Partidas por licencias para el caso 2..... | 76 |
| Tabla 23. Partidas por equipos para el caso 2..... | 76 |
| Tabla 24. Partidas por componentes auxiliares para el caso 2 | 77 |
| Tabla 25. Partidas por mano de obra para el caso 2 | 77 |
| Tabla 26. Presupuesto total para el caso 2..... | 78 |

| | |
|--|----|
| Tabla 27. Partidas por licencias para el caso 4..... | 78 |
| Tabla 28. Partidas por equipos para el caso 4..... | 79 |
| Tabla 29. Partidas por componentes auxiliares para el caso 4 | 79 |
| Tabla 30. Partidas por mano de obra para el caso 4 | 80 |
| Tabla 31. Presupuesto total para el caso 4..... | 80 |

MEMORIA

1. INTRODUCCIÓN

1.1 CONTEXTUALIZACIÓN DEL PROYECTO

Uno de los mayores problemas a resolver del siglo XXI es el cambio climático. Este, es consecuencia del efecto invernadero producido por los gases que los humanos emitimos en nuestras relaciones de producción, y puede contribuir a, entre otras cosas, fundir los polos ártico y antártico. Es por esto que la humanidad se puso manos a la obra con el objetivo de solventar esta tarea y a causa de esto, se firmó el Protocolo de Kioto en 1997, donde naciones de todo el mundo acordaron ayudar a reducir las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI). Más recientemente, en 2015, el acuerdo de París constituyó el primer acuerdo jurídicamente vinculante en contra del cambio climático.

Con tal de reducir las emisiones de GEI, se han planteado distintas soluciones al problema. Ya sea sustituyendo las principales fuentes de energía primaria, generalmente el recurso limitado que son los hidrocarburos, por energías renovables y sostenibles. Otra forma de abordar la situación es mejorar la eficiencia energética de las instalaciones, de tal manera que consuman menos energía para obtener el mismo producto, consiguiendo lo que se conoce como ahorro energético. Esto último es aplicable tanto para la producción a partir de energía primaria como para la utilización de energía final.

Si se desglosa el consumo de energía final a nivel global por sectores en 2019, se tiene que la industria consume aproximadamente un 31%, siendo el sector con mayor consumo [Figura 1].

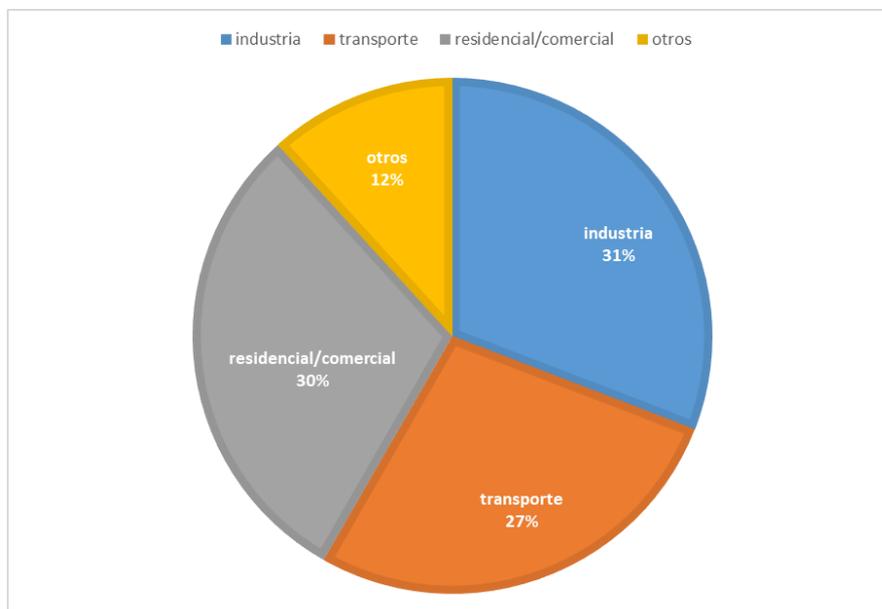


Figura 1. Consumo de energía final por sectores [1]

Se estima que el 20% de la energía final dedicada a la industria de la manufacturación, es destinada al sector global del acero. De esta industria, el 32% de la producción total de acero se realiza mediante hornos de arco eléctrico (Electric Arc Furnace, EAF). Estos hornos se sirven de altas corrientes eléctricas en la fundición de chatarras de metal.

Generalmente, entre el 20-50% de la energía requerida en procesos industriales es perdida en forma de calor residual (Waste Heat, WH), ya sea mediante gases de combustión emitidos a la atmósfera o pérdidas de calor. En concreto, las plantas de producción de acero desechan el 35% de la energía que utilizan para fundir como gases de escape. La recuperación de esta energía supone un grandísimo potencial de ahorro y de eficiencia energética. Los usos de esta energía, una vez recuperada son muy variados, desde aplicaciones en el mismo proceso (para pre o recalentamiento) hasta aplicaciones externas (almacenamiento de energía, producción de vapor para generación eléctrica o uso de la energía térmica como calefacción). Estos sistemas (Waste Heat Recovery, WHR), deben lidiar con las condiciones altamente volátiles de los gases, ya que, su temperatura y caudal másico dependen del proceso que se esté realizando dentro del horno, ya sea si se está recargando con más metal para fundir, si se está vertiendo el metal fundido o si se interrumpe a largo o corto plazo el proceso para realizar operaciones.

En el contexto de los sistemas WHR, es de especial interés el almacenamiento de energía térmica (Thermal Energy Storage, TES). No solo sirve para almacenar energía, sino que también puede ayudar a mejorar la eficiencia del sistema suavizando la oferta y la demanda de energía, esto es, estabilizando la temperatura y mejorando la fiabilidad de las fuentes de calor o de frío. Además, pueden mantener la energía almacenada durante un período de hasta semanas.

Este almacenamiento, por norma general, se divide en 3 categorías distintas:

- Almacenamiento por calor termoquímico. Es el menos usado comercialmente. Se hace servir de reacciones químicas reversibles para almacenar cantidades de energía elevadas por unidad de volumen. Generalmente, se separan dos reactantes y se guardan hasta que se necesita la energía, momento en el cual se aplica calor para volverlos a unir y expeler la energía almacenada.
- Almacenamiento por calor sensible. El más utilizado comercialmente como TES. Utiliza el principio de almacenar energía, normalmente en sólido o líquido, aumentando la temperatura, pero sin llegar a cambiar de fase. Materiales comunes utilizados para este propósito son el agua o los aceites de transmisión calorífica.
- Almacenamiento por calor latente. Consiste en el uso de materiales de cambio de fase (Phase Change Materials, PCM) para almacenar calor durante el cambio de fase del material. Normalmente constituye un cambio de fase de sólido a líquido, pues de líquido a gas se considera inestable por el gran aumento de volumen. Una de las características principales es la pequeña, e incluso despreciable varianza en la temperatura del material que almacena. Los materiales usados varían enormemente.

En la siguiente [Tabla 1], se hace una comparación de las densidades energéticas de cada una de las formas de almacenamiento energético. También se incluye almacenamiento eléctrico con baterías:

Tabla 1. Comparación de los típicos almacenamientos de energía en base a la densidad energética. [2]

| | kJ/l | kJ/kg | Comment |
|-----------------------------------|-----------|---------|---------------------------------|
| <i>Sensible heat</i> | | | |
| Granite | 50 | 17 | $\Delta T = 20^\circ\text{C}$ |
| Water | 84 | 84 | $\Delta T = 20^\circ\text{C}$ |
| <i>Latent heat of melting</i> | | | |
| Water | 330 | 330 | 0°C |
| Paraffin | 180 | 200 | $5\text{--}130^\circ\text{C}$ |
| Salthydrate | 300 | 200 | $5\text{--}130^\circ\text{C}$ |
| Salt | 600–1,500 | 300–700 | $300\text{--}800^\circ\text{C}$ |
| <i>Latent heat of evaporation</i> | | | |
| Water | 2,452 | 2,450 | Ambient conditions |
| <i>Chemical energy</i> | | | |
| H gas | 11 | 120,000 | 300 K, 1 bar |
| H gas | 2,160 | 120,000 | 300 K, 200 bar |
| H liquid | 8,400 | 120,000 | 20 K, 1 bar |
| Gas (petroleum) | 33,000 | 44,600 | |
| <i>Electrical energy</i> | | | |
| Battery | | 200 | Zinc/manganese oxide |

Este último tipo de almacenamiento, (Latent Heat Storage, LHS), es de gran utilidad para la aplicación en la industria del acero, pues consigue estabilizar mucho las condiciones de temperatura de flujo de gases de escape/combustión, y adicionalmente tiene una ventaja con respecto al almacenamiento por calor sensible; tiene mayor densidad energética.

Ahora bien, hay mucha diversidad en los materiales usados para el cambio de fase, y su idoneidad para cada caso de estudio depende de un gran número de factores.

1.2 MATERIALES DE CAMBIO DE FASE

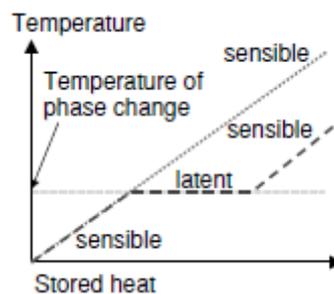


Figura 2. Almacenamiento de calor con cambio de fase sólido-líquido. [2]

Los PCM pueden categorizarse mediante el tipo de cambio de fase que experimentan:

- Evaporación. Es un cambio de fase que tiene una gran entalpía de cambio de fase. Esta entalpía es el calor necesario para hacer cambiar de fase al PCM. No obstante, tiene desventajas grandes pues depende de las condiciones de contorno que les exijas. A volumen constante, el cambio de fase aumentará enormemente la presión del material, así como su temperatura. A presión constante, en un sistema cerrado,

aumentará bastante el volumen; y en un sistema abierto, el material evaporado se emite al ambiente y deberá ser recuperado de él para obtener la energía. Por estos motivos, la evaporación no se considera un buen material de almacenamiento energético.

- Cambio de fase sólido-líquido. No consigue una entalpía de cambio de fase mayor a la de evaporación, pero su variación del volumen no es significativa. Al no variar casi, su presión tampoco se altera en mayor medida y su temperatura se mantiene prácticamente constante como consecuencia. Esto también hace que sean los materiales más utilizados para LHS.
- Cambio de fase sólido-sólido. Con las mismas características que sólido-líquido, con menor entalpía de cambio de fase.

Las principales condiciones físicas que deben cumplir los PCM son: una gran entalpía de cambio de fase, que permita una mayor densidad energética y una temperatura adaptada al sistema requerido. Otros requisitos pueden ser una alta conductividad térmica que permita absorber o ceder calor a un ratio de transferencia de calor elevado, y que sea un material con poco subenfriamiento, asegurando la estabilidad de la temperatura.

En cuanto a los requerimientos técnicos, se incluyen una baja presión de vapor, poca variabilidad de volumen durante el cambio de fase, estabilidad químico-física del material y compatibilidad con otros materiales. También se puede incluir otros requisitos en la ecuación, siendo obviamente el económico, es decir, un bajo coste del producto, el principal factor. También es relevante la no toxicidad del material y su capacidad para ser reciclado, como factores para el bienestar del medioambiente.

Es común que un material no consiga cumplir con todos los requisitos, por lo tanto, deberá hacerse un compendio de las necesidades de la instalación y una selección en base a los criterios que se consideren más relevantes según las condiciones de diseño.

Otra forma de categorizar los materiales de cambio de fase es mediante las clases de materiales que son. Se distinguen dos tipos de PCM:

- Materiales inorgánicos. Tienen mayores entalpías de fusión y abarcan un mayor rango de temperaturas que los orgánicos. Las desventajas que presentan, ante todo en la combinación con metales es que pueden presentar corrosión y subenfriamiento. Los materiales inorgánicos se agrupan en, siendo las temperaturas entre paréntesis las de fusión: agua (0 °C), soluciones salinas (<0 °C), hidratos de sal (5-130 °C) y sales (>150 °C).
- Materiales orgánicos. Son inferiores en cuanto a rango de temperaturas y entalpías de fusión, como ya se ha mencionado. La principal ventaja de estos materiales es la resistencia al subenfriamiento y la corrosión. Algunos PCM orgánicos comunes son: parafinas (4-28 °C), ácidos grasos (16-61 °C) y alcoholes azucarados (118 °C).

Una vez escogido el PCM, se pueden presentar una serie de problemas mencionados anteriormente y que cuentan con soluciones concretas, las cuales son dignas de mención. Uno de los problemas más comunes es la separación de fases. Esta consiste en que, cuando el PCM se encuentra en estado bifásico sólido-líquido, y el sólido es más denso que la otra fase, puede caer por gravedad, habiendo una clara separación entre ambas fases. La solución para ello sería la inclusión de un aditivo gelificante que mantenga unido la mezcla

de fases. Otra cuestión bastante común también es el subenfriamiento, el cual consiste en el enfriamiento por debajo del punto de cambio de fase, sin producirse el cambio de fase. Para resolver esto, se añaden nucleadores, los cuales crean monómeros, para asegurar un cambio de fase a sólido sin subenfriar. Por último, la baja conductividad térmica puede solucionarse añadiendo al PCM otro material o sustancia con mayor conductividad, haciendo que el conjunto aumente su conducción.

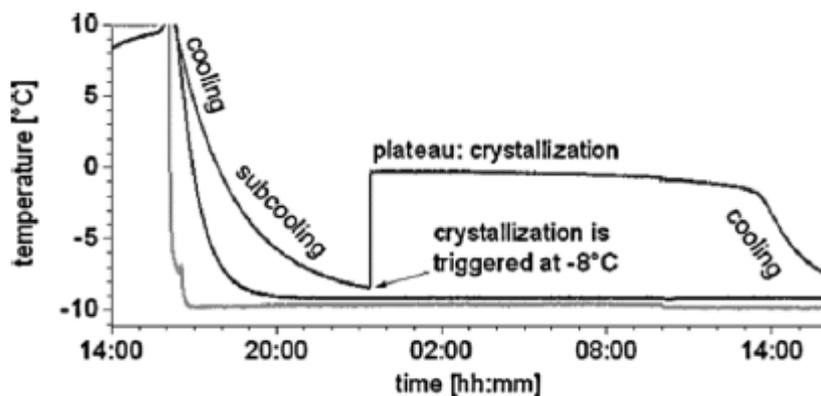


Figura 3. Subenfriamiento del agua [2]

1.3 CICLO RANKINE

Cuando la energía ya se encuentra almacenada en el correspondiente dispositivo de almacenamiento de calor puede ser usada, entre otras cosas, para la producción de electricidad. Una de las formas más sencillas de producción eléctrica es, sin duda, mediante el ciclo Rankine de vapor de agua (Steam Rankine Cycle, SRC). La configuración del ciclo más sencilla consiste en un evaporador, una turbina, un condensador y una bomba.

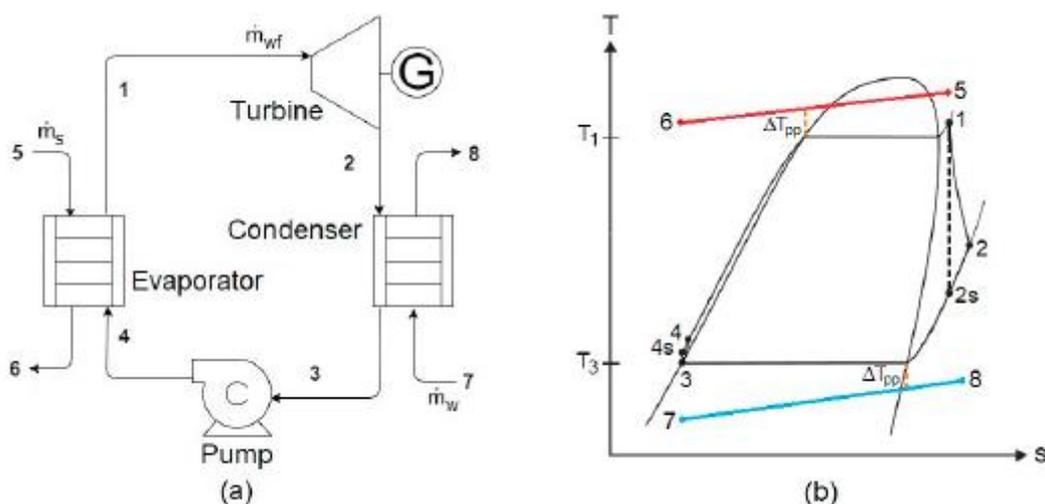


Figura 4. (a) Esquema básico de SRC. (b) Diagrama T-s básico del SRC

La diferencia principal de acoplar el ciclo Rankine directamente a los gases de escape de los hornos frente a acoplarlo al sistema de almacenaje de energía por calor latente (LHS), es que por el evaporador no circula ningún flujo de gases de escape, sino que se tiene un PCM fijo a temperatura constante.

Los Ciclos de Rankine aceptan distintas configuraciones, entre las que se encuentran:

- Precalentamiento. Consiste en el uso de la fuente de energía para aumentar la temperatura del fluido previo a la evaporación de este.
- Regeneración. Extracción de parte del fluido de la turbina para recircularlo de nuevo a la turbina. Esto aumenta la eficiencia del ciclo, pues disminuye el calor recibido en la evaporación.
- Sobrecalentamiento (SC). Una vez evaporado el fluido, se sigue calentando hasta alcanzar una temperatura superior a la de cambio de fase. A mayor temperatura, más energía será extraída de la turbina.
- Recalentamiento. Una vez turbinado el fluido, se vuelve a calentar para volverlo a introducir en una turbina de baja presión. Aumenta la energía extraída del ciclo.

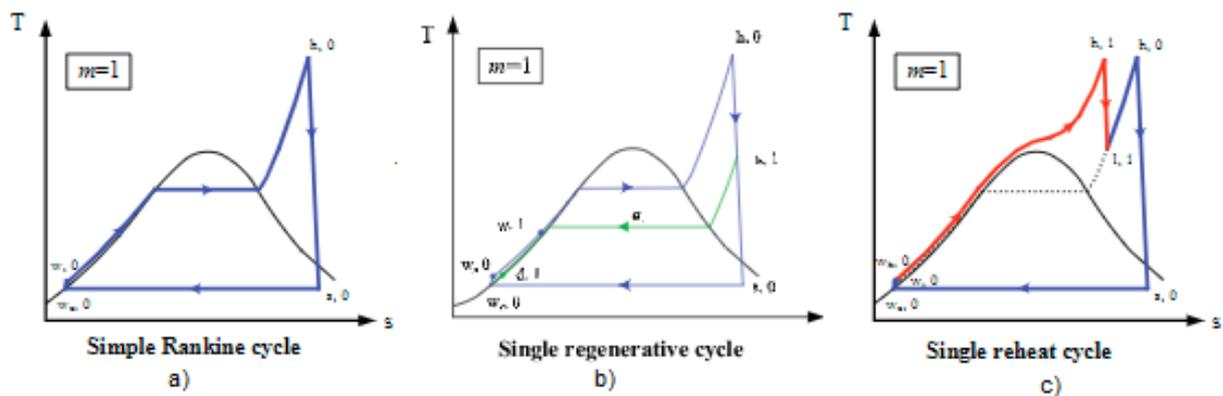


Figura 5. a) Ciclo Rankine con SC. b) Ciclo Rankine con regeneración. c) Ciclo Rankine con recalentamiento.

Una aplicación muy interesante en la actualidad es el uso de Ciclos Orgánicos de Rankine (Organic Rankine Cycle, ORC). Estos ciclos, sustituyen a la tradicional agua por fluidos orgánicos, cuyas características más significativas son las bajas temperaturas de ebullición respecto al agua (<150 °C). De este modo, puede aprovechar fuentes más bajas de temperatura y de manera más económica.

Los usos más comunes del ORC son en aplicaciones de biomasa, geotermia, conversión de energía térmica de los océanos, energía solar y recuperación del calor residual (WHR). Las turbinas de estos ciclos se comercializan desde 200 kW hasta un par de MW. Para el diseño de una instalación que incluya fluidos orgánicos, es deseable tener en consideración: que el fluido resulte en un rendimiento óptimo, que la presión de evaporación no sea excesiva, que tenga alta conductividad térmica, baja viscosidad y que no sea corrosivo/tóxico o inflamable. A continuación, se lista una serie de fluidos que son comúnmente utilizados:

Tabla 2. Propiedades de los fluidos más comunes usados en ORC [8]

| Fluid name | Chemical formula | MW (g/mol) | T_{CR} (°C) | p_{CR} (bar) | ρ_{CR} (kgm ⁻³) | T_{boil} (°C) | $p_{vap@80^\circ C}$ (bar) |
|---------------------------------------|---|------------|---------------|----------------|----------------------------------|-----------------|----------------------------|
| Toluene | C ₇ H ₈ | 92.1 | 318.6 | 41.26 | 278.8 | 110.6 | 0.389 |
| Cyclo-pentane | C ₅ H ₁₀ | 70.1 | 238.5 | 45.15 | 272.6 | 49.2 | 2.522 |
| Iso-pentane | C ₅ H ₁₂ | 72.1 | 187.2 | 33.78 | 215.7 | 27.8 | 4.575 |
| Iso-butane | C ₄ H ₁₀ | 58.1 | 134.7 | 36.29 | 224.6 | -11.8 | 13.438 |
| MDM (octamethyltrisiloxane) | C ₈ H ₂₄ Si ₃ O ₂ | 236.5 | 290.9 | 14.15 | 302.9 | 152.5 | 0.091 |
| MM (hexamethyldisiloxane) | C ₆ H ₁₈ OSi ₂ | 162.4 | 245.5 | 19.39 | 292.9 | 100.2 | 0.537 |
| PP1 (perfluoro-2-methylpentane) | C ₆ F ₁₄ | 338.0 | 182.1 | 19.23 | 635.0 | 57.0 | 2.060 |
| R245fa (1,1,1,3,3-pentafluoropropane) | C ₃ H ₂ F ₅ | 134.0 | 154.0 | 36.51 | 489.3 | 15.1 | 7.893 |
| R134a (1,1,1,2-tetrafluoroethane) | C ₂ H ₂ F ₄ | 102.0 | 101.1 | 40.59 | 545.6 | -26.1 | 26.332 |
| Solkatherm SES36 | Mixture | 184.9 | 176.1 | 28.49 | 538.0 | 35.3 | 3.840 |

1.4 FUNCIONAMIENTO DE UN HORNO DE ARCO ELÉCTRICO

Como ya se ha mencionado anteriormente, los hornos de arco eléctrico (EAF) son ampliamente usados en la industria metalúrgica. Es de especial interés conocer su funcionamiento para poder entender el proceso de producción de acero y, por consiguiente, los gases de escape que luego podrán ser funcionales a sistemas de recuperación/aprovechamiento energético.

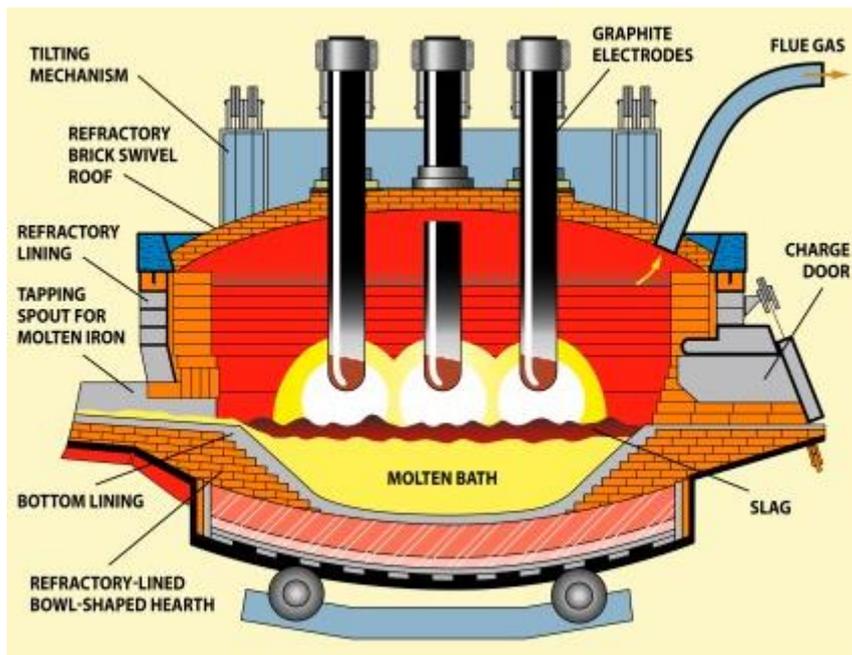


Figura 6. Sección transversal de un EAF. [9]

Un EAF, como característica fundamental, recibe su calor de la descarga eléctrica formada entre dos electrodos en el interior de este. La estructura del horno consiste en un recipiente alargado con una bóveda a través de la cual se insertan sendos electrodos, generalmente de grafito. Por supuesto, toda la carcasa debe poner resistir altísimas temperaturas, por lo que las paredes estarán hechas de material refractario. Las secciones más relevantes del horno son la vaina o armazón (shell), formado por las paredes, el hogar (hearth) consistente en el lecho sobre la cimentación y la cubierta o techo (roof), el cual puede tener diversas formas y se encuentra usualmente refrigerado por agua.

El horno común tiene tres electrodos cuya sección es redonda. Pueden ser insertados y extraídos desde la bóveda, mediante sistemas hidráulicos, lo cual confiere control sobre el proceso operativo. Los electrodos se sirven de corriente alterna para generar un arco eléctrico entre ellos y el material cargado, y el material aumenta su temperatura no solo por el paso de corriente, sino por la radiación del mismo arco.

Todo el horno se encuentra construido sobre una plataforma sobre la que el acero se derrite, la cual tiene la característica de ser basculante para poder verter el acero líquido sobre otro recipiente. Este proceso de vertido se conoce como "tapping", y los EAF suelen medir los distintos períodos del ciclo desde un vertido a otro, con el inglés "tap to tap cycle" (TTT).

La formación de los gases de escape es consecuencia de la combustión de las impurezas, nombre dado a distintos metales separados durante la fusión de la chatarra que no sirven para la aleación de metal, mediante la inyección de oxígeno con las condiciones de alta temperatura del horno. También son producidos durante el quemado de carbonos como carbón o coque, introducidos en el horno para aumentar la eficiencia térmica.

1.5 NECESIDAD DE ANÁLISIS TERMODINÁMICO. CICLO CARNOT

Con toda la información anteriormente expuesta, se podría empezar a plantear y describir la implementación de un sistema de almacenamiento energético mediante calor latente en un EAF y la posterior utilización de la energía almacenada para la producción eléctrica con un ciclo Rankine. Sin embargo, el diseño de dicha instalación puede tener distintas configuraciones termodinámicas y se deberá escoger la correcta en base a unos criterios concretos.

