

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

**ANÁLISIS DE LA INCORPORACIÓN
DE UN SISTEMA LAES PARA LA
PRODUCCIÓN ELÉCTRICA DE UN
CICLO RANKINE**

AUTOR:

MOISÉS LUIS SOCAS

TUTOR:

VICENTE JOSÉ ROMERO TERNERO

La Laguna, SEPTIEMBRE de 2022

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

**ANÁLISIS DE LA INCORPORACIÓN
DE UN SISTEMA LAES PARA LA
PRODUCCIÓN ELÉCTRICA DE UN
CICLO RANKINE**

ÍNDICE GENERAL

AUTOR:

MOISÉS LUIS SOCAS

TUTOR:

VICENTE JOSÉ ROMERO TERNERO

San Cristóbal de La Laguna, SEPTIEMBRE de 2022

ÍNDICE GENERAL

| | |
|--|-----|
| ÍNDICE DE TABLAS..... | II |
| ÍNDICE DE FIGURAS..... | III |
| ÍNDICE DE LA MEMORIA..... | VI |
| ANEXO I: ESQUEMA DEL SISTEMA LAES..... | 97 |
| ANEXO II: ESQUEMA DEL CICLO RANKINE..... | 99 |
| ANEXO III: ESQUEMA DE LA INTEGRACIÓN ENTRE AMBOS SISTEMAS..... | 101 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|---|----|
| Tabla 1. Unidades de operación con el FluidProp..... | 59 |
| Tabla 2. Unidades de operación con el CoolProp..... | 61 |
| Tabla 3. Estados circuito de aire principal del sistema LAES. | 65 |
| Tabla 4. Estados circuito HGCS del sistema LAES. | 68 |
| Tabla 5. Estados circuito de aceite térmico del sistema LAES. | 70 |
| Tabla 6. Parámetros más importantes del sistema LAES..... | 71 |
| Tabla 7. Estados del ciclo Rankine. | 79 |
| Tabla 8. Parámetros más importantes del ciclo Rankine. | 81 |
| Tabla 9. Estados circuito de aceite térmico del sistema LAES tras la integración. | 87 |
| Tabla 10. Parámetros más importantes obtenidos tras la integración estudiada. | 89 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1. Subida de la media del nivel del mar debido al calentamiento global. | 12 |
| Figura 2. Estructura de la generación eléctrica en España en 2020..... | 13 |
| Figura 3. Esquema y diagrama Ts del ciclo de Linde..... | 16 |
| Figura 4. Esquema del ciclo de Claude..... | 17 |
| Figura 5. Esquema conceptual del sistema LAES. | 21 |
| Figura 6. Representación gráfica de la demanda diaria de energía eléctrica en España..... | 23 |
| Figura 7. Esquema de la configuración del sistema LAES estudiado. | 24 |
| Figura 8. Tren de compresión del sistema LAES. | 25 |
| Figura 9. Representación gráfica del punto crítico del agua. | 26 |
| Figura 10. Unidad de licuefacción. | 27 |
| Figura 11. Recuperador de vapor..... | 30 |
| Figura 12. Etapa de expansión de la fase de descarga. | 32 |
| Figura 13. Esquema conceptual ciclo de potencia Rankine..... | 33 |
| Figura 14. Turbina de vapor. | 34 |
| Figura 15. Esquema de la configuración del ciclo de potencia Rankine estudiado. | 35 |
| Figura 16. Etapa de expansión en el ciclo Rankine. | 36 |
| Figura 17. Proceso de condensación en el ciclo Rankine..... | 37 |

| | |
|---|----|
| Figura 18. Desgasificador en el ciclo Rankine. | 38 |
| Figura 19. Generador de vapor del ciclo Rankine. | 39 |
| Figura 20. Esquema integración entre sistema LAES y ciclo Rankine conceptual. | 42 |
| Figura 21. Integración entre el sistema LAES y el ciclo de potencia Rankine ordinario. | 44 |
| Figura 22. Obtención de las propiedades según FluidProp. | 59 |
| Figura 23. Obtención de las propiedades según FluidProp. | 61 |
| Figura 24. Parámetros de diseño sistema LAES. | 64 |
| Figura 25. Trabajo específico de carga. | 72 |
| Figura 26. Trabajo específico de descarga. | 73 |
| Figura 27. Calor total cedido/absorbido. | 74 |
| Figura 28. Parámetros de diseño del ciclo Rankine. | 78 |
| Figura 29. Calor absorbido por el ciclo Rankine. | 84 |

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

**ANÁLISIS DE LA INCORPORACIÓN
DE UN SISTEMA LAES PARA LA
PRODUCCIÓN ELÉCTRICA DE UN
CICLO RANKINE**

ÍNDICE DE LA MEMORIA

AUTOR:

MOISÉS LUIS SOCAS

TUTOR:

VICENTE JOSÉ ROMERO TERNERO

San Cristóbal de La Laguna, SEPTIEMBRE de 2022

ÍNDICE MEMORIA

| | | |
|-------|--|----|
| 1 | INTRODUCCIÓN..... | 9 |
| 1.1 | Resumen | 9 |
| 1.2 | Abstract | 9 |
| 1.3 | Objetivos y Alcance..... | 10 |
| 2 | ANTECEDENTES DEL ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA | 11 |
| 2.1 | Contextualización | 11 |
| 2.2 | Almacenamiento de energía. Qué es..... | 13 |
| 2.3 | Tipos de almacenamiento de energía..... | 15 |
| 2.4 | Beneficios del almacenamiento de energía | 19 |
| 2.5 | Inconvenientes del almacenamiento de energía..... | 19 |
| 3 | SISTEMA DE ALMACENAMIENTO DE AIRE LÍQUIDO COMPRIMIDO (LAES) | 21 |
| 3.1 | Concepto de la tecnología LAES | 21 |
| 3.2 | Descripción del sistema LAES estudiado | 23 |
| 3.2.1 | Fase de carga | 24 |
| 3.2.2 | Fase de almacenamiento | 29 |
| 3.2.3 | Fase de descarga..... | 29 |
| 4 | CICLO DE POTENCIA RANKINE ORDINARIO..... | 33 |
| 4.1 | Concepto del ciclo de potencia Rankine | 33 |
| 4.2 | Descripción del ciclo de potencia Rankine estudiado | 35 |
| 5 | INTEGRACIÓN DEL SISTEMA LAES A UN CICLO RANKINE ORDINARIO | 42 |
| 5.1 | Integración LAESWRC..... | 42 |
| 5.2 | Otras posibles integraciones..... | 45 |

| | | |
|-------|---|----|
| 5.2.1 | Integración con reducción de potencia de salida del LAES .. | 45 |
| 5.2.2 | Integración LAESORC | 45 |
| 6 | ANÁLISIS DE DATOS Y RESULTADOS | 47 |
| 6.1 | Ecuaciones principales utilizadas | 47 |
| 6.1.1 | Pérdidas de carga | 47 |
| 6.1.2 | Relación de compresión..... | 48 |
| 6.1.3 | Relación de expansión | 48 |
| 6.1.4 | Temperaturas | 49 |
| 6.1.5 | Rendimientos isoentrópicos | 51 |
| 6.1.6 | Eficiencia de los intercambiadores de calor..... | 51 |
| 6.2 | Obtención de los caudales máxicos..... | 53 |
| 6.2.1 | Sistema LAES | 53 |
| 6.2.2 | Ciclo de potencia Rankine..... | 55 |
| 6.3 | Programas informáticos utilizados | 58 |
| 6.3.1 | FluidProp..... | 58 |
| 6.3.2 | CoolProp | 60 |
| 6.4 | Simulación del sistema LAES | 63 |
| 6.4.1 | Estados circuito de aire principal..... | 64 |
| 6.4.2 | Estados circuito HGCS..... | 68 |
| 6.4.3 | Estados circuito de aceite térmico..... | 69 |
| 6.4.4 | Parámetros más importantes del sistema LAES..... | 70 |
| 6.5 | Simulación del ciclo Rankine | 77 |
| 6.5.1 | Estados ciclo Rankine | 78 |
| 6.5.2 | Parámetros más importantes del ciclo Rankine | 81 |

| | | |
|-------|--|----|
| 6.6 | Simulación de la integración entre ciclos | 87 |
| 6.6.1 | Estados circuito de aceite térmico tras la integración | 87 |
| 6.6.2 | Parámetros más importante tras la integración | 89 |
| 7 | CONCLUSIONES..... | 91 |
| 7.1 | Conclusiones..... | 91 |
| 7.2 | Conclusions..... | 92 |
| 8 | BIBLIOGRAFÍA..... | 94 |

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Resumen

Debido al auge que está experimentando la producción de energía eléctrica por medio de fuentes de origen renovable es necesario estudiar nuevas tecnologías que permitan sacar su máximo rendimiento. Por ello, en el presente estudio se analizará una instalación cuyo objetivo principal es el almacenamiento energético por medio de un proceso de licuefacción en el que se emplea aire atmosférico como fluido de trabajo (*Liquid Air Energy Storage System*).

La base del estudio es comprender sus características, su funcionamiento y la compenetración con la energía procedente de fuentes renovables. Además, en este caso se analizará la posible integración entre el sistema de almacenamiento por licuefacción del aire con un ciclo de potencia Rankine ordinario modificado. Para ello, se realizará un análisis termodinámico de las diferentes configuraciones y de la combinación entre ellas para demostrar la viabilidad de este tipo de sistemas.

1.2 Abstract

Due to the boom experimented by the electric energy production through renewable origin resources it is necessary to study new technologies that allow to get its maximum performance. For this reason, this study will analyse an installation which main objective is the energetic storage through a liquefaction process in which atmospheric air is used as the working fluid (LAES).

The basis of the study is to understand its characteristics, its operation and the rapport with the energy from renewable sources. In addition, in this case the possible integration between the storage system by air liquefaction with a modified ordinary Rankine power cycle will be analysed. For it, a thermodynamic analysis of the different configurations and the combination between them will be carried out to demonstrate the viability of this type of system.

1.3 Objetivos y Alcance

El principal objetivo de este Trabajo Fin de Grado es realizar un análisis termodinámico del sistema de almacenamiento energético por licuefacción del aire y estudiar cuán interesante es, en base a los parámetros más importantes del ciclo. Se analizará una configuración basada en tres etapas, cada una con una duración fija establecida, que operan de manera diferente.

También se tratará de estudiar la factibilidad de la integración entre un sistema LAES y un ciclo de potencia Rankine alimentado por agua.

Asimismo, se comentará la posibilidad de sustituir el consumo energético del sistema LAES por el aporte procedente de fuentes renovables de cara a entender la viabilidad existente entre ambos aspectos. Para ello, durante el estudio de la integración, se propondrá un sistema de almacenamiento energético que considere una alimentación procedente de energías renovables para unas condiciones de operación establecidas de diseño.

Con lo cual, este documento no tiene intención de realizar un análisis sobre la variación en el comportamiento de un sistema LAES tras adoptar un consumo renovable.

Finalmente, se pretende el aprender a manejar herramientas digitales que permitan la obtención de estos parámetros. En este caso, librerías de propiedades termodinámicas como CoolProp y FluidProp en base a hojas de cálculo, como Microsoft Excel.

2 ANTECEDENTES DEL ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA

2.1 Contextualización

Se estima que la Segunda Revolución Industrial comenzó entre los años 1850 y 1870, extendiéndose por el territorio de Europa Occidental, los Estados Unidos de América y Japón. Este periodo supuso un avance en materias relacionadas con la mejora en la mecanización de los sistemas de producción, el descubrimiento de nuevos materiales (como el aluminio o el caucho), el progreso en las tecnologías de la comunicación (teléfono y radio) y del transporte (automóvil) y en el desarrollo de nuevas fuentes de energía (como el gas o la electricidad) [1].

A causa del avance en este último ámbito proliferó la producción de energía eléctrica, para lo cual se realizaban procesos basados en la quema de combustibles fósiles. Teniendo la incorporación del petróleo como material a destacar en este evento histórico, aumentó considerablemente el empleo de estas tecnologías como forma de obtención de energía.

Sin embargo, acorde a lo positivo que significó sustituir las máquinas de vapor por sistemas impulsados por electricidad, se debe añadir que estas tecnologías de producción de energía suponían una fuente constante de generación de gases de efecto invernadero. Estos gases tienen la particularidad de absorber y retener la radiación solar evitando su penetración a través de la atmósfera en la superficie de La Tierra, lo cual resulta beneficioso para el ser humano en términos relacionados con los perjuicios provocados por esta radiación en su salud; sin embargo, numerosos informes del IPCC (Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático o *Intergovernmental Panel on Climate Change*, por sus siglas en inglés) [2] demuestran que la abundancia de estos gases característicos en la atmósfera terrestre suponen un grave problema para la vida en el planeta por varios aspectos, como por ejemplo: el aumento de la temperatura media del planeta, consiguiendo así el derretimiento de los polos y, por consiguiente, un aumento del nivel del mar o la extinción de la mayoría de las especies de coral de océanos y mares; agravar problemas meteorológicos adversos, como huracanes y tormentas, entre otros.

Esto es un problema actual de carácter global a largo plazo; sin embargo, se están comenzando a ver las consecuencias de haber excedido el consumo de las reservas de combustible fósil.

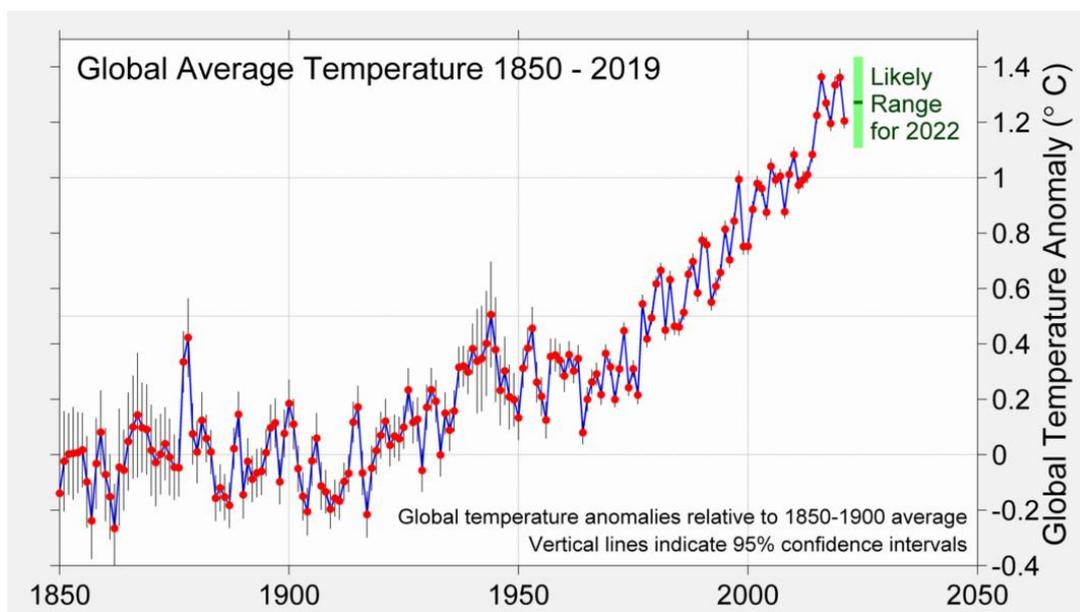


Figura 1. Subida de la media del nivel del mar debido al calentamiento global.

Fuente: [Artículo revista CLIMÁTICA](#)

De hecho, según anuncia la Figura 1, la temperatura media global ha ascendido en los últimos 20 años hasta casi los 1,2°C. Lo cual es un agravante de todos los problemas medioambientales sufridos en la actualidad.

Afortunadamente, muchos países, incitados por propuestas de organizaciones intergubernamentales (como lo es el IPCC) y no gubernamentales, ONG por sus siglas, (como Greenpeace), han avanzado en la lucha por reducir la producción de gases con carácter de efecto invernadero a través de protocolos y propuestas, como, por ejemplo: el protocolo de Kioto (que fue el primer pacto con motivo de reducir las emisiones de efecto invernadero) o el Pacto Verde Europeo (que pretende eliminar cualquier emisión neta de efecto invernadero para el año 2050 en el territorio correspondiente a la Unión Europea).

Con motivo de promover el cambio medioambiental, estas propuestas apoyan la producción eléctrica empleando fuentes de energía renovables de manera económica, proporcionando subvenciones a las empresas partidarias de su implementación y desarrollo. Hoy en día, fuentes como la solar fotovoltaica, la eólica, la hidroeléctrica o el empleo de

biocombustibles, entre muchas otras, compiten con otros medios de producción en materia económica. Esta es la razón por la que, actualmente, las fuentes de energía renovable se encuentran en auge y avanzan descaradamente a razón de sustituir en un futuro a las fuentes de producción de energía por medio de combustibles fósiles.

De hecho, como se muestra en la Figura 2 según un gráfico comparativo de las principales fuentes de generación eléctrica, las energías renovables (color verde) contribuyeron en 2020 en un 45% del total producido.

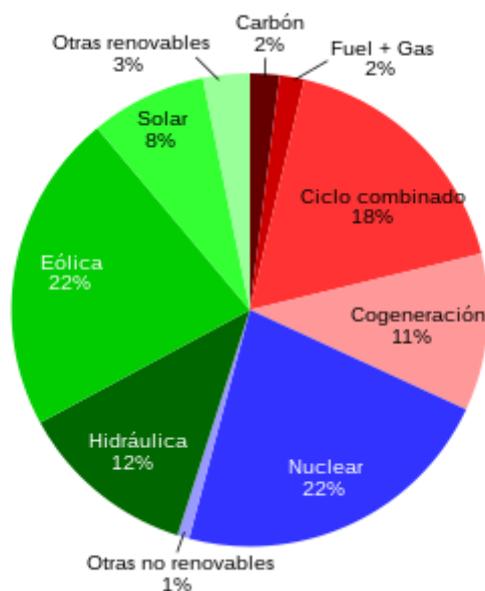


Figura 2. Estructura de la generación eléctrica en España en 2020.

Fuente: [Wikipedia - Energía eléctrica en España](#)

2.2 Almacenamiento de energía. Qué es.

La necesidad de implementar sistemas capaces de almacenar la energía producida es propia de aquellas fuentes que, por sus características, presentan la incapacidad de mantener sus propiedades, o estado, en cualquier ambiente en forma de energía primaria y, por tanto, deben ser tratadas. Las fuentes de energía primaria hacen referencia al estado en las que estas se obtienen de la naturaleza, como pueden ser los materiales fósiles (carbón, petróleo o gas natural) o energías renovables (el sol, el viento, las corrientes de agua, etc.).

El beneficio de los combustibles fósiles como elementos empleados en la producción de energía eléctrica se basa en la particularidad de poder

almacenarse de manera sencilla para su utilización en el momento deseado, al ser utilizada en forma de energía primaria. Esto se ratifica si se tiene en cuenta que, hasta el momento de su extracción, estos materiales han permanecido en la superficie terrestre durante cientos de miles de años, obteniéndose en perfectas condiciones para su posterior tratamiento y consumo [3].

Por otro lado, y suponiendo un argumento muy negativo en la implementación de estas tecnologías, las fuentes de energía renovables presentan una gran desventaja en este ámbito, ya que su almacenamiento no se puede realizar en forma de energía primaria (de la misma manera que se encuentra en la naturaleza); sino que se deben emplear alternativas basadas en la aplicación de sistemas que permitan aprovechar todo su potencial.

Además, las fuentes de energía renovables presentan otro gran inconveniente, su comportamiento productivo intermitente. La principal razón de este hecho se debe a que la mayoría de estas energías deben su funcionamiento a la actuación del Sol. Por ejemplo, la energía solar se beneficia directamente de las radiaciones que el cuerpo celeste emite y, también, en el caso de la energía eólica se conoce que el viento disminuye su actividad durante las horas nocturnas, o incluso llegando a cesar. Por tanto, la necesidad de aprovechar la cantidad de energía eléctrica generada durante las horas de luz que no es utilizada es evidente.

Como se comentó con anterioridad, las energías de carácter renovable se encuentran actualmente en auge, lo que está suponiendo su desarrollo a gran escala. A raíz de este crecimiento han aparecido sistemas cuyo objetivo es el de almacenar la producción no aprovechable de estas fuentes, de tal manera que se reduce el impacto de este problema. Estos presentan el beneficio de poder reintegrar esta energía en el proceso directamente, en el momento que se precise, o aprovecharlas para otros usos, como, por ejemplo, la calefacción de locales, precalentamiento de calderas, etc. [4]

Con motivo de alcanzar los objetivos propuestos de cara al futuro, como el propuesto por la Unión Europea de cara al año 2050 [5], estas tecnologías de almacenamiento supondrán una gran ventaja en favor de la mejora de la producción y del rendimiento de los procesos generadores de energía eléctrica.

2.3 Tipos de almacenamiento de energía

Se debe entender que no es posible almacenar la energía eléctrica como tal; sino que se transforma en otros tipos de energía que sí permiten su acumulación.

En la actualidad existen diversos tipos de tecnologías para el almacenamiento de energía, entre ellos se encuentran [4]:

- Implementar el bombeo hidráulico de agua en horas valle de consumo para la producción de energía hidroeléctrica.
- Empleo de reservorios de vapor a alta presión.
- Almacenamiento subterráneo de aire para su aplicación en la producción de energía mecánica de una turbina de gas.
- Uso de elementos de inercia, como los volantes de inercia.
- Aprovechar las propiedades de resistividad prácticamente nulas de los superconductores como almacenamiento de energía, también denominado almacenamiento electromagnético.
- Aprovechamiento de la reversibilidad entre energía química y eléctrica propia de los acumuladores químicos.
- Emplear el hidrógeno como medio de almacenamiento.
- Almacenamiento térmico de masa mediante acumuladores.

En adición a la amplia variedad de sistemas de acumulación de energía existe una tecnología basada en el tratamiento de un gas por medio de una licuefacción; es decir, disminuir la temperatura a cifras muy bajas, de tal manera que tome propiedades de absorción de calor características y muy interesantes de cara a su utilización en la producción eléctrica en las horas más demandadas del consumo humano.

Así pues, existen múltiples estudios que han desarrollado esta idea con el fin de encontrar soluciones más eficientes a los inconvenientes comentados con anterioridad.

En primer lugar, y siendo el procedimiento que sentó las bases de la licuefacción de gases, se tiene el sistema de Linde-Hampson (Figura 3). Presentado como patente en el año 1895 [6], este ciclo sencillo, que está compuesto por un compresor, un intercambiador de calor, una válvula de expansión y un separador de líquido, o depósito de gas licuado, logra transformar parte del gas que se emplea como fluido de trabajo en líquido saturado. Esto lo consigue gracias a el efecto Joule-Thompson que se da en la válvula de expansión. El gas aumenta su presión a su paso por el compresor y disminuye su temperatura en el intercambiador de calor. Posteriormente, la expansión que se produce en la válvula consigue un enfriamiento del fluido capaz de condensar parte de este, obteniéndose

una mezcla de gas y líquido saturados. El líquido se almacena y el gas no licuado se reutiliza para el enfriamiento en el intercambiador de calor y, luego, se reconduce por el ciclo.

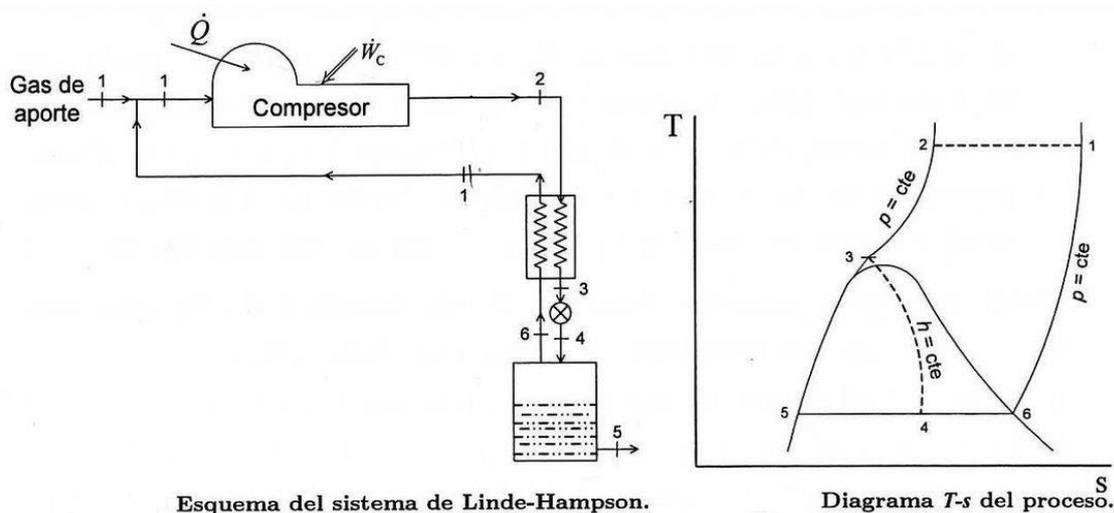


Figura 3. Esquema y diagrama Ts del ciclo de Linde.

Fuente: [Wikipedia – Sistema de Linde Hampson](#)

A raíz del origen de este sistema han aparecido modificaciones con el propósito de mejorar la eficiencia como, por ejemplo: añadir etapas de interenfriamiento tras abandonar el compresor, o diseñar dos etapas de expansión para reducir el consumo de potencia.

Sin embargo, de las posibles alteraciones que ha sufrido el sistema de Linde-Hampson, una de las más interesantes es el ciclo de Claude (Figura 4). La única diferencia apreciable radica en el elemento que produce la expansión y que consigue el efecto de Joule-Thompson, al margen de la posibilidad de añadir más etapas de enfriamiento.

En el caso del ciclo de Claude, en vez de tener una válvula de expansión, la cual opera de manera isoentálpica; es decir, que el fluido mantiene la entalpía específica a su paso por el equipo, se emplea un expansor, o turbina, que trabaja con cierto rendimiento isoentrópico. La principal diferencia que se encuentra en la operatividad de ambos elementos es debida a dos factores: en primer lugar, utilizar un expansor, en vez de una válvula, consigue producir energía mecánica por las características de diseño del equipo. Además, es posible licuar una mayor cantidad del fluido empleando un expansor.

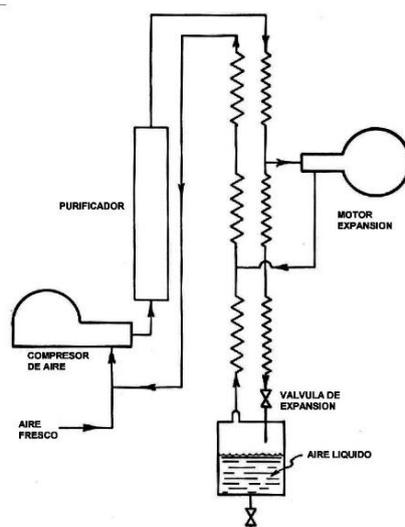


Figura 4. Esquema del ciclo de Claude.

