



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA
(ICAI)

Máster en Ingeniería Industrial

Trabajo de Fin de Máster

**Viabilidad de una bomba de calor de alta
temperatura con ciclo Brayton de CO_2 para una
instalación industrial**

Autora
Ángela González Alonso

Directores
José Ignacio Linares Hurtado
Eva María Arenas Pinilla

Madrid
Junio 2024

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título
**“Viabilidad de una bomba de calor de alta temperatura con ciclo Brayton de CO2
para una instalación industrial”**

en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el
curso académico **2023/24** 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.: **Ángela González Alonso** Fecha: **10/ 06/ 2024**




Autorizada la entrega del proyecto

LOS DIRECTORES DEL PROYECTO

Fdo.: José Ignacio Linares Fecha: **10/ 06/ 2024**

Fdo.: Eva María Arenas Pinilla Fecha: **10/ 06/ 2024**

**LINARES
HURTADO
JOSE
IGNACIO -
00822693Y** Firmado
digitalmente por
**LINARES
HURTADO JOSE
IGNACIO -
00822693Y**
Fecha: 2024.06.20
08:02:55 +02'00'

 Firmado
digitalmente
por Eva Arenas
Pinilla
Fecha:
2024.06.20
00:45:18 +02'00'



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA
(ICAI)

Máster en Ingeniería Industrial

Trabajo de Fin de Máster

**Viabilidad de una bomba de calor de alta
temperatura con ciclo Brayton de CO_2 para una
instalación industrial**

Autora
Ángela González Alonso

Directores
José Ignacio Linares Hurtado
Eva María Arenas Pinilla

Madrid
Junio 2024

Agradecimientos

A mis directores José Ignacio Linares y Eva Arenas Pinilla, por haberme dedicado todo el tiempo necesario para la realización del proyecto y por haberme enseñado con mucho detalle y dedicación las temáticas en las que son expertos. Especialmente a José Ignacio, por estar siempre dispuesto a que aprenda más durante mi trayectoria académica como alumna en la universidad.

Y a mis padres, por confiar en mí y apoyarme siempre en todas mis decisiones académicas.

Viabilidad de una bomba de calor de alta temperatura con ciclo Brayton de CO_2 para una instalación industrial

Autora: González Alonso, Ángela

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

Entidad colaboradora: Cátedra Fundación Repsol de Transición Energética.

Resumen del Proyecto

Este proyecto consiste en el estudio del aprovechamiento de una corriente de calor residual a una temperatura baja ($60-70^{\circ}C$) procedente de una instalación industrial para producir vapor de proceso para dicha industria mediante una bomba de calor de alta temperatura basada en un ciclo inverso de Brayton con CO_2 . El vapor producido permite eliminar una extracción de la turbina de cogeneración presente en la industria, generando así una electricidad adicional que compensa parcialmente el consumo de la bomba de calor. Para ello, se consideran dos escenarios principales de trabajo determinados por el calor residual disponible y las condiciones de vapor de generación propuestas. Se modela y dimensiona la bomba de calor, y se ha estudiado la viabilidad económica el LCOE y los beneficios obtenidos en función de cada uno de los escenarios. En las mejores condiciones, se consigue un COP de 2,03. Las dimensiones de la planta resultan ser de 21m x 21m x 25 m. En términos económicos, la instalación requiere de una inversión total de 44.383.762 €, que referida al calor