Por ejemplo, a la hora de diseñar un sistema como este, uno de los indicadores más relevantes es, sin duda, el rendimiento de la instalación o del ciclo, ya que permite analizar la viabilidad o rentabilidad de un proyecto. El rendimiento térmico se define como el cociente entre el trabajo producido y el calor aportado en un ciclo, siendo estos parámetros el producto de diversas variables de diseño de la instalación y logrando que la eficiencia sea uno de los últimos indicadores en obtenerse a la hora de calcular. Esto puede suponer una molestia a la hora de analizar y diseñar cuáles son los parámetros ideales para la instalación, pues ralentiza la obtención de este importante indicador. En este documento se tratará de desarrollar una ecuación del rendimiento que no dependa de parámetros como el trabajo o el calor aportado, sino de variables independientes a la instalación.

Teniendo esto en cuenta, publica en 1824 su primer libro el ingeniero y físico Sadi Carnot, en donde imagina una máquina ideal que utiliza calor para obtener trabajo, y donde se postula por primera vez el rendimiento de Carnot, una ecuación que tan solo depende de la temperatura de los focos caliente y frío.

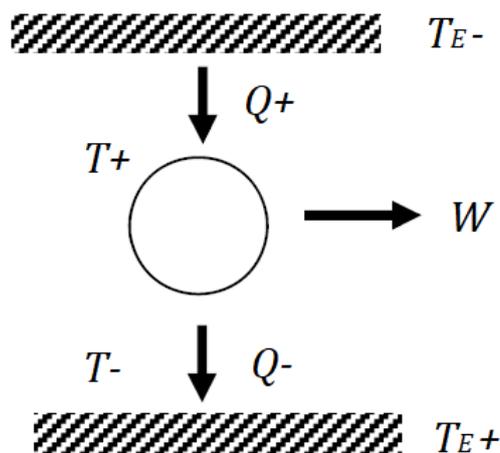


Figura 7. Esquema de la máquina de Carnot. Absorbe calor del entorno caliente T_{E-} y cede al entorno frío T_{E+} , produciendo trabajo

Esta máquina supone un ciclo reversible, es decir, un ciclo que puede revertirse obteniendo calor del foco frío y cediendo calor al foco caliente al introducirle trabajo. Generalmente es imaginada como un cilindro por el que desliza un pistón, que contiene un gas ideal que, cíclicamente, se va expandiendo y comprimiendo a lo largo de cuatro fases.

- Expansión isoterma. Cuando el gas se encuentra encapsulado a alta presión y ocupa el volumen mínimo. Es entonces cuando recibe calor de la fuente de temperatura T_{E-} , expandiéndose. Como recibe calor mientras se expande, no se enfría y consigue mantener su temperatura constante T^+ . Se produce trabajo sobre el pistón al aumentar el volumen del gas.
- Expansión adiabática. Cuando la expansión se realiza sin intercambio de calor, y el gas se enfría hasta el punto T^- al llegar al final de la carrera del pistón, es decir, cuando el gas llega a su volumen máximo y su presión mínima. Se ejerce trabajo sobre el pistón.
- Compresión isoterma. El pistón baja al ponerse en contacto con el foco frío de temperatura T_{E+} y aportarle trabajo. Al comprimirse debería aumentar la temperatura del gas, pero como cede calor a T_{E+} , la temperatura permanece constante en T^- . La presión aumenta.
- Compresión adiabática. Se sigue con la compresión sin la cesión de calor Q^- , pero realizando trabajo sobre el sistema. De esta manera, el gas aumenta de temperatura hasta alcanzar T^+ , el volumen es el mínimo y la presión es máxima.

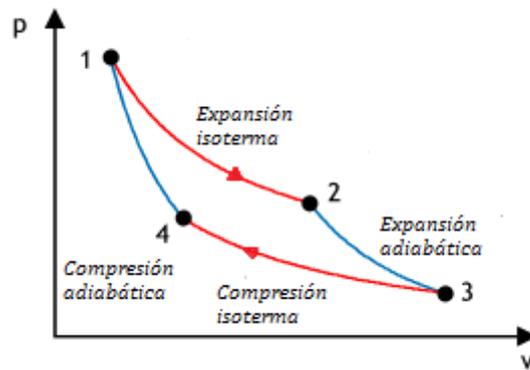


Figura 8. Ciclo Carnot con los procesos de expansión y compresión isoterms y adiabáticos

Carnot desarrolló la ecuación de la eficiencia buscando el rendimiento máximo al que podría aspirar una máquina térmica, el ideal. Esto es debido a que el físico consideró las condiciones óptimas que debería tener un ciclo, siendo estas condiciones inalcanzables en los casos prácticos. En las máquinas térmicas reales ocurren muchas ineficiencias, ya sean pérdidas de calor, filtraciones del fluido de trabajo, transformaciones de la energía cinética en calor mediante la fricción o irreversibilidades en el fluido. No solo eso, sino que a la hora de obtener la eficiencia de Carnot η_{Carnot} ni siquiera se tiene en cuenta el ratio por el cual se transmite calor de las fuentes al fluido de trabajo, se supone nulo, y siendo por lo tanto el aporte de energía calorífica realizado en un tiempo infinito.

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_E^-}{T_E^+} \quad (1)$$

Explicando esto con mayor detalle, el ciclo de Carnot supone que durante las partes donde se intercambia calor, es decir, las partes isoterms, las que están en equilibrio térmico con las fuentes, T_E^- y T_E^+ , significando “-” cesión y “+” absorción de calor, intercambian energía a una velocidad nula. Esto se debe a que el ratio con el que se intercambia energía entre dos cuerpos es directamente proporcional a la diferencia de temperaturas entre estos dos, según la ley de Fourier de conducción de calor:

$$\dot{Q} = kA\Delta T \quad (2)$$

Donde \dot{Q} es el calor transmitido por unidad de tiempo, k es la conductividad térmica, A la superficie de intercambio y ΔT la diferencia de temperatura entre el foco caliente y el foco frío de la transmisión.

Como consecuencia, se transmite una cantidad fija de energía en un intervalo infinito de tiempo. Teniendo todo lo anterior en cuenta, el ciclo podría considerarse de potencia nula puesto que le lleva un tiempo infinito obtener un trabajo finito. Otra configuración para obtener una potencia nula en el ciclo sería mantener a la misma temperatura el fluido de trabajo durante todo el ciclo. Así, el calor fluiría directamente desde la fuente al sumidero sin producción de trabajo, puesto que se entregaría la misma cantidad de energía de la fuente al ciclo que del ciclo al sumidero. Entre estos dos casos extremos hay un punto donde la potencia es máxima.

El enfoque de Carnot, así como cualquier enfoque que suponga intervalos de tiempo infinitos para la transmisión de calor se enmarca en la llamada termodinámica de tiempo infinito (ITT). Hacia 1970, con artículos como los de Curzon- Ahlborn [15] , se empezó a exponer la problemática de este enfoque, ya que no tenía en cuenta los conocimientos existentes sobre transmisión de calor. Nace así la llamada termodinámica de tiempo finito (FTT), la cual tiene en cuenta la velocidad a la que se aporta o cede energía a los focos, enlazando así el campo de la termodinámica con el de transmisión de calor. Con esta visión, es claro que las ITT se dan tan solo en el marco conceptual teórico, pues asumen situaciones ideales, y que las FTT se ajustan mejor a la realidad, pues en los casos prácticos el fluido circula a una velocidad concreta y el proceso de transmisión transcurre en un intervalo finito de tiempo. Esto permite que la transmisión transcurra a velocidad finita, que haya diferencia de temperaturas entre la fuente y el fluido, que el trabajo no sea nulo y, por lo tanto, que la eficiencia sea más realista.

En el caso concreto que se plantea en este proyecto, con un ciclo acoplado al sistema de almacenamiento con materiales de cambio de fase, cuanto más se acerca la temperatura de absorción del ciclo a la temperatura del PCM y la de cesión a la de sumidero, mayor será el rendimiento, pero menor el calor por unidad de tiempo entregado por y hacia las fuentes y menor será por lo tanto la potencia del ciclo. Se hace necesario encontrar una conjunción entre rendimiento y trabajo que además tenga en cuenta el tiempo de transmisión. Una vez presentadas las ecuaciones se barajará cuál es la mejor configuración basándose en ciertos criterios.

Con el objetivo de obtener el rendimiento máximo en el ámbito del análisis termodinámico teórico, así como para obtener la potencia máxima que puede entregar el ciclo, se deberán desarrollar unas ecuaciones que tengan en cuenta determinadas limitaciones que consigan acercar los resultados a los de las máquinas térmicas reales. Esto es, se deberá hacer uso de la óptica de la termodinámica de tiempo finito.

2. ANÁLISIS TEÓRICO

En esta sección se desarrollarán las ecuaciones que consideran la termodinámica de tiempo finito para su posterior uso en los distintos casos de estudio presentados.

2.1 ECUACIÓN DE LA TEMPERATURA PROMEDIO

Antes de dar comienzo, es necesario definir un par de variables que cimentarán las bases del desarrollo teórico posterior. Como ya se ha mencionado previamente, este análisis tendrá en cuenta la limitación de la velocidad finita en la transmisión de calor. Esta limitación supone una ineficiencia respecto al rendimiento teórico e ideal de Carnot, pues reducirá considerablemente el rendimiento final, pero lo acercará a los rendimientos de las máquinas térmicas reales. Otros ejemplos de ineficiencias pueden ser las pérdidas de calor o la pérdida de energía cinética en algunos puntos de la máquina.

Como se ha mencionado anteriormente, Curzon y Ahlborn en [15] se plantearon las cuestiones que llevaron a la FTT. Sin embargo, en su ensayo sobre la manera de obtener la potencia máxima que puede entregar un ciclo consideraron isotermas la temperatura de absorción T^+ y cesión T^- del ciclo. Aplicando esto a ciclos reales, por ejemplo, en un ciclo Rankine, las temperaturas del fluido de trabajo suelen aumentar en la absorción y suelen disminuir en la cesión, es decir, no son constantes.

Conociendo esto, la problemática se va a abarcar siguiendo algunos de los enunciados iniciales de Curzon y Ahlborn, pero a diferencia de ellos se va a introducir en el planteamiento el concepto de temperatura promedio del ciclo. Ya en [22], Monleón explicó la manera de obtener, mediante la desigualdad de Clausius, las temperaturas promedio de los procesos de absorción y cesión para un ciclo dado. Así, para dar comienzo, se considera un sistema dado S , con una masa m que intercambia calor a p constante, estando en el instante t la temperatura $T(t)$ y densidad $\rho(t)$, uniformes en toda la masa y en cada instante. Las temperaturas promedio del fluido \bar{T}^+ y \bar{T}^- se pueden definir, siempre que Q^+ y Q^- sean positivas, como:

$$\bar{T}^+ := \frac{Q^+}{\int \frac{dQ^+}{T}}, \quad \bar{T}^- := \frac{Q^-}{\int \frac{dQ^-}{T}} \quad (\text{T. 1})$$

Siendo Q^+ y Q^- la energía transferida en forma de calor entre fuente y fluido (absorción) y fluido y sumidero (cesión). Se plantea el siguiente balance de energía típico, con todas las variables específicas, con \dot{q} siendo calor, \dot{u} siendo energía interna y $\dot{\omega}$ trabajo, todos ellos por unidad de tiempo. Además, se conoce que $\dot{\omega} = p\dot{v} + \dot{\omega}^{vis}$ donde se introduce presión y volumen específicos, así como $\dot{\omega}^{vis}$, que representa el trabajo específico de la viscosidad por unidad de tiempo:

$$\dot{q} = \dot{u} + \dot{\omega} = \dot{u} + p\dot{v} + \dot{\omega}^{vis} = \dot{h} + \dot{\omega}^{vis} \quad (\text{T. 2})$$

Con el objetivo de obtener la temperatura promedio en función de las condiciones termodinámicas de unos supuestos instantes de absorción t_1 y t_2 , siendo análogo el proceso de cesión:

$$Q^+ = m \int_{t_1}^{t_2} \dot{q}^+ dt = m \int_{t_1}^{t_2} (\dot{h} + \dot{\omega}^{vis}) dt = m[h(t_2) - h(t_1)] + W^{vis} \quad (\text{T. 3})$$

$$\int \frac{dQ^+}{T} = m \int \frac{dq^+}{T} = \int_{t_1}^{t_2} \frac{\dot{q}^+(t)}{T(t)} dt = m \int_{t_1}^{t_2} \frac{\dot{h}^+}{T} dt + m \int_{t_1}^{t_2} \frac{\dot{\omega}^{vis}}{T} dt \quad (\text{T. 4})$$

Sabiendo que, la entalpía h y la entropía s vienen definidas como:

$$dh = C_p dT + \left(v - T \frac{\partial v}{\partial T} \right) dp, \quad \dot{h} = C_p \dot{T} + \left(v - T \frac{\partial v}{\partial T} \right) \dot{p} \quad (\text{T. 5})$$

$$ds = \frac{C_p}{T} dT - \frac{\partial v}{\partial T} dp, \quad \dot{s} = \frac{C_p}{T} \dot{T} - \frac{\partial v}{\partial T} \dot{p} \quad (\text{T. 6})$$

Considerando que la presión se mantiene constante con el tiempo y con la temperatura, se tiene:

$$\dot{h} = C_p \dot{T}, \quad \dot{s} = \frac{C_p}{T} \dot{T} = \frac{\dot{h}}{T} \quad (\text{T. 7})$$

Sustituyendo las [ecuaciones T. 7] en la [ecuación T. 4] y, introduciendo el resultado, junto a la [ecuación T. 3] en [ecuación T. 1] se obtiene:

$$\bar{T}^+ = \frac{h(p, T_2) - h(p, T_1) + \omega^{vis}}{s(p, T_2) - s(p, T_1) + \int_{t_1}^{t_2} \left(\frac{\dot{\omega}^{vis}}{T} \right) dt} \quad (\text{T. 8})$$

Teniendo \bar{T}^- una expresión análoga, pero con los instantes t_3 y t_4 de la etapa de cesión. Asimismo, considerando que la viscosidad del fluido puede despreciarse, la ecuación general para el intercambio de calor a una presión constante y con condiciones de homogeneidad el fluido, sería:

$$\bar{T}^+ = \frac{h(p, T_2) - h(p, T_1)}{s(p, T_2) - s(p, T_1)}, \quad \bar{T}^- = \frac{h(p, T_4) - h(p, T_3)}{s(p, T_4) - s(p, T_3)} \quad (\text{T. 9})$$

2.2 DEFINIENDO LAS ECUACIONES DE TRABAJO Y CALOR EN FUNCIÓN DE LAS TEMPERATURAS PROMEDIO

Con tal de desarrollar las ecuaciones de potencia máxima, y el resto de componentes termodinámicos con esta potencia, es necesario definir las ecuaciones con las que se va a trabajar. Suponiendo que el fluido de trabajo circula por un ciclo irreversible, con la desigualdad de Clausius y partiendo de la integral de Clausius definida con las temperaturas promedio, con S_{gen} siendo la entropía generada:

$$\int \frac{dQ}{T} = \frac{Q^+}{\bar{T}^+} - \frac{Q^-}{\bar{T}^-} = -S_{gen} \leq 0 \quad (\text{T. 10})$$

Teniendo que el trabajo en un proceso cíclico es la diferencia entre el calor absorbido y el calor cedido, siempre y cuando Q^+ y Q^- son positivas, con η siendo la eficiencia térmica:

$$W = Q^+ - Q^- = Q^+ \left(1 - \frac{Q^-}{Q^+} \right) = Q^+ \eta \quad (\text{T. 11})$$

Con las dos ecuaciones de arriba, se tiene la expresión del trabajo siguiente:

$$W = Q^+ \left(1 - \frac{\bar{T}^-}{\bar{T}^+} \right) - \bar{T}^- S_{gen} \quad (\text{T. 12})$$

Como el objetivo es encontrar la ecuación de la potencia máxima, así como del resto de variables cuando así sea, se ha de introducir el tiempo en las ecuaciones anteriores. Así pues, se llama δ al tiempo total del ciclo, δ^+ y δ^- a los tiempos de absorción y cesión. Adicionalmente, para simplificar las ecuaciones posteriores:

$$\varepsilon := \frac{\delta}{\delta^+ + \delta^-} \quad , \quad \alpha^\pm = \frac{\delta^\pm}{\delta} \quad (\text{T. 13})$$

Con los tiempos de absorción y cesión se puede reescribir la [ecuación T. 10] como:

$$\frac{\delta^+}{\delta^-} = \frac{\alpha^+}{\alpha^-} = \frac{\bar{T}^+ \left(\frac{Q^-}{\delta^-} \right) - \bar{T}^+ \left(\frac{S_{gen}}{\delta^-} \right)}{\bar{T}^- \left(\frac{Q^+}{\delta^+} \right) - \left(\frac{Q^+}{\delta^+} \right)} \quad (\text{T. 14})$$

Se definen entonces dos tipos de variables, dependiendo de si son en función del tiempo total del ciclo o de uno de los tiempos parciales. Además, para simplificar $S_{gen} = \sigma$.

$$\dot{W} \equiv \frac{W}{\delta} \quad , \quad \dot{Q}^+ \equiv \frac{Q^+}{\delta} \quad , \quad \dot{Q}^- \equiv \frac{Q^-}{\delta} \quad , \quad \dot{\sigma} \equiv \frac{\sigma}{\delta} \quad (\text{T. 15})$$

También,

$$\hat{Q}^+ \equiv \frac{Q^+}{\delta^+} \quad , \quad \hat{Q}^- \equiv \frac{Q^-}{\delta^-} \quad (\text{T. 16})$$

Entonces, la [ecuación T. 14] queda:

$$\frac{\delta^+}{\delta^-} = \frac{\alpha^+}{\alpha^-} = \frac{\bar{T}^+ \hat{Q}^- - \bar{T}^+ \left(\frac{\sigma}{\delta^-} \right)}{\bar{T}^- \hat{Q}^+ - \hat{Q}^+} \quad (\text{T. 17})$$

Finalmente, de la [ecuación T. 11], trabajando en términos de potencia, se llega a:

$$\dot{W} = \frac{\hat{Q}^- \left(\frac{\bar{T}^+}{\bar{T}^-} - 1 \right) - \bar{T}^+ \left(\frac{\sigma}{\delta^-} \right)}{\varepsilon \left(\frac{\bar{T}^+ \hat{Q}^-}{\bar{T}^- \hat{Q}^+} - \frac{\bar{T}^+ \left(\frac{\sigma}{\delta^-} \right)}{\hat{Q}^+} \right)} \quad (\text{T. 18})$$

Y la ecuación del rendimiento del ciclo, η :

$$\eta = 1 - \frac{Q^-}{Q^+} = 1 - \frac{\delta^- \hat{Q}^-}{\delta^+ \hat{Q}^+} \quad (\text{T. 19})$$

2.3 INTRODUCIENDO LAS CONDICIONES DEL ENTORNO

Se pasa a considerar, para un entorno S^E del sistema S , las temperaturas promedio T_E , cuyos cuerpos intercambian calor con el fluido/masa del sistema S . Con las mismas suposiciones previas, para un intercambio de calor positivo, la temperatura del cuerpo del entorno T_E^- será mayor que \bar{T}^+ cuando entregue calor al fluido durante la absorción, y T_E^+ será menor que \bar{T}^- cuando absorba calor durante la cesión. Por lo tanto:

$$\frac{dQ^+}{T} \geq \frac{dQ^+}{T_E} , \quad -\frac{dQ^-}{T} \geq -\frac{dQ^-}{T_E} \quad \text{y} \quad \int \frac{dQ^+}{T} \geq \int \frac{dQ^+}{T_E} \quad \text{en cualquier proceso de } S \quad (\text{T. 20})$$

Análogamente a la [ecuación T. 1] y [ecuación T. 10], se tendrá que:

$$\int \frac{dQ}{T_E} = \frac{Q^+}{T_E^-} - \frac{Q^-}{T_E^+} \quad (\text{T. 21})$$

Desde la [ecuación T. 20], suponiendo Q^+ y Q^- positivos:

$$0 \leq \int dQ^+ \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_E} \right) = Q^+ \left(\frac{1}{\bar{T}^+} - \frac{1}{T_E^-} \right) , \quad \text{se cumple siempre que } T_E^- \geq \bar{T}^+ \quad (\text{T. 22})$$

$$0 \leq \int dQ^- \left(\frac{1}{T_E} - \frac{1}{T} \right) = Q^- \left(\frac{1}{T_E^+} - \frac{1}{\bar{T}^-} \right) , \quad \text{se cumple siempre que } T_E^+ \leq \bar{T}^- \quad (\text{T. 23})$$

Lo cual se ajusta la hipótesis planteada en esta sección, y sirve de base para introducir el entorno en las ecuaciones de las secciones anteriores.

2.4 CONDICIÓN DE CONTORNO: CICLOS PRODUCTORES DE POTENCIA

Las expresiones resultado del desarrollo teórico durante las secciones anteriores son válidas para todo proceso cíclico del sistema S . Sin embargo, con el objetivo de aprovechar el calor almacenado en el PCM mediante un ciclo de potencia, las intenciones de este proyecto van enfocadas hacia un ciclo productor de potencia ($\dot{W} > 0$) cuando trabaja en régimen estacionario. Esto implica que el trabajo debe ser positivo, y, por lo tanto, desde la [ecuación T. 12] se deduce:

$$\frac{\bar{T}^-}{\bar{T}^+} < 1 , \quad \text{es decir,} \quad \bar{T}^+ > \bar{T}^- \quad (\text{T. 24})$$

Por lo tanto, en los ciclos productores de potencia:

$$T_E^- > \bar{T}^+ > \bar{T}^- > T_E^+ \quad (\text{T. 25})$$

Una vez estipulada esta condición, en vista a futuros cálculos, se va a denotar:

$$X \equiv T_E^- - \bar{T}^+ > 0 \quad (\text{T. 26})$$

$$Y \equiv \bar{T}^- - T_E^+ > 0 \quad (\text{T. 27})$$

$$Z \equiv \bar{T}^+ - \bar{T}^- > 0 \quad (\text{T. 28})$$

$$\Delta \equiv X + Y + Z \equiv T_E^- - T_E^+ > 0 \quad (\text{T. 29})$$

Como la FTT aúnan los conceptos de termodinámica y transmisión de calor, en este caso, entre dos sistemas S y S_E , y trata de encontrar el rendimiento de un ciclo que actúa con fuentes y sumideros a temperatura más o menos constante, bajo condiciones de potencia máxima \dot{W} , se hace necesario definir también en función de las temperaturas promedio del entorno y del fluido las distintas expresiones termodinámicas involucradas. Así, por unidad de masa y tiempo, y siendo ξ^+ y ξ^- los coeficientes de transferencia de calor en absorción y cesión, se tiene la ley de Fourier:

$$\dot{q}^+(t) = \xi^+ X(t) \quad , \quad \dot{q}^-(t) = \xi^- Y(t) \quad (\text{T. 30})$$

Por unidad de tiempo:

$$\dot{Q}^+(t) = m\xi^+ X(t) \quad , \quad \dot{Q}^-(t) = m\xi^- Y(t) \quad (\text{T. 31})$$

Se integra en función del tiempo, sabiendo que la absorción dura δ^+ y la cesión dura δ^- , para obtener Q^+ y Q^- . Además, si se usa el teorema del valor medio para la X e Y el resultado es:

$$Q^+ = m\xi^+ \bar{X} \delta^+ \quad , \quad Q^- = m\xi^- \bar{Y} \delta^- \quad (\text{T. 32})$$

$$\hat{Q}^+ = \frac{Q^+}{\delta^+} = m\xi^+ \bar{X} \quad , \quad \hat{Q}^- = \frac{Q^-}{\delta^-} = m\xi^- \bar{Y} \quad (\text{T. 33})$$

$$\dot{Q}^+ = \frac{Q^+}{\delta} = \frac{m}{\delta} \xi^+ \bar{X} \delta^+ = \dot{m} \xi^+ \bar{X} \delta^+ \quad , \quad \dot{Q}^- = \frac{Q^-}{\delta} = \frac{m}{\delta} \xi^- \bar{Y} \delta^- = \dot{m} \xi^- \bar{Y} \delta^- \quad (\text{T. 34})$$

Donde $\dot{m} = \frac{m}{\delta}$ es el gasto másico por unidad de tiempo del ciclo y \bar{X} e \bar{Y} son determinados valores de $X(t)$ e $Y(t)$.

Si se plantea la hipótesis de que las T_E son constantes, X e Y sólo varían en la medida en que las \bar{T} lo hacen. Así, se hace la suposición de que:

$$\hat{Q}^+ = m\kappa^+X \quad , \quad \hat{Q}^- = m\kappa^-Y \quad (\text{T. 35})$$

$$Q^+ = m\kappa^+X\delta^+ \quad , \quad Q^- = m\kappa^-Y\delta^- \quad (\text{T. 36})$$

$$\dot{Q}^+ = \dot{m}\kappa^+X\delta^+ \quad , \quad \dot{Q}^- = \dot{m}\kappa^-Y\delta^- \quad (\text{T. 37})$$

Siendo la κ^+ y κ^- formas de expresar el coeficiente de transferencia de calor relacionadas con los tiempos del ciclo, para absorción y cesión en el ciclo.

De lo que se deduce que, partiendo de la [ecuación T. 17]:

$$\frac{\delta^+}{\delta^-} \leq \frac{\bar{T}^+\kappa^+X}{\bar{T}^-\kappa^-Y} \quad (\text{T. 38})$$

2.5 ADECUANDO LA ECUACIÓN DE LA POTENCIA

De la [ecuación T. 18], se tiene la potencia en función de variables como el tiempo del ciclo, las temperaturas promedio del fluido, la entropía generada, etc. Es interesante, puesto que para obtener la ecuación de la potencia máxima se va a derivar la potencia en función de la diferencia de temperaturas correspondiente y se va a igualar a cero el resultado, obtener la ecuación de la potencia de un ciclo productor en función de las variables X e Y , consideradas independientes. La justificación es que al variar X ó Y no están fijas ni W ni δ , ni tampoco ninguna de Q^+ , δ^+ , Q^- ó δ^- . Sin embargo, se va a suponer que la relación de ε sí se puede considerar constante al variar X ó Y .

