



GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO ALMACENAMIENTO DE ELECTRICIDAD A TRAVÉS DE BATERÍAS CARNOT INTEGRADAS TÉRMICAMENTE CON GEOTERMIA

Autor: Sergio Vidal Gómez

Director: José Ignacio Linares Hurtado

Co-Director: Eva Arenas Pinilla

Madrid

Julio de 2025

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título
**Almacenamiento de electricidad a través de baterías Carnot integradas térmicamente
con geotermia**

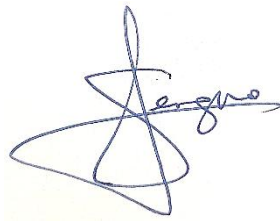
en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el

curso académico 2024/25 es de mi autoría, original e inédito y

no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos.

El Proyecto no es plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido

tomada de otros documentos está debidamente referenciada.



Fdo.: Sergio Vidal Gómez

Fecha: 13/07/2025

Autorizada la entrega del proyecto

LOS DIRECTORES DEL PROYECTO

Fdo.: José Ignacio Linares Hurtado

Fecha: 13/07/2025

Fdo.: Eva Arenas Pinilla

Fecha: 13/07/2025



GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO ALMACENAMIENTO DE ELECTRICIDAD A TRAVÉS DE BATERÍAS CARNOT INTEGRADAS TERMICAMENTE CON GEOTERMIA

Autor: Sergio Vidal Gómez

Director: José Ignacio Linares Hurtado

Co-Director: Eva Arenas Pinilla

Madrid

Julio 2025

Agradecimientos

A mis directores José Ignacio Linares y Eva Arenas, por haberme dado la oportunidad de realizar este proyecto, y por ayudarme y apoyarme, con toda su paciencia, en la realización de este Trabajo de Fin de Grado.

A mi madre, por haberme dado los medios para poder realizar esta carrera, y por confiar en mi y apoyarme en todos mis pasos.

ALMACENAMIENTO DE ELECTRICIDAD A TRAVÉS DE BATERÍAS CARNOT INTEGRADAS TÉRMICAMENTE CON GEOTERMIA

Autor: Vidal Gómez, Sergio.

Directores: Linares Hurtado, José Ignacio; Arenas Pinilla, Eva

Entidad Colaboradora: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

RESUMEN DEL PROYECTO

Este proyecto tiene como objetivo el diseño de una planta de almacenamiento eléctrico (PTES o batería Carnot) integrada con un recurso geotérmico de baja entalpía. El sistema propuesto utiliza CO₂ supercrítico en ciclos Brayton inverso y directo, combinados con aceite Therminol VP1 como medio de almacenamiento térmico.

La planta opera en tres modos: un ciclo de carga basado en una bomba de calor con ciclo inverso de Brayton, que transfiere 46,7 MWt al almacenamiento durante las horas valle del día con un COP de 1,69; un ciclo de descarga en el que un ciclo directo de Brayton genera 18,6 MWe con una eficiencia del 15,9 % durante las horas pico del día y un ciclo intermedio entre ambos que almacenará calor para suministrar vapor saturado a 180 °C de forma continua durante el día. El sistema emplea un lazo cerrado de aceite térmico Therminol VP1 como medio de almacenamiento, y un diseño común que permite compartir intercambiadores y reducir la inversión requerida.

El modelado termodinámico se ha realizado con EES, incluyendo el dimensionamiento detallado de turbomáquinas de una etapa con velocidades de 11000 y 14000 rpm, intercambiadores de calor PCHE, y redes de tuberías calculadas conforme a la norma ASME B31.1. El análisis económico arroja un coste nivelado de la electricidad (LCOE) de 1463 €/MWh en la configuración base, que se reduce a 1300 €/MWh al aumentar la duración del ciclo de descarga de 2 a 5 horas. Esta estrategia permite reducir el CAPEX total en un 20 % y disminuir los costes operativos, mejorando la competitividad del sistema. Posteriormente, al duplicar la capacidad de la planta con esas 5 horas de descarga, el LCOE se reduce aún más hasta 1079 €/MWh, lo que demuestra una clara economía de escala. La eficiencia global del sistema (RTE) se mantiene en torno al 27 %, limitada principalmente por la baja temperatura inicial del recurso geotérmico.

A nivel técnico, el uso de un ciclo Brayton inverso ha permitido simplificar la integración entre los ciclos de carga, descarga y vapor, así como compartir componentes clave. El diseño de la planta muestra que una solución integrada de esta naturaleza es viable desde el punto de vista termodinámico, pese a que económicamente, la baja temperatura del recurso geotérmico y la alta inversión en componentes impide que esta solución sea rentable hoy en día.

Palabras clave: Geotermia, Batería Carnot, CO₂ supercrítico, Ciclo Brayton inverso, PTES, vapor, Therminol VP1.

1. Introducción

Este proyecto parte del contexto global de aumento de emisiones de gases de efecto invernadero desde la revolución industrial, lo cual ha motivado políticas internacionales como el Pacto Verde Europeo, cuyo objetivo es lograr la neutralidad climática para 2050 [1]. Aunque España ha avanzado en la integración de energías renovables, las tecnologías predominantes como la eólica o la solar fotovoltaica presentan intermitencias que comprometen la estabilidad del sistema eléctrico frente a fuentes fósiles despachables. Este problema se evidencia en la variabilidad diaria de la generación renovable.

Frente a este desafío, el almacenamiento energético se posiciona como herramienta clave para garantizar el aprovechamiento de las renovables y aportar firmeza a la red. En este marco se desarrolla el proyecto, que propone una planta de almacenamiento de energía eléctrica mediante una batería Carnot, alimentada con calor geotérmico de baja entalpía.

2. Estado de la técnica

La geotermia es una fuente renovable firme, gestionable y con un gran potencial en la Península Ibérica, a pesar de que actualmente se encuentra infrautilizada. Aunque en España no existe aún ninguna planta geotérmica de generación eléctrica en operación, sí se han identificado recursos de baja y media entalpía aprovechables. Su baja temperatura limita la conversión directa en electricidad, pero lo convierte en un recurso ideal para aprovechar directamente el calor en climatización. Esta práctica está ampliamente extendida en regiones como Cataluña e incluso existen proyectos para emplear la geotermia en la climatización de invernaderos en Níjar, Almería [2].

Respecto al almacenamiento de energía, actualmente se utilizan principalmente dos tecnologías: el bombeo hidráulico y las baterías de ion-litio. Por este motivo, recientemente se ha comenzado a buscar alternativas tecnológicas como el almacenamiento térmico, el almacenamiento en aire comprimido o el almacenamiento en hidrógeno verde. En este contexto, el almacenamiento por bombeo térmico se posiciona como una alternativa escalable y económica. Los sistemas PTES o baterías Carnot permiten almacenar calor en medios como sales fundidas, rocas o aceites térmicos y convertirlo posteriormente en electricidad. Existen ejemplos reales de puesta en funcionamiento de baterías Carnot de este tipo, como el de la universidad de Newcastle [3], que ha alcanzado eficiencias de ciclo superiores al 50 % y presentan un gran potencial.

El sistema propuesto en este proyecto emplea una bomba de calor de alta temperatura basada en un ciclo Brayton inverso con CO₂ supercrítico, que permite elevar el calor geotérmico de 80 a 300 °C con alta eficiencia. Este diseño ha sido estudiado para su

utilización con almacenamiento térmico, y se ha introducido una modificación con el objetivo de conseguir plantas reversibles, dando muy buenos resultados técnicos [4].

3. Metodología

El diseño, modelado y evaluación de la planta se ha estructurado en tres ciclos principales: un ciclo de carga, un ciclo de descarga y un ciclo de generación de vapor. Esta arquitectura permite desacoplar la producción térmica geotérmica de la demanda eléctrica, manteniendo el pozo en operación constante y optimizando el aprovechamiento del recurso.

El recurso geotérmico seleccionado se ha ubicado en San Sebastián de los Reyes (Madrid), con una temperatura de 80 °C y un caudal de 70 kg/s, lo que lo convierte en un recurso geotérmico idóneo para su aprovechamiento en este proyecto. El sistema almacena el calor extraído en un lazo cerrado de aceite térmico Therminol VP1, con un rango de temperaturas de 150 y 300 °C, dimensionado para operar con tanques separados y permitir simultáneamente acumulación y producción de vapor.

Los tres ciclos han sido modelados mediante el software EES [5], aplicando balances de energía, ecuaciones de estado y pérdidas de presión representativas. El fluido de trabajo empleado es CO₂ supercrítico por sus propiedades térmicas, alta densidad energética y bajo impacto ambiental. El diseño de turbomáquinas se ha realizado con el método de Baljé, seleccionando compresores y turbinas de una sola etapa que operan en rangos seguros de velocidad y presión. Los intercambiadores PCHE han sido dimensionados mediante un modelo iterativo disponible en las librerías de EES, que divide el intercambiador en N segmentos para calcular el intercambio de calor de cada uno maximizando la eficiencia y reduciendo pérdidas térmicas. Las tuberías han sido calculadas siguiendo normas ASME y NORSOK, empleando Inconel 740H y acero A213-TP316 de forma combinada según el ciclo.

Finalmente, se ha desarrollado un análisis de viabilidad económica estimando el CAPEX mediante relaciones para componentes que usan como fluido de trabajo CO₂ supercrítico y añadiéndole el coste de tuberías, instrumentación, almacenamiento y costes indirectos. Después se ha calculado el OPEX teniendo en cuenta el coste de mantenimiento, consumo eléctrico y valorización del vapor, y de esta forma se halló el LCOE de la planta.

4. Resultados

Los resultados principales de la planta se pueden ver en la siguiente tabla:

COP ciclo de carga y vapor	1,69
----------------------------	------

Eficiencia ciclo de descarga	15,91 %
Potencia térmica ciclo de carga	46,659 MW _t
Potencia eléctrica neta generada (descarga)	18,6 MW _e
Caudal de CO ₂ (carga / descarga/vapor)	297,8 kg/s / 549,6 kg/s/309,2 kg/s
Caudal de aceite (carga / descarga)	147,1 kg/s / 367,8 kg/s
Producción de vapor útil	7,6 kg/s a 180 °C
UA total intercambiadores (carga)	11654 kW/K
UA total intercambiadores (descarga)	17109 kW/K
UA total intercambiadores (vapor)	6563 kW/K
Inversión total planta (base)	136,2 M€
LCOE planta base	1463 €/MWh _e
LCOE planta con 5h de descarga	1300 €/MWh _e
LCOE planta con 5h de descarga y capacidad duplicada	1079 €/MWh _e
Eficiencia global del sistema (<i>round-trip efficiency</i>)	27 %

5. Conclusiones

El proyecto confirma la viabilidad técnica de hibridar un recurso geotérmico de baja entalpía con una batería Carnot basada en ciclos Brayton con CO₂ supercrítico. La planta diseñada permite cargar un almacenamiento térmico con excedentes eléctricos, generar electricidad en momentos de demanda y producir vapor industrial de forma continua. Se logra un COP de 1,69 en los modos de carga y vapor, una eficiencia del 15,9 % en descarga y una eficiencia global (carga/descarga o RTE) del 26,9 %, coherente con la baja temperatura y caudal del recurso.

Las turbomáquinas se han dimensionado con una etapa, operando al límite mecánico en compresión, y los intercambiadores PCHE garantizan alta transferencia térmica sin grandes pérdidas de presión. En términos económicos, la planta base requiere una inversión de 136,2 M€, obteniéndose un LCOE de 1463 €/MWh_e. Al aumentar la duración del ciclo de descarga a 5 horas, se reduce el CAPEX total y el LCOE baja a 1300 €/MWh_e. Posteriormente, al duplicar la capacidad de la planta, el LCOE se reduce aún más hasta 1079 €/MWh_e, lo que evidencia claras posibilidades de escalado. Además, la valorización del vapor térmico como sustituto de calderas de gas mejora significativamente la viabilidad del proyecto en escenarios con precios del gas elevados, y esta tecnología puede ser todavía más competitiva si se puede reducir la inversión en componentes mediante subvenciones o mejoras tecnológicas. Por último, la configuración Brayton inversa modificada permite compartir equipos entre ciclos, aunque la reversibilidad completa del sistema no será posible por diferencias entre los ciclos de carga y de descarga.

Trabajos futuros incluyen explorar fuentes geotérmicas de mayor calidad o EGS, sustituir el ciclo Brayton de potencia por un ORC para mejorar la eficiencia en descarga, comparar el ciclo Brayton modificado con el convencional, y estudiar nuevas soluciones constructivas para reducir el CAPEX de los equipos principales.

6. Referencias

[1] Comisión Europea, "Pacto verde europeo: Consecución de nuestros objetivos," 2021 Available: https://ec.europa.eu/commission/presscorner/detail/es/fs_21_3688.

[2] Cardial S.L, "Proyecto de “Sondeo de inyección para la ampliación de la batería de sondeos del PROYECTO DE APROVECHAMIENTO DEL RECURSO GEOTÉRMICO PROFUNDO PARA INVERNADEROS E INDUSTRIA DE NIJAR”, " *Junta De Andalucía*, 2022. Available: <https://www.juntadeandalucia.es/sites/default/files/2024-11/1-%202022-03-29%20-%2040626-01%20-%20Proyecto%20de%20sondeo.pdf>.

[3] Newcastle University. (Nov 2). *Hot rock solution to grid-scale energy storage*. Available: <https://www.ncl.ac.uk/press/articles/archive/2017/11/isentropic/>..

[4] J. I. Linares *et al*, "Carnot Battery Based on Brayton Supercritical CO₂ Thermal Machines Using Concentrated Solar Thermal Energy as a Low-Temperature Source," *Energies*, vol. 16, (9), 2023. . DOI: 10.3390/en16093871

[5] "<https://fchartsoftware.com/eas/>," .

ELECTRICITY STORAGE THROUGH CARNOT BATTERIES THERMALLY INTEGRATED WITH GEOTHERMAL ENERGY

Author: Vidal Gómez, Sergio.

Supervisors: Linares Hurtado, José Ignacio; Arenas Pinilla, Eva

Collaborating Entity: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

ABSTRACT

This project aims to design an electric thermal energy storage plant (PTES or Carnot battery) integrated with a low-enthalpy geothermal resource. The proposed system uses supercritical CO₂ in both reverse and direct Brayton cycles, combined with Therminol VP1 oil as the thermal storage medium.

The plant operates in three modes: a charging cycle based on a heat pump using a reverse Brayton cycle, which transfers 46.7 MWt to the storage during off-peak hours of the day with a COP of 1.69; a discharging cycle in which a direct Brayton cycle generates 18.6 MWe with an efficiency of 15.9% during peak hours; and an intermediate cycle that stores heat to continuously supply saturated steam at 180 °C throughout the day. The system uses a closed loop of Therminol VP1 thermal oil as the storage medium and a common design that allows the sharing of heat exchangers to reduce the required investment.

The thermodynamic modeling was carried out using EES, including the detailed sizing of single-stage turbomachinery operating at 11,000 and 14,000 rpm, PCHE heat exchangers, and piping networks designed in accordance with the ASME B31.1 standard. The economic analysis yields a levelized cost of electricity (LCOE) of €1463/MWh in the base configuration, which decreases to €1300/MWh when extending the discharge duration from 2 to 5 hours. This strategy allows for a 20% reduction in total CAPEX and a decrease in operational costs, improving system competitiveness. Furthermore, by doubling the plant's capacity with the 5-hour discharge configuration, the LCOE is further reduced to €1079/MWh, demonstrating a clear economy of scale. The system's overall efficiency (RTE) remains around 27%, mainly limited by the low initial temperature of the geothermal resource.

From a technical standpoint, the use of a reverse Brayton cycle has simplified the integration between the charging, discharging, and steam supply cycles, allowing key components to be shared. The plant design shows that an integrated solution of this nature is thermodynamically viable, although economically, the low temperature of the geothermal resource and the high investment in components currently prevent this solution from being cost-effective.

Keywords: Geothermal energy, Carnot battery, Supercritical CO₂, Reversed Brayton cycle, PTES, steam, Therminol VP1.

1. Introduction

This project stems from the global context of increasing greenhouse gas emissions since the Industrial Revolution, which has driven international policies such as the European Green Deal, aiming to achieve climate neutrality by 2050 [1]. Although Spain has made progress in integrating renewable energy sources, dominant technologies like wind and photovoltaic solar power present intermittency issues that compromise the stability of the electrical system compared to dispatchable fossil fuel sources.

This challenge is reflected in the daily variability of renewable energy generation. In response to this issue, energy storage has emerged as a key tool to ensure the effective use of renewables and provide firmness to the grid. Within this framework, the project proposes an electric energy storage plant based on a Carnot battery, powered by low-enthalpy geothermal heat.

2. State of the art

Geothermal energy is a firm, dispatchable renewable source with significant potential in the Iberian Peninsula, although it remains underutilized. While there are currently no operational geothermal power plants for electricity generation in Spain, exploitable low- and medium-enthalpy resources have been identified. Its low temperature limits direct conversion into electricity but makes it an ideal resource for direct heat use in heating and cooling applications. This practice is widespread in regions such as Catalonia, and there are even projects underway to use geothermal energy for greenhouse climate control in Níjar, Almería [2].

With regard to energy storage, the most commonly used technologies today are pumped hydro storage and lithium-ion batteries. For this reason, alternative technologies such as thermal storage, compressed air storage, and green hydrogen storage have recently begun to attract interest. In this context, thermal pumped storage (PTES) stands out as a scalable and cost-effective alternative. PTES systems, or Carnot batteries, store heat in media such as molten salts, rocks, or thermal oils, and later convert it into electricity. Real-world implementations of Carnot batteries have already been achieved, such as at Newcastle University [3], where cycle efficiencies above 50% have been recorded, showing great potential.

The system proposed in this project uses a high-temperature heat pump based on a reverse Brayton cycle with supercritical CO₂, which allows the geothermal heat to be raised from 80 °C to 300 °C with high efficiency. This design has been studied for use with thermal storage, and a modification has been introduced with the goal of achieving reversible plants, yielding very promising technical results [4].

3. Methodology

The design, modeling, and evaluation of the plant have been structured around three main cycles: a charging cycle, a discharging cycle, and a steam generation cycle. This architecture enables decoupling of geothermal heat production from electrical demand, allowing continuous well operation and optimizing resource utilization.

The selected geothermal resource is located in San Sebastián de los Reyes (Madrid), with a temperature of 80 °C and a flow rate of 70 kg/s, making it an ideal geothermal source for this project. The extracted heat is stored in a closed-loop system using Therminol VP1 thermal oil, with an operating temperature range between 150 °C and 300 °C. The storage system is designed with separate tanks to allow simultaneous accumulation and steam production.

The three cycles were modeled using the EES software [5], applying energy balances, equations of state, and representative pressure losses. The working fluid used is supercritical CO₂, chosen for its thermal properties, high energy density, and low environmental impact. The turbomachinery was designed using the Balje method, selecting single-stage compressors and turbines operating within safe speed and pressure ranges. PCHE heat exchangers were dimensioned using an iterative model available in the EES libraries, which divides the exchanger into N segments to calculate heat transfer in each section, maximizing efficiency and minimizing thermal losses. Piping was designed according to ASME and NORSOK standards, using a combination of Inconel 740H and A213-TP316 stainless steel, depending on the cycle.

Finally, an economic feasibility analysis was carried out by estimating CAPEX through cost correlations for components using supercritical CO₂ as the working fluid, and adding the costs of piping, instrumentation, thermal storage, and indirect costs. OPEX was then calculated considering maintenance costs, electricity consumption, and the valuation of the produced steam, allowing the plant's LCOE to be determined.

4. Results

The main results of the plant are summarized in the following table:

COP of charging and steam cycles	1,69
Efficiency of the discharging cycle	15,91 %
Thermal power input during charging	46,659 MW _t
Net electrical power output (discharge)	18,6 MW _e

CO ₂ mass flow rate (charging / discharging / steam)	297,8 kg/s / 549,6 kg/s/309,2 kg/s
Oil mass flow rate (charging / discharging)	147,1 kg/s / 367,8 kg/s
Useful steam production	7,6 kg/s a 180 °C
Total heat exchanger UA (charging)	11654 kW/K
Total heat exchanger UA (discharging)	17109 kW/K
Total heat exchanger UA (steam cycle)	6563 kW/K
Total plant investment (base case)	136,2 M€
LCOE – base plant	1463 €/MWh _e
LCOE of the plant with 5-hour discharge	1300 €/MWh _e
LCOE of the plant with 5-hour discharge and doubled capacity	1079 €/MWh _e
Round-trip efficiency	27 %

5. Conclusions

The project confirms the technical feasibility of hybridizing a low-enthalpy geothermal resource with a Carnot battery based on Brayton cycles using supercritical CO₂. The designed plant allows thermal energy storage to be charged using surplus electricity, generates electricity during peak demand periods, and continuously produces industrial steam. A COP of 1.69 is achieved in charging and steam production modes, an efficiency of 15.9% during discharge, and an overall round-trip efficiency (RTE) of 26.9%, which is consistent with the low temperature and flow rate of the geothermal resource.

The turbomachinery has been designed with a single stage, operating at the mechanical limit in compression, and the PCHE heat exchangers ensure high thermal transfer with minimal pressure losses. Economically, the base plant requires an investment of €136.2 million, resulting in an LCOE of €1463/MWh_e. By increasing the discharge duration to 5 hours, total CAPEX is reduced and the LCOE decreases to €1300/MWh_e. Furthermore, when doubling the plant's capacity, the LCOE is reduced even further to €1079/MWh_e, demonstrating strong scalability potential. Additionally, the valuation of thermal steam as a substitute for

gas boilers significantly improves the project's viability in high gas price scenarios, and the technology could become even more competitive if component investment is reduced through subsidies or technological improvements.

Finally, the modified reverse Brayton configuration enables component sharing between cycles, although full system reversibility is not possible due to differences between the charging and discharging cycles.

Future work includes exploring higher-quality geothermal sources or EGS, replacing the Brayton power cycle with an ORC to improve discharge efficiency, comparing the modified Brayton cycle with the conventional one, and investigating new design solutions to reduce the CAPEX of the main components.

6. References

[1] Comisión Europea, "Pacto verde europeo: Consecución de nuestros objetivos," 2021 Available: https://ec.europa.eu/commission/presscorner/detail/es/fs_21_3688.

[2] Cardial S.L, "Proyecto de “Sondeo de inyección para la ampliación de la batería de sondeos del PROYECTO DE APROVECHAMIENTO DEL RECURSO GEOTÉRMICO PROFUNDO PARA INVERNADEROS E INDUSTRIA DE NIJAR”, " *Junta De Andalucía*, 2022. Available: <https://www.juntadeandalucia.es/sites/default/files/2024-11/1-%202022-03-29%20-%2040626-01%20-%20Proyecto%20de%20sondeo.pdf>.

[3] Newcastle University. (Nov 2). *Hot rock solution to grid-scale energy storage*. Available: <https://www.ncl.ac.uk/press/articles/archive/2017/11/isentropic/>..

[4] J. I. Linares *et al*, "Carnot Battery Based on Brayton Supercritical CO₂ Thermal Machines Using Concentrated Solar Thermal Energy as a Low-Temperature Source," *Energies*, vol. 16, (9), 2023. . DOI: 10.3390/en16093871

[5] "<https://fchartsoftware.com/ees/>," .

Índice de la memoria

Capítulo 1. Introducción	9
1.1 Contexto del proyecto	9
1.2 Definición y objetivos del proyecto	11
Capítulo 2. Estado de la técnica.....	12
2.1 Energía geotérmica.....	12
2.1.1 Energía geotérmica en España	18
2.2 Almacenamiento de energía	22
2.2.1 Baterías de ion-litio.....	22
2.2.2 Almacenamiento hidroeléctrico por bombeo	23
2.2.3 Otros sistemas de almacenamiento eléctrico	24
2.2.4 Almacenamiento térmico de energía eléctrica: Baterías de Carnot	25
2.3 Bombas de calor	28
2.3.1 Ciclo Brayton inverso.....	29
2.4 Ciclo Brayton de potencia	31
Capítulo 3. Metodología.....	33
3.1 Presentación de la planta	33
3.1.1 Fuente de geotermia	35
3.1.2 Ciclo de carga	37
3.1.3 Ciclo de descarga.....	38
3.1.4 Ciclo de generación de vapor.....	39
3.2 Cálculo de los ciclos.....	40
3.2.1 Definición de las condiciones de contorno y datos de partida.....	40
3.2.2 Ecuaciones de comportamiento.....	43
3.3 Diseño de turbomáquinas	49
3.3.1 Método de Baljé.....	50
3.4 Diseño de intercambiadores de calor.....	55
3.5 Diseño de tuberías	57
3.5.1 Criterio de selección de velocidad máxima.....	58
3.5.2 Criterio de pérdida de carga	60
3.6 Análisis de viabilidad económica.....	61

3.6.1 Determinación de la inversión inicial total.....	62
3.6.2 Determinación del OPEX.....	64
Capítulo 4. Resultados.....	67
4.1 Resultados del ciclo de carga	67
4.2 Resultados del ciclo de descarga	69
4.3 Resultados del ciclo de generación de vapor.....	72
4.4 Resultados del dimensionamiento de turbomáquinas.....	74
4.4.1 Ciclo de carga y de generación de vapor.....	74
4.4.2 Ciclo de descarga.....	77
4.5 Resultados del dimensionamiento de intercambiadores de calor	78
4.5.1 Diagramas T-Q para el ciclo de carga	80
4.5.2 Diagramas T-Q para el ciclo de descarga.....	81
4.5.3 Diagramas T-Q para el ciclo de generación de vapor.....	83
4.6 Resultados de dimensionamiento de tuberías	84
4.7 Resumen de los resultados de la planta	86
4.8 Resultados del estudio de viabilidad económica	87
Capítulo 5. Conclusiones.....	99
5.1 Trabajos futuros.....	100
Bibliografía 101	
ANEXO I: ALINEACIÓN CON LOS OBJETIVOS DE DESARROLLO SOSTENIBLE	
105	

Índice de figuras

Figura 1.1: Evolución de los gases de efecto invernadero. (Fuente: [1])	9
Figura 1.2: Variación de las fuentes de generación de energía en España en un día (Fuente:[3]).....	10
Figura 2.1: Ejemplo de funcionamiento de aprovechamiento directo en circuito abierto. (Fuente:[4]).....	13
Figura 2.2: Principales tecnologías de aprovechamiento del recurso geotérmico para la producción eléctrica. (Fuente:[7])	14
Figura 2.3: Esquema conceptual del aprovechamiento de la geotermia en cascada. (Fuente:[8]).....	15
Figura 2.4: Ilustración de funcionamiento de un sistema EGS. (Fuente:[42]).....	17
Figura 2.5: Recursos de baja entalpía en España. (Fuente:[4])	18
Figura 2.6: Recursos de media y alta entalpía en la península. (Fuente:[4]).....	19
Figura 2.7: Evolución de la potencia térmica instalada por geotermia superficial en Cataluña. (Fuente:[11]).....	20
Figura 2.8: Construcción de la planta de geotermia profunda en Níjar, Almería. (Fuente:[13])	21
Figura 2.9: Esquema de funcionamiento de una batería de ion-litio. (Fuente:[15]).....	23
Figura 2.10: Central hidroeléctrica de Sallente en Lleida. (Fuente:[17]).....	24
Figura 2.11: Planta de Feicheng. (Fuente: [19]).....	25
Figura 2.12: Principio general de funcionamiento de una batería Carnot. (Fuente:[20])....	26
Figura 2.13: Planta propuesta por Linares et al. (Fuente:[22]).....	27
Figura 2.14: Tanques de almacenamiento del proyecto de baterías de Carnot de la Universidad de Newcastle. (Fuente:[24]).....	28
Figura 2.15: Esquema de funcionamiento de una bomba de calor. (Fuente: Elaboración propia).....	29
Figura 2.16: Bomba de calor de ciclo Brayton inverso convencional. (Fuente:[25])	30

Figura 2.17: Variante de la bomba de calor de ciclo Brayton inverso. (Fuente:[22])	31
Figura 2.18: Esquema de funcionamiento de un ciclo Brayton cerrado. (Fuente: Elaboración propia).....	32
Figura 3.1: Esquema de funcionamiento de la planta. (Fuente: Elaboración propia)	34
Figura 3.2: Diagrama de la planta completa (Fuente: Elaboración Propia)	35
Figura 3.3: Corte geológico interpretativo de la cuenca de Madrid. (Fuente:[27]).....	36
Figura 3.4: Ciclo de carga. (Fuente: Elaboración propia)	37
Figura 3.5: Ciclo de descarga. (Fuente: Elaboración propia)	38
Figura 3.6: Ciclo de generación de vapor. (Fuente: Elaboración propia).....	40
Figura 3.7: Diagrama P-h del CO ₂	41
Figura 3.8: Lazo cerrado de aceite. (Fuente: Elaboración propia)	42
Figura 3.9: Diagrama de Baljé para una bomba. (Fuente: [32]).....	53
Figura 3.10: Tipo de máquina en función de la velocidad específica y el número de etapas. (Fuente:[32]).....	54
Figura 3.11: Intercambiador de calor de tipo PCHE. (Fuente:[34]).....	55
Figura 3.12: Esquema conceptual de funcionamiento de intercambiador PCHE. (Fuente: Elaboración propia)	56
Figura 4.1: Diagrama P-h del ciclo Brayton inverso en el ciclo de carga.	69
Figura 4.2: Diagrama P-h del ciclo Brayton en el ciclo de descarga.....	71
Figura 4.3: Diagrama T-Q del generador de vapor.	73
Figura 4.4: Diagrama P-h del ciclo Brayton inverso en el ciclo de generación de vapor. ..	74
Figura 4.5: Diagrama de selección de turbinas en el ciclo de carga y generación de vapor.	76
Figura 4.6: Diagrama de selección de compresor en el ciclo de carga y generación de vapor.	76
Figura 4.7: Diagrama de selección de turbina en el ciclo de descarga.....	77
Figura 4.8: Diagrama de selección de compresor en el ciclo de descarga	78
Figura 4.9: Diagrama T-Q del intercambiador ACEITE para el ciclo de carga.....	80
Figura 4.10: Diagrama T-Q del intercambiador GEO para el ciclo de carga.....	80
Figura 4.11: Diagrama T-Q del intercambiador REC para el ciclo de carga	81

Figura 4.12: Diagrama T-Q del intercambiador ACEITE para el ciclo de descarga.....	81
Figura 4.13: Diagrama T-Q del intercambiador GEO para el ciclo de descarga.....	82
Figura 4.14: Diagrama T-Q del intercambiador REC para el ciclo de descarga	82
Figura 4.15: Diagrama T-Q del intercambiador ACEITE para el ciclo de generación de vapor	83
Figura 4.16: Diagrama T-Q del intercambiador GEO para el ciclo de generación de vapor	83
Figura 4.17: Diagrama T-Q del intercambiador REC para el ciclo de generación de vapor	84
Figura 4.18: Diagrama resumen de los resultados de los componentes de la planta. (Fuente: Elaboración propia)	87
Figura 4.19: Composición de la inversión de componentes según el tipo de máquina. (Fuente: Elaboración propia)	90
Figura 4.20: Composición del LCOE en base al CAPEX y OPEX. (Fuente: Elaboración propia).....	91
Figura 4.21: Estudio de sensibilidad del LCOE frente a los precios de gas. (Fuente: Elaboración Propia).....	92
Figura 4.22: Estudio de sensibilidad del LCOE frente a la reducción de la inversión en la planta. (Fuente: Elaboración propia)	92
Figura 4.23: Estudio de sensibilidad del LCOE frente a los precios de gas con 5 horas de descarga. (Fuente: Elaboración Propia).....	94
Figura 4.24: Estudio de sensibilidad del LCOE frente a la reducción de la inversión en la planta con 5 horas de descarga. (Fuente: Elaboración propia).....	95
Figura 4.25: Estudio de sensibilidad del LCOE frente a los precios de gas con 5 horas de descarga y capacidad duplicada. (Fuente: Elaboración Propia)	97
Figura 4.26: Estudio de sensibilidad del LCOE frente a la reducción de la inversión en la planta con 5 horas de descarga y capacidad duplicada. (Fuente: Elaboración propia)	98

Índice de tablas

Tabla 3.1: Parámetros comunes para el diseño de los ciclos.....	43
Tabla 3.2: Velocidades específicas. (Fuente: [6])	51
Tabla 3.3: Valores de γ en función del material y la temperatura. (Fuente: [11])	59
Tabla 3.4: Caída de presión admitida en función de la presión. (Fuente: [12])	60
Tabla 3.5: Valores de la rugosidad en función del material. (Fuente:[12]).....	60
Tabla 4.1: Resultados de flujo másico de los fluidos de trabajo del ciclo de carga.	67
Tabla 4.2: Resultados de las potencias intercambiados del ciclo de carga.....	67
Tabla 4.3: Resultados de los puntos de operación en el ciclo de carga.	68
Tabla 4.4: Resultado del COP del ciclo de carga	69
Tabla 4.5: Resultados de flujo másico de los fluidos de trabajo del ciclo de descarga.....	70
Tabla 4.6: Resultados de las potencias intercambiados del ciclo de descarga.	70
Tabla 4.7: Resultados de los puntos de operación en el ciclo de descarga.....	70
Tabla 4.8:Resultado del rendimiento del ciclo de descarga	71
Tabla 4.9: Resultados de flujo másico de los fluidos de trabajo del ciclo de generación de vapor.	72
Tabla 4.10: Resultados de las potencias intercambiados del ciclo de generación de vapor.....	72
Tabla 4.11: Resultados de los puntos de operación en el ciclo de generación de vapor.	72
Tabla 4.12: Resultado del COP del ciclo de generación de vapor	74
Tabla 4.13: Resultados del dimensionamiento de turbomáquinas en los ciclos de carga y generación de vapor.....	75
Tabla 4.14: Resultados del dimensionamiento de turbomáquinas en el ciclo de descarga.	77
Tabla 4.15: Resultados de los intercambiadores de calor para cada ciclo.....	78
Tabla 4.16:Combinación de intercambiadores de calor para cada ciclo.	79
Tabla 4.17: Resultados del dimensionamiento de tuberías para el ciclo de descarga	85
Tabla 4.18: Resultados del dimensionamiento de tuberías para el ciclo de carga y generación de vapor	85
Tabla 4.19: Resultados del dimensionamiento de tuberías para el ciclo de generación de vapor	86

Tabla 4.20: Resultado de las inversiones en intercambiadores de toda la planta.....	88
Tabla 4.21: Resultados de las inversiones en turbomáquinas para toda la planta.	88
Tabla 4.22: Resultados de las inversiones en máquinas eléctricas para toda la planta.	88
Tabla 4.23: Tabla de resultados de la inversión.	89
Tabla 4.24: Duración de cada ciclo para el cálculo del LCOE.....	90
Tabla 4.25: Resultados de CAPEX, OPEX y LCOE para la planta.	91
Tabla 4.26: Tabla de resultados de la inversión para la planta con 5 horas de descarga.....	93
Tabla 4.27: Resultados de CAPEX, OPEX y LCOE para la planta con cinco horas de descarga	94
Tabla 4.28: Tabla de resultados de la inversión para la planta con 5 horas de descarga y capacidad duplicada.....	96
Tabla 4.29: Resultados de CAPEX, OPEX y LCOE para la planta con cinco horas de descarga con capacidad duplicada.	96

Capítulo 1. INTRODUCCIÓN

1.1 CONTEXTO DEL PROYECTO

Desde el comienzo de la revolución industrial, la emisión de gases de efecto invernadero no ha dejado de crecer conforme la industrialización llegaba cada vez a más países, y algunos, como se puede apreciar en la Figura 1.1, ya emiten más de 2 billones de toneladas de gases de efecto invernadero cada año. Por este motivo, en los últimos años, diversos organismos e industrias han comenzado a intentar reducir sus emisiones mediante la puesta en marcha de políticas de eficiencia energética y tecnologías de generación de energía renovable.