Fuente: PETROBLOGGER.com

Estos hechos abalan el empleo del ciclo de Claude en sustitución del sistema Linde-Thompson para la licuefacción de gases como el aire o el nitrógeno, entre otros.

Con el paso del tiempo, la tecnología basada en el almacenamiento de energía por la licuefacción de gases ha ido mejorando. Múltiples estudios se han realizado con el propósito de implementar las propiedades de estos sistemas hasta conseguir modelos lo suficientemente eficientes como para su puesta en funcionamiento.

Como parte del estudio de modificaciones, además de entrar en juego la incorporación de etapas de interenfriamiento, de recalentamiento, sangrado de fracciones másicas, etcétera, también se ha considerado la posibilidad de utilizar diferentes gases como fluido de trabajo, ejemplos claros son: el nitrógeno, el hidrógeno, el dióxido de carbono o el aire atmosférico, entre otros.

En el caso de este último (aire atmosférico), las primeras proposiciones aparecieron de la mano de la Universidad de Newcastle, la cual desarrolló el estudio titulado: "*Storage of electrical energy using supercritical liquid air*" y por el ensayo probado por *Mitsubishi Industries LTD*. Ambos hechos fueron realizados en torno al año 1998 [7].

En ambos estudios se desarrolló un sistema que conseguía sustituir el aire comprimido, como herramienta de almacenamiento, por el empleo de aire líquido; sin embargo, este continuaba presentado problemas

medioambientales, puesto que una parte del ciclo dependía del funcionamiento del combustor que alimentaba a la turbina de gas. Ello suponía un consumo de combustible fósil y, en consecuencia, la emisión de gases contaminantes a la atmósfera.

Más adelante, con la llegada de los 2000, la Universidad de Leeds, en colaboración con la empresa británica HighView Power, propuso una nueva configuración que comprendía, únicamente, el empleo de aire como fluido de trabajo, la cual sería bautizada como LAES (*Liquid Air Energy Storage*). La consideración más interesante de este estudio es la capacidad de almacenar la energía térmica fría que se cede en el evaporador. Esta se aprovecha en la disminución de la temperatura del fluido de trabajo, favoreciendo así la licuefacción del gas. De esta manera, en el proceso de producción de energía, el gas líquido almacenado se somete a un aumento de temperatura que hace innecesario el aporte de calor por otros métodos, como la quema de combustibles fósiles. Este cambio lleva consigo un aumento considerable de la eficiencia del ciclo, hasta tal punto que es un 50% más eficaz que en el caso de que no se considere el reciclaje de la energía térmica fría [8].

A raíz del planteamiento de reciclar la energía en forma de calor procedente del líquido subenfriado que circula por el evaporador, surge la incógnita de cómo almacenar dicha capacidad térmica fría.

Existen estudios que consideran la posibilidad de disponer un reservorio de lecho de rocas para mantener estas propiedades termodinámicas, de tal manera que se pueda acumular y emplear, posteriormente en la licuefacción del fluido de trabajo.

El principal artículo que analizó esta modificación del sistema LAES original fue un estudio realizado por la Universidad de Birmingham, dirigido por el *Dr. Adriano Sciacovelli* titulado: "*Liquid air energy storage (LAES) with packed bed cold thermal storage. From component to system level performance through Dynamic modelling*" [7]. En este trabajo se hace un análisis del comportamiento en régimen transitorio del almacenamiento de lecho rocoso de una planta LAES con particularidades como: disponer de un sistema de almacenamiento térmico del calor producido en el tren de compresión por medio del empleo de un aceite específico como fluido de trabajo, o incorporar etapas de expansión criogénicas para favorecer la licuefacción del aire.

2.4 Beneficios del almacenamiento de energía

Centrándose en el almacenamiento para la producción eléctrica, el aprovechamiento de la energía según las necesidades del consumidor es, lógicamente, un aspecto positivo a destacar presente en este tipo de tecnologías. Esta es la principal característica de los sistemas de almacenamiento de energía, y puede suponer un punto de inflexión en la revolución contra el cambio climático.

Como bien se ha comentado con anterioridad, las fuentes de energía renovable están en auge, puesto que no suponen ningún tipo de contaminación atmosférica que produzca problemas medioambientales de carácter climático. Sin embargo, estas se obtienen de la naturaleza con ciertas características que imposibilitan la producción rentable de energía eléctrica a gran escala: la irregularidad y la gestionabilidad.

Estos dos conceptos impiden considerablemente la posibilidad de aprovechar al máximo las propiedades de este tipo de fuentes; sin embargo, los sistemas de almacenamiento son capaces de reducir notablemente el efecto que esta problemática impone en la producción de energía eléctrica.

Este efecto repercute no solo en la mayor capacidad de energía eléctrica producida; sino que también aumenta el rendimiento de la planta, consiguiendo una reducción de los costos relacionados con la explotación de estas fuentes. Además, aumenta la seguridad de la red eléctrica respetando un flujo energético continuo [9].

Por otro lado, y realizando un análisis de la producción eléctrica a gran escala, los sistemas de almacenamiento de energía son capaces de secundar la producción ofrecida por los ciclos de potencia en horas de alta demanda (demanda pico). Ello permite la incorporación de estos sistemas de almacenaje energético a las plantas de generación eléctrica, además de mejorar su rendimiento [10].

2.5 Inconvenientes del almacenamiento de energía

En contra parte a lo anunciado anteriormente, existen ciertas características por las que los sistemas de almacenamiento de energía pueden no suponer una ventaja a corto plazo.

En primer lugar, el coste relacionado con la construcción de estas infraestructuras es elevado, sobre todo si se pretende realizar una configuración basada en la licuefacción de un gas (como lo es el caso del sistema LAES). Para conseguir que un gas se transforme en líquido se

tienen que dar ciertas condiciones, en especial si se trabaja con la energía térmica fría. Por ello, es necesario trabajar con equipos de calidad y de alto rendimiento, por ejemplo: los intercambiadores de calor y los depósitos deben presentar un comportamiento lo más adiabático posible, con lo cual dichas características hacen que se requieran equipo de alta gama [11].

Además, se debe tener en cuenta el alcance superficial que ocupan este tipo de sistemas que, aunque no puede compararse con el espacio ocupado por plantas dedicadas a la producción eléctrica, siguen presentando un problema a tener en cuenta, ya que, en determinados casos, el posible espacio de ocupación se encuentra muy delimitado. Un ejemplo claro son las Islas Canarias, en las que las restricciones de construcción sobre espacios protegidos siempre suponen un inconveniente a tener en cuenta.

3 SISTEMA DE ALMACENAMIENTO DE AIRE LÍQUIDO COMPRIMIDO (LAES)

El sistema de almacenamiento por la licuefacción de aire que se estudiará en este documento será en base a la modificación del ciclo LAES original que expuso la Universidad de Leeds; es decir, según la configuración analizada por el Dr. Adriano Sciacovelli en el artículo “*Liquid air energy storage (LAES) with packed bed cold thermal storage. From component to system level performance through Dynamic modelling*” [7].

Principalmente, se han tomado valores de diseño tanto de este como de otros documentos para la simulación de la planta con el objetivo de determinar los parámetros característicos del ciclo, como las potencias consumida y producida o el rendimiento general de la planta.

3.1 Concepto de la tecnología LAES

De manera simplificada se resume el comportamiento de un sistema de tecnología LAES en tres etapas muy diferenciadas. Cada una está relacionada con un proceso distinto y presenta características únicas.

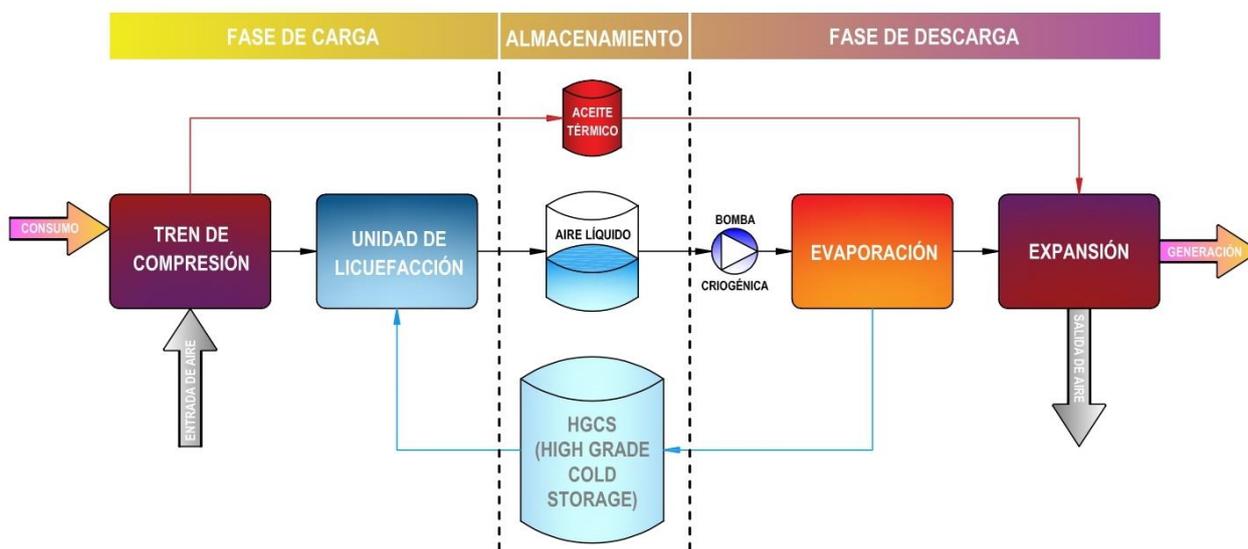


Figura 5. Esquema conceptual del sistema LAES.

Fuente: Elaboración propia

Según el esquema conceptual mostrado en la figura 5, la primera de las etapas que componen este tipo de sistemas es la fase de carga.

Con el principal objetivo de obtener aire en su estado de líquido saturado, la fase de carga consigue disminuir la temperatura del fluido de trabajo hasta los $-193,5^{\circ}\text{C}$.

Para ello, un tren de compresión consigue aumentar la presión del fluido considerablemente, y el aumento de temperatura es extraído por medio de un aceite térmico determinado.

Luego, el gas a una elevada presión experimenta una cesión de calor producida en la unidad de licuefacción, donde se obtendrá líquido subenfriado.

Por último, se obtiene una mezcla saturada de líquido y vapor gracias a la actuación de un proceso de expansión en el que también se genera energía. Ello da como producto que parte del caudal utilizado en el proceso de carga se haya transformado en líquido saturado.

A continuación, el aire líquido se almacena a la presión atmosférica en un depósito con características próximas al aislamiento térmico, para ser utilizado en el momento que se precise.

Luego de ello, para contribuir a la producción eléctrica en momentos de demanda pico, el líquido con propiedades de saturación abandona el depósito para entrar en la fase de descarga.

El objetivo principal de esta fase se centra en la evaporación del aire líquido almacenado. Tras sufrir un cambio de fase que le permite obtener propiedades de presión y temperatura elevadas, circula a través de un tren de expansión donde la energía asociada al fluido se emplea en la generación de potencia mecánica. Finalmente, esta potencia se transforma en electricidad, gracias a la actuación de un generador, con motivo de emplearla en el abastecimiento de la red eléctrica u otros procesos industriales.

Cabe destacar que las fases de carga y descarga presentan tiempos de operación distintos; es decir, que los procesos no duran lo mismo. Según la configuración estudiada en este documento, el tiempo de carga se establece en 9 horas, mientras que la etapa de descarga son solo 3 horas de funcionamiento).

Gracias a este diseño se pueden establecer dos tipos de producción muy distintas. En primer lugar, con el objetivo de obtener el mayor beneficio económico, la fase de carga (durante la cual el tren de compresión del

sistema LAES se abastece de potencia eléctrica generada de la quema de combustibles fósiles) operaría en zonas horarias de bajo consumo, por lo que el gasto monetario sería inferior que si se realizase en cualquier otro período del día. En segundo lugar, considerando una visión más sostenible con el medioambiente, se sustituye ese aporte energético procedente de combustibles fósiles por fuentes renovables. De esta manera se consigue un 0% de emisiones de gases de efecto invernadero a la atmósfera.

No obstante, al adoptar esta configuración, el funcionamiento del proceso de carga coincidiría con las horas de mayor consumo eléctrico, puesto que el momento de mayor obtención energética a través de fuentes renovables está asociado a las horas de mayor actividad solar (tal y como se observa en la Figura 6), por lo que no se podría utilizar este sistema como apoyo energético a otros ciclos potencia en el abastecimiento de la red eléctrica, si se quisiera mantener una operatividad diaria del sistema completo.

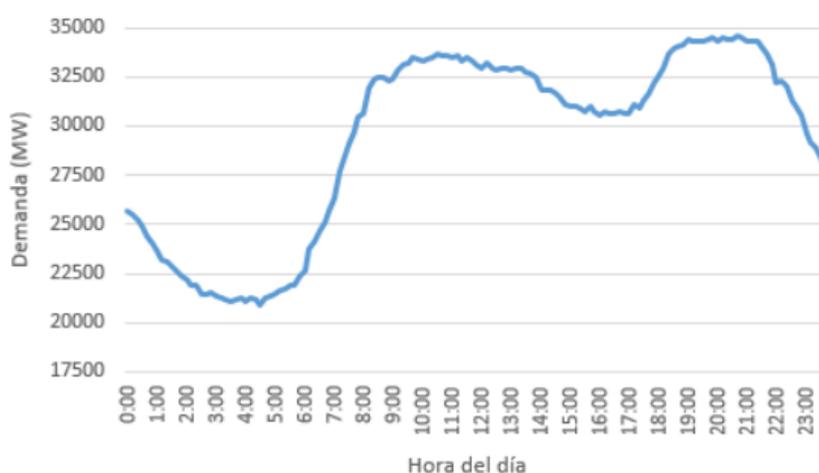


Figura 6. Representación gráfica de la demanda diaria de energía eléctrica en España.

Fuente: [TFG Modelo de predicción de la demanda eléctrica horaria a muy corto plazo](#)

3.2 Descripción del sistema LAES estudiado

En base al apartado anterior se conocen los tres pilares fundamentales de la tecnología LAES. A continuación, se realizará una descripción detallada de los componentes de la configuración que se ha seleccionado para este estudio, así como algunos de los parámetros más interesantes y de mayor relevancia.

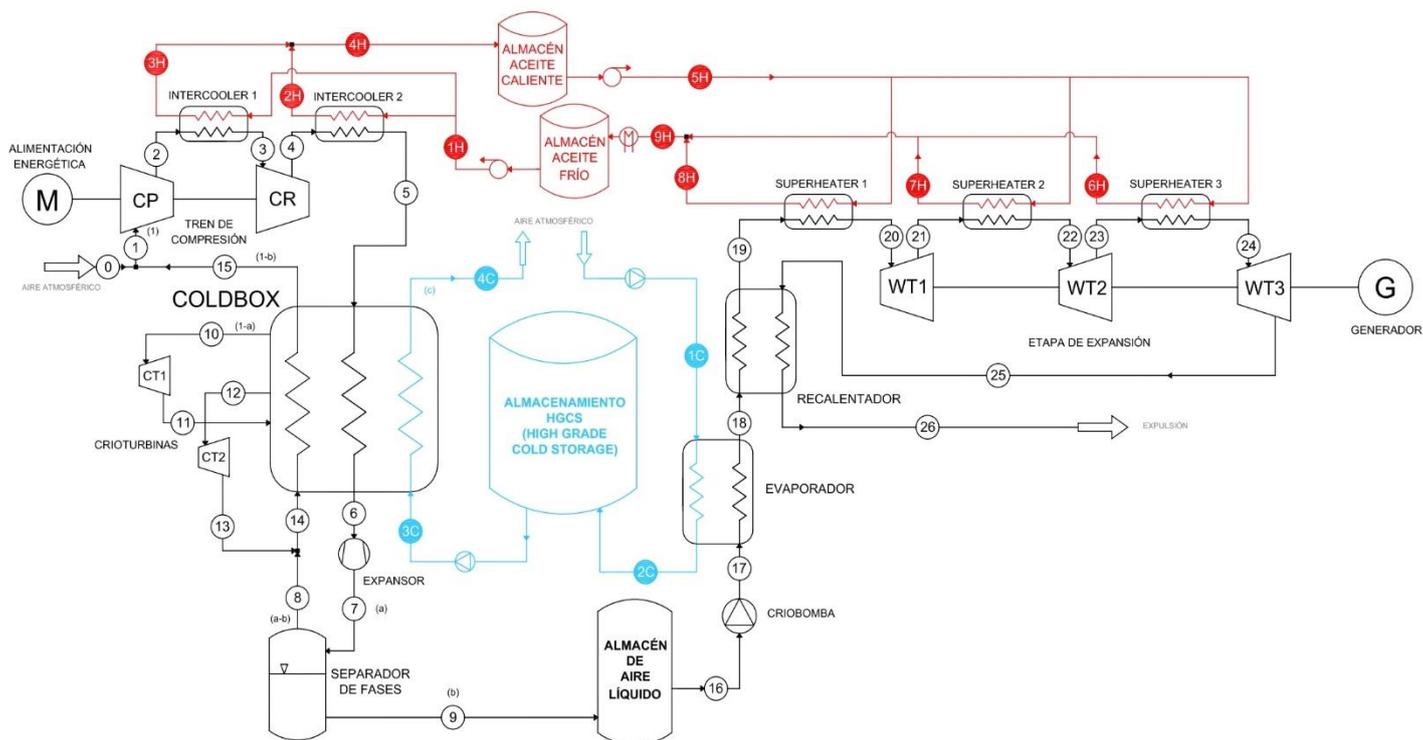


Figura 7. Esquema de la configuración del sistema LAES estudiado.

Fuente: Elaboración propia

3.2.1 Fase de carga

Según la información relativa a la fase de carga anunciada con anterioridad, esta etapa está directamente relacionada con el tratamiento del aire.

En primer lugar, el aire es obtenido de la atmósfera a través de un sistema de filtrado, el cual está incorporado a la primera etapa del tren de compresión. Esto consigue aumentar la presión de entrada al ciclo a los 109 kilopascales.

A continuación, el gas experimenta un incremento de presión y temperatura debido a dos etapas de compresión, CP (compresor de aire principal) y CR (compresor de aire reciclado), respectivamente según la figura 8, hasta tal punto que el gas alcanza una presión de 18000 kPa a su salida del tren de compresión. Ambos procesos consideran la misma relación de compresión, en torno a las trece unidades.

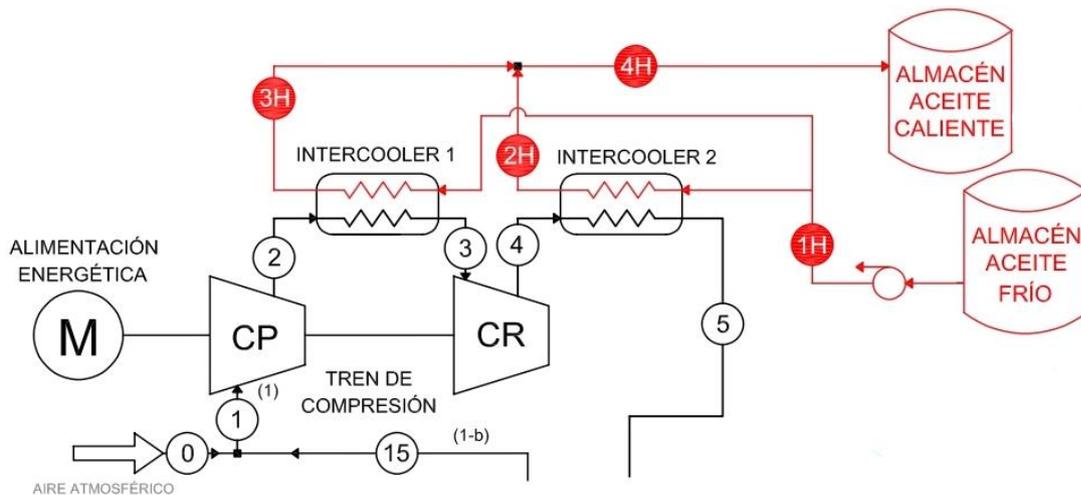


Figura 8. Tren de compresión del sistema LAES.

Fuente: Elaboración propia

Es necesario indicar, además, que el incremento de temperatura presente en el fluido de trabajo resulta un inconveniente para el proceso siguiente, el cual será el de disminuir la temperatura lo suficiente como para obtener líquido subenfriado; por lo tanto, es necesaria la evacuación de parte de esa energía calorífica.

Para aprovechar de manera efectiva dicha carga térmica, se dispone de un circuito de extracción del calor por medio de un aceite térmico a través de etapas de interenfriamiento (intercooler 1 y 2 en la figura 8). Todo ello permite conseguir un gas en condiciones de fluido supercrítico a la salida del tren de compresión.

Esta condición de fluido supercrítico supone, principalmente, una variación destacable en cuanto a lo que la densidad, la viscosidad y la difusividad se refiere. Teniendo en cuenta que en el análisis energético las propiedades del fluido más relevantes son la presión, la temperatura, la entalpía y la entropía específicas, la condición de fluido supercrítico no supone un problema en los cálculos termodinámicos del ciclo.

En cuanto a la energía correspondiente al fluido, cabe destacar que presenta un comportamiento intermedio entre lo que sería un vapor y un líquido saturados, esto concuerda con que la entalpía de vaporización sea nula, o lo que es lo mismo, la entalpía del líquido saturado es igual a la del vapor saturado. Se debe tener en cuenta también que es imposible asegurar que un fluido por encima de las condiciones críticas (Figura 9) se

comporte como un gas o como un líquido, puesto que el cambio de fase se produce por variaciones muy pequeñas.

Realmente, las aplicaciones más interesantes del fluido supercrítico están relacionadas con la capacidad de penetración en otras sustancias gracias al aumento de la difusividad, y se usa, por ejemplo, como medio para la obtención de extractos naturales o fraccionamiento de productos agroalimentarios.

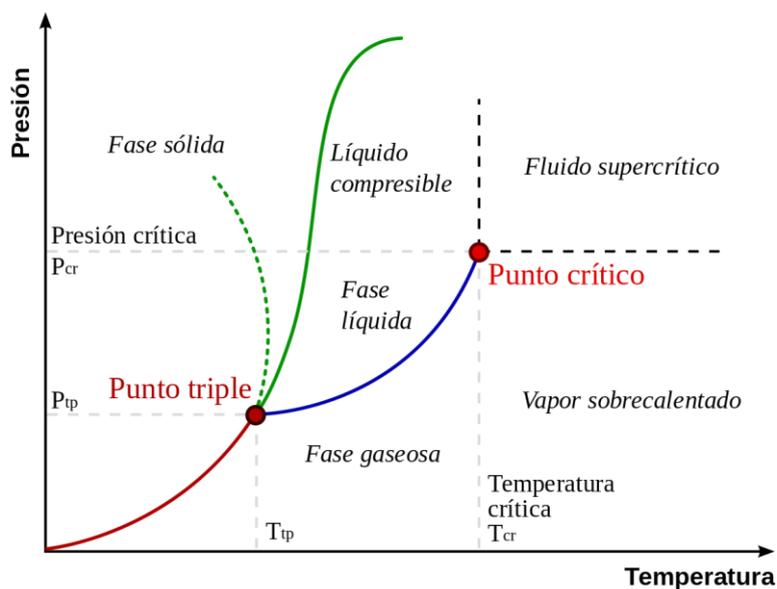


Figura 9. Representación gráfica del punto crítico del agua.

Fuente: [Wikipedia – Punto crítico](#)

Concretamente para el aire, esas condiciones críticas se dan para una presión de 37,7 bar y una temperatura de 133 K [12].

Afortunadamente, esto no supone un problema puesto que el objetivo de la unidad de licuefacción es la de obtener líquido en su estado de saturación, por lo que la zona en la que se encontraría el fluido de trabajo estaría alejada del punto crítico.

A continuación, será necesario disminuir tanto la temperatura como la presión del fluido de trabajo para conseguir las propiedades de gas y líquido saturados, tal y como se verifica en el Ciclo de Claude. Es por ello por lo que se hace pasar al aire por la unidad de licuefacción. Esta se compone, en este caso, por cuatro equipos: un intercambiador de calor, denotado como *ColdBox*, una serie de crioturbinas, un expansor y un separador de fases.

Además de los dos flujos ya mencionados que permiten la transferencia de calor en la *ColdBox* existe un tercero, muy importante, que forma parte del circuito de recuperación de frío. El “HGCS”, *High Grade Cold Storage* por sus siglas en inglés, es un circuito térmico alimentado por aire atmosférico a una presión de 150 kPa. El objetivo de este sistema es aprovechar la carga térmica fría que se cederá posteriormente en el proceso de descarga para emplearlo en la licuefacción del flujo principal de aire. Está compuesto por dos soplantes, de consumo despreciable, que consiguen realizar el aumento de presión antes comentado, y por un depósito perfectamente aislado que permite mantener las propiedades del fluido a muy baja temperatura (-183,1°C).

A posteriori, se enunciará un cuarto circuito que también contribuye al descenso de temperatura del aire; pero antes, una vez finalizado el intercambio, el fluido abandona la *ColdBox* a muy baja temperatura (unos -175°C) y elevada presión (17820 kPa, aproximadamente), o lo que es lo mismo, en forma de líquido subenfriado.

Estas propiedades termodinámicas no son del todo interesantes para el almacenamiento, puesto que la presión del fluido podría llegar a ser un problema. Con lo cual, el producto obtenido del intercambio de calor se trata mediante un expansor, según la teoría del ciclo de Claude.

Este equipo se diferencia de la típica válvula de expansión en cuanto a la energía del fluido se refiere. En este caso, la expansión genera cierta cantidad de potencia que, al igual que con la contribución de las crioturbinas, disminuirá la potencia neta consumida en esta fase de carga. Sin embargo, con una válvula de expansión, el proceso es isoentálpico; es decir, que mantiene su entalpía constante, por lo que la producción energética es nula.

Como resultado de la expansión, el fluido de trabajo disminuye considerablemente su presión, alcanzando la presión de almacenamiento de 110 kilopascales, y también su temperatura, consiguiendo de esa manera llegar a los -193,5°C (la temperatura de almacenamiento de aire líquido).

Este producto se encuentra en la zona de mezcla bifásica según el diagrama de temperatura frente a entropía específica del aire, por lo tanto, se tendrá cierta cantidad de vapor saturado y otra de líquido saturado.

Según el estudio realizado por el Dr. Adriano Sciacovelli [7], contribuir a la licuefacción del gas aprovechando la carga térmica fría cedida en el evaporador de la fase de descarga y con el flujo expandido en las crioturbinas, el título de vapor resultante es bastante bajo, por lo que se

produce una mayor cantidad de líquido saturado que empleando otros medios en la transferencia de calor (estado 9 en la figura 10).