Partiendo de la [ecuación T. 18], se sustituye en ella las \hat{Q}^+ y \hat{Q}^- de la [ecuación T. 35], quedando:

$$\dot{W} = \frac{m\kappa^-\kappa^+XY(\bar{T}^+ - \bar{T}^-)}{\varepsilon(\bar{T}^+\kappa^-Y + \bar{T}^-\kappa^+X) - \left(\frac{\varepsilon}{m}\right)\bar{T}^-\bar{T}^+\left(\frac{\sigma}{\delta^-}\right)} - A \quad (\text{T. 39})$$

Siendo A:

$$A \equiv \frac{\sigma\bar{T}^+\bar{T}^-\kappa^+X}{\varepsilon\delta^-[\bar{T}^+\kappa^-Y + \bar{T}^-\kappa^+X - \bar{T}^-\bar{T}^+\left(\frac{\sigma}{m\delta^-}\right)]} \quad (\text{T. 40})$$

Sustituyendo $\bar{T}^+ = T_E^- - X$ y $\bar{T}^- = T_E^+ + Y$ en el primer sumando de $\dot{W} + A$, luego considerando que el término $\left(\frac{\varepsilon}{m}\right)\bar{T}^-\bar{T}^+\left(\frac{\sigma}{\delta^-}\right)$ es despreciable frente al otro sumando del denominador, junto a simplificaciones, se tiene:

$$\dot{W} + A \cong \frac{m\kappa^-\kappa^+}{\varepsilon} \frac{XYZ}{T_E^-Y\kappa^- + T_E^+X\kappa^+ + XY(\kappa^+ - \kappa^-)} \quad (\text{T. 41})$$

$$\dot{W} + A = m\kappa^-\kappa^+(\delta^+ + \delta^-) \frac{XYZ}{T_E^-Y\kappa^- + T_E^+X\kappa^+ + XY(\kappa^+ - \kappa^-)}$$

Se cumple, por lo tanto, que $\dot{W} + A = 0$ si X , Y o Z son nulos, también así como la potencia $\dot{W}=0$. Utilizando la suposición que utilizó Carnot para obtener el rendimiento máximo, es decir, no habiendo diferencia de temperaturas entre fuentes y fluido, la potencia se anularía. Esto pone en relevancia la importancia del análisis utilizando la termodinámica de tiempo finito (FTT), con la cual se obtendrá la potencia máxima con las condiciones establecidas.

2.6 OBTENIENDO LA POTENCIA MÁXIMA.

Conseguida la expresión de la potencia, se desprecian las irreversibilidades y, por lo tanto, $A=0$. La potencia \dot{W} en función de X e Y , entre otras variables, y siendo T_E^+ y T_E^- independientes de X e Y , se puede derivar, poniendo $a = \frac{m\kappa^-\kappa^+}{\varepsilon}$ para simplificar:

$$\frac{\partial \dot{W}}{\partial X} = a \frac{(Y\Delta - 2XY - Y^2)[T_E^-Y\kappa^- + T_E^+X\kappa^+ + XY(\kappa^+ - \kappa^-)]}{[T_E^-Y\kappa^- + T_E^+X\kappa^+ + XY(\kappa^+ - \kappa^-)]^2} \quad (\text{T. 42})$$

$$\frac{\partial \dot{W}}{\partial Y} = a \frac{(X\Delta - 2XY - X^2)[T_E^-Y\kappa^- + T_E^+X\kappa^+ + XY(\kappa^+ - \kappa^-)]}{[T_E^-Y\kappa^- + T_E^+X\kappa^+ + XY(\kappa^+ - \kappa^-)]^2} \quad (\text{T. 43})$$

La potencia \dot{W} es maximizada por valores de X e Y , mediante $\frac{\partial \dot{W}}{\partial X} = 0$ y $\frac{\partial \dot{W}}{\partial Y} = 0$, llegando a, respectivamente:

$$(\Delta - X - Y) \frac{Y}{X} T_E^- \kappa^- = T_E^- Y \kappa^- + T_E^+ X \kappa^+ + XY(\kappa^+ - \kappa^-) \quad (\text{T. 44})$$

$$(\Delta - X - Y) \frac{X}{Y} T_E^+ \kappa^+ = T_E^- Y \kappa^- + T_E^+ X \kappa^+ + XY(\kappa^+ - \kappa^-) \quad (\text{T. 45})$$

De esto, se obtiene:

$$Y = X \left(\frac{T_E^+ \kappa^+}{T_E^- \kappa^-} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{T. 46})$$

Sustituyendo esta ecuación en la [ecuación T. 44], y poniendo $\mu \equiv \frac{X}{T_E^-}$, se obtiene la siguiente ecuación cuadrática:

$$\left(1 - \frac{\kappa^+}{\kappa^-} \right) \mu^2 - 2 \left(\left(\frac{T_E^+ \kappa^+}{T_E^- \kappa^-} \right)^{\frac{1}{2}} + 1 \right) \mu + \left(1 - \frac{T_E^+}{T_E^-} \right) = 0 \quad (\text{T. 47})$$

Como $\mu \equiv \frac{T_E^- - T^+}{T_E^-} < 1$, la única solución relevante es:

$$\mu = \frac{X}{T_E^-} = \frac{1 - \left(\frac{T_E^+}{T_E^-}\right)^{\frac{1}{2}}}{1 + \left(\frac{\kappa^+}{\kappa^-}\right)^{\frac{1}{2}}} \quad (\text{T. 48})$$

Introduciendo la [ecuación T. 48] en la [ecuación T. 46]:

$$\frac{Y}{T_E^+} = \frac{\left(\frac{T_E^-}{T_E^+}\right)^{\frac{1}{2}} - 1}{1 + \left(\frac{\kappa^-}{\kappa^+}\right)^{\frac{1}{2}}} \quad (\text{T. 49})$$

Es decir, cuando la \dot{W} es máxima:

$$X_{max} = T_E^- \frac{1 - \left(\frac{T_E^+}{T_E^-}\right)^{\frac{1}{2}}}{1 + \left(\frac{\kappa^+}{\kappa^-}\right)^{\frac{1}{2}}} \quad (\text{T. 50})$$

$$Y_{max} = T_E^+ \frac{\left(\frac{T_E^-}{T_E^+}\right)^{\frac{1}{2}} - 1}{1 + \left(\frac{\kappa^-}{\kappa^+}\right)^{\frac{1}{2}}} \quad (\text{T. 51})$$

Con ellas, y las ecuaciones [ecuación T. 26] y [ecuación T. 27]:

$$\bar{T}^+(\dot{W}_{max}) = T_E^- \left(1 - \frac{1 - \left(\frac{T_E^+}{T_E^-}\right)^{\frac{1}{2}}}{1 + \left(\frac{\kappa^+}{\kappa^-}\right)^{\frac{1}{2}}}\right) \quad (\text{T. 52})$$

$$\bar{T}^-(\dot{W}_{max}) = T_E^+ \left(1 + \frac{\left(\frac{T_E^-}{T_E^+}\right)^{\frac{1}{2}} - 1}{1 + \left(\frac{\kappa^-}{\kappa^+}\right)^{\frac{1}{2}}}\right) \quad (\text{T. 53})$$

De manera similar, con las [ecuación T. 35]:

$$\hat{Q}^+(\dot{W}_{max}) = m\kappa^+ T_E^- \left(1 - \frac{1 - \left(\frac{T_E^+}{T_E^-}\right)^{\frac{1}{2}}}{1 + \left(\frac{\kappa^+}{\kappa^-}\right)^{\frac{1}{2}}}\right) \quad (\text{T. 54})$$

$$\hat{Q}^-(\dot{W}_{max}) = m\kappa^- T_E^+ \frac{\left(\frac{T_E^-}{T_E^+}\right)^{\frac{1}{2}} - 1}{1 + \left(\frac{\kappa^-}{\kappa^+}\right)^{\frac{1}{2}}} \quad (\text{T. 55})$$

Con la [ecuación T. 17]:

$$\frac{\delta^+}{\delta^-} (\dot{W}_{max}) = \left(\frac{\kappa^-}{\kappa^+}\right)^{\frac{1}{2}} - \frac{\bar{T}^+ \left(\frac{\sigma}{\delta^-}\right)}{\hat{Q}^+} \cong \left(\frac{\kappa^-}{\kappa^+}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{T. 56})$$

Si se utilizan las ecuaciones [ecuación T.54] [ecuación T. 55], en la [ecuación T. 19], el rendimiento cuando la potencia es máxima resulta:

$$\eta(\dot{W}_{max}) = 1 - \left(\frac{T_E^+}{T_E^-}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{T. 57})$$

Y para concluir, la expresión de la potencia máxima se obtiene mediante:

$$\dot{W}_{max} = \frac{Q^+ - Q^-}{\delta} = \frac{\hat{Q}^+ \delta^+ - \hat{Q}^- \delta^-}{\varepsilon(\delta^+ + \delta^-)} = \frac{\left(\frac{\delta^+}{\delta^-}\right) \hat{Q}^+ - \hat{Q}^-}{\varepsilon \left[\frac{\delta^+}{\delta^-} + 1\right]} \quad (\text{T. 58})$$

Sustituyendo las ecuaciones [ecuación T. 54, 55 y 56], se consigue la expresión de la potencia máxima utilizando las FTT:

$$\dot{W}_{max} = \left(\frac{m\kappa^- \kappa^+}{\varepsilon}\right) \left[\frac{\left(T_E^-\right)^{\frac{1}{2}} - \left(T_E^+\right)^{\frac{1}{2}}}{\left(\kappa^+\right)^{\frac{1}{2}} + \left(\kappa^-\right)^{\frac{1}{2}}}\right]^2 = m\kappa^- \kappa^+ (\delta^+ + \delta^-) \left[\frac{\left(T_E^-\right)^{\frac{1}{2}} - \left(T_E^+\right)^{\frac{1}{2}}}{\left(\kappa^+\right)^{\frac{1}{2}} + \left(\kappa^-\right)^{\frac{1}{2}}}\right]^2 \quad (\text{T. 59})$$

3. METODOLOGÍA

En esta sección se hará una definición concreta del proyecto y de los elementos que lo componen, así como de las ecuaciones que lo rigen.

3.1 DESCRIPCIÓN GENERAL

Una vez conocido a grandes rasgos el marco actual de la industria metalúrgica a nivel global, habiendo especificado que los hornos de arco eléctrico (EAF) son ampliamente utilizados, se ha decidido escoger una planta de producción de acero con este tipo de horno para aplicarle los distintos sistemas de recuperación, almacenamiento y producción eléctrica.

En concreto, se ha referido a un caso típico de producción de acero. Una planta con un EAF que produce 120 toneladas de acero por ciclo de fundición.

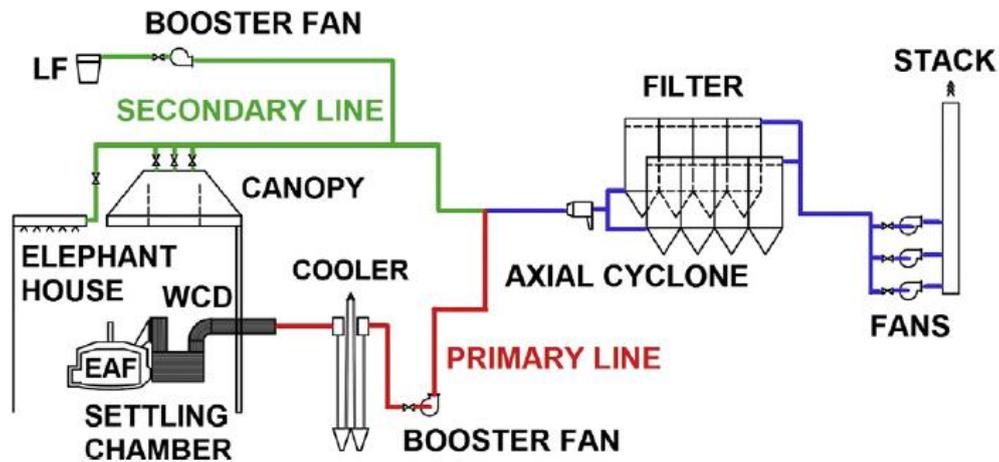


Figura 9. Esquema del circuito de gases de escape del EAF de referencia. [5]

En la [Fig. 9] se muestra el diseño de la planta usado en este trabajo. Específicamente, se puede observar la sección de adecuación de los gases de escape, o de limpieza. Los gases de combustión son producidos durante el ciclo TTT, y son liberados por la chimenea del horno hacia una cámara de sedimentación (*settling chamber*). En esta cámara, las partículas más grandes de cenizas caen por gravedad y se depositan al fondo de la cámara, de donde serán extraídas. Más tarde se reconduce el gas hacia una zona de enfriamiento donde se reduce la temperatura de los gases. Es entonces cuando la línea principal de gases se conecta con la segunda línea, que incluye gases almacenados durante la fase de apertura de la bóveda. Una vez juntos pasan por un ciclón axial que se deshace de las partículas más pequeñas y también pasan por un filtro, con el mismo propósito. De ahí, los gases son liberados a la atmósfera mediante una chimenea.

El proceso de fundición de la chatarra, nombre por el que se conoce al material que se introduce en el horno, dura de manera aproximada, 50 minutos. El proceso de extracción del acero fundido y de sustitución por más chatarra sobre una nueva cuenca dura entre 5 y 10 minutos. El proceso total hasta el vertido (*tapping*) dura entre 55 y 60 minutos. Estos son los períodos en los que se dividen el uso del EAF, que produce acero fundido durante las 24 horas del día.

Los datos obtenidos para esta planta se han medido durante varios ciclos TTT justo antes del enfriador de los gases. La [Figura 10] muestra la temperatura y caudal másico de los gases para tres ciclos.

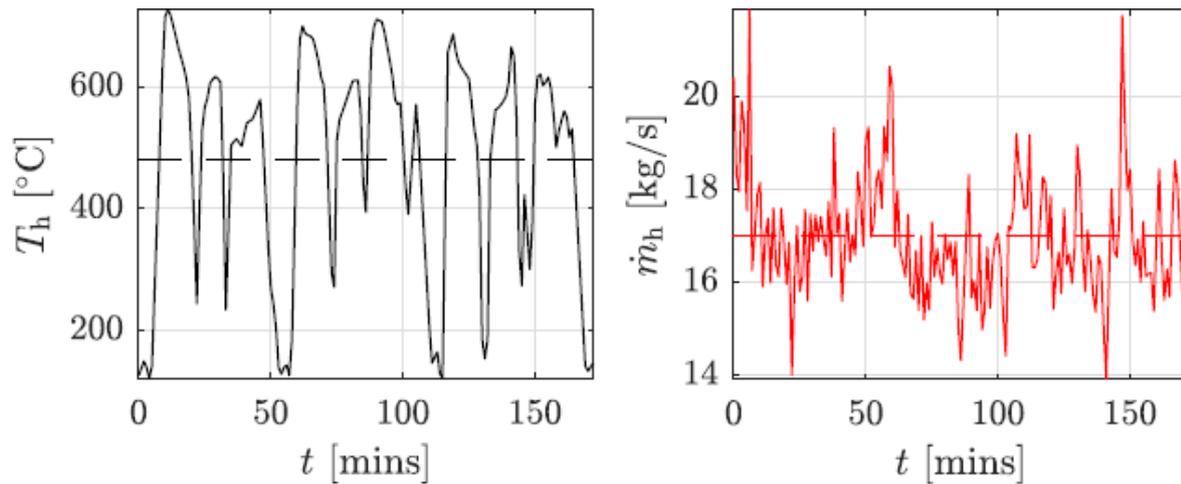


Figura 10. Temperatura y caudal másico de los gases de escape. [10]

Como se puede observar en la [Figura 10], las temperaturas altamente variables y el calor residual se entrega de manera discontinua. En un ciclo de esta planta de acero, se tienen temperaturas que llegan a alcanzar los 796 °C durante el vertido, y entre 120 °C y 160 °C mientras se recarga y se realizan paradas breves de mantenimiento. Las paradas más largas para operación de planta consiguen reducir la temperatura de los gases a 60 °C. Adicionalmente, algunas caídas a temperaturas de 500 °C están relacionadas con aperturas del quemador.

Tabla 3. Parámetros del gas delante del enfriador. [3]

| | Media | Mínimo | Máximo |
|---------------------------------------|--------------|---------------|---------------|
| Temperatura gas de escape (°C) | 550 | 64 | 796 |
| Presión estática (Pa) | 96359,8 | 96179,5 | 96715 |
| Densidad (kg/m³) | 0,5 | 0,3 | 1 |
| Velocidad (m/s) | 24,7 | 12,2 | 41,1 |
| Caudal másico (kg/s) | 19,8 | 12,8 | 30,9 |

Debido a la alta variabilidad de las condiciones del gas del EAF, acoplar un Ciclo Rankine directamente para la producción de electricidad conllevaría un diseño muy complicado y costoso. Se hace necesario un dispositivo que ayude a regular esta temperatura para hacerla útil. La propuesta de este proyecto es la implementación de un sistema de almacenamiento de energía térmica por calor latente (LHTS), que haga uso de materiales de cambio de fase (PCM). Se estudiarán dos ubicaciones para este dispositivo: dentro de la cámara de sedimentación y fuera. Se harán pasar los gases por un intercambiador de calor carcasa-tubos, para devolver los gases al circuito por la línea principal, previo al enfriador. Esta elección se debe a que el potencial energético de los gases es mayor al potencial corriente abajo. Adicionalmente, la cámara permite fácilmente la introducción del intercambiador sin alterar en gran medida la estructura general de la instalación.

Considerando una cámara de sedimentación común [5], con 10 m de largo, 4 de ancho y 5,5 de alto, el espacio del que se dispone para el dispositivo de recuperación es, dejando un margen de 0,5 metros tanto a lo largo como a lo ancho, aproximadamente 27 m². Teniendo en cuenta que, para permitir la sedimentación de las cenizas, la altura máxima del intercambiador no debería superar los 3,5 m para permitir la deposición de las cenizas, el volumen disponible para el intercambiador rondará los 94,5 m³. Este será el volumen máximo disponible V_{max_int} considerado en los cálculos.

El Ciclo Rankine irá acoplado mediante el sistema de intercambiador carcasa-tubería al sistema, y producirá potencia únicamente las horas que se definan en su tiempo de consumo. Este tiempo de consumo será de 8 horas para todos los casos. Se hará pasar el fluido por la superficie de contacto del intercambiador pertinente, de tal manera que el PCM sea capaz de aportarle energía, haciendo posible el funcionamiento correcto del ciclo. Las ecuaciones que lo rigen, así como la elección del fluido y las correspondientes propiedades en el diagrama, se analizarán en secciones posteriores.

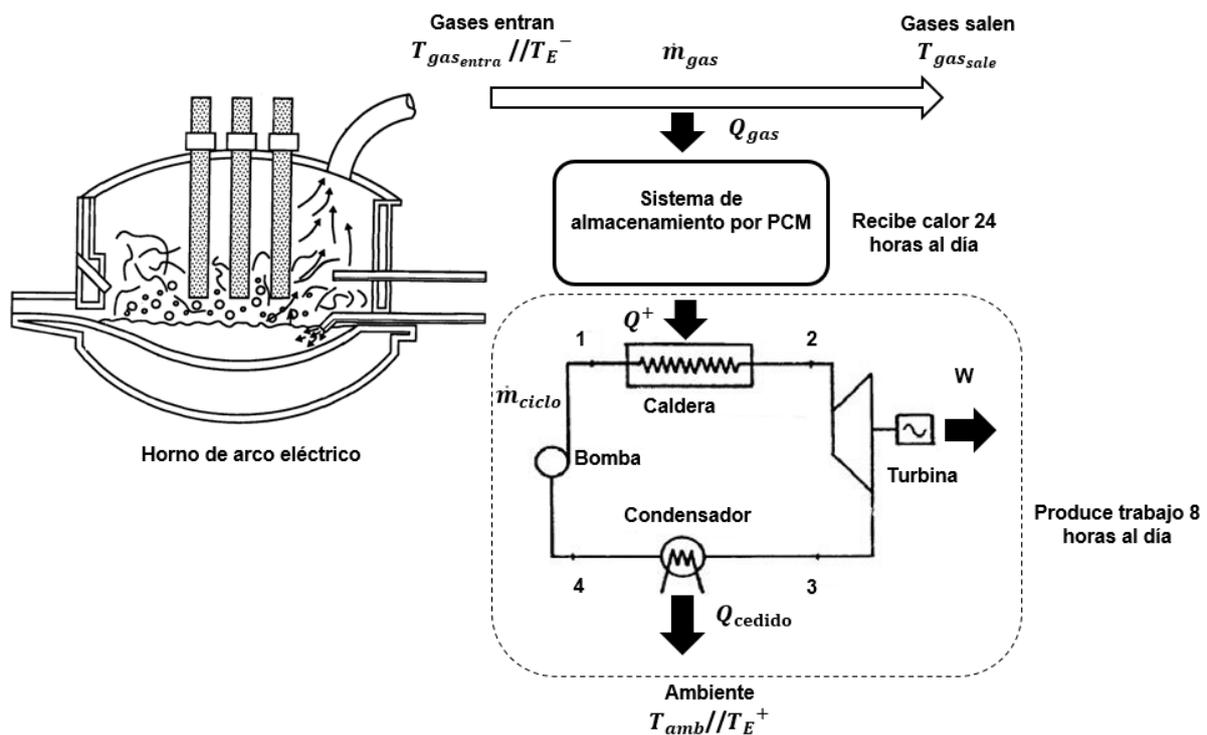


Figura 11. Esquema de los flujos de energía del sistema

Durante las fases en las que la temperatura de los gases sea superior a la temperatura del PCM, se acumulará energía en forma de calor latente, pues hará pasar de estado sólido a líquido dicho material. Sin embargo, la cesión de calor desde el PCM a los gases supone una ineficiencia energética, ya que aumenta la temperatura con la que salen los gases de escape de la cámara de sedimentación, complicando las instalaciones posteriores e incluso contaminando térmicamente, más aún, la atmósfera. Sin mencionar que se pierde parte del calor ya almacenado. Debido a que las disminuciones de temperatura en los gases durante los valles se deben a operaciones externas sobre el EAF (p. ej. el tapping), se hará servir un sistema de control que impida circular, mediante válvulas, a los gases de escape por el intercambiador. De esta forma, con respecto a los gases, el PCM sólo acumulará energía, sin ceder calor. Este sistema será explicado con mayor detalle en secciones posteriores.

Es importante destacar que el intercambiador deberá contar con materiales resistentes a temperaturas muy elevadas, es decir, que su temperatura de fundición debe ser superior a la máxima posible en los gases de escape.

3.2 SELECCIÓN DEL PCM

Con el objetivo de suavizar las temperaturas de los gases en una buena cantidad, esto es, aplanar la curva de temperatura de los gases, en la selección del PCM se deberá encontrar un material cuya temperatura de fusión esté en el orden de magnitud de la temperatura media de los gases de escape, y la temperatura de ebullición por encima de la temperatura máxima. En un primer momento, se tomará de referencia el caso de estudio en el que se

almacene con un único PCM, siendo más tarde cuando se presente el caso de estudio pertinente en el que se utilicen y seleccionen dos materiales.

En la [Figura 12] se observa la variación de la temperatura de los gases con el tiempo, mostrando en ella también una clara diferenciación de los períodos que, como se ha mencionado anteriormente, duran 50 mins. aproximadamente. Con esta información es posible separar los ciclos TTT y aislar uno para su estudio.

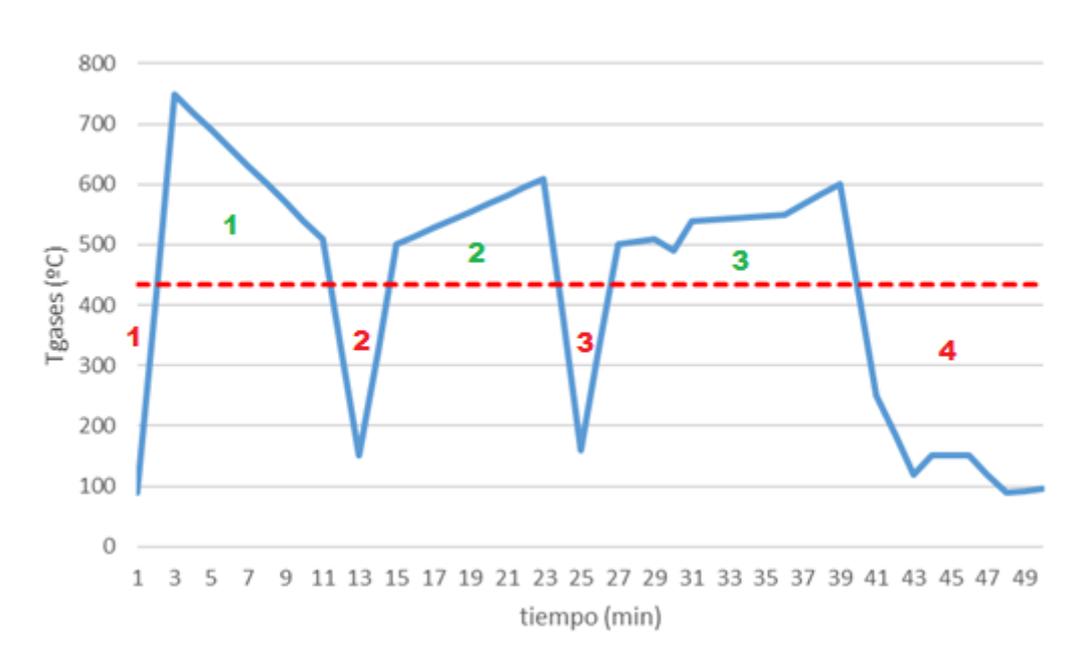


Figura 12. Perfil de temperaturas correspondiente a un ciclo de EAF, junto a la temperatura media de dichos gases [3]. Adicionalmente, se hallan numerados los picos (verde) y valles (rojo).

Es importante incidir en que la media que resulta de este perfil de temperaturas es inferior a la proveída por las mediciones de la instalación. En concreto, la temperatura del gráfico es de 434,15 °C. Los cálculos han sido realizados en base a este perfil, por lo tanto, la media utilizada será la obtenida en la [Figura 12].

De cualquier manera, conociendo esta temperatura se han analizado diversos metales para el sistema de suavizado. Primeramente, se han tenido en cuenta metales puros comúnmente utilizados en la industria. Estos metales cuentan con baja expansión volumétrica en la fusión de los mismos:

Tabla 4. Propiedades de distintos metales puros para su utilización como PCM. [5]

| | Aluminio | Plomo | Estaño |
|--|----------|-------|--------|
| Temperatura de fusión (° C) | 660 | 327,4 | 231,9 |
| Temperatura de ebullición (° C) | 2057 | 1620 | 2602 |
| Densidad fase sólida (kg/m³) | 2550 | 11340 | 7280 |
| Calor latente de fusión (kJ/kg) | 396 | 23,8 | 59,9 |

| | | | |
|---------------------------------------|------|------|-------|
| Conductividad térmica (W/(mK)) | 215 | 33 | 67 |
| Coste por peso (€/kg) | 1,86 | 1,62 | 20,01 |

Estos metales tienen una temperatura de ebullición adecuada para la aplicación, pues es muy superior a la máxima registrada en los gases (796 °C). Por lo que respecta a las temperaturas de fusión, la más adecuada es la del plomo, pues es la más cercana a la media. Sin embargo, el plomo presenta una entalpía de fusión muy baja en comparación a el aluminio. La entalpía de fusión, en los casos de PCM es básicamente un indicador de cuánta energía es capaz de almacenar por unidad de masa. El plomo también tiene una densidad muy elevada comparándolo con los otros, lo cual es positivo porque ocupará un menor espacio en el almacenamiento. Además, tiene una conductividad térmica bastante baja, lo cual, definitivamente hace que el plomo, a priori, quede descartado. Entre el estaño y el aluminio, la balanza se acaba decantando en contra del estaño por motivos económicos, a pesar de sus buenos resultados en densidad. También cuenta con un calor latente de fusión varias veces inferior con respecto al otro metal.