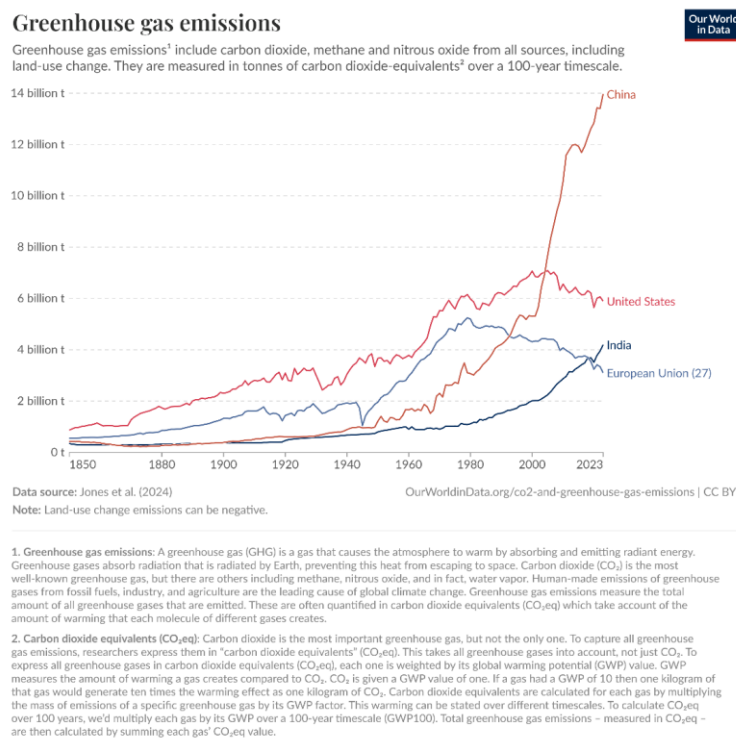


Figura 1.1: Evolución de los gases de efecto invernadero. (Fuente: [1])

La Unión Europea, como cuarto emisor mundial de este tipo de gases de efecto invernadero, se comprometió en 2019 en el Pacto Verde Europeo [2] a conseguir una Europa climáticamente neutra para 2050. Por consiguiente, el desarrollo de tecnologías renovables y la búsqueda de nuevas fuentes de energía limpia en España se han convertido en una realidad hoy en día.

Sin embargo, las energías renovables que mayoritariamente se están desplegando hoy (eólica y fotovoltaica) son intermitentes. Se depende de viento para las plantas de generación eólica, sol para las plantas fotovoltaicas o agua para las hidroeléctricas (aunque en este caso sí puede haber gestionabilidad si disponen de embalse). Esto conlleva una pérdida de competitividad frente a los combustibles fósiles, de los que se puede disponer dependiendo de la demanda sin importar factores externos.

Como se puede observar en la Figura 1.2, en un día normal la generación de energía renovable fluctúa dependiendo de condiciones meteorológicas u horas del día, mientras que la generación de las centrales de combustibles fósiles se mantiene estable. Esto no solo provoca el aumento de emisiones de gases de efecto invernadero, sino que también encarecerá el precio final de la energía para el consumidor.

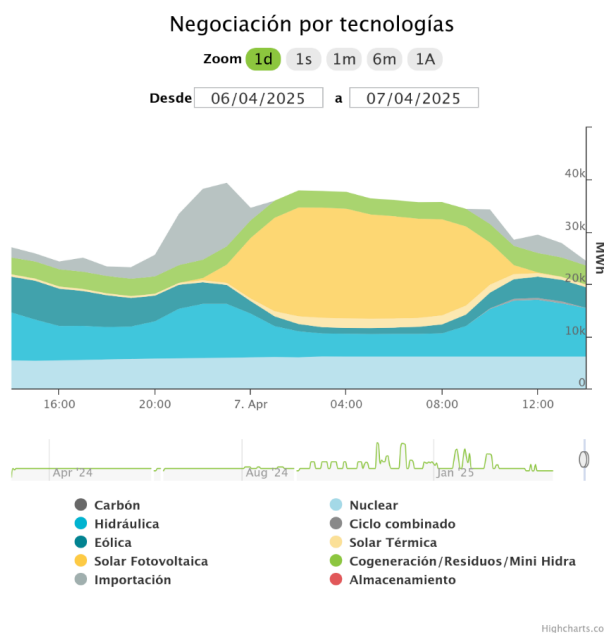


Figura 1.2: Variación de las fuentes de generación de energía en España en un día (Fuente:[3])

Ante esta problemática, desarrollar tecnologías que permitan el almacenamiento de energía es fundamental para extender el uso de las tecnologías renovables. Las fuentes de energía renovable tienen un menor coste que aquellas que usan combustibles fósiles, y en España ya forman una gran parte de la oferta energética. Por lo tanto, el desarrollo de nuevos sistemas de almacenamiento permitirá dotar de estabilidad al sistema eléctrico y mejorar el aprovechamiento de los recursos.

1.2 DEFINICIÓN Y OBJETIVOS DEL PROYECTO

Este proyecto tiene como objetivo el diseño de una planta de almacenamiento de energía geotérmica a través de baterías Carnot. La planta aprovechará el calor proveniente de una fuente geotérmica de media entalpia y lo elevará de temperatura para su almacenamiento térmico mediante el uso de electricidad a bajo coste. Posteriormente, esta energía térmica almacenada podrá ser convertida en electricidad y devuelta a la red. Además, con el objetivo de aprovechar al máximo el recurso geotérmico, cuando no hay almacenamiento ni generación, se elevará el calor geotérmico para generar vapor para uso industrial.

Por consiguiente, esta planta dispondrá de tres ciclos complementarios: almacenamiento de energía, generación de electricidad y generación de vapor.

Para la consecución de este proyecto se deberán realizar las siguientes tareas:

- Diseño, cálculo y optimización de una bomba de calor para elevar el calor obtenido por geotermia. Este calor se almacenará mediante un PTES (Pumped Thermal Energy Storage) o batería Carnot. Este ciclo se denominará ciclo de carga.
- Diseño, cálculo y optimización de un ciclo de potencia para convertir la energía térmica almacenada en energía eléctrica. Este ciclo se denominará ciclo de descarga.
- Diseño, cálculo y optimización de una bomba de calor para la generación de vapor. Se buscará elevar el calor geotérmico y maximizar la producción de vapor para su uso por una industria. Este ciclo se denominará ciclo de generación de vapor y será necesario para mejorar eficiencia del recurso geotérmico.
- Dimensionado de las tuberías para cada uno de los ciclos. Se seleccionarán dimensiones y materiales acordes a las necesidades de cada ciclo.
- Dimensionado de intercambiadores de calor una vez hechos los cálculos para cada ciclo.
- Dimensionado de turbomáquinas con los datos obtenidos para cada ciclo. Se calcularán los diámetros, velocidad del rodete, eficiencia y etapas para cada ciclo.
- Realización de un estudio de viabilidad económica. Una vez realizado el dimensionamiento de los componentes de los ciclos se podrá estimar el CAPEX y OPEX de la planta. Posteriormente se estimarán los ingresos obtenidos por la generación de electricidad y de vapor y se hallará la rentabilidad para el conjunto de la planta.

Capítulo 2. ESTADO DE LA TÉCNICA

2.1 ENERGÍA GEOTÉRMICA

La energía geotérmica constituye una de las alternativas renovables con mayor potencial en el contexto de la transición energética, debido a su capacidad para producir calor y electricidad de forma continua, independientemente de las condiciones climáticas. Su origen se encuentra en el calor almacenado en el interior del planeta, que se estima [4] que equivale a unos 45 teravatios (TW), generando un gradiente geotérmico promedio de entre 25 y 30 °C por kilómetro de profundidad, aunque este valor puede aumentar considerablemente en regiones con alta actividad tectónica. Este calor procede, en parte, del remanente térmico originado durante la formación de la Tierra, así como del calor latente liberado por la solidificación del núcleo externo, y del proceso continuo de desintegración de isótopos radiactivos presentes en el manto y la corteza terrestre.

En base a este calor, existen principalmente tres tipos de recurso geotérmico. Los recursos geotérmicos de baja entalpía, cuya temperatura es inferior a 100 °C, los recursos geotérmicos de media entalpía, cuya temperatura se encuentra en el rango entre los 100 °C y los 150 °C, y los recursos geotérmicos de alta entalpía, cuya temperatura es superior a 150 °C.

Debido a que cada recurso geotérmico es único y posee sus propias características, la energía geotérmica tiene métodos de aprovechamiento muy diversos. Las diferentes temperaturas que se pueden encontrar en el subsuelo, así como el fluido que cada recurso geotérmico posee, hacen necesario el desarrollo de distintas tecnologías para el aprovechamiento de los recursos geotérmicos.

En primer lugar, se encuentra el uso directo de la energía geotérmica, que consiste en aprovechar el calor del subsuelo sin necesidad de convertirlo en electricidad. Este calor puede utilizarse directamente para calefacción de espacios, suministro de agua caliente, procesos industriales o incluso climatización de invernaderos. En estos sistemas, el agua caliente geotérmica se transporta desde un pozo de producción hasta una estación de intercambio de calor, para posteriormente volver a ser devuelta al subsuelo mediante un pozo de reinyección. El aprovechamiento directo del calor es especialmente viable en recursos de baja y media entalpía, donde la temperatura del fluido no es suficiente para la generación eléctrica, pero sí para satisfacer estas necesidades térmicas. Además, este tipo de uso se puede combinar con otras tecnologías, como las bombas de calor, que permiten aprovechar incluso recursos de muy baja temperatura. Este tipo de aprovechamiento de energía geotérmica es sin duda el más extendido y puede ser de circuito abierto, si emplea como fluido de trabajo el agua del pozo geotérmico; o de circuito cerrado, si se trata de un sistema

cerrado con un fluido de trabajo que capta calor del subsuelo, pero sin utilizar los recursos de este. Un ejemplo de uso de esta tecnología se encuentra en la ciudad de Boise (Idaho), que posee la red de calefacción por geotermia más grande de Estados Unidos [5], habiéndose comenzado a poner en marcha durante finales del siglo XIX.

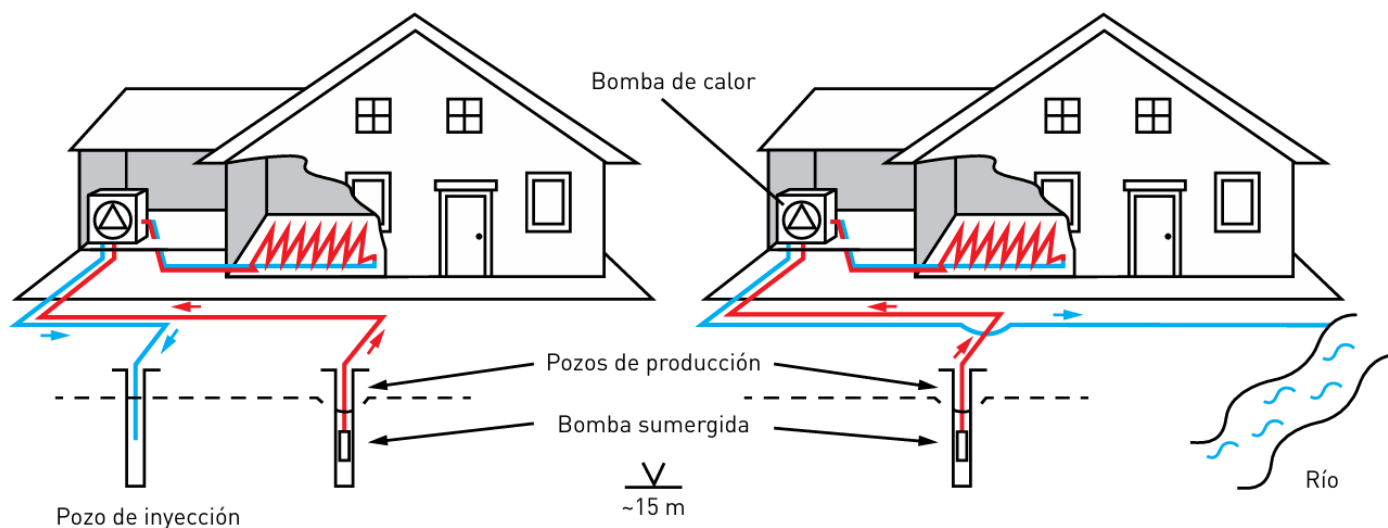


Figura 2.1: Ejemplo de funcionamiento de aprovechamiento directo en circuito abierto. (Fuente: [4])

Por otro lado, la energía térmica de las fuentes geotérmicas también se puede utilizar para la producción de electricidad. Para ello, existen tres configuraciones principales de plantas geotérmicas en función del estado y la temperatura del fluido extraído del subsuelo.

Primeramente, las plantas de vapor seco, que representan la forma más antigua de conversión geotérmica y operan directamente con vapor a temperaturas superiores a los $150 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Este vapor, que se encuentra de forma natural en ciertos yacimientos, es conducido desde el pozo hasta la turbina sin necesidad de tratamientos previos. Aunque esta tecnología presenta una alta eficiencia y un diseño relativamente simple, su implantación está limitada a zonas con características geológicas muy específicas.

Cuando el fluido geotérmico está en forma líquida, pero alcanza igualmente altas temperaturas, se emplean plantas de expansión flash. En estos sistemas, el agua a presión se despresuriza en una cámara separadora, generando vapor que se dirige a la turbina. El líquido restante puede someterse a una segunda e incluso tercera expansión en configuraciones dobles o triples flash, aumentando así el rendimiento energético global. Posteriormente, el agua líquida separada en las cámaras flash se vuelve a reinyectar al pozo geotérmico. Esta

tecnología puede encontrarse en la segunda planta geotérmica más grande del mundo, ubicada en Cerro Prieto [6], México, con una capacidad instalada en 2005 de 953 MW.

Por otro lado, las plantas de ciclo binario se utilizan principalmente en el rango de 70 a 150 °C. En estos sistemas, el fluido geotérmico no entra en contacto con la turbina, sino que transfiere su calor a un fluido secundario de bajo punto de ebullición, como pueden ser los refrigerantes orgánicos o el CO₂, mediante un intercambiador. Este segundo fluido se vaporiza y acciona la turbina en un ciclo cerrado. Aunque su eficiencia es algo inferior respecto a los sistemas de alta entalpía, su capacidad para operar con una mayor variedad de recursos ha impulsado su uso. Debido a la capacidad de aprovechamiento en recursos geotérmicos de baja entalpía, esta tecnología será la que se desarrollará en este proyecto.

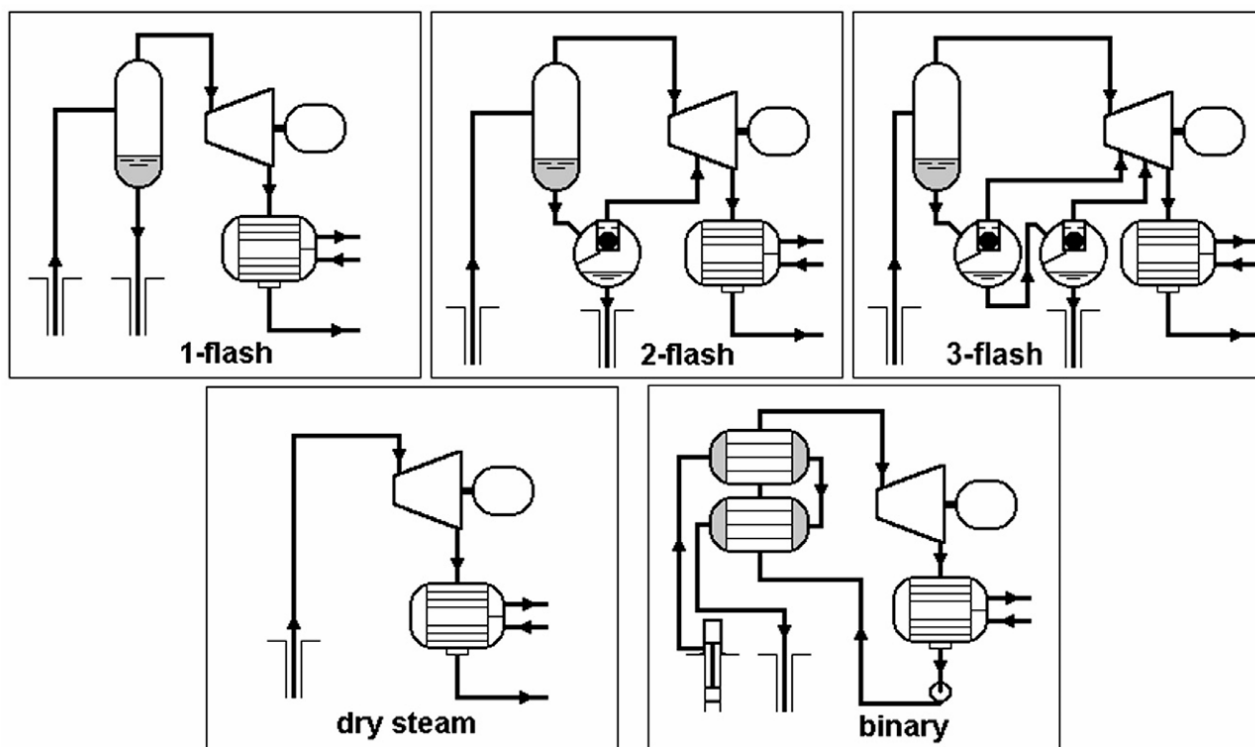


Figura 2.2: Principales tecnologías de aprovechamiento del recurso geotérmico para la producción eléctrica. (Fuente:[7])

Como se ha podido comprobar, la energía geotérmica es muy diversa y sus métodos de aprovechamiento muy variados. Por este motivo se buscan métodos para optimizar los recursos geotérmicos lo máximo posible. El uso en cascada de la energía geotérmica es una estrategia que busca aprovechar al máximo el calor disponible en un recurso geotérmico, utilizando el fluido en varias etapas, desde aplicaciones que requieren altas temperaturas

hasta otras que pueden funcionar con niveles térmicos más bajos. De esta forma, en lugar de desechar el fluido después de una primera utilización, se sigue aprovechando su energía para otras funciones útiles, lo que mejora considerablemente la eficiencia del sistema.

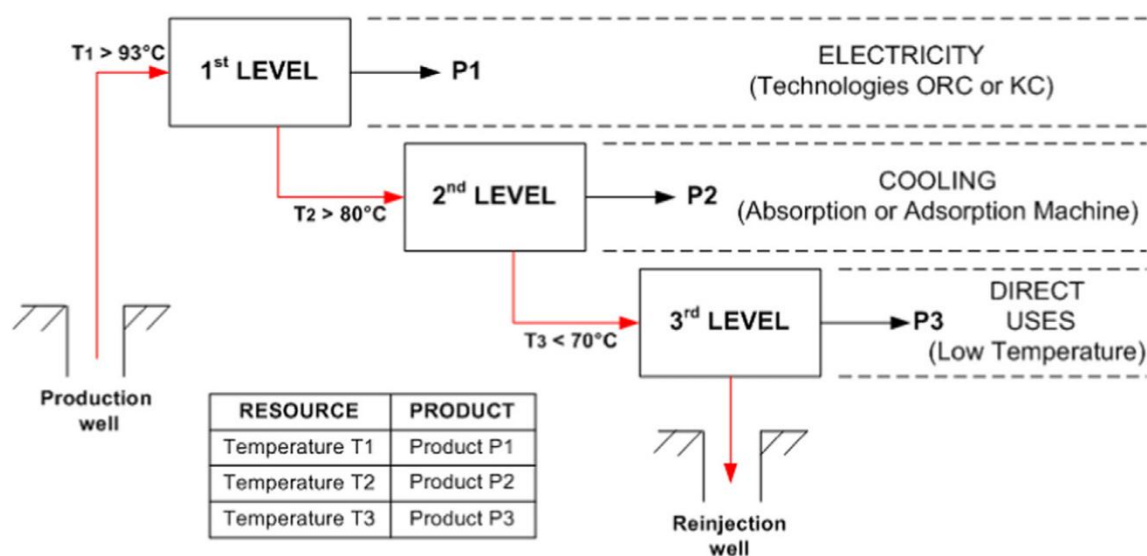


Figura 2.3: Esquema conceptual del aprovechamiento de la geotermia en cascada.

(Fuente:[8])

Tal como explican *Rubio-Maya et al.* [8], este enfoque puede aplicarse de dos maneras principales. En la primera, el calor geotérmico se usa primero para generar electricidad (por ejemplo, mediante un ciclo binario) y luego el fluido se reutiliza en aplicaciones térmicas como calefacción, refrigeración por absorción o procesos agrícolas. En la segunda, no se genera electricidad, sino que el calor se reparte directamente entre distintos usos térmicos, buscando sacar el máximo partido a la geotermia recurso. El uso en cascada de la geotermia permite diseñar sistemas energéticos más completos, capaces de ofrecer diferentes servicios como electricidad, calefacción de espacios, producción de frío o incluso agua caliente para balnearios. Esto no solo mejora el rendimiento global del recurso, sino que también reduce costes y emisiones, haciendo el sistema más rentable y sostenible. Este concepto, puesto en marcha en pequeñas comunidades como Geothermal Village [8] en Kenia, será de gran importancia durante la realización del proyecto, permitiendo optimizar el recurso geotérmico disponible.

Hasta ahora, todos los métodos de extracción de la energía geotérmica explicados suponían la presencia de agua bien en estado líquido o bien en forma de vapor, además de una cierta porosidad o fractura en el suelo que permita la fácil extracción de estos recursos. Sin embargo, para situaciones donde no hay agua ni fracturas naturales suficientes para extraer el calor de forma convencional se están desarrollando los Sistemas Geotérmicos Estimulados, conocidos como EGS por sus siglas en inglés (*Enhanced Geothermal Systems*).

A diferencia de los sistemas convencionales, los EGS no dependen de la presencia de agua caliente ni de rocas porosas o fracturadas, sino que pueden aplicarse incluso en zonas donde solo hay roca caliente. El proceso empieza perforando un pozo profundo hasta llegar a una zona con temperaturas elevadas. Luego, se inyecta agua a alta presión para abrir pequeñas fracturas en la roca, o para reactivar fracturas que ya existen, pero están cerradas. Así se crea una red subterránea por la que el agua puede circular y calentarse al entrar en contacto con la roca caliente. Una vez que el sistema está estimulado, se perfora uno o varios pozos de producción conectados a esa red de fracturas. El agua inyectada viaja por la roca, se calienta y vuelve a subir por el pozo de producción. En la superficie, ese calor se puede usar para generar electricidad mediante una planta geotérmica, para después volverse a inyectar en el subsuelo.

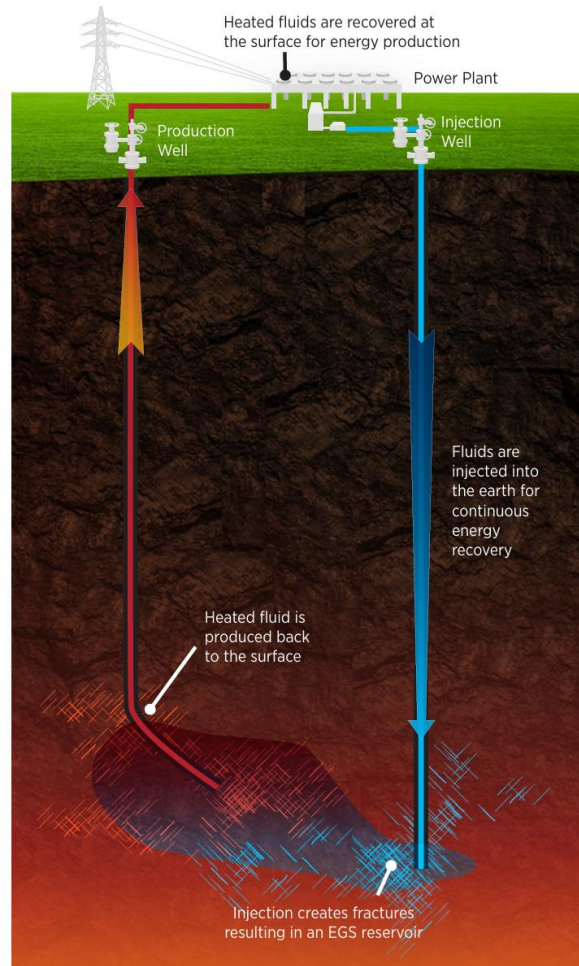


Figura 2.4: Ilustración de funcionamiento de un sistema EGS. (Fuente:[42])

No obstante, los sistemas EGS también presentan desafíos técnicos y sociales importantes. La fracturación de la roca puede inducir microsismicidad, lo que ha generado cierta preocupación en comunidades cercanas a proyectos piloto. Además, el diseño del sistema debe asegurar un tiempo de residencia suficiente del fluido dentro del reservorio para evitar su enfriamiento prematuro y garantizar una producción térmica sostenible. Hoy en día este tipo de sistemas aún están en fase de desarrollo, pero sistemas EGS como el desarrollado en Francia en Soultz-sous-Forêts [9] han demostrado ser viables y no producir actividad sísmica por lo que esta tecnología se ve con mucho potencial de expansión en años futuros.

2.1.1 ENERGÍA GEOTÉRMICA EN ESPAÑA

En España, el desarrollo de la energía geotérmica ha sido históricamente limitado en comparación con otras fuentes renovables como la eólica o la solar, por lo que España se encuentra rezagada en implementación de esta fuente de energía con respecto a otros países de la órbita europea. A raíz de la crisis energética de 1973, el Instituto Geológico y Minero de España (IGME) comenzó a realizar estudios y prospecciones en distintos puntos de la geografía nacional, desvelando un gran potencial geotérmico [10], sobre todo de media y baja entalpía.

Como consecuencia de las distintas prospecciones y los distintos estudios se ha podido dividir España en distintas zonas geotérmicas dependiendo de si estas tienen fuentes de baja, media o alta entalpía. En las Figuras 2.5 y 2.6 se presentan distintos mapas con cada tipo de zonas de aprovechamiento.

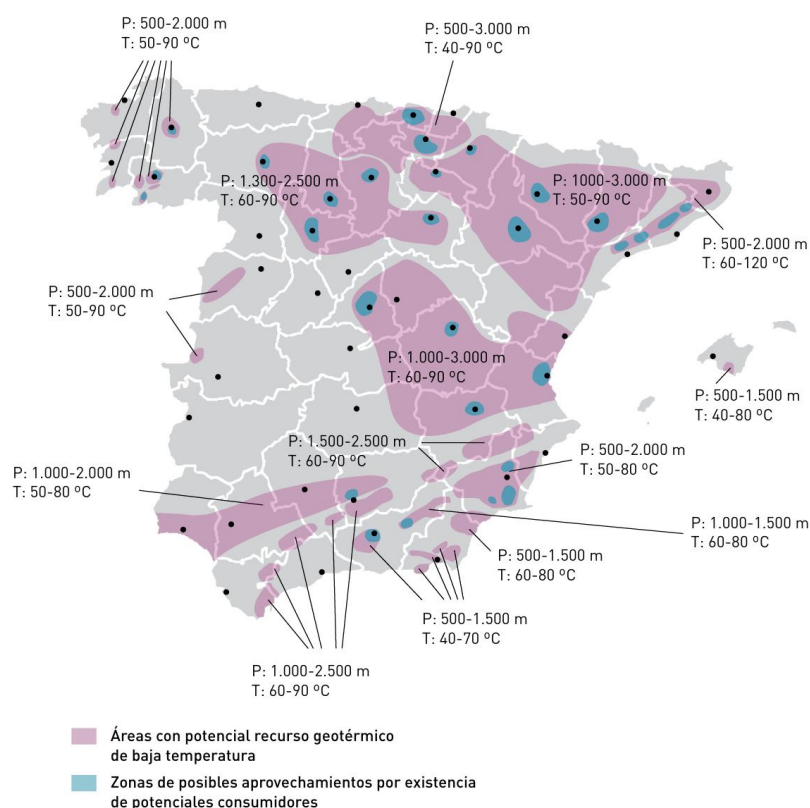


Figura 2.5: Recursos de baja entalpía en España. (Fuente:[4])

Como se puede apreciar en la Figura 2.5, las zonas de baja entalpía se encuentran ampliamente distribuidas por el territorio peninsular, principalmente en las grandes cuencas sedimentarias. Destacan la Cuenca del Duero, la Cuenca del Ebro, la Depresión del Guadalquivir y algunas partes de la Cuenca del Tajo, donde se han identificado acuíferos con temperaturas entre 25 y 60 °C a profundidades inferiores a 2.000 metros. Estas zonas son ideales para aplicaciones térmicas mediante bomba de calor, calefacción de invernaderos o climatización de edificios.