Para extraer la parte que interesa de la mezcla se hace empleo de un separador de fases. Este equipo no varía las propiedades del fluido, por lo que, una vez evacuado el líquido saturado de la mezcla, se continúa teniendo parte del gas en forma de vapor saturado.

A modo de aprovechar de manera eficiente la masa de aire restante del proceso de separación, el vapor saturado a baja temperatura se recircula por la *ColdBox* en combinación con el aire expandido por las crioturbinas, siendo este el cuarto y último flujo másico que circula por el intercambiador de calor.

Finalmente, el vapor saturado se combina con la nueva entrada de aire, luego de haber absorbido calor en la *ColdBox*, para alimentar al tren de compresión e iniciar un nuevo ciclo.

3.2.2 Fase de almacenamiento

Una vez extraído el líquido saturado de la mezcla procedente de la expansión térmica, será necesario su almacenamiento.

El equipo empleado para dicha acción es un depósito aislado herméticamente. Al igual que los intercambiadores de calor de la etapa de carga, presenta características adiabáticas en cuanto a la transferencia del calor con el exterior. Ello consigue mantener las propiedades del líquido saturado hasta el momento preciso para su evaporación.

La presión de almacenamiento son 110 kPa y, como bien se comentó con anterioridad, la temperatura del fluido en esta fase de almacenamiento es de $-193,5^{\circ}\text{C}$.

3.2.3 Fase de descarga

Suponiendo una situación de alta demanda de consumo energético, el sistema LAES es una opción viable para hacer frente al abastecimiento eléctrico en colaboración con otros sistemas generadores de potencia. En tal caso, el aire líquido almacenado deberá ser extraído e impulsado por la fase de descarga, en la cual se verá sometido al aumento de sus presión y temperatura con el fin de producir la mayor cantidad de energía posible.

En primer lugar, el fluido, a presión y temperatura bajas, abandona el depósito de almacenamiento para someterse a un aumento considerablemente elevado de presión en el equipo denominado como

“bomba criogénica”, tal y como se puede observar en la figura 11. Esta bomba consigue el aumento de presión imprescindible para que, posteriormente, se pueda conseguir el vapor sobrecalentado (teniendo en cuenta también un aumento de temperatura) que alimenta a las turbinas.

Las características de la bomba permiten obtener una gran presión a la salida del equipo, alcanzando una relación de compresión de más de 60 unidades, y como resultado se tiene líquido subenfriado.

A continuación, una vez recuperada la presión es turno de elevar la temperatura para conseguir que el fluido de trabajo vuelva a ser vapor sobrecalentado. Para ello, el líquido absorberá calor a través del evaporador y aumentará su temperatura hasta los 5°C.

El evaporador es un intercambiador de calor formado por dos flujos, siendo el flujo frío el correspondiente al del proceso de descarga y el flujo caliente al del circuito *HGCS*.

Como cualquier transferencia de calor, el fluido a mayor temperatura cederá la energía calorífica absorbida por el flujo frío. Sin embargo, en este proceso es muy importante analizar las propiedades del estado cedente.

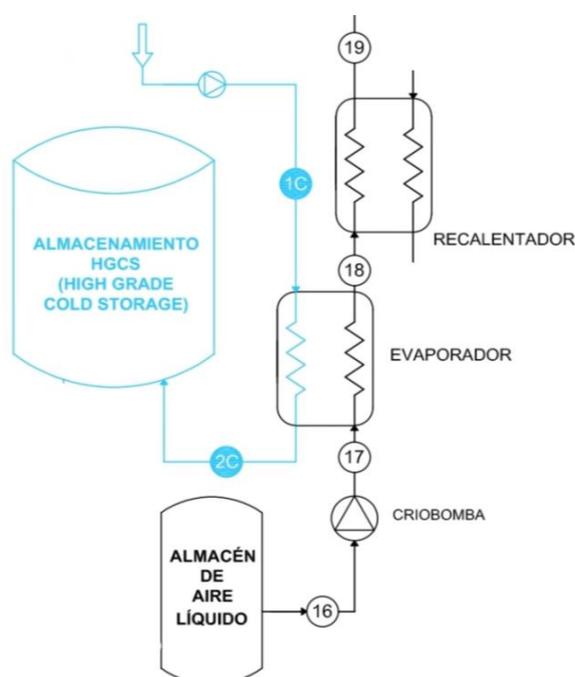


Figura 11. Recuperador de vapor.

Fuente: Elaboración propia

Se había comentado que en la fase de carga el circuito *HGCS* contribuía considerablemente a la licuefacción del fluido de trabajo por la cesión de la carga térmica fría al flujo procedente del tren de compresión. Dicha carga térmica está directamente relacionada con el intercambio de calor en el evaporador, puesto que al ceder energía calorífica su temperatura disminuye correlativamente. Por lo tanto, se puede decir que el estado 2C en la figura 11 ha “absorbido” la energía térmica fría correspondiente al líquido subenfriado que abandona la bomba criogénica.

Una vez finaliza el intercambio energético en el evaporador, el aire se encuentra en estado de fluido supercrítico; sin embargo, lo hace a una temperatura todavía insuficientemente baja como para poder generar una cantidad razonable de energía en la etapa de expansión.

Para contrarrestar este problema, la configuración consigue aprovechar parte del calor del fluido que abandona la etapa de expansión en calentar aquel fluido en estado supercrítico que es evacuado del evaporador. Esta acción se realiza en el intercambiador de calor denominado “Recalentador”, según la figura 11.

Este proceso, además del objetivo comentado, consigue disminuir la energía del aire que es expulsado a la atmósfera, lo cual permite reducir los posibles problemas medioambientales.

Como producto de esta etapa de recuperación de vapor, el fluido de trabajo ha conseguido, de nuevo, propiedades de temperatura y presión elevadas, por lo tanto, será posible continuar con la fase de descarga.

En su continuación por el circuito, el aire alimenta a la etapa de expansión. Esta está compuesta por tres turbinas de gas, que son los equipos encargados de generar la potencia mecánica que, posteriormente, se transforme en electricidad por medio del generador. Además, la configuración planteada considera etapas de recalentamiento entre expansiones para mejorar la capacidad productiva de las turbinas, tal y como se muestra en la figura 12.

Cabe mencionar también que las etapas de expansión en las turbinas presentan la misma relación de expansión, de un cuarto de unidad cada una.

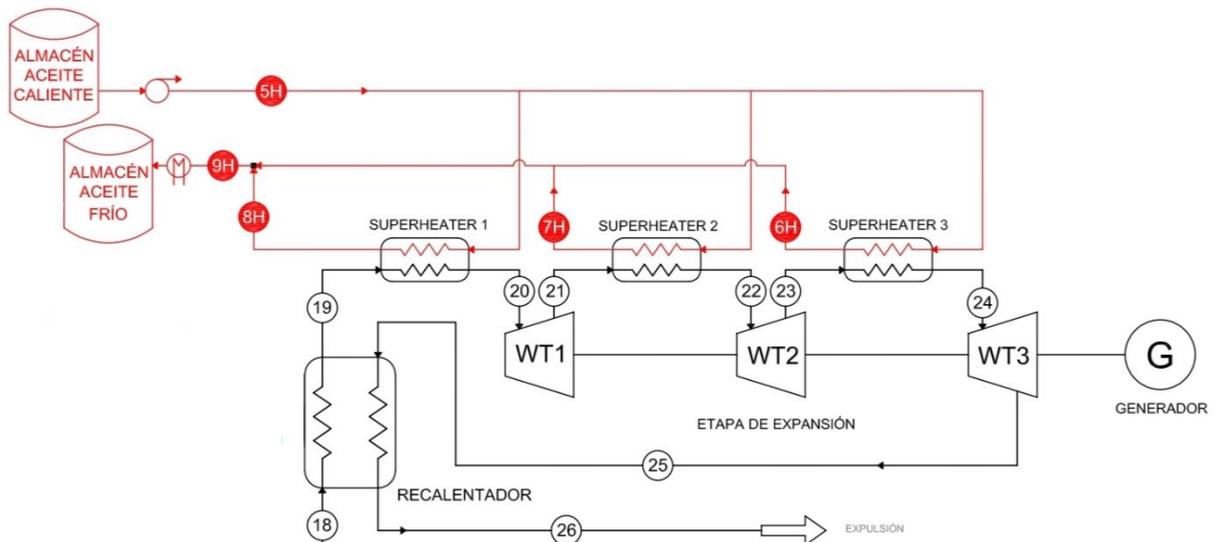


Figura 12. Etapa de expansión de la fase de descarga.

Fuente: Elaboración propia

Las etapas de recalentamiento (*Superheater* 1, 2 y 3) están alimentadas por el aceite térmico a elevada temperatura procedente del tren de compresión, en la fase de carga.

Son tres intercambiadores de calor que aumentan la temperatura del fluido de trabajo para incrementar su energía, y así poder generar más potencia durante la expansión.

Finalmente, el aire que es expulsado por la última turbina de la etapa de expansión cede parte de su energía calorífica en el recuperador y abandona el ciclo a unas condiciones ambientales de 109 kPa y 21°C.

4 CICLO DE POTENCIA RANKINE ORDINARIO

En este apartado se explicará la configuración adoptada para el estudio de un ciclo de potencia Rankine ordinario, así como de ciertos parámetros fundamentales necesarios para un mejor entendimiento del proceso.

Se parte de la base de un ciclo de potencia Rankine que emplea agua como fluido de trabajo y está compuesto por los equipos imprescindibles de un sistema ordinario de este tipo más una serie de nuevos elementos que mejoran sus características.

4.1 Concepto del ciclo de potencia Rankine

Un ciclo Rankine es capaz de generar energía eléctrica gracias a la actuación de una turbina de vapor (Figura 13). La turbina de vapor es una máquina que consigue transformar la energía térmica del vapor que circula por ella en energía mecánica. Para ello dispone de una distribución de álabes, éstos tienen una forma aerodinámica que permite que haya entre ellos una diferencia de presión, la cual permite el giro de la turbina; es decir, la energía del fluido se transforma en energía mecánica. Y el conjunto de estos álabes compone el rotor de la turbina, el cual está unido a su eje.

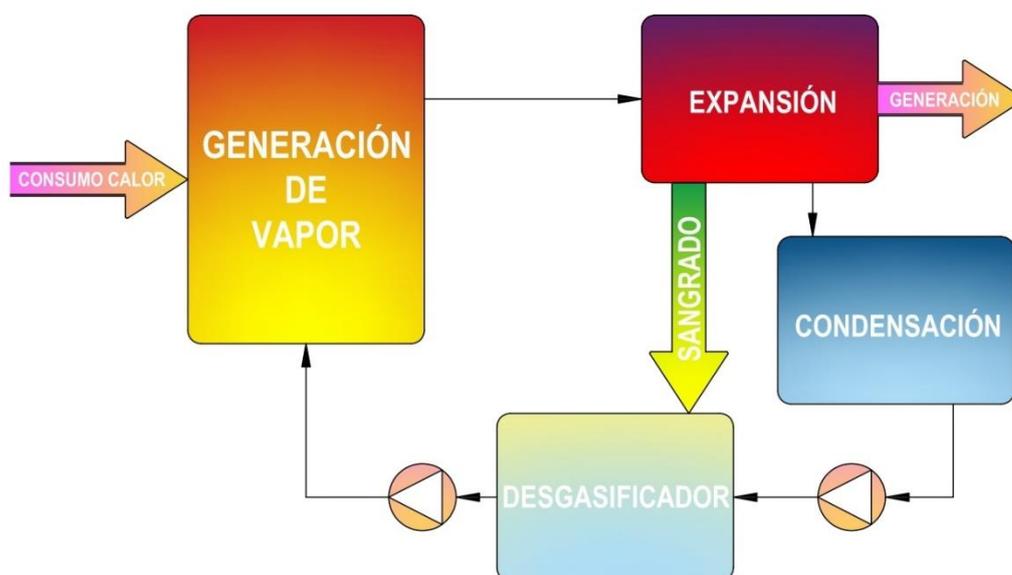


Figura 13. Esquema conceptual ciclo de potencia Rankine.

Fuente: Elaboración propia

La energía del fluido está comprendida por tres aspectos: la energía cinética, la presión y la temperatura. Cuando el vapor pasa por los álabes éstos absorben la energía del fluido, con lo que el valor de los tres aspectos disminuye. En este caso no se hará un estudio de la energía cinética; pero si de las otras dos propiedades, por lo que se podrá seguir viendo este cambio energético en el análisis de los resultados.

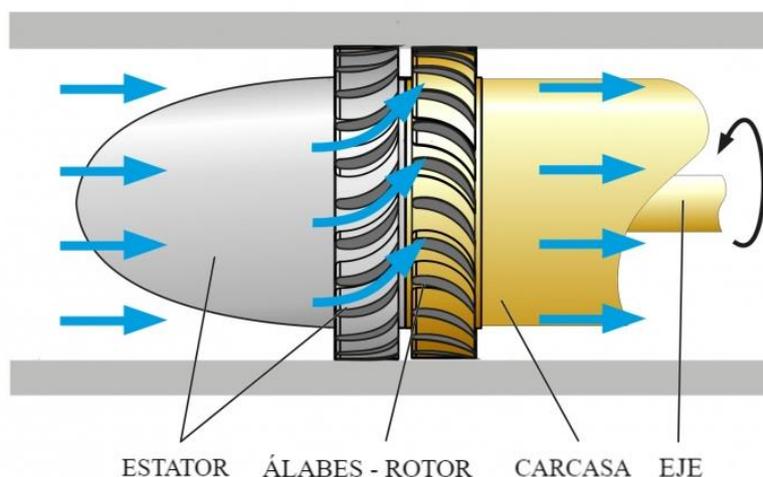


Figura 14. Turbina de vapor.

Fuente: GUNT.de

Luego, entre cada álabe se encuentra una sección de estátor, este es un elemento inmóvil cuyo objetivo principal es el de aumentar la velocidad del fluido, acción que puede realizar gracias a su estructura puesto que el fluido entra por una sección mayor que por la que sale (Figura 14). Esta es la razón por la que puede llegar a considerarse como despreciable la variación de energía cinética en torno a su paso por el equipo.

Para conseguir esas propiedades de vapor sobrecalentado el fluido de trabajo debe ser sometido a una transferencia de calor, esta será la aportación al ciclo en forma de energía. Dicha transferencia es efectuada en un intercambiador de calor, denominado "Generador de vapor", el cual está alimentado por la carga térmica generada de la quema de combustible, que en este caso se trata de un combustible fósil, el fueloil.

Además, para cumplir con el segundo principio de la termodinámica, el ciclo Rankine cuenta con un intercambiador de calor, conocido comúnmente como "Condensador", en el que el fluido de trabajo cede energía en forma de calor a un fluido refrigerante, así se puede observar en la figura 13.

Por último, el ciclo Rankine cuenta con un sistema de bombeo que permite recuperar presiones lo suficientemente elevadas como para volver a conseguir un vapor con propiedades energéticas interesantes. Y cabe destacar que, en comparación con el aporte de potencia procedente de la expansión en la turbina, el consumo asociado al sistema de bombeo es prácticamente despreciable, lo cual es positivo de carga al rendimiento térmico del ciclo.

4.2 Descripción del ciclo de potencia Rankine estudiado

Una vez entendido el funcionamiento básico de un ciclo Rankine ordinario se explicará en detalle los componentes que conforman el sistema presentado en este estudio.

Se apoyarán los conceptos teóricos con los parámetros más importantes de cada proceso y con elementos gráficos, tales como la figura 15 en la que se representa el ciclo de potencia Rankine con sangrado analizado en este estudio.

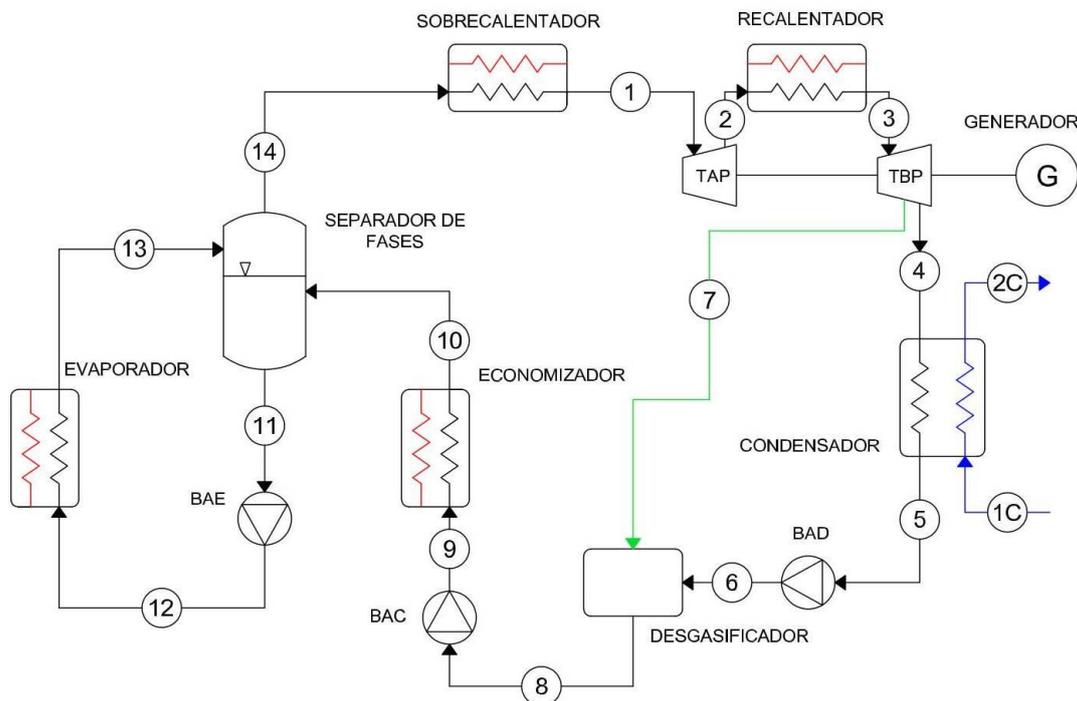


Figura 15. Esquema de la configuración del ciclo de potencia Rankine estudiado.

Fuente: Elaboración propia

Como bien se expuso anteriormente, el ciclo de potencia Rankine trabaja con agua como fluido de trabajo. Es este fluido el que circula por todo el ciclo presentando distintos cambios de fase durante su recorrido.

Comenzando por la etapa de expansión, el agua, en forma de vapor sobrecalentado, se introduce en la turbina de vapor para generar potencia. Se atiende a la existencia de dos turbinas de vapor. En primer lugar, la turbina de alta presión (TAP en la figura 16) realiza su proceso de expansión según las propiedades del vapor que la alimenta, y como resultado se continúa teniendo vapor sobrecalentado, pero en condiciones de presión y temperatura ciertamente inferiores.

Posteriormente, el fluido expandido se somete a una etapa de recalentamiento en un intercambiador de calor denotado como "Recalentador". Gracias a este proceso consigue aumentar su energía produciendo la posibilidad de generar mayor cantidad energética en la segunda etapa de expansión.

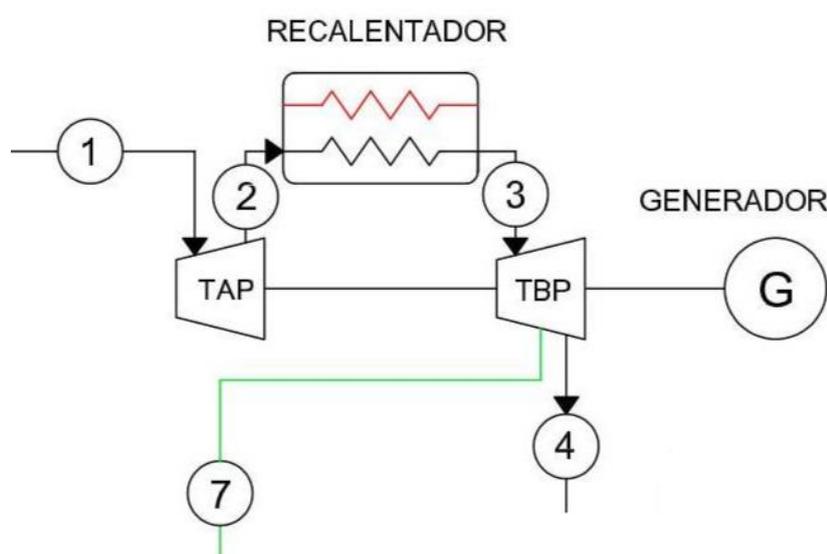


Figura 16. Etapa de expansión en el ciclo Rankine.

Fuente: Elaboración propia

A continuación, el fluido de trabajo se incorpora a la turbina de baja presión (turbina TBP en la figura 16). Al igual que en el proceso anterior, el flujo se expande, reduciendo su energía. Cuando la presión del fluido alcanza los 5 bar, se produce un sangrado que libera un porcentaje del caudal másico circulante en la turbina.

El sangrado tiene como objetivo principal aumentar la energía térmica del fluido de trabajo. De esta manera, se reduce el consumo de calor por parte del ciclo que se realizará en etapas posteriores. Ello puede traducirse en el aumento del rendimiento térmico del ciclo, siempre y cuando la potencia neta generada no se vea considerablemente afectada por este cambio.

El resto del caudal de vapor circulante por la turbina finaliza su expansión, hasta tal punto que disminuye su presión hasta los 0,06 bar (6 kilopascales). El producto obtenido del proceso comentado es una mezcla bifásica. Posteriormente, un generador se encarga de transformar la energía mecánica producida en las turbinas en electricidad, con el objetivo de abastecer la demanda de la población.

Tras haber obtenido la energía del fluido, el ciclo requiere de una evacuación del calor. Este proceso se realiza en el Condensador (Figura 17), un intercambiador de calor por el que, además, circula un fluido refrigerante que se encarga de absorber la energía calorífica del ciclo. En este caso, el papel de fluido refrigerante también le corresponde al agua. Se supone una extracción de líquido procedente de grandes acumulaciones, como lagos, ríos o mares, que se devolverá a su lugar de procedencia a una mayor temperatura. Para evitar posibles problemas medioambientales, se considera un incremento de temperatura de tan solo 10°C. Con lo cual, el agua entra a unos 18°C y abandona el equipo a los 28°C.

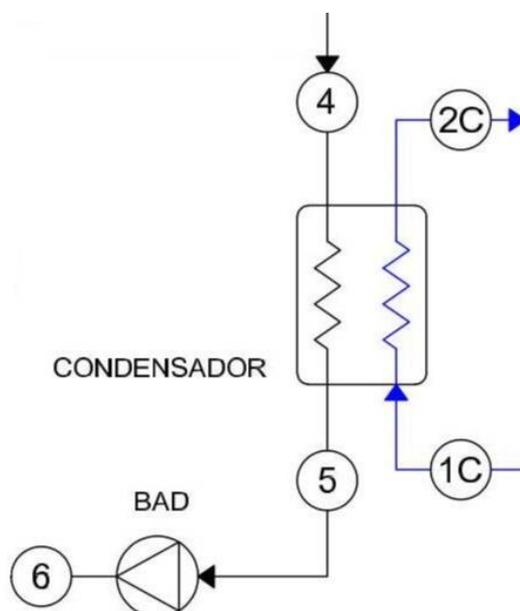


Figura 17. Proceso de condensación en el ciclo Rankine.

Fuente: Elaboración propia

En cuanto al fluido de trabajo, la cesión de calor consigue transformar su estado, obteniendo como resultado líquido saturado. Por otro lado, en cuanto a la presión y la temperatura se refiere, el único descenso es debido a las pérdidas de carga que se presentan durante su paso por el equipo.

De la misma manera que ocurría en el sistema LAES, es necesario recuperar valores altos de presión del fluido con el objetivo de aumentar la energía de este lo máximo posible. Por lo tanto, se ubica una bomba a la salida del condensador para alcanzar dicho incremento.

La bomba, conocida como “Bomba de alimentación al Desgasificador”, o BAD de manera abreviada, permite elevar la presión de manera importante. Concretamente, la relación entre presiones oscila entre las 90 unidades. Cabe destacar, también, que este es el equipo de bombeo que mayor potencia consume, lo cual es lógico atendiendo los parámetros de operación.

Similarmente a procesos ya comentados, el líquido saturado bombeado que experimenta un incremento de presión tan elevado se transforma en líquido subenfriado.

A continuación, aparece una de las etapas más interesantes de esta configuración: la mezcla en el “Desgasificador”. Este equipo es simplemente una unidad que permite poner en práctica la recuperación de parte del calor del vapor procedente del vapor expandido. Es alimentado por el líquido en estado subenfriado antes analizado y por el vapor sobrecalentado sangrado en la turbina de baja presión, según se muestra en la figura 18.

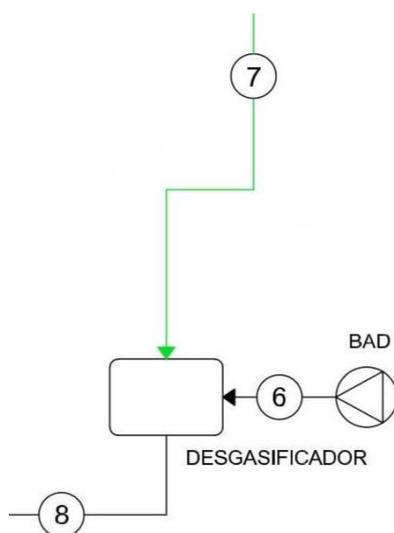


Figura 18. Desgasificador en el ciclo Rankine.

Fuente: Elaboración propia

Por su diseño, consigue que ambos flujos se mezclen, y ello consigue obtener líquido saturado como producto. La presión a la que se realiza este proceso es de 5 bar.

Como cuarta, y última, etapa del ciclo analizado, se tiene la absorción de calor en el “Generador de vapor”. En este circuito, conformado por diversos intercambiadores de calor y sistemas de bombeo y separación de fases, el objetivo principal es conseguir vapor a alta presión y temperatura. Será el proceso que permita ceder al fluido de trabajo la suficiente cantidad energética en forma de calor como para que se generen proporciones razonables de potencia en la fase de expansión.