Por lo tanto, el aluminio es considerado el metal más apto para su aplicación como PCM. Sin embargo, aún cuenta con una temperatura de fusión bastante superior a la media de los gases. Para atajar este problema, se ha sopesado la idea de trabajar con aleaciones de este mismo metal. Mediante aleaciones se puede conseguir variar propiedades concretas de un metal, dejando las otras con una menor variación. En la [Tabla 5] se muestran distintas aleaciones del aluminio, y sus propiedades termodinámicas.

Las diferentes aleaciones muestran temperaturas más ajustadas a la media del perfil de temperaturas, sin embargo, las aleaciones más ajustadas son el Al-24,4Cu-12Mg-18,2Zn y Al-34Mg-6,42Zn, con 460 y 447 °C, respectivamente. A pesar de que estas dos aleaciones no tienen datos de conductividad térmica, la prioridad de la temperatura de fusión de los PCM hace que se descarten el resto de aleaciones. Las principales diferencias entre las aleaciones no descartadas son la entalpía de fusión y la densidad, saliendo favorecida la segunda aleación, pues, a pesar de ser menos densa, tiene un mayor calor latente. Además, la segunda aleación tiene datos sobre los calores específicos en ambos estados, los cuales pueden ser de ayuda en posteriores cálculos. Por ende, la selección definitiva del material de cambio de fase es la aleación Al-34Mg-6,42Zn.

Tabla 5. Propiedades de aleaciones de aluminio. [11] y [12]

| | 87,8Al-12,2Si | 80Al-20Si | 70Al-30Si | 60Al-40Si | Al-33,2Cu | Al-24,5Cu-12Mg-18,2Zn | Al-34Mg-6,42Zn |
|------------------------------------|----------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------------------|-----------------------|
| Temperatura de fusión (°C) | 580 | 580 | 580 | 580 | 548 | 460 | 447 |
| Densidad (kg/m³) | 2620 | 2580 | 2540 | 2510 | 3424 | 3800 | 2393 |
| Calor latente de fusión | 499 | 553 | 644 | 721 | 351 | 315,3 | 329 |

| | (kJ/kg) | | | | | | |
|---|---------|-------|-------|-------|------|---|-------|
| Conductividad térmica (W/(mK)) | 165 | 158 | 140 | 110 | 130 | - | - |
| Calor específico (kJ/kgK): | 1,036 | 0,984 | 0,896 | 0,879 | 1,11 | - | 1,049 |
| S/L | / | / | / | / | / | / | / |
| | - | - | - | - | - | - | 1,426 |

Por último, es importante señalar que la aleación es ligeramente corrosiva con otros metales, sin embargo, ha sido testado con tuberías o cilindros de almacenamiento fabricados con materiales típicos y, por norma general, soportan bien a largo plazo los efectos de la corrosión. De cualquier manera, este aspecto será comentado en el apartado correspondiente al intercambiador.

3.3 EL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO

Como ya se ha mencionado previamente, primero se tomará de referencia la configuración del sistema de almacenamiento energético que haga uso tan solo de un único PCM.

Una vez escogida la aleación de aluminio con magnesio y zinc como material de cambio de fase, junto al perfil de temperaturas de los gases de escape, se tiene ya suficiente información para obtener algunos datos relevantes.

En primer lugar, la configuración del sistema de almacenamiento (TES) se divide en distintos intervalos. Cuando la temperatura de los gases es superior a la de fusión del PCM, o picos, y cuando la temperatura de los gases es inferior, o valles. Según la descripción del proyecto, el sistema de almacenamiento recolectará energía de los gases de escape durante los distintos ciclos de trabajo TTT, es decir, durante todo el día $t_{utilización_EAF}$. Mientras dure el llamado proceso de consumo o de descarga $t_{consumo}$, el PCM seguirá recibiendo energía de los gases al mismo ratio \dot{Q}_{PCM}^+ , pero cederá energía a un ratio mayor hacia el ciclo Rankine \dot{Q}^+ , que producirá potencia eléctrica. A continuación, se muestra el balance de energía:

$$t_{consumo} \dot{Q}^+ = t_{utilización_EAF} \dot{Q}_{PCM}^+ \text{ o bien,} \quad (3)$$

$$t_{consumo} (\dot{Q}^+ - \dot{Q}_{PCM}^+) = Q_{almacenado}$$

Que, para facilitar los cálculos se expresará en términos de potencia térmica:

$$\dot{Q}^+ - \dot{Q}_{PCM}^+ = \frac{Q_{almacenado}}{t_{consumo}} \quad (4)$$

Donde $Q_{almacenado}$ representa la energía que pierde el sistema de almacenamiento durante el proceso de consumo, o lo que es lo mismo, la energía que recibe el PCM durante el proceso de almacenamiento $t_{almacenamiento}$.

$$\dot{Q}_{PCM}^+ = \dot{Q}_{gas} = \frac{Q_{almacenado}}{t_{utilización_{EAF}} - t_{consumo}} = \frac{Q_{almacenado}}{t_{almacenamiento}} \quad (5)$$

De este modo, durante la etapa de descarga, la energía contenida en forma de calor latente del PCM $Q_{almacenado}$ se irá entregando al ciclo hasta alcanzar un porcentaje de seguridad de material de cambio de fase solidificado. También se ha especificado otro porcentaje de seguridad de PCM solidificado, superior al anterior que será el ratio de material solidificado al acabar el llamado proceso de almacenamiento o de carga. Estos porcentajes apuntan a contener posibles variaciones del perfil de temperaturas que hagan que el material se funda o solidifique al completo, y que almacene o ceda calor sensible.

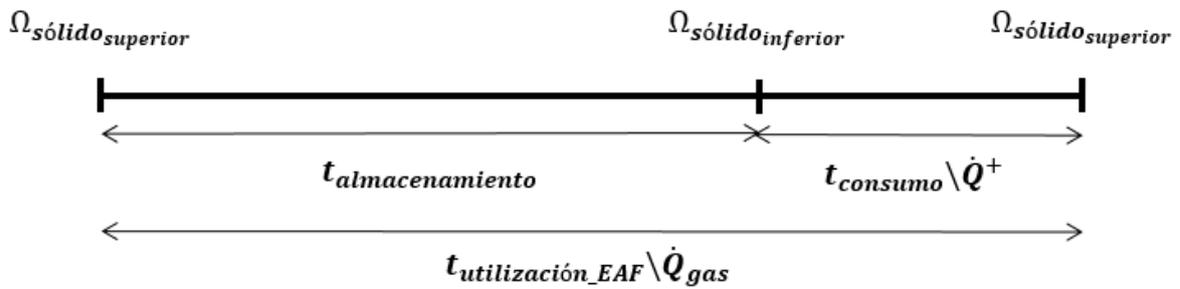


Figura 13. Esquema de la energía por unidad de tiempo y de los tiempos del sistema de almacenamiento

Así, al inicio del proceso de almacenamiento, cuando el PCM recibe calor de los gases sin ceder al ciclo, deberá haber un porcentaje de material solidificado de $\Omega_{sólido_superior}$. Y cuando acabe este proceso e inicie el de consumo, deberá haber un porcentaje de material solidificado de $\Omega_{sólido_inferior}$. La expresión para la energía almacenada durante el proceso de carga es entonces:

$$Q_{almacenado} = Q_{latente} (\Omega_{sólido_superior} - \Omega_{sólido_inferior}) \quad (6)$$

Según la [Figura 12], el PCM recibe calor cuando la temperatura de los gases es superior a la temperatura de fusión, o temperatura del PCM, T_{PCM} , ya que se va a trabajar en su estado de cambio de fase. En las expresiones de la sección 2, la temperatura de almacenamiento será la del entorno que cede calor al ciclo, es decir, T_E^- .

Para el cálculo de la energía recibida por el PCM proveniente de los gases en un ciclo Q_{gas} , la ecuación imperante es (7). En ella entran en acción el caudal másico y el calor específico de los gases, la diferencia de temperaturas a la entrada y la salida del intercambiador y el tiempo es el intervalo que se está analizando.

$$Q_{gas} = t * \dot{Q}_{gas}(t) = \dot{m}_{gas} C_{p,gas} \int_{t_i}^{t_{i+1}} (T_{gas_entra} - T_{gas_sale}) dt \quad (7)$$

El calor específico de los gases es dependiente de la temperatura, sin embargo, se considerará constante a efectos de cálculo para una temperatura aproximada $T_{PCM} = 447$ °C. Para este cálculo se ha tomado como referencia también una densidad mayor a la obtenida en la medición de los gases puesto que en la cámara de sedimentación hay bastante contenido en cenizas. El dato promedio obtenido en la cámara de sedimentación da una densidad normalizada de $1,3$ kg/Nm³, así como una capacidad calorífica específica de 1330 kJ/Nm³K. En definitiva, el valor tomado es $C_{p, gas} = 1,729$ kJ/kgK.

Utilizando la gráfica de la temperatura de los gases, y siendo el área entre la porción debajo de la curva y la temperatura del PCM una cantidad de energía proporcional a la disponible para el material, mediante el uso de la ecuación de transmisión de calor es posible obtener a cada instante la potencia térmica cedida de los gases al material de almacenamiento. La expresión es la siguiente, análoga a [ecuación T. 35]:

$$\dot{Q}_{gas}(t) = \dot{Q}_{PCM}^+(t) = \xi_{gas_PCM} X_{gas-PCM}(t) = \xi_{gas_PCM} (T_{gas,i} - T_{PCM}) \quad (8)$$

Donde,

$$\xi_{gas_PCM} = U_{gas_PCM} A_{int_gas_PCM} \quad y \quad X_{gas-PCM}(t) > 0 \quad (9)$$

De esta manera, conociendo el valor ξ_{gas_PCM} [kW/k] y el valor U_{gas_PCM} [W/m²k], se tiene el área de la superficie de intercambio que debe tener el PCM con los gases de escape $A_{int_gas_PCM}$ [m²]. Lo cual, junto a la diferencia de temperatura entre los gases y el PCM aporta el dato de la transmisión de calor instantánea $\dot{Q}_{gas}(t)$ [kW]. En la sección de gases de salida se explicará cómo obtener el valor de ξ_{gas_PCM} , con tal de que los gases salgan del intercambiador a una temperatura controlada.

Otra forma de escribir la ecuación (8) siendo Δt_i el intervalo de tiempo con el que se ha discretizado el ciclo de los gases, sería de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} Q_{gas} &= \int_0^{t_{ciclo}} \dot{Q}_{gas}(t) dt = \xi_{gas_PCM} \sum_{i=1}^{t_{ciclo}} \Delta t_i X_{gas-PCM} \\ &= U_{gas_PCM} A_{int_gas_PCM} \sum_{i=1}^{t_{ciclo}} \Delta t_i X_{gas-PCM} \end{aligned} \quad (10)$$

Es interesante también definir el calor latente $Q_{latente}$ como:

$$Q_{latente} = m_{PCM} * H_{fus} \quad (11)$$

La expresión del calor latente para el PCM relaciona la masa del material con su entalpía de fusión en la ecuación (11). No se ha de confundir con la energía almacenada $Q_{almacenado}$, es decir, la energía que entra y sale del sistema durante el $t_{utilización_EAF}$, 24 horas.

La siguiente ecuación (12) muestra la potencia media de los gases \dot{Q}_{gas} durante un ciclo y, por lo tanto, es representativa de la potencia térmica de los gases durante todo el tiempo de funcionamiento del horno de arco eléctrico:

$$\dot{Q}_{gas} = \frac{Q_{gas}}{t_{ciclo}} = \xi_{gas_PCM} \bar{X}_{gas-PCM} \quad (12)$$

En la que se puede observar que la diferencia de temperatura entre el gas y PCM está referida a la media de un ciclo $\bar{X}_{gas-PCM}$.

Para conocer las expresiones del resto de parámetros del intercambiador, acudir a la [sección 3.5 INTERCAMBIADORES DE CALOR] donde se ahonda en el intercambiador de calor a nivel geométrico.

Por último, para medir el rendimiento energético del sistema Λ , se ha de calcular el potencial de producción eléctrica si los gases redujesen su temperatura a la del enfriador, y el sistema de almacenamiento recolectase todo ese potencial energético. A continuación, un esquema del balance de energía:

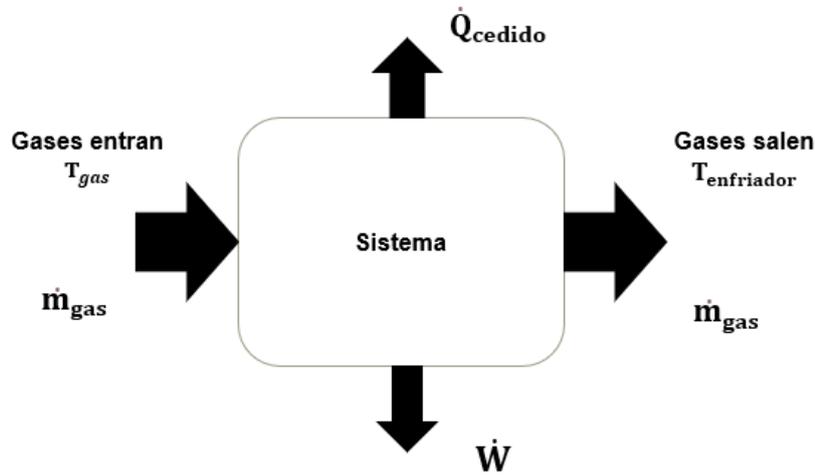


Figura 14. Esquema del balance de energía del sistema de almacenamiento

Viendo la [Figura 14], el balance de energía es el siguiente:

$$\dot{m}_{gas}(h_{enfriador} - h_{gas_entrada}) = \dot{Q}_{ced} - \dot{W}_{potencial} \quad (13)$$

Y la desigualdad de la entropía es esta:

$$\dot{m}_{gas}(s_{enfriador} - s_{gas_entrada}) \leq \int \frac{dQ}{T} \leq \int \frac{dQ_{ced}}{T_{amb}} \quad (14)$$

Juntando las dos, se tiene:

$$\dot{W}_{potencial} = \frac{1}{t_{ciclo}} \sum_{i=1}^{t_{ciclo}} (T_{amb} \dot{m}_{gas} (s_{enfriador} - s_{gas_entrada}) - \dot{m}_{gas} (h_{enfriador} - h_{gas_entrada})) \quad (15)$$

Si se recuerda que el sistema recibe energía desde los gases durante todo el día, se podría estar produciendo trabajo de manera ininterrumpida durante las 24 horas. Por lo tanto, en términos energéticos, el trabajo potencial de los gases seguirá:

$$W_{potencial} = \dot{W}_{potencial} t_{utilización_EAF} \quad (16)$$

Del mismo modo, en los distintos casos de estudio, al haber una producción discontinua en la que el ciclo de producción de potencia trabaja tan solo 8 horas durante el día, la expresión de la energía generada es:

$$W_{caso_estudio} = \dot{W}_{caso_estudio} t_{consumo} \quad (17)$$

Una vez obtenidos ambos trabajos, el potencial y el del caso de estudio, se tiene la siguiente expresión, que representa el rendimiento de captación del sistema:

$$\Lambda = \frac{W_{caso_estudio}}{W_{potencial}} \quad (18)$$

3.4 EL CICLO DE TRABAJO

El sistema de generación eléctrica utiliza la energía proveniente del PCM para producir trabajo en forma de potencia eléctrica. Esto se consigue mediante un Ciclo Rankine, el cual incorpora diversos componentes que alteran las propiedades del fluido que lo recorre, con el objetivo de entregar o ceder energía, o con la finalidad de adecuar las condiciones de este para el uso adecuado de los componentes.

Para diseñar el ciclo, lo primero será escoger el fluido de trabajo, para ello el criterio que se ha seguido consiste en 2 condiciones de contorno principales: la temperatura de la fuente y la del sumidero. Estas temperaturas son conocidas para el caso de estudio 1, pues la de la fuente es la temperatura de fusión del PCM, 447 °C, ya que se mantiene constante mientras cede calor latente. La temperatura del sumidero escogida es la temperatura ambiente, considerada 25 °C. De este modo, se tiene una temperatura del ciclo máxima y una mínima, pues el calor siempre fluye del foco caliente al foco frío.

Para el caso de un único PCM, en un principio, se barajó el uso de fluidos orgánicos para la aplicación al circuito, sin embargo, el rango de temperaturas en los que pueden trabajar son demasiado bajos, y las presiones a “temperaturas altas” del ciclo son muy elevadas. Al tener una temperatura tan inferior se produce una mayor diferencia de temperatura entre el evaporador y la fuente, viéndose reducida la eficiencia del ciclo. Es por esto que seleccionó el agua, pues puede trabajar fácilmente en el rango de temperaturas estipulado, y siempre dentro de la campana de saturación, haciéndolo un fluido subcrítico, proporcionando mayor seguridad a la instalación. Por añadidura, las presiones de trabajo se encontrarían en un rango asumible.

Como se vio en la parte del desarrollo teórico, cuanto más se acerque la temperatura del fluido en la absorción a la temperatura del PCM, y la del fluido en cesión a la del ambiente, mayor será el rendimiento del ciclo. Sin embargo, como también se mencionó anteriormente,

este incremento en el rendimiento no va ligado con el incremento en la potencia. Esto quiere decir que la potencia máxima no va a coincidir con el rendimiento máximo.

Se ha decidido entonces, también como condición de contorno principal, fijar una potencia eléctrica y hacer que esta coincida con la potencia máxima \dot{W}_{max} , según la [ecuación T. 59]. Esta potencia eléctrica no será fijada al azar, sino que será dependiente de la decisión del tiempo de consumo/descarga $t_{consumo}$, es decir, del tiempo que tarda en solidificarse la parte disponible del PCM al ceder energía al ciclo. Así como de las características del material de las tuberías ξ_{gas_PCM} y, de si se quiere dentro o fuera de la cámara de sedimentación el intercambiador.

En la ecuación (3) se introduce el término \dot{Q}^+ , la energía por unidad de tiempo recibida por el fluido durante la absorción, la cual se puede escribir como producto del caudal másico \dot{m}_{ciclo} y la diferencia de entalpías Δh_{abs} entre el punto de entrada a la caldera/intercambiador de calor y el de salida, en valor absoluto. Esta diferencia de entalpías es resultado directo del diseño del ciclo termodinámico, en este caso del agua. Relacionando con la [ecuación T. 34]:

$$\dot{Q}^+ = \dot{m}_{ciclo} \Delta h_{abs} = \dot{m}_{ciclo} \xi^+ \bar{X} \delta^+ \quad (19)$$

Dibujar el ciclo es consecuencia de una serie de condiciones que se han de estipular previamente. Primeramente, se ha de disponer de un gráfico del ciclo termodinámico del fluido de trabajo. Se calculará mediante el uso de las FTT, concretamente de las ecuaciones de X_{max} e Y_{max} , [ecuación T. 50] y [ecuación T. 51], las diferencias de temperaturas fuente-fluido y fluido-sumidero cuando la potencia es máxima. Estas expresiones requieren de 2 valores principales, las temperaturas de entorno T_E y las κ en absorción y en cesión. La forma de estimar estos últimos, será explicada en la sección de intercambiador de calor posteriormente.

Se ha estipulado que el ciclo tenga cuatro puntos principales, siendo la absorción de calor en la caldera del punto 1 al 2, el turbinado del fluido para la producción de potencia del 2 al 3, la condensación del fluido del 3 al 4 y el bombeo del fluido del 4 al 1.

Con las diferencias de temperaturas del ciclo ya definidas, se asume que la cesión de calor del fluido, es decir, la etapa de condensación, sucederá siempre dentro de la campana y acabará en líquido saturado. Esto quiere decir que la temperatura durante la etapa permanece constante, pues se encuentra en cambio de fase y coincidirá con la temperatura promedio de cesión de calor, tal como en la [ecuación T. 27]:

$$T_{max}^- \equiv Y_{max} + T_E^+ = T_{3-4,cond} \quad (20)$$

Con esta expresión, se tiene la presión de la etapa de condensación (P_3 y P_4), así como la temperatura T_4 , la entalpía h_4 , la entropía s_4 y demás variables termodinámicas de este mismo punto.

Le sigue el punto 1, que se obtiene suponiendo que el bombeo consume una potencia despreciable comparada a la de la turbina y, por lo tanto, se considera un proceso isentrópico. Con ello se puede trazar la línea isentrópica desde el punto 4; línea donde se

encontrará el punto 1. De igual manera, para facilitar los cálculos, se considera isentrópico también el proceso de producción de potencia (2-3).

El punto 1 y el 2 se sacan por tanteo, esto es, estipulando unas condiciones que se deben de cumplir a la hora de establecer los puntos y probando distintas presiones y distintas isentrópicas (turbinado). Las condiciones que se sugieren en esta metodología, y las que se usarán en los posteriores casos de estudio, son las siguientes:

$$T^+ = T_E^- - X_{max} \quad y, \quad T_2 < T_E^- - \Delta_{pinch} \quad (21)$$

Donde Δ_{pinch} es el punto de pellizco, pinch point por su traducción en inglés. Es una medida de seguridad que estipula el mínimo de diferencia de temperatura que puede haber entre los cuerpos que transmiten calor, y sirve como límite. Generalmente el pinch point se suele situar al final de los intercambios de calor, ya que progresivamente las temperaturas se acercan entre ellas. Consultando bibliografía [16] y [17], se ha decidido escoger un pinch point de $\Delta_{pinch} = 8 \text{ k}$.

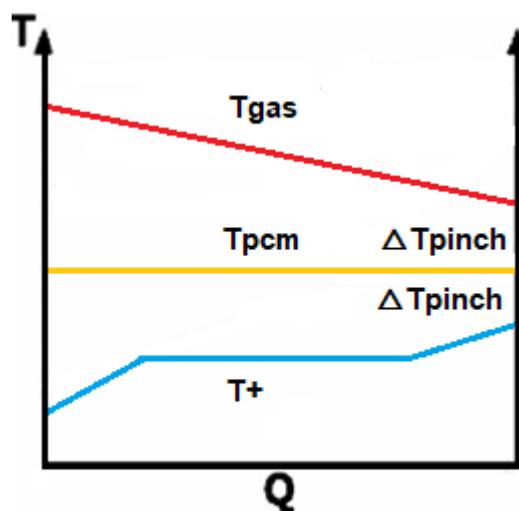


Figura 15. Perfil de temperaturas de los diferentes elementos del sistema.

Volviendo al tanteo, habiendo trazado varias paralelas sobre el gráfico representando distintas presiones para la caldera, se trazan varias isentrópicas desde la línea del proceso de condensación, siempre desde de dentro de la campana. Con ello se obtienen distintos puntos, de los cuales se deberá obtener la temperatura, la entalpía y la entropía. Es recomendable que los supuestos puntos 2 no corten dentro de la campana. Seguidamente, mediante el uso de la [ecuación T. 9], el punto 2 será el que, cumpliendo la condición del pinch, tenga una temperatura promedio similar a la obtenida por ecuación (21).

Una vez dibujado todo el ciclo se tienen los distintos valores termodinámicos de los 4 puntos escogidos. Con ellos se puede obtener, con $t_{consumo}$ y junto al calor almacenado $Q_{almacenado}$, la potencia entregada del PCM al gas \dot{Q}^+ ecuación (3), así como el caudal másico \dot{m}_{ciclo} ecuación (23) y, por lo tanto, la potencia de ciclo \dot{W} ecuación (25). Siempre y cuando no se quiera diseñar el sistema en base a una potencia fijada.

Resulta relevante introducir, en vista a futuros cálculos la expresión que relaciona la masa m_{PCM} del material del cambio de fase con su volumen V_{PCM} :

$$m_{PCM} = \rho_{PCM} V_{PCM} \quad (22)$$

Como se tiene el ciclo termodinámico completo, se pueden obtener realizar balances de energía que relacionen las entalpías de los puntos con el caudal másico \dot{m}_{ciclo} [kg/s]. Comenzando por el balance de energía en la caldera, donde el fluido absorbe calor desde el PCM:

$$\dot{Q}^+ = \dot{m}_{ciclo} * [h(p, T_2) - h(p, T_1)] = \dot{m}_{ciclo} \kappa^+ X \delta^+ \quad (23)$$

Que además enlaza con la [ecuación T. 37].

A continuación, se muestra un esquema del intercambio en la caldera [Figura 16], donde el fluido cambia de fase para ser adecuado a su uso en el turbinado:

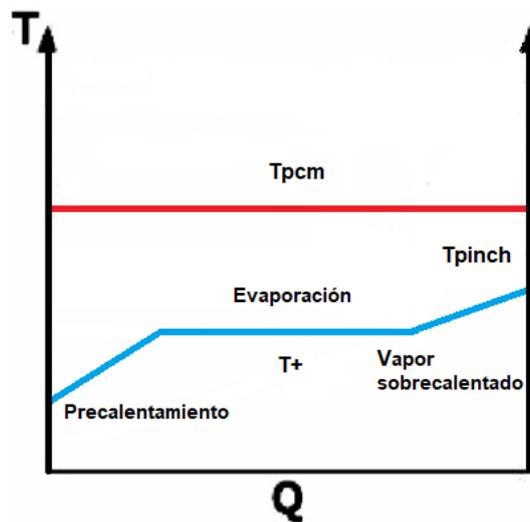


Figura 16. Perfil de temperaturas del intercambio en el evaporador.