Las zonas con recursos de media entalpía están asociadas mayoritariamente a entornos geológicos activos, fracturados o con gradientes geotérmicos anómalamente elevados. Se localizan, principalmente, en Cataluña (La Selva y Vallès), el noroeste de Galicia (Ourense, Lugo, Pontevedra), el norte de Madrid, el sudoeste de Salamanca (Ciudad Rodrigo), el oeste de Cáceres (Ceclavín) y partes del sureste peninsular como la Sierra Alhamilla (Almería). Estas áreas, mostradas en la Figura 2.6, permiten diseñar usos más intensivos como la calefacción urbana en red, procesos industriales o incluso la generación eléctrica con plantas de ciclo binario.

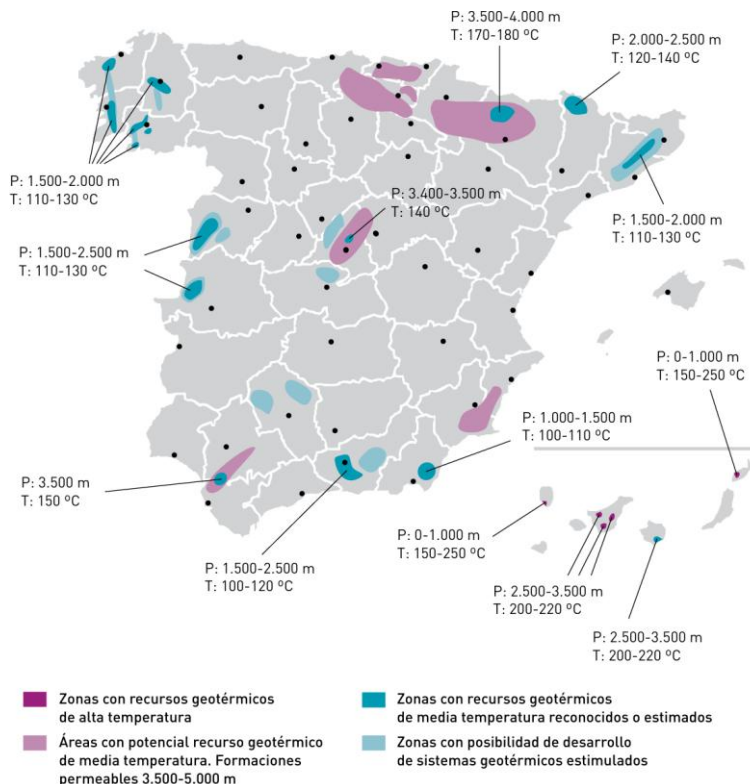


Figura 2.6: Recursos de media y alta entalpía en la península. (Fuente: [4])

En cuanto a los recursos de alta entalpía, necesarios para la generación eléctrica mediante plantas de expansión flash o plantas de vapor seco, se encuentran exclusivamente en las Islas Canarias. En particular, islas como Tenerife, La Palma, El Hierro y Lanzarote presentan condiciones volcánicas activas, con gradientes geotérmicos superiores a 100 °C/km.

En lo relacionado al aprovechamiento real de la energía geotérmica en España, esta se orienta principalmente al uso directo del calor, especialmente en aplicaciones de muy baja y baja entalpía. Este tipo de uso incluye calefacción de espacios, climatización de edificios, calentamiento de agua, balneoterapia y climatización de invernaderos, siendo mucho más extendido que la generación eléctrica, que aún no se ha desarrollado comercialmente. Según el IGME y el IDAE (Instituto para la Diversificación y el Ahorro de Energía) [4], este tipo de uso representa el grueso del consumo geotérmico en el país, concentrado en instalaciones distribuidas en el ámbito residencial, municipal e industrial.

En Cataluña, el ICGC (Institut Cartogràfic i Geològic de Catalunya), uno de los entes públicos más activos en tema de la geotermia en España, ha monitorizado el aumento de las instalaciones en energía geotérmica superficial, constatando el aumento del aprovechamiento de estos recursos antes infrautilizados.

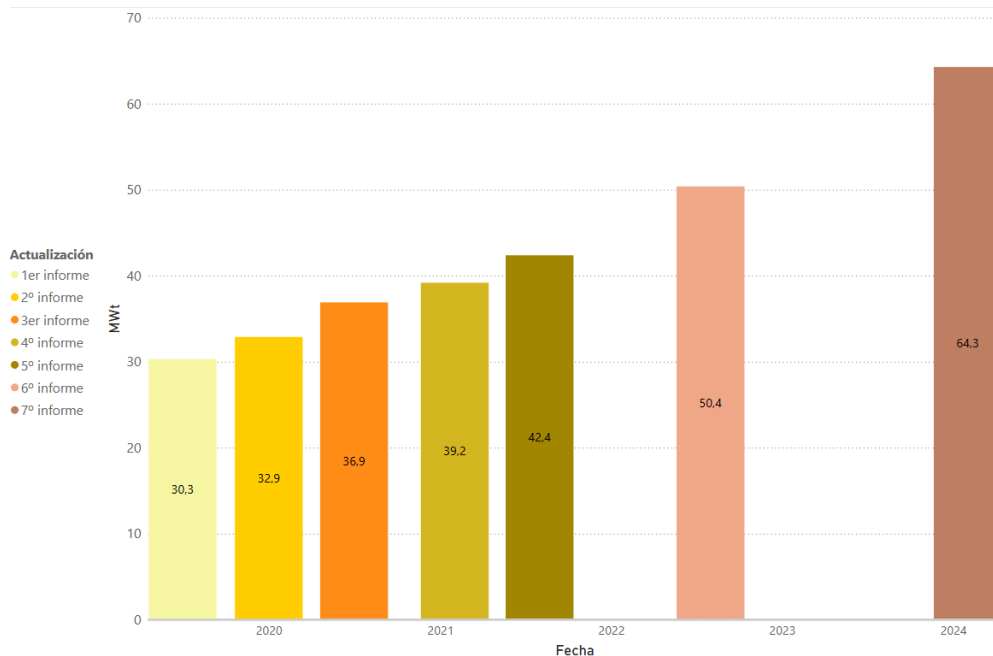


Figura 2.7: Evolución de la potencia térmica instalada por geotermia superficial en Cataluña. (Fuente: [11])

Entre otros ejemplos de proyectos geotérmicos en España, destaca el proyecto de geotermia profunda en Níjar (Almería), orientado a la climatización de invernaderos mediante acuíferos de media entalpía [12]. El sistema se basa en la captación de agua subterránea a alta temperatura para su uso directo en el control climático de explotaciones hortícolas. Esta iniciativa todavía está en fase experimental, pero se espera que pueda mejorar notablemente la eficiencia y sostenibilidad de los cultivos intensivos. En la Figura 2.8, se muestra el pozo de extracción utilizado en este proyecto.



Figura 2.8: Construcción de la planta de geotermia profunda en Níjar, Almería. (Fuente:[13])

En cuanto a la geotermia de alta entalpía, las Islas Canarias presenta uno de los mayores potenciales del país gracias a su origen volcánico. El estudio de Fariña-González et al. (2025) [14] analiza específicamente el caso de La Palma, donde se ha estimado un potencial geotérmico de hasta 17 MWe en dos zonas prioritarias. Estos recursos permitirían cubrir cerca del 60 % de la demanda eléctrica insular con energía geotérmica, reduciendo la dependencia de combustibles fósiles y mejorando la estabilidad del sistema eléctrico local.

Por último, en la península ibérica existen zonas con gran potencial para el desarrollo de Sistemas Geotérmicos Estimulados (EGS), como las fosas tectónicas del Vallès y La Selva (Cataluña), el suroeste de Salamanca, Galicia, el oeste de Cáceres, y zonas fracturadas del sustrato paleozoico en Andalucía. En estas regiones, la presencia de formaciones graníticas

fracturadas y anomalías geotérmicas justifican el interés en proyectos EGS. Según estimaciones del IDAE, el calor almacenado recuperable en estas zonas permitiría instalar hasta 745 MW eléctricos si se implementaran tecnologías EGS con éxito. Esto abriría la puerta a la generación geotérmica a nuevas regiones y permitiría además la creación de nuevos recursos geotérmicos de media/baja entalpía aprovechables para la generación de electricidad.

Como se puede apreciar, el uso de la geotermia en España aún está muy poco desarrollado, y todavía no hay ningún proyecto que tenga como fin la utilización de la geotermia para la generación de electricidad, a pesar de los numerosos recursos disponibles en la península.

2.2 ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA

En el contexto actual de aumento de la penetración de fuentes renovables intermitentes, el almacenamiento de energía se ha convertido en una pieza clave para garantizar la estabilidad de los sistemas eléctricos. La capacidad de desacoplar la generación del consumo permite solventar la intermitencia de las fuentes de energía renovables y por ello, se han desarrollado diversas tecnologías de almacenamiento de energía eléctrica o EES (Electric Energy Storage). En este apartado se analizarán algunas de las más representativas y relevantes hoy en día, entre las que se encuentran las baterías de ion-litio o el almacenamiento hidroeléctrico por bombeo, se revisaran otras tecnologías emergentes como el almacenamiento por aire comprimido o en hidrógeno verde, y, por último, se profundizará en el almacenamiento térmico, en donde se encuentran las baterías Carnot, que serán parte de este proyecto

2.2.1 BATERÍAS DE ION-LITIO

Las baterías de ion-litio son una de las tecnologías de almacenamiento de energía más utilizadas en la actualidad, destacando por su alta densidad energética, larga vida útil y capacidad de respuesta rápida. Estas características las hacen ideales para aplicaciones que van desde dispositivos electrónicos hasta vehículos eléctricos y sistemas de respaldo en energías renovables. Como se muestra en la Figura 2.9, su funcionamiento se basa en el movimiento reversible de iones de litio entre un ánodo y un cátodo a través de un electrolito.

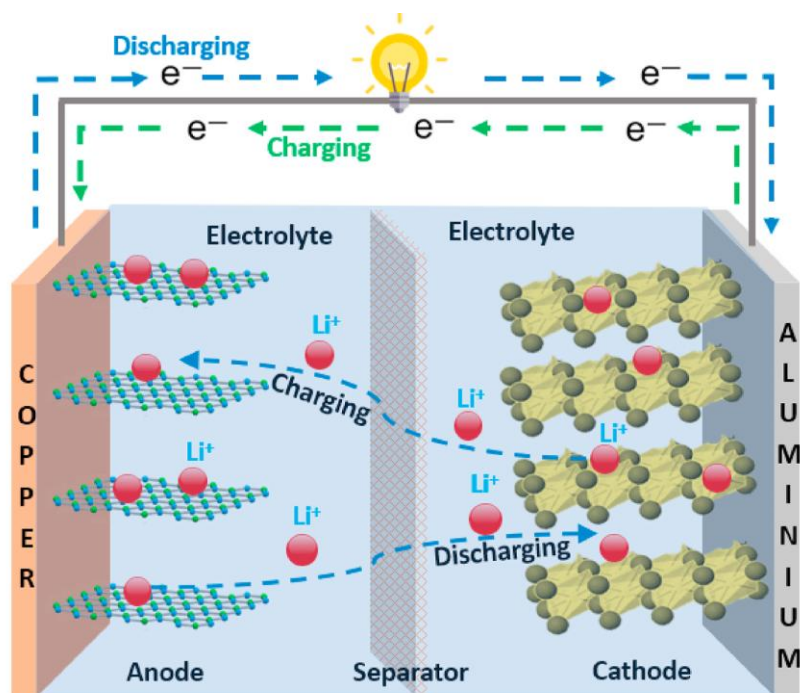


Figura 2.9: Esquema de funcionamiento de una batería de ion-litio. (Fuente:[15])

Sin embargo, también presentan ciertas limitaciones importantes. A lo largo del tiempo, su rendimiento disminuye debido al envejecimiento de los materiales internos, lo que provoca una pérdida gradual de capacidad y un aumento de la resistencia interna al paso de los iones de litio, reduciendo su eficiencia y vida útil. A nivel medioambiental, estas baterías también acarrearán problemas, ya que la fabricación de baterías de ion-litio implica la extracción de materias primas críticas como litio, cobalto o níquel, cuya obtención genera grandes impactos ecológicos. Además, su reciclaje aún no está suficientemente extendido ni optimizado, lo que puede derivar en problemas de residuos peligrosos al final de su vida útil. En los últimos años, se han desarrollado avances en la gestión térmica, las estrategias de carga y los sistemas de control inteligente que permiten mejorar la durabilidad y la seguridad de estas baterías, para hacerlas de esta forma más duraderas y optimizar la utilización de recursos.

2.2.2 ALMACENAMIENTO HIDROELÉCTRICO POR BOMBEO

Las centrales hidroeléctricas de bombeo son hoy en día la tecnología de almacenamiento de energía a gran escala más consolidada y extendida del mundo, representando más del 94 % de la capacidad de almacenamiento instalada globalmente y más del 96 % de la energía almacenada en redes eléctricas a gran escala [16]. Su funcionamiento se basa en un principio sencillo: durante los momentos de baja demanda eléctrica, cuando la electricidad es más barata o hay exceso de producción renovable, se bombea agua desde un embalse inferior a

uno superior, almacenando así energía en forma de energía potencial gravitatoria. Posteriormente, cuando aumenta la demanda o se requiere electricidad, el agua almacenada se libera para hacer girar turbinas generadoras y producir energía. Esta tecnología actúa como una “batería de agua”, permitiendo compensar las fluctuaciones propias de fuentes renovables como la eólica o la solar.



Figura 2.10: Central hidroeléctrica de Sallente en Lleida. (Fuente:[17])

En España, las centrales hidroeléctricas de bombeo juegan un papel estratégico en la integración de renovables y la seguridad del suministro. Actualmente existen varias instalaciones destacadas, entre ellas la central de La Muela II (Valencia), una de las mayores de Europa con una potencia de bombeo de 1050 MW; o Estany Gento-Sallente (Lleida), que forma parte del sistema hidroeléctrico de Endesa en el Pirineo y que se muestra en la Figura 2.10. Según datos de Red Eléctrica [18], la capacidad total de bombeo instalada en España ronda los 7000 MW, y se prevé su ampliación en el contexto del Plan Nacional Integrado de Energía y Clima (PNIEC) 2021–2030.

2.2.3 OTROS SISTEMAS DE ALMACENAMIENTO ELÉCTRICO

Además del almacenamiento hidráulico por bombeo y las baterías de ion litio, existen otras tecnologías que permiten almacenar energía. Entre ellas, destacan el almacenamiento mediante aire comprimido CAES (Compressed Air Energy Storage) y el almacenamiento en forma de hidrógeno.

El sistema CAES consiste en comprimir aire utilizando electricidad en momentos de baja demanda y almacenarlo en cavidades subterráneas como minas abandonadas o acuíferos. Cuando se necesita energía, el aire se libera, se calienta bien con gas natural o bien con calor recuperado del proceso de compresión y se expande en una turbina para generar electricidad. Esta tecnología permite almacenar grandes cantidades de energía durante largos periodos a bajo coste relativo, aunque su eficiencia ronda el 40–60 % y depende de la disponibilidad geológica del terreno para el almacenamiento. El último ejemplo de desarrollo de esta tecnología se dio en China en 2024, con el comienzo de la construcción de la central de Feicheng, ilustrada en la Figura 2.11 y capaz de producir 300 MW de potencia.



Figura 2.11: Planta de Feicheng. (Fuente: [19])

El almacenamiento energético en forma de hidrógeno consiste en utilizar el excedente de energía eléctrica para realizar electrólisis del agua, separando el oxígeno del hidrógeno. Este hidrógeno puede almacenarse a presión o en forma líquida, y utilizarse posteriormente para producir electricidad mediante pilas de combustible o turbinas, o incluso como materia prima para la industria o el transporte. Sin embargo, su eficiencia global es todavía baja, y los costes asociados a la producción, almacenamiento y reconversión del hidrógeno son aún elevados.

2.2.4 ALMACENAMIENTO TÉRMICO DE ENERGÍA ELÉCTRICA: BATERÍAS DE CARNOT

El almacenamiento térmico opera mediante la conversión de la electricidad en energía térmica, la cual se conserva bien de forma sensible mediante materiales como líquidos,

sólidos o gases o bien de forma latente a través de cambios de fase. Una de las aplicaciones más prometedoras del almacenamiento térmico en el ámbito eléctrico es el almacenamiento por bombeo térmico, o PTES (Pumped Thermal Energy Storage), que consiste en convertir electricidad en calor mediante una bomba de calor, almacenar ese calor en depósitos térmicos a distintas temperaturas, y posteriormente reconvertirlo en electricidad utilizando un motor térmico. El rendimiento del sistema completo, conocido como *round-trip efficiency* (RTE), depende del producto del coeficiente de rendimiento de la bomba de calor (COP) y la eficiencia de conversión del motor térmico. Cuando esta conversión sigue un esquema en el que se combinan una bomba de calor y un ciclo de potencia para almacenar y liberar electricidad, se emplea habitualmente en Europa el término *batería de Carnot*. Este nombre hace referencia al ciclo termodinámico de Carnot, que representa el límite teórico de eficiencia para la conversión de calor en trabajo. Por lo tanto, se usarán en la realización de este trabajo los términos de PTES y batería de Carnot como sinónimos. Este concepto de las baterías de Carnot se puede ver ilustrado en la Figura 2.12.

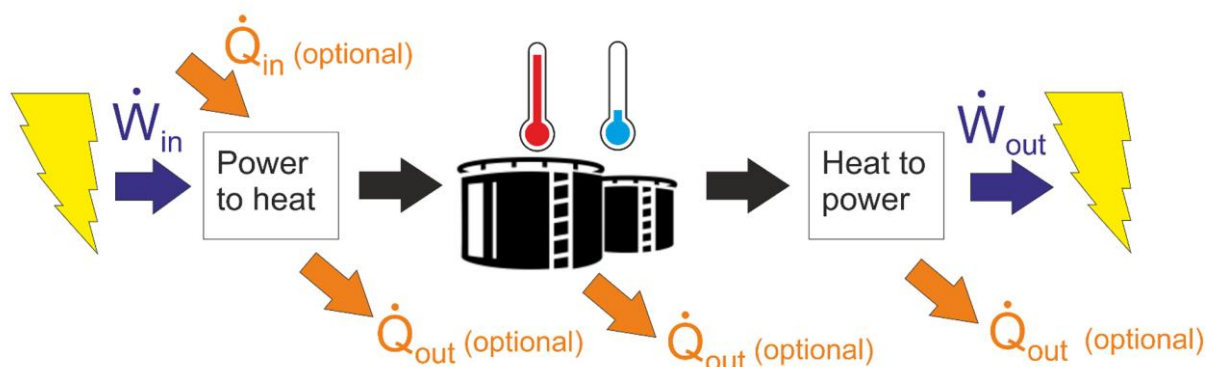


Figura 2.12: Principio general de funcionamiento de una batería Carnot. (Fuente: [20])

Por otro lado, a diferencia de otros sistemas de almacenamiento como las baterías de litio o el bombeo hidráulico, las baterías de Carnot no requieren materiales críticos ni condiciones geográficas especiales. Se pueden construir con componentes robustos y maduros tecnológicamente, como turbomáquinas, intercambiadores de calor y sales fundidas, y son especialmente adecuadas para almacenamiento de larga duración, lo que las hace muy interesantes para su integración con tecnologías como la geotermia profunda, tal como destaca el informe del NREL (National Renewable Energy Laboratory), un laboratorio del departamento de Energía de Estados Unidos dedicado al estudio de las posibilidades que ofrecen las energías renovables, [21] y como se pretende demostrar en este proyecto.

Además, se han realizado numerosos estudios que demuestran la eficacia teórica y el potencial que encierran las baterías de Carnot en el almacenamiento de energía. *Linares et*

al. [22] desarrollaron teóricamente una batería Carnot basada en ciclos Brayton con CO₂ supercrítico y almacenamiento térmico en sales fundidas, utilizando además un campo solar térmico como fuente térmica de la bomba de calor. Este diseño, concebido para operación en condiciones solares variables, ha demostrado un rendimiento teórico excepcional, con una eficiencia *round-trip* superior al 100 %, gracias a la aportación térmica solar, un COP de 2,46 y una eficiencia de conversión eléctrica del 46,5 %. La Figura 2.13 muestra el esquema de funcionamiento de esta planta.

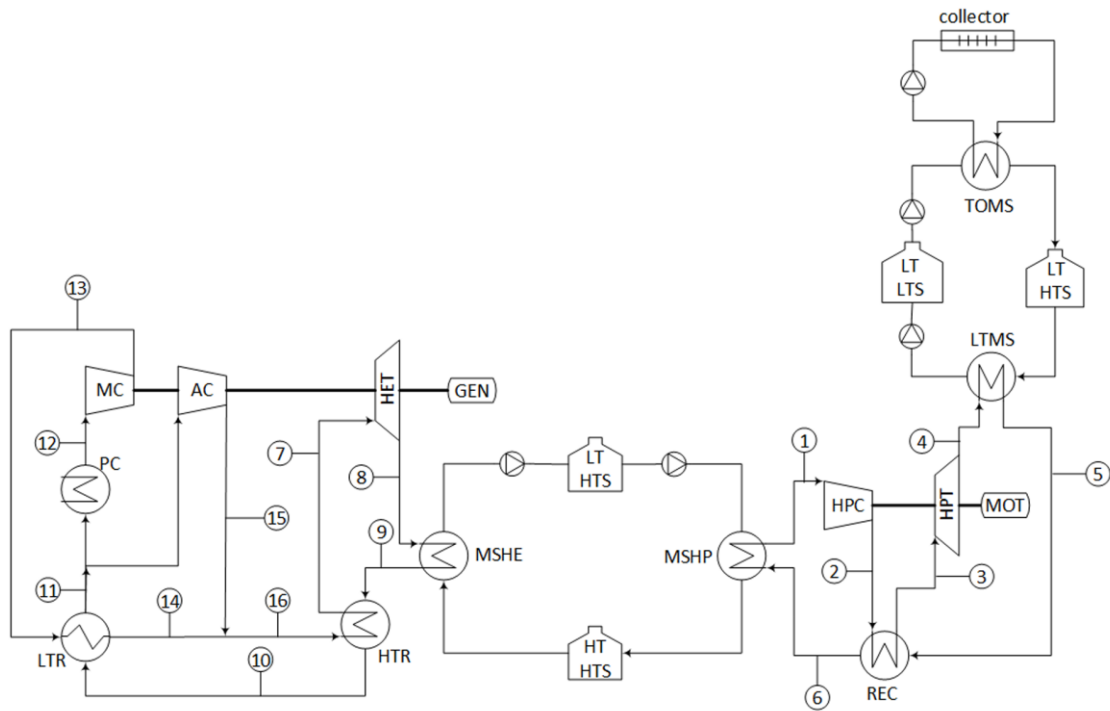


Figura 2.13: Planta propuesta por Linares et al. (Fuente: [22])

Aunque las baterías Carnot se encuentran todavía en fases de desarrollo y validación experimental, en los últimos años se han puesto en marcha diversos prototipos reales y proyectos demostrativos que confirman su viabilidad técnica y económica. Uno de los ejemplos más conocidos es el de la empresa británica Isentropic Ltd. y la Universidad de Newcastle [23], que desarrolló una planta piloto de 150 kW basada en argón como fluido de trabajo y almacenamiento térmico en tanques de roca caliente, que se puede observar en la Figura 2.14. Esta instalación, convertía posteriormente este calor almacenado en electricidad a través de un ciclo Brayton, y logró una eficiencia entre el 60 % y el 65 % antes de finalizar su operación en 2018, sirviendo como referencia tecnológica para futuras investigaciones.



Figura 2.14: Tanques de almacenamiento del proyecto de baterías de Carnot de la Universidad de Newcastle. (Fuente:[24])

Entre otros ejemplos de proyectos relacionados con baterías Carnot destaca el de Siemens Gamesa [20], operativo desde 2019, que utiliza resistencias eléctricas para calentar rocas volcánicas hasta 750 °C y reconvierte el calor en electricidad mediante un ciclo de vapor. También destaca la empresa Malta Inc., que ha desarrollado un sistema PTES basado en almacenamiento térmico sensible en sales y aire caliente, que ha sido probado en laboratorio con un gran éxito [20]. Finalmente, el NREL está desarrollando un sistema innovador que utiliza arena caliente como medio térmico a temperaturas superiores a 1000 °C, capaz de alcanzar eficiencias de almacenamiento del 95 % y round-trip en torno al 50 %, con una planta demostrativa en marcha [20].

2.3 BOMBAS DE CALOR

Las bombas de calor son sistemas térmicos que permiten transferir calor desde un foco frío a otro más caliente, utilizando para ello una cierta cantidad de trabajo externo, generalmente en forma de energía eléctrica. A diferencia de los ciclos naturales, donde el calor fluye espontáneamente desde una fuente caliente a una fría, la bomba de calor invierte este proceso mediante un ciclo termodinámico cerrado y consumiendo trabajo para ello.

Para lograrlo, el sistema establece dos niveles de presión: uno bajo, donde el fluido absorbe calor del foco frío, y otro alto, donde lo cede al foco caliente. El fluido se comprime, aumentando su temperatura por encima de la del foco caliente, lo que permite la cesión de

calor. Luego pasa por una válvula de expansión, donde su presión y temperatura disminuyen, volviendo a estar en condiciones de absorber calor y reiniciar el ciclo. En la Figura 2.15 se puede ver conceptualmente cómo funciona una bomba de calor.

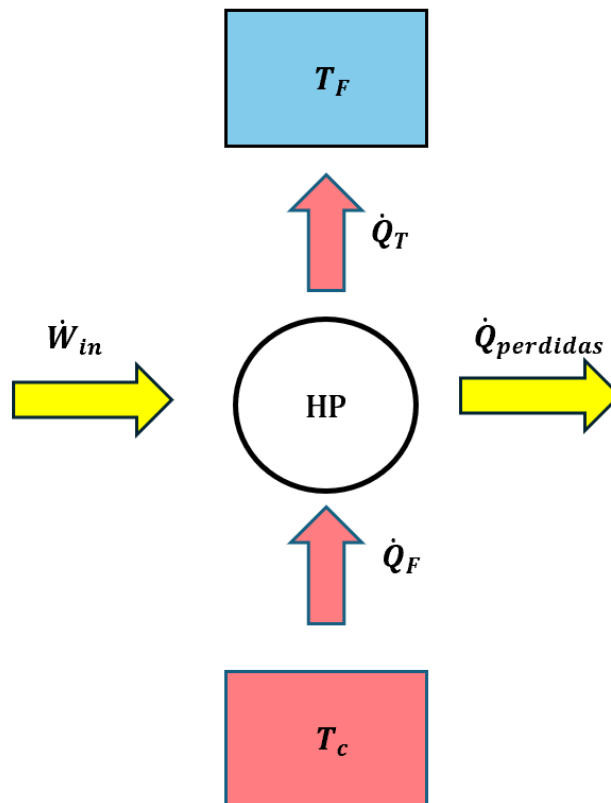


Figura 2.15: Esquema de funcionamiento de una bomba de calor. (Fuente: Elaboración propia)

2.3.1 CICLO BRAYTON INVERSO

El ciclo Brayton inverso es una alternativa a los ciclos de compresión de vapor para bombas de calor convencionales (Rankine). Utiliza un fluido que se mantiene siempre en fase gaseosa, evitando el uso de refrigerantes convencionales. El ciclo consiste en comprimir el gas, aumentando su temperatura, ceder calor al foco caliente, expandirlo para reducir su temperatura por debajo de la del foco frío, y finalmente absorber calor del entorno antes de reiniciar el proceso. Este tipo de bombas se han demostrado especialmente útiles para

aplicaciones de alta temperatura [25], como procesos industriales que requieren generación de vapor. En la Figura 2.16, se muestra el esquema de funcionamiento típico de una bomba de calor de tipo Brayton inverso.

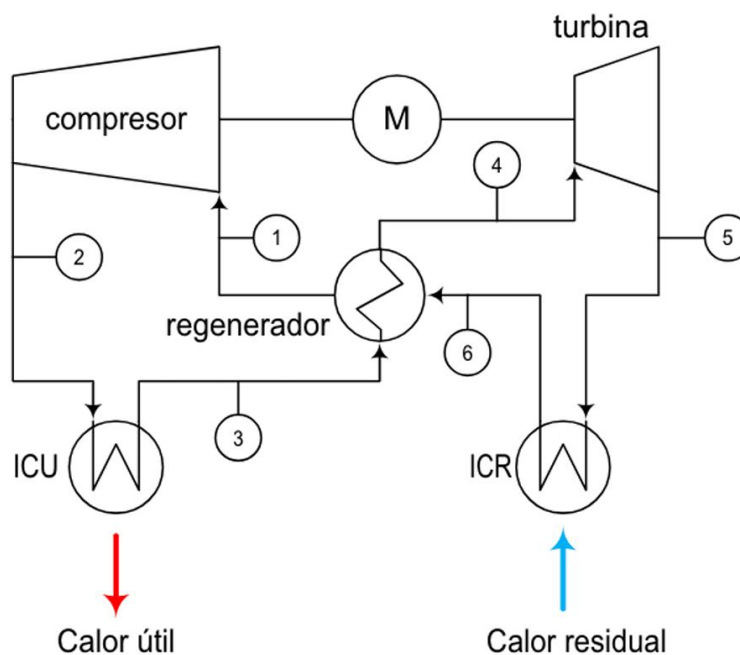


Figura 2.16: Bomba de calor de ciclo Brayton inverso convencional. (Fuente: [25])

Sin embargo, para este ciclo Brayton inverso se ha desarrollado una variante muy interesante. Como se ha explicado en *Linares et al* [22], con el objetivo de optimizar la integración entre una bomba de calor y un sistema de almacenamiento térmico (como puede ser una batería de Carnot), se ha adoptado una configuración no convencional del ciclo Brayton inverso, en la que la cesión de calor útil se realiza aguas arriba del compresor, es decir, en el lado de baja presión del ciclo. Esta decisión se toma para poder compartir los intercambiadores de calor entre la bomba de calor y el motor térmico en el caso de que la planta sea reversible. Al mantener simétricos los puntos de entrada y salida térmica en ambos ciclos, se facilita la interoperabilidad con la batería térmica Carnot y se reduce la complejidad del diseño. Aunque esta inversión contradice el funcionamiento clásico de las bombas de calor, que transfieren calor útil tras la compresión, en alta presión, la incorporación de un recuperador regenerativo permite mantener un alto rendimiento térmico a pesar del cambio. Con el objetivo de que la planta diseñada en este proyecto sea reversible, esta configuración será la elegida para el diseño de la bomba de calor. En la Figura 2.17 se muestra un esquema de esta variación.

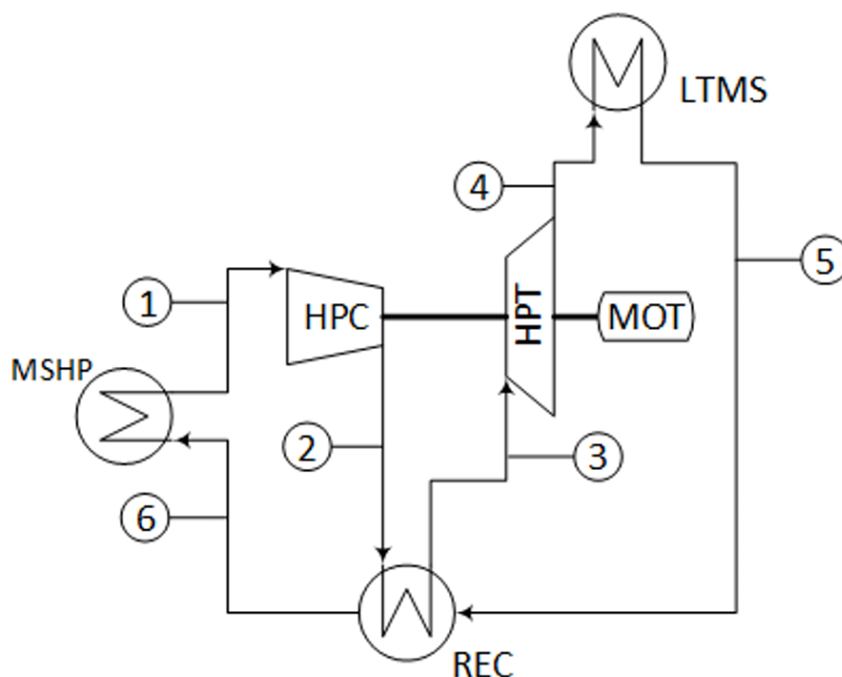


Figura 2.17: Variante de la bomba de calor de ciclo Brayton inverso. (Fuente:[22])

2.4 CICLO BRAYTON DE POTENCIA

El ciclo Brayton es uno de los ciclos termodinámicos más comunes, y en él, un fluido compresible en estado gaseoso se utiliza para transformar calor en trabajo mecánico. Este ciclo, en su forma ideal, consta de cuatro etapas principales. Estos ciclos pueden ser cerrados, si el gas no se deshecha al final del ciclo y se reutiliza continuamente, o abiertos, si al finalizar el ciclo el gas es liberado. En primer lugar, el fluido entra en el compresor, donde sufre una compresión adiabática que eleva su presión y temperatura sin que exista intercambio de calor con el entorno, lo cual requiere un aporte de trabajo externo. A continuación, el fluido comprimido pasa por un intercambiador de calor, donde se le aporta energía térmica a presión constante, proveniente generalmente de una cámara de combustión, que aumenta su temperatura y energía interna. Posteriormente, el fluido caliente se expande adiabáticamente en una turbina, cediendo parte de su energía en forma de trabajo útil, lo que provoca una disminución en su presión y temperatura. Por último, en caso de que el ciclo sea cerrado, el fluido pasa por un segundo intercambiador donde cede calor al foco frío a presión constante, reduciendo su temperatura antes de volver a entrar al compresor, cerrando así el ciclo. En caso de que el ciclo sea abierto, al finalizar la expansión el gas es liberado al exterior. En la Figura 2.18 se puede ver de forma esquemática cómo es un ciclo Brayton cerrado.