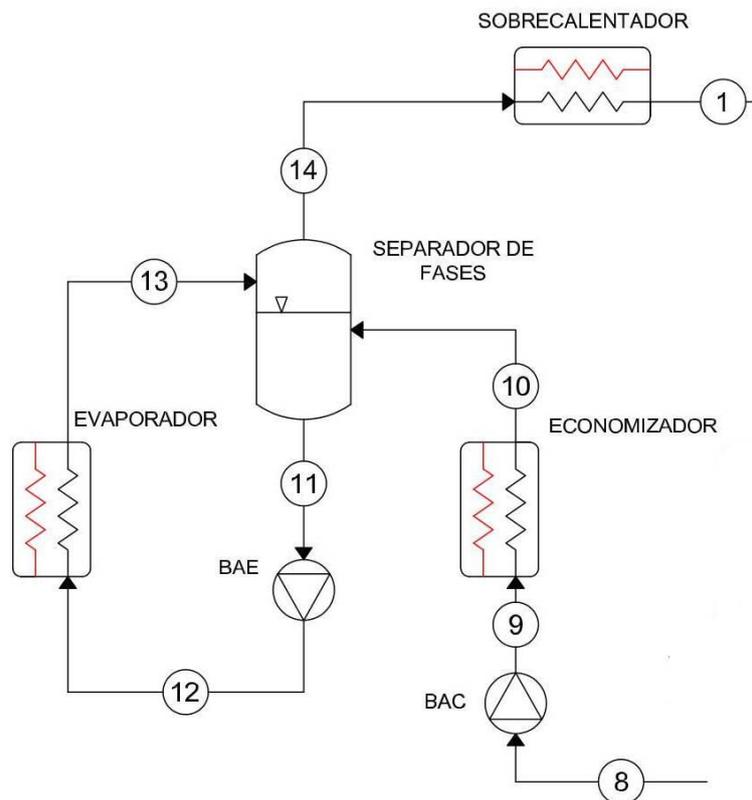


Figura 19. Generador de vapor del ciclo Rankine.

Fuente: Elaboración propia

Continuando con el recorrido experimentado por el fluido de trabajo, el líquido saturado obtenido en el Desgasificador es suministrado a la “Bomba de alimentación al Economizador”, o “BAC” de manera abreviada. Este sistema de bombeo es imprescindible debido a que consigue que el

agua a la salida del Generador de vapor recupere la presión que presentaba en el estado 1 luego de sufrir las pérdidas de carga en los intercambiadores de calor, según la figura 19. De esta manera se obtienen los mismos resultados tras cada ciclo.

La relación de compresión que presenta esta bomba es inferior a la estudiada para la BAD; sin embargo, sigue siendo un valor importante, puesto que la diferencia de presión entre los estados 1 y 8 es considerable.

Aún así, y como ya se había visto en el caso de la BAD, el consumo energético de este equipo es inmensamente inferior al producido en cualquiera de las dos etapas de expansión, por lo que puede llegar a despreciarse. No obstante, la relación entre estos dos sistemas de bombeo guarda cierta relevancia en el espectro en el que trabajan estos equipos. De hecho, la alimentación energética de la BAC es tres veces mayor que el de la BAD y, lógicamente, se debe a la diferencia entre el caudal másico que circula por cada tramo y por la energía que presenta uno y otro flujo.

Tras su paso por la BAC, el agua en forma de líquido saturado pasa a estado de líquido subenfriado, tal y como se ha analizado en otros estados.

Posteriormente, la masa de líquido resultante se somete a una transferencia de calor en el intercambiador conocido como "Economizador". La tarea encomendada para este equipo es obtener líquido saturado a su salida para facilitar la labor del separador de fases que se encuentra a continuación, según se muestra en la figura 19.

Luego, del separador de fases se extrae el líquido saturado para transformarlo en vapor. Esta acción se realiza en el "Evaporador", que es el segundo intercambiador de calor presente en el Generador de Vapor, y como existen ciertas pérdidas de carga en el equipo se dispone una bomba previamente. Esta bomba, también conocida como "Bomba de circulación del Evaporador", o "BAE" según sus siglas, tiene como único propósito el ya comentado; es decir, elevar la presión del estado 12 para hacer frente a las pérdidas de carga en el evaporador. Se deduce, por lo tanto, que la relación de compresión asociada a este sistema de bombeo será considerablemente menor a las otras dos analizadas.

Finalmente, del evaporador se extrae una mezcla bifásica que, como mínimo, el 90% del total debe presentarse en forma de vapor saturado (como criterio de diseño).

El fluido de trabajo en estado de saturación se reincorpora, a continuación, al separador de fases permitiendo que la parte de líquido saturado vuelva a experimentar el mismo procedimiento, y expulsando el vapor saturado

con destino a la última etapa del Generador de Vapor, el “Sobrecalentador”.

El Sobrecalentador permite que el vapor saturado procedente del Evaporador alcance la temperatura de entrada a la turbina de alta presión deseada, la cual es un parámetro de diseño, en este caso 560°C.

Es la última etapa en la generación del vapor sobrecalentado que alimenta a la etapa de expansión y la transferencia de calor que se da en su interior es el proceso que finaliza el ciclo, según desde donde se ha comenzado a analizar.

Por último, cabe mencionar que el Sobrecalentador y el Economizador presentan consumos muy parecidos, a diferencia del Evaporador, que considera un consumo mucho menor que los otros dos intercambiadores. La principal razón por la que esto ocurre es el importante cambio energético que afecta al fluido de trabajo en el Economizador y en el Sobrecalentador; aunque también, la diferencia entre caudales máxicos tiene cierta relevancia en este sentido.

5 INTEGRACIÓN DEL SISTEMA LAES A UN CICLO RANKINE ORDINARIO

Luego de haber explicado los dos sistemas principales, se pretende diseñar una integración entre ambos con la finalidad de mejorar algún parámetro de tal manera que resulte interesante y efectivo.

5.1 Integración LAESWRC

Tras numerosos estudios realizados con el fin de implementar el rendimiento del sistema LAES, se ha llegado a la conclusión de que el diseño del circuito de aceite térmico no es eficiente. Según los datos obtenidos tras la modelización de este ciclo termodinámico, se aprovecha poco más del 50% del calor absorbido por el aceite térmico en las etapas de interenfriamiento. Con lo cual, es interesante aprovechar esta carga térmica en otros procesos para no desperdiciar una potencia térmica tan grande.

Básicamente, la integración analizada en este estudio se basa en reducir las emisiones de gases contaminantes para la atmósfera producidas por la quema de combustibles fósiles en el ciclo Rankine (Figura 20). De esta manera, se produce la misma cantidad energética; pero el consumo de fueloil se reduce considerablemente durante el tiempo en el que opera el proceso de descarga del sistema LAES.



Figura 20. Esquema integración entre sistema LAES y ciclo Rankine conceptual.

Fuente: Elaboración propia

Según la operatividad del sistema LAES, es posible realizar el proceso de carga en horas de baja demanda y descargar en momentos de máximo consumo eléctrico. Sin embargo, también es posible (y de ahí el potencial de este ciclo) abastecer el consumo necesario durante el proceso de carga con energías procedentes de fuentes renovables. De esta manera, las

emisiones de gases contaminantes generadas para el aporte energético del sistema LAES son nulas.

Por lo tanto, la premisa que defiende esta integración es la de reducir el aporte energético por parte de la quema de combustibles fósiles, manteniendo la producción energética que se tenía inicialmente.

Aunque, cabe destacar que, por muy interesante que resulte una sustitución del aporte energético procedente de la quema de combustibles fósiles por la participación de energías que no suponen emisiones nocivas para la atmósfera, este estudio establece los mismos parámetros de diseño que en el análisis del sistema LAES individual. Por lo tanto, los resultados obtenidos se darían en base a la situación en la que se pueda operar con un tiempo establecido de 9 y 3 horas para las fases de carga y descarga, respectivamente, mientras el consumo del ciclo se produce a través energías renovables.

Para que se produzca este objetivo es necesario utilizar el aporte energético, procedente del aceite térmico, en forma de calor en los equipos encargados de realizar las transferencias de calor del ciclo Rankine, puesto que, en sustitución de la energía calorífica procedente de la quema del combustible fósil empleado en la generación de vapor, se pueden utilizar las propiedades térmicas del aceite del sistema LAES.

Asimismo, existen cuatro intercambiadores de calor que presentan estas condiciones (el Economizador, el Evaporador, el Sobrecalentador y el Recalentador del Generador de vapor perteneciente al ciclo de potencia Rankine). No obstante, acorde a la temperatura de operación del aceite térmico sobrante, no se puede realizar la operación para cualquier intercambiador de calor.

Teniendo esto en cuenta y deduciendo que la mejor operatividad de esta integración viene dada por emplear el intercambiador de calor que mayor consumo de fueloil constituye, se llega a la conclusión (tras el análisis de los resultados obtenidos de cada ciclo) de que la integración entre sistemas presenta mejor un rendimiento combinando el flujo de aceite térmico del sistema LAES con el Evaporador del ciclo Rankine ordinario.

Con lo cual, el esquema de la instalación quedaría de la siguiente manera:

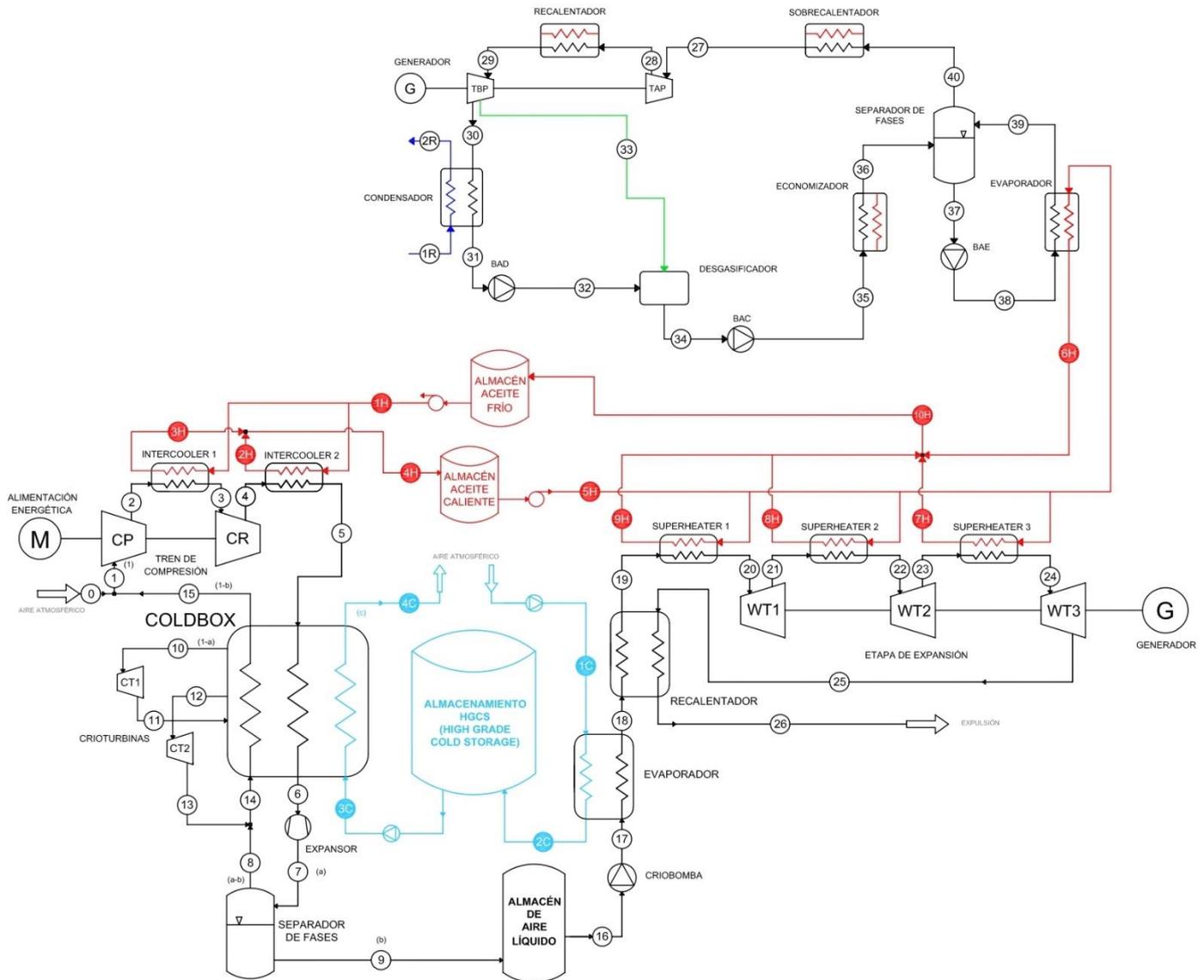


Figura 21. Integración entre el sistema LAES y el ciclo de potencia Rankine ordinario.

Fuente: Elaboración propia

Como se puede apreciar en la figura 21, el único cambio apreciable en la integración de estos dos sistemas radica en la incorporación de un nuevo flujo de aceite térmico que alimenta el Evaporador del ciclo Rankine.

De esta manera, y como se estudió con anterioridad, el aporte energético debido a la quema del combustible fósil utilizado en el ciclo Rankine se sustituye por la transferencia de calor realizada por el aceite térmico durante el tiempo de operación del proceso de descarga del sistema LAES.

Por lo que, durante tres horas, se reduce drásticamente la emisión de gases de efecto invernadero hacia la atmósfera. No obstante, se debe tener en cuenta que añadir un nuevo flujo de aceite aumenta el caudal que circula por el circuito.

5.2 Otras posibles integraciones

Si bien la combinación estudiada en el apartado anterior es interesante, por su sostenibilidad con planeta mientras se produce una cantidad determinada de potencia, existen integraciones que consiguen estos mismos objetivos y que, además, podrían considerar la posibilidad de obtener mejores resultados.

5.2.1 Integración con reducción de potencia de salida del LAES

Esta configuración es muy similar a la expuesta anteriormente, de hecho, el esquema principal de la instalación sería el mismo. Sin embargo, la diferencia se ubica en el funcionamiento de la fase de descarga. Teniendo en cuenta que la integración analizada en este estudio mantiene la potencia de salida del sistema LAES estable, lo cierto es que también considera un aumento considerable de aceite térmico circulando por su circuito.

En este caso, imaginando la posibilidad de que sea más interesante de cara a aspectos económicos, el no suponer un aumento en el caudal másico de aceite térmico a costa de reducir la potencia de salida del sistema LAES sería la idea principal del ciclo.

En cuanto a rendimientos y reducción de emisiones de gases de efecto invernadero se obtendrían los mismos resultados. Sin embargo, el balance económico reflejaría si esta decisión de reducir la potencia de salida del sistema LAES sería una buena decisión.

5.2.2 Integración LAESORC

Según múltiples estudios, como “*Levelised Cost of Storage (LCOS) analysis of liquid air energy storage system integrated with Organic Rankine Cycle*” [13] o “*Liquid Air Energy Storage performance enhancement by means of Organic Rankine Cycle and Absorption Chiller*” [14] una de las combinaciones que mejor resultados concede es la integración del Sistema LAES con un ciclo Rankine orgánico. En este caso, y a diferencia de la configuración analizada en este estudio, el fluido de trabajo del ciclo de potencia Rankine es orgánico, en vez de agua. Por esta razón, las temperaturas alcanzadas en la instalación son bastante

inferiores a las de un ciclo Rankine ordinario. De esta forma, es más eficiente alimentar la generación de vapor del ciclo de potencia, puesto que se podrían sustituir más de una transferencia de calor.

6 ANÁLISIS DE DATOS Y RESULTADOS

En este apartado aparecerán todas las ecuaciones utilizadas para la obtención de las propiedades termodinámicas de los estados, además de las expresiones que permiten calcular los parámetros destacados del ciclo. Muchas de ellas han sido extraídas del estudio “Diseño, optimización y simulación energética de una planta de almacenamiento de energía basada en la licuación de aire. Estudio teórico y análisis de costes” [15].

Luego de ello, se hará una introducción de los programas informáticos empleados para la simulación de las configuraciones detallando la estructura de uso y sus particularidades.

En adición, se analizarán ambos ciclos por separado y la modificación propuesta. Se tendrán en cuenta los parámetros de diseño escogidos y se valorará su función. También se estudiarán en detalle todos los parámetros calculados y se describirán su magnitud e importancia.

Por último, se realizará una comparación entre los resultados obtenidos y de cómo afectan de cara a la productividad de los sistemas.

6.1 Ecuaciones principales utilizadas

Muchas de las propiedades termodinámicas de los estados que componen los ciclos se obtienen acorde a los parámetros de diseño. No obstante, algunas de estas propiedades deben ser calculadas respecto de expresiones.

A continuación, se muestran las principales ecuaciones utilizadas tanto para calcular estas magnitudes anunciadas, como los parámetros más importantes de los ciclos planteados.

6.1.1 Pérdidas de carga

Para determinar las caídas de presiones en los intercambiadores de calor, debido a la interacción del fluido sobre las paredes de las tuberías por las que discurren, se emplea la expresión de las pérdidas de carga. En ella, aparece el parámetro de diseño λ que indica el porcentaje de pérdida experimentado:

$$p_{out} = p_{in} \cdot (1 - \lambda) \quad (1)$$

6.1.2 Relación de compresión

La relación de compresión, realizada en las etapas de compresión, como es lógico, permite el incremento de la presión de manera considerable.

$$r_c = p_{out}/p_{in} \quad (2)$$

En el caso del sistema LAES, las dos etapas realizadas en el tren de compresión (CP y CR según la figura 8) presentan la misma relación de compresión. De esta manera, una vez se calcule uno de los valores también se conoce el otro.

$$r_{c,CP} = r_{c,CR} = r_{c,LAES} \quad (3)$$

Para determinar el valor de estas magnitudes adimensionales es necesario aplicar la expresión de la relación total de compresión en adición a las ecuaciones (1), (2) y (3). De tal manera que se deduce lo siguiente:

$$r_{Tc} = p_5/p_1 = (1 - \lambda)^2 \cdot r_{c,LAES}^2 \quad (4)$$

En el caso del ciclo Rankine, las únicas relaciones de compresión se dan en los tres sistemas de bombeos y se calculan por medio de la ecuación (2).

6.1.3 Relación de expansión

En consonancia con el apartado anterior, las relaciones de expansión dependen únicamente de las presiones de entrada y salida del proceso analizado. En contraparte al caso anterior, las expansiones reducen de manera importante la presión del fluido, por lo que las relaciones suelen presentar valores positivos muy inferiores a la unidad. La ecuación que denota la relación de expansión también sería (2).

En el caso de la etapa de expansión realizada en el sistema LAES, las tres turbinas que comprenden el proceso presentan la misma relación de expansión, por lo que:

$$r_{e,1} = r_{e,2} = r_{e,3} = r_{e,LAES} \quad (5)$$

Ahora, según las expresiones (1), (2) y (6) se obtiene el siguiente desarrollo, el cual permite determinar la relación de expansión que se produce en los equipos de la fase de descarga del sistema de licuefacción del aire:

$$r_{Tc} = p_{26}/p_{17} = (1 - \lambda)^6 \cdot r_{e,LAES}^3 \quad (6)$$

En cuanto al ciclo Rankine, esta deducción no se da puesto que las turbinas de alta presión (AP) y de baja presión (BP) presentan relaciones de expansión diferentes. Afortunadamente, las presiones correspondientes a los estados de entrada y salida de los procesos son conocidos, por lo que su obtención es sencilla.

6.1.4 Temperaturas

En el caso del ciclo Rankine, las temperaturas que no se establecen como parámetro de diseño se obtienen en función del resto de propiedades termodinámicas del estado al que representan. A excepción de la temperatura del refrigerante empleado en el Condensador, en el que se impone un incremento preestablecido, ΔT_{ref} , según se muestra en la ecuación (7).

$$T_{2C} = T_{1C} + \Delta T_{ref} \quad (7)$$

Por otro lado, el sistema LAES presenta más inconvenientes en la obtención de las temperaturas debido, principalmente, a la imposibilidad de trabajar con las propiedades termodinámicas del aceite térmico utilizado.

Como solución, se disponen incrementos de temperatura según el intercambiador de calor en el que se está trabajando, ya sea para la ColdBox (ΔT_{CB}) o para el resto de intercambiadores (ΔT_{int}). De acuerdo con estas consideraciones:

$$T_{h,out} = T_{c,in} + \Delta T_{int} \quad (8)$$

Donde $T_{h,out}$ representa la salida del flujo caliente y $T_{c,in}$ corresponde a la entrada en el equipo del flujo frío.

$$T_{h,in} = T_{c,out} + \Delta T_{CB} \quad (9)$$

Y en este caso, $T_{h,in}$ es la entrada del flujo caliente en la ColdBox (estado 5 según la figura 10) y $T_{c,out}$ representa la salida de la ColdBox del flujo frío (estados 15 y 4C en la figura 10).

Asimismo, también hay estados que, por sus características, presentan la misma temperatura:

$$T_3 = T_5 \quad (10)$$

$$T_{15} = T_{4C} \quad (11)$$

Por último, las temperaturas de almacenamiento del aceite térmico, tanto para su deposición en frío como en caliente deben ser calculadas:

$$T_{4H} = \frac{(m_{IT1} \cdot T_{3H}) + (m_{IT2} \cdot T_{2H})}{m_{IT1} + m_{IT2}} \quad (12)$$

$$T_{9H} = \frac{(m_{SH1} \cdot T_{8H}) + (m_{SH2} \cdot T_{7H}) + (m_{SH3} \cdot T_{6H})}{m_{SH1} + m_{SH2} + m_{SH3}} \quad (13)$$

Donde m_{ITi} y m_{SHj} se refieren a la fracción porcentual de aceite en los *Intercoolers* y los *Superheaters* con respecto al aire que alimenta al tren

de compresión de la fase de carga. Este parámetro se calculará en el siguiente apartado.

6.1.5 Rendimientos isoentrópicos

Tanto los equipos del ciclo Rankine como los del sistema LAES carecen de la característica de idealidad, con lo cual operan con cierto rendimiento. En este caso, el rendimiento empleado para analizar su comportamiento es el isentrópico, el cual permite relacionar el trabajo que es capaz de consumir un compresor/bomba o el que es capaz de generar una turbina/expansor si operase de manera ideal con el valor real de la magnitud.

Las ecuaciones son iguales indiferentemente para el ciclo que se analice, la única diferencia radica en el valor del rendimiento de cada equipo.

Primero, el rendimiento isentrópico para un equipo generador de trabajo mecánico (como turbinas y expansores):

$$\eta_{iso,t} = \eta_{iso,e} = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_{out,s}} \quad (14)$$

Y, en el caso de equipos consumidores de energía (como compresores o bombas):

$$\eta_{iso,c} = \eta_{iso,b} = \frac{h_{out,s} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \quad (15)$$

Se destaca de las anteriores expresiones (14) y (15) el parámetro $h_{out,s}$, el cual define la entalpía específica del estado que abandona el proceso si este fuera ideal. En este caso, por ser isentrópicamente ideal, querría decir que el proceso es reversible; es decir, que la entropía específica (energía del fluido que no puede ser aprovechada para realizar un trabajo útil [16]) se mantiene constante el proceso.

6.1.6 Eficiencia de los intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor de ambos ciclos operan con cierta efectividad. Este es un parámetro adimensional que establece una especie de rendimiento para la transferencia de calor realizada en el equipo. En

ella, se relaciona la transferencia de calor que se da realmente frente a la máxima transferencia de calor posible.

Depende, principalmente, de las temperaturas de entrada y salida de los flujos que por él circulan y, además, de las capacidades térmicas de los fluidos.

Cuando ambos flujos corresponden al mismo fluido las capacidades térmicas, tal y como se aprecia en la ecuación (16):

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}} = \frac{C_h \cdot (T_{h,in} - T_{h,out})}{C_{m\acute{i}n} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in})} = \frac{C_c \cdot (T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{m\acute{i}n} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (16)$$

Siendo C_h y C_c las tasas de capacidad térmica de los flujos caliente y frío, respectivamente. $C_{m\acute{i}n}$ es función de ambas tasas y su valor es igual al menor de los dos parámetros comentados.

Se destaca que todos los intercambiadores de calor analizados en este estudio presentan una efectividad del 90%.

6.2 Obtención de los caudales máxicos

La obtención de los caudales máxicos correspondientes a cada estado depende según el ciclo que se esté analizando. Si bien, para el ciclo de potencia Rankine, el caudal máxico de vapor que alimenta la turbina de alta presión es conocido, en el sistema LAES se desconoce cualquier valor máxico que aparezca en los procesos que construyen su configuración.

Por esta razón, el planteamiento inicial para la resolución de los parámetros del sistema LAES será el de utilizar las relaciones entre caudales en forma de porcentajes.

En cambio, en el ciclo de potencia Rankine, la deducción es mucho más sencilla y se basa en los balances de masa y energía para determinar los caudales máxicos desconocidos.

6.2.1 Sistema LAES

Así bien, y tal como se mostraba en la figura 7, la máxima cantidad máxica que circula por toda la fase de carga corresponde al flujo que recorre el tren de compresión, y que se denota por la unidad; es decir, con un "1".

Luego de ello, parte del caudal se evacúa del circuito principal para que sea sometido a las etapas de expansión en las crioturbinas. Dicho sangrado se anuncia como "1-a", puesto que el resto del fluido que no ha sido extraído hace referencia a "a".

Asimismo, la cantidad máxica transformada en líquido saturado que se almacena en el depósito de aire líquido se corresponde con la relación "b".

Al vapor saturado que no se ha podido aprovechar se le atribuye el apodo "a-b". Y la suma entre este flujo y el sangrado en las crioturbinas (que hace referencia al estado 15 que regresa dicho fluido al tren de compresión) se denota por "1-b".

Finalmente, la relación entre el aire de entrada en la fase de carga y el empleado en el circuito HGCS para ayudar a la licuefacción en la ColdBox se denomina "c".

Con lo cual, las relaciones se obtienen de la siguiente manera:

$$a = 1 - \frac{m_{air,sang}}{m_{air,in}} \quad (17)$$

$$b = \frac{m_{air,L}}{m_{air,in}} \quad (18)$$

$$c = \frac{m_{air,HGCS}}{m_{air,in}} \quad (19)$$

$$m_{IT,i} = \frac{m_{ach,i}}{m_{air,in}} \quad (20)$$

$$m_{SH,j} = \frac{m_{acc,j}}{m_{air,in}} \quad (21)$$

Donde:

$m_{air,in}$ es la masa de aire que alimenta al tren de compresión.

$m_{air,sang}$ es la masa de aire sangrada con destino a las crioturbinas.

$m_{air,L}$ es la masa de aire transformado en líquido.

$m_{air,HGCS}$ es la masa de aire que circula por del circuito HGCS.

$m_{ach,i}$ es la masa de aire que circula por cada *Intercooler*.

$m_{acc,j}$ es la masa de aire que circula por cada *Superheater*.

Cabe destacar que todos los parámetros antes comentados se obtienen en kilogramos (kg), y hacen referencia a un ciclo completo.