En el condensador, el fluido entra generalmente en forma de vapor sobrecalentado y reduce su temperatura hasta la de cambio de fase mediante el intercambio con el ambiente. De ahí sale como líquido saturado, donde es conducido hacia la bomba. Este intercambio está representado en la [Figura 17]. La expresión del balance de energía es la siguiente, enlazando también con la [ecuación T.37]:

$$\dot{Q}^- = \dot{m}_{ciclo} * [h(p, T_3) - h(p, T_4)] \quad (24)$$

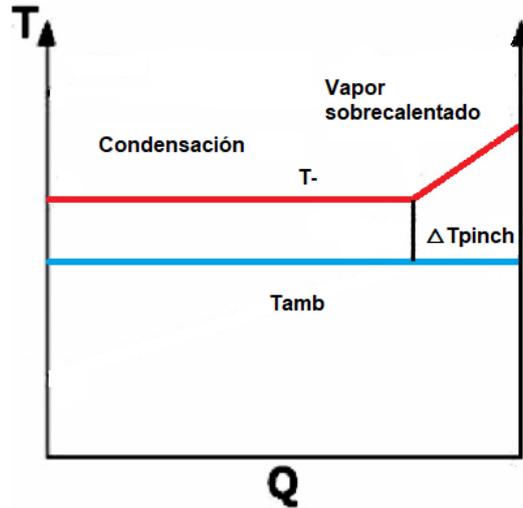


Figura 17. Perfil de temperaturas del intercambio en el condensador

Para terminar con los balances, puesto que el bombeo se ha asumido despreciable, tan sólo queda la turbina. Como ya se ha dicho anteriormente, la potencia de la turbina se fijará, de tal manera que al final de los cálculos la potencia máxima según las FTT coincida con esta. La expresión de la potencia relacionada con los puntos termodinámicos escogidos y el caudal másico es la siguiente:

$$\dot{W} = \dot{m}_{ciclo} * [h(p, T_2) - h(p, T_3)] \quad (25)$$

Conocer el caudal másico del ciclo \dot{m}_{ciclo} es clave para la obtención de las distintas expresiones [ecuación T. 54] hasta la [ecuación T. 59]. Estos son $\bar{Q}^+(\dot{W}_{max})$ y $\bar{Q}^-(\dot{W}_{max})$, $\frac{\delta^+}{\delta^-}(\dot{W}_{max})$, así como δ^+ , δ^- y δ , $\eta(\dot{W}_{max})$ y \dot{W}_{max} . También \dot{Q}^+ y \dot{Q}^- .

Por lo que respecta a la selección de la turbina dependerá enteramente de los resultados obtenidos en los diferentes casos de estudio, así como el resto de elementos del ciclo. De todos modos, es relevante conocer la ecuación del rendimiento isentrópico de la turbina:

$$\eta_{turb, isent} = \frac{h(p, T_2) - h(p, T_3)}{h(p, T_2) - h(p, T_{3s})} \quad (26)$$

Para terminar con la potencia, se tiene la ecuación (27), que se utilizará para comparar la eficacia de la ecuación del rendimiento obtenido en [ecuación T. 57]. El rendimiento térmico es el principal indicador del desempeño de la instalación y es el resultado de dividir el trabajo producido entre la energía de entrada al circuito por el evaporador.

$$\eta_{term} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}^+} \approx \eta(\dot{W}_{max}) \quad (27)$$

Por último, con tal de definir de manera muy precisa el sistema que se está diseñando, es interesante conocer cuánta masa de agua hay en cada componente del ciclo. Si se supone que el caudal másico es prácticamente constante en todo el circuito, es decir, un flujo incompresible, se tiene que, vinculándolo a los conceptos de tiempo de la FTT:

$$m_{fluido_TOTAL} = \dot{m}_{ciclo} \delta \quad (28)$$

$$m_{fluido_caldera} = \dot{m}_{ciclo} \delta^+ , m_{fluido_condens} = \dot{m}_{ciclo} \delta^-$$

3.5 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Hay dos intercambiadores de calor principales, el que hará que el fluido del ciclo pase a estado gaseoso y el que hará que el gas pase de nuevo a estado líquido.

La caldera/evaporador estará conformada por una carcasa con un haz de tubos en su interior, un intercambiador de calor carcasa-tubos o *Shell and tube heat exchanger* por su traducción al inglés. Consiste en una vasija contenedora de un fluido que, o bien recibe calor desde los tubos por los que también se hace circular un fluido, o bien lo entrega a ellos.

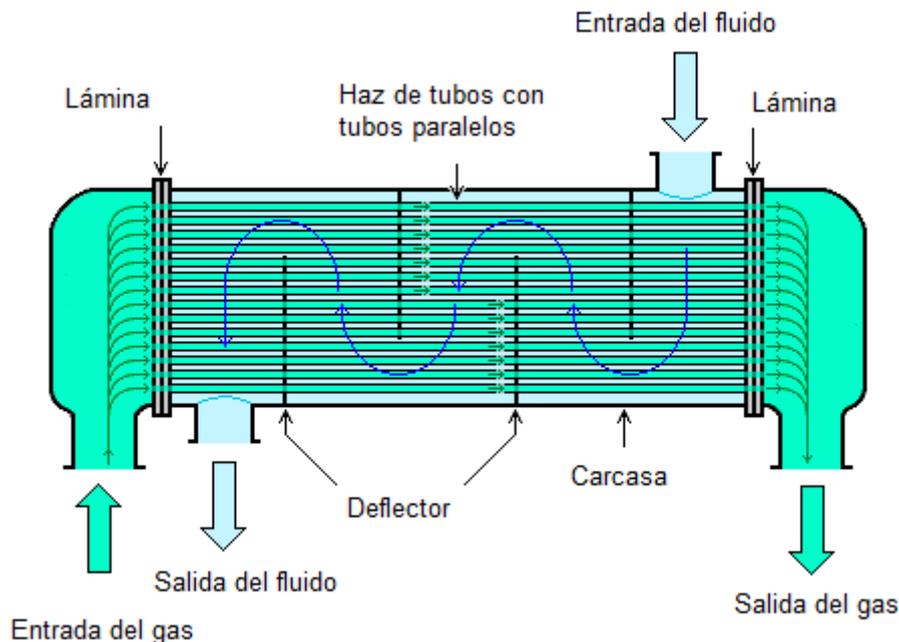


Figura 18. Intercambiador con tubos paralelos. [13]

Se ha decidido que por dentro de la vasija circule el fluido del ciclo que, como deberá cambiar de fase, aumentará su volumen considerablemente. La carcasa dispone de mayor espacio para la dilatación del fluido, por lo tanto, contendrá a dicho fluido. A través de la carcasa transcurren sendos tubos cilíndricos por donde el gas fluye. Específicamente, los tubos consistirán en dos tuberías concéntricas, circulando el gas por el interior de la de menor diámetro y estando estático el material de cambio de fase en la periferia del tubo interior, confinado también por una tubería.

Es por el diseño consistente en tuberías concéntricas que se ha decidido que el haz de tubos sea paralelo entre sí, y que los tubos sean completamente rectos [Figura 18], para evitar complicaciones en la construcción como las que podría presentar un haz de tubos en forma de U. Adicionalmente, en la [Figura 19] se muestra la configuración de estas tuberías.

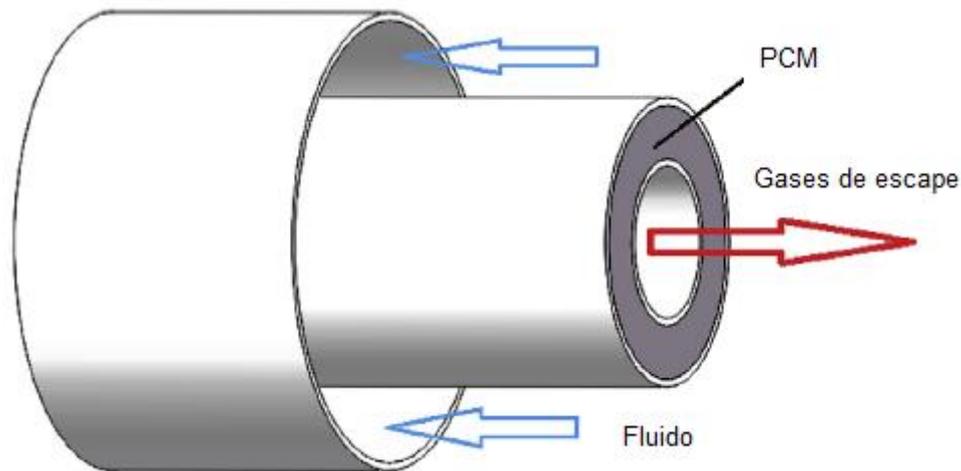


Figura 19. Esquema de los tubos concéntricos. Nota: el fluido de trabajo circula por fuera de los tubos y por dentro de la carcasa. [14]

La primera limitación a la hora de escoger un intercambiador y ubicarlo en la cámara de sedimentación es el espacio disponible para este, con un máximo de 94,5 m³, calculados en base al tamaño de una cámara de sedimentación típica, en la sección de descripción general. Ya que la intención de este proyecto es aprovechar los gases de escape del EAF lo máximo posible, el volumen del intercambiador coincidirá con el máximo, de tal manera que se consiga tener el volumen de PCM más grande posible para esta configuración. Para continuar con las restricciones, es necesario conocer la nomenclatura de los diámetros:

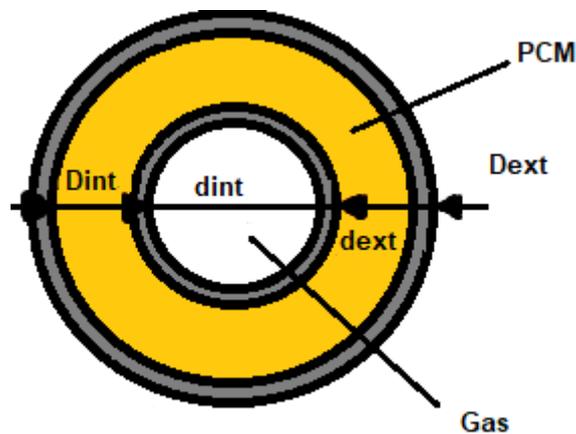


Figura 20. Sección transversal de los tubos.

Los distintos diámetros de las tuberías del intercambiador se muestran la [Figura 20]. Los espesores de las tuberías serán fijados en 2 mm para ambas tuberías, interna y externa, pues en [5] ha probado ser útil a la hora de diseñar con una situación similar de tubos concéntricos. Las expresiones que relacionan todos los parámetros geométricos de las tuberías son:

$$D_{ext} = \text{espesor}_{\text{externo}} + d_{ext} \text{ y } D_{int} = \text{espesor}_{\text{interno}} + d_{int} \quad (29)$$

Por lo tanto, continuando con las limitaciones de espacio del caso 1, se tiene que el intercambiador no puede medir más que 3,5 m en altura, un máximo 3 a lo ancho y los tubos

más que 7,2 m a lo largo, siendo el 80% de la longitud de la carcasa, dejando un margen de 0,9 a cada extremo para las conexiones de las tuberías que transportan gas. Las medidas de máximo tienen en cuenta un espacio de separación entre los tubos, por lo tanto, las expresiones siguientes definen las limitaciones con las que se diseñará:

$$n_{\text{tubos}_{\text{diámetro}}} D_{\text{ext}} \leq \text{Altura}_{\text{max}} = 3,5 \quad (30)$$

$$n_{\text{tubos}_{\text{diámetro}}} D_{\text{ext}} \leq \text{Altura}_{\text{max}} = 3$$

$$L_{\text{tubo}} \approx 7,2$$

Siendo $n_{\text{tubos}_{\text{diámetro}}}$ el número de tuberías que conforman el diámetro de la carcasa, ya que la distribución de las tuberías paralelas es en forma circular, tal como se representa en la [Figura 21]. Mientras tanto, L_{TUBO} es la longitud de una unidad de tubería.

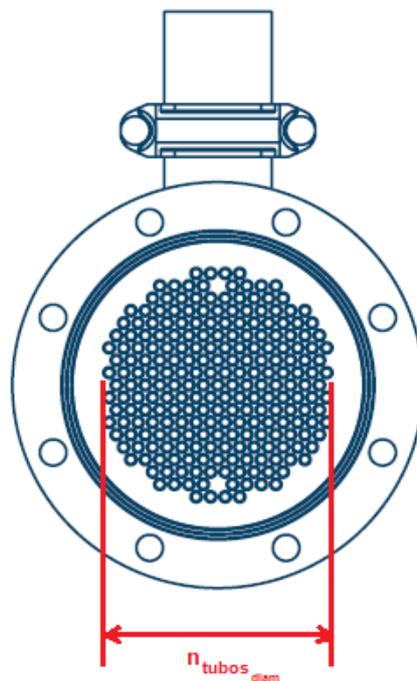


Figura 21. Sección del perfil del intercambiador. Distribución del haz de tubos

A la hora de obtener las distintas variables, es útil conocer que, entre las dos primeras expresiones de ecuación (30) la más restrictiva es la segunda y, por lo tanto, la que se utilizará para obtener las variables geométricas del intercambiador.

Para conocer la cantidad exacta de tubos que contiene el haz n_{tubos} , basta con obtener el área del círculo:

$$n_{\text{tubos}} = \pi \frac{n_{\text{tubos}_{\text{diámetro}}}^2}{4} \quad (31)$$

La expresión que relaciona las dos anteriores es la siguiente:

$$L_{\text{total}} = n_{\text{tubos}} L_{\text{tubo}} \quad (32)$$

Siendo L_{total} la longitud resultada de la suma de todas las tuberías puestas una a continuación de la otra. Es una variable que resulta útil, pues conociendo el volumen del PCM V_{PCM} , se tiene que:

$$V_{PCM} = \frac{\pi}{4} * L_{total} * (D_{int}^2 - d_{ext}^2) \quad (33)$$

La superficie de intercambio del PCM con el fluido de trabajo seguirá entonces la siguiente ecuación:

$$A_{int_PCM_fluido} = \pi * D_{ext} * L_{total} \quad (34)$$

Mientras que su homólogo para el intercambio del PCM con el gas, intrínsecamente relacionada y dependiente de la selección del material de las tuberías para el intercambio gas con PCM:

$$A_{int_gas_PCM} = \pi * d_{ext} * L_{TOTAL} \quad (35)$$

Lo cual enlaza con la última limitación, consistente en el material de los tubos, pues debe poder soportar las altas temperaturas y la corrosión del PCM con tal de contener los fluidos adecuadamente y que no haya filtraciones. Es decir, el material debe tener una alta temperatura de fusión, varios órdenes de magnitud mayor a la de diseño del PCM, debe tener también resistencia y conductividad térmicas, siendo esta última especialmente útil para la carga y descarga energética rápidas del PCM.

Recordando por la ecuación (9) que la U es el coeficiente global de transferencia de calor y A_{int} es la superficie de intercambio de calor del PCM con el fluido o con el gas. El área es función de los resultados obtenidos de la ecuación (35), mientras que el coeficiente U , asumido constante, depende del área y de ξ_{gas_PCM} , obtenido mediante el método de la [sección 3.7 LOS GASES DE SALIDA], para el intercambio entre gas y PCM la superficie de intercambio entre PCM y fluido es función de las κ^+ y κ^- , y se obtendrá una vez se tenga ξ^+ y ξ^- :

$$\xi^{\pm} = U_{PCM_fluido} A_{int_PCM_fluido} = \frac{\delta^{\pm}}{\delta} \kappa^{\pm} = \alpha^{\pm} \kappa^{\pm} \quad (36)$$

Por otra parte, el condensador, siendo también un intercambiador de calor entre el fluido de trabajo y el ambiente no iba a ser distinto. Sigue las mismas normas que para la caldera, sin embargo, se ha tomado su coeficiente medio de transferencia de calor $U_{condensador}$ distinto al de esta, tomando lo que se considera en [18] un valor típico de U en un condensador: 500 W/m²K. Es importante destacar que, si el área de intercambio diese superior a lo normal (30-500) m², bastaría con cambiar el valor de U a uno que se encontrase entre (400 y 700) W/m²K, e incluso ligeramente inferior para ajustarlo a ese intervalo. Para la caldera, los valores razonables de área oscilan entre las 3 y 4 cifras en metros cuadrados.

3.6 SISTEMA DE VÁLVULAS

Como se ha mencionado previamente, el sistema de válvulas se encargará de evitar que el material de cambio de fase entregue calor a los gases, lo cual supondría una ineficiencia. Para conseguir esto, se detectará mediante un sensor la temperatura de los gases en la entrada de la cámara de sedimentación y, en caso de que su temperatura sea menor a la de fusión del PCM, se encargará de evitar la circulación por el intercambiador.

Además, a pesar de la variabilidad de la temperatura de los gases a la entrada, que es similar a un diente de sierra, es conocido el porqué de los aumentos y descensos de la temperatura pues están correlacionados con los procesos que está llevando a cabo el EAF. Así, la temperatura aumenta cuando se funde la chatarra, disminuye cuando se vierte el metal fundido, disminuye mucho cuando se recarga de chatarra y se mantiene muy baja cuando se realizan paradas de operaciones. La [Figura 22] ilustra estos procesos en el ciclo de fundición:



Figura 22. Ciclo TTT del gas con cada proceso diferenciado.

Ahora bien, el sistema de válvulas variará considerablemente con la aplicación para 1 PCM y para 2.

3.6.1 Sistema de válvulas para 1 PCM

Cuando en el intercambio con los gases sólo se ve involucrado un material de cambio de fase y, por lo tanto, un intercambiador, se van a analizar dos casos distintos. Los dos casos dependen de si el intercambiador se encuentra dentro de la cámara de sedimentación o fuera.

En el primer caso, el detector de temperaturas se encuentra a la entrada de la cámara y en caso de necesitar evitar el intercambio con gases de escape de temperatura baja, se dispondrá de dos compuertas una en la boca de entrada y otra en la de salida del gas en el intercambiador, que interrumpirán el paso del caudal cerrándose.

El segundo caso es algo más complejo, pues se hará circular el caudal de gas a la salida de la cámara hacia un cruce de 3 válvulas con un sensor de temperatura que lo controlará. De este modo, si la temperatura del gas es superior a la del PCM se hará circular con normalidad el flujo por el intercambiador, manteniendo abierta la válvula principal y cerrada la del bypass, para seguidamente llegar al enfriador. En el caso contrario, se hará circular el gas por un bypass, cerrando la válvula anterior y abriendo la perteneciente a este nuevo conducto, lo cual llevará la masa directamente hacia el enfriador. En la [Figura 23] se representa un esquema de este segundo caso.

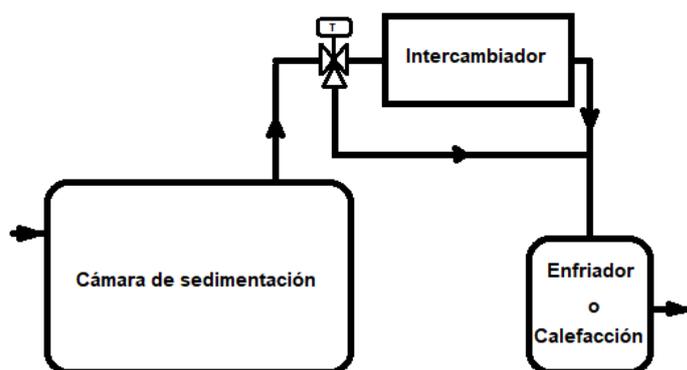


Figura 23. Esquema del sistema de válvulas de 1 PCM con el intercambiador fuera de la cámara.

Como propuesta de un mayor aprovechamiento energético se ha sugerido la implementación de un sistema de calefacción que utilice los gases que anteriormente iban al enfriador para calentar un circuito de agua caliente sanitaria o climatización. Sin embargo, esta sugerencia de aprovechamiento residual está fuera del alcance de este trabajo académico y queda como propuesta de mejora.

Tras la solidificación del material de cambio de fase, su volumen se verá ligeramente reducido. Como se encuentra en un torno con presión constante deberá instalarse un calderín inyector de aire en el intercambiador con tal de mantener las condiciones de presión. Incluirá un presostato de alta y de baja. También, con tal de asegurar la instalación, se colocará una válvula de alivio de presión, o de seguridad en la tubería de los gases. Para el caso de dos intercambiadores, se requerirá mayor cantidad de estos dispositivos.

3.6.2 Sistema de válvulas para 2 PCM

Si se utiliza para el almacenamiento 2 materiales de cambio de fase en estado de fusión, se han de considerar más condiciones para la circulación del gas.

Tener un segundo PCM supone aprovechar un mayor potencial de los gases, sin embargo, hay dos configuraciones para esto, una más sencilla, pero con menor aprovechamiento energético y otra más compleja para con mayor aprovechamiento. La sencilla consiste en

separar con válvulas ambos intercambiadores. Esto es, cuando la temperatura de los gases es inferior a la del PCM de baja temperatura de fusión, se recirculan el gas directamente hacia el enfriador. Cuando la temperatura de los gases se encuentra entre las 2 temperaturas de los PCM, se hace pasar por el intercambiador del segundo PCM y cuando la temperatura de los gases es mayor a la de los 2 PCM, se hace pasar por el intercambiador del primer PCM, el de alta temperatura de fusión.

Sin embargo, este sencillo diseño no consigue aprovechar todo el potencial de los gases, puesto que no se hacen pasar gases que, saliendo del intercambiador principal, tendrían mayor temperatura que la temperatura de fusión del segundo PCM. Ilustrado en la [Figura 24]

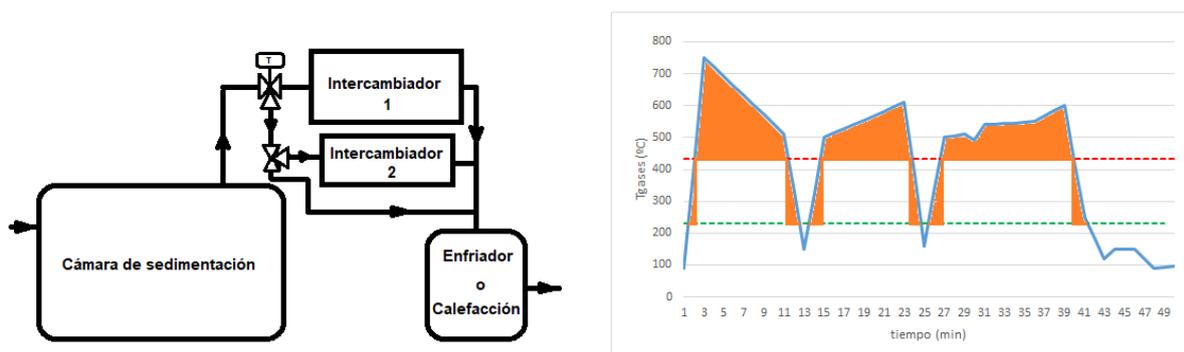


Figura 24. Esquema sencillo del sistema de válvulas con 2 PCM, junto a la representación de las áreas proporcionales a la energía almacenada

La solución más compleja consiste exactamente en recircular todos los gases que salgan del intercambiador principal, o intercambiador 1. De este modo se aprovecha todo el potencial energético de los gases que se encuentran a una temperatura mayor que la del PCM de baja temperatura de fusión. Esquema sencillo del sistema de válvulas con 2 PCM, junto a la representación de las áreas proporcionales a la energía almacenada

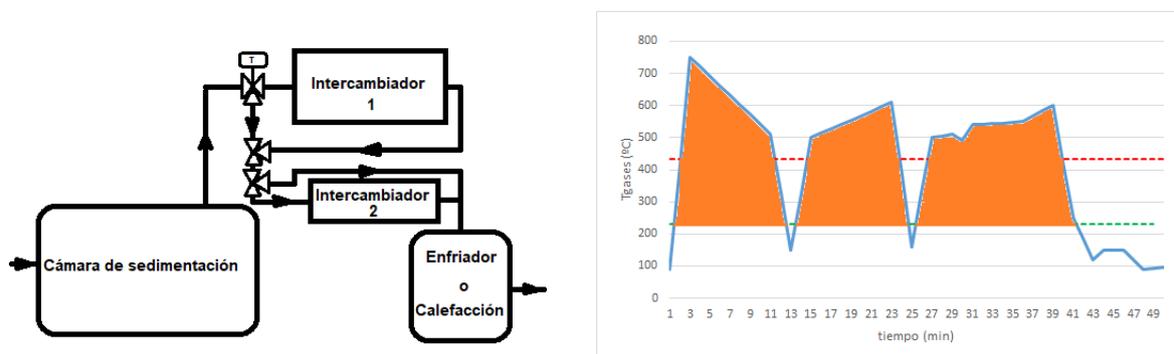


Figura 25. Esquema complejo del sistema de válvulas con 2 PCM, junto a la representación de las áreas proporcionales a la energía almacenada.

En la sección de casos de estudio se analizará únicamente esta última configuración, pues es la que tiene mejor rendimiento energético.

3.7 LOS GASES DE SALIDA

El horno de arco eléctrico produce durante todo el ciclo de fundición una masa irregular de gases producto del proceso. El caudal de los gases es variable, pero más importante aún es la temperatura, ya que resulta muy volátil. Del horno salen hacia una línea secundaria durante la apertura de la bóveda, y hacia una línea primaria el resto de tiempo. Estos últimos, al tener mucho contenido en cenizas se hacen circular por una cámara de sedimentación donde se decantan por su propio peso. A continuación, se encuentran las dos líneas y los gases se circulan por un enfriador que los adecúa a una temperatura de 150 °C.

Como se ha considerado que el sistema de almacenamiento energético, ubicado antes del enfriador, capta una cantidad de energía proporcional a la porción del área confinada entre la curva de temperaturas de los gases y la temperatura de fusión del PCM, la eficiencia de colección debe ser la máxima posible. Para ello, mediante un sistema de válvulas no se permite a los gases a temperatura inferior a la del material de cambio de fase circular por el intercambiador. También para obtener la máxima eficiencia, con tal de que el material de cambio de fase almacene la mayor cantidad de energía posible, es decir, que los gases entregasen el máximo calor posible, interesa que la temperatura de los gases a la salida sea la misma que la del material de cambio de fase. Con ello se alcanzaría, al final del recorrido del gas el equilibrio térmico. Sin embargo, como ya se explicó en la sección del desarrollo teórico, esta situación es inalcanzable en los casos reales porque se necesitaría un tiempo infinito de transmisión de energía, lo que es lo mismo, se necesitaría utilizar la termodinámica de tiempo infinito ITT.

Utilizando las ecuaciones de la termodinámica de tiempo finito FTT, según la ecuación (8) la transmisión de calor $\dot{Q}_{gas}(t) = \dot{Q}_{PCM}^+(t)$ depende de la diferencia de temperaturas en el instante seleccionado $X_{gas-PCM}(t)$ y del coeficiente de transferencia de calor total ξ_{gas_PCM} . Siendo el primer elemento variable y el segundo dependiente del material escogido para separar el caudal de gas con el PCM, es decir, un elemento fijo. Con ello se concluye que tampoco sería posible acercarse al equilibrio térmico usando las FTT, puesto que se necesitaría un coeficiente de transferencia de calor total variable para ajustarse a la demanda exigida de transferencia de calor.