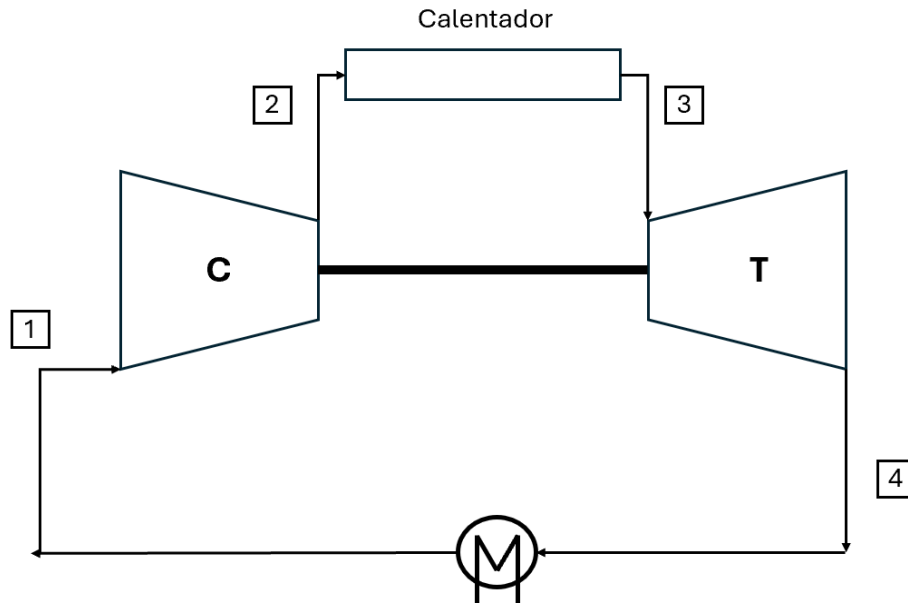


Figura 2.18: Esquema de funcionamiento de un ciclo Brayton cerrado. (Fuente: Elaboración propia)

El ciclo Brayton se utiliza principalmente en turbinas de gas para generación eléctrica y en motores a reacción como los turborreactores y turbofanés en la aviación. También tiene aplicaciones en plantas de energía solar térmica, reactores nucleares y en ciclos combinados junto al ciclo Rankine para mejorar la eficiencia.

Capítulo 3. METODOLOGÍA

En esta sección se ahondará en los métodos empleados para el desarrollo del proyecto:

- En primer lugar, se explicará el procedimiento seguido para modelar los distintos ciclos del proyecto. Se definirá la fuente de geotermia, las condiciones de contorno necesarias y las hipótesis formuladas para el cálculo de los ciclos.
- Posteriormente, se realizará el prediseño de los componentes de los ciclos, como turbomaquinaria, intercambiadores de calor y tuberías. Asimismo, se profundizará en los fundamentos teóricos y criterios de diseño empleados a la hora de realizar el prediseño de los componentes.
- Por último, se abordarán los fundamentos del estudio de viabilidad económica, determinando los costes de cada parte del proyecto.

Para la realización de esta sección se ha utilizado el software “*Engineering Equation Solver*”[26].

3.1 PRESENTACIÓN DE LA PLANTA

La planta presentada en este proyecto pretende mejorar el aprovechamiento de una fuente geotérmica mediante el almacenamiento térmico y la generación flexible. La planta incorpora tecnologías de bombas de calor, almacenamiento eléctrico PTES y generación eléctrica en un mismo sistema que permite maximizar la eficiencia y rentabilidad del recurso geotérmico.

El diseño se fundamenta en el funcionamiento coordinado de tres ciclos principales: el ciclo de carga, el ciclo de descarga y el ciclo de generación de vapor. Esta configuración permite gestionar el recurso geotérmico en diferentes momentos temporales, desacoplando la extracción de calor geotérmico de la generación eléctrica. El nexo central del sistema es una batería de Carnot que utiliza aceite térmico (Therminol_VP1) como fluido de almacenamiento. En la Figura 3.1 se puede comprobar el funcionamiento pormenorizado de la planta.

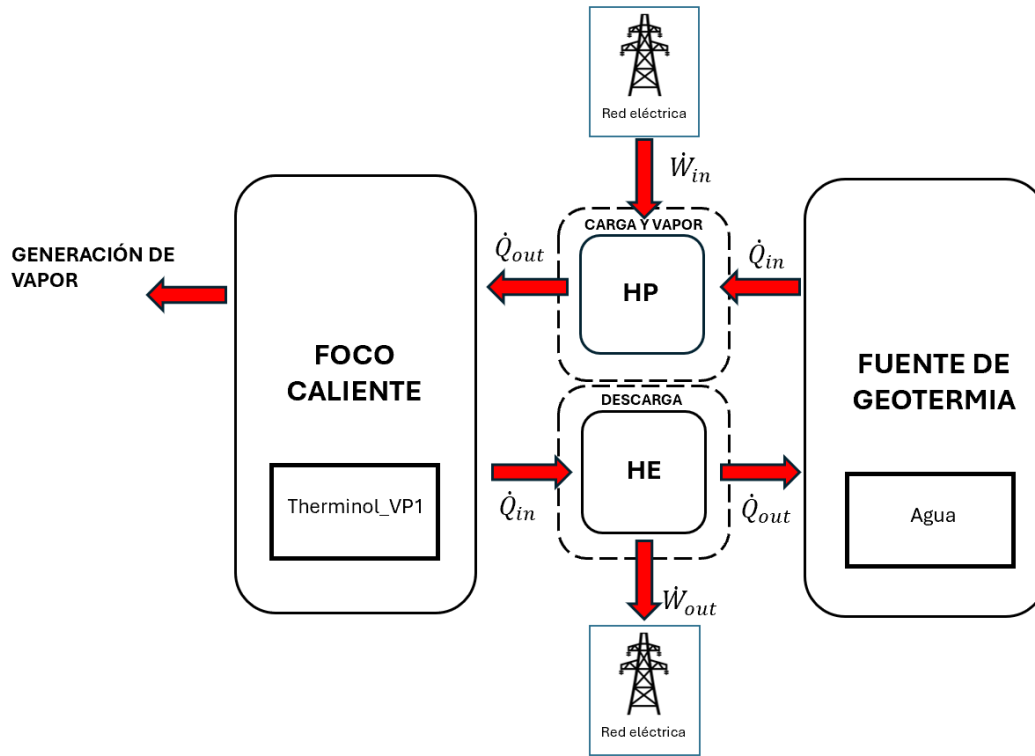


Figura 3.1: Esquema de funcionamiento de la planta. (Fuente: Elaboración propia)

Los tres ciclos diferentes que componen la planta serán puestos en funcionamiento en distintos momentos del día. Los ciclos de carga y generación de vapor utilizarán una bomba de calor mientras que el ciclo de descarga utilizará un motor térmico. Para la bomba de calor se utilizará un ciclo Brayton inverso, mientras que para el motor se usará un ciclo Brayton directo. La elección de un ciclo Brayton inverso se debe a que es compacto y permite alcanzar altas temperaturas con un foco de temperatura bajo, lo que lo hace perfecto para el aprovechamiento de calor residual a baja temperatura como es el caso de la fuente geotérmica. En la Figura 3.2 se puede comprobar la disposición de cada ciclo en la planta, así como la dirección de flujo.

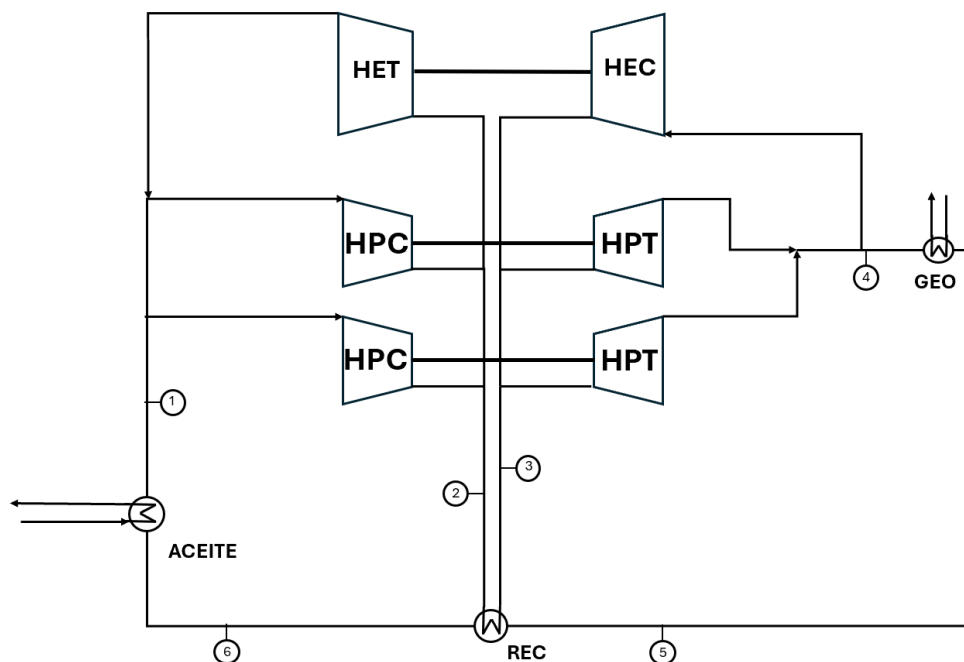


Figura 3.2: Diagrama de la planta completa (Fuente: Elaboración Propia)

3.1.1 FUENTE DE GEOTERMIA

La fuente geotérmica seleccionada para este proyecto se encuentra situada en el municipio de San Sebastián de los Reyes (Madrid), en el contexto de la cuenca sedimentaria del Tajo [27]. Más concretamente se ha considerado el pozo geotérmico del sondeo "San Sebastián de los Reyes nº1", ejecutado en el año 1982 en el marco del Plan Energético Nacional, y que se desarrolló tras la crisis del petróleo para buscar nuevas fuentes de energía en España [28]. Este sondeo alcanzó una profundidad final de 2130 metros y atravesó un reservorio de baja entalpía con condiciones térmicas e hidráulicas especialmente adecuadas para su explotación energética.

Durante las campañas de medición, se registraron temperaturas comprendidas entre los 75 °C a 1.500 m y los 98 °C a 2100 m, con un gradiente térmico promedio de 3,25 °C cada 100 metros de profundidad. Estas temperaturas permiten aprovechar el calor del subsuelo con tecnologías eficientes como bombas de calor y motores térmicos operando en ciclo Brayton.

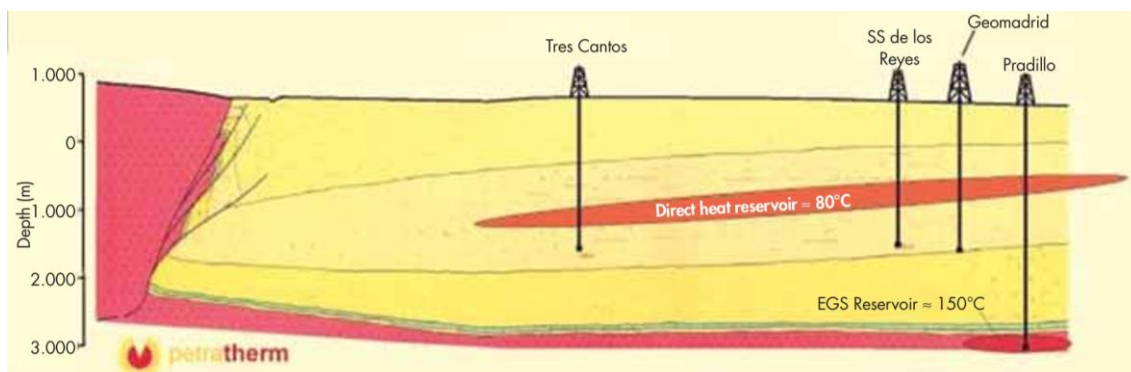


Figura 3.3: Corte geológico interpretativo de la cuenca de Madrid. (Fuente:[27])

En cuanto a la capacidad de extracción, los registros de caudal revelan valores de hasta 72,5 kg/s, con un caudal sostenido superior a los 60 kg/s en los tramos más permeables del reservorio. El espesor efectivo del acuífero se estimó en torno a 80 m. Por lo tanto, la fuente geotérmica se tratará de una corriente de agua de 70 kg/s a 80 °C. Durante el ciclo de carga la corriente geotérmica pasará de 80 °C a 15 °C, mientras que el ciclo de generación de vapor el salto de temperaturas tan solo será de 80 °C a 40 °C. Durante el ciclo de descarga, la fuente geotérmica continuará extrayendo agua a 80 °C, que dejará enfriar hasta los 40 °C, donde se reinyectará junto con el agua que sirve como foco frío.

Una característica clave de las fuentes geotérmicas es la necesidad de mantener una operación continua de los pozos de extracción. Esto se debe a que la estabilidad de la producción térmica depende de que los pozos operen de forma regular, evitando grandes oscilaciones en la presión de cabeza y la acumulación de gases. Además, como se ha documentado en estudios sobre plantas geotérmicas operativas [29], como la de Pico Vermelho en las Azores, la operación discontinua de los pozos geotérmicos puede generar inestabilidades térmicas, pérdida de productividad y tiempos prolongados de recuperación tras cada reinicio. Por este motivo, aunque los sistemas eléctricos tengan demanda variable, la explotación geotérmica se mantiene en funcionamiento continuo.

Por consiguiente, en la planta propuesta se ha incorporado un ciclo de generación de vapor que opera durante las horas en que no se activa el ciclo de carga o el ciclo de descarga. Este ciclo intermedio tiene como función principal aprovechar el caudal térmico disponible para mantener la inercia térmica del pozo, asegurando una extracción constante de fluido geotérmico a 80 °C. Este enfoque permite garantizar una operación ininterrumpida de la fuente geotérmica las 24 horas del día, alineándose con las prácticas observadas en sistemas reales.

3.1.2 CICLO DE CARGA

El ciclo de carga, destacado en rojo en la Figura 3.4, constituye uno de los tres ciclos fundamentales del sistema y cumple la función de extraer calor de la fuente geotérmica para elevarlo y almacenarlo en la batería térmica. El agua utilizada por la fuente geotérmica se almacenará para su posterior uso durante la fase de descarga. Este ciclo opera mediante una bomba de calor, que utiliza CO₂ supercrítico como fluido de trabajo.

Además, su configuración como un ciclo Brayton inverso permite obtener temperaturas de salida elevadas, 300 °C en el TherminoL_VP1, a partir de una fuente térmica de temperatura relativamente baja (80 °C), aprovechando eficientemente el recurso geotérmico.

Por último, el ciclo está diseñado para operar principalmente en periodos de baja demanda eléctrica (horas valle), cuando los precios de la electricidad son más económicos, optimizando así el coste operativo del sistema.

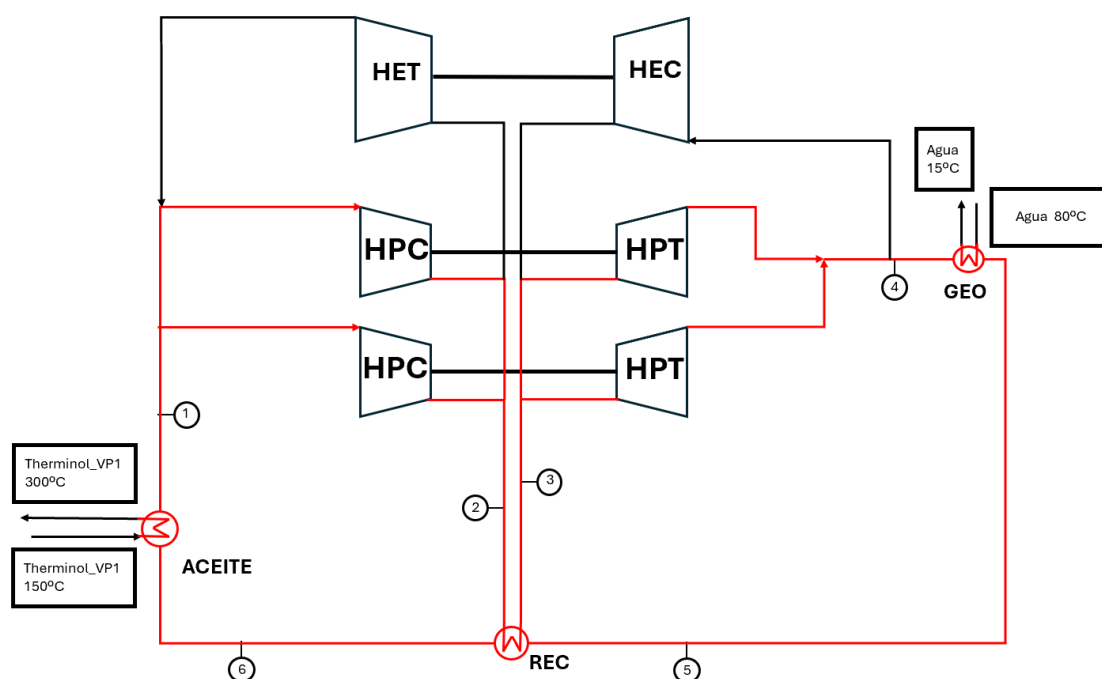


Figura 3.4: Ciclo de carga. (Fuente: Elaboración propia)

3.1.3 CICLO DE DESCARGA

El ciclo de descarga, resaltado en rojo en la Figura 3.5, funciona como un ciclo de potencia. Su objetivo principal es transformar la energía térmica almacenada en la batería de Carnot en energía eléctrica que será exportada a la red. Este ciclo también opera utilizando CO₂ supercrítico como fluido de trabajo. El agua almacenada durante el ciclo anterior se utilizará como foco frío, y su temperatura se verá incrementada para poder ser reinyectada al pozo geotérmico.

Este ciclo está diseñado para operar durante periodos de alta demanda eléctrica, cuando los precios de la electricidad son más elevados, lo que permite maximizar el rendimiento económico de la instalación. La configuración como ciclo Brayton permite además obtener una alta eficiencia en la conversión de energía térmica a eléctrica. La utilización de este ciclo de descarga en la planta permite aprovechar de manera óptima la energía almacenada en la batería térmica, proporcionando flexibilidad operativa para adaptarse a las condiciones variables de la demanda del mercado eléctrico.

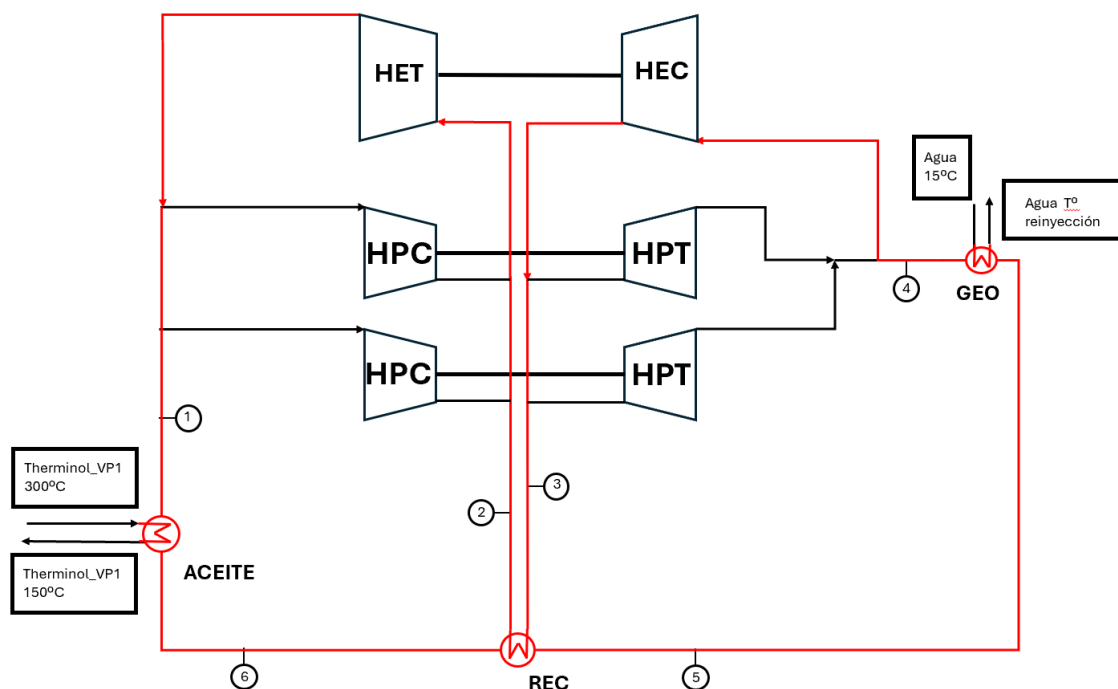


Figura 3.5: Ciclo de descarga. (Fuente: Elaboración propia)

Figura 3.6: Ciclo de generación de vapor. (Fuente: Elaboración propia)

3.2 CÁLCULO DE LOS CICLOS

3.2.1 DEFINICIÓN DE LAS CONDICIONES DE CONTORNO Y DATOS DE PARTIDA

Duración de los ciclos

Para la duración que tendrá cada ciclo se estimará el número de horas pico y horas valle del sistema eléctrico. Las horas pico son las horas de más demanda, en el que el precio (€/MWh) es mayor. Para la resolución de los ciclos se estimarán en 2 horas, si bien se comprobará para el estudio económico como afecta un cambio en la duración de la hora de descarga. En cambio, las horas valle son las horas de menor demanda, en el que el precio (€/MWh) es menor, y se estiman como de 5 horas al día. Esta duración será la que se empleará como duración del periodo de carga. Las horas del día restantes, que no forman parte del ciclo de carga ni de descarga, serán las que se emplearán en el ciclo de creación de vapor, si bien la generación de vapor se realizará durante 24 horas como se explicó en el apartado correspondiente al ciclo de generación de vapor.

Elección del fluido de trabajo

El uso de CO₂ supercrítico como fluido de trabajo se justifica en que su punto crítico se encuentra cercano a la temperatura ambiente, tiene densidades altas por lo que el trabajo de compresión es menor y la densidad energética que contiene es alta. Además, tiene un potencial de calentamiento global (GWP) de 1, de daño a la capa de ozono (ODP) nulo y es un gas abundante y seguro [30].

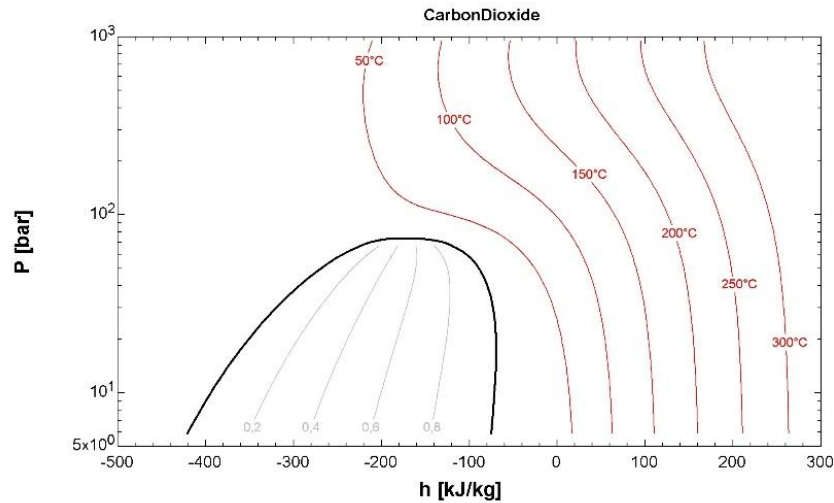


Figura 3.7: Diagrama P-h del CO₂

Pérdidas de presión en tuberías e intercambiadores

Para resolver los ciclos se tendrá en cuenta una caída de presión del 2% en los intercambiadores. En los conductos, al considerarse que las distancias que unen no son muy grandes, se desprecian las caídas de presión a efectos de la resolución del ciclo, pero sí se tendrán en cuenta para el dimensionado de tuberías (ver sección 3.5).

Fluido de trabajo y temperaturas del sistema PTES

Debido a que la fuente geotérmica tiene una baja temperatura, el ciclo Brayton no podrá elevar la temperatura demasiado, ya que esto implicaría conseguir un COP muy reducido. Por lo tanto, el rango de temperaturas al que operará la batería de Carnot será de 150 °C/300 °C. Debido a que este rango no es demasiado alto, no será necesario el uso de sales fundidas como en otros proyectos. Se podrá utilizar como fluido de trabajo el aceite térmico Therminol_VP1 ya que tiene un rango de temperaturas comprendido entre 12 y 400 °C y es un fluido sintético ampliamente utilizado en aplicaciones industriales [31]. El aceite se supondrá que pasa por el lazo cerrado con una presión de 5 bar y una pérdida del 2% en los intercambiadores.

Condiciones de la generación de vapor

El lazo cerrado de aceite en la batería Carnot se encuentra en el rango de 300 °C/150 °C por lo que se debe elegir una presión para que agua saturada a una temperatura inferior a 150 °C, pueda convertirse en vapor y alcanzar una temperatura aceptable para uso industrial. Por este motivo se elegirá como la presión de trabajo para el vapor 10 bar ya que se puede producir vapor a una temperatura cercana a los 180° C a partir del intercambio térmico con aceite en el rango de temperaturas de este.

Lazo cerrado de aceite

La planta incorpora un sistema de almacenamiento térmico basado en un lazo cerrado de aceite térmico Therminol_VP1 representado en la figura 3.8. El aceite circula entre dos tanques: uno caliente a 300 °C y otro frío a 150 °C, atravesando dos intercambiadores de calor durante su funcionamiento.

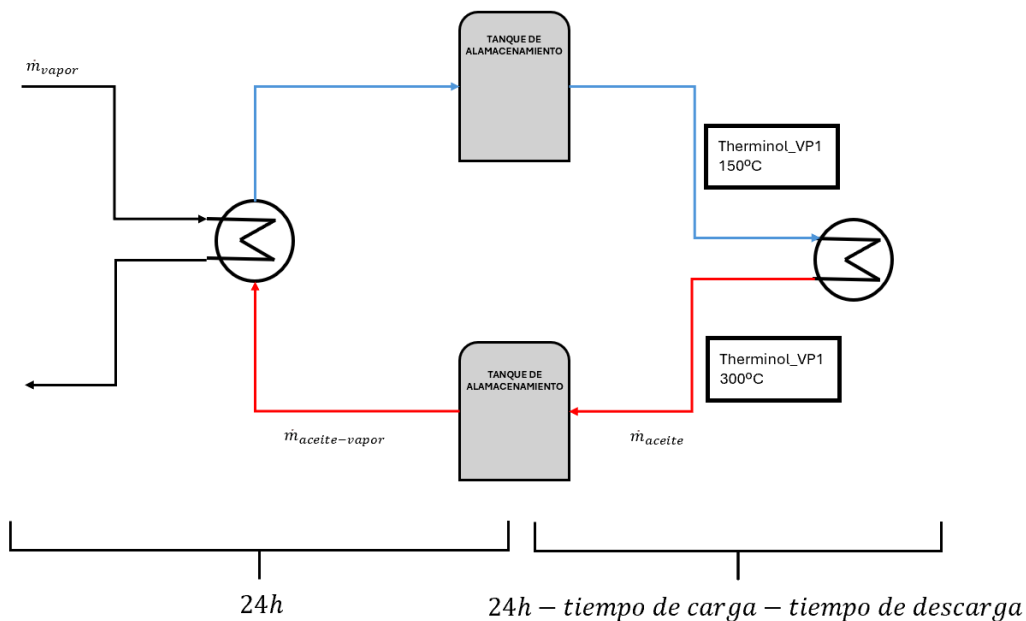


Figura 3.8: Lazo cerrado de aceite. (Fuente: Elaboración propia)

Durante el periodo de carga, el aceite se calienta mediante una bomba de calor geotérmica y se almacena en el tanque caliente. Parte de ese aceite también alimenta de forma continua el ciclo de generación de vapor, que opera durante las 24 horas del día para mantener la inercia térmica del pozo geotérmico [29]. El sistema está diseñado para que el caudal de aceite calentado ($\dot{m}_{aceite}$) sea superior al necesario para el vapor ($\dot{m}_{aceite-vapor}$), permitiendo acumular energía para el periodo de descarga, cuando se activa el ciclo Brayton de potencia.

Parámetros comunes

Durante el modelado de los ciclos se utilizarán como parámetros los valores dados en la siguiente tabla:

Tabla 3.1: Parámetros comunes para el diseño de los ciclos.