Luego, tras haber simulado por completo el sistema, es posible determinar los caudales máscicos que hacen referencia a cada estado. Estos se definen en kilogramos por segundo (kg/s).

$$\dot{m}_1 = \frac{m_{air,in}}{t_c} \quad (22)$$

$$\dot{m}_{air,Lc} = \frac{m_{air,L}}{t_c} \quad (23)$$

$$\dot{m}_{air,Ld} = \frac{m_{air,L}}{t_d} \quad (24)$$

$$\dot{m}_a = a \cdot \dot{m}_1 \quad (25)$$

$$\dot{m}_{c1} = c \cdot \dot{m}_{air,Lc} \quad (26)$$

$$\dot{m}_{c2} = c \cdot \dot{m}_{air,Ld} \quad (27)$$

$$\dot{m}_{ach,i} = \frac{m_{ach,i}}{t_c} \quad (28)$$

$$\dot{m}_{acc,j} = \frac{m_{acc,j}}{t_d} \quad (29)$$

Donde:

t_c es el tiempo de carga, y es parámetro de diseño.

d es el tiempo de descarga, y también es parámetro de diseño.

6.2.2 Ciclo de potencia Rankine

El ciclo Rankine está compuesto por cuatro caudales másicos diferentes, siendo uno de ellos el caudal principal y que se encarga de alimentar la turbina de alta presión. Este se denota como \dot{m} y es un parámetro de diseño.

En la etapa de expansión realizada por la turbina de baja presión aparecen los dos siguientes caudales másicos. En primer lugar, parte del vapor sobrecalentado se extrae en dirección al Desgasificador, en lo que se conoce como sangrado y se denota como \dot{m}_{sang} . Luego, el resto del vapor se termina de expandir y se envía al Condensador, y se representa como \dot{m}_{cond} .

Según las consideraciones comentadas y aplicando un balance de masa sobre el Desgasificador como herramienta principal para acreditar la conservación de la masa, se tendría que:

$$\dot{m} = \dot{m}_{sang} + \dot{m}_{cond} \quad (30)$$

Sin embargo, para determinar los caudales desconocidos es necesario una nueva expresión. Con lo cual, se establece un balance de energía configurando la superficie del Desgasificador como volumen de control. Al

considerar que todos los equipos operan de manera adiabática se tiene que:

$$\dot{m} \cdot h_8 = (\dot{m}_{sang} \cdot h_7) + (\dot{m}_{cond} \cdot h_6) \quad (31)$$

Por último, existe otro caudal desconocido en el ciclo y esto se debe a la existencia del separador de fases en el Generador de vapor. Según su funcionalidad, el líquido saturado se mantiene en la parte inferior del equipo y es bombeado hacia el Evaporador en forma de líquido subenfriado, donde se tratará de transformar en vapor saturado. La particularidad radica en que parte de este líquido no se llega a transformar y vuelve a precipitar en el separador de fases y repite el proceso comentado.

Para entender de mejor manera qué está ocurriendo se dispone de la ecuación (32), la cual corresponde con el balance de masa establecido sobre la superficie del separador de fases como volumen de control:

$$\dot{m}_{11} + \dot{m}_{14} - \dot{m}_{10} - \dot{m}_{13} = 0 \quad (32)$$

Se entiende que, tanto el caudal másico que abandona el Economizador con destino al separador de fases (estado 10) como el que es evacuado del separador para incorporarse al Sobrecalentador (estado 14) corresponden al caudal másico principal; es decir, \dot{m} .

Por lo tanto, según la ecuación (32) se deduce que:

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_{evap} \quad (33)$$

Como ecuación elemental para determinar el caudal másico de agua que circula por el evaporador e realiza un balance de energía tomando el separador de fases como volumen de control, de esta manera quedaría lo siguiente:

$$\dot{m}_{evap} = \dot{m} \cdot \frac{h_{14} - h_{10}}{h_{13} - h_{11}} \quad (34)$$

Este parámetro, sin duda, es un buen indicador de cómo rinde el evaporador en su función de transformar el líquido subenfriado en vapor saturado, puesto que, si lograra completar su labor, el caudal másico del evaporador sería igual al caudal principal ($\dot{m}_{evap} = \dot{m}$).

Esto se debe a que las entalpías específicas de los estados 13 y 14 serían iguales, puesto que ambos se definen como vapor saturado, y por el otro lado, los estados 10 y 11 corresponden a líquido saturado por diseño, con lo que su entalpía específica también es igual. Ello provoca que la fracción planteada en la ecuación (34) sea igual a la unidad.

Finalmente, el último parámetro másico de interés correspondiente a este ciclo está relacionado con el refrigerante utilizado en el Condensador. Para conocer su valor es necesario estudiar el balance de energía tomando como volumen de control la superficie completa del intercambiador comentado. Con lo cual, quedaría lo siguiente:

$$\dot{m}_{ref} = \dot{m} \cdot \frac{h_4 - h_5}{h_{2C} - h_{1C}} \quad (35)$$

6.3 Programas informáticos utilizados

Los resultados obtenidos en la simulación de este estudio (tanto los parámetros más importantes de cada ciclo como las propiedades termodinámicas de los estados) se han realizado gracias al empleo de las herramientas FluidProp y CoolProp. Estas son librerías de propiedades termodinámicas aplicables en programas informáticos como MATLAB, Maple o MS Excel, entre otros.

En un principio estaba previsto emplear únicamente el FluidProp como referencia para todos los cálculos; sin embargo, debido a que existen incoherencias en los resultados obtenidos empleando el aire como fluido de trabajo, se decidió hacer uso de una nueva referencia. Asimismo, se escogió la posibilidad de trabajar con CoolProp por las similitudes con FluidProp.

A continuación, se explica brevemente cómo funciona cada una de las herramientas utilizadas y las particularidades que presentan.

6.3.1 FluidProp

Aunque su uso está limitado a ciertos fluidos, lo cierto es que la funcionalidad del FluidProp implica una comodidad destacable, permitiendo que sea una herramienta muy bien valorada para la modelización de estados termodinámicos.

Su empleo se ha focalizado en simular el ciclo de potencia Rankine, por lo que el fluido de trabajo es el agua, en este caso. Afortunadamente, el FluidProp permite obtener resultados coherentes en base a este fluido, con lo cual, es la mejor elección.

Para operar con esta librería es necesaria su instalación en aplicaciones informáticas de hojas de cálculo o de resolución de ecuaciones algebraicas. En este estudio se optó por emplear el Microsoft Excel ya que se trabaja con una cantidad elevada de números y el diseño que este software consigue ayuda a la comprensión de los resultados obtenidos y a la formulación de las ecuaciones establecidas.

En primer lugar, es muy importante tener en cuenta las unidades de las propiedades con las que trabaja FluidProp. En la tabla 1 se pueden observar las principales.

| UNIDADES DE OPERACIÓN CON EL FLUIDPROP | |
|--|---|
| TEMPERATURA, T | Grado Celsius, °C |
| PRESIÓN, P | Kilopascal, kPa |
| ENTALPÍA ESPECÍFICA, h | Kilojulio / Kilogramo, kJ/kg |
| ENTROPÍA ESPECÍFICA, s | Kilojulio / Kilogramo por Kelvin, $kJ/kg \cdot K$ |
| VOLUMEN ESPECÍFICO, v | Metro cúbico / Kilogramo, m^3/kg |
| TÍTULO DE VAPOR, x | (adimensional) |

Tabla 1. Unidades de operación con el FluidProp.

Para determinar cualquier propiedad termodinámica (de todas las que permite el FluidProp) es necesario escribir el siguiente comando (Figura 22).

=Property("Fluid";"AB";a;b)

Figura 22. Obtención de las propiedades según FluidProp.

Fuente: Elaboración propia

Según el comando representado en la Figura 22, en primer lugar, se debe representar la propiedad termodinámica a obtener (que será la función del comando) según las necesidades de este estudio las opciones son:

- **Temperature:** Temperatura (°C).
- **Pressure:** Presión (kPa).
- **Enthalpy:** Entalpía específica (kJ/kg).
- **Entropy:** Entropía específica ($kJ/kg \cdot K$).
- **SpecVolume:** Volumen específico (m^3/kg).
- **VaporQual:** Título de vapor(adimensional).

A continuación, es preciso comunicar el fluido con el que se está trabajando y, en este caso, al ser una entrada en forma de palabra (y no numérica) debe ir entre comillas (" "), esto va acorde al funcionamiento de las ecuaciones de MS Excel. En cuanto al ciclo Rankine se refiere, se

debe escribir “/F97” en dicho espacio para indicar que, efectivamente, el fluido analizado es agua.

Luego de ello, se debe indicar el par termodinámico que permite determinar el resto de propiedades termodinámicas y, al igual que en el caso anterior, debe ir entrecomillado. En función del valor que se vaya a adjuntar se debe escribir una u otra letra. Además, es imprescindible que ambas letras vayan juntas en el comando; es decir, tal y como se indica en la figura 22, siendo A la primera propiedad a señalar y B la segunda.

- **T**: Temperatura.
- **P**: Presión.
- **h**: Entalpía específica.
- **s**: Entropía específica.
- **v**: Volumen específico.
- **x**: Título de vapor.

Para finalizar con el comando, es necesario señalar el valor correspondiente del par termodinámico indicado. En el caso de emplear el MS Excel será necesario con referenciar la ecuación con la casilla correspondiente; no obstante, también se puede indicar el valor directamente sin necesidad de que estos vayan entrecomillados.

6.3.2 CoolProp

Según la ya comentada dificultad para trabajar con el aire por parte del FluidProp, se decidió emplear una nueva herramienta que pudiera obtener los resultados al trabajar con este fluido.

CoolProp es otra librería de propiedades termodinámicas que permite calcular el resto de propiedades de los estados que componen un ciclo termodinámico, e incluso es capaz de determinar la fase en la que se encuentra el fluido.

Se diferencia del FluidProp principalmente por las unidades con las que trabaja, además de emplear un comando diferente para la obtención de las propiedades de los estados. En cierta medida, estas diferencias hacen que sea menos cómodo utilizar CoolProp.

En su caso, las unidades utilizadas para la modelización de ciclos termodinámicos vienen acorde a la Tabla 2.

| UNIDADES DE OPERACIÓN CON EL COOLPROP | |
|---------------------------------------|--|
| TEMPERATURA, T | Kelvin, K |
| PRESIÓN, P | Pascal, Pa |
| ENTALPÍA ESPECÍFICA, h | Julio / Kilogramo, J/kg |
| ENTROPÍA ESPECÍFICA, s | Julio / Kilogramo por Kelvin, $J/kg \cdot K$ |
| VOLUMEN ESPECÍFICO, v | Metro cúbico / Kilogramo, m^3/kg |
| TÍTULO DE VAPOR, x | (adimensional) |

Tabla 2. Unidades de operación con el CoolProp.

A continuación, se muestra el comando empleado (Figura 23) para la determinación de las propiedades de cada estado según el par termodinámico ofrecido.

```
=PropsSI("A","B";b;"C";c;"Fluid")
```

Figura 23. Obtención de las propiedades según FluidProp.

Fuente: Elaboración propia

En primer lugar, el cálculo se realiza en base a la función "PropsSI", que es la que indica que se va a determinar una propiedad termodinámica.

A continuación, denotado como "A", se debe señalar la letra que referencie la propiedad a calcular. En el caso de la modelización del sistema LAES se tienen las siguientes alternativas:

- **T**: Temperatura.
- **P**: Presión.
- **H**: Entalpía específica.
- **S**: Entropía específica.
- **D**: Densidad.
- **Q**: Título de vapor.

Nótese que, en este caso, uno de los parámetros a calcular es la densidad. Esto se debe a que el CoolProp es incapaz de obtener directamente el volumen específico de un estado termodinámico. Por lo tanto, para conseguir este valor se realiza la inversa de la densidad; es decir:

$$v \text{ (m}^3/\text{kg)} = \frac{1}{D \text{ (kg/m}^3\text{)}} \quad (36)$$

Luego de ello, es necesario, al igual que ocurría en el caso anterior, indicar tanto la letra de las propiedades a justificar como par termodinámico, como el valor de cada una de ellas. No obstante, en este caso siguiendo el comando establecido en la figura 23.

6.4 Simulación del sistema LAES

A modo de resumen, se puntualiza que el sistema LAES estudiado parte de la base de la configuración básica [8] con ciertas modificaciones, como etapas de recalentamiento e interenfriamiento, además de un sistema de recuperación de la carga térmica fría (circuito HGCS).

Las hipótesis de trabajo establecidas para los cálculos de este sistema han sido las siguientes:

- El fluido de trabajo que experimenta los distintos procesos que comprenden la tecnología LAES estudiada es el aire atmosférico. Y el modelo empleado para los cálculos pertenece al del gas real.
- El aceite térmico empleado en las etapas de recalentamiento e interenfriamiento tiene las siguientes propiedades: capacidad térmica, $cp_{oil} = 2200 J/kg \cdot K$, y densidad, $\rho = 750 kg/m^3$.
- Se empleará el modelo de gas perfecto para el aceite térmico en los cálculos para los *Intercoolers* y *Superheaters*.
- En los cálculos energéticos se consideran despreciables las variaciones de las energías cinética y potencial.
- El análisis energético para cada proceso se realizará en régimen estacionario, excepto en los balances comprendidos sobre las etapas del ciclo (fase de carga y fase de descarga), donde el estudio se comprenderá en régimen transitorio.
- Todos los equipos, sobre todo los intercambiadores de calor presentan un comportamiento adiabático; es decir, están aislados térmicamente de manera perfecta y no permiten ninguna transferencia de calor con el exterior.
- Los equipos generadores y consumidores de energía mecánica operan con cierto rendimiento isentrópico.
- Todos intercambiadores de calor del sistema tienen una efectividad del 90%.
- Existen ciertas pérdidas de carga en todos los intercambiadores de calor, siendo estas del 1%.
- Los sistemas de almacenamiento del ciclo consideran una presión preestablecida de 110 kPa.
- Se trabaja en ciertos procesos con un fluido de propiedades supercríticas.

A continuación, se muestran los parámetros de diseño considerados para la resolución cuantitativa de las propiedades de los estados que componen el sistema en la figura 24:

| PARÁMETROS DE DISEÑO SISTEMA LAES | | |
|--|--------|---------|
| Presión atmosférica, p_0 | 109 | kPa |
| Temperatura ambiente, T_0 | 288,15 | K |
| Potencia nominal de entrada, N_{in} | 70 | MW |
| Presión a la salida de la primera crioturbina, p_{11} | 1000 | kPa |
| Temperatura entrada segunda crioturbina T_{12} | 130 | K |
| Pérdida de carga en los intercambiadores, λ | 0,01 | - |
| Dif. temperatura entre $T_{c,in}$ y $T_{h,out}$ int. de calor, ΔT_{ic} | 10 | K |
| Dif. temperatura entre $T_{c,in}$ y $T_{h,out}$ ColdBox, ΔT_{cb} | 20 | K |
| Rendimiento compresores, η_{iso_c} | 85 | % |
| Rendimiento turbinas, η_{iso_t} | 85 | % |
| Rendimiento criotubinas, $\eta_{iso_{ct}}$ | 70 | % |
| Rendimiento criobomba, $\eta_{iso_{cb}}$ | 75 | % |
| Efectividad intercambiadores de calor, ϵ | 90 | % |
| Tiempo de carga, t_c | 9 | h |
| Tiempo de descarga, t_d | 3 | h |
| Presión HGCS, p_{HGCS} | 150 | kPa |
| Capacidad térmica aceite, cp_{aceite} | 2,2 | kJ/kg·K |
| Temperatura de almacenamiento del aire líquido, T_9 | 77,15 | K |
| Presión de almacenamiento, p_{alm} | 110 | kPa |
| Presión de carga, p_c | 18000 | kPa |
| Presión de descarga, p_d | 7000 | kPa |
| Temperatura del aire antes del expansor, T_6 | 98,15 | K |
| Caudal de aire sangrado a las criotubinas, $1 - a$ | 10 | % |
| Temperatura entrada primera crioturbina, T_{10} | 220 | K |

Figura 24. Parámetros de diseño sistema LAES.

Fuente: Elaboración propia

Una vez conocidos los parámetros de diseño se procede a modelizar el sistema LAES. En primer lugar, se simulan las propiedades correspondientes a cada estado termodinámico, cuyos resultados aparecen en la Tabla 3. Cada estado está relacionado con un número, los cuales se encuentran referenciados gráficamente según la figura 7.

6.4.1 Estados circuito de aire principal

| ESTADO | CAUDAL MÁSSICO (m^3/kg) | PRESIÓN (kPa) | TEMPERATURA (°C) | ENTALPÍA ESPECÍFICA (kJ/kg) | ENTROPÍA ESPECÍFICA (kJ/kgK) | TÍTULO DE VAPOR |
|--------|-----------------------------|---------------|------------------|-----------------------------|------------------------------|-----------------|
| 0 | 75,10 | 109 | 15,0 | 414,4 | 3,825 | - |
| 1 | 96,16 | 109 | 12,8 | 412,2 | 3,817 | - |
| 2 | 96,16 | 1414,9 | 368,0 | 776,9 | 3,670 | - |

| ESTADO | CAUDAL MÁSICO (m^3/kg) | PRESIÓN (kPa) | TEMPERATURA ($^{\circ}C$) | ENTALPÍA ESPECÍFICA (kJ/kg) | ENTROPÍA ESPECÍFICA (kJ/kgK) | TÍTULO DE VAPOR |
|--------|----------------------------|---------------|-----------------------------|-----------------------------|------------------------------|-----------------|
| 3 | 96,16 | 1400,7 | 25,0 | 421,5 | 3,118 | - |
| 4 | 96,16 | 18182 | 398,2 | 812,5 | 2,975 | - |
| 5 | 96,16 | 18000 | 25,0 | 391,8 | 2,290 | - |
| 6 | 86,55 | 17820 | -175,0 | 47,9 | 0,309 | - |
| 7 | 86,55 | 110 | -193,2 | 28,4 | 0,352 | 0,1322 |
| 8 | 11,44 | 110 | -190,7 | 205,3 | 2,543 | 1 |
| 9 | 75,10 | 110 | -193,5 | 1,4 | 0,018 | 0 |
| 10 | 9,62 | 17820 | -53,2 | 282,2 | 1,863 | - |
| 11 | 9,62 | 1000 | -162,9 | 218,9 | 2,116 | - |
| 12 | 9,62 | 990 | -143,2 | 244,7 | 2,335 | - |
| 13 | 9,62 | 110 | -190,7 | 205,3 | 2,544 | 1 |
| 14 | 21,06 | 110 | -190,7 | 205,3 | 2,544 | 1 |
| 15 | 21,06 | 109 | 5,0 | 404,3 | 3,790 | - |
| 16 | 225,31 | 110 | -193,5 | 1,4 | 0,018 | 0 |
| 17 | 225,31 | 7000 | -190,5 | 11,9 | 0,050 | - |
| 18 | 225,31 | 6930 | 15,0 | 398,6 | 2,585 | - |
| 19 | 225,31 | 6860,7 | 147,7 | 542,7 | 3,000 | - |
| 20 | 225,31 | 6792,1 | 336,9 | 743,7 | 3,397 | - |
| 21 | 225,31 | 1730,5 | 172,2 | 572,1 | 3,468 | - |
| 22 | 225,31 | 1713,2 | 336,9 | 743,8 | 3,798 | - |
| 23 | 225,31 | 436,5 | 172,9 | 573,9 | 3,868 | - |
| 24 | 225,31 | 432,1 | 336,9 | 743,9 | 4,195 | - |
| 25 | 225,31 | 110 | 173,1 | 574,3 | 4,265 | - |
| 26 | 225,31 | 109 | 30,8 | 430,3 | 3,879 | - |

Tabla 3. Estados circuito de aire principal del sistema LAES.

En la Tabla 3 se representan las principales propiedades termodinámicas de los estados correspondientes al circuito de aire principal del sistema LAES; es decir, el que experimenta el proceso de licuefacción y se transforma en aire líquido.

Se destaca, en primer lugar y como parámetro más interesante, el título de vapor del estado 7, correspondiente al resultado de la actuación del expansor. Se ha obtenido, según la simulación, un porcentaje de vapor del 13%, aproximadamente, por lo tanto, el 87% restante corresponde a líquido saturado. Se debe tener en cuenta que cuanto mayor sea la cantidad de aire transformado en líquido, mayor será la potencia generada en el proceso de descarga. Obtener un porcentaje del 87% es un resultado

muy positivo y que, sin duda, contribuye a aumentar el rendimiento de ida y vuelta del ciclo completo.

Según se puede observar en los estados 2 y 4 (resultado de las etapas de compresión) la presión del aire aumenta considerablemente. Es apreciable, también, que la máxima presión alcanzada en todo el sistema son los 18000 kilopascales obtenidos tras la etapa de compresión en el compresor de aire reciclado, que se corresponde al estado 5. Este proceso de compresión, además de incrementar esta propiedad termodinámica, también aumenta la temperatura del fluido, lo cual se corrobora asistiendo a la Tabla 3, en la que se atiende cómo el aire pasa de 12,8°C a 368°C durante su paso por el compresor de aire principal y, por otro lado, cómo se alcanzan los 398°C tras los iniciales 25°C que se incorporan al compresor de aire reciclado.

Por otra parte, se aprecia que el caudal másico que alimenta el tren de compresión (que también hace de referencia para determinar el resto de parámetros másicos del ciclo) es de 96,16 kg/s, siendo este el mayor valor másico del proceso de carga, como es lógico. Asimismo, se puede apreciar que, según el parámetro de diseño indicado de reservar un 10% de la masa de aire del tren de compresión para la expansión en las crioturbinas, el caudal másico para este circuito es de 9,62 kg/s

Tras la primera etapa de la fase de carga, bien se comentó que el fluido de trabajo debía ser expuesto a una transferencia de calor importante que consiguiese disminuir su temperatura a niveles muy bajos; de hecho, se debían alcanzar los -175°C a la salida de la ColdBox, correspondiente al estado 6, para asegurar la obtención de la máxima cantidad de aire líquido tras el proceso sufrido en el expansor.

Se aprecia que este proceso de expansión no solo disminuye la temperatura del fluido a los -193,2°C; sino que, además, provoca un descenso considerablemente grande de la presión, alcanzando los 110 kPa de almacenamiento tras los 17820 resultantes de las pérdidas de carga sufridas en el intercambiador de calor.

Posteriormente, el aire líquido se almacena, y según el título de vapor de la mezcla bifásica que abandona el expansor se conoce que el caudal másico correspondiente es de 75,10 kg/s. El resto, los 11,44 kg/s se reconducen por la ColdBox con el objetivo, ya comentado de absorber parte del calor del flujo principal.

Cabe destacar que los estados del ciclo que representan estados de saturación, ya sea líquido, vapor o mezcla bifásica, presentan un título de vapor determinado. Mientras que, para el resto, esta propiedad pierde el

interés al no poder ser empleada como parte del par termodinámico, esta es la razón por la que no llevan asociado un valor en la Tabla 3.

En cuanto a la fase de descarga del sistema LAES, al no considerar ningún proceso de extracción de caudal, se puede apreciar como la cantidad másica de aire (225,31 kg/s acorde a la Tabla 3) se mantiene constante durante todo el proceso. Es interesante, también, atender a la gran diferencia que existe entre este caudal y el impulsado a través del tren de compresión, siendo más de 2,3 veces mayor el conducido por la fase de descarga. La razón principal por la que esto ocurre radica en la diferencia de tiempos que experimenta cada fase. Se ha establecido que el proceso de carga y el de descarga duren nueve y tres horas, respectivamente. Esto se debe a que la generación de potencia por parte del sistema LAES se produce en momentos de demanda pico, en apoyo a otros ciclos de producción energética [7].

Fijándose en la etapa de expansión, los estados 21, 23 y 25 representan la evacuación del aire ya expandido en las turbinas de gas. Se atiende cómo se reducen las propiedades termodinámicas de estos estados, corroborando así la funcionalidad de este tipo de equipos; es decir, cómo son capaces las turbinas de transformar la energía presente en el fluido en energía mecánica utilizada para producir electricidad.

Por otro lado, analizando la variación de entalpía específica, también se corrobora este comportamiento, puesto que la expansión energética es un proceso que genera irreversibilidades. Esta es una característica propia de la entropía puesto que se define como la magnitud física proporcional al desorden en un proceso termodinámico (como lo es la expansión energética). Concretamente, se puede apreciar cómo los 3,397 kJ/kg·K correspondientes al estado 20 aumentan a los 4,265 kJ/kg·K.

Finalmente, la última de las etapas de expansión consigue reducir la presión del aire en forma de vapor hasta los noveles de almacenamiento preestablecidos. Ello, sumado a la reducción de la temperatura del fluido gracias a la interacción con el Recalentador, permite que las propiedades a las que el flujo de aire que abandona el sistema sean similares a las alcanzadas en condiciones ambientales. De hecho, a la salida del intercambiador de calor comentado se obtienen 109 kPa, resultado del efecto de las pérdidas de carga, y 30,8°C. Y, por otro lado, las condiciones consideradas de entrada al sistema fueron de 109 kPa de presión y 15°C para la temperatura.

6.4.2 Estados circuito HGCS

Incorporado al sistema LAES original como método para favorecer la licuefacción del fluido estudiado, el circuito HGCS está comprendido, únicamente por cuatro estados y tres equipos, siendo dos de ellos sistemas de bombeo cuyos efectos en el consumo energético son prácticamente despreciables debido a la poca influencia que suponen.

Este circuito también está alimentado por aire, por lo que algunos de los estados presentarán propiedades muy similares al circuito principal antes comentado.

Finalmente, cabe destacar que el último de los equipos utilizados en este circuito corresponde al depósito HGCS (*High Grade Cold Storage*). Contiene un lecho de rocas con características que permiten mantener las propiedades del aire con muy baja carga térmica para que luego se puedan emplear en la unidad de licuefacción.

Con lo cual, según la modelización de este proceso correspondiente al sistema LAES, las propiedades termodinámicas de los estados son (tabla 4):

| ESTADO | CAUDAL MÁSSICO (m^3/kg) | PRESIÓN (kPa) | TEMPERATURA ($^{\circ}C$) | ENTALPÍA ESPECÍFICA (kJ/kg) | ENTROPÍA ESPECÍFICA (kJ/kgK) | TÍTULO DE VAPOR |
|--------|-----------------------------|-------------------|-----------------------------|---------------------------------|----------------------------------|-----------------|
| 1C | 484,62 | 150 | 15,0 | 414,3 | 3,733 | - |
| 2C | 484,62 | 148,5 | -180,5 | 215,5 | 2,574 | - |
| 3C | 161,54 | 150 | -180,5 | 215,5 | 2,574 | - |
| 4C | 161,54 | 148,5 | 5,0 | 404,2 | 3,701 | - |

Tabla 4. Estados circuito HGCS del sistema LAES.

Es fácilmente apreciable la diferencia entre los caudales mássico de los estados que corresponden a la fase de carga (estados 3C y 4C) y los pertenecientes a la de descarga (estados 1C y 2C), tal y como se puede apreciar en la figura 7. La razón se debe, al igual que en el caso anterior, en los tiempos de carga y de descarga. Para un análisis en régimen transitorio se obtendría el mismo contenido mássico circulando por los cuatro estados; sin embargo, el estudio se ha realizado en régimen estacionario para contribuir a un mejor entendimiento de las propiedades termodinámicas.