Sabiendo que no es posible, por la configuración del sistema de intercambio, proveer la máxima energía del PCM en cada instante, es necesario encontrar la forma con la que los gases entreguen, dentro de este marco, el máximo potencial térmico. La solución presentada consiste en determinar el punto o instante más desfavorable en la gráfica de los gases de escape [Figura 12] y fijar su temperatura de salida, con tal de obtener el ξ_{gas_PCM} . El punto más desfavorable corresponde al instante que, teniendo una temperatura superior a la del PCM, se encuentra muy cerca de esta, o lo que es lo mismo, el instante en el que la diferencia de temperaturas es más baja.

Una vez se tiene el instante más desfavorable localizado, es conveniente que la temperatura de los gases a la salida se diferencie como máximo en un punto de pellizco respecto a la temperatura de fusión. En este caso, al igual que con el anterior, el punto de pellizco será

$\Delta_{pinch} = 8 \text{ K}$. Mediante la ecuación (7) se obtendrá la demanda energética necesaria para obtener esa temperatura y sustituyendo en la ecuación (8) se tiene el ξ_{gas_PCM} .

Con ξ_{gas_PCM} determinado, sabiendo la diferencia de temperaturas en cada instante discretizado $X_{gas-PCM}(t)$, se puede conocer la transmisión de energía entregada por unidad de tiempo, por los gases al PCM $\dot{Q}_{gas}(t)$. Para obtener el resto de temperaturas de gases de salida se sigue la expresión siguiente:

$$T_{gas_sale}(t) = T_{gas_entra}(t) - \frac{\dot{Q}_{gas}(t)}{\dot{m}_{gas} C_{p,gas}} \quad (37)$$

Así también, con el valor de ξ_{gas_PCM} , se tiene la potencia media entregada por los gases al fluido en el tiempo del ciclo TTT \dot{Q}_{gas} , mediante la ecuación (12) que, además, es la potencia media entregada durante las 24 horas del día.

3.8 CASOS DE ESTUDIO

Una vez definido minuciosamente el sistema que se va a estudiar con cada uno de sus componentes, se presentan, como ya se ha mencionado anteriormente, cuatro casos de estudio: almacenamiento con un material de cambio de fase encajando el intercambiador en la cámara de sedimentación, almacenamiento fuera de la cámara fijando el tiempo de llenado y fijando la potencia y almacenamiento con dos materiales de cambio de fase.

Como ya se sabe, el PCM tan sólo recibe, según la [Figura 12], una cantidad de energía proporcional a la porción del área debajo de la curva de los gases de escape que se encuentra por encima de la temperatura media de los gases, la cual es similar a la temperatura de fusión del PCM. Sin embargo, el potencial energético de los gases no se limita a tan solo esa porción del área, sino a la porción del área de debajo de T_{PCM} .

Con el objetivo de sustraer de los gases el mayor porcentaje de energía, se propone también el uso de un segundo material de cambio de fase, de menor temperatura, de tal forma que la porción del área de los gases que se sustraiga sea mayor.

3.8.1 Almacenamiento con 1 PCM en la cámara de sedimentación

Como ya se ha descrito en la sección de selección de PCM, la temperatura media de los gases de escape durante un ciclo TTT, de aproximadamente 50 minutos es de 434,15 °C. Por lo tanto, se ha seleccionado como material de cambio de fase a la aleación de aluminio Al-34Mg-6,42Zn, ya que su temperatura de fusión es similar a la media de temperatura de los gases, y tiene un buen calor latente de fusión.

El sistema de almacenamiento recibirá calor y lo recolectará a modo de calor latente mientras el PCM, en un principio en estado sólido, se funde. Como se ha explicado en la [sección 3.3 EL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO] el material fundirá hasta alcanzar un límite de seguridad, expresado en porcentaje de PCM sólido, $\Omega_{sólido_inferior}$. Se ha decidido que

este porcentaje sea del 10% de material en estado sólido. Del mismo modo, cuando se solidifica durante el proceso de descarga, no puede solidificarse pasado el punto de $\Omega_{\text{sólido_superior}}$, 90% de material en estado sólido. Este proceso, también llamado de consumo, tendrá una duración t_{consumo} fijada en 8 horas, donde se hará pasar un fluido de trabajo por el intercambiador para producir potencia con un ciclo Rankine.

Dentro de la cámara de sedimentación se instalará el intercambiador de carcasa-tubería con las limitaciones ya mencionadas, sabiendo que el coeficiente medio de transferencia de calor U para el caso de transferencia entre gas y PCM, así como el del PCM y fluido consecuencia del área de intercambio, dependiente de los diámetros escogidos. Este fluido circulará por el interior de la carcasa cuando se quiera producir potencia eléctrica, y recibirá calor del PCM al entrar en contacto con las tuberías. También se conoce el volumen que ocupará el intercambiador, por limitaciones siempre menor a $94,5 \text{ m}^3$, siendo dependiente de la geometría escogida el volumen del PCM V_{PCM} , que estará confinado en el interior de una malla o haz de tuberías que, a su vez, contendrá también en su interior, de manera concéntrica, unas tuberías de menor diámetro por las que pasará el gas. Se ha determinado que el valor del diámetro externo exterior de la tubería sea 75 mm y el del interno 10 mm, mientras que ambos el espesor de la tubería externa 4 y de la interna 2 mm.

El último dato fijado para poder obtener todos los resultados es κ^+ y κ^- , asumidas 150 y 800 kW/k, respectivamente y mediante revisión de valores típicos. Con ellos se puede obtener la X y la Y cuando la potencia es máxima. Entre la determinación de estas κ^\pm y los distintos tiempos del ciclo δ^+ , δ^- y δ (absorción, cesión y total), se escogió definir las primeras pues hay mayor literatura sobre ellos, y los últimos son dependientes de la masa de fluido en los distintos componentes del ciclo y del caudal másico. Conocida la X_{MAX} e Y_{MAX} , junto a las condiciones de contorno establecidas como $T_E^- = T_{\text{PCM}}$ y $T_E^+ = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ se puede determinar, junto a [ecuación T. 26] y [ecuación T. 27], como ya se ha descrito en la [sección 3.4 EL CICLO DE TRABAJO], todos y cada uno de los puntos termodinámicos del ciclo del agua.

Con los datos geométricos de las tuberías se tiene el número de tuberías que contiene el diámetro del intercambiador $n_{\text{tubos_diámetro}}$, el número de tuberías total n_{tubos} y, por las restricciones de espacio dictando que L_{TUBO} es igual a 7,2 m, la longitud total de las tuberías L_{total} . Con este dato ya se podrá obtener el volumen de PCM V_{PCM} , su masa m_{PCM} y, por lo tanto, el calor latente Q_{latente} y el calor total almacenado $Q_{\text{almacenado}}$. Como se ha fijado el tiempo de consumo, se sustraerá por la ecuación (3) $\dot{Q}_{\text{PCM}}^+ = \dot{Q}_{\text{gas}}$ y, por tanto la $\xi_{\text{gas_PCM}}$. Con ella se podrá obtener la temperatura de los gases a la salida del intercambiador. También, con la ecuación (5) la potencia necesaria de absorción del ciclo \dot{Q}^+ , el caudal másico \dot{m}_{ciclo} y la potencia al fin $\dot{W} = \dot{W}_{\text{max}}$.

La consecuencia directa de no tener fijado previo a los cálculos la energía entregada por los gases al PCM \dot{Q}_{gas} , es que los gases no den todo el potencial energético que pueden aportar al material de cambio de fase. Este potencial se define forzando el punto más desfavorable a tener una diferencia entre los gases de salida y el PCM, del punto de pellizco de la [sección 3.7 LOS GASES DE SALIDA], y obteniendo la $\xi_{\text{gas_PCM}}$ para que se cumpla la condición.

El condensador del ciclo contará con un valor U entre 400 y 700 W/m²K, variable según los resultados obtenidos para que la superficie de intercambio no exceda los valores típicos mencionados en la sección de intercambiadores de calor. La bomba se considera iséntropica, ergo su potencia resulta irrelevante para este caso de estudio. Por último, la turbina será consecuencia directa de los resultados obtenidos, pues dependerá expresamente de la masa del material de cambio de fase.

Reunidos todos estos datos, se obtendrán los distintos parámetros estudiados en el modelo teórico, que usan las ecuaciones de la termodinámica de tiempo finito. Obtenidas las δ^+ , δ^- y δ , se induce las ξ^+ y ξ^- . Calculando por la ecuación (34), la superficie de intercambio del diámetro externo exterior, y utilizándolo en ecuación (36) se obtiene el coeficiente de transferencia de calor de la tubería del intercambio entre PCM y fluido U_{PCM_fluido} . También, con la ecuación (35), se tiene el área de intercambio con el gas $A_{int_gas_PCM}$ que, junto a la ecuación (9) ayuda a obtener U_{gas_PCM} . Con esto se tiene todo calculado ya.

3.8.2 Almacenamiento con 1 PCM fuera de la cámara fijando el calor de los gases

En este caso no se tienen limitaciones de tamaño, puesto que el intercambiador junto al ciclo se encontrará situados fuera de las instalaciones del EAF. Al tener seguramente una mayor capacidad, pues se almacenará mayor energía proveniente de los gases, el intercambiador resultante tendrá un volumen mayor. Con tal de acotar el tamaño del intercambiador, se ha marcado que el ancho de este no supere los 5 metros. Del mismo modo, conociendo qué representaba en el caso anterior el ancho frente a la altura (85,7%) y frente al largo (41,7%), se inducen el resto de medidas.

Hay dos puntos desfavorables en la gráfica de la temperatura de los gases, que corresponden al instante 15 y 27 minutos, siendo la diferencia de temperatura entre gas y PCM 53 K en ambos. Consecuencia de definir la transmisión de calor en el instante más desfavorable para que la temperatura de los gases de salida no supere a la temperatura de fusión del PCM más un pinch de seguridad, se obtendrá la variable ξ_{gas_PCM} , con la que se obtendrá la potencia instantánea de los gases $\dot{Q}_{gas}(t) = \dot{Q}_{PCM}^+(t)$, así como la potencia térmica media del período $\dot{Q}_{gas} = \dot{Q}_{PCM}^+$, conociendo que estos duran aproximadamente 50 minutos.

Debido a que el ciclo termodinámico es dependiente enteramente de las κ^\pm y de las condiciones de contorno T_E^+ y T_E^- , será el mismo que en el anterior caso de almacenamiento con un único PCM. Se parte de la obtención de la velocidad de transmisión entre los gases y el material de almacenamiento \dot{Q}_{gas} para obtener el resto de variables termodinámicas. Así, mediante la ecuación (5) se tiene la energía almacenada $Q_{almacenada}$. Los porcentajes de sólido requerido, véase $\Omega_{sólido_inferior}$ y $\Omega_{sólido_superior}$, son los mismos que en el caso anterior. Con ellos se tiene el calor latente $Q_{latente}$, del que se sigue la masa m_{PCM} y el volumen V_{PCM} . La consecuencia directa de esto es que se puede obtener el caudal másico \dot{m}_{ciclo} y la potencia de la instalación \dot{W} , así como con el mismo tiempo de consumo $t_{consumo}$

fijado para todas las secciones, la potencia que absorbe el ciclo en la caldera \dot{Q}^+ , utilizando la ecuación (4).

Geométricamente, se ha fijado tan solo el diámetro externo exterior D_{ext} a 75 mm, el mismo que en el caso anterior, al igual que con los espesores. Con un proceso análogo, se tiene el número de tuberías en un diámetro $n_{tubos\ diámetro}$, el número de tuberías total n_{tubos} y la longitud total de tuberías L_{TOTAL} . Mediante la ecuación (33) se obtiene el diámetro interno exterior d_{ext} . Siguiendo también el mismo método que antes se obtienen las distintas propiedades resistentes de las tuberías, así como sus superficies de intercambio.

3.8.3 Almacenamiento con 2 PCM fuera de la cámara

A la hora de introducir un segundo material de cambio de fase con menor temperatura de fusión, de tal manera que aproveche mejor el potencial energético que aportan los gases se ha de plantear un sistema de recuperación energética en cascada. Un modelo de almacenamiento de energía térmica en cascada consiste en conectar dos o más etapas de obtención de calor latente a distintas temperaturas. De este modo, se hace circular los gases para el intercambio con el PCM de mayor temperatura, en este caso el del apartado anterior, la aleación de aluminio Al-34Mg-6,42Zn, y seguidamente, se recirculan hasta la otra etapa de intercambio, con un PCM a menor temperatura.

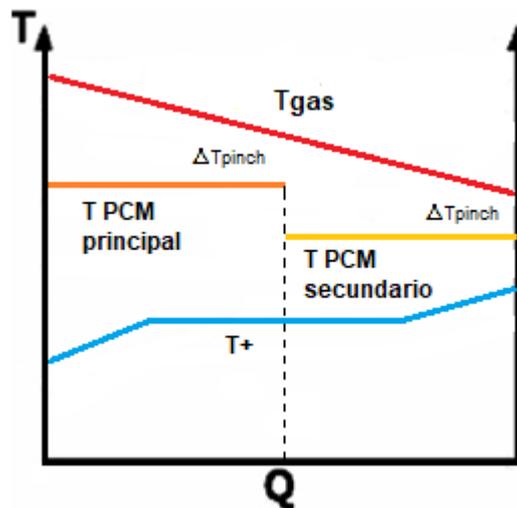


Figura 26. Diagrama T-Q que representa un sistema de almacenamiento y máquina térmica operando en cascada, con 2 PCM

Es importante definir que, conociendo las distintas formas de dimensionar el sistema observadas en los casos anteriores, se ha decidido que el modelo a seguir sea el de aprovechar el potencial de los gases. Esta decisión es consecuencia de la poca viabilidad de ubicar dentro de la cámara de sedimentación dos intercambiadores, el principal y el secundario, por falta de espacio suficiente. Además de que resulta más eficiente, aprovecha

mejor el tiempo y es una muestra más fiable de lo que el sistema puede dar de sí en términos de tamaño y almacenamiento.

Para seleccionar el segundo PCM es necesario conocer las condiciones de los gases a la salida del intercambiador con el primer material de cambio de fase. Esto es debido a que el sistema de válvulas recirculará los gases hacen el intercambiador secundario. Para ello, mediante la ecuación (37) se calcula la temperatura de los gases a la salida.

Estudiando los gases de salida del primer intercambiador, se conoce que la temperatura media aproximada será de 369 °C. Conociendo estos valores, se establece mediante un proceso similar al del apartado de selección de PCM, que el material de cambio de fase deberá tener una temperatura de fusión similar a la media de los gases. Los materiales estudiados para la selección son:

Tabla 6. Propiedades termofísicas de distintos metales y sales para su uso como PCM. [19]

| | Plomo | Estaño | NaOH | KOH |
|--|--------------|---------------|-------------|------------|
| Temperatura de fusión (° C) | 327,4 | 231,9 | 318 | 380 |
| Temperatura de ebullición (° C) | 1620 | 2602 | 1388 | 1327 |
| Densidad fase sólida (kg/m³) | 11340 | 7280 | 2130 | 2044 |
| Calor latente de fusión (kJ/kg) | 23,8 | 59,9 | 160 | 149,7 |
| Conductividad térmica (W/(mK)) | 33 | 67 | 0.92 | 0,5 |
| Coste por peso (€/kg) | 1,62 | 20,01 | 0,508 | 1,391 |

El material que se utilizará como segundo PCM es la sal KOH. Esto ocurre a pesar de que el NaOH tiene mejores propiedades termofísicas, pero la diferencia de temperaturas con la media es mucho más alta que en comparación a la del KOH. Al tener una temperatura de fusión decenas de grados inferior a la de la media y a la del KOH, se percibiría mayor cantidad de energía, lo cual se traduce, según el criterio de dimensionado, en un muy alto volumen de almacenamiento.

Así pues, una vez seleccionado el material y conocidos el perfil de temperaturas de los gases que incluye los gases de salida del intercambiador principal, se sabe que el punto más desfavorable sigue siendo el mismo que en los casos de estudio anteriores. Fijando la temperatura de los gases de salida del nuevo intercambiador en ese instante como la temperatura del segundo PCM T_{PCM2} más un margen de temperaturas para seguridad Δ_{pinch} , igual al de casos anteriores, se puede conocer el calor por unidad de tiempo transferido por los gases en ese instante $\dot{Q}_{gas2}(t)$. Por lo tanto, junto a la diferencia de temperatura entre los gases a la entrada de este segundo intercambiador y el material de cambio de fase

$X_{gas-PCM2}(t)$, se conoce ξ_{gas_PCM2} . Del mismo modo, con la diferencia media de temperaturas $\bar{X}_{gas-PCM}$, se tiene el calor por unidad de tiempo \dot{Q}_{gas2} .

Con las κ^{\pm} fijadas de los casos anteriores, restaría obtener el ciclo termodinámico de trabajo pues se conocerían la X_{MAX} e Y_{MAX} . Así, para el ciclo la temperatura del entorno en absorción $T_E^- = T_{PCM}$ sería 380 °C. Sigue siendo elevada para otro fluido con que no sea agua. Si se quisiese utilizar un ORC sería recomendable utilizar temperaturas de fusión del PCM más bajas, o quizás tener más materiales de cambio de fusión en cascada.

Una vez se tiene el ciclo termodinámico se sigue el mismo procedimiento que en la sección 3.8.2, fijando un mismo diámetro externo exterior D_{ext} , espesores y un ancho del intercambiador de 6 metros hasta obtener la potencia máxima $\dot{W} = \dot{W}_{max}$, el coeficiente medio de transmisión de calor entre fluido y PCM U_{PCM2_fluido} , el del PCM y gas U_{gas_PCM2} y el resto de variables, incluidas las de la FTT.

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1 CASO 1: Almacenamiento con 1 PCM en la cámara de sedimentación

Para esta primera parte de los resultados se ha estudiado el caso más restrictivo de todos. El sistema de almacenamiento energético introducido en la cámara de sedimentación, donde existe una limitación de espacio. Con el material de cambio de fase (PCM) siendo una aleación de aluminio Al-34Mg-6,42Zn, cuya temperatura de fusión y de almacenamiento es 447 °C. Con una temperatura ambiente del sumidero siendo 25 °C, una temperatura de pellizco de 8 k y considerando que el gas circula a 19,8 kg/s con un calor específico de 1,17 kJ/kgk. Por último, relativo al intercambiador se tiene un diámetro externo exterior de 75 mm con un espesor de 4 mm para su tubería, un diámetro interno exterior de 10 mm con un espesor de 2 mm y unas κ^+ y κ^- , de 150 y 800 kW/k respectivamente. Adicionalmente se considera un tiempo de producción eléctrica del ciclo de 8 horas. Y, por último, con la restricción de la longitud del intercambiador en 9 metros y su ancho no pudiendo superar los 3 metros, se han obtenido los siguientes resultados.

4.1.1 Ciclo termodinámico y su diagrama p-h

En la [Figura 27] se tiene el diagrama presión-entalpía del agua con el ciclo termodinámico dibujado por encima. El agua entra líquida a la caldera después de ser bombeada a una presión de 11 MPa, con una temperatura de 75 °C donde se calienta por acción del PCM hasta alcanzar los 435 °C, en estado de vapor. Una vez es turbinado desciende su presión a los 0,036 MPa, donde se produce un cambio de fase a 75 °C. Durante el proceso de condensación el agua pasa a líquido saturado hasta ser bombeado de nuevo.

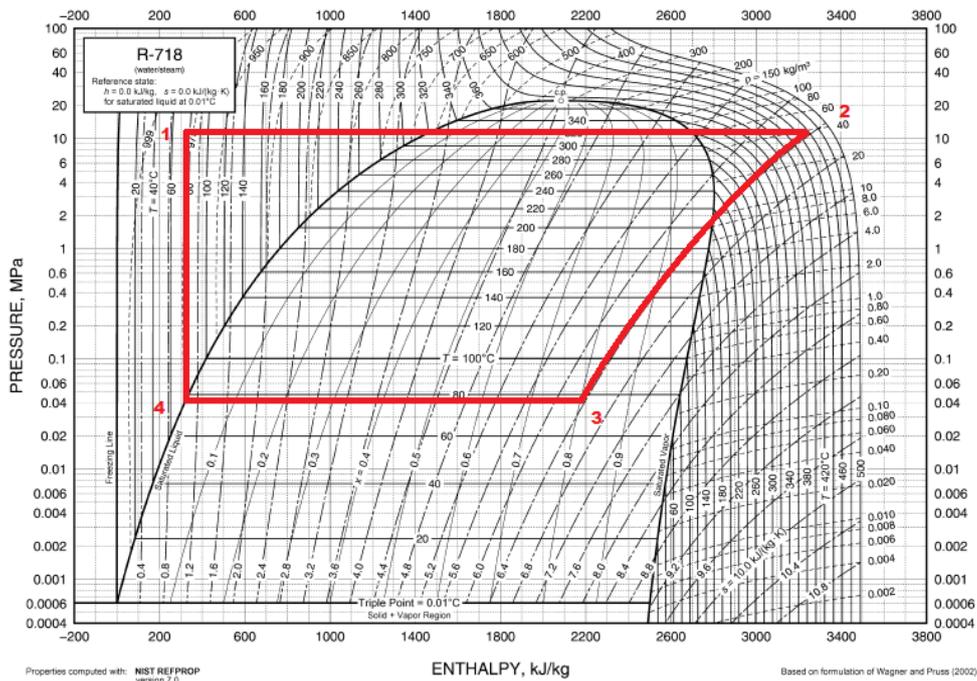


Fig. 17 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 718 (Water/Steam)

Figura 27. Ciclo Rankine para el caso de 1 PCM.

4.1.2 Dimensionado y propiedades del almacenamiento

Resultado de la fijación de los diámetros, se tienen el resto de parámetros geométricos del intercambiador. En la [Tabla 7] se ven representados:

Tabla 7. Especificaciones geométricas del intercambiador.

| | | |
|-------------------------------------|--------------------------|-----|
| Diámetro externo exterior | $D_{ext} (mm)$ | 75 |
| Espesor externo | $espesor_{externo} (mm)$ | 4 |
| Diámetro externo interior (mm) | $D_{int} (mm)$ | 71 |
| Diámetro interno exterior (mm) | $d_{ext} (mm)$ | 10 |
| Espesor interno (mm) | $espesor_{interno} (mm)$ | 2 |
| Diámetro interno interior (mm) | $d_{int} (mm)$ | 8 |
| Longitud unitaria de la tubería (m) | $L_{tubo} (m)$ | 7,2 |

| | | |
|------------------------------------|-------------------------------|---------|
| Longitud total de las tuberías (m) | $L_{total} (m)$ | 9047,79 |
| Número de tubos en el diámetro | $n_{tubos_diámetro}$ | 40 |
| Número de tubos totales | n_{tubos} | 1256,64 |
| Ancho del intercambiador | $Ancho_{intercambiador} (m)$ | 3 |
| Altura del intercambiador | $Altura_{intercambiador} (m)$ | 3 |
| Largo del intercambiador | $Largo_{intercambiador} (m)$ | 9 |

El resto de parámetros que definen la contención de PCM se encuentran listados en la siguiente tabla:

Tabla 8. Parámetros de referidos al intercambio entre gas y PCM.

| | | |
|--|---------------------------|-----------|
| Coefficiente total de transferencia de calor | $\xi_{gas_PCM} (kW/k)$ | 5,01 |
| Coefficiente medio de transferencia de calor | $U_{gas-PCM} (W/m^2k)$ | 17,62 |
| Área de intercambio Gas-PCM | $A_{int_gas_PCM} (m^2)$ | 284,25 |
| Transferencia media de calor Gas-PCM | $\dot{Q}_{PCM}^+ (kW)$ | 383,93 |
| Volumen de almacenamiento del PCM | $V_{PCM} (m^3)$ | 35,11 |
| Masa de PCM | $m_{PCM} (ton)$ | 84,02 |
| Energía almacenada en forma de calor latente | $Q_{LAT} (MJ)$ | 27.643,03 |

4.1.3 Producción eléctrica y rendimiento del sistema

En la [Tabla 9] se tienen las distintas variables derivadas del FTT:

Tabla 9. Variables obtenidas utilizando la FTT, relativas todas a la obtención de la potencia máxima con la configuración del caso de estudio.

| | | |
|--|---------------|--------|
| Diferencia de temperatura entre PCM y fluido | $X_{max} (k)$ | 179,19 |
|--|---------------|--------|

| | | |
|---|---------------------------------|----------|
| Diferencia de temperatura entre fluido y sumidero | $Y_{max} (k)$ | 49,92 |
| Temperatura de absorción media | $T^+(\dot{W}_{max}) (k)$ | 540,80 |
| Temperatura de cesión media | $T^-(\dot{W}_{max}) (k)$ | 347,92 |
| Caudal másico | $\dot{m} (kg/s)$ | 0,39 |
| Trasmisión de calor en la absorción | $\dot{Q}^+(\dot{W}_{max}) (kW)$ | 1.151,79 |
| Potencia eléctrica máxima | $\dot{W}_{max} (kW)$ | 411,21 |
| Rendimiento de Carnot | η_{Carnot} | 0,59 |
| Rendimiento Teórico | $\eta(\dot{W}_{max})$ | 0,36 |
| Rendimiento de captación de energía del sistema | Λ | 0,05 |

Donde se puede observar que el rendimiento cuando la potencia es máxima, es decir, el teórico, al considerar más irreversibilidades que el de Carnot, es inferior y, por lo tanto, más acercado a la realidad.

4.2 CASO 2: Almacenamiento con 1 PCM fuera de la cámara de sedimentación. Fijando el calor de los gases

Para el segundo caso de un único PCM, se ha decidido como limitación para la definición del sistema fijar la potencia. En concreto se ha estipulado que los gases entreguen todo lo que pueden al PCM, lo que supondrá también una producción eléctrica considerable y puede resultar más rentable económicamente por su potencial de amortización.