Símbolo	Definición	Ciclos	Valor
η_T	Eficiencia de la turbina	Todos	90%
η_C	Eficiencia del compresor	Todos	85%
PP_{REG_carga}	Pinch Point Regenerador	Carga y vapor	10 °C
PP_{GC_carga}	Pinch Point Gas Cooler	Carga y vapor	10 °C
PP_{GH_carga}	Pinch Point Gas Heater	Carga y vapor	10 °C
$PP_{REG_descarga}$	Pinch Point Regenerador	Descarga	10 °C
$PP_{GC_descarga}$	Pinch Point Gas Cooler	Descarga	10 °C
$PP_{GH_descarga}$	Pinch Point Gas Heater	Descarga	10 °C

3.2.2 ECUACIONES DE COMPORTAMIENTO

Ecuaciones empleadas para el ciclo de carga

- Parámetros generales

$$p_1 = 20 \text{ bar} \quad (3.1)$$

$$t_{ent\ aceite} = 150\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.2)$$

$$t_{sal\ aceite} = 300\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.3)$$

$$t_1 = t_{ent\ aceite} + PP_{GC_carga} \quad (3.4)$$

$$t_6 = t_{sal\ aceite} + PP_{GC_carga} \quad (3.5)$$

$$t_1 = t_{ent\ aceite} + PP_{GC_carga} \quad (3.6)$$

- Compresor

$$\eta_c = \frac{h_{s2} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.7)$$

$$\dot{W}_C = \dot{m}_{CO2} * (h_2 - h_1) \quad (3.8)$$

- Gas Cooler

$$\dot{Q}_{GC} = \dot{m}_{CO2} * (h_6 - h_1) \quad (3.9)$$

$$\dot{Q}_{GC} = \dot{m}_{aceite} * (h_{sal\ aceite} - h_{ent\ aceite}) \quad (3.10)$$

$$p_1 = p_6 * (1 - \Delta P) \quad (3.11)$$

$$p_{salida\ aceite} = p_{entrada\ aceite} * (1 - \Delta P) \quad (3.12)$$

- Recuperador

$$\dot{Q}_{REC} = \dot{m}_{CO2} * (h_2 - h_3) \quad (3.13)$$

$$\dot{Q}_{REC} = \dot{m}_{CO2} * (h_6 - h_5) \quad (3.14)$$

$$t_2 = t_6 + PP_{REC_carga} \quad (3.15)$$

$$p_6 = p_5 * (1 - \Delta P) \quad (3.16)$$

$$p_3 = p_2 * (1 - \Delta P) \quad (3.17)$$

- Gas Heater

$$t_{a1} = 80 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.18)$$

$$t_{a2} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.19)$$

$$\dot{Q}_{GH} = \dot{m}_{CO2} * (h_5 - h_4) \quad (3.20)$$

$$\dot{Q}_{GH} = \dot{m}_{agua} * (h_{a1} - h_{a2}) \quad (3.21)$$

$$t_5 = t_{a1} + PP_{GC_carga} \quad (3.22)$$

$$p_5 = p_4 * (1 - \Delta P) \quad (3.23)$$

- Turbina

$$\eta_c = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (3.24)$$

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{CO_2} * (h_3 - h_4) \quad (3.25)$$

- COP

$$\dot{W}_{motor} = \dot{W}_C - \dot{W}_T \quad (3.26)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{GC_carga}}{\dot{W}_{motor}} \quad (3.27)$$

Ecuaciones empleadas para el ciclo de descarga

- Parámetros generales

$$p_4 = 20 \text{ bar} \quad (3.28)$$

$$t_4 = t_{a1} + PP_{GC_descarga} \quad (3.29)$$

$$p_3 = 250 \text{ bar} \quad (3.30)$$

$$t_{ent \text{ aceite}} = 300 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.31)$$

$$t_{sal \text{ aceite}} = 150 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.32)$$

$$t_1 = t_{sal\ aceite} - PP_{GH_descarga} \quad (3.33)$$

$$t_6 = t_{ent\ aceite} + PP_{GH_descarga} \quad (3.34)$$

$$\dot{m}_{aceite} = \dot{m}_{aceite\ ciclo\ carga} * \frac{5}{tiempo\ descarga\ [h]} \quad (3.35)$$

- Compresor

$$\eta_c = \frac{h_{s3} - h_3}{h_3 - h_4} \quad (3.36)$$

$$\dot{W}_C = \dot{m}_{CO2} * (h_3 - h_4) \quad (3.37)$$

- Gas Cooler

$$t_{a1} = 15\ ^\circ C \quad (3.38)$$

$$t_{a2} = 80\ ^\circ C \quad (3.39)$$

$$\dot{Q}_{GC} = \dot{m}_{CO2} * (h_5 - h_4) \quad (3.40)$$

$$\dot{Q}_{GH} = \dot{m}_{agua} * (h_{a1} - h_{a2}) \quad (3.41)$$

$$p_4 = p_5 * (1 - \Delta P) \quad (3.42)$$

Recuperador

$$\dot{Q}_{REC} = \dot{m}_{CO2} * (h_2 - h_3) \quad (3.43)$$

$$\dot{Q}_{REC} = \dot{m}_{CO2} * (h_6 - h_5) \quad (3.44)$$

$$t_3 = t_5 + PP_{REC_descarga} \quad (3.45)$$

$$p_5 = p_6 * (1 - \Delta P) \quad (3.46)$$

$$p_2 = p_3 * (1 - \Delta P) \quad (3.47)$$

- Gas Heater

$$\dot{Q}_{GH} = \dot{m}_{CO2} * (h_6 - h_1) \quad (3.48)$$

$$\dot{Q}_{GC} = \dot{m}_{aceite} * (h_{ent\ aceite} - h_{sal\ aceite}) \quad (3.49)$$

$$p_6 = p_1 * (1 - \Delta P) \quad (3.50)$$

$$p_{salida\ aceite} = p_{entrada\ aceite} * (1 - \Delta P) \quad (3.51)$$

- Turbina

$$\eta_c = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_{1s}} \quad (3.52)$$

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{CO2} * (h_2 - h_2) \quad (3.53)$$

- Rendimiento

$$\dot{W}_{generado} = \dot{W}_T - \dot{W}_C \quad (3.54)$$

$$\eta = \frac{\dot{W}_{generado}}{\dot{Q}_{GH}} \quad (3.55)$$

Ecuaciones empleadas para el ciclo de generación de vapor

El ciclo se formulará igual que en el caso de carga, pero con las siguientes variaciones:

$$t_{a1} = 80 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.56)$$

$$t_{a2} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.57)$$

- Lazo cerrado aceite vapor

$$\dot{m}_{aceite} = \dot{m}_{aceite-vapor} * \left(1 + \frac{5 + tiempo\ descarga\ [h]}{24 - 5 - tiempo\ descarga\ [h]} \right) \quad (3.58)$$

3.3 DISEÑO DE TURBOMÁQUINAS

Una vez obtenidos los resultados de los cálculos del apartado anterior se podrá proceder al diseño de turbomáquinas. Para este diseño será necesario conocer las condiciones de entrada y salida, para de esta forma poder encontrar una configuración que maximice el rendimiento lo mejor posible.

El dimensionamiento y selección de turbomáquinas se basa fundamentalmente en la teoría de similitud, que permite transferir resultados obtenidos de máquinas existentes a nuevos

diseños. Se ha demostrado [32] que el rendimiento de una turbomáquina se puede expresar como una función de cuatro grupos adimensionales:

$$\eta = f(\phi, \psi, Re, Mu) \quad (3.59)$$

donde:

- ϕ : Se relaciona con el caudal
- ψ : Se relaciona con la transferencia de la potencia
- Re : Es el número de Reynolds, se relaciona con la viscosidad y la densidad.
- Ma : Es el número de Mach periférico, se relaciona con la compresibilidad.

No obstante, esta ecuación puede verse reducida a los primeros dos grupos adimensionales si se cumple que el flujo es completamente turbulento $Re > 10^6$ y que el flujo es incompresible $Ma < 0,49$.

3.3.1 MÉTODO DE BALJÉ

Este método permite seleccionar y dimensionar preliminarmente la máquina utilizando dos parámetros adimensionales derivados de los dos grupos adimensionales del apartado anterior:

$$\eta = f(\omega_s, D_s) \quad (3.60)$$

donde:

- ω_s : Es la velocidad específica
- D_s : Es el diámetro específico

La velocidad específica

La velocidad específica (ω_s) se obtiene de la siguiente forma:

$$\omega_s = \frac{\Phi^{1/2}}{\Psi^{3/4}} = \omega \cdot \frac{V^{1/2}}{W^{3/4}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \cdot \frac{V^{1/2}}{\Delta h_{is,stage}^{3/4}} \quad (3.61)$$

Este parámetro se deriva de despejar el diámetro D de ϕ y ψ . Posteriormente se igualan ambas expresiones. V representa el caudal volumétrico que entra o sale del rodete de la turbomáquina (se evalúa en la entrada si es una turbina y en la salida si es un compresor), n es la velocidad de rotación en rpm a la que gira el rodete y Δh es la diferencia de entalpía isentrópica que se da en la turbomáquina en cada una de sus etapas.

Como se puede apreciar, la variable del diámetro es despejada para obtener la velocidad específica. Por lo tanto, este parámetro no determina el tamaño de la turbomáquina sino su forma: axial, radial o mixta. Además, la expresión que determina la velocidad específica viene dada tanto por la velocidad de rotación del rodete como por el número de etapas, por lo que dependerá de estas.

$$\omega_s = f(n, z) \quad (3.62)$$

Como se puede observar en la siguiente tabla f los límites de velocidades específicas entre los cuales debe trabajar varían para cada turbomáquina según sea axial, radial o de flujo mixto. La máquina deberá operar dentro de estos rangos para, de esta forma, poder optimizar su rendimiento.

Tabla 3.2: Velocidades específicas. (Fuente: [6])

Turbomachines	Type	Specific speed
Pumps	Radial	0.2÷1.5
	Mixed flow	1.0÷3.5
	Axial	3.0÷6.0
Hydraulic turbines	Pelton	0.02÷0.3
	Francis	0.2÷2.5
	Kaplan	2.0÷5.0
Compressors	Radial	0.4÷1.5
	Mixed flow	1.0÷2.0
	Axial	1.5÷10
Turbines	Radial	0.2÷1.0
	Axial	0.4÷3.0

Para este proyecto se escogerá un dimensionamiento que minimice la velocidad del rodete. Se buscará una velocidad del rodete de menos de 500 m/s por una cuestión de resistencia de materiales. Además, también se intentará reducir el número de etapas de las turbomáquinas.

El diámetro específico

El diámetro específico (D_s) se obtiene de la siguiente forma:

$$D_s = \frac{\Psi^{1/4}}{\Phi^{1/2}} = D \cdot \frac{W^{1/4}}{V^{1/2}} \quad (3.63)$$

Este parámetro se deriva de despejar la velocidad de rotación de ϕ y ψ e igualar ambas expresiones. Por lo tanto, este parámetro solo determina el tamaño de la turbomáquina sin tener en cuenta su velocidad de rotación.

Diagramas de Baljé

Esos dos parámetros determinarán el diámetro de la máquina, las etapas que tiene, su velocidad de rotación y el tipo de máquina (axial, radial o mixta). Para la velocidad y el diámetro específico existen unos diagramas llamados diagramas de Baljé. Estos diagramas muestran unas curvas de isoeficiencia para cada tipo de máquina dependiendo del diámetro o velocidad específicos. También se encuentran divididos por zonas que dan información sobre el tipo de máquina. En la Figura 3.9 se muestra uno de estos diagramas de Baljé.

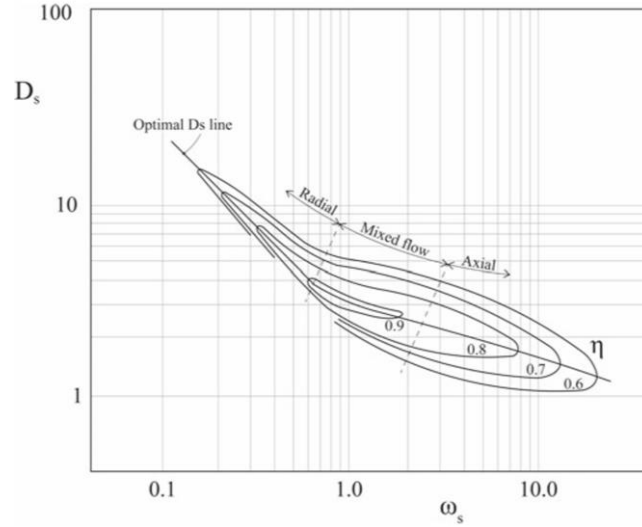


Figura 3.9: Diagrama de Balje para una bomba. (Fuente: [32])

Cabe destacar que en el método de Balje para cada velocidad específica existe un diámetro específico óptimo para el cual el rendimiento de la máquina es máximo. La extrapolación de todos los diámetros específicos óptimos da lugar a la línea de Cordier, que será ampliamente utilizada durante el proceso de selección de las máquinas.

$$D_{s,opt} = f(\omega_s) \quad (3.64)$$

El cálculo del diámetro específico óptimo dependerá del tipo de turbomáquina, ya que los diagramas, y por lo tanto las líneas de Cordier, cambian dependiendo de si se dimensiona un compresor o una turbina.

Para bombas y compresores:

$$D_s = 2.781 \cdot \omega_s^{-0.988} \text{ cuando } \omega_s < 0.84 \quad (3.65)$$

$$D_s = 3.147 \cdot \omega_s^{-0.281} \text{ cuando } \omega_s \geq 0.84 \quad (3.66)$$

Para turbinas:

$$D_s = 2.56 \cdot \omega_s^{-0.812} \quad (3.67)$$

El proceso de selección de las turbomáquinas será el siguiente:

- En primer lugar, se divide la operación de la máquina en un número de etapas.
- Se asumen distintas velocidades de giro y se calculará para cada etapa la velocidad específica.
- Con la velocidad específica se seleccionará un tipo de máquina, axial, radial o mixta. Se buscará que la velocidad específica se encuentre cerca de la mitad del rango. En la siguiente figura se puede comprobar este proceso:

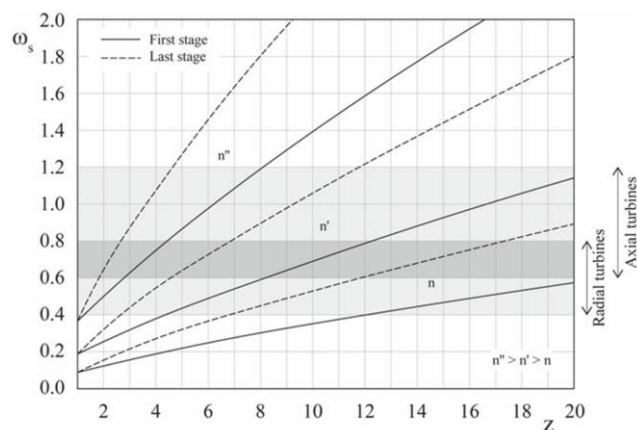


Figura 3.10: Tipo de máquina en función de la velocidad específica y el número de etapas. (Fuente:[32])

- Con la velocidad específica se encontrará el diámetro específico óptimo con el que se maximizará el rendimiento.
- Conocido el diámetro específico óptimo, se calculará el diámetro de la turbomáquina de la siguiente forma:

$$D = D_s \cdot \frac{V^{1/2}}{\Delta h_{is,stage}^{1/4}} \quad (3.68)$$

3.4 DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor serán los encargados de recuperar, transmitir y ceder potencia térmica a lo largo de los distintos puntos de operación de los ciclos de la planta. En el diseño de la planta se escogen los intercambiadores de calor de ciclo impreso o PCHE (Printed Circuit Heat Exchanger).

El intercambiador de calor PCHE es un tipo de intercambiador compacto que destaca frente a intercambiadores tradicionales por su alta eficiencia térmica, pequeño volumen y gran resistencia a presiones y temperaturas extremas. Su diseño se basa en microcanales grabados en placas metálicas, posteriormente unidas por difusión. Debido a su gran cantidad de área de transferencia de calor, son dispositivos ampliamente estudiados para aplicaciones como la energía solar, y se ha demostrado su buen funcionamiento con CO₂ supercrítico [33]. En la Figura 3.11 se muestra un esquema del intercambiador de circuito impreso.

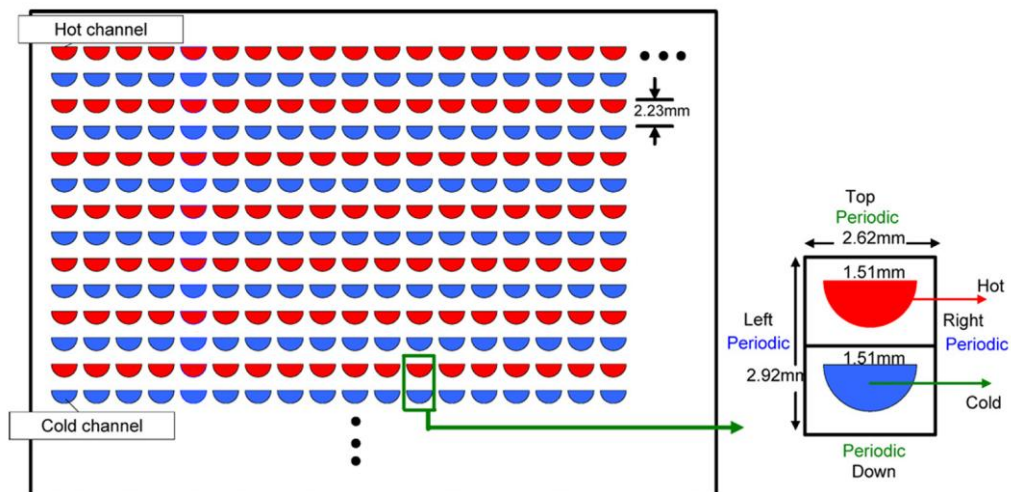


Figura 3.11: Intercambiador de calor de tipo PCHE. (Fuente:[34])

Para el cálculo de los intercambiadores de calor PCHE se realizará un método iterativo mediante el software EES, a través de la función HeatExchanger5_CL implementada en la librería de componentes (versión del software 11.322). En primer lugar, se introducirán las condiciones de entrada y salida del fluido caliente y frío, y se fijará la pérdida de presión esperada en el intercambiador. Posteriormente, el modelo discretizará el intercambiador dividiéndolo en N segmentos, cada uno con el mismo intercambio de potencia térmica.

$$\Delta\dot{Q} = \frac{\dot{Q}_{intercambiador}}{N} \quad (3.69)$$

Para cada segmento se realizará un balance térmico entre el flujo caliente y el flujo frío y se calculará la entalpía de salida de cada fluido para cada segmento. Conociendo la entalpía y la caída de presión se puede conocer la temperatura de salida del segmento de cada fluido.

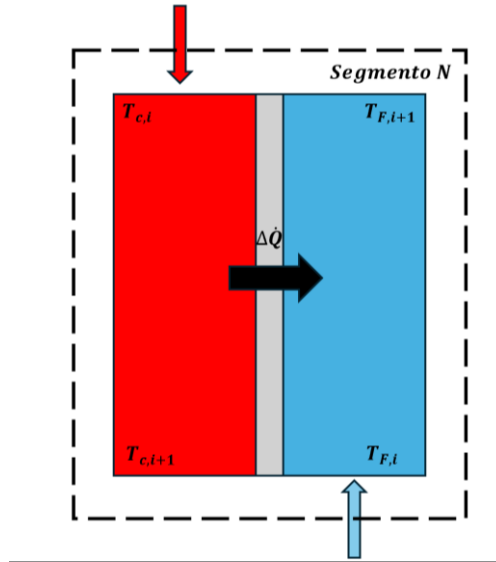


Figura 3.12: Esquema conceptual de funcionamiento de intercambiador PCHE. (Fuente: Elaboración propia)

Las ecuaciones que tienen lugar en el segmento N son:

$$\Delta\dot{Q} = \dot{m}_C(h_{C,i} - h_{C,i+1}) \quad (3.70)$$

$$\Delta\dot{Q} = \dot{m}_F(h_{F,i+1} - h_{F,i}) \quad (3.71)$$

Una vez obtenidas las cuatro temperaturas críticas (entrada y salida del fluido caliente y frío) para cada segmento N, se procede al cálculo de la conductancia térmica (UA) mediante las temperaturas medias de ambos fluidos. Estas temperaturas medias permiten determinar el acercamiento térmico entre los fluidos en cada segmento.

Este procedimiento se replica sistemáticamente para los N segmentos que componen el intercambiador. El coeficiente UA total del sistema corresponde a la suma de los coeficientes individuales de cada segmento. Análogamente, la entalpía de salida de cada fluido se obtiene a partir de la temperatura de salida del último nodo.

Es importante destacar que el pinch point del intercambiador se localiza en el segmento donde se produce el mínimo acercamiento entre las temperaturas de ambos fluidos a lo largo

de los N segmentos analizados, que puede ocurrir en el interior del intercambiador debido a la variación de propiedades del CO₂.

3.5 DISEÑO DE TUBERÍAS

Las tuberías son componentes esenciales para transportar fluidos en sistemas industriales y energéticos. Su diseño está ampliamente estudiado, y por lo tanto está normalizado en una serie de normas que fijan diámetros, caídas de presión y rugosidades. El diseño de conductos de este proyecto estará referenciado a las distintas normas de seguridad y diseño.

Para la selección de materiales, estos deberán adecuarse a cada fluido de trabajo del ciclo, así como a las condiciones de operación. Durante el ciclo de descarga, las presiones de operación serán altas (85/250 bar) por lo que se deberá utilizar un material con un buen desempeño a altas presiones y que a su vez resista bien la corrosión del dióxido de carbono. El material elegido será el **Inconel 740H**, que se trata de una aleación níquel-cromo con un gran límite elástico a altas temperaturas [35]. Este material ha sido utilizado en otros proyectos que también utilizaban CO₂ supercrítico a altas presiones[36].

Sin embargo, durante el ciclo de carga y de generación de vapor las presiones de operación se reducen significativamente, por lo que se puede utilizar un material más asequible. Por lo tanto, para estos dos ciclos se puede utilizar como material el acero inoxidable **A213 TP316**. Este acero inoxidable puede emplearse hasta condiciones de temperatura de 816 °C, tiene un alto límite elástico según la norma ASME B31.1-2018 y se ha utilizado en otros trabajos de fin de grado con buenos resultados.

Tanto para el agua como para el aceite las presiones de operación son bajas y las temperaturas alcanzan los 310°C, por lo que se ha utilizado el acero al carbono **A-106B** siguiendo la norma ASME B31.1-2018 [37].

Conociendo las condiciones de temperatura, presión, flujo másico, densidad y viscosidad, el dimensionamiento adecuado de estos elementos se realizará siguiendo los siguientes criterios:

- Criterio de selección de velocidad máxima
- Criterio de pérdida de carga

3.5.1 CRITERIO DE SELECCIÓN DE VELOCIDAD MÁXIMA.

En primer lugar, se aplicará el criterio de la velocidad máxima. Cada fluido presenta una velocidad máxima que limitará el dimensionamiento del diámetro de los conductos con el objetivo de reducir las vibraciones y los ruidos. En los distintos ciclos del proyecto se utilizan distintos fluidos de trabajo. Estos fluidos de trabajo son el CO₂, el agua y el aceite Therminol_VP1. Según la norma NORSOK P-001 [38] la velocidad máxima (en m/s) de las tuberías con CO₂ vendrá dada por la siguiente expresión:

$$v_{max} = \min \left(175 \cdot \left(\frac{1}{\rho} \right)^{0.43}, 60 \right) \quad (3.72)$$

En cambio, tanto para el agua como para el aceite la velocidad máxima se reducirá a 6 m/s.

Una vez conocida la velocidad máxima se puede hallar el diámetro mínimo para cumplir la restricción de velocidad. Con este diámetro mínimo, siguiendo la norma ASME B36.10M-2004 [39] se elige un diámetro normalizado superior al mínimo y se halla el DN de la tubería.

$$D_{min} = \sqrt{\frac{4\dot{m}}{\rho \pi v_{max} n_{tuberías}}} \times 1000 \quad (3.73)$$

Utilizando la misma norma, y conociendo los límites elásticos de los materiales se podrá calcular el espesor mínimo (en mm) de la tubería de la siguiente forma:

$$t_{min} = \frac{p \cdot D_o}{2SE + p \cdot y} \quad (3.74)$$

Donde p es la presión del fluido (en bar), SE es el límite elástico del material (en MPa), D es el diámetro exterior de la tubería (en mm) e y es un parámetro que depende de la temperatura, el diámetro y el tipo de material. La información sobre los valores de este parámetro se encuentra recogida en la tabla 3.3. Para este proyecto se utilizará $y=0,4$.

Tabla 3.3: Valores de y en función del material y la temperatura. (Fuente: [11])

Temperature, °F	900 and Below	950	1,000	1,050	1,100	1,150	1,200	1,250 and Above
Temperature, °C	482 and Below	510	538	566	593	621	649	677 and Above
Ferritic steels	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
Austenitic steels	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7
Nickel alloys UNS Nos. N06617, N08800, N08810, N08825	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7

GENERAL NOTES:

- (a) The value of y may be interpolated between the 50°F (27.8°C) values shown in the Table. For cast iron and nonferrous materials, y equals 0.
 (b) For pipe with a D_o/t_m ratio less than 6, the value of y for ferritic and austenitic steels designed for temperatures of 900°F (480°C) and below shall be taken as:

$$y = \frac{d}{d + D_o} \quad (5)$$

Una vez obtenido el espesor mínimo se busca un espesor normalizado (Schedule) según ASME B36.10M-2004 y con ello se podrá hallar el diámetro interno para posteriormente poder calcular la velocidad real dentro del conducto.

$$d = D_o - 2 \cdot t \quad (3.75)$$

$$v = \frac{4 \cdot \dot{m}}{n_{\text{tuberías}} \cdot \rho \cdot \pi \cdot d^2} \quad (3.76)$$

Si una vez realizados todos estos cálculos la velocidad es superior a la velocidad máxima, se repetirá el proceso cogiendo diámetros superiores de la norma de forma iterativa hasta llegar a un resultado menor que la velocidad máxima.

3.5.2 CRITERIO DE PÉRDIDA DE CARGA.

Una vez finalizado el dimensionamiento de la tubería conforme al criterio de velocidad máxima y determinado el diámetro correspondiente, se verificará que la caída de presión no supere los valores recomendados para tuberías de CO₂ establecidos en la norma NORSOK P-001. En la tabla 3.4. se presenta la caída de presión por cada 100 m en función de la presión de operación.

Tabla 3.4: Caída de presión admitida en función de la presión. (Fuente: [12])

Operating pressure (barg)	Pressure drop (bar/100 m)
0 to 35	0,001 to 0,11
35 to 138	0,11 to 0,27
over 138	P/500 ^a
^a P is operating pressure in bara.	

Para las tuberías con agua y Therminol_VP1, al ser líquidos, la caída de presión recomendada será de 0,9 bar/100m, según se observa en la norma NORSOK P-001.

Para determinar la pérdida de carga en una tubería, se utilizará la ecuación de Darcy-Weisbach.

$$h_{fL} = \frac{f v^2}{d 2g} \quad (3.77)$$

El coeficiente de fricción (f), por tratarse habitualmente de flujo turbulento, se calculará mediante la expresión de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left(\frac{\varepsilon/d}{3.7} + \frac{2.51}{Re_d \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (3.78)$$

Donde el parámetro ε corresponderá con la rugosidad de las paredes de las tuberías. En la tabla 3.5 se puede comprobar la rugosidad utilizada según el material de la tubería:

Tabla 3.5: Valores de la rugosidad en función del material. (Fuente:[12])

Carbon steel (CS) non-corroded:	0,05 mm
Carbon steel (CS) corroded:	0,5 mm
Stainless steel (SS):	0,05 mm
Titanium and Cu-Ni:	0,05 mm
Glassfiber reinforced polyester (GRP):	0,02 mm
Polyethylene, PVC:	0,005 mm
Flexible hose	vendor to be consulted (see NOTE)

Las tuberías deberán cumplir las restricciones de ambos criterios para poder ser utilizadas en el proyecto. En caso de que cumpla un criterio y no otro, se iterará cambiando el diámetro y espesor hasta que se satisfagan ambos criterios.

3.6 ANÁLISIS DE VIABILIDAD ECONÓMICA

En esta sección, se detalla el procedimiento utilizado para estimar los costes asociados al proyecto. Dentro de la determinación de los costes se tendrán en cuenta dos componentes: el CAPEX o inversión inicial y el OPEX o gastos de operación [40].

En el caso de CAPEX, se determinará la inversión inicial total y posteriormente, conociendo la energía eléctrica total exportada en un año (fase de descarga), así como el factor de amortización, se podrá calcular:

$$CAPEX = \frac{INV[€] \cdot f_a}{E} \quad (3.79)$$

Donde el factor de amortización vendrá dado por:

$$f_a = \frac{i \cdot (i + 1)^N}{(i + 1)^N - 1} \quad (3.80)$$

siendo i la tasa de descuento (WACC) igual a un 7,5% y donde N representa la vida útil del proyecto, que será de 25 años.

En el caso del OPEX, se calcularán los gastos operativos de la planta y se dividirán por la energía eléctrica exportada, obteniendo finalmente el coste normalizado de electricidad (LCOE). El balance final del estudio económico será:

$$LCOE = CAPEX + OPEX \quad (3.81)$$

3.6.1 DETERMINACIÓN DE LA INVERSIÓN INICIAL TOTAL

En primer lugar, será necesario calcular la inversión en los distintos componentes empleados en los ciclos, así como el valor de la inversión del almacenamiento y el valor de las tuberías e instrumentación. Posteriormente, a todo ello habrá que añadirle los costes indirectos de la planta. Las estimaciones de este proyecto de realizarán acorde al trabajo de “*Weiland et al*” [41], que aborda la forma de dar una estimación precisa al coste de compra de los componentes en los ciclos de potencia que utilizan como fluido de trabajo CO₂ supercrítico. Para cada uno de los componentes, las ecuaciones para determinar su PEC (Purchase Equipment Cost) serán las siguientes:

Intercambiadores de calor

El coste de los intercambiadores de calor PCHE (€) se determinará a partir de la conductancia térmica (W/K) de estos. El coste (€) vendrá dado por la ecuación 3.82.

$$PEC_{PCHE} = 49,45 UA^{0.7544} \quad (3.82)$$

Turbomáquinas

El coste de las turbomáquinas (€) se determinará a partir de la potencia generada o consumida por estas (MW). Dado que, por las condiciones de funcionamiento de los ciclos, las turbinas serán radiales, tanto para los compresores como para las turbinas se escogerá como fórmula la dada por la ecuación 3.83

$$PEC_{turbomaquinaria} = 1230000 W_{sh}^{0.3992} \quad (3.83)$$

Alternador/Motor

El coste (€) del alternador usado en el ciclo de descarga y de motor utilizado en el ciclo de carga y de generación de vapor vendrá dado por la potencia consumida o generada por este (MW). En este caso, se escogerá el caso de mayor consumo o generación, por ser este el más restrictivo. Se empleará la ecuación 3.84 para su determinación.

$$PEC_{motor/alternador} = 131400 W_{motor/alternador}^{0.5611} \quad (3.84)$$

Finalmente, la inversión total de la planta (€) consistirá en la suma de los costes de cada uno de los componentes en cada uno de los ciclos

$$INV[€]_{componentes} = \sum PEC \quad (3.85)$$

Todas estas inversiones estarán referidas al 2017, fecha de publicación de, por lo que se deberán referir a 2025 con la ayuda del CEPCI:

$$INV_{2025\ componentes} = INV_{2017\ componentes} \cdot \left(\frac{CEPCI_{2025}}{CEPCI_{2017}} \right) \quad (3.86)$$

Donde:

$$CEPCI_{2017} = 567,5$$

$$CEPCI_{2025} = 800$$

Almacenamiento

Se determinará la inversión en almacenamiento del aceite en la batería Carnot, cuyo coste se asumirá como de 25 €/kWht. Se calcularán los kWt almacenados en cada ciclo de la planta y se multiplicarán por las horas en las que estos están almacenados y posteriormente por el coste para cada kWht.

Tuberías e instrumentos

Las tuberías e instrumentación se supondrán como un 30% sobre la inversión total en componentes y almacenamiento. Por lo tanto, la inversión directa total será:

$$INV[€]_{directa\ total} = (INV_{2025\ componentes} + INV_{almacenamiento}) * 1,3 \quad (3.87)$$

Costes indirectos

Una vez hallada la inversión en componentes, almacenamiento, instrumentación y tuberías, se añadirán los costes indirectos de la planta. Estos costes indirectos se supondrán un 20% de la inversión directa total:

$$INV[€] = (INV_{2025 \text{ componentes}} + INV_{\text{almacenamiento}}) * 1,3 * 1,2 \quad (3.88)$$

3.6.2 DETERMINACIÓN DEL OPEX

Una vez hallada la inversión inicial se calcularán los gastos de la planta. Entre estos costes se encontrarán el coste de mantenimiento, el coste de la energía y el coste negativo (ingreso) de la creación de vapor. Para todos los gastos se supondrá una tasa nominal de actualización nula.

La actualización y acumulación de los costes de operación se lleva a cabo a través del factor $f_{\Sigma OM}$. Este factor permite llevar todos los pagos futuros al valor presente teniendo en cuenta tanto la tasa de encarecimiento anual del gasto como el WACC del estudio. Este factor de acumulación viene dado por:

$$f_{\Sigma OM} = \frac{k_x \cdot (1 - k_x^N)}{1 - k_x} \quad (3.89)$$

Donde el factor k_x será:

$$k_x = \frac{1 + r_x}{1 + i} \quad (3.90)$$

Siendo r_x la tasa de encarecimiento anual de un gasto.

Para el coste de mantenimiento se supondrá que será un 4% del valor de la inversión inicial de la planta (ecuación 3.87).

$$OPEX_{OM} = \frac{INV[€] \cdot 0,04 \cdot f_a \cdot f_{\Sigma OM}}{E} \quad (3.91)$$

Al haber elegido que r_x sea nula, se verifica que $f_a f_{\Sigma OM}$ sea la unidad.

En el caso del gasto en electricidad, este se supondrá de 20 €/MWh durante el ciclo de carga, mientras que para el ciclo de generación de vapor se supondrá de 70 €/MWh, con una tasa nominal de actualización nula. El OPEX eléctrico (OPEX_e) se calculará con arreglo a la ecuación 3.88.

$$OPEX_E = \frac{T_e [\text{€/MWh}] \cdot \dot{W}_{carga} \cdot H_{carga} \cdot f_a \cdot f_{\Sigma E}}{E} \quad (3.92)$$

Por último, se imputará la generación de vapor como un coste negativo. Esto se debe a que se asume que este vapor se habría producido en una caldera de gas con una eficiencia determinada (90%). El precio en del gas se fijará en 40 €/MWh-PCS y el rendimiento de la caldera de gas se supondrá del 90% (PCI).

$$OPEX_V = \frac{-T_g [\text{€/MWh}] \cdot \dot{Q}_{vapor} \cdot \left(\frac{1,11}{\eta_{cal}} \right) \cdot H_{vapor} \cdot f_a \cdot f_{\Sigma V}}{E} \quad (3.93)$$

Capítulo 4. RESULTADOS

A partir de la metodología y el orden presentados en el capítulo 3, se presentan los resultados obtenidos para cada uno de los ciclos propuestos, así como de los elementos que los componen y su consiguiente estudio económico.