También se puede observar la pequeña diferencia de presión que existe entre algunos estados. Esto se debe a las pérdidas de carga que se

producen tanto en la ColdBox como en el Evaporador. Para hacer frente a esta pérdida de presión se han instalado los soplantes antes comentados. Aunque, se debe mencionar que el primero de los soplantes consigue aumentar la presión del aire atmosférico de 101 kPa a 150 kPa para producir una variación de entalpía específica mayor del aire circulante por el circuito HGCS y, así, conseguir un descenso de temperatura del flujo principal de aire mayor.

Por último, se destaca la temperatura (-180,5°C) a la que se consigue almacenar el aire para contribuir a la licuefacción del flujo principal que circula por la *ColdBox* de la fase de carga. Es un valor considerablemente bajo, pero lógico teniendo en cuenta que la transferencia de calor se realiza con el aire en estado líquido procedente de la fase de almacenamiento, el cual está a una temperatura de -193,5°C.

6.4.3 Estados circuito de aceite térmico

Según se ha considerado en esta configuración, existen etapas de interenfriamiento y de recalentamiento que mejoran el rendimiento del sistema completo. Estas etapas componen el circuito de aceite térmico que, como bien indica su nombre, está alimentado por un material que permite mantener elevadas cargas térmicas para utilizarlas en procesos posteriores gracias a sus características.

Este circuito está dividido en dos partes. En primer lugar, la etapa de interenfriamiento, en la que el aceite térmico absorbe calor del ciclo, se compone de un flujo de aceite a temperatura ambiente que se incorpora a los dos *Intercoolers* de la fase de carga. El resultado se da como un flujo a alta temperatura que se almacena en el depósito de aceite térmico caliente. Y, por último, durante la etapa de recalentamiento, el aceite alimenta los tres Superheater de la fase de descarga provocando que la temperatura del fluido disminuya. Como resultado se obtiene aceite térmico a temperatura ciertamente superior a la ambiente. Luego de una transferencia de calor (no analizada en este sistema), el aceite térmico se encuentra con las mismas propiedades que en la primera etapa y se almacena en el depósito de aceite térmico frío (figura 7).

A continuación, se muestran los resultados de los estados, según la Tabla 5, obtenidos tras la simulación del circuito de aceite térmico.

| ESTADO | CAUDAL MÁSSICO (m^3/kg) | PRESIÓN (kPa) | TEMPERATURA (°C) |
|--------|--------------------------------|---------------|------------------|
| 1H | 102,22 | 110 | 288,15 |
| 2H | 53,32 | 109 | 633,00 |
| 3H | 48,90 | 109 | 605,86 |
| 4H | 102,22 | 109 | 620,02 |
| 5H | 306,65 | 110 | 620,02 |
| 6H | 102,22 | 109 | 449,61 |
| 7H | 102,22 | 109 | 447,98 |
| 8H | 102,22 | 109 | 418,55 |
| 9H | 306,65 | 109 | 438,72 |

Tabla 5. Estados circuito de aceite térmico del sistema LAES.

Se aprecia como el fluido aumenta su temperatura desde los 288,2°C del almacenamiento en frío hasta los 620°C del estado 4H, según la Tabla 5.

Luego, se reduce bastante su temperatura por efecto de la transferencia de calor producida en los *Superheater*, obteniéndose a 438,7°C (estado 9H).

Finalmente, las variaciones en la presión se deben tanto a las pérdidas de carga (descensos) como al sistema de bombeo incorporado tras los depósitos de aceite térmico frío y caliente (incrementos).

6.4.4 Parámetros más importantes del sistema LAES

Tras haber conocido en profundidad las propiedades de cada uno de los estados que componen el sistema LAES, es necesario estudiar los parámetros más importantes de cada etapa.

Según la Tabla 6 que aparece a continuación, se conocen los valores de los parámetros más importantes de este sistema y la expresión que los determina.

Comenzando por los primeros valores, se destacan parámetros adimensionales. Estos hacen referencia a las relaciones de compresión y expansión que se dan lugar en las distintas fases del sistema LAES.

| PARÁMETRO DEL CICLO | ECUACIÓN | RESULTADO | UNIDADES |
|--|--|-----------|----------|
| Relación de compresión del compresor de aire principal, r_{c1} | $r_{c1} = p_2/p_1$ | 12,98 | - |
| Relación de compresión del compresor de aire principal, r_{c2} | $r_{c1} = p_4/p_3$ | 12,98 | - |
| Relación de expansión en la primera crioturbina, $r_{e,ct1}$ | $r_{e,ct1} = p_{11}/p_{10}$ | 0,06 | - |
| Relación de expansión en la segunda crioturbina, $r_{e,ct2}$ | $r_{e,ct2} = p_{13}/p_{12}$ | 0,11 | - |
| Relación de compresión en la bomba criogénica, $r_{c,bc}$ | $r_{c,bc} = p_{17}/p_{16}$ | 63,64 | - |
| Relación de expansión en el expansor, $r_{e,exp}$ | $r_{e,exp} = p_6/p_7$ | 0,01 | - |
| Relación de expansión en la primera turbina, r_{e1} | $r_{e1} = p_{21}/p_{20}$ | 0,25 | - |
| Relación de expansión en la segunda turbina, r_{e2} | $r_{e2} = p_{23}/p_{22}$ | 0,25 | - |
| Relación de expansión en la tercera turbina, r_{e3} | $r_{e3} = p_{25}/p_{24}$ | 0,25 | - |
| Consumo específico compresor de aire principal, w_{c1} | $w_{c1} = h_2 - h_1$ | 364,74 | kJ/kg |
| Consumo específico compresor de aire reciclado, w_{c2} | $w_{c2} = h_4 - h_3$ | 391,03 | kJ/kg |
| Consumo específico tren de compresión completo, w_c | $w_c = w_{c1} + w_{c2}$ | 755,76 | kJ/kg |
| Trabajo específico generado en la primera crioturbina, w_{ct1} | $w_{ct1} = (1 - a) \cdot (h_{10} - h_{11})$ | 6,34 | kJ/kg |
| Trabajo específico generado en la segunda crioturbina, w_{ct2} | $w_{ct2} = (1 - a) \cdot (h_{12} - h_{13})$ | 3,93 | kJ/kg |
| Trabajo específico generado por el expansor, w_{exp} | $w_{exp} = a \cdot (h_6 - h_7)$ | 17,58 | kJ/kg |
| Trabajo específico generado en el proceso de carga, w_t | $w_t = w_{ct1} + w_{ct2} + w_{exp}$ | 27,85 | kJ/kg |
| Trabajo específico de carga, w_{carga} | $w_{carga} = w_c - w_t$ | 727,92 | kJ/kg |
| Trabajo específico generado por la primera turbina, w_{t1} | $w_{t1} = h_{20} - h_{21}$ | 171,62 | kJ/kg |
| Trabajo generado por la segunda turbina, w_{t2} | $w_{t2} = h_{22} - h_{23}$ | 169,98 | kJ/kg |
| Trabajo específico generado por la tercera turbina, w_{t3} | $w_{t3} = h_{24} - h_{25}$ | 169,60 | kJ/kg |
| Consumo específico criobomba, w_{cb} | $w_{cb} = h_{17} - h_{16}$ | 10,48 | kJ/kg |
| Trabajo específico generado en la descarga, w_{desc} | $w_{desc} = w_{t1} + w_{t2} + w_{t3} + w_{cb}$ | 521,67 | kJ/kg |
| Calor absorbido por el aceite en el Intercooler 1, \dot{Q}_{ic1} | $\dot{Q}_{ic1} = \dot{m}_1 \cdot (h_2 - h_3)$ | 34176,47 | kW |
| Calor absorbido por el aceite en el Intercooler 2, \dot{Q}_{ic2} | $\dot{Q}_{ic2} = \dot{m}_1 \cdot (h_4 - h_5)$ | 40453,80 | kW |
| Calor cedido por el aceite en el Superheater 1, \dot{Q}_{sh1} | $\dot{Q}_{sh1} = \dot{m}_{air,Ld} \cdot (h_{20} - h_{19})$ | 45304,94 | kW |
| Calor cedido por el aceite en el Superheater 2, \dot{Q}_{sh2} | $\dot{Q}_{sh2} = \dot{m}_{air,Ld} \cdot (h_{22} - h_{21})$ | 38686,84 | kW |
| Calor cedido por el aceite en el Superheater 3, \dot{Q}_{sh3} | $\dot{Q}_{sh3} = \dot{m}_{air,Ld} \cdot (h_{24} - h_{23})$ | 38320,68 | kW |
| Potencia generada en el proceso de descarga, \dot{N}_{out} | $\dot{N}_{out} = (\dot{m}_{air,L} \cdot w_{desc})/t_d$ | 117,54 | MW |
| Potencia consumida en el proceso de carga, \dot{N}_{in} | $\dot{N}_{in} = (\dot{m}_{air,in} \cdot w_{carga})/t_c$ | 70,00 | MW |
| Trabajo generado por el ciclo, W_{out} | $W_{out} = \dot{N}_{out} \cdot t_d$ | 1269,43 | GJ |
| Trabajo consumido por el ciclo, W_{in} | $W_{in} = \dot{N}_{in} \cdot t_c$ | 2268,00 | GJ |
| Rendimiento térmico, $\eta_{th,LAES}$ | $\eta_{th,LAES} = W_{out}/W_{in}$ | 55,97 | % |

Tabla 6. Parámetros más importantes del sistema LAES.

Se corrobora, según estos valores, que las relaciones de compresión/expansión son iguales para cada etapa, respecto al proceso al que corresponden, a excepción de la expansión en las crioturbinas. En este caso, al no tener como objetivo principal la generación de potencia; sino la contribución a la licuefacción del flujo de aire principal, que ambas etapas presentasen la misma relación de expansión no fue una de las consideraciones preestablecidas.

Asimismo, y como es lógico, se atiende a cómo las relaciones de compresión representan valores muy superiores a la unidad. Mientras que, para las relaciones de expansión, el parámetro debe ser inferior para confirmar que la presión decae tras el proceso experimentado. Cabe destacar también que la mayor diferencia de presión se da en el cambio de fase que experimenta el fluido de trabajo en el expansor, donde el aire desciende de los iniciales 17820 kPa a la presión de almacenamiento (110 kPa), como bien se había comentado en el apartado anterior.

A continuación, toca analizar los trabajos específicos netos de los dos grandes procesos que conforman el sistema.

Por un lado, el trabajo específico de carga viene determinado por la diferencia entre el consumo comprendido en el tren de compresión y la generación de energía mecánica tanto en las crioturbinas como en el expansor. Evidentemente, el aporte en este caso no es ni mucho menos suficiente (Figura 25) como para satisfacer las necesidades de los compresores; sin embargo, reduce su consumo cumpliendo con uno de sus objetivos.

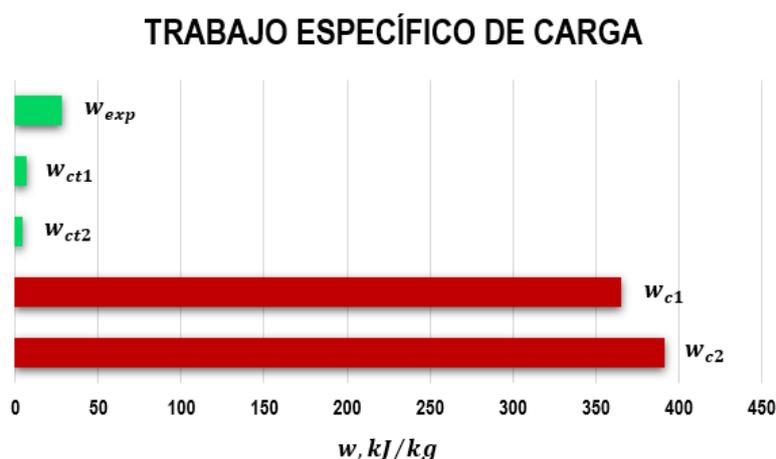


Figura 25. Trabajo específico de carga.

Fuente: Elaboración propia

Por otro lado, el trabajo total generado en la fase de descarga es débilmente reducido por el consumo de la bomba criogénica. De hecho, la alimentación de este aparato significa poco más del 2% del trabajo generado en la etapa de expansión, lo cual es positivo de cara al rendimiento térmico del ciclo. Gracias a la Figura 26 se puede apreciar gráficamente esta diferencia.

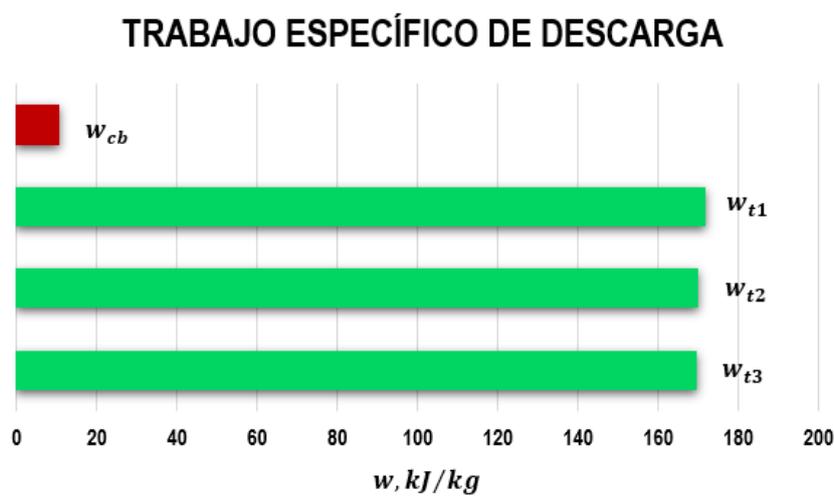


Figura 26. Trabajo específico de descarga.

Fuente: Elaboración propia

Tal y como se ha comentado en varias ocasiones, una de las modificaciones presentes en esta configuración con respecto al LAES original es la incorporación de etapas de interenfriamiento, en la fase de carga, y de recalentamiento, en la de descarga. Es interesante analizar los valores de carga térmica con los que operan estos procesos con el objetivo de optimizar el sistema.

En primer lugar, se conoce la existencia de dos interenfriadores (*Intercooler 1* y *2*, según la figura 8). Estos alimentan el aceite térmico que, posteriormente aumentará la energía térmica del aire, por lo que deben hacer frente a la demanda de estos estados. Asimismo, el *Intercooler 1* recibe energía térmica equivalente a más de 34 Megavatios; mientras que el *Intercooler 2* supera esta cifra alcanzando la absorción de casi 40,5 Megavatios. Teniendo en cuenta que estos son valores por unidad de tiempo (y que la duración del proceso de carga son nueve horas), se atiende a la gran magnitud de estos valores durante la producción de un día entero. Además, permite comprender en mejor detalle la razón por la

que el circuito de aceite térmico trabaja con caudales máxicos tan elevados, soliendo considerarse, previamente, como un circuito menor dentro del sistema LAES.

Por otro lado, en la fase de descarga se producen tres transferencias de calor en las que interactúa el aceite térmico con el aire del circuito principal, las etapas de recalentamiento. Se debe tener en cuenta que cuanto mayor sean estas transferencias, mayor será la energía cedida al fluido de trabajo, lo que supone un incremento en la producción neta del ciclo y, por consiguiente, mejorar el rendimiento térmico del sistema LAES. En estas tres etapas se ceden cantidades energéticas similares. Comenzando por el *Superheater 1*, se transfieren, aproximadamente, 45,3 Megavatios, siendo esta la mayor cantidad absorbida por el aire del circuito principal. A continuación, los otros dos intercambiadores (*Superheater 2* y *3*) experimentan una transferencia de calor en su interior de 38,6 y 38,3 Megavatios, respectivamente.

Si se analizan los resultados de estas transferencias de calor para una jornada completa; es decir, teniendo en cuenta el tiempo de las fases de carga y descarga, se atiende a una diferencia apreciable.

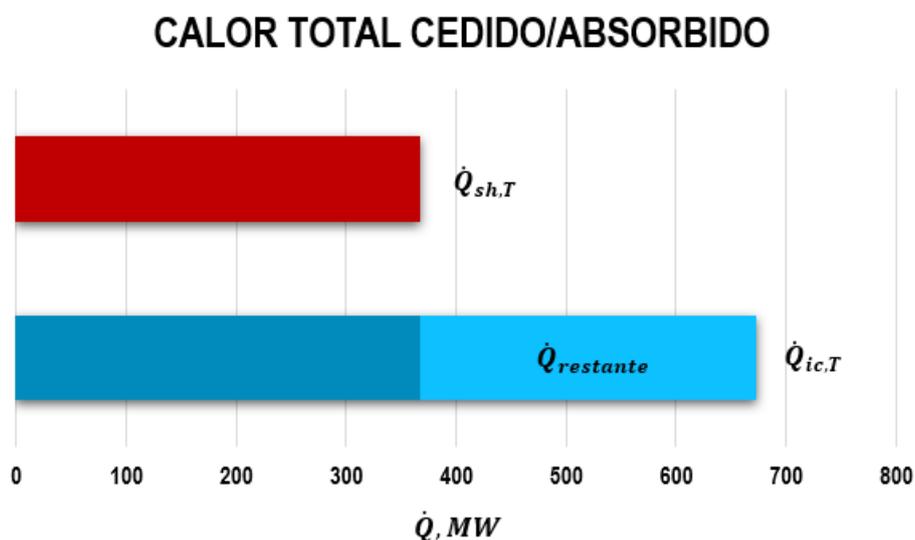


Figura 27. Calor total cedido/absorbido.

Fuente: Elaboración propia

Según la Figura 27, mientras que el calor absorbido por el aceite térmico supera los 671 Megavatios, el calor cedido por este fluido en las etapas de recalentamiento supone un valor ligeramente inferior a 367 Megavatios.

Según estos resultados, sólo el 54,6% del calor presente en el aceite térmico tras las etapas de interenfriamiento se aprovecha en el aumento de la energía del aire que alimenta las turbinas de la etapa de expansión. Es interesante, de cara a la mejora de la producción del sistema LAES, emplear parte de ese 45,4% en otros procesos, puesto que es una cantidad de calor importante, de hecho, representan más de 304 Megavatios, si se tiene en cuenta una jornada completa.

A continuación, analizando las dos fases principales del sistema LAES se puede determinar la potencia total generada o consumida, según el proceso, para un régimen transitorio. Este depende del tiempo establecido para cada una de las fases estudiadas: carga y descarga.

Para la obtención de estos parámetros es necesario conocer el caudal de aire que circula por cada fase ($m_{air,in}$ y $m_{air,L}$) y relacionarlo con el trabajo específico correspondiente (ya sea el trabajo de carga o el de descarga). De esta manera se determina el trabajo total por unidad de tiempo; es decir, W . Este parámetro tiene una gran importancia en el análisis de la operatividad del sistema, puesto que la relación entre el trabajo de carga y de descarga da como resultado el rendimiento térmico del ciclo.

En un principio, cabe esperar que el trabajo generado (denotado como W_{out} en la Tabla 6) sea ciertamente menor que el trabajo consumido; es decir, W_{in} , puesto que, en tal caso, se tendría un rendimiento superior al 100%, lo cual sería erróneo.

Por lo tanto, se obtienen los siguientes resultados. Para el trabajo de descarga se consiguen casi 1270 GJ; mientras que para el trabajo consumido en la fase de carga se alcanzan los 2268 GJ. Según estos valores que, por un lado, permiten contrastar la suposición realizada, principalmente dan a entender la magnitud de los valores con la que trabaja este tipo de sistemas. Gracias a ello se puede interpretar cómo su aplicación puede suponer una ayuda fundamental en el suministro de energía eléctrica en momentos de alto consumo.

Tras haber determinado el valor de los trabajos de carga y de descarga es necesario calcular la potencia que estos datos representan. La conveniencia de saber la magnitud de estos parámetros reside en obtener información del comportamiento del ciclo durante una jornada de trabajo; es decir, teniendo en cuenta el tiempo asignado para cada fase.

La relación que determina las potencias generada y consumida depende tanto de los trabajos antes comentados como de la duración de cada una de las fases (tiempo de carga y de descarga). De esta manera, los cálculos exponen que se generan 117,54 Megavatios en total. Si se compara este

valor con la potencia total consumida (70 Megavatios), siendo ésta un parámetro de diseño y conocida desde un principio, se puede apreciar una diferencia de 47,54 Megavatios. Este es un resultado positivo, puesto que, eficientemente, se produce más potencia que la que se consume. Cabe destacar que, según la función de diseño de este sistema que aprovecha la energía de fuentes renovables para satisfacer su consumo, la potencia aprovechable para contribuir con la demanda de horas pico en el suministro eléctrico serían los 117,54 Megavatios. Con lo cual, es un resultado más que interesante para ayudar en esta actividad.

Por último, para reflejar la productividad del sistema se debe analizar el rendimiento térmico que, según se explicó con anterioridad, se obtiene de la relación entre el trabajo de descarga y el consumido en la fase de carga, puesto que, según se define este parámetro, es la relación entre la potencia neta generada y el recurso que emplea el ciclo para su producción energética. Asimismo, el rendimiento del sistema LAES obtenido según la simulación ha sido del 56%, aproximadamente. Teniendo en cuenta otros documentos en los que analizan sistemas de este tipo como, por ejemplo: "*Liquid air energy storage (LAES) with packed bed cold thermal storage – From component to system level performance through Dynamic Modelling*", el resultado a esperar se ubica en torno al 50-60%. Según esta referencia, el rendimiento térmico obtenido cumple dentro del rango esperado.

6.5 Simulación del ciclo Rankine

Al igual que en el caso anterior, la modelización del ciclo Rankine se basa en el análisis de un sistema ordinario con varias modificaciones que permiten mejorar los parámetros del ciclo. Como ya se comentó, las modificaciones propuestas son, tanto la incorporación de una etapa de recalentamiento entre procesos de expansión, como la aplicación de una regeneración de calor por medio de un intercambiador abierto (desgasificador) alimentado, en parte, por una extracción del vapor expandido en las turbinas.

Para la resolución de este sistema se han propuesto las siguientes hipótesis:

- El fluido de trabajo empleado en el ciclo Rankine es agua, tanto en su forma líquida como de vapor según los cambios de fase que experimenta. Por otro lado, el fluido utilizado como refrigerante en la etapa de condensación también corresponde al agua.
- En los cálculos energéticos se consideran despreciables las variaciones de las energías cinética y potencial.
- El análisis energético, tanto para cada proceso como para el estudio del ciclo completo, se realizará en régimen estacionario.
- Todos los equipos, sobre todo los intercambiadores de calor presentan un comportamiento adiabático; es decir, están aislados térmicamente de manera perfecta y no permiten ninguna transferencia de calor con el exterior.
- Los equipos generadores y consumidores de energía mecánica operan con cierto rendimiento isentrópico.
- Existen ciertas pérdidas de carga en todos los intercambiadores de calor, siendo estas del 4%.
- El Desgasificador es un intercambiador de calor abierto; es decir, en él se mezclan los flujos entrantes.
- Se considera un incremento de temperatura del refrigerante en el condensador de 10°C.
- En los intercambiadores de calor pertenecientes al generador de vapor del ciclo no se estudia la variación energética del combustible utilizado. En su lugar, solo se considera la transferencia de calor que se realiza entre ambos flujos y en cómo afecta al fluido de trabajo, en este caso, el agua.

A continuación, se muestran los parámetros de diseño considerados para la resolución cuantitativa de las propiedades de los estados que componen el ciclo Rankine en la Figura 28:

| PARÁMETROS DE DISEÑO CICLO RANKINE | | |
|--|------|-------|
| Fluido de trabajo empleado en el ciclo Rankine, Agua | IF97 | - |
| Temperatura de entrada a la turbina de alta presión, T₁ | 560 | °C |
| Presión de entrada a la turbina de alta presión, p₁ | 120 | bar |
| Presión a la salida de la turbina de alta presión, p₂ | 25 | bar |
| Temperatura a la salida del recalentador, T₃ | 560 | °C |
| Presión a la salida de la turbina de baja presión, p₄ | 0,06 | bar |
| Presión de la extracción de la turbina de alta presión, p₇ | 6 | bar |
| Caudal másico que alimenta a la turbina de alta presión, m | 70 | kg/s |
| Título de vapor mínimo necesario para el estado 13, x₁₃ | 0,9 | - |
| Pérdidas de carga en los intercambiadores de calor, λ | 0,04 | - |
| Rendimiento isoentrópico de las turbinas, η_{iso_t} | 80 | % |
| Rendimiento isoentrópico de las bombas, η_{iso_b} | 75 | % |
| Incremento de temperatura del refrigerante, Δ T_{ref} | 10 | °C |
| Poder calorífico inferior del combustible, PCI | 40 | MJ/kg |

Figura 28. Parámetros de diseño del ciclo Rankine.

Fuente: Elaboración propia

Tras haber conocido los parámetros de diseño se procede a modelizar el ciclo Rankine Ordinario. En primer lugar, se simulan las propiedades correspondientes a cada estado termodinámico, cuyos resultados aparecen en la Tabla 7. Para reconocer cada estado se referencian según un orden numérico, tal y como se muestra en la Figura 15.

6.5.1 Estados ciclo Rankine

| ESTADO | CAUDAL MÁSSICO (m ³ /kg) | PRESIÓN (kPa) | TEMPERATURA (°C) | ENTALPÍA ESPECÍFICA (kJ/kg) | ENTROPÍA ESPECÍFICA (kJ/kgK) | TÍTULO DE VAPOR |
|--------|--|------------------|---------------------|--------------------------------|---------------------------------|-----------------|
| 1 | 70,00 | 120,00 | 560,00 | 3507,41 | 6,686 | - |
| 2 | 70,00 | 25,00 | 350,39 | 3127,87 | 6,844 | - |
| 3 | 70,00 | 24,00 | 560,00 | 3597,57 | 7,512 | - |
| 4 | 58,17 | 0,06 | 36,16 | 2533,41 | 8,222 | 0,986 |
| 5 | 58,17 | 0,06 | 35,42 | 148,39 | 0,511 | 0 |
| 6 | 58,17 | 6,00 | 35,48 | 149,19 | 0,511 | - |
| 7 | 11,83 | 6,00 | 382,73 | 3234,49 | 7,655 | - |
| 8 | 70,00 | 6,00 | 158,83 | 670,50 | 1,931 | 0 |
| 9 | 70,00 | 130,21 | 161,34 | 688,67 | 1,942 | - |
| 10 | 70,00 | 125,00 | 327,82 | 1511,46 | 3,529 | 0 |
| 11 | 77,78 | 125,00 | 327,82 | 1511,46 | 3,529 | 0 |

| ESTADO | CAUDAL MÁSSICO (m^3/kg) | PRESIÓN (kPa) | TEMPERATURA ($^{\circ}C$) | ENTALPÍA ESPECÍFICA (kJ/kg) | ENTROPÍA ESPECÍFICA (kJ/kgK) | TÍTULO DE VAPOR |
|--------|-----------------------------|---------------|-----------------------------|-----------------------------|------------------------------|-----------------|
| 12 | 77,78 | 130,21 | 328,21 | 1512,54 | 3,529 | - |
| 13 | 77,78 | 125,00 | 327,82 | 2558,18 | 5,270 | 0,900 |
| 14 | 70,00 | 125,00 | 327,82 | 2674,49 | 5,464 | 1 |
| 1C | 3990,66 | 0,02 | 18,00 | 75,55 | 0,268 | 0 |
| 2C | 3990,66 | 0,04 | 28,00 | 117,38 | 0,409 | 0 |

Tabla 7. Estados del ciclo Rankine.