4.2.1 Dimensionado y propiedades del almacenamiento

Tabla 10. Parámetros referidos almacenamiento para el caso de fijado de potencia

| | | |
|--|-------------------------|-------|
| Coefficiente total de transferencia de calor | $\xi_{gas_PCM} (kW/k)$ | 19,67 |
| Coefficiente medio de transferencia de calor | $U_{gas-PCM}(W/m^2k)$ | 5,13 |

| | | |
|---|---------------------------|------------|
| Área de intercambio Gas-PCM | $A_{int_gas_PCM} (m^2)$ | 3.835,43 |
| Transferencia media de calor Gas-PCM | $\dot{Q}_{PCM}^+ (kW)$ | 1.507,84 |
| Volumen de almacenamiento del PCM | $V_{PCM} (m^3)$ | 137,89 |
| Masa de PCM | $m_{PCM} (ton)$ | 329,98 |
| Energía almacenada en forma de calor latente | $Q_{LAT} (MJ)$ | 108.564,79 |

En otro orden de las cosas, una vez fijada la temperatura de los gases a la entrada del enfriador en el punto más desfavorable, es decir, en los minutos 15 y 27 del ciclo de fundición, en 455 °C, el perfil de temperatura de los gases en el ciclo que dura aproximadamente 50 minutos es el siguiente:

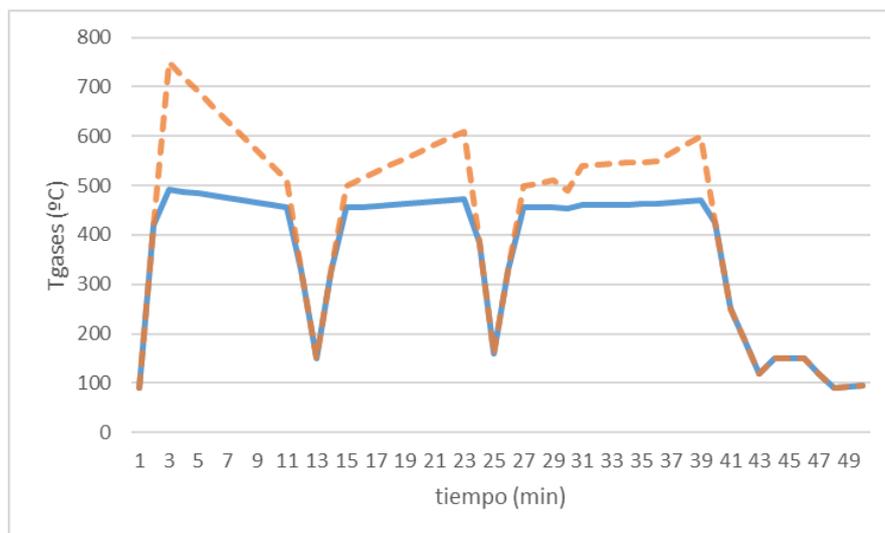


Figura 28. Suavizado del perfil de temperaturas de los gases mediante el uso de PCM.

La [Figura 28] no es la misma para todos los casos de estudio de un único PCM, representa únicamente el perfil de temperaturas de este segundo caso y, puesto que este caso se tomará de ejemplo para el caso 3, será útil a la hora de conocer el estado de los gases que van a entrar en el intercambiador secundario, contenedor del PCM de temperatura más baja.

En cuanto al dimensionado del intercambiador, sigue la misma estructura, aunque se han de hacer cambios para evitar complicaciones de diseño. Se ha tomado un ancho de 5 metros para que el largo no fuese excesivo.

Tabla 11. Especificaciones geométricas para el intercambiador del caso de estudio 3

| | | |
|----------------------------------|----------------|----|
| Diámetro externo exterior | $D_{ext} (mm)$ | 75 |
|----------------------------------|----------------|----|

| | | |
|--|---|------------|
| Espesor externo | $espesor_{externo} (mm)$ | 4 |
| Diámetro externo interior (mm) | $D_{int} (mm)$ | 71 |
| Diámetro interno exterior (mm) | $d_{ext} (mm)$ | 29,1 |
| Espesor interno (mm) | $espesor_{interno} (mm)$ | 2 |
| Diámetro interno interior (mm) | $d_{int} (mm)$ | 27,1 |
| Longitud unitaria de la tubería (m) | $L_{tubo} (m)$ | 12 |
| Longitud total de las tuberías (m) | $L_{total} (m)$ | 41.887,902 |
| Número de tubos en el diámetro | $n_{tubos_diámetro}$ | 66,67 |
| Número de tubos totales | n_{tubos} | 3.490,66 |
| Ancho del intercambiador | $Ancho_{intercambiador} (m)$ | 5 |
| Altura del intercambiador | $Altura_{intercambiador} (m)$ | 5 |
| Largo del intercambiador | $Largo_{intercambiador} (m)$ | 15 |

Tal como se muestra en la [Tabla 11], el intercambiador sería bastante grande y potencialmente caro.

4.2.2 Producción eléctrica y características del ciclo

Tabla 12. Variables obtenidas utilizando la FTT, relativas todas a la obtención de la potencia máxima para el fijado de la potencia

| | | |
|--|--|----------|
| Caudal másico | $\dot{m} (kg/s)$ | 1,57 |
| Trasmisión de calor en la absorción | $\dot{Q}^+ (\dot{W}_{max}) (kW)$ | 4.523,53 |
| Potencia eléctrica máxima | $\dot{W}_{max} (kW)$ | 1.614,98 |
| Rendimiento de captación | Λ | 0,18 |

de energía del sistema

De nuevo, como la masa y el volumen van estrechamente ligadas, junto al tiempo de consumo fijado en 8 horas y al calor almacenado, mediante la ecuación (4) la potencia eléctrica aumenta directamente proporcional.

Es de notar el mayor rendimiento energético del sistema Δ , pues ha aumentado respecto al caso 1 un 354%.

4.3 CASO 3: Almacenamiento con 2 PCM

Para este último caso se ha considerado un segundo intercambiador situado junto intercambiador principal fuera de la cámara de sedimentación. Este intercambiador contiene sales KOH como material de cambio de fase de menor temperatura de fusión, 380 °C. Las condiciones del gas son las mismas, exceptuando el perfil de temperaturas a la entrada del nuevo intercambiador. De nuevo, se considera el mismo tiempo de consumo y se utilizará el tiempo de almacenamiento de todos los casos, 16 horas, para obtener los resultados.

4.3.1 Ciclo termodinámico y su diagrama p-h

El ciclo de producción de electricidad se muestra en la [Figura 29]. En él, el agua en estado líquido entra, tras ser bombeada, en la caldera a 68,249 °C donde se sobrecalienta hasta 340 °C. Este proceso ocurre a 5 MPa. En estado vapor ya, se turbinan el fluido hasta llevarlo a una presión de 0,028 MPa, con una temperatura igual a la del principio. Se condensa hasta líquido saturado en el condensador y se bombea hasta la presión de la caldera.

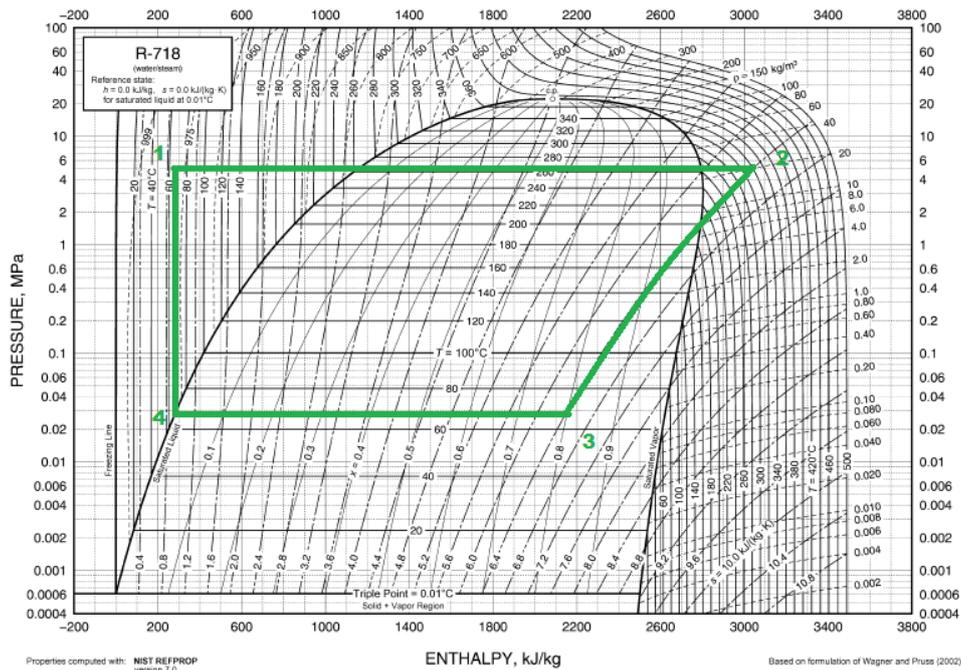


Fig. 17 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 718 (Water/Steam)

Figura 29. Ciclo Rankine con agua para el segundo intercambiador

4.3.2 Dimensionado y propiedades del almacenamiento

En la tabla siguiente se muestra la configuración escogida para el diseño del intercambiador.

Tabla 13. Especificaciones geométricas para el intercambiador del caso de estudio 4

| | | |
|-------------------------------------|--------------------------|------|
| Diámetro externo exterior | $D_{ext} (mm)$ | 75 |
| Espesor externo | $espesor_{externo} (mm)$ | 4 |
| Diámetro externo interior (mm) | $D_{int} (mm)$ | 71 |
| Diámetro interno exterior (mm) | $d_{ext} (mm)$ | 18,4 |
| Espesor interno (mm) | $espesor_{interno} (mm)$ | 2 |
| Diámetro interno interior (mm) | $d_{int} (mm)$ | 16,4 |
| Longitud unitaria de la tubería (m) | $L_{tubo} (m)$ | 14,4 |

| | | |
|---|---|-----------|
| Longitud total de las tuberías (m) | $L_{total} (m)$ | 72.382,29 |
| Número de tubos en el diámetro | $n_{tubos_diámetro}$ | 80 |
| Número de tubos totales | n_{tubos} | 5.026,55 |
| Ancho del intercambiador | $Ancho_{intercambiador} (m)$ | 6 |
| Altura del intercambiador | $Altura_{intercambiador} (m)$ | 6 |
| Largo del intercambiador | $Largo_{intercambiador} (m)$ | 18 |

Este intercambiador, como se puede observar, será de grandes dimensiones.

El perfil de temperaturas usado es el correspondiente a la [Figura 30], pues son los gases que entrarán, o no, en el período de tiempo designado a la fundición. El intercambiador con el PCM a menor temperatura hará que se reduzca más aún la temperatura de los gases, en el proceso conocido como suavizado. En la figura siguiente se muestran las diferencias entre el perfil de temperatura a la entrada y a la salida.

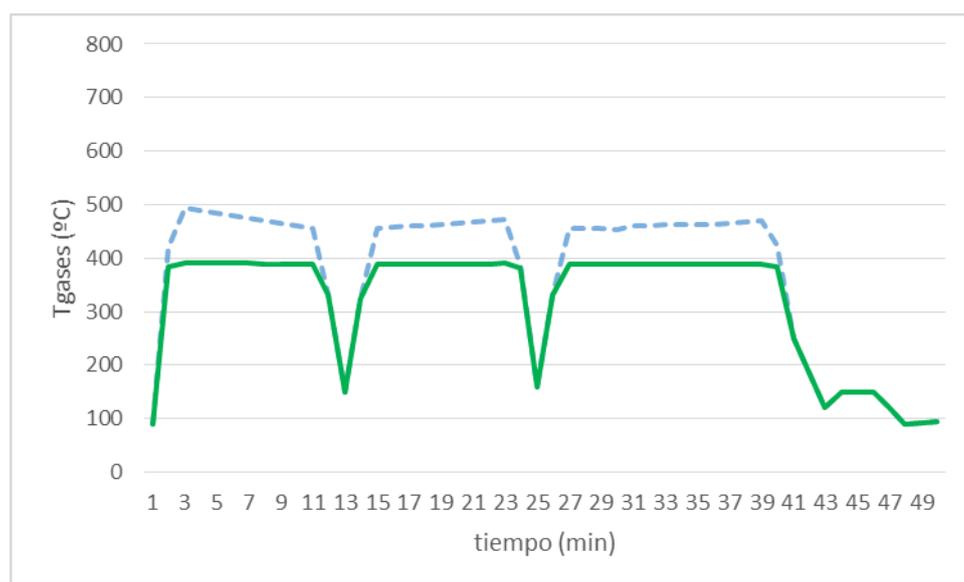


Figura 30. Perfil de temperaturas de los gases después del suavizado en el segundo intercambiador

Los parámetros de las tuberías para el intercambio con el gas, están representados en la siguiente tabla.

Tabla 14. Parámetros referidos al intercambio de calor entre gas con la temperatura suavizada y el segundo PCM

| | | |
|---|--|-------|
| Coefficiente total de transferencia de calor | $\xi_{gas_2PCM} (kW/k)$ | 20,69 |
|---|--|-------|

| | | |
|---|--------------------------|-----------|
| Coeficiente medio de transferencia de calor | $U_{gas-PCM}(W/m^2k)$ | 4,96 |
| Área de intercambio Gas-PCM | $A_{int_gas_PCM}(m^2)$ | 4.176,66 |
| Transferencia media de calor Gas-PCM | $\dot{Q}_{2PCM}^+(kW)$ | 1136,388 |
| Volumen de almacenamiento del PCM | $V_{PCM}(m^3)$ | 267,397 |
| Masa de PCM | $m_{PCM}(ton)$ | 546,56 |
| Energía almacenada en forma de calor latente | $Q_{LAT}(MJ)$ | 81.819,91 |

4.3.3 Producción eléctrica y rendimiento del sistema

Por último, en la [Tabla 15] se muestran las distintas variables que se buscaban en la sección de desarrollo teórico.

Tabla 15. Variables obtenidas utilizando la FTT, relativas todas a la obtención de la potencia máxima con la configuración del caso de estudio

| | | |
|--|--------------------------------|----------|
| Diferencia de temperatura entre PCM y fluido | $X_{max}(k)$ | 147,85 |
| Diferencia de temperatura entre fluido y sumidero | $Y_{max}(k)$ | 43,25 |
| Temperatura de absorción media | $T^+(\dot{W}_{max})(k)$ | 505,15 |
| Temperatura de cesión media | $T^-(\dot{W}_{max})(k)$ | 341,25 |
| Caudal másico | $\dot{m}(kg/s)$ | 1,237 |
| Trasmisión de calor en la absorción | $\dot{Q}^+(\dot{W}_{max})(kW)$ | 3.409,16 |
| Potencia eléctrica máxima 2do PCM | $\dot{W}_{max}(kW)$ | 1107,11 |

| | | |
|--|-----------------------------|---------|
| Potencia eléctrica total | $\dot{W}_{max_total} (kW)$ | 2722,10 |
| Rendimiento de Carnot (2do ciclo) | η_{Carnot} | 0,544 |
| Rendimiento Teórico (2do ciclo) | $\eta(\dot{W}_{max})$ | 0,33 |
| Rendimiento de captación de energía del sistema | Λ | 0,29 |

Donde, por supuesto, la potencia se sumaría a la del caso 2, dando un total de potencia de la instalación de 2722,10 kW. Además, como es obvio, el rendimiento de captación Λ ha aumentado hasta un 580% respecto al caso 1 de un único material de cambio de fase y un 164% respecto al caso 2.

5. ANÁLISIS ECONÓMICO

En esta sección se analizará, utilizando los datos de presupuesto del final de este documento, la viabilidad económica de los distintos casos de estudio. Un horno de arco eléctrico típico consume a través de sus electrodos potencias del orden de las decenas de MW [21]. Por lo tanto, se ha decidido que la potencia eléctrica generada para cada uno de los casos estudio será para autoconsumo, ahorrando el coste de adquisición de dicha energía. El precio de la electricidad a día de la escritura de este trabajo es: 0,1585 €/kWh.

De esta manera se tienen los siguientes resultados, para una producción eléctrica de 8 horas al día durante todos los días del año:

Tabla 16. Ahorro y retorno de cada caso de estudio

| | Caso 1 411 kW | Caso 2 1615 kW | Caso 3 2722 kW |
|--|------------------|-------------------|-------------------|
| <i>Energía producida en un año (kWh/año)</i> | 1.200.120,00 | 4.715.741,60 | 7.948.532,00 |
| <i>Ahorro anual (€/año)</i> | 190.219,02 | 747.445,04 | 1.259.842,32 |
| <i>Tasa de retorno (años)</i> | 3,47 | 2,94 | 3,18 |

PRESUPUESTO

A continuación, se pretende presupuestar el diseño de una instalación de almacenamiento de energía térmica mediante el uso de materiales de cambio de fase. Como ya se ha visto en apartados anteriores, hay una serie de configuraciones o casos de estudio que han sido diseñadas y, ahora, se pretende elaborar los costes económicos de cada una de las particiones. Para cada caso se va a desglosar en diversos presupuestos parciales.

1.1 Instalación caso 1: dentro de la cámara de sedimentación

1.1.1 Presupuestos parciales

Tabla 17. Partida por licencias para el caso 1

| Licencias | Unidades | Precio unitario | Subtotal |
|---------------------------------------|----------|-----------------|---------------|
| Paquete Microsoft Office (estudiante) | 1 | 0,00 € | 0,00 € |
| ScienceDirect.com | 1 | 0,00 € | 0,00 € |
| Adobe Acrobat DC (gratis) | 1 | 0,00 € | 0,00 € |
| TOTAL LICENCIAS | | | 0,00 € |

Tabla 18. Partidas por equipos para el caso 1

| Equipos | Unidades | Precio unitario | Subtotal |
|--|-------------|-----------------|---------------------|
| Intercambiador de calor carcasa y tuberías | 1 | 19.665,00 € | 19.665,00 € |
| Material de cambio de fase, Al-34Mg-6,42Zn | 84.021,3 kg | 2,56 €/kg | 215.094,53 € |
| Turbina de vapor y generador (411 kW) | 1 | 667,50 €/kW | 274.342,50 € |
| Condensador | 1 | 4.308,63 € | 4.308,63 € |
| Grupo de bombeo | 1 | 7.790,00 € | 7.790,00 € |
| SUBTOTAL EQUIPOS | | | 521.200,66 € |
| Coste directo complementario (% valor añadido) | 2% | | 10.424,01 € |
| TOTAL EQUIPOS | | | 531.624,67 € |

Tabla 19. Partidas por componentes auxiliares para el caso 1

| Auxiliares | Unidades | Precio | Subtotal |
|------------|----------|--------|----------|
|------------|----------|--------|----------|

| | | unitario | |
|--|----|-----------------|-------------------|
| Válvula antirretorno inoxidable aluminio | 2 | 101,55 € | 203,10 € |
| Válvula interrupción inoxidable aluminio | 3 | 135,82 € | 407,46 € |
| Válvula de seguridad | 1 | 278,96 € | 278,96 € |
| Calderín | 1 | 139,31 € | 139,31 € |
| Sensor térmico PT 100 | 1 | 102,53 € | 102,53 € |
| Sensor de presión | 4 | 17,08 € | 68,32 |
| Sistema de tuberías DN 125 para recirculación | 1 | 2.201,09 € | 2.201,09 € |
| Instalación tuberías para ciclo | 1 | 1.604,13 € | 1.604,13 € |
| SUBTOTAL AUXILIARES | | | 5.004,9 € |
| Coste directo complementario (% valor añadido) | 2% | | 100,098 € |
| TOTAL AUXILIARES | | | 5.104,99 € |

Tabla 20. Partidas por mano de obra para el caso 1

| Mano de obra | Unidades | Precio unitario | Subtotal |
|--|-----------------|------------------------|-------------------|
| Oficial 1º Fontanería | 16 h | 19,11 € | 305,76 € |
| Ayudante de fontanería | 16 h | 17,50 € | 280,00 € |
| Oficial 1º Electricista | 10 h | 19,11 € | 190,11 € |
| Ayudante de electricista | 10 h | 17,50 € | 175,00 € |
| Peón ordinario de construcción | 16 h | 16,16 € | 258,56 € |
| Uso del equipo informático | 300 h | 0,05 € | 15 € |
| Honorarios de estudiante de ingeniería | 300 h | 20 € | 6.000,00 € |
| Honorarios de profesor universitario | 20 h | 40 € | 800,00 € |
| SUBTOTAL MANO DE OBRA | | | 8.024,43 € |
| Coste directo complementario (% valor añadido) | 2% | | 160,49 € |
| TOTAL MANO DE OBRA | | | 8.184,92 € |

1.1.2 Presupuesto total

Tabla 21. Presupuesto total para el caso 1

| Partidas | Unidades | Precio unitario | Subtotal |
|---------------------------------------|----------|-----------------|---------------------|
| Licencia | 1 | 0,00 € | 0,00 € |
| Equipos | 1 | 531.624,67 € | 531.624,67 € |
| Auxiliares | 1 | 5.104,99 € | 5.104,99 € |
| Mano de obra | 1 | 8.184,92 € | 8.184,92 € |
| SUBTOTAL | | | 544.914,58 € |
| Impuesto sobre el valor añadido (IVA) | 21% | | 114.432,06 € |
| PRESUPUESTO TOTAL | | | 659.346,64 € |

1.2 Instalación caso 2: fuera de la cámara fijando el calor de los gases

1.2.1 Presupuestos parciales

Tabla 22. Partidas por licencias para el caso 2

| Licencias | Unidades | Precio unitario | Subtotal |
|---------------------------------------|----------|-----------------|---------------|
| Paquete Microsoft Office (estudiante) | 1 | 0,00 € | 0,00 € |
| ScienceDirect.com | 1 | 0,00 € | 0,00 € |
| Adobe Acrobat DC (gratis) | 1 | 0,00 € | 0,00 € |
| TOTAL LICENCIAS | | | 0,00 € |

Tabla 23. Partidas por equipos para el caso 2

| Equipos | Unidades | Precio unitario | Subtotal |
|--|---------------|-----------------|--------------|
| Intercambiador de calor carcasa y tuberías | 1 | 22.261,05 € | 22.261,05 € |
| Material de cambio de fase, Al-34Mg-6,42Zn | 329.984,17 kg | 2,56 €/kg | 844.759,48 € |
| Turbina de vapor y generador (1615 kW) | 1 | 548,92 €/kW | 886.505,80 € |
| Condensador | 1 | 5.032,35 € | 5.032,35 € |

| | | | |
|--|----|------------|-----------------------|
| Grupo de bombeo | 1 | 8.854,42 € | 8.854,42 € |
| SUBTOTAL EQUIPOS | | | 1.767.413,10 € |
| Coste directo complementario (% valor añadido) | 2% | | 35.348,26 € |
| TOTAL EQUIPOS | | | 1.802.761,36 € |

Tabla 24. Partidas por componentes auxiliares para el caso 2

| Auxiliares | Unidades | Precio unitario | Subtotal |
|--|----------|-----------------|-------------------|
| Válvula antirretorno inoxidable aluminio | 2 | 101,55 € | 203,10 € |
| Válvula interrupción inoxidable aluminio | 3 | 135,82 € | 407,46 € |
| Válvula de seguridad | 1 | 278,96 € | 278,96 € |
| Calderín | 1 | 139,31 € | 139,31 € |
| Sensor térmico PT 100 | 1 | 102,53 € | 102,53 € |
| Sensor de presión | 4 | 17,08 € | 68,32 € |
| Sistema de tuberías DN 125 para recirculación | 1 | 2.201,09 € | 2.201,09 € |
| Instalación tuberías para ciclo | 1 | 1.994,20 € | 1.994,20 € |
| SUBTOTAL AUXILIARES | | | 5.394,97 € |
| Coste directo complementario (% valor añadido) | 2% | | 107,89 € |
| TOTAL AUXILIARES | | | 5.502,87 € |

Tabla 25. Partidas por mano de obra para el caso 2

| Mano de obra | Unidades | Precio unitario | Subtotal |
|--------------------------------|----------|-----------------|----------|
| Oficial 1º Fontanería | 18 h | 19,11 € | 343,98 € |
| Ayudante de fontanería | 18 h | 17,50 € | 315,00 € |
| Oficial 1º Electricista | 12 h | 19,11 € | 229,32 € |
| Ayudante de electricista | 12 h | 17,50 € | 210,00 € |
| Peón ordinario de construcción | 19 h | 16,16 € | 307,04 € |
| Uso del equipo informático | 300 h | 0,05 € | 15 € |

| | | | |
|--|-------|------|-------------------|
| Honorarios de estudiante de ingeniería | 300 h | 20 € | 6.000,00 € |
| Honorarios de profesor universitario | 20 h | 40 € | 800,00 € |
| SUBTOTAL MANO DE OBRA | | | 8.220,34 € |
| Coste directo complementario (% valor añadido) | 2% | | 164,41 € |
| TOTAL MANO DE OBRA | | | 8.384,75 € |

1.2.2 Presupuesto total

Tabla 26. Presupuesto total para el caso 2

| Partidas | Unidades | Precio unitario | Subtotal |
|---------------------------------------|----------|-----------------|-----------------------|
| Licencia | 1 | 0,00 € | 0,00 € |
| Equipos | 1 | 1.802.761,36 € | 1.802.761,36 € |
| Auxiliares | 1 | 5.433,18 € | 5.502,87 € |
| Mano de obra | 1 | 8.384,75 € | 8.384,75 € |
| SUBTOTAL | | | 1.816.648,98 € |
| Impuesto sobre el valor añadido (IVA) | 21% | | 381.496,29 € |
| PRESUPUESTO TOTAL | | | 2.198.145,27 € |

1.3 Instalación caso 4: fuera de la cámara con 2 materiales de cambio de fase

1.3.1 Presupuestos parciales

Tabla 27. Partidas por licencias para el caso 4

| Licencias | Unidades | Precio unitario | Subtotal |
|---------------------------------------|----------|-----------------|---------------|
| Paquete Microsoft Office (estudiante) | 1 | 0,00 € | 0,00 € |
| ScienceDirect.com | 1 | 0,00 € | 0,00 € |
| Adobe Acrobat DC (gratis) | 1 | 0,00 € | 0,00 € |
| TOTAL LICENCIAS | | | 0,00 € |

Tabla 28. Partidas por equipos para el caso 4

| Equipos | Unidades | Precio unitario | Subtotal |
|--|-----------------|------------------------|-----------------------|
| Intercambiador principal | 1 | 22.261,05 € | 22.261,05 € |
| Intercambiador secundario | 1 | 24.896,42 € | 24.896,42 € |
| Material de cambio de fase, Al-34Mg-6,42Zn | 329.984,17 kg | 2,56 €/kg | 844.759,48 € |
| Material de cambio de fase, sal KOH | 546.559,16kg | 1,39 €/kg | 759.717,23 € |
| Turbina de vapor y generador (1615 kW) | 1 | 548,92 €/kW | 886.505,80 € |
| Turbina de vapor y generador (1107 kW) | 1 | 603,17€/kW | 667.709,19 € |
| Condensador principal | 1 | 5.032,35 € | 5.032,35 € |
| Condensador secundario | 1 | 3.819,09 € | 3.819,09 € |
| Grupo de bombeo principal | 1 | 8.854,42 € | 8.854,42 € |
| Grupo de bombeo secundario | 1 | 8.131,56 € | 8.131,56 € |
| SUBTOTAL EQUIPOS | | | 3.231.686,59 € |
| Coste directo complementario (% valor añadido) | 2% | | 64.633,73 € |
| TOTAL EQUIPOS | | | 3.296.320,32 € |