4.1 RESULTADOS DEL CICLO DE CARGA

En esta sección se presentan los resultados correspondientes al ciclo de carga del sistema de almacenamiento térmico. A partir de la resolución del modelo termodinámico, se determinaron los flujos másicos de los distintos fluidos implicados, así como los puntos de operación del ciclo, y las potencias térmicas y mecánicas intercambiadas. Estos resultados se presentan en las tablas 4.1, 4.2 y 4.3.

Tabla 4.1: Resultados de flujo másico de los fluidos de trabajo del ciclo de carga.

FLUJO MÁSIKO (kg/s)		
CO ₂	Aceite	Agua
297,8	147,1	70

Tabla 4.2: Resultados de las potencias intercambiadas del ciclo de carga.

POTENCIA INTERCAMBIADA				
POTENCIA		POTENCIA CALORÍFICA INTERCAMBIADA (kWt)		
Compresor	Turbina	ACEITE	GEO	REC
45890	18274	46659	19042	73445

Tabla 4.3: Resultados de los puntos de operación en el ciclo de carga.

	T (°C)	P(bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg*K)
1	160,0	20	114	-0,2406
2	320,0	83,15	268	-0,201
3	107,1	81,49	21,43	-0,7145
4	7,9	21,25	-39,94	-0,69
5	70,0	20,82	24,01	-0,4806
6	310,0	20,41	270,6	0,06564
	T (°C)	P(bar)	h (kJ/kg)	
aceite in	150	5	237,9	
aceite out	300	4,9	555,2	
geo1	80	5	335	
geo2	15	4,9	62,98	

El CO₂ actúa como fluido de trabajo del ciclo Brayton inverso con un caudal de 297,8 kg/s, seguido por el aceite térmico (147,1 kg/s) y el agua (70 kg/s), esta última asociada al recurso geotérmico. Energéticamente, el compresor consume 45890 kW y la turbina genera 18.274 kW. Durante el proceso, se transfiere al aceite una potencia térmica de 46659 kWt, actuando este como medio de almacenamiento, mientras que el fluido geotérmico aporta 19042 kWt. En el Recuperador se intercambiarán entre la zona de alta presión y la de baja una potencia térmica de 73445 kWt.

El ciclo presenta un comportamiento de ciclo Brayton inverso adaptado: el CO₂ se comprime hasta 320°C y más de 80 bar, a la salida del compresor se cede calor a la zona de baja presión que se calienta y cede calor al aceite antes de entrar en el compresor. Después de la cesión a la zona de baja presión, el CO₂ se expande en la turbina generando trabajo, y finalmente se enfría antes de reiniciar el ciclo al captar calor del recurso geotérmico. El aceite térmico se calienta de 150°C a 300°C, almacenando la energía útil del sistema. En la figura 4.1 se puede apreciar el diagrama P-h del ciclo de carga.

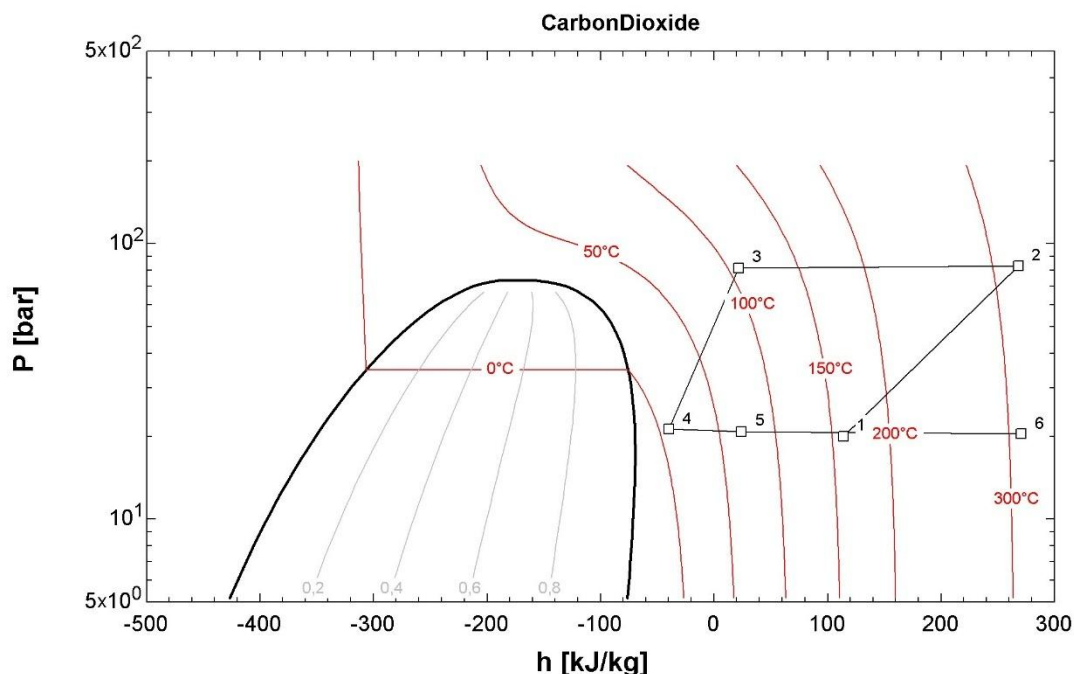


Figura 4.1: Diagrama P-h del ciclo Brayton inverso en el ciclo de carga.

La interpretación del ciclo en el diagrama P-h confirma el diseño supercrítico del sistema, con trayectorias cerradas que muestran claramente los procesos de compresión, enfriamiento, expansión y recuperación térmica. El fluido opera completamente fuera de la campana de saturación, lo que asegura una alta densidad energética y eficiencia en el almacenamiento. Como resultado de este diseño supercrítico, el ciclo Brayton inverso tendrá un COP mostrado en la tabla 4.4.

Tabla 4.4: Resultado del COP del ciclo de carga

COP	1,69
-----	------

4.2 RESULTADOS DEL CICLO DE DESCARGA

Durante la fase de descarga, el sistema aprovecha la energía almacenada en el aceite térmico para impulsar el ciclo Brayton, permitiendo así generar trabajo útil a partir del calor acumulado. En esta etapa, se identifican los nuevos flujos másicos, potencias transferidas y condiciones de operación de los distintos puntos termodinámicos. Estos resultados se muestran en las Tablas 4.5, 4.6 y 4.7:

Tabla 4.5: Resultados de flujo másico de los fluidos de trabajo del ciclo de descarga.

FLUJO MÁSIKO (kg/s)		
CO ₂	Aceite	Agua
549,6	367,8	1099

Tabla 4.6: Resultados de las potencias intercambiadas del ciclo de descarga.

POTENCIA INTERCAMBIADA				
POTENCIA (kW)		POTENCIA CALORÍFICA INTERCAMBIADA (kWt)		
Compresor	Turbina	ACEITE	GEO	REC
13670	32232	116687	98125	164096

Tabla 4.7: Resultados de los puntos de operación en el ciclo de descarga.

	T (°C)	P(bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg*K)
1	110	90,31	19,02	-0,7365
2	200,1	245	77,67	-0,7536
3	46,34	250	-220,9	-1,53
4	25	85	-245,8	-1,546
5	56,34	86,73	-67,24	-0,9752
6	288,9	88,5	231,3	-0,276
	T (°C)	P(bar)	h (kJ/kg)	
aceite in	300	5	555,2	
aceite out	150	4,9	237,9	
geo1	15	5	62,98	
geo2	36,34	4,9	152,2	

El ciclo de descarga permite recuperar la energía almacenada durante la fase anterior, utilizando el calor del aceite térmico como fuente principal. En esta etapa, el flujo másico del CO₂ alcanza los 549,6 kg/s y el del aceite 367,8 kg/s, reflejando un incremento respecto al ciclo de carga. Este aumento se debe a que el ciclo de carga tiene una duración de 5 horas, mientras que la descarga se realiza en tan solo 2 horas. Por tanto, el aceite acumulado debe ceder su energía en un intervalo de tiempo menor, lo que exige un mayor caudal para mantener el balance energético. Esto provocará que el caudal de agua para la disipación térmica sea de 1099 kg/s.

La turbina genera 32232 kW, frente a los 13670 kW consumidos por el compresor, lo que permite una producción neta de trabajo. En cuanto al intercambio térmico, se extraen 116687 kWt del aceite y se disipan 98125 kWt mediante el fluido geotérmico, mientras que el recuperador se intercambia una potencia total de 164096 kWt.

El análisis termodinámico muestra un ciclo Brayton que opera en régimen supercrítico, con presiones de hasta 245 bar. La evolución del CO₂ en el diagrama P-h, mostrado en la figura 4.2, evidencia los procesos de compresión, aporte de calor, expansión y recuperación, cerrando el ciclo de forma eficiente. El comportamiento observado confirma un diseño optimizado para maximizar la conversión de calor en energía mecánica, asegurando así el aprovechamiento efectivo del calor acumulado en el sistema.

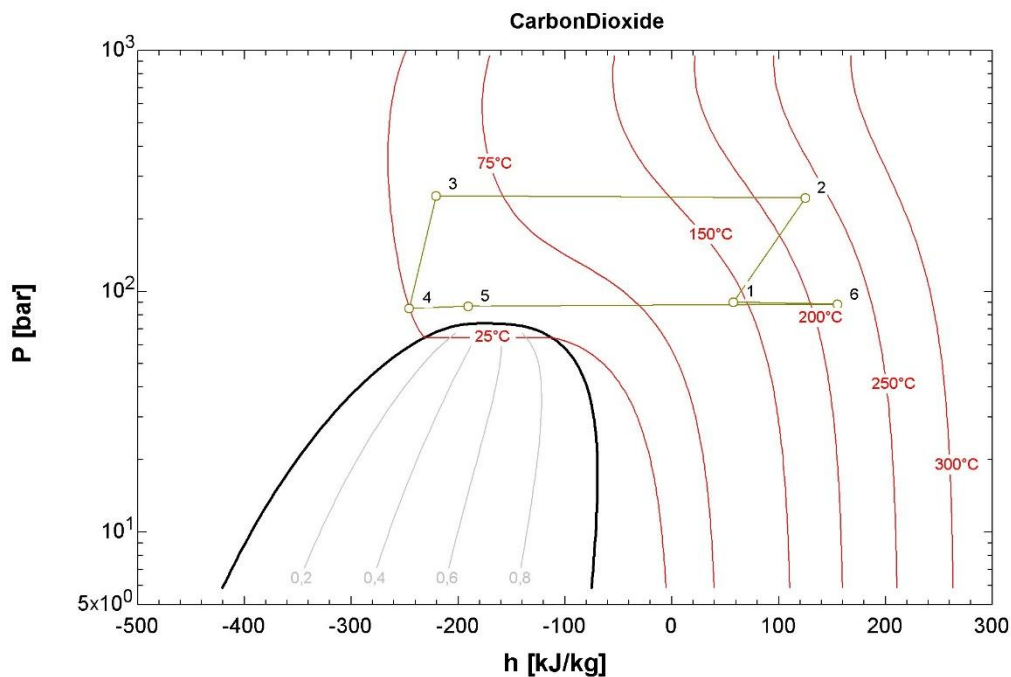


Figura 4.2: Diagrama P-h del ciclo Brayton en el ciclo de descarga.

Como resultado de este cálculo del ciclo se obtiene el siguiente rendimiento en la tabla 4.8.

Tabla 4.8: Resultado del rendimiento del ciclo de descarga

η	0,1591
--------	--------

4.3 RESULTADOS DEL CICLO DE GENERACIÓN DE VAPOR

El ciclo de generación de vapor se basa en la necesidad de operar el recurso geotérmico de forma ininterrumpida, y tiene la misma configuración que el ciclo de carga. Emplea una bomba de calor con ciclo Brayton inverso modificado, en el que el CO₂ opera como fluido de trabajo en condiciones supercríticas. Este ciclo incorpora, además, un subsistema de generación de vapor de agua, que permite aprovechar el calor cedido por el CO₂ para producir vapor útil de forma continua durante las 24 horas del día. Los resultados de este ciclo se muestran en las Tablas 4.9, 4.10 y 4.11.

Tabla 4.9: Resultados de flujo másico de los fluidos de trabajo del ciclo de generación de vapor.

FLUJO MÁSIKO (kg/s)				
CO ₂	Aceite	Agua	Aceite ciclo vapor	Vapor
183,3	90,54	70	64,13	7,6

Tabla 4.10: Resultados de las potencias intercambiadas del ciclo de generación de vapor.

POTENCIA INTERCAMBIADA				
POTENCIA		POTENCIA CALORÍFICA INTERCAMBIADA (kWt)		
Compresor	Turbina	ACEITE	GEO	REC
28253	11251	28726	11724	45217

Tabla 4.11: Resultados de los puntos de operación en el ciclo de generación de vapor.

	T (°C)	P(bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg*K)
1	160,0	20	114	-0,2406
2	320,0	83,15	268	-0,201
3	107,1	81,49	21,43	-0,7145
4	7,9	21,25	-39,94	-0,69
5	70,0	20,82	24,01	-0,4806
6	310,0	20,41	270,6	0,06564
	T (°C)	P(bar)	h (kJ/kg)	
aceite in	150	5	237,9	
aceite out	300	4,9	555,2	
geo1	80	5	335	
geo2	40	4,9	167,5	
Entrada vapor	23,51	10		
Salida vapor	179,9	10		

A nivel operativo, mientras que el ciclo de carga se ejecuta durante 5 horas, el de generación de vapor se extiende a lo largo de 17 horas, y mientras que el recurso geotérmico da un salto de temperaturas de 80°C a 15°C en el ciclo de carga, en el ciclo de descarga el salto de temperaturas es de 80°C a 40°C. A esta temperatura de 40°C el agua geotérmica se reinyectarán de nuevo en el pozo.

A pesar de estas diferencias de régimen, los puntos termodinámicos del ciclo de presión, temperatura, entalpía y entropía son idénticos a los del ciclo de carga. Esto se debe a que la arquitectura del ciclo Brayton inverso no se modifica, y únicamente se adapta el flujo másico para ajustarse a los requerimientos térmicos del sistema.

En este ciclo, el CO₂ entrega calor al aceite térmico, que posteriormente transfiere esa energía a un generador de vapor. En él, este aceite transforma agua líquida a 23,5°C en vapor saturado a 179,9°C. Esta entrega térmica directa permite ampliar la funcionalidad de la planta hacia distintas aplicaciones industriales o de calefacción. El diagrama T-Q de este generador de vapor se muestra en la Figura 4.3.

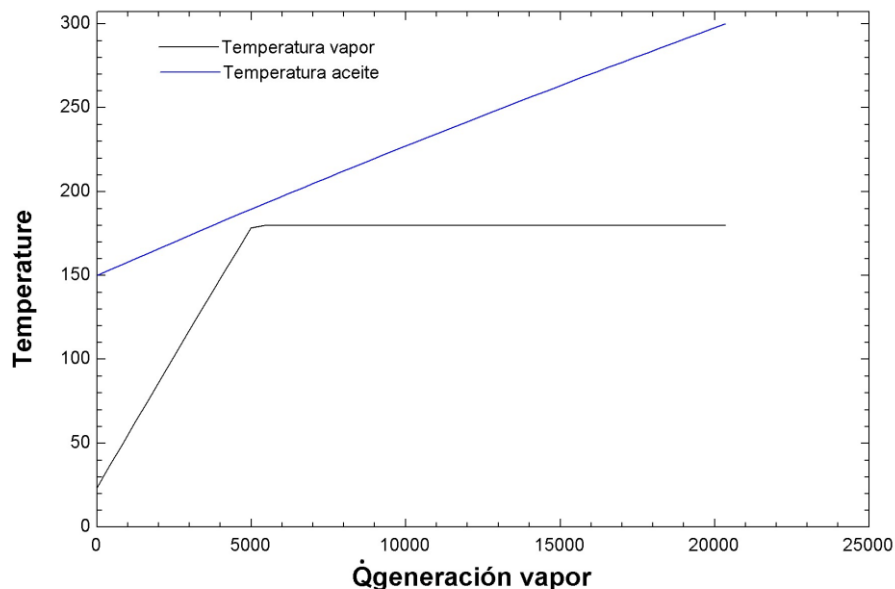


Figura 4.3: Diagrama T-Q del generador de vapor.

El ciclo completo sigue una trayectoria idéntica a la del ciclo de carga, tal como se observa en el diagrama presión-entalpía (Figura 4.4), y el COP del ciclo será el mismo al dicho ciclo (Tabla 4.12).

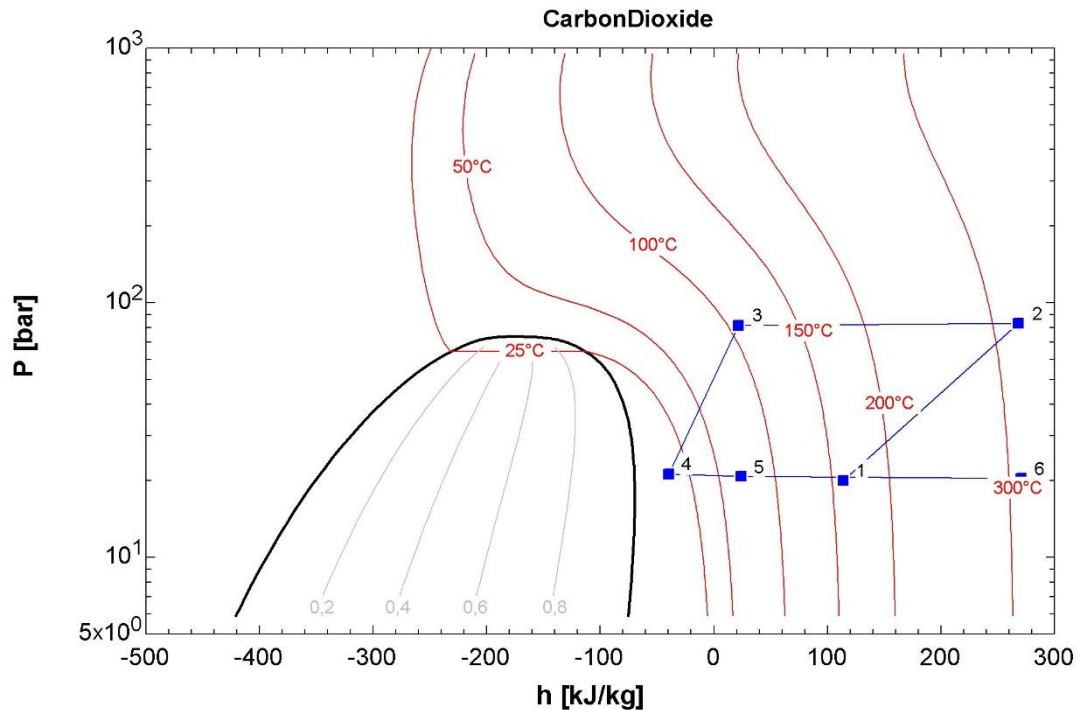


Figura 4.4: Diagrama P-h del ciclo Brayton inverso en el ciclo de generación de vapor.

Tabla 4.12: Resultado del COP del ciclo de generación de vapor

COP	1,69
-----	------

4.4 RESULTADOS DEL DIMENSIONAMIENTO DE TURBOMÁQUINAS

4.4.1 CICLO DE CARGA Y DE GENERACIÓN DE VAPOR

Dado que los ciclos de carga y de generación de vapor comparten exactamente los mismos puntos de operación termodinámicos, al estar ambos basados en el mismo ciclo Brayton inverso modificado, se ha optado por un diseño unificado para las turbomáquinas. La única diferencia entre ambos ciclos radica en el flujo másico que circula por cada uno, siendo mayor durante la carga y menor durante la generación de vapor. Por tanto, el sistema ha sido dimensionado para que compresor y turbina sean del mismo tipo, con la posibilidad de operar en paralelo: se podrá activar una o ambas máquinas en función del caudal requerido en cada fase. Se tomará como flujo másico de operación 150 kg/s, que corresponderá con cerca de la mitad del flujo másico de CO₂ en el ciclo de carga. Esto, si bien irá en detrimento del

rendimiento de cada turbomáquina, ya que no trabajará con su flujo másico de diseño, permitirá la simplificación de los cálculos.

El objetivo del dimensionamiento ha sido minimizar el número de etapas, respetando las restricciones geométricas y mecánicas impuestas por el diseño. En particular, se ha impuesto un límite superior de 500 m/s para la velocidad periférica máxima del rodete y se ha buscado mantener el coeficiente de velocidad específica dentro de los rangos recomendados para los distintos tipos de turbomáquinas. Los resultados dados por el EES para estos ciclos se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 4.13: Resultados del dimensionamiento de turbomáquinas en los ciclos de carga y generación de vapor.

Ciclo de carga y ciclo de generación de vapor	Nº etapas	N (rpm)	ws	D (m)	umax (m/s)
Turbina	1	14000	0,6108	0,42	304,65
Compresor	1	14000	0,5753	0,58	499

Para ambos ciclos, el diseño resultante contempla una sola etapa tanto en el compresor como en la turbina, con una velocidad de rotación de 14000 rpm. Esta elección cumple con el límite establecido de velocidad periférica 304,65 m/s en la turbina mientras que roza el límite de 499 m/s en el compresor, por lo que en diseños posteriores se deberá estudiar la afectación de esta velocidad en el desempeño de la turbomáquina. La velocidad específica se encontrará dentro de los rangos recomendados, como se puede apreciar en las figuras 4.5 y 4.6, mientras que los diámetros son coherentes para las turbomáquinas.

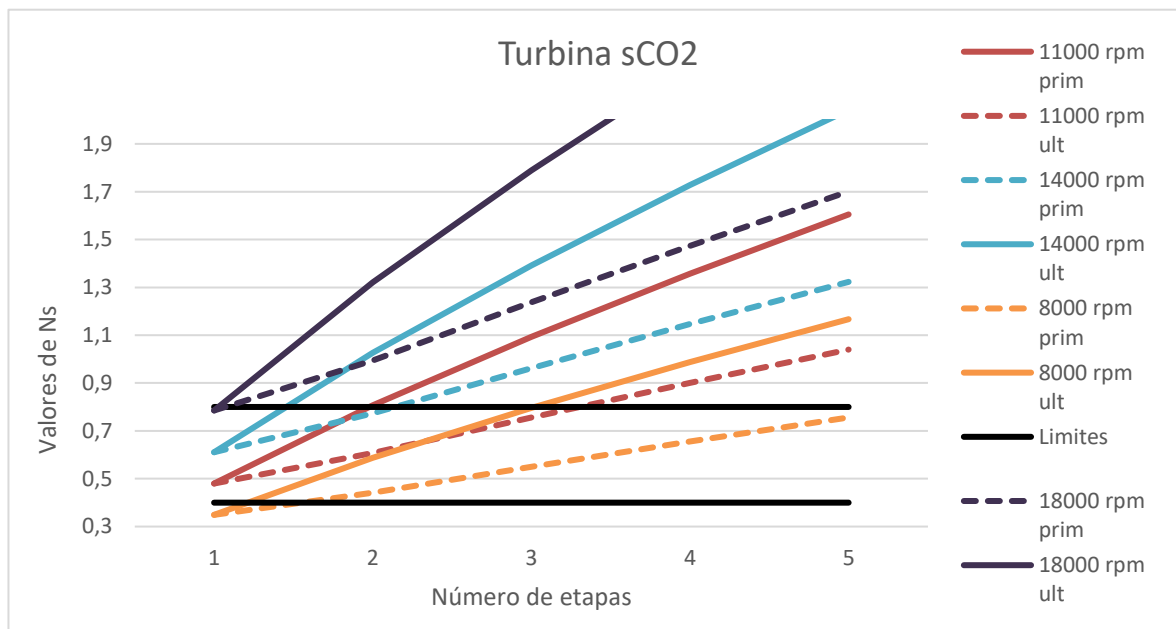


Figura 4.5: Diagrama de selección de turbinas en el ciclo de carga y generación de vapor.

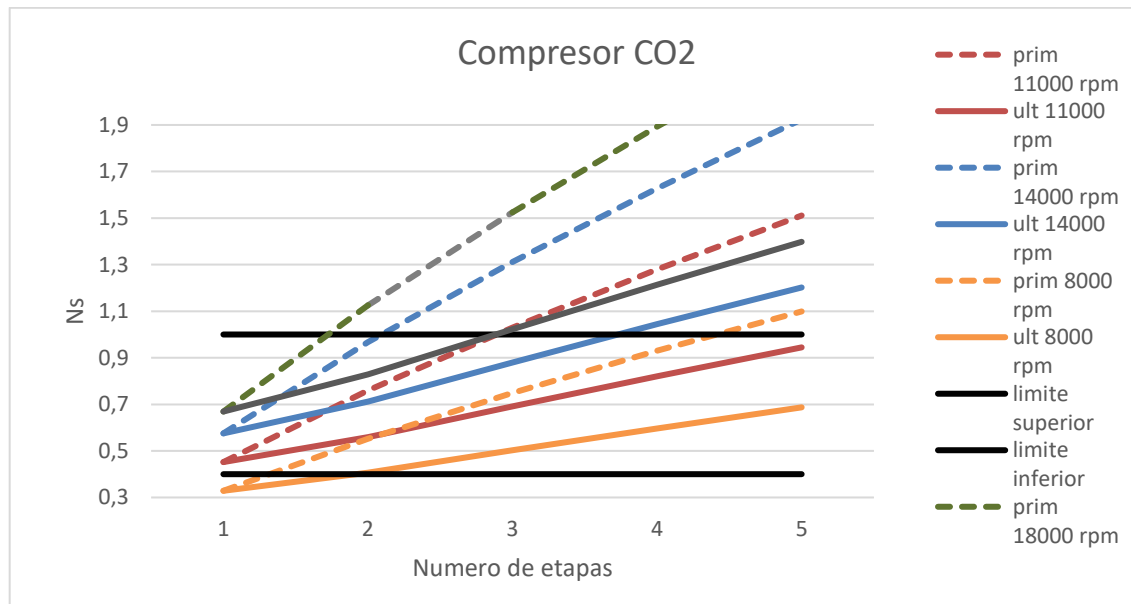


Figura 4.6: Diagrama de selección de compresor en el ciclo de carga y generación de vapor.

4.4.2 CICLO DE DESCARGA

En el caso del ciclo de descarga, el diseño de turbomáquinas sigue la misma lógica de simplicidad constructiva aplicada en los ciclos de carga y generación de vapor. Sin embargo, al tratarse de un régimen operativo distinto, el dimensionamiento del EES dará resultados diferentes contenidos en la tabla 4.14:

Tabla 4.14: Resultados del dimensionamiento de turbomáquinas en el ciclo de descarga.

Ciclo de descarga	Nº etapas	N (rpm)	ws	D (m)	umax (m/s)
Turbina	1	11000	0,5238	0,5	289,34
Compresor	1	11000	0,5738	0,34	194,84

El diseño resultante será una sola etapa tanto en el compresor como en la turbina, con una velocidad de rotación de 11000 rpm. Además, se cumplirá que la velocidad máxima del rodete no sobrepasa los límites establecidos y que la velocidad específica de cada máquina se encontrará dentro del rango de operación adecuado. En las siguientes figuras se mostrará el diagrama de selección del compresor y turbina para este ciclo.

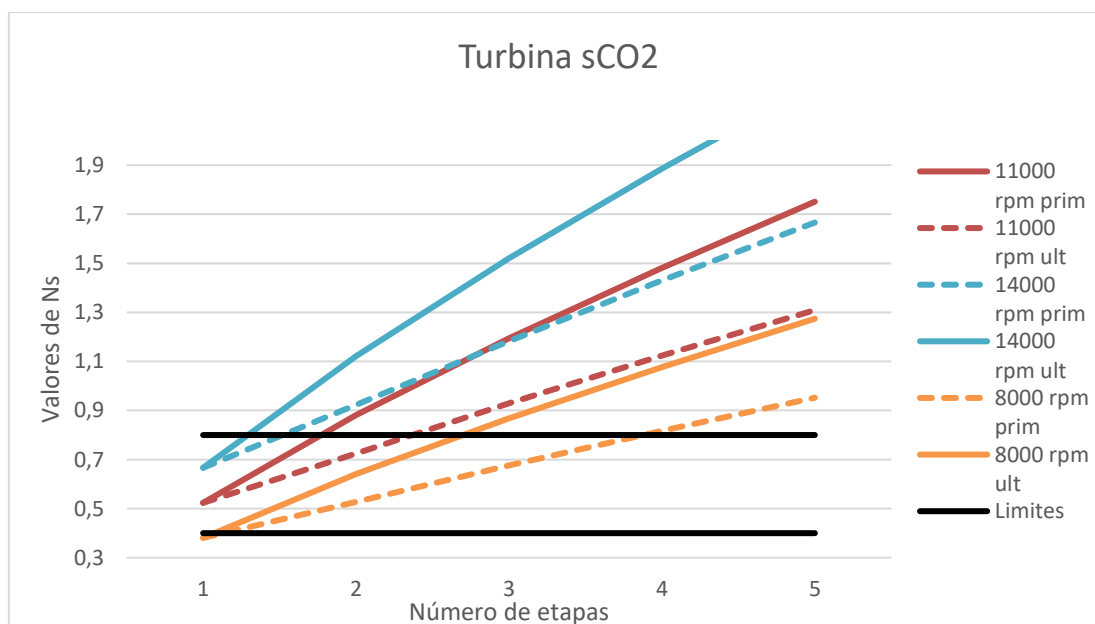


Figura 4.7: Diagrama de selección de turbina en el ciclo de descarga

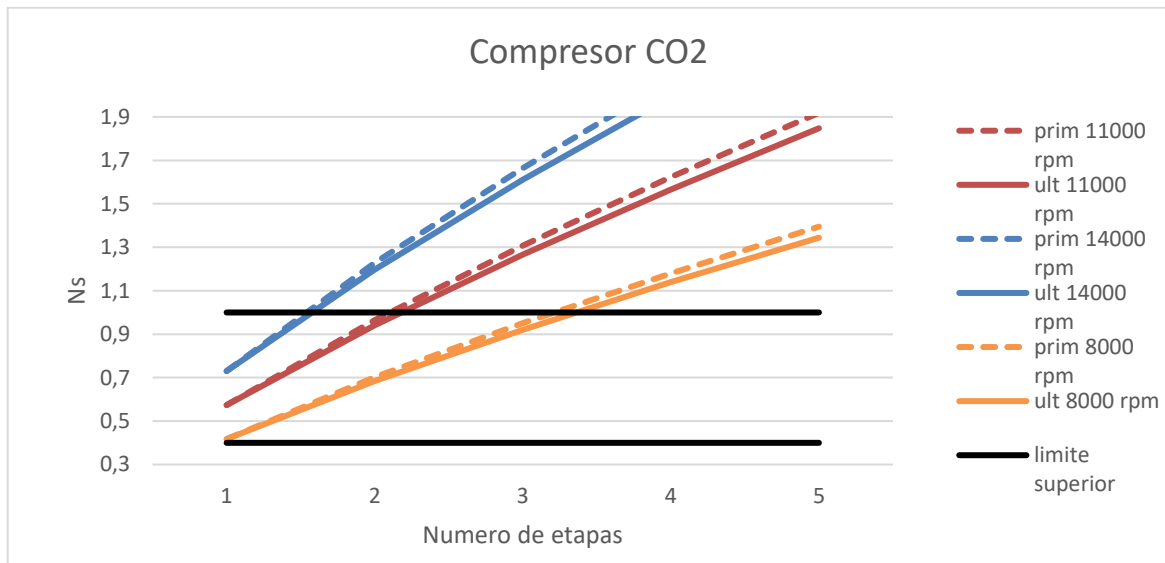


Figura 4.8: Diagrama de selección de compresor en el ciclo de descarga

4.5 RESULTADOS DEL DIMENSIONAMIENTO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

El dimensionamiento de los intercambiadores de calor se ha llevado a cabo con el objetivo de asegurar un rendimiento térmico elevado, manteniendo un *pinch point* aceptable en cada etapa y optimizando el UA para cada ciclo. En la tabla 4.15, se resumen los resultados obtenidos mediante el EES para los distintos ciclos de operación.

Tabla 4.15: Resultados de los intercambiadores de calor para cada ciclo.

	Intercambiador	Pinch Point	UA	Eficiencia
CICLO DE CARGA	GEO	7,656	1974	0,8935
	ACEITE	7,931	5427	0,9501
	REC	10	4253	0,9578
CICLO DE DESCARGA	GEO	10,2	7304	0,8581
	ACEITE	11,14	4409	0,9435
	REC	11,14	5396	0,9259
CICLO DE GENERACIÓN DE VAPOR	GEO	7,931	603,6	0,9501
	ACEITE	10	3341	0,8658
	REC	10	2618	0,9578

Para implementar los intercambiadores definidos en cada ciclo, se ha optado por un enfoque modular, combinando intercambiadores de calor de distintas capacidades (UA) para

adaptarse a los requerimientos de cada caso. Esto permite estandarizar componentes, facilitar el mantenimiento y escalar el sistema según necesidades térmicas.

En el intercambio de calor con el agua geotérmica, se emplean intercambiadores de 2742, 1371 y 603 kW/K. El ciclo de descarga, que requiere mayor capacidad, utiliza todos ellos en combinación, mientras que en los ciclos de carga y vapor se utilizan solo los de menor UA. Para el intercambio de calor con el aceite térmico, se emplean intercambiadores de 1068 y 3341 kW/K. En carga se usan tres unidades dos pequeñas y una grande, y en los otros ciclos solo una de cada tipo. El recuperador (REC) combina intercambiadores de 1635 y 2618 kW/K. En descarga se requiere mayor capacidad (dos de 1635 y uno de 2618), mientras que en carga y vapor se utilizan uno de cada. En la siguiente tabla 4.16 se muestra la distinta combinación de intercambiadores para cada caso:

Tabla 4.16: Combinación de intercambiadores de calor para cada ciclo.

GEO	CARGA	DESCARGA	VAPOR
2 x 2665	0	2	0
1 x 1371	1	1	0
1 x 603	1	1	1
ACEITE	CARGA	DESCARGA	VAPOR
2 x 1068	2	1	0
1 x 3341	1	1	1
REC	CARGA	DESCARGA	VAPOR
2 x 1635	1	2	0
1 x 2618	1	1	1

Además, para cada intercambiador en cada ciclo se ha obtenido su correspondiente diagrama T-Q, que se muestra en las siguientes figuras y donde se comprueba el *pinch point* de cada intercambio de calor:

4.5.1 DIAGRAMAS T-Q PARA EL CICLO DE CARGA

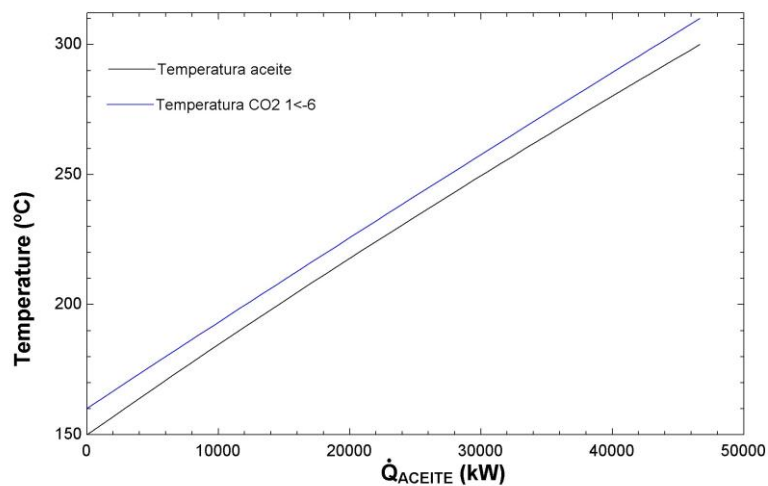


Figura 4.9: Diagrama T-Q del intercambiador ACEITE para el ciclo de carga

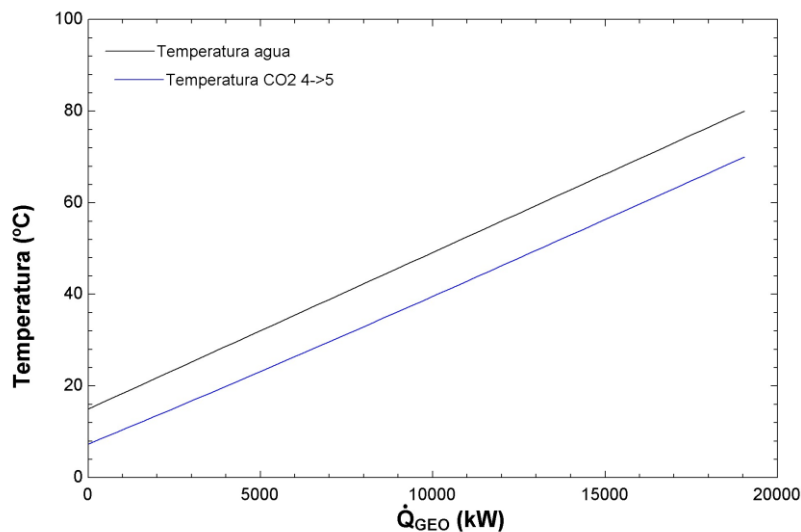


Figura 4.10: Diagrama T-Q del intercambiador GEO para el ciclo de carga

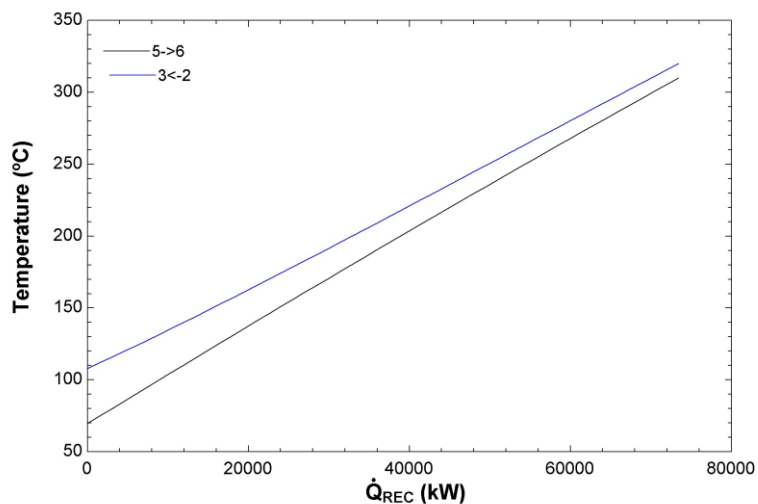


Figura 4.11: Diagrama T-Q del intercambiador REC para el ciclo de carga

4.5.2 DIAGRAMAS T-Q PARA EL CICLO DE DESCARGA

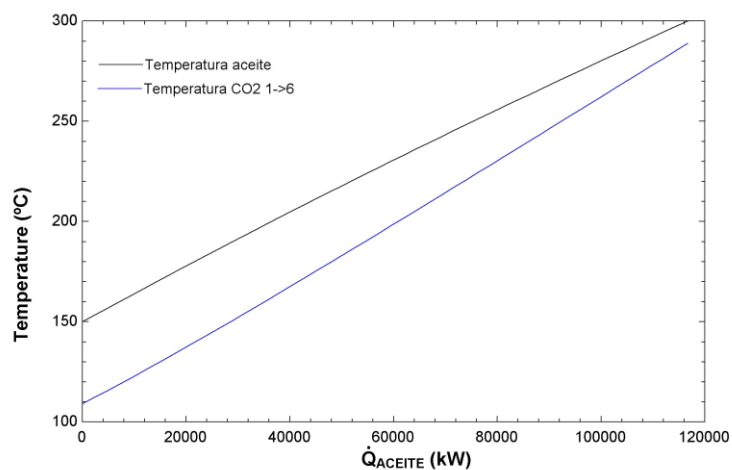


Figura 4.12: Diagrama T-Q del intercambiador ACEITE para el ciclo de descarga

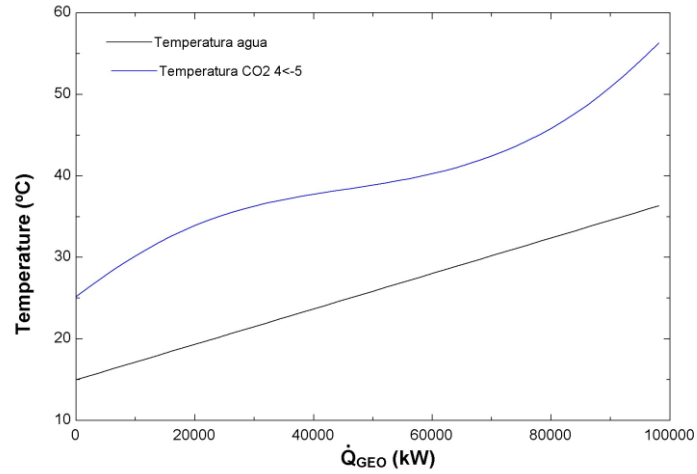


Figura 4.13: Diagrama T-Q del intercambiador GEO para el ciclo de descarga

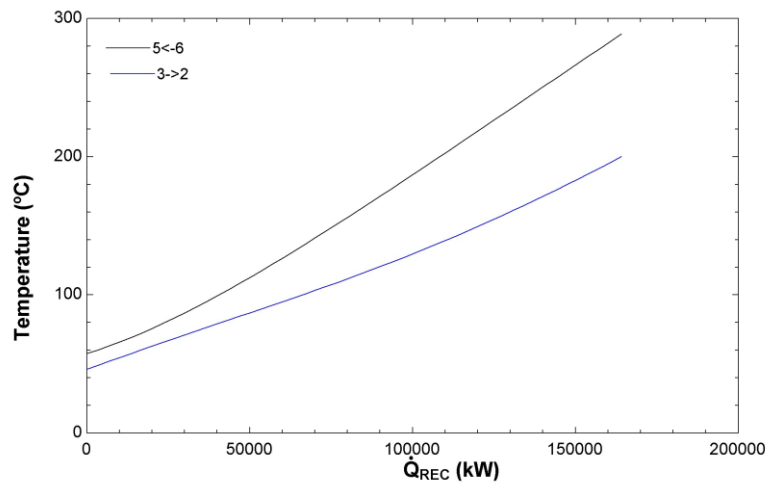


Figura 4.14: Diagrama T-Q del intercambiador REC para el ciclo de descarga

4.5.3 DIAGRAMAS T-Q PARA EL CICLO DE GENERACIÓN DE VAPOR.

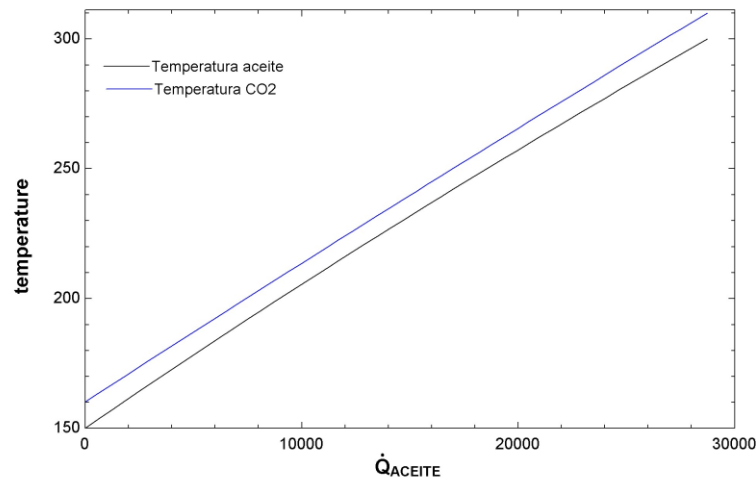


Figura 4.15: Diagrama T-Q del intercambiador ACEITE para el ciclo de generación de vapor

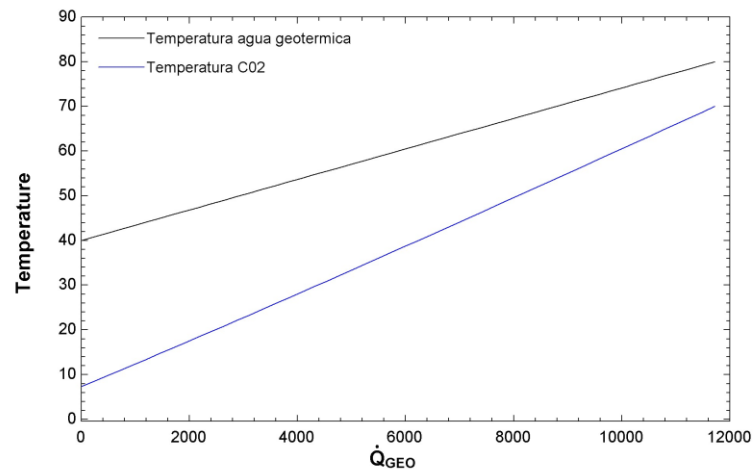


Figura 4.16: Diagrama T-Q del intercambiador GEO para el ciclo de generación de vapor

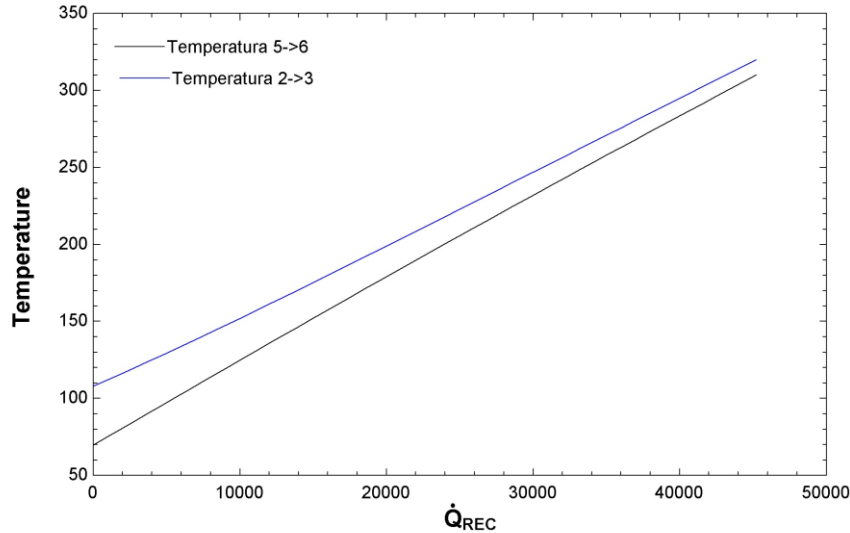


Figura 4.17: Diagrama T-Q del intercambiador REC para el ciclo de generación de vapor

4.6 RESULTADOS DE DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS

El dimensionamiento de las tuberías del sistema se ha abordado inicialmente tomando como referencia el ciclo de descarga, debido a que es en esta fase donde se alcanzan las condiciones de operación más exigentes, especialmente en términos de presión. Por este motivo, se seleccionó el material Inconel 740H para las conducciones de CO₂ en este ciclo, garantizando una resistencia adecuada a las altas presiones y temperaturas. Estas mismas tuberías se reutilizan, siempre que es posible, para los ciclos de carga y generación de vapor con el objetivo de reducir la variedad de materiales empleados y contener los costes, dado el elevado precio del Inconel.

Sin embargo, al dimensionar el sistema para los ciclos de carga y vapor, se observó que las tuberías de 740H no permitían conducir todo el caudal másico requerido en estas fases. Para solventar esta limitación, se recurrió al uso complementario de tuberías fabricadas en acero inoxidable A213 TP316, de menor coste, para conducir el caudal excedente. Esta estrategia mixta permite mantener la fiabilidad estructural sin sobredimensionar económicamente el sistema. Durante el proceso de diseño del ciclo de carga y de generación de vapor se verificó qué porcentaje del flujo másico total podía circular a través de las tuberías de Inconel respetando los criterios técnicos, y con el flujo restante, se dimensionaron las tuberías de acero inoxidable A213 TP316.

El número de tuberías, los diámetros nominales (DN) y los schedules seleccionados varían en función del punto de operación y el caudal másico, buscando siempre asegurar

velocidades de flujo adecuadas y mantener las pérdidas de carga por debajo de los valores máximos recomendados. En general, se ha optado por emplear múltiples líneas en paralelo en los tramos de mayor caudal, y por ajustar los schedules en función de los requisitos de espesor de pared por presión. En las tablas 4.17, 4.18 y 4.19 se muestran los resultados del dimensionamiento de las tuberías. Se hace especial énfasis en el ciclo de carga y de generación de vapor el flujo másico que pasa por cada tipo de tuberías, pues este se corresponde con un porcentaje del flujo total.

Tabla 4.17: Resultados del dimensionamiento de tuberías para el ciclo de descarga

Ciclo de descarga					
Fluido de trabajo	Material	Punto de operación	Nº tuberías	DN	schedule
CO ₂	740 H	1	4	400	10
		2	2	400	60
		3	2	300	60
		4	3	300	10
		5	3	400	10
		6	4	450	20
Agua	A-106B	geo1	2	350	5
		geo2	2	350	5
Aceite	A-106B	aceite in	1	300	5
		aceite out	1	300	5

Tabla 4.18: Resultados del dimensionamiento de tuberías para el ciclo de carga y generación de vapor

Ciclo de carga y generación de vapor						
Fluido de trabajo	Material	Punto de operación	Flujo másico	Nº tuberías	DN	schedule
CO ₂	740-H	1	148,9	4	400	10
		2	193,57	2	400	60
		3	134,01	2	300	60
		4	89,34	3	300	10
		5	134,01	3	400	10
		6	163,79	4	450	20
CO ₂	A213 TP316	1	148,9	4	400	5
		2	104,23	2	350	60
		3	163,79	2	350	40
		4	208,46	4	400	5
		5	163,79	4	400	5
		6	134,01	4	400	5

Agua	A-106B	geo1	70	2	350	5
		geo2	70	2	350	5
Aceite	A-106B	aceite in	147,1	1	300	5
		aceite out	147,1	1	300	5

Tabla 4.19: Resultados del dimensionamiento de tuberías para el ciclo de generación de vapor

Ciclo de generación de vapor						
Fluido de trabajo	Material	Punto de operación	Fliujo másico	Nº tuberías	DN	schedule
CO ₂	740 H	1	146,64	4	400	10
		2	183,3	2	400	60
		3	137,475	2	300	60
		4	82,485	3	300	10
		5	128,31	3	400	10
		6	174,135	4	450	20
CO ₂	A213 TP316	1	36,66	4	400	5
		2	0	2	350	60
		3	45,825	2	350	40
		4	100,815	4	400	5
		5	54,99	4	400	5
		6	9,165	4	400	5
Agua	A-106B	geo1	70	1	150	5
		geo2	70	1	150	5
Aceite	A-106B	aceite in	64,13	1	150	5
		aceite out	64,13	1	150	5

4.7 RESUMEN DE LOS RESULTADOS DE LA PLANTA

El diagrama mostrado en la Figura 4.18 resume brevemente los resultados de turbomáquinas, intercambiadores y tuberías. Cabe destacar que, en el caso del dimensionamiento de tuberías, para poder distinguir los distintos materiales de las tuberías, se ha señalado en verde las tuberías de Inconel y en azul oscuro las de acero inoxidable A213 TP316.

Para hallar el rendimiento total de la planta (*round-trip efficiency*, RTE), conociendo el COP y el rendimiento de los ciclos se utilizará la ecuación 4.1.

$$RTE = COP * \eta_{descarga} = 1,69 * 0,1591 = 0,2689 \approx 26,9 \% \quad (4.1)$$

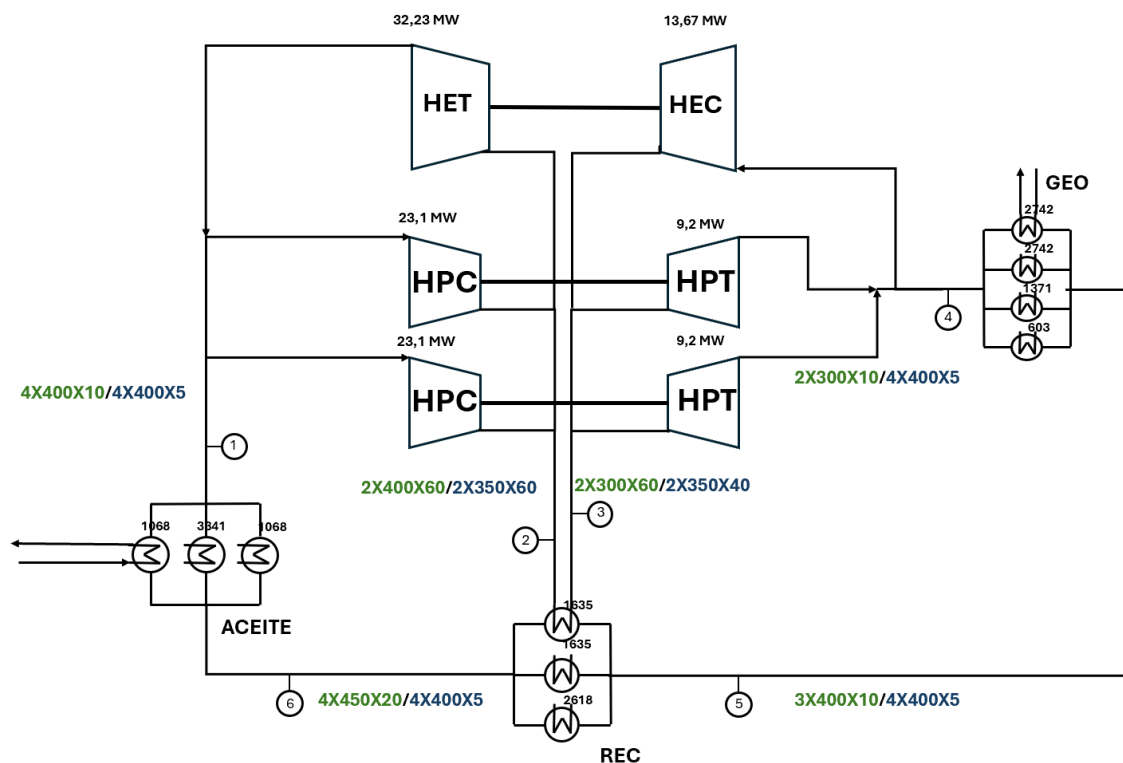


Figura 4.18: Diagrama resumen de los resultados de los componentes de la planta. (Fuente: Elaboración propia)

4.8 RESULTADOS DEL ESTUDIO DE VIABILIDAD ECONÓMICA

En las tablas 4.20, 4.21 y 4.22 se presenta el coste de las inversiones de las distintas máquinas de la planta. Estos resultados se han obtenido a partir de las fórmulas correspondientes de valoración de maquinaria (ver capítulo de Metodología) y se han actualizado a valor de 2025.

Con estos resultados, se ha realizado un diagrama para poder comprobar los pesos de estos componentes dentro de los costes directos totales (ver figura 4.19):

Tabla 4.20: Resultado de las inversiones en intercambiadores de toda la planta.

	INTERCAMBIADORES					Inversión total
	Unidades totales	Unidades	UA [kW/K]	Coste por intercambiador	Coste total	
GEO	4	2	2665	3.481.066,13 €	6.962.132,26 €	26.076.588,64 €
		1	1371	2.108.372,54 €	2.108.372,54 €	
		1	603	1.134.586,67 €	1.134.586,67 €	
ACEITE	3	2	1068	1.746.306,41 €	3.492.612,83 €	
		1	3341	4.128.370,91 €	4.128.370,91 €	
REC	3	2	1635	2.407.931,30 €	4.815.862,60 €	
		1	2618	3.434.650,84 €	3.434.650,84 €	

Tabla 4.21: Resultados de las inversiones en turbomáquinas para toda la planta.

	TURBOMÁQUINAS					Inversión total
	Unidades totales	Unidades	W _{shaft} (MW)	Coste	Coste total	
Turbinas	3	2	9,2055	2.983.684,01 €	5.967.368,01 €	22.999.089,57 €
		1	32,234	4.920.671,31 €	4.920.671,31 €	
Compresores	3	2	23,1	4.307.834,54 €	8.615.669,07 €	
		1	13,685	3.495.381,18 €	3.495.381,18 €	

Tabla 4.22: Resultados de las inversiones en máquinas eléctricas para toda la planta.

	MÁQUINAS ELÉCTRICAS					Inversión total
	Unidades totales	Unidades	W _{shaft} (MW)	Coste	Coste total	
Motor/Alternador	3	3	17	1.233.972,63 €	3.701.917,88 €	3.701.917,88 €

Tabla 4.23: Tabla de resultados de la inversión.

INVERSIÓN EN COMPONENTES	
INV componentes (2017)	52.777.596,10 €
INV componentes (2025)	74.400.135,47 €
CEPCI (2017)	567,5
CEPCI (2025)	800
INVERSIÓN ALMACENAMIENTO	
Inversión almacenamiento	9.392.600,00 €
Coste almacenamiento	25,00 €/kWt
Calor almacenado en ciclo de vapor (kWt)	8377
Calor almacenado ciclo de carga (kWt)	46659
INVERSIÓN TOTAL	
136.163.195,14 €	

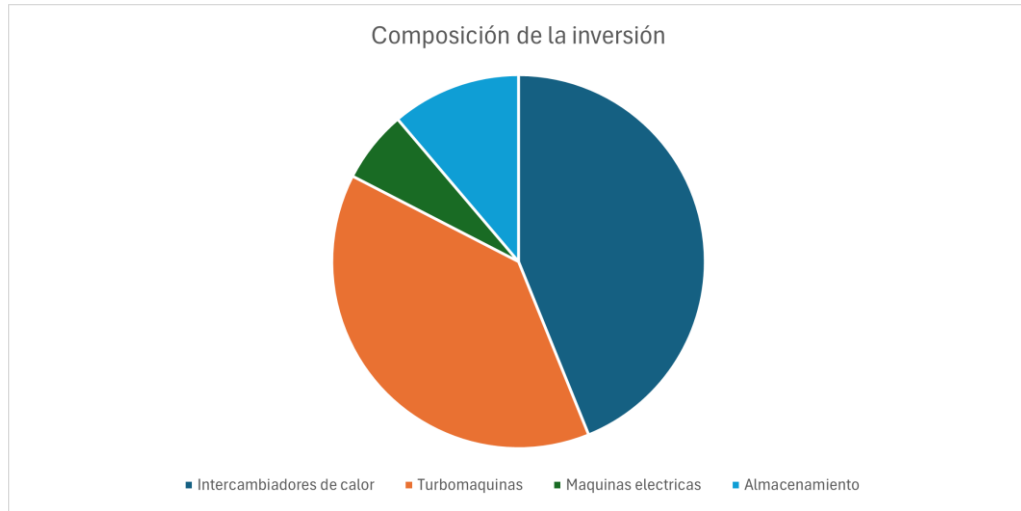


Figura 4.19: Composición de la inversión de componentes según el tipo de máquina. (Fuente: Elaboración propia)

Tabla 4.24: Duración de cada ciclo para el cálculo del LCOE

Duración de los ciclos (horas)		
Ciclo de carga	Ciclo de descarga	Ciclo de generación de vapor
5	2	17

Una vez calculados los gastos de componentes y de costes indirectos, y teniendo en cuenta la duración de cada ciclo, se obtienen los resultados del OPEX y el CAPEX de la instalación, con los cuales se obtendrá el LCOE. En la siguiente tabla 4.24 se pueden comprobar estos resultados, y en la figura 4.20 se puede comprobar la relevancia de cada uno de estos parámetros para LCOE.

Tabla 4.25: Resultados de CAPEX, OPEX y LCOE para la planta.

CAPEX	
f_a	0,089710672
CAPEX	12.215.291,69 €
CAPEX	901,48
OPEX	
MANTENIMIENTO	
OPEX _m	5.446.527,81 €
OPEX _m	401,95 €
ELECTRICIDAD	
OPEX _e	8.392.802,70 €
OPEX _e	619,38 €
VAPOR	
OPEX _v	- 6.229.100,22 €
OPEX _v	-459,70 €
LCOE	1.463,11 €

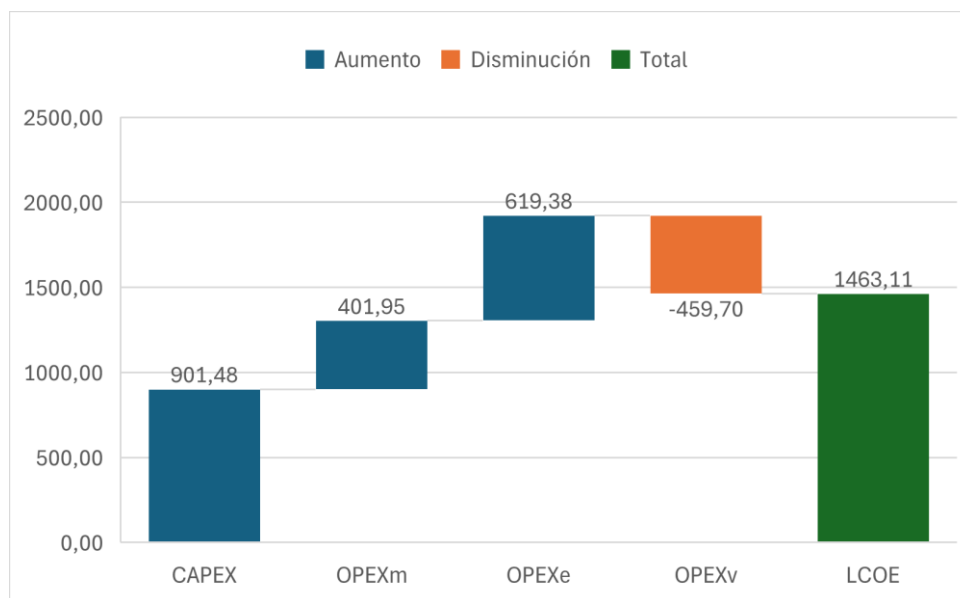


Figura 4.20: Composición del LCOE en base al CAPEX y OPEX. (Fuente: Elaboración propia)

Como se puede comprobar, el LCOE obtenido es muy alto, y por lo tanto con estas condiciones, esta tecnología no es competitiva. Posteriormente, se ha comprobado la sensibilidad del LCOE frente variaciones del precio del gas natural, que determina el ahorro producido por la producción de vapor, y la afectación de la inversión en la instalación en el

LCOE. Con esto se pretende llegar a conclusiones que permitan mejorar el proyecto de cara a futuros diseños. Las distintas gráficas con la sensibilidad del coste se pueden apreciar en las siguientes figuras:

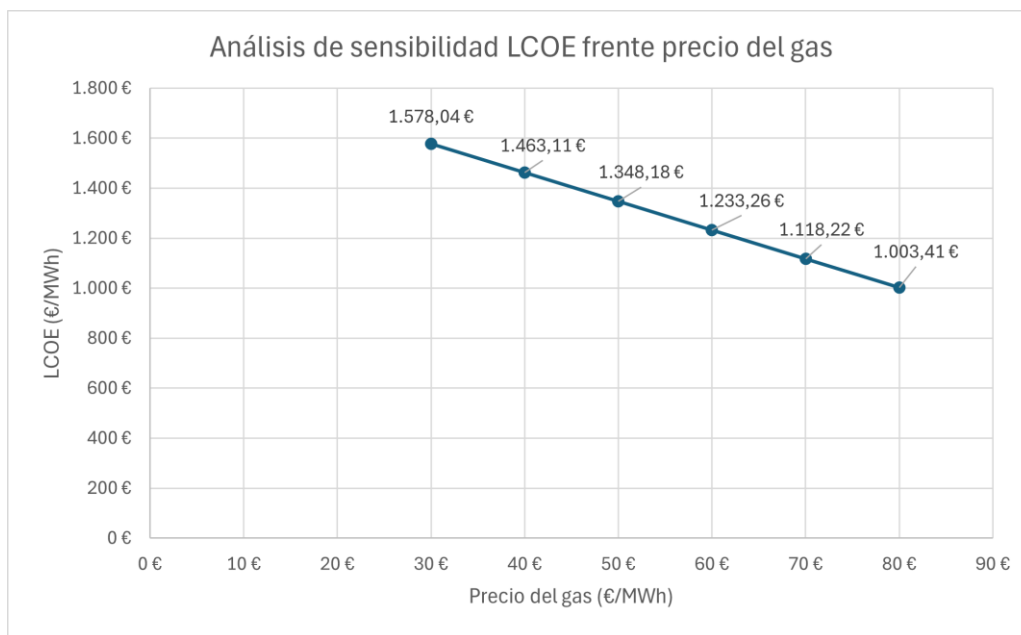


Figura 4.21: Estudio de sensibilidad del LCOE frente a los precios de gas. (Fuente: Elaboración Propia)

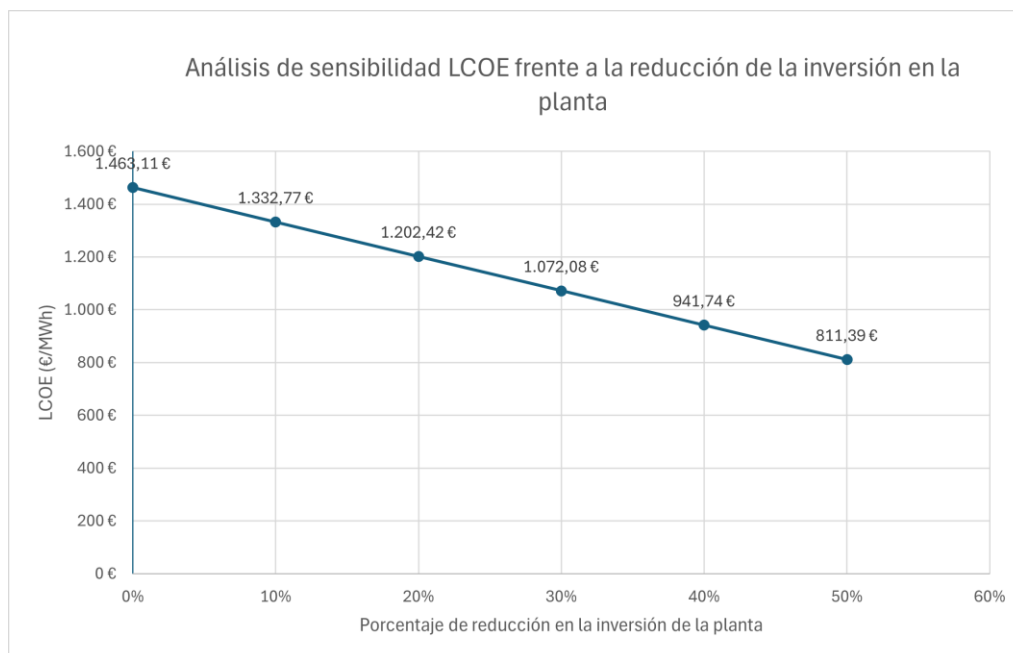


Figura 4.22: Estudio de sensibilidad del LCOE frente a la reducción de la inversión en la planta. (Fuente: Elaboración propia)

Se puede comprobar que la sensibilidad del LCOE es mayor para la reducción del CAPEX que para la subida del precio del gas, aunque tanto una reducción en la inversión como una subida del gas harán que esta tecnología sea más competitiva.