A simple vista, tras observar los resultados obtenidos de la modelización del ciclo Rankine ordinario, se pueden apreciar valores muy interesantes. Por ejemplo, tras la primera etapa de expansión, el agua en forma de vapor reduce considerablemente su temperatura, concretamente, pasa de los $560^{\circ}C$ a $350,4^{\circ}C$. Con el objetivo de aumentar la potencia generada por las turbinas de vapor, el fluido de trabajo se somete a una transferencia de calor durante su paso por el Recalentador para aumentar esta propiedad termodinámica, ello consigue recuperar los $560^{\circ}C$ presentes en el estado 1. Por otro lado, y continuando con el análisis de la etapa de expansión, se aprecia cómo las irreversibilidades presentes en el proceso que ocurre en las turbinas incrementa la entropía específica del vapor, concretamente se pasa de tener $6,69$ kJ/kgK a $6,84$ kJ/kgK en la primera etapa; en cambio, la diferencia en el segundo proceso de expansión es mayor puesto que, de los $7,51$ kJ/kgK iniciales, se alcanzan $8,22$ kJ/kgK. Que la segunda etapa de expansión resulte mayor, en cuanto a diferencia energética de entalpía y entropía se refiere, significa que dicho proceso genera más energía mecánica que el resto. Por lo tanto, ya se intuye el comportamiento de las turbinas de vapor en los parámetros más importantes del ciclo.

A continuación, es apreciable como la etapa de condensación cumple su propósito con creces. Se reitera que, según se enuncia en el segundo principio de la termodinámica “*No es posible que el calor fluya desde un cuerpo frío hacia un cuerpo más caliente, sin necesidad de producir ningún trabajo que genere este flujo*”. Esto significa que debe haber una cesión de energía en forma de calor para que se cumpla la conservación de la energía, y para hacer frente a los elevados valores energéticos la transferencia que se lleva a cabo en el Condensador del ciclo Rankine debe ser de una magnitud considerable. En este caso, se aprecia cómo se reduce la energía del fluido de los $2533,4$ kJ/kg a $148,4$ kJ/kg y, además, considerándose un cambio de fase en el que se partía de una mezcla bifásica con un contenido de casi el 99% de vapor, a un líquido con propiedades de saturación (estados 4 y 5, respectivamente).

Para comprender la importancia de la regeneración que se produce en el Desgasificador, es necesario analizar la energía del estado obtenido como resultado de la mezcla se produce en este equipo. En un principio, el estado que se denota con el número 5 según la figura 15 sería el mismo que, luego de incorporarse a la Bomba BAC, entraría en el Economizador para experimentar la primera transferencia de calor en el proceso de generación de vapor. En tal caso, el flujo presentaría una entalpía específica de 148,4 kJ/kg antes de alimentar a la BAC; sin embargo, gracias a la combinación entre este flujo y el sangrado en la turbina de baja presión la energía que alcanza el fluido es de 670,5 kJ/kg; o lo que es lo mismo, considerando un incremento de 4,5 veces el valor inicial. El principal beneficio obtenido viene dado por la reducción en el valor de la transferencia de calor que se lleva a cabo en el Economizador; es decir, que disminuye el consumo energético del ciclo (\dot{Q}_{in}) y, en consecuencia, un descenso en la quema de combustible fósil. No obstante, esta modificación no tiene porqué suponer una mejora del rendimiento térmico del ciclo, puesto que; aunque el calor absorbido por el ciclo se reduce, también lo hace la potencia generada en la turbina al extraer parte del caudal circulante por la turbina de baja presión.

Tal y como se comentó con anterioridad, la bomba de circulación del Evaporador únicamente se instala con el objetivo de hacer frente a las pérdidas de carga que el fluido sufre en dicho intercambiador de calor; es decir, pasa de los 125 bar iniciales a 130,2 bar. Luego de esta etapa, el fluido recupera los 120 bar iniciales tras incorporarse al Sobrecalentador.

También, cabe destacar el título de vapor presente en la mezcla obtenida en la evaporación del agua líquida. Éste es un parámetro de diseño y se establece en un 90% con el objetivo de conseguir un mayor porcentaje de vapor saturado.

Por último, y focalizando la atención en el comportamiento del refrigerante empleado en el Condensador, se aprecia un enorme consumo másico si se compara con el caudal de agua que circula por el ciclo. En este caso, se requieren casi 4 toneladas por segundo de agua para satisfacer la cesión de calor realizada en el intercambiador y; aunque el orden de magnitud indique un consumo importante, lo cierto es que una demanda fácilmente de satisfacer según las consideraciones de construcción comentadas en apartados anteriores. Para hacer frente a ese caudal másico de agua, el ciclo de potencia Rankine se instala cerca de grandes acumulaciones de agua, como ríos, lagos o mares.

6.5.2 Parámetros más importantes del ciclo Rankine

| PARÁMETRO DEL CICLO | ECUACIÓN | RESULTADO | UNIDADES |
|--|--|-----------|----------|
| Relación de expansión en la turbina de alta presión, $r_{e,ap}$ | $r_{e,ap} = p_2/p_1$ | 0,208 | - |
| Relación de expansión en la turbina de media presión, $r_{e,mp}$ | $r_{e,mp} = p_7/p_3$ | 0,250 | - |
| Relación de expansión en la turbina de baja presión, $r_{e,bp}$ | $r_{e,bp} = p_4/p_7$ | 0,010 | - |
| Relación de compresión BAD, $r_{c,bad}$ | $r_{c,bad} = p_6/p_5$ | 104,167 | - |
| Relación de compresión BAC, $r_{c,bac}$ | $r_{c,bac} = p_9/p_8$ | 21,701 | - |
| Relación de compresión BAE, $r_{c,bae}$ | $r_{c,bae} = p_{12}/p_{11}$ | 1,042 | - |
| Calor cedido por el ciclo en el condensador, $\dot{Q}_{out,R}$ | $\dot{Q}_{out,R} = \dot{m}_{bp} \cdot (h_4 - h_5)$ | 138742,3 | kW |
| Calor absorbido por el ciclo en el economizador, \dot{Q}_{econ} | $\dot{Q}_{econ} = \dot{m} \cdot (h_{10} - h_9)$ | 57595,5 | kW |
| Calor absorbido por el ciclo en el evaporador, \dot{Q}_{evap} | $\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_{13} - h_{12})$ | 81328,1 | kW |
| Calor absorbido por el ciclo en el sobrecalentador, \dot{Q}_{sob} | $\dot{Q}_{sob} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_{14})$ | 58305,0 | kW |
| Calor absorbido por el ciclo en el recalentador, \dot{Q}_{rec} | $\dot{Q}_{rec} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2)$ | 32878,5 | kW |
| Calor total absorbido por el ciclo, $\dot{Q}_{in,R}$ | $\dot{Q}_{in,R} = \dot{Q}_{econ} + \dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{sob} + \dot{Q}_{rec}$ | 230107,1 | kW |
| Potencia generada en la turbina de alta presión, \dot{W}_{ap} | $\dot{W}_{ap} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2)$ | 26567,7 | kW |
| Potencia generada en la turbina de baja presión, \dot{W}_{bp} | $\dot{W}_{bp} = (\dot{m} \cdot h_3) - (\dot{m}_{sang} \cdot h_7) - (\dot{m}_{bp} \cdot h_4)$ | 66198,7 | kW |
| Potencia total generada por el ciclo, $\dot{W}_{out,R}$ | $\dot{W}_{out,R} = \dot{W}_{ap} + \dot{W}_{bp}$ | 92766,5 | kW |
| Potencia consumida por la bomba BAD, \dot{W}_{bad} | $\dot{W}_{bad} = \dot{m}_{bp} \cdot (h_6 - h_5)$ | 46,4 | kW |
| Potencia consumida por la bomba BAC, \dot{W}_{bac} | $\dot{W}_{bac} = \dot{m} \cdot (h_9 - h_8)$ | 1271,8 | kW |
| Potencia consumida por la bomba BAE, \dot{W}_{bae} | $\dot{W}_{bae} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_{12} - h_{11})$ | 83,4 | kW |
| Consumo total por parte del ciclo, $\dot{W}_{in,R}$ | $\dot{W}_{in,R} = \dot{W}_{bad} + \dot{W}_{bac} + \dot{W}_{bae}$ | 1401,6 | kW |
| Potencia neta del ciclo Rankine, $\dot{W}_{neta,R}$ | $\dot{W}_{neta,R} = \dot{W}_{in,R} - \dot{W}_{out,R} $ | 91364,9 | kW |
| Rendimiento térmico del ciclo Rankine, $\eta_{th,R}$ | $\eta_{th,R} = \dot{W}_{neta,R} / \dot{Q}_{in,R}$ | 39,7 | % |
| Relación de caudales, ψ | $\psi = \dot{m}_{ref} / \dot{m}$ | 57,0 | - |
| Consumo de combustible en el economizador, $\dot{m}_{c,econ}$ | $\dot{m}_{c,econ} = \dot{Q}_{econ} / PCI$ | 1,44 | kg/s |
| Consumo de combustible en el evaporador, $\dot{m}_{c,evap}$ | $\dot{m}_{c,evap} = \dot{Q}_{evap} / PCI$ | 2,03 | kg/s |
| Consumo de combustible en el sobrecalentador, $\dot{m}_{c,sob}$ | $\dot{m}_{c,sob} = \dot{Q}_{sob} / PCI$ | 1,46 | kg/s |
| Consumo de combustible en el recalentador, $\dot{m}_{c,rec}$ | $\dot{m}_{c,rec} = \dot{Q}_{rec} / PCI$ | 0,82 | kg/s |
| Consumo de combustible, \dot{m}_c | $\dot{m}_c = \dot{m}_{c,econ} + \dot{m}_{c,evap} + \dot{m}_{c,sob} + \dot{m}_{c,rec}$ | 5,75 | kg/s |
| Consumo de combustible en un día, $\dot{m}_{c,día}$ | $\dot{m}_{c,día} = \dot{m}_c \cdot 24 \text{ horas} \cdot 3600 \text{ s}$ | 497,03 | ton/día |
| Consumo de combustible en un año, $\dot{m}_{c,año}$ | $\dot{m}_{c,año} = \dot{m}_{c,día} \cdot 365 \text{ días}$ | 181416,5 | ton/año |
| Emissiones de CO_2 , \dot{m}_{CO_2} | $\dot{m}_{CO_2} = \dot{m}_c \cdot 3,16 \text{ kg de } CO_2$ | 17,55 | kg/s |
| Ton. diarias de CO_2 emitidas a la atmósfera, $\dot{m}_{CO_2,día}$ | $\dot{m}_{CO_2,día} = \dot{m}_{CO_2} \cdot 24 \text{ horas} \cdot 3600 \text{ s}$ | 1515,95 | ton/día |
| Ton. anuales de CO_2 emitidas a la atmósfera, $\dot{m}_{CO_2,año}$ | $\dot{m}_{CO_2,año} = \dot{m}_{CO_2,día} \cdot 365 \text{ días}$ | 553320,23 | ton/año |

Tabla 8. Parámetros más importantes del ciclo Rankine.

Tras haber comprendido el comportamiento del ciclo Rankine de manera numérica es preciso estudiar los parámetros más importantes del sistema. En la Tabla 8 se muestran estos resultados y su obtención.

Analizando los resultados de los parámetros más importantes del ciclo Rankine ordinario contemplado en este estudio, surgen muchos aspectos que comentar.

En primer lugar, se detallan valores de la relación de expansión/compresión que se da en cada uno de los equipos que conforman el sistema. Cabe destacar que, a diferencia del caso anterior (sistema LAES), los equipos asociados a un mismo proceso no presentan la misma relación de expansión/compresión, como, por ejemplo, las turbinas de alta y baja presión.

Sabiendo que este tren de expansión está formado por tres procesos (expansión de alta, media y baja presión, respectivamente), es de esperar que la menor relación ocurra en la expansión del fluido sangrado (se pasa de tener 24 bar a 6 bar), ya que no se efectúa todo el proceso de reducción energética del vapor que circula por el equipo. En cambio, en los otros dos procesos, el fluido de trabajo experimenta la expansión íntegra antes de su evacuación. No obstante, también es necesario anunciar que, debido a la incorporación de la etapa de recalentamiento del vapor que alimenta a la turbina de baja presión, el proceso que se realiza en la expansión de alta presión (donde hay una reducción desde los 120 bar hasta los 25 bar) no considera un descenso tan grande de esta propiedad termodinámica, como sí ocurre en la expansión de baja presión, donde se obtienen 0,06 bar de presión tras los 6 bar iniciales; es decir, 100 veces menor.

Por otro lado, los sistemas de bombeo instalados en este sistema continúan sin presentar la misma relación de compresión entre los estados que definen su funcionamiento. La razón se debe a que las tres bombas desempeñan tareas distintas. Mientras que en un caso se pretende hacer frente a las pérdidas de carga y, en otro, recuperar la presión reducida durante las etapas de expansión, por otro lado, se tiene por objetivo la regeneración de la energía del fluido.

En tal caso, la compresión realizada en la bomba BAD presenta la mayor relación, ya que produce el mismo efecto; pero de manera inversa, que la etapa de expansión de baja presión comentada anteriormente.

A continuación, se analizan las transferencias de calor importantes que se dan en el ciclo. Por un lado, la cesión por parte del fluido de trabajo hacia el refrigerante en su recorrido por el Condensador, o también denominado como \dot{Q}_{out} , deberá corresponder al elevado valor de caudal másico de

agua refrigerante obtenido en la Tabla 7. De hecho, se transfieren casi 139 Megavatios, lo cual es una cantidad importante que permite al fluido de trabajo recuperar las propiedades de saturación para unas condiciones de presión y temperatura bajas.

Por otro lado, y suponiendo la segunda y última gran transferencia de calor del ciclo Rankine, se tiene la generación de vapor. En este caso, se analizan los cuatro intercambiadores (Economizador, Evaporador, Sobrecalentador y Recalentador) por separado, pero teniendo en cuenta que el aporte energético del ciclo para la producción de energía eléctrica viene dado por la contribución íntegra de estos cuatro equipos.

Para empezar, se conoce previamente que el Economizador cumple la función de transformar las propiedades del líquido subenfriado procedente de la bomba BAC en valores de saturación. Debido al estado de la materia en el que se encuentra el agua, las temperaturas con las que opera no son muy elevadas, teniendo en cuenta la presión que previamente alcanzó el fluido durante el proceso de bombeo. Sin embargo, para entender la magnitud de la transferencia que se produce en este intercambiador de calor, se debe atender a la diferencia de energía entre los estados que conforman la entrada y la salida del equipo en cuestión. Para el caso del Economizador, la variación oscila entre los 823 kJ/kg (estados 9 y 10 de la Tabla 7), lo que se traduce en una tasa de calor transferido importante, siendo exactamente de 57,6 Megavatios.

Tras esta etapa, se tiene como propósito producir un cambio de fase del fluido, puesto que es necesario obtener vapor para alimentar al tren de expansión. Durante este proceso la variación de temperatura del fluido de trabajo no es relevante, ya que tras la transferencia de calor se siguen teniendo propiedades de saturación. De hecho, la temperatura se reduce acorde a la pérdida de presión causada por las pérdidas de carga en el Evaporador. Asimismo, este cambio de fase, que no llega a ser completo ya que se establece como parámetro de diseño el porcentaje de vapor de la mezcla (90%), supone una carga térmica importante, alcanzando la mayor tasa de calor transferido en el Generador de vapor superando los 81,3 Megavatios. Se aprecia que la variación de entalpía específica supera los 1045 kJ/kg, por lo que es lógico apreciar ese aumento de calor transferido. Además, se debe tener en cuenta que el caudal másico que circula por el Evaporador es ligeramente superior al que recorre el resto de intercambiadores, lo cual afecta en cierta medida.

Luego de ello, se incorpora una nueva etapa de absorción de calor. En este caso, se trata de aumentar, aún más, la energía del fluido para que la alimentación del tren de expansión sea realizada por vapor en estado sobrecalentado; es decir, con propiedades por encima de las de

saturación. En el análisis energético del Sobrecalentador se aprecia una diferencia de entalpía específica de 833 kJ/kg para el fluido de trabajo y, en consecuencia, la transferencia se estima en 58,3 Megavatios. Se puede apreciar poca diferencia entre esta transferencia y la realizada en el Economizador, y la razón viene dada por la variación energética del fluido durante su recorrido por el intercambiador.

Finalmente, como última etapa de la generación de vapor, se tiene el recalentamiento del vapor sobrecalentado expandido en la turbina de alta presión. Este proceso es el que menor tasa de calor transferido requiere, por lo que también presentará un consumo de combustible inferior al resto de intercambiadores pertenecientes al Generador de vapor. Asimismo, el calor transferido por unidad de tiempo supera los 32,8 Megavatios. Esa reducción con respecto al resto de intercambiadores viene dada por la variación de entalpía específica del fluido en su recorrido por el Recalentador, siendo esta de apenas 470 kJ/kg.

Teniendo en cuenta estas cuatro contribuciones, el aporte energético consumido por el ciclo, también conocido como \dot{Q}_{in} en este caso, presenta un valor de 230 Megavatios. Ciertamente, este resultado era esperable en comparación con el calor evacuado por parte del ciclo (\dot{Q}_{out}), ya que gran parte de ese calor se emplea en la generación de potencia mecánica en el tren de expansión.

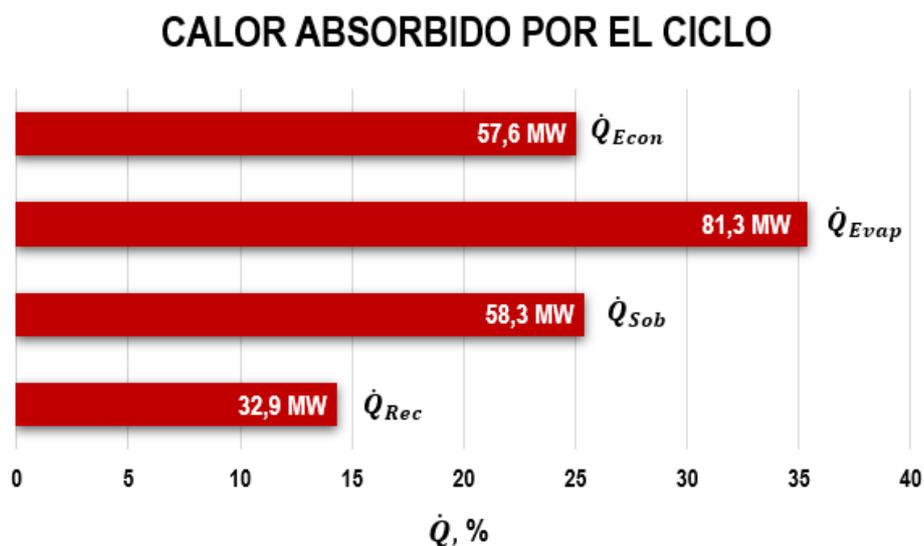


Figura 29. Calor absorbido por el ciclo Rankine.

Fuente: Elaboración propia

Según la Figura 29, se aprecia gráficamente como la energía calorífica transferida en el Evaporador supone un 35% del calor total absorbido por el ciclo, lo cual da a entender la importancia de este parámetro para el propósito del sistema.

Asimismo, cuanto mayor sea el calor necesario en la transferencia, mayor será el consumo de combustible fósil, por lo tanto, se deduce que el Evaporador es el intercambiador de calor que más demanda de fueloil presenta. De hecho, atendiendo a la Tabla 6 se pueden apreciar los consumos de combustible fósil asociados a cada intercambiador de calor. En primer lugar, con respecto al Economizador, se tienen 1,44 kg/s, muy similar al consumo por parte del Sobrecalentador, que presenta un caudal de fueloil de 1,46 kg/s. Luego, corroborando lo comentado anteriormente, la demanda del Evaporador supone un caudal de 2,03 y, por último, el consumo correspondiente al Recalentador se establece en 0,82 kg/s. Con lo cual, teniendo en cuenta las cuatro contribuciones, se obtiene un resultado total de 5,75 kg/s para el consumo de combustible en el Generador de vapor. Este resultado se puede expandir en función del estudio que se quiera realizar, ya sea dando una visión diaria de este dato (497 toneladas al día), o incluso global (181,4 toneladas al año).

Esto es interesante de cara a posibles modificaciones puesto que, con el motivo de reducir las emisiones de gases contaminantes a la atmósfera, se podría plantear el sustituir el consumo del intercambiador que mayor demanda de combustible muestra.

Recuperando la información antes comentada, cabe destacar que estos resultados arrojan información sobre la potencia neta generada durante la producción energética del ciclo Rankine. Si se aplica un balance de energía tomando como volumen de control la frontera que delimita la superficie del ciclo completo se obtiene la siguiente expresión:

$$0 = \dot{W}_{neta} + \dot{Q}_{out} - \dot{Q}_{in} \quad (37)$$

Según la ecuación 37, la potencia neta generada presenta un valor de 91 Megavatios. Es un resultado interesante puesto que será el producto que se transforme en energía eléctrica y pueda emplearse para el abastecimiento de la red eléctrica de núcleos urbanos, procesos industriales a gran escala, entre otros. También merece destacar que, tras la obtención de estos parámetros es posible conocer el valor del rendimiento térmico del ciclo. Se estima que el rendimiento para la

producción eléctrica de un ciclo Rankine ordinario oscila entre el 30-45%. En este caso, el parámetro que relaciona el aporte energético que consume el ciclo y la potencia neta producida presenta un valor del 39,7%, el cual entra dentro del intervalo esperable y que incluso da sensaciones positivas respecto a la operatividad del sistema, puesto que se aproxima al 40%.

Tras haber conocido el valor de la potencia neta, es interesante saber qué parámetros la definen. Este dato depende de todos los sistemas generadores/consumidores de energía que pertenezcan al ciclo, de tal manera que se realiza un balance entre potencia generada y potencia consumida. Lógicamente, la contribución generadora es considerablemente mayor que la consumidora, ya que de ello depende el rendimiento del sistema, por lo que ya se puede intuir la relación entre resultados.

Analizando los equipos generadores de potencia mecánica se tienen las dos turbinas de vapor (turbinas de alta y baja presión, según la figura 16), a las cuales corresponden las potencias de 26,5 Megavatios y 66,2 Megavatios, respectivamente. Se destaca que la energía generada por la turbina de baja presión es apreciablemente superior y ello se debe a que, como se comentó con anterioridad, permite que parte del fluido recalentado experimente el proceso de expansión completo.

Por otro lado, los equipos encargados de contribuir al consumo de energía mecánica se corresponden a los sistemas de bombeo del ciclo, en este caso, las bombas BAD, BAC y BAE. Según los objetivos comentados a priori, cada equipo presentará un consumo distinto. Mientras que en el caso de la BAC se observa una potencia de 1271 kilovatios, para la BAD y la BAE se aprecian 46,4 kilovatios y 83,5 kilovatios, respectivamente.

Tal y como se predijo en el apartado anterior, la potencia total generada (92,7 Megavatios) es considerablemente superior a la consumida (1,4 Megavatios), según los resultados recogidos en la Tabla 8.

Como último parámetro interesante extraíble de este ciclo cabe mencionar la relación entre el caudal másico del fluido de trabajo y el refrigerante que circula por el Condensador. Previamente se conocía la gran diferencia existente entre ambos valores, y la relación entre ellos (57 unidades) termina de exponer la magnitud entre ellos.

6.6 Simulación de la integración entre ciclos

Según se comentó en uno de los apartados anteriores, la integración entre el sistema LAES y el ciclo de potencia Rankine analizados se centra en la sustitución de la quema de combustible fósil por parte del flujo de aceite térmico, el cual viene procedente del sistema LAES y tiene el objetivo de realizar la transferencia de calor que se da en el Evaporador del ciclo Rankine.

Con lo cual, las hipótesis de trabajo empleadas en el análisis de la modelización de esta configuración se mantienen respecto al estudio individual de cada sistema y, en adición, se establecen las siguientes:

- Las propiedades termodinámicas del flujo correspondiente al ciclo Rankine (agua) que circula por el Evaporador no varían tras la integración analizada.
- Se considera un incremento en el caudal másico en el circuito de aceite térmico del sistema LAES.
- La temperatura del aceite térmico a la salida del Evaporador es de 160°C.

6.6.1 Estados circuito de aceite térmico tras la integración

Teniendo en cuenta que la integración entre sistemas únicamente altera los estados correspondientes al circuito de aceite térmico, solo se analizará como han variado estos valores tras el cambio de configuración.

| ESTADO | CAUDAL MÁSSICO (m^3/kg) | PRESIÓN (kPa) | TEMPERATURA (°C) |
|--------|--------------------------------|---------------|------------------|
| 1H | 168,21 | 110,00 | 288,15 |
| 2H | 87,75 | 108,90 | 633,00 |
| 3H | 80,46 | 108,90 | 605,86 |
| 4H | 168,21 | 108,90 | 620,01 |
| 5H | 504,64 | 110,00 | 620,01 |
| 6H | 197,98 | 108,90 | 433,15 |
| 7H | 102,22 | 108,90 | 416,26 |
| 8H | 102,22 | 108,90 | 447,98 |
| 9H | 102,22 | 108,90 | 449,61 |
| 10H | 504,64 | 108,90 | 436,07 |

Tabla 9. Estados circuito de aceite térmico del sistema LAES tras la integración.

En primer lugar, la principal diferencia con respecto al circuito de aceite térmico del sistema LAES aparece en el número de estados que lo conforman. Si bien en un principio sólo se tenían nueve estados (del 1H al 9H, según la Tabla 5), ahora aparece un décimo estado (10H respecto a la Tabla 9). Esto se debe a la incorporación del flujo que alimenta al Evaporador del ciclo Rankine.

En segundo lugar, se aprecia el aumento de caudal másico que circula por cada fase del sistema LAES. Para el recorrido de la fase de carga, se requería una cantidad de 102,22 kg/s, mientras que ahora se precisan 168,21 kg/s; es decir, realizar la incorporación planteada supone un aumento en la masa de aceite del 39,2%. Lo mismo ocurre con el aceite utilizado en la fase de descarga ya que, si en un principio se empleaban 306,65 kg/s, ahora es necesario alcanzar los 504,64 kg/s.