Tabla 29. Partidas por componentes auxiliares para el caso 4

| Auxiliares | Unidades | Precio unitario | Subtotal |
|---|-----------------|------------------------|-----------------|
| Válvula antirretorno inoxidable aluminio | 8 | 101,55 € | 812,4 € |
| Válvula interrupción inoxidable aluminio | 9 | 135,82 € | 1.222,38 € |
| Válvula de seguridad | 2 | 278,96 € | 557,92 € |
| Calderín | 2 | 139,31 € | 278,62 € |
| Sensor térmico PT 100 | 1 | 102,53 € | 102,53 € |
| Sensor de presión | 8 | 17,08 € | 136,64 € |
| Sistema de tuberías DN 125 para recirculación | 1 | 3.608,78 € | 3.008,78 € |
| Instalación tuberías para ciclo principal | 1 | 1.994,20 € | 1.994,20 € |
| Instalación tubería para el ciclo secundario | 1 | 1.696,12 € | 1.696,12 € |

| | | |
|--|----|--------------------|
| SUBTOTAL AUXILIARES | | 9.809,59 € |
| Coste directo complementario (% valor añadido) | 2% | 196,19 € |
| TOTAL AUXILIARES | | 10.005,78 € |

Tabla 30. Partidas por mano de obra para el caso 4

| Mano de obra | Unidades | Precio unitario | Subtotal |
|--|-----------------|------------------------|-------------------|
| Oficial 1º Fontanería | 34 h | 19,11 € | 649,74 € |
| Ayudante de fontanería | 34 h | 17,50 € | 595,00 € |
| Oficial 1º Electricista | 22 h | 19,11 € | 420,42 € |
| Ayudante de electricista | 22 h | 17,50 € | 385,00 € |
| Peón ordinario de construcción | 35 h | 16,16 € | 565,60 € |
| Uso del equipo informático | 300 h | 0,05 € | 15 € |
| Honorarios de estudiante de ingeniería | 300 h | 20 € | 6.000,00 € |
| Honorarios de profesor universitario | 20 h | 40 € | 800,00 € |
| SUBTOTAL MANO DE OBRA | | | 9.430,76 € |
| Coste directo complementario (% valor añadido) | 2% | | 188,62 € |
| TOTAL MANO DE OBRA | | | 9.619,38 € |

1.3.2 Presupuesto total

Tabla 31. Presupuesto total para el caso 4

| Partidas | Unidades | Precio unitario | Subtotal |
|-----------------|-----------------|------------------------|-----------------------|
| Licencia | 1 | 0,00 € | 0,00 € |
| Equipos | 1 | 3.296.320,32 € | 3.296.320,32 € |
| Auxiliares | 1 | 9.866,38 € | 10.005,78 € |
| Mano de obra | 1 | 9.619,38 € | 9.619,38 € |
| SUBTOTAL | | | 3.315.945,48 € |

| | | |
|---------------------------------------|-----|--------------|
| Impuesto sobre el valor añadido (IVA) | 21% | 696.348,55 € |
|---------------------------------------|-----|--------------|

| | | |
|--------------------------|--|-----------------------|
| PRESUPUESTO TOTAL | | 4.012.294,03 € |
|--------------------------|--|-----------------------|

MEMORIA DE CÁLCULOS

1. Caso de estudio: dentro de la cámara

| | P (Mpa) | h (kJ/kg) | s (kJ/kgk) | T (°C) | T (k) |
|---|---------|-----------|------------|--------|-------|
| 1 | 11 | 305 | 1 | 75 | 348 |
| 2 | 11 | 3190 | 6,34 | 435 | 708 |
| 3 | 0,036 | 2160 | 6,34 | 75 | 348 |
| 4 | 0,036 | 302 | 1 | 75 | 348 |

| INPUTS | |
|--------------------------|---------|
| TE+ (°C) | 25 |
| \dot{m}_{gases} (kg/s) | 19,8 |
| Cp (kJ/kg*k) | 1,17 |
| Volumen PCM (m3) | 35,111 |
| Tenfriador (°C) | 1 |
| Wmax (kW) | 411,212 |

| | |
|---|---------|
| X | 179,738 |
| Y | 49,940 |

| | |
|-------------|-----|
| TE+ (k) | 298 |
| TE- (k) | 720 |
| TE- - TE+ ▲ | 422 |
| pinch (k) | 8 |

| | |
|-----------------------|---------|
| Xmax | 179,199 |
| Ymax | 49,920 |
| T+max | 540,801 |
| T-max | 347,920 |
| $\delta+/\delta$ -max | 2,309 |
| δ +max | 0,107 |
| δ -max | 0,046 |
| \dot{m} (kg/s) | 0,399 |
| δ max | 0,185 |

| | |
|----------------|----------|
| $\circ Q$ +max | 1980,641 |
| $\circ Q$ -max | 2942,707 |
| $\cdot Q$ +max | 1151,793 |
| $\cdot Q$ -max | 740,997 |
| Epsilon | 1,200 |
| Wmax (kW) | 410,796 |
| η teorico | 0,357 |
| η CA | 0,357 |
| η carnot | 0,586 |

| | |
|-----------------------|-------|
| masa caldera (kg) | 0,043 |
| masa condensador (kg) | 0,019 |
| MASA TOTAL (kg) | 0,074 |

| | |
|---------------------------------------|---------|
| $\cdot Q$ + PCM // $\cdot Q$ gas (kW) | 383,931 |
| Porcent PCM solido inicio de descarga | 0,1 |
| Porcent PCM solido final de descarga | 0,9 |

| | PCM-Ciclo (kW/k) | Gas-PCM |
|----|------------------|---------|
| k+ | 150,00 | |
| k- | 800,00 | - |

| | PCM-Ciclo (kW/k) | U (W/m ² *k) | Área int (m ²) |
|----|------------------|-------------------------|----------------------------|
| K+ | 87,229 | 40,92 | 2131,835 |
| K- | 201,446 | 500 | 402,893 |

800-1500 typical S-T exchangers
400-700 condenser

| | |
|-------------------------------|------|
| tiempo autonomía (h) | 8 |
| Hfus (kJ/kg) | 329 |
| densidad (kg/m ³) | 2393 |

| | |
|------------------|------------|
| masa PCM (kg) | 84021,377 |
| QLAT (kJ) | 27643033,0 |
| Qalmacenado (kJ) | 22114426,4 |
| -Q+ (kW) | 1151,793 |
| -m (kg/s) | 0,399 |
| W (kW) | 411,212 |

| Parámetros geométricos | | |
|------------------------|------------------|------|
| PCM-fluido | Dext (mm) | 75,0 |
| | espesor_ext (mm) | 4 |
| | Dint (mm) | 71,0 |
| PCM-gas | dext (mm) | 10,0 |
| | espesor_int (mm) | 2 |
| | dint (mm) | 8,0 |

| Gas-PCM | |
|------------------------|---------|
| U (W/m ² K) | 17,619 |
| Aint (m ²) | 284,245 |
| K (chi) (kW/K) | 5,008 |

| | |
|------------------------------|----------|
| Longitud intercambiador | 9 |
| n_tubos_diam*Dext Ancho (m) | 3 |
| n_tubos_diam*Dext Altura (m) | 3,5 |
| L_TUBOS (m) | 7,2 |
| L_TOTAL (m) | 9047,787 |
| n_tubos_diámetro | 40,000 |
| n_tubos | 1256,637 |

2. Caso de estudio: fuera de la cámara fijando calor de los gases

| | P (Mpa) | h (kJ/kg) | s (kJ/kgk) | T (°C) | T (k) |
|---|---------|-----------|------------|--------|-------|
| 1 | 11 | 305 | 1 | 75 | 348 |
| 2 | 11 | 3190 | 6,34 | 435 | 708 |
| 3 | 0,036 | 2160 | 6,34 | 75 | 348 |
| 4 | 0,036 | 302 | 1 | 75 | 348 |

| INPUTS | |
|------------------|----------|
| TE+ (°C) | 25 |
| ·mgases (kg/s) | 19,8 |
| Cp (kJ/kg*k) | 1,17 |
| Volumen PCM (m3) | 137,896 |
| Tenfriador (°C) | 150 |
| Wmax (kW) | 1614,988 |

| | |
|---|---------|
| X | 179,738 |
| Y | 49,940 |

| | |
|-------------|-----|
| TE+ (k) | 298 |
| TE- (k) | 720 |
| TE- - TE+ ▲ | 422 |
| pinch (k) | 8 |

| | |
|-----------|---------|
| Xmax | 179,199 |
| Ymax | 49,920 |
| T+max | 540,801 |
| T-max | 347,920 |
| δ+/δ-max | 2,309 |
| δ+max | 0,107 |
| δ-max | 0,046 |
| ·m (kg/s) | 1,568 |
| δ max | 0,185 |

| | |
|-----------|-----------|
| oQ+max | 7778,736 |
| oQ-max | 11557,138 |
| -Q+max | 4523,533 |
| -Q-max | 2910,179 |
| Epsilon | 1,200 |
| Wmax (kW) | 1613,354 |
| η teorico | 0,357 |
| η CA | 0,357 |
| η carnot | 0,586 |

| | |
|-----------------------|-------|
| masa caldera (kg) | 0,168 |
| masa condensador (kg) | 0,073 |
| MASA TOTAL (kg) | 0,289 |

| | |
|---------------------------------------|----------|
| -Q+ PCM // -Qgas (kW) | 1507,844 |
| Porcent PCM solido inicio de descarga | 0,1 |
| Porcent PCM solido final de descarga | 0,9 |

| | PCM-Ciclo (kW/k) | Gas-PCM |
|----|------------------|---------|
| k+ | 150,00 | |
| k- | 800,00 | - |

| | PCM-Ciclo (kW/k) | U (W/m ² *k) | Área int (m ²) |
|----|------------------|-------------------------|----------------------------|
| K+ | 87,229 | 8,84 | 9869,604 |
| K- | 201,446 | 500 | 402,893 |

800-1500 typical S-T exchangers
400-700 condenser

| | |
|-------------------------------|------|
| tiempo autonomía (h) | 8 |
| Hfus (kJ/kg) | 329 |
| densidad (kg/m ³) | 2393 |

| | |
|------------------|-------------|
| Qalmacenado (kJ) | 86851834,18 |
| QLAT (kJ) | 108564792,7 |
| masa PCM (kg) | 329984,1724 |
| -Q+ (kW) | 4523,533 |
| -m (kg/s) | 1,568 |
| W (kW) | 1614,988 |

| Parámetros geométricos | | |
|------------------------|------------------|------|
| PCM-fluido | Dext (mm) | 75,0 |
| | espesor_ext (mm) | 4 |
| | Dint (mm) | 71,0 |
| PCM-gas | dext (mm) | 29,1 |
| | espesor_int (mm) | 2 |
| | dint (mm) | 27,1 |

| Gas-PCM | |
|------------------------|----------|
| U (W/m ² K) | 5,128 |
| Aint (m ²) | 3835,431 |
| K (kW/K) | 19,669 |

| | |
|------------------------------|-----------|
| Longitud intercambiador | 15 |
| n_tubos_diam*Dext Ancho (m) | 5 |
| n_tubos_diam*Dext Altura (m) | 5,833 |
| L_TUBOS (m) | 12 |
| L_TOTAL (m) | 41887,902 |
| n_tubos_diámetro | 66,667 |
| n_tubos | 3490,659 |

3. Caso de estudio: 2 PCM fuera de la cámara

| | P (Mpa) | h (kJ/kg) | s (kJ/kgk) | T (°C) | T (k) |
|---|---------|-----------|------------|--------|---------|
| 1 | 5 | 289 | 0,95 | 68,249 | 341,249 |
| 2 | 5 | 3045 | 6,4 | 340 | 613 |
| 3 | 0,028 | 2150 | 6,4 | 68,249 | 341,249 |
| 4 | 0,028 | 287 | 0,95 | 68,249 | 341,249 |

| INPUTS | |
|---------------------------------|----------|
| TE+ (°C) | 25 |
| \dot{m}_{gases} (kg/s) | 19,8 |
| Cp (kJ/kg*k) | 1,17 |
| Volumen PCM (m3) | 267,397 |
| Tenfriador (°C) | 150 |
| Wmax (kW) | 1107,112 |

| | |
|---|---------|
| X | 147,312 |
| Y | 43,835 |

| | |
|-------------|-----|
| TE+ (k) | 298 |
| TE- (k) | 653 |
| TE- - TE+ ▲ | 355 |
| pinch (k) | 8 |

| | |
|--------------------------------|---------|
| Xmax | 147,851 |
| Ymax | 43,249 |
| T+max | 505,149 |
| T-max | 341,249 |
| $\delta_{+/\delta\text{-max}}$ | 2,309 |
| δ_{+max} | 0,124 |
| δ_{-max} | 0,054 |
| \dot{m} (kg/s) | 1,237 |
| δ_{max} | 0,214 |

| | |
|------------------|----------|
| $\circ Q_{+max}$ | 5862,448 |
| $\circ Q_{-max}$ | 9145,973 |
| \dot{Q}_{+max} | 3409,163 |
| \dot{Q}_{-max} | 2303,028 |
| Epsilon | 1,200 |
| Wmax (kW) | 1106,134 |
| η teorico | 0,324 |
| η CA | 0,324 |
| η carnot | 0,544 |

| | |
|-----------------------|-------|
| masa caldera (kg) | 0,154 |
| masa condensador (kg) | 0,067 |
| MASA TOTAL (kg) | 0,264 |

| | |
|--|----------|
| $\dot{Q}_{+PCM} // \dot{Q}_{gas}$ (kW) | 1136,388 |
| Percent PCM solido inicio de descarga | 0,1 |
| Percent PCM solido final de descarga | 0,9 |

| | |
|-----------------|----------|
| Wmax 1 (kW) | 1614,988 |
| Wmax 2 (kW) | 1107,112 |
| Wmax total (kW) | 2722,100 |

| | PCM-Ciclo (kW/k) | Gas-PCM |
|----|------------------|---------|
| k+ | 150,00 | |
| k- | 800,00 | - |

| | PCM-Ciclo (kW/k) | U (W/m ² *k) | Área int (m ²) |
|----|------------------|-------------------------|----------------------------|
| K+ | 87,229 | 5,11 | 17054,676 |
| K- | 201,446 | 500 | 402,893 |

800-1500 typical S-T exchangers
400-700 condenser

| | |
|-------------------------------|-------|
| tiempo autonomía (h) | 8 |
| Hfus (kJ/kg) | 149,7 |
| densidad (kg/m ³) | 2044 |

| | |
|------------------|-------------|
| Qalmacenado (kJ) | 65455924,99 |
| QLAT (kJ) | 81819906,2 |
| masa PCM (kg) | 546559,1599 |
| -Q+ (kW) | 3409,163 |
| -m (kg/s) | 1,237 |
| W (kW) | 1107,112 |

| Parámetros geométricos | | |
|------------------------|------------------|------|
| PCM-fluido | Dext (mm) | 75,0 |
| | espesor_ext (mm) | 4,0 |
| | Dint (mm) | 71,0 |
| PCM-gas | dext (mm) | 18,4 |
| | espesor_int (mm) | 2 |
| | dint (mm) | 16 |

| Gas-PCM | |
|------------------------|----------|
| U (W/m ² K) | 4,955 |
| Aint (m ²) | 4176,660 |
| K (kW/K) | 20,695 |

| | |
|------------------------------|-----------|
| Largo del intercambiador | 18 |
| n_tubos_diam*Dext Ancho (m) | 6 |
| n_tubos_diam*Dext Altura (m) | 7,000 |
| L_TUBOS (m) | 14,4 |
| L_TOTAL (m) | 72382,295 |
| n_tubos_diámetro | 80,000 |
| n_tubos | 5026,548 |

4. Temperatura de los gases a la salida del intercambiador

| T gas entrada (°C) | TPCM (°C) | RESTA (X) k | -Q- (gas) kW | Q+(gas) kJ | Tgas salida 1 PCM fuera (°C) | TPCM 2 | RESTA (X) k | -Q- (gas) kW | Q+(gas) kJ | Tgas salida 2 PCM (°C) |
|--------------------|-----------|-------------|--------------|------------|------------------------------|--------|-------------|--------------|------------|------------------------|
| 90 | 447 | 0 | 0 | 0 | 90 | 380 | 0 | 0 | 0 | 90 |
| 420 | 447 | 0 | 0 | 0 | 420 | 380 | 40 | 827,798 | 49667,904 | 384,2666667 |
| 750 | 447 | 303 | 5959,781 | 357586,879 | 492,736 | 380 | 112,736 | 2333,064 | 139983,833 | 392,025 |
| 720 | 447 | 273 | 5369,704 | 322182,238 | 488,208 | 380 | 108,208 | 2239,351 | 134361,052 | 391,542 |
| 690 | 447 | 243 | 4779,627 | 286777,596 | 483,679 | 380 | 103,679 | 2145,638 | 128738,270 | 391,059 |
| 660 | 447 | 213 | 4189,549 | 251372,955 | 479,151 | 380 | 99,151 | 2061,925 | 123115,488 | 390,576 |
| 630 | 447 | 183 | 3599,472 | 215968,313 | 474,623 | 380 | 94,623 | 1958,212 | 117492,707 | 390,093 |
| 600 | 447 | 153 | 3009,395 | 180563,672 | 470,094 | 380 | 90,094 | 1864,499 | 111869,925 | 389,610 |
| 570 | 447 | 123 | 2419,317 | 145159,030 | 465,566 | 380 | 85,566 | 1770,786 | 106247,144 | 389,127 |
| 540 | 447 | 93 | 1829,240 | 109754,389 | 461,038 | 380 | 81,038 | 1677,073 | 100624,362 | 388,644 |
| 510 | 447 | 63 | 1239,162 | 74349,747 | 456,509 | 380 | 76,509 | 1583,360 | 95001,581 | 388,161 |
| 330 | 447 | 0 | 0 | 0 | 330 | 380 | 0 | 0 | 0 | 330 |
| 150 | 447 | 0 | 0 | 0 | 150 | 380 | 0 | 0 | 0 | 150 |
| 325 | 447 | 0 | 0 | 0 | 325 | 380 | 0 | 0 | 0 | 325 |
| 500 | 447 | 53 | 1042,47 | 62548,2 | 455 | 380 | 75 | 1552,122 | 99127,32 | 388 |
| 513,75 | 447 | 66,75 | 1312,922 | 78775,327 | 457,075 | 380 | 77,075 | 1595,074 | 95704,428 | 388,2213836 |
| 527,5 | 447 | 80,5 | 1583,374 | 95002,455 | 459,151 | 380 | 79,151 | 1638,026 | 98281,536 | 388,4427673 |
| 541,25 | 447 | 94,25 | 1853,826 | 111229,582 | 461,226 | 380 | 81,226 | 1680,977 | 100858,645 | 388,6641509 |
| 555 | 447 | 108 | 2124,278 | 127456,709 | 463,302 | 380 | 83,302 | 1723,929 | 103435,753 | 388,8855346 |
| 568,75 | 447 | 121,75 | 2394,731 | 143683,837 | 465,377 | 380 | 85,377 | 1766,881 | 106012,861 | 389,1069182 |
| 582,5 | 447 | 135,5 | 2665,183 | 159910,964 | 467,453 | 380 | 87,453 | 1809,833 | 108589,969 | 389,3283019 |
| 596,25 | 447 | 149,25 | 2935,635 | 176138,092 | 469,528 | 380 | 89,528 | 1852,785 | 111167,078 | 389,5496855 |
| 610 | 447 | 163 | 3206,087 | 192365,219 | 471,604 | 380 | 91,604 | 1895,736 | 113744,186 | 389,7710692 |
| 385 | 447 | 0 | 0 | 0 | 385 | 380 | 5 | 103,475 | 6208,488 | 380,5333333 |
| 160 | 447 | 0 | 0 | 0 | 160 | 380 | 0 | 0 | 0 | 160 |
| 330 | 447 | 0 | 0 | 0 | 330 | 380 | 0 | 0 | 0 | 330 |
| 500 | 447 | 53 | 1042,47 | 62548,2 | 455 | 380 | 75 | 1552,122 | 99127,32 | 388 |
| 505 | 447 | 58 | 1140,816 | 68448,974 | 455,755 | 380 | 75,755 | 1567,741 | 94064,450 | 388,081 |
| 510 | 447 | 63 | 1239,162 | 74349,747 | 456,509 | 380 | 76,509 | 1583,360 | 95001,581 | 388,161 |
| 490 | 447 | 43 | 845,778 | 50746,653 | 453,491 | 380 | 73,491 | 1520,884 | 91253,059 | 387,839 |
| 540 | 447 | 93 | 1829,240 | 109754,389 | 461,038 | 380 | 81,038 | 1677,073 | 100624,362 | 388,644 |
| 542 | 447 | 95 | 1868,578 | 112114,698 | 461,340 | 380 | 81,340 | 1683,320 | 100999,214 | 388,676 |
| 544 | 447 | 97 | 1907,917 | 114475,008 | 461,642 | 380 | 81,642 | 1689,568 | 101374,066 | 388,708 |
| 546 | 447 | 99 | 1947,255 | 116835,317 | 461,943 | 380 | 81,943 | 1695,815 | 101748,918 | 388,741 |
| 548 | 447 | 101 | 1986,594 | 119195,626 | 462,245 | 380 | 82,245 | 1702,063 | 102123,771 | 388,773 |
| 550 | 447 | 103 | 2025,932 | 121555,936 | 462,547 | 380 | 82,547 | 1708,310 | 102498,623 | 388,805 |
| 566,667 | 447 | 119,667 | 2353,753 | 141225,181 | 465,663 | 380 | 85,663 | 1760,373 | 105622,390 | 389,073 |
| 583,333 | 447 | 136,333 | 2681,574 | 160894,426 | 467,579 | 380 | 87,579 | 1812,436 | 108746,158 | 389,342 |
| 600 | 447 | 153 | 3009,395 | 180563,672 | 470,094 | 380 | 90,094 | 1864,499 | 111869,925 | 389,610 |
| 425 | 447 | 0 | 0 | 0 | 425 | 380 | 45 | 931,2732 | 55876,392 | 384,8 |

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Repsol “Anuario Estadístico-Energético 2019” (2019).
- [2] Harald Mehling y Luisa F. Cabeza “Phase change materials and their basic properties” Springer (2007).
- [3] Christian Brandt, Nils Schüler, Matthias Gaderer, Jens M. Kuckelkorn “Development of a thermal oil operated waste heat exchanger within the off-gas of an electric furnace at steel mills.” Appl. Therm. Eng. 66 (2014) 335-345.
- [4] Fabio Dal Magro, Manuel Jimenez-Arreola, Alessandro Romagnoli “Improving energy recovery efficiency by retrofitting a PCM-based technology to an ORC system operating under thermal power fluctuations” App. Eng 208 (2017) 972-985.
- [5] Gioacchino Nardin, Antonella Meneghetti, Fabio Dal Magro, Nicole Benedetti “PCM-based energy recovery from electric arc furnaces” App. Eng 136 (2014) 947-955.
- [6] Wey H. Leong, Roshaan Mudasar “Thermodynamic analysis of the performance of sub-critical organic Rankine cycle with borehole thermal energy storage” Procedia Computer Science 155 (2019) 543-550.
- [7] Tuantuan Xin, Cheng Xu, Yongping Yang “A general and simple method for evaluating the performance of the modified steam Rankine cycle: Thermal cycle splitting analytical method” Energy Conversion and Management 210 (2020) 112712.
- [8] Piero Colonna, Emiliano Casati, Carsten Trapp, Tiemo Mathijssen, Jaakko Larjola Teemu Turunen-Saaresti, Antti Uusitalo “Organic Rankine Cycle Power Systems: From the Concept to Current Technology, Applications, and an Outlook to the Future” J. Eng. Gas Turbines Power 137 (2015) 100801.
- [9] GES Europe GmbH “The electric arc furnace: advantages & deficiencies” Graphite Network (2019). <https://graphite-network.com/2019/08/19/the-electric-arc-furnace-advantages-deficiencies/>
- [10] Martin T.White, Abdalnaser I. Sayma “A new method to identify the optimal temperature of latent-heat thermal-energy storage systems for power generation from waste heat” International Journal of Heat and Mass Transfer 149 (2019) 119111.
- [11] Gaosheng Wei, Pingrui Huang, Chao Xu, Dongyu Liu, Xing Ju, Xiaoze Du, Lijing Xing, Yongping Yang “Thermophysical property measurements and thermal energy storage capacity analysis of aluminum alloys” Solar Energy 137 (2016) 66-72.
- [12] J.Q.Sun, R.Y. Zhang, Z.P. Liu, G.H. Lu “Thermal reliability test of Al-34%Mg-6%Zn alloy as latent heat storage material and corrosion of metal with respect to thermal cycling” Energy Conversion and Management 48 (2006) 619-624.
- [13] H. Padecklas “Straight-tube heat exchanger 1-pass” [Online] (2006).
- [14] Xiaoli Yu, Zhi Li, Yiji Lu, Rui Huang, Anthony Paul Roskilly “Investigation of organic Rankine cycle integrated with double latent heat thermal energy storage for engine waste heat recovery” Energy 170 (2018) 1098-1112.
- [15] F. L. Curzon, B. Ahlborn “Efficiency of a Carnot Engine Power Output” American Journal of Physics 43 (1974) 22-24.

- [16] Jahar Sarkar "Generalized pinch point design method of subcritical-supercritical organic Rankine cycle for maximum heat recovery" *Energy* 143 (2017) 141-150.
- [17] Marcin Jankowski, Aleksandra Borsukiewicz, Katarzyna Szopik-Depczynska, Giuseppe Ioppolo "Determination of an optimal pinch point temperature difference interval in ORC power plant using multi-objective approach" *Journal of Cleaner Production* 217 (2019) 798-807.
- [18] J. M. Coulson, J. F. Richardson, J. R. Backhurst, J. H. Harker "Coulson & Richardson's Chemical Engineering: Fourth Edition" Elsevier Butterworth-Heinemann (2005).
- [19] Gaosheng Wei, Gang Wang, Chao Xu, Xing Ju, Lijing Xing, Xiaoze Du, Yongping Yang "Selection principles and thermophysical properties of high temperature phase change materials for thermal energy storage: A review" *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 81 (2017) 1771-1786.
- [20] Khaled El-Akruti, Tieling Zhang, Richard Dwight "Developing an optimum maintenance policy by life cycle cost analysis – a case study" *International Journal of Production Research* 54 (2016) 5946-5962.
- [21] Ben Bowman "Optimum use of electrodes in arc furnaces" *MPT Metallurgical Plant and Technology* 6 (1983) 30-39.
- [22] Manuel Monleón Pradas "The second law of thermodynamics and optimal bounds for the efficiency of cyclic processes" *J. Non-Equilib. Thermodyn.* 19 (1994) 115-134.