A continuación, se realiza el mismo estudio de viabilidad económica aumentando las horas del ciclo de descarga, que pasaran el de 2 a 5. Con ello se pretende reducir principalmente el valor de la inversión del CAPEX y estudiar como mejora la competitividad. Se han realizado los mismos estudios de sensibilidad que en el primer caso de estudio. En las tablas 4.26 y 4.27, así como en las figuras 4.23 y 4.24 se muestran os resultados.

Tabla 4.26: Tabla de resultados de la inversión para la planta con 5 horas de descarga.

INVERSIÓN EN COMPONENTES	
INV componentes (2017)	41.577.638,21 €
INV componentes (2025)	58.611.648,58 €
CEPCI (2017)	567,5
CEPCI (2025)	800
INVERSIÓN ALMACENAMIENTO	
Inversión almacenamiento	8.764.325,00 €
Coste almacenamiento	25,00 €
Calor almacenado en ciclo de vapor (kWt)	8377
Calor almacenado ciclo de carga (kWt)	46659
Costes indirectos y factor de tuberías, control e infraestructuras	1,3*1,25
INVERSIÓN TOTAL	
109.485.957,06 €	

Tabla 4.27: Resultados de CAPEX, OPEX y LCOE para la planta con cinco horas de descarga

CAPEX	
fa	0,089710672
CAPEX	9.822.058,74 €
CAPEX	724,86
OPEX	
MANTENIMIENTO	
OPEX _m	4.379.438,28 €
OPEX _m	323,20 €
ELECTRICIDAD	
OPEX _e	7.089.599,40 €
OPEX _e	523,21 €
VAPOR	
OPEX _v	-3.664.176,60 €
OPEX _v	-270,41 €
LCOE	1.300,85 €

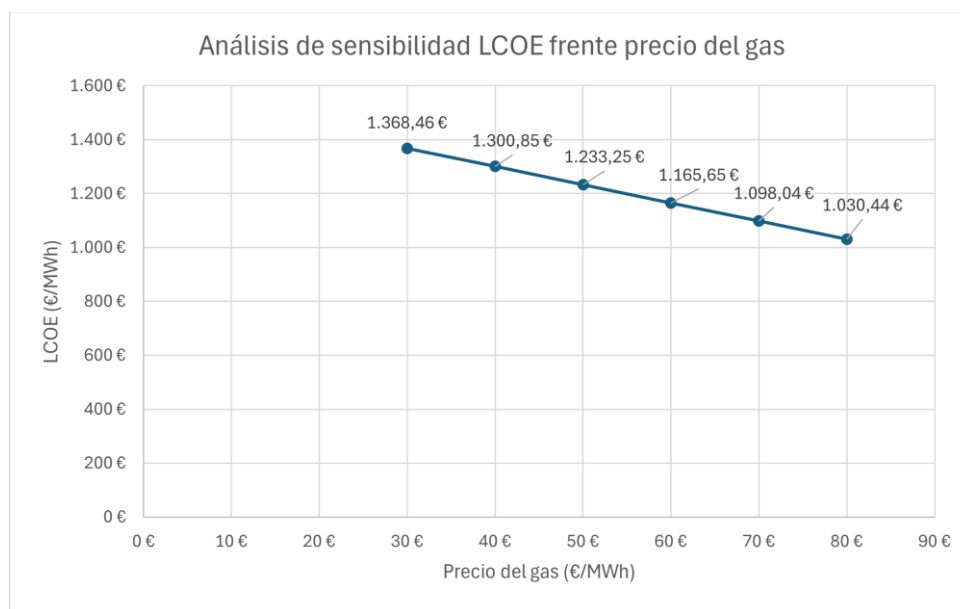


Figura 4.23: Estudio de sensibilidad del LCOE frente a los precios de gas con 5 horas de descarga. (Fuente: Elaboración Propia)

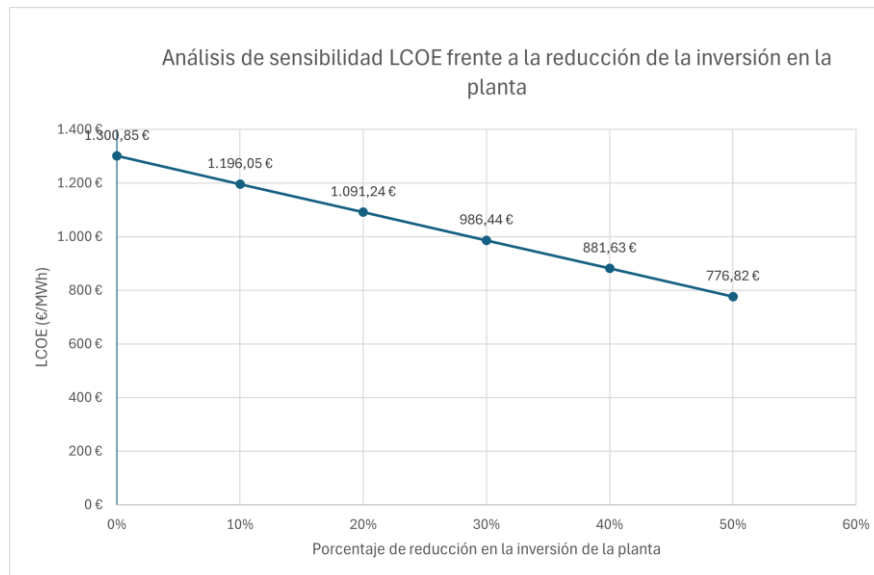


Figura 4.24: Estudio de sensibilidad del LCOE frente a la reducción de la inversión en la planta con 5 horas de descarga. (Fuente: Elaboración propia)

Al incrementar la duración de la descarga a 5 horas, el CAPEX total se reduce un 20 % mientras que la producción anual se mantiene, de modo que el CAPEX cae de 901 a 724 €/MWh. Al mismo tiempo, la reducción del CAPEX y el menor número de horas de funcionamiento de ciclos de carga y de generación de vapor provocan que los gastos anuales de mantenimiento y operación disminuyan, con lo que el OPEX por MWh baja. La combinación menor inversión y menores costes de operación reduce el LCOE de 1411€/MWh a 1300 €/MWh. Los estudios de sensibilidad arrojan las mismas dependencias lineales que en el apartado anterior y evidencian la sensibilidad del LCOE frente al CAPEX.

A continuación, se realiza el mismo estudio de viabilidad económica para este aumento de horas de descarga, pero suponiendo el doble de capacidad de la planta, es decir, con el doble de potencia producida, de calor intercambiado y almacenado energía consumida. Para ello se ha duplicado la potencia de las turbomáquinas, máquinas eléctricas y UA de los intercambiadores a la hora de determinar el LCOE. Los resultados se muestran en las siguientes tablas y figuras:

Tabla 4.28: Tabla de resultados de la inversión para la planta con 5 horas de descarga y capacidad duplicada.

INVERSIÓN EN COMPONENTES	
INV componentes (2017)	62.901.274,01 €
INV componentes (2025)	88.671.399,48 €
CEPCI (2017)	567,5
CEPCI (2025)	800
INVERSIÓN ALMACENAMIENTO	
Inversión almacenamiento	17.528.650,00 €
Coste almacenamiento	25,00 €
Calor almacenado en ciclo de vapor (kWt)	16754
Calor almacenado ciclo de carga (kWt)	93318
Costes indirectos y factor de tuberías, control e infraestructuras	1,3*1,25
INVERSIÓN TOTAL	
172.575.080,41 €	

Tabla 4.29: Resultados de CAPEX, OPEX y LCOE para la planta con cinco horas de descarga con capacidad duplicada.

CAPEX	
fa	0,089710672
CAPEX	15.481.826,37 €
CAPEX	571,27
OPEX	
MANTENIMIENTO	
OPEXm	6.903.003,22 €
OPEXm	254,72 €

ELECTRICIDAD	
OPEXe	14.179.198,80 €
OPEXe	523,21 €
VAPOR	
OPEXv	-7.328.353,20 €
OPEXv	-270,41 €
LCOE	1.078,79 €

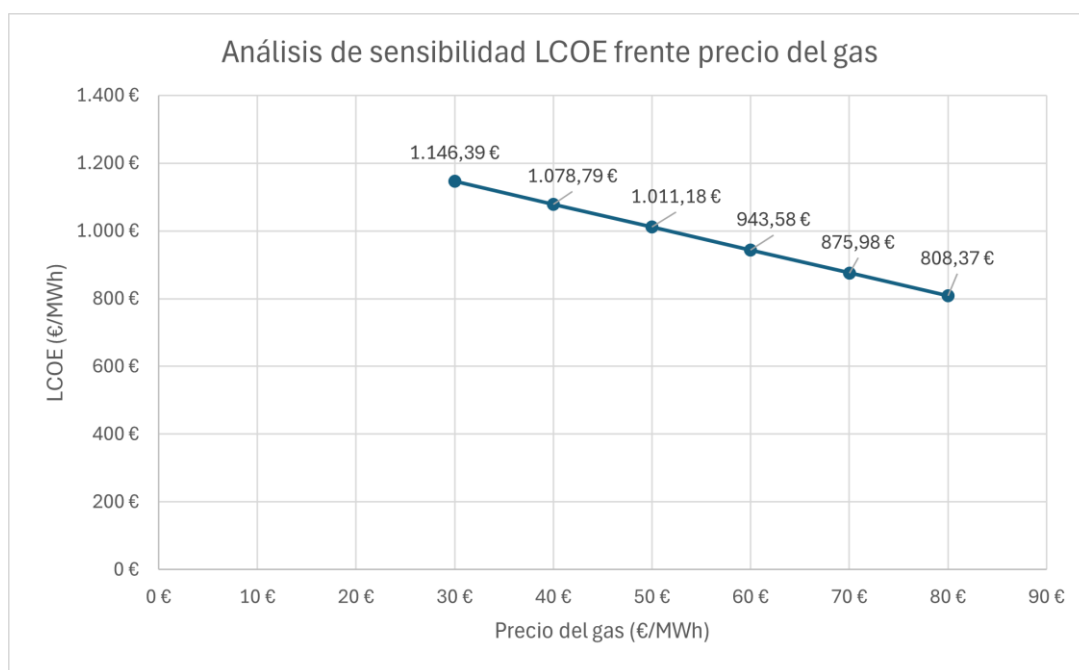


Figura 4.25: Estudio de sensibilidad del LCOE frente a los precios de gas con 5 horas de descarga y capacidad duplicada. (Fuente: Elaboración Propia)

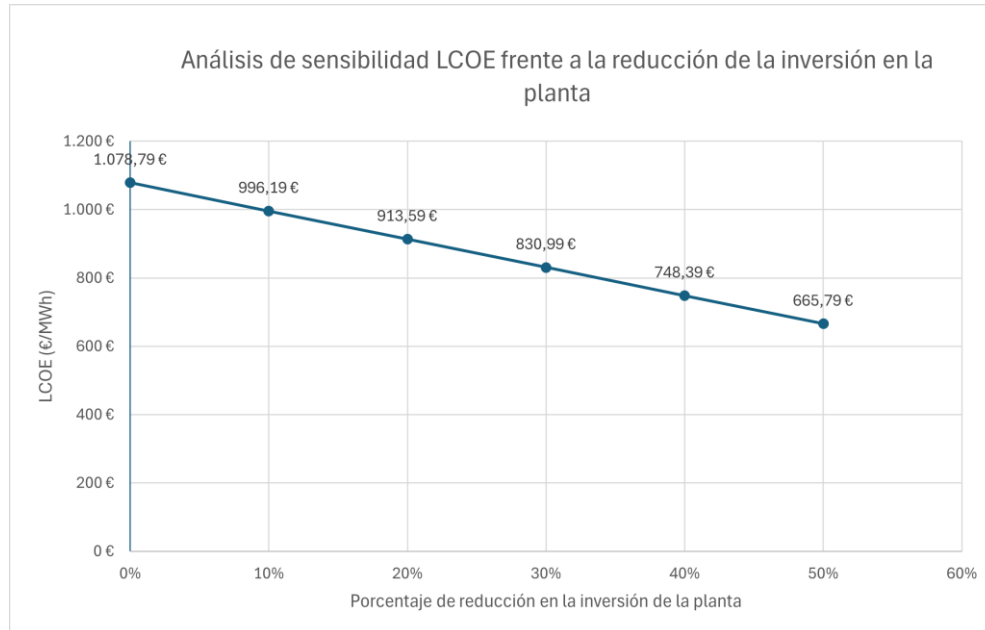


Figura 4.26: Estudio de sensibilidad del LCOE frente a la reducción de la inversión en la planta con 5 horas de descarga y capacidad duplicada. (Fuente: Elaboración propia)

Al pasar al doble de capacidad, el CAPEX total solo crece un 57 % mientras que la producción anual se dobla, de modo que el CAPEX específico cae de 724 a 571 €/MWh. Al mismo tiempo, los gastos anuales de mantenimiento y operación se reparten sobre el doble de energía producida, con lo que el OPEX por MWh baja. La combinación de inversión más eficiente y costes diluidos reduce el LCOE de 1300 €/MWh a 1078 €/MWh, evidenciando una clara economía de escala. Los análisis de sensibilidad arrojan que existe un potencial de futuro en estas tecnologías, ya que aumentando la capacidad y el número de horas de descarga se pueden conseguir precios competitivos en tanto en cuanto se puedan reducir los costes de inversión de la planta, bien mediante subvenciones o bien mediante el abaratamiento de los componentes.

Capítulo 5. CONCLUSIONES

El trabajo ha demostrado la viabilidad técnica de hibridar un recurso geotérmico de baja entalpía con una batería Carnot mediante ciclos Brayton de CO₂ supercrítico. De este modo la instalación puede, por un lado, cargar un almacenamiento térmico de aceite durante las horas de excedente eléctrico, por otro, descargarlo rápidamente para producir electricidad; y además, generar vapor industrial de forma continua gracias a un tercer ciclo auxiliar. Con ello se consigue un doble objetivo: aportar gestionabilidad a las renovables intermitentes y aprovechar al máximo el recurso geotérmico disponible, elevando su temperatura y almacenando su calor.

Desde el punto de vista termodinámico, los tres ciclos diseñados alcanzan los valores previstos. Tanto el ciclo de carga como el ciclo de generación de vapor obtienen un coeficiente de rendimiento (COP) de 1,69 mientras que, en la descarga, la eficiencia del ciclo es del 15,9 %. Esto resulta en un “*round-trip efficiency*” o RTP de la planta de un 26,9 %. Estos resultados son bastante bajos en comparación con otros estudios realizados de baterías de Carnot, pero son coherentes debido a la baja temperatura y caudal de la fuente de geotermia.

Para alcanzar estos resultados se ha dimensionado una única etapa en cada compresor y turbina, girando a 14000 rpm en los modos de carga y vapor y a 11000 rpm durante la descarga. La velocidad periférica del compresor en el ciclo de carga y en el de generación de vapor, se sitúa en el umbral mecánico de 500 m/s, lo que exige un análisis detallado de tensiones para el escalado industrial. Los intercambiadores de calor PCHE, con UA de hasta 7300 W/K y pinch-points inferiores a 10 °C, garantizan elevados coeficientes de transferencia sin penalizar la caída de presión. El trazado de tuberías se resuelve con Inconel 740H para todos los ciclos, aunque en los ciclos donde la presión de operación es más baja (ciclo de carga y ciclo de generación de vapor) estas tuberías se combinan con otras de acero inoxidable A213-TP316, combinación que recorta el CAPEX y mantiene las pérdidas por fricción por debajo de los límites recomendados.

En términos económicos, la inversión total de referencia para la planta base asciende a 136,2 M€, tras aplicar los factores de tuberías, control y costes indirectos. Esta inversión se distribuye principalmente entre intercambiadores de calor (~26 M€) y turbomáquinas (~23 M€). Con estos valores y los costes operativos correspondientes, el LCOE obtenido es de 1463 €/MWh_e. Al aumentar la duración del ciclo de descarga de 2 a 5 horas, el CAPEX total se reduce aproximadamente un 20 %, hasta 109,5 M€, y el LCOE disminuye a 1300,85 €/MWh_e, debido a una menor inversión específica (de 901 a 724 €/MWh) y a una reducción del OPEX asociada a una menor frecuencia de operación de los ciclos térmicos.

Posteriormente, al duplicar la capacidad de la planta con 5 horas de descarga, el CAPEX total asciende a 172,6 M€, pero la producción anual también se duplica, lo que diluye los costes específicos y reduce el LCOE hasta 1078,79 €/MWh. Esta mejora refleja una clara economía de escala, ya que el CAPEX específico desciende a 571 €/MWh, y los gastos fijos se reparten sobre una mayor generación eléctrica. Además, los ingresos derivados del uso del vapor industrial como sustituto de calderas de gas contribuyen a mejorar la viabilidad económica, especialmente en contextos de una reducción de la inversión superior al 50%, donde el LCOE puede reducirse significativamente. A pesar de estos avances, los costes se mantienen elevados frente a soluciones comerciales como el almacenamiento electroquímico o hidráulico, por lo que será necesario avanzar en la reducción de costes de los intercambiadores y turbomáquinas para CO₂ supercrítico para mejorar la competitividad de esta tecnología.

Cabe también destacar, que se concluye que el uso de un ciclo Brayton inverso modificado permite que los mismos intercambiadores puedan servir tanto a la bomba de calor (carga y generación de vapor) como al ciclo de potencia (descarga). Esta solución simplifica la planta y reduce CAPEX al poderse compartir los intercambiadores más costosos entre los ciclos. Sin embargo, este posible beneficio se ve perjudicado por el bajo calor obtenido por el recurso geotérmico, que provoca que, para conseguir la máxima eficiencia, los puntos de operación de la bomba de calor y del motor térmico sean distintos, y con ello que no se consiga una planta completamente reversible.

5.1 TRABAJOS FUTUROS

De cara a continuar y ampliar el alcance de este proyecto, se identifican varias líneas de trabajo que pueden abordarse en el corto y medio plazo:

- En primer lugar, poder elevar el calor obtenido de la fuente geotérmica, que se puede conseguir bien mediante la utilización de recursos geotérmicos de mayor caudal y temperatura, o bien mediante la creación de fuentes de geotermia estimulada (EGS)
- Estudiar el efecto de sustituir el ciclo Brayton de potencia por un ciclo ORC orgánico, que pueda mejorar el rendimiento durante el ciclo de descarga, y con ello, el RTE total.
- Estudiar el efecto de sustituir el ciclo Brayton inverso modificado por un ciclo Brayton inverso convencional, con el objetivo de ver si la mejora de rendimiento compensa el posible aumento de la inversión
- El estudio de nuevos intercambiadores y turbomáquinas, que permitan reducir el CAPEX de la planta y con ello hacer más competitiva esta tecnología.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Hannah Ritchie, Pablo Rosado, and Max Roser. *Greenhouse gas emissions*. Available: <https://ourworldindata.org/greenhouse-gas-emissions>.
- [2] Comisión Europea, "Pacto verde europeo: Consecución de nuestros objetivos," 2021 Available: https://ec.europa.eu/commission/presscorner/detail/es/fs_21_3688.
- [3] OMIE. *Negociación por tecnologías*. Available: <https://www.omie.es/es/spot-hoy>.
- [4] J. Sanchez Guzmán *et al*, "Evaluación del potencial de energía geotérmica. estudio técnico PER 2011-2020," Madrid, 2011.
- [5] *Geothermal*. Available: <https://www.cityofboise.org/departments/public-works/geothermal/>.
- [6] R. DiPippo, "Chapter 13 - cerro prieto power station baja california norte, mexico," in *Geothermal Power Plants*, R. DiPippo, Ed. 2005, Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9781856174749500467>. DOI: 10.1016/B978-185617474-9/50046-7.
- [7] R. Dipippo, "Advanced geothermal energy conversion systems,". DOI: 10.1016/b978-0-08-100879-9.00009-4.
- [8] C. Rubio-Maya *et al*, "Cascade utilization of low and medium enthalpy geothermal resources – A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 52, pp. 689, 2015. . DOI: 10.1016/j.rser.2015.07.162.
- [9] B. Vallier *et al*, "Large scale hydro-thermal circulation in the deep geothermal reservoir of Soultz-sous-Forêts (France)," *Geothermics*, vol. 78, pp. 154–169, 2019. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0375650518300099>. DOI: 10.1016/j.geothermics.2018.12.002.
- [10] Instituto Geológico y Minero de España (IGME), *Manual De Geotermia*. 2008.
- [11] Institut Cartogràfic i Geològic de Catalunya (ICGC). *Observatorio de la geotermia superficial de Cataluña (OGSCat)*. Available: <https://www.icgc.cat/es/Territorio-sostenible/Subsuelo/Geotermia/Observatorio-de-la-geotermia-superficial-de-Cataluna-OGSCat>.
- [12] Cardial S.L, "Proyecto de “Sondeo de inyección para la ampliación de la batería de sondeos del PROYECTO DE APROVECHAMIENTO DEL RECURSO

GEOTÉRMICO PROFUNDO PARA INVERNADEROS E INDUSTRIA DE NIJAR”,
Junta De Andalucía, 2022. Available:

<https://www.juntadeandalucia.es/sites/default/files/2024-11/1-1-%202022-03-29%20-%2040626-01%20-%20Proyecto%20de%20sondeo.pdf>.

[13] *El pozo de la primera planta geotérmica profunda alcanza los 1.200 metros.*

Available: <https://geotermiaonline.com/9812/el-pozo-de-la-primer-planta-geotermica-profunda-alcanza-los-1-200-metros/>.

[14] D. Fariña-González, Ó García-Afonso and A. M. Delgado-Torres, "Assessment of geothermal resources for power generation on La Palma Island, Canary Islands," *Geothermics*, vol. 127, pp. 103263, 2025. Available:

<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S037565052500015X>. DOI: 10.1016/j.geothermics.2025.103263.

[15] A. M. Divakaran *et al*, "Rational design on materials for developing next generation lithium-ion secondary battery," *Progress in Solid State Chemistry*, vol. 62, pp. 100298, 2021. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0079678620300315>. DOI: 10.1016/j.progsolidstchem.2020.100298.

[16] J. Zhao *et al*, "A Review of World-wide Advanced Pumped Storage Hydropower Technologies," *IFAC-PapersOnLine*, vol. 55, (9), pp. 170–174, 2022. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2405896322004153>. DOI: 10.1016/j.ifacol.2022.07.030.

[17] *Pantà de Sallente*. Available: <https://www.lacsdespyrenees.com/es/lac-1307-Pant%C3%A0%20de%20Sallente.html>.

[18] Red Eléctrica de España, "Informe del Sistema Eléctrico 2024," 2025. Available: https://www.sistemaelectrico-ree.es/sites/default/files/2025-03/ISE_2024.pdf.

[19] J. A. Roca, "Inauguran la central de almacenamiento de energía de aire comprimido más grande del mundo en China," 2024. Available: <https://elperiodicodelaenergia.com/inauguran-central-almacenamiento-energia-aire-comprimido-mas-grande-mundo-china/>.

[20] V. Novotny *et al*, "Review of Carnot Battery Technology Commercial Development," *Energies*, vol. 15, (2), 2022. . DOI: 10.3390/en15020647.

[21] D. Akindipe *et al*, "Techno-economic analysis and market potential of geological thermal energy storage (GeoTES) charged with solar thermal and heat pumps," 2024.

[22] J. I. Linares *et al*, "Carnot Battery Based on Brayton Supercritical CO₂ Thermal Machines Using Concentrated Solar Thermal Energy as a Low-Temperature Source," *Energies*, vol. 16, (9), 2023. . DOI: 10.3390/en16093871.

- [23] Newcastle University. (Nov 2). *Hot rock solution to grid-scale energy storage*. Available: [https://www.ncl.ac.uk/press/articles/archive/2017/11/isentropic/..](https://www.ncl.ac.uk/press/articles/archive/2017/11/isentropic/)
- [24] Á González Alonso, "Trabajo de fin de máster viabilidad de una bomba de calor de alta temperatura con ciclo brayton de CO2 para una instalación industrial," Madrid, 2024.
- [25] "<https://fchartsoftware.com/ees/>," .
- [26] R. Hidalgo, J. Sanchez and P. Ungemach, "Potencial de la geotermia profunda en la cuenca de madrid," 2009 Available: <https://Recuperado a partir de https://ingenieriacivil.cedex.es/index.php/ingenieria-civil/article/view/130>.
- [27] Empresa Nacional Aclaro de Investigaciones Mineras SA and (ENADIMSA), "Estudio de factibilidad tecnico economica de explotacion de energia geotermica en s. sebastian los reyes (madrid) (informe de subsuelo)," 1984.
- [28] K. Rindt, F. Hrdlička and V. Novotný, "Preliminary prospects of a Carnot-battery based on a supercritical CO2 Brayton cycle," *Acta Polytech*, vol. 61, (5), pp. 644, 2021. . DOI: 10.14311/ap.2021.61.0644.
- [29] Eastman, "Therminol_VP1. Heat Transfer Fluid," Available: https://www.eastman.com/content/dam/eastman/corporate/en/literature/t/tf9141.pdf?_gl=1*_931639*_gcl_au*MjE0NjU1NDM0Ni4xNzQzNDI4NjA4#_ga=2.10368053.1812317342.1749682604-1667833666.1743428609.
- [30] M. Gambini and M. Vellini, "Turbomachinery selection," . DOI: 10.1007/978-3-030-51299-6_2.
- [31] Y. Ma, G. Xie and K. Hooman, "Review of printed circuit heat exchangers and its applications in solar thermal energy," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 155, 2021. . DOI: 10.1016/j.rser.2021.111933.
- [32] I. H. Kim and H. C. No, "Physical model development and optimal design of PCHE for intermediate heat exchangers in HTGRs," *Nuclear Engineering and Design*, vol. 243, pp. 243, 2012. . DOI: 10.1016/j.nucengdes.2011.11.020.
- [33] PCC Energy Group, "INCONEL-ALLOY-740H," Available: <https://www.specialmetals.com/documents/technical-bulletins/inconel/inconel-alloy-740h.pdf>.
- [34] N. Ballarín Ruiz, "Almacenamiento De Energía Mediante PTES En La Industria a Partir De Calores Residuales. Trabajo De Fin De Grado.", Universidad Pontificia Comillas (ICAI), 2022.

- [35] The American Society of Mechanical Engineers, "ASME-B31.1-2018," 2018.
- [36] Standards Norway, "NORSOK P-001," 2006.
- [37] The American Society of Mechanical Engineers, "B36.10M-2004," 2004.
- [38] J. I. Linares, "Viabilidad económica de proyectos. ICAI,".
- [39] N. T. Weiland, B. W. Lance and S. R. Pidaparti, "sCO₂ power cycle component cost correlations from DOE data spanning multiple scales and applications," in 2020-02-28, . DOI: 10.1115/gt2019-90493.
- [40] U.S. Department of Energy, "GeoVision: Harnessing the Heat Beneath Our Feet." 2019. Available: <https://doi.org/10.2172/1879171>.

ANEXO I: ALINEACIÓN CON LOS OBJETIVOS DE DESARROLLO

SOSTENIBLE

Los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS), establecidos por la Organización de las Naciones Unidas en el marco de la Agenda 2030, representan un compromiso global para enfrentar los desafíos sociales, económicos y ambientales del presente y del futuro. En este contexto, el diseño desarrollado de una planta de aprovechamiento geotérmico con almacenamiento térmico (PTES), una bomba de calor basada en un ciclo Brayton inverso modificado y un motor térmico de ciclo Brayton, contribuye de manera directa a varios de estos objetivos.

Objetivo 7: Energía asequible y no contaminante.

Su propósito es garantizar el acceso universal a servicios energéticos modernos, fiables y sostenibles. El proyecto se basa en la utilización de una fuente renovable como la energía geotérmica, lo que permite generar energía térmica y eléctrica de forma continua, estable y con baja huella de carbono. Al incorporar tecnologías de almacenamiento térmico, se asegura la disponibilidad de energía en todo momento, contribuyendo así a la estabilización del sistema energético y solventando los problemas de intermitencia que tienen tecnologías renovables como la solar o la eólica. Esto favorece especialmente el cumplimiento de las metas 7.1 y 7.2, centradas en la accesibilidad económica de la energía y el incremento del peso de las energías renovables en el mix energético.

Objetivo 9: Industria, innovación e infraestructura.

Se ve representado por este proyecto debido a que no solo contempla el diseño de una planta única en el mundo, sino que introduce configuraciones innovadoras mediante la integración de tecnologías como las baterías Carnot o el uso de CO₂ supercrítico en bombas de calor. Esta combinación abre la puerta a numerosas aplicaciones industriales que pueden suponer un cambio de paradigma en el ámbito del sector energético. En definitiva, se fomenta el desarrollo tecnológico y la implementación de soluciones que contribuyen a una industrialización más limpia y eficiente.

Objetivo 13: Acción por el clima.

La planta diseñada representa una solución clara para la mitigación del cambio climático. El uso exclusivo de fuentes renovables y el almacenamiento térmico permiten reducir la dependencia de combustibles fósiles, tan útiles para solucionar la intermitencia de muchas fuentes de energía renovable, y con ello disminuir significativamente las emisiones de gases de efecto invernadero. Además, el uso de recursos térmicos disponibles localmente, como en este caso los recursos geotérmicos de la península, promueve la descarbonización del sector de transporte de combustibles fósiles, así como la dependencia de países productores de estos. De esta forma, el proyecto se alinea con los esfuerzos internacionales por limitar el calentamiento global y avanzar hacia un sistema energético más limpio.