Atendiendo al nuevo flujo incorporado en este circuito, es apreciable el consumo másico que requiere en comparación con los estados correspondientes a las etapas de recalentamiento. En este caso, el estado 6H, según la Tabla 9, indica un gasto másico de casi 200 kg/s; mientras que para los estados 7H, 8H y 9H, apenas se superan los 100 kg/s. Esto quiere decir que, para poder llevar a cabo esa sustitución tan interesante de cara a la reducción de las emisiones nocivas hacia la atmósfera, es necesario suministrar casi el doble de aceite que el utilizado en un recalentador de la fase de descarga, lo que se traduce en una diferencia notable entre la transferencia que se realiza en el Evaporador del ciclo Rankine y la que permite recalentar el fluido tras cada expansión del sistema LAES.

Se puede apreciar también que, a causa de la modificación ya comentada, la temperatura a la que el aceite térmico regresa al depósito frío es inferior. Sin embargo, la diferencia no es notable puesto que se reduce en 2,6°C. Por lo tanto, seguirá siendo preciso realizar una transferencia de calor para evacuar parte de la carga térmica presente en este flujo.

Este es uno de los grandes inconvenientes de esa configuración. Aunque se consiga reducir positivamente las emisiones de gases contaminantes a la atmósfera durante el funcionamiento del proceso de descarga del sistema LAES, no se ha cumplido uno de los objetivos principales de la integración entre estos ciclos.

Este tipo de modificaciones obtienen mejores resultados de cara a la reducción de emisiones contaminantes empleando el ya comentado ciclo Rankine orgánico (ORC por sus siglas en inglés). Sin embargo, según las características de este sistema de almacenamiento energético, es complicado que se reduzca drásticamente la temperatura a la que el aceite

térmico regresa al depósito frío, por lo que, en cuanto a este objetivo se refiere, será complicado obtener valores más interesantes. De hecho, existen estudios [14] en los que se emplean un ORC y, aun así, incorporan la cesión de parte de la energía térmica del aceite en una etapa de regeneración asociado a otro proceso diferente.

6.6.2 Parámetros más importante tras la integración

Conociendo la reducción en cuanto a las emisiones de gases de efecto invernadero a la atmósfera que plantea esta configuración, basada en la integración entre un sistema de almacenamiento por licuefacción del aire y un ciclo de potencia Rankine ordinario, es imprescindible analizar la variación entre el caudal de fueloil empleado en la generación de vapor y la cantidad másica de dióxido de carbono (CO_2) que se cede a la atmósfera por segundo, durante una jornada e incluso en un año.

| PARÁMETRO DEL CICLO | ECUACIÓN | RESULTADO | UNIDADES |
|---|--|-----------|----------|
| Consumo de combustible durante la fase de descarga del sistema LAES, $\dot{m}_{c,LAESWRC}$ | $\dot{m}_{c,LAESWRC} = \dot{m}_{c,econLAESWRC} + \dot{m}_{c,sobLAESWRC} + \dot{m}_{c,recLAESWRC}$ | 3,72 | kg/s |
| Consumo de combustible en un día, $\dot{m}_{c,díaLAESWRC}$ | $\dot{m}_{c,díaLAESWRC} = (\dot{m}_c \cdot 3600 \text{ s} \cdot 24 \text{ h}) - (\dot{m}_{c,evap} \cdot 3600 \text{ s} \cdot 3 \text{ h})$ | 475,19 | ton/día |
| Consumo de combustible en un año, $\dot{m}_{c,añoLAESWRC}$ | $\dot{m}_{c,añoLAESWRC} = \dot{m}_{c,díaLAESWRC} \cdot 365 \text{ días}$ | 173444,36 | ton/año |
| Reducción de consumo de combustible tras la integración, τ | $\tau = (\dot{m}_{c,día} - \dot{m}_{c,díaLAESWRC}) / \dot{m}_{c,día}$ | 4,39 | % |
| Emisiones de CO_2 durante la fase de descarga del sistema LAES, $\dot{m}_{CO_2,LAESWRC}$ | $\dot{m}_{CO_2,LAESWRC} = \dot{m}_{c,LAESWRC} \cdot 3,05 \text{ kg de } CO_2$ | 11,34 | kg/s |
| Toneladas diarias de CO_2 emitidas, $\dot{m}_{CO_2,díaLAESWRC}$ | $\dot{m}_{CO_2,díaLAESWRC} = \dot{m}_{c,díaLAESWRC} \cdot 3,05 \text{ kg de } CO_2$ | 1449,33 | ton/día |
| Ton. anuales de CO_2 emitidas, $\dot{m}_{CO_2,añoLAESWRC}$ | $\dot{m}_{CO_2,añoLAESWRC} = \dot{m}_{c,añoLAESWRC} \cdot 3,05 \text{ kg de } CO_2$ | 529005,30 | ton/año |

Tabla 10. Parámetros más importantes obtenidos tras la integración estudiada.

Tras observar la Tabla 10, es fácilmente apreciable el parámetro de mayor importancia, aquel que realmente comenta el resultado de haber puesto en práctica la integración estudiada, es el caso de la reducción de consumo de combustible tras la integración (τ). Según este valor, considerar una sustitución del consumo de combustible fósil utilizado, por el aceite térmico empleado en el proceso de descarga del sistema LAES en la transferencia de calor realizada en el Evaporador del ciclo Rankine,

reduce en un 4,39% la cantidad de fueloil empleado en la generación de vapor.

En un principio, este resultado puede no parecer interesante debido al bajo porcentaje reducido; sin embargo, atendiendo a la magnitud de las emisiones contaminantes cedidas a la atmósfera, se aprecia un descenso destacable. Por ejemplo, (teniendo en cuenta que, por cada kilogramo de combustible quemado, se producen 3,05 kg de dióxido de carbono [17]) si en un principio el ciclo Rankine consumía 1516 toneladas al día de fueloil para realizar la jornada productiva, ahora la reducción conseguida permite ahorrar 66,5 toneladas. Y si se realiza un análisis anual de la producción contaminante hacia la atmósfera por parte del ciclo Rankine, cuando antes se emitían 553320 toneladas de CO_2 , tras la integración establecida la cifra disminuye a 529005 toneladas; es decir, se dejan de expulsar 24315 toneladas de CO_2 al año manteniendo una producción diaria de este ciclo.

El resto de parámetros que guardan cierto interés por lo que suponen de cara a rendimientos, consumos y producción se mantienen constantes y se pueden apreciar claramente en las Tablas 6 y 8 puesto que, como se estuvo comentando, la integración del sistema LAES y el ciclo Rankine ordinario no produce ningún cambio a excepción de la sustitución analizada.

7 CONCLUSIONES

7.1 Conclusiones

El análisis del sistema de almacenamiento energético por licuefacción del aire (LAES) planteado en este estudio ha permitido entender la posibilidad de producir potencia eléctrica como abastecimiento a la red eléctrica u otros procesos industriales de dos posibles maneras. Por un lado, la alternativa de realizar el proceso de carga (9 horas) durante el horario de bajo consumo e iniciar la fase de descarga (3 horas) en momentos de alta necesidad energética para contribuir a satisfacer la demanda eléctrica en combinación con otros ciclos de potencia. Y por otro, la posibilidad de adoptar un criterio más sostenible con el medioambiente apostando por el consumo de energías de fuentes renovables durante la fase de carga mientras que se produce la misma cantidad de potencia (117 MW), pero asumiendo que no se podrá realizar la descarga durante las horas de mayor consumo energético.

En este caso, se ha podido entender numéricamente el comportamiento basado en la primera situación, ya que permite un funcionamiento con tiempos de operación fijos (carga y descarga) gracias a la facilidad de tratamiento que disponen los combustibles fósiles. Y, respecto a la otra situación, el estudio conceptual ha conseguido exponer el potencial del sistema LAES en combinación con las energías renovables; sin embargo, debido al alcance establecido ha sido imposible determinar los resultados de una hipotética situación real, en la que los tiempos estimados para cada fase del sistema de almacenamiento variarían en función de aspectos meteorológicos.

A su vez, el análisis energético del ciclo completo ha permitido comprobar la magnitud de la potencia generada por este sistema; es decir, los casi 120 MW producidos tras las tres horas de operación de la fase de descarga. Este dato refleja la capacidad productiva del sistema LAES, convirtiéndolo en una alternativa interesante en la generación energética. Además, con un rendimiento térmico del 56%, asegura un comportamiento muy eficiente en base a su funcionalidad con respecto al resto de ciclos de potencia, puesto que, para casos como el ciclo Rankine también analizado, es imposible obtener tales resultados.

No obstante, una de las ideas que mayor interés despierta en la implementación de este tipo de sistemas es su posible integración con

otros ciclos termodinámicos. Según este estudio, la combinación entre un sistema LAES y un ciclo Rankine ordinario permite reducir parte del consumo de combustible (reducción del 4,39%) empleado en la generación de vapor del ciclo de potencia. Asimismo, gracias a este profundo análisis de las características que propone el almacenamiento energético por medio de la licuefacción del aire, ha sido posible entender el potencial energético aprovechable que realmente no se utiliza en las etapas de recalentamiento por medio del aceite térmico (304 MW), y sienta las bases en cuanto a posibles combinaciones con otras configuraciones que puedan requerir un aporte de calor para la mejora de sus parámetros, como rendimientos, potencia generada, etc.

Finalmente, aunque la combinación entre los dos ciclos establecidos no haya supuesto una mejoría considerablemente destacada, lo cierto es que la razón no se debe a que el sistema LAES presente malas características de acoplamiento; sino que los rangos en los que trabajan ambos ciclos no se compenentran adecuadamente. Sin embargo, existen otro tipo de instalaciones que, por sus características, presentan resultados muy interesantes en combinación con este sistema de almacenamiento, tales como el ciclo Rankine Orgánico (ORC) debido a la magnitud de las temperaturas con las que trabaja.

7.2 Conclusions

The analysis of the energy storage system by air liquefaction (LAES) proposed in this study has allowed us to understand the possibility of producing electrical power as a supply to the electrical grid or other industrial processes in two possible ways. On the one hand, the alternative of carrying out the charging process (9 hours) during low consumption hours and starting the discharge phase (3 hours) at times of high energy need to help meet the electricity demand in combination with other power cycles. And on the other, the possibility of adopting a more sustainable criterion with the environment, betting on the consumption of energy from renewable sources during the charging phase while the same amount of power is produced, but assuming that the discharge cannot be carried out during the hours of greatest consumption energetic.

In this case, it has been possible to understand numerically the behaviour based on the first situation, since it allows operation with fixed operating times (loading and unloading) thanks to the ease of treatment available to fossil fuels. And, regarding the other situation, the conceptual study has managed to expose the potential of the LAES system in combination with renewable energies; however, due to the established scope, it has been impossible to determine the results of a hypothetical real situation, in which

the estimated times for each phase of the storage system would vary depending on meteorological aspects.

At the same time, the energy analysis of the complete cycle has made it possible to verify the magnitude of the power generated by this system; that is to say, the almost 120 MW produced after the three hours of operation of the discharge phase. This data reflects the productive capacity of the LAES system, making it an interesting alternative in energy generation. In addition, with a thermal efficiency of 56%, it ensures a very efficient behaviour based on its functionality with respect to the rest of the power cycles, since, for cases such as the Rankine cycle also analysed, it is impossible to obtain such results.

Nevertheless, one of the ideas that arouses the greatest interest in the implementation of this type of system is its possible integration with other thermodynamic cycles. According to this study, the combination between a LAES system and an ordinary Rankine cycle allows to reduce part of the fuel consumption (reduction of 4,39%) used in the steam generation of the power cycle. Also, thanks to this in-depth analysis of the characteristics proposed by energy storage through air liquefaction, it has been possible to understand the usable energy potential that is not really used in the superheating stages by means of thermal oil (304 MW), and lays the groundwork for possible combinations with other configurations that may require a heat input to improve their parameters, such as thermal performance, generated power, etc.

Finally, although the combination of the two established cycles has not led to a considerable improvement, it is true that the reason is not because the LAES system has poor coupling characteristics, but because the ranges in which the two cycles work are not adequately matched. However, there are other types of installations that, due to their characteristics, present very interesting results in combination with this storage system, such as the Organic Rankine Cycle (ORC) due to the magnitude of the temperatures at which it works.

8 BIBLIOGRAFÍA

[1] Wikipedia. “Segunda Revolución Industrial”. Accedido: Jul. 14, 2022. [Online]. Disponible en:

https://es.wikipedia.org/wiki/Segunda_Revolución_Industrial

[2] IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change). Web Oficial. Accedido: Jul.14, 2022. [Online]. Disponible en:

https://archive.ipcc.ch/home_languages_main_spanish.shtml

[3] El Confidencial. “Almacenar energía: el gran reto de las renovables”. Accedido: Ago.1, 2022. [Online]. Disponible en:

https://www.elconfidencial.com/medioambiente/energia/2021-05-01/almacenamiento-energia-gran-reto-renovables_3059092/

[4] Dumon, Roger., y Tortosa Cerezo, Enrique (1981). “Energía Solar Y Almacenamiento De Energía”. 1ª edición. Barcelona: MASSON, SA.

[5] Investigación y Ciencia. “Sistemas de almacenamiento energético”. Accedido: Ago.1, 2022 [Online]. Disponible en:

<https://www.investigacionyciencia.es/revistas/investigacion-y-ciencia/el-bosn-de-higgs-557/sistemas-de-almacenamiento-energetico-9032#:~:text=Existen%20diversas%20técnicas%20de%20almacenaje,su s%20propias%20ventajas%20e%20inconvenientes.>

[6] Wikipedia. “Ciclo de Linde-Hampson”. Accedido: Ago.2, 2022. [Online]. Disponible en:

https://es.wikipedia.org/wiki/Sistema_de_Linde-Hampson#:~:text=El%20sistema%20de%20Linde-Hampson,expansión%20y%20cámara%20de%20licuación.

[7] Sciacovelli, Adriano, Vecchi, Andrea y Ding, Yulong (2017). “*Liquid air energy storage (LAES) with packed bed cold thermal storage – From component to system level performance through dynamic modelling*”. Accedido: Mar.10, 2022. [Online]. Disponible en:

https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261916319018?casa_token=KqqKM0ZU6AsAAAAA:m6wMnGHlqW97af3pHNMCGxOE5J_2dwEPVv5oPyxFkb2Rh1q6346vQRAYfrSTGRQL2d3YxsLjdg

[8] Morgan, Robert, Nelmes, Stuart, Gibson Emma y Brett Gareth (2014). "*Liquid air energy storage. Analysis and first results from a pilot scale demonstration plant*". Accedido: Ago.2, 2022. [Online]. Disponible en:

https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261914008009?casa_token=4sZhZU2_0uwAAAAA:zli8jGOrZqJuY4AhTX0kICNNrQt7bTzzE-2OEAPHO_CodNbLrjl61exqrrQAYhXWmr8nM3AzFA

[9] Iberdrola. "Almacenamiento de energía: la clave de un future descarbonizado". Accedido: Ago.3, 2022. [Online]. Disponible en:

<https://www.iberdrola.com/sostenibilidad/almacenamiento-de-energia-eficiente>

[10] Ciudad Sostenible. "¿Qué ventajas tienen los sistemas de almacenamiento de energía?". Accedido: Ago.3, 2022. [Online]. Disponible en:

<https://www.ciudadesostenible.eu/almacenamiento-de-energia-renovable/>

[11] Blog La Singularidad Desnuda. "El problema del almacenamiento de energía". Accedido: Ago.3, 2022. [Online]. Disponible en:

<https://singularidad.wordpress.com/2010/01/22/el-problema-del-almacenamiento-de-energia/>

[12] Moran, Michael J., Shapiro, Howard N. (2004). "Fundamentos de termodinámica técnica". 2ª edición. Barcelona: Editorial Reverté, SA.

[13] Tafone, Alessio, Ding, Yulong, Li Yongliang, Xie, Chunping y Romagnoli, Alessandro (2020). "*Levelised Cost of Storage (LCOS) analysis of liquid air energy storage system integrated with Organic Rankine Cycle*". Accedido: Ago.18, 2022. [Online]. Disponible en:

https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544220303820?casa_token=l0AZGXTJRSoAAAAA:x2hCkMSuOIH4L6wpj5SSvFdgKAS-OtVq0DfXAqaCmRfR8BG4sHLUq7vmHQkXL08jKaA5OcHpVg

[14] Tafone, Alessio, Borri, Emiliano, Comodi, Gabriele, van den Broek, Martijn y Romagnoli, Alessandro (2017). "*Liquid Air Energy Storage performance enhancement by means of Organic Rankine Cycle and Absorption Chiller*". Accedido: Ago.18, 2022. [Online]. Disponible en:

https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S030626191831002X?casa_token=JjpGqFUy89EAAAAA:DAvdn6eNsq4bjkAPF9uepBULI5rm6DvIrneKPlzftxxo3VenSJ9ZDtEMsWcDuVNpD9mPA2mb_Q

[15] Donoso Martín, Irene (2020). “Diseño, optimización y simulación energética de una planta de almacenamiento de energía basada en la licuación de aire. Estudio teórico y análisis de costes”. Accedido: Mar.20, 2022. [Online]. Disponible en:

https://oa.upm.es/63495/1/TFG_IRENE_DONOSO_MARTIN.pdf

[16] Energía Solar “¿Qué es la entropía en termodinámica?”. Accedido: Ago.20, 2022. [Online]. Disponible en:

<https://solar-energia.net/termodinamica/propiedades-termodinamicas/entropia>

[17] Generalitat de Catalunya. Comisión interdepartamental del Cambio Climático (2011). “Guía práctica para el cálculo de emisiones de gases de efecto invernadero”. Accedido: Sept.5, 2022. [Online]. Disponible en:

<https://www.caib.es/sacmicrofront/archivopub.do?ctrl=MCRST234ZI97531&id=97531>

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

**ANÁLISIS DE LA INCORPORACIÓN
DE UN SISTEMA LAES PARA LA
PRODUCCIÓN ELÉCTRICA DE UN
CICLO RANKINE**

ANEXO I: ESQUEMA DEL SISTEMA LAES

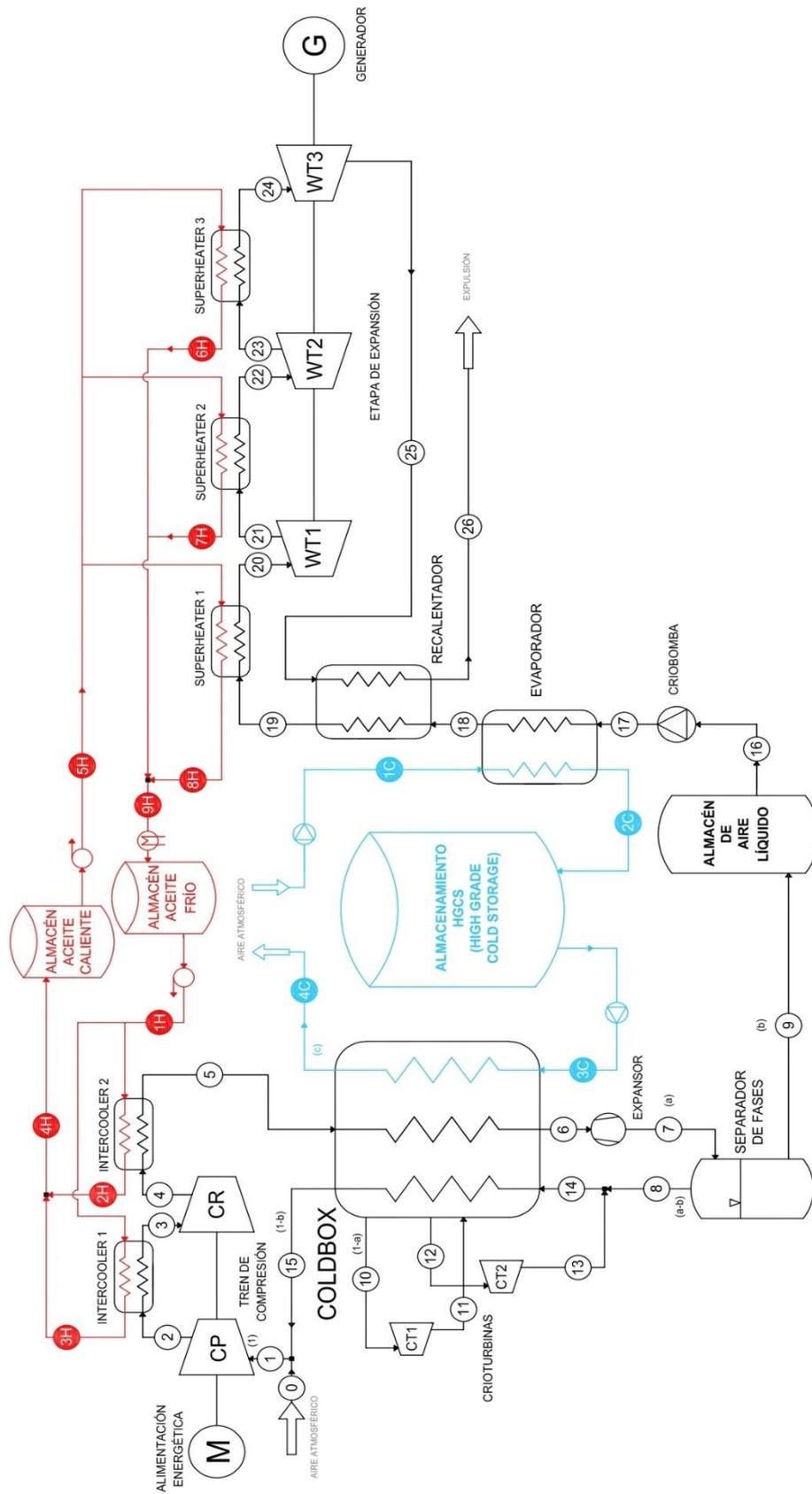
AUTOR:

MOISÉS LUIS SOCAS

TUTOR:

VICENTE JOSÉ ROMERO TERNERO

La Laguna, SEPTIEMBRE de 2022



UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

**ANÁLISIS DE LA INCORPORACIÓN
DE UN SISTEMA LAES PARA LA
PRODUCCIÓN ELÉCTRICA DE UN
CICLO RANKINE**

ANEXO II: ESQUEMA DEL CICLO RANKINE

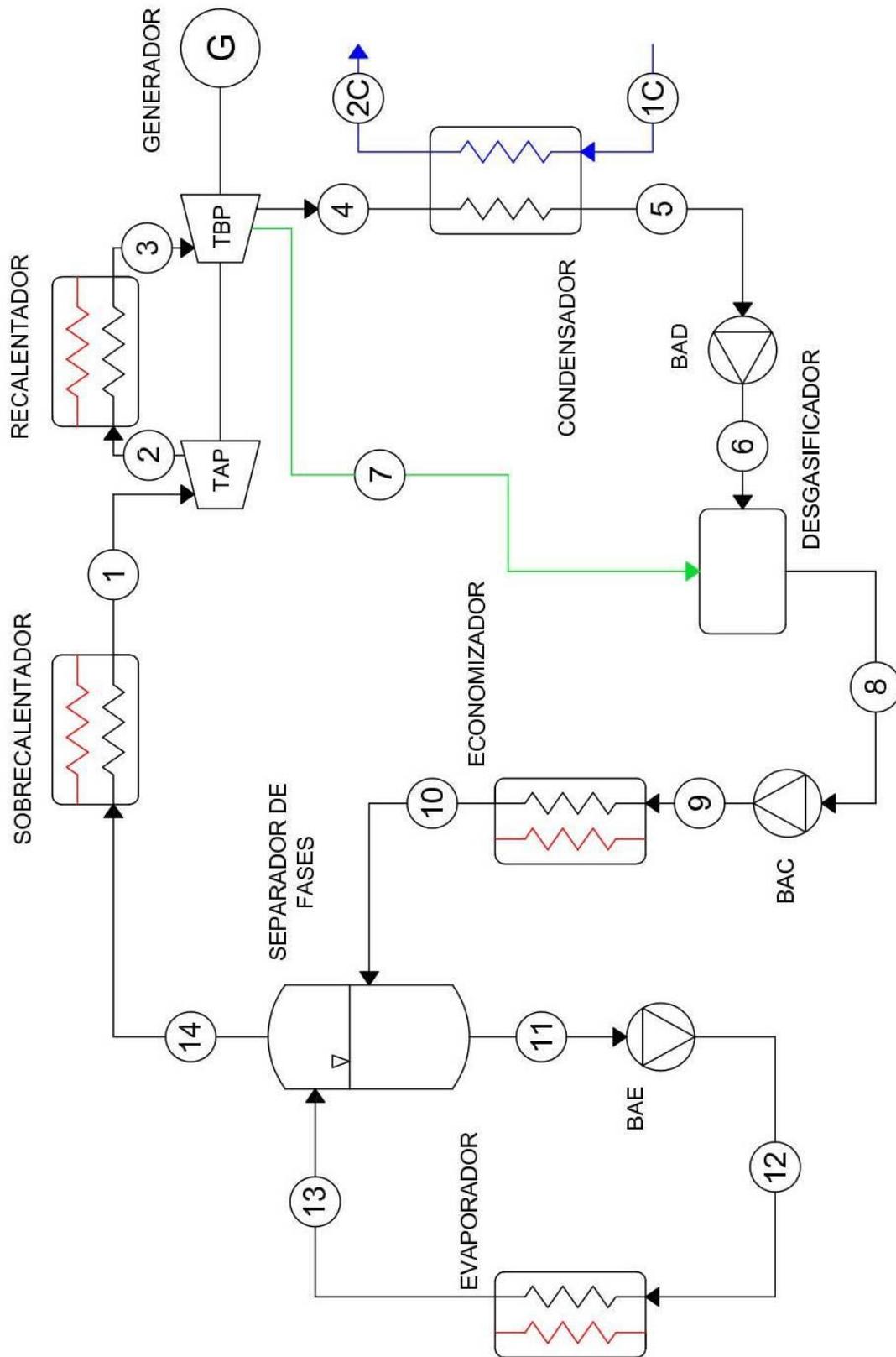
AUTOR:

MOISÉS LUIS SOCAS

TUTOR:

VICENTE JOSÉ ROMERO TERNERO

La Laguna, SEPTIEMBRE de 2022



UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

**ANÁLISIS DE LA INCORPORACIÓN
DE UN SISTEMA LAES PARA LA
PRODUCCIÓN ELÉCTRICA DE UN
CICLO RANKINE**

**ANEXO III: ESQUEMA DE LA INTEGRACIÓN
ENTRE AMBOS SISTEMAS**

AUTOR:

MOISÉS LUIS SOCAS

TUTOR:

VICENTE JOSÉ ROMERO TERNERO

La Laguna, SEPTIEMBRE de 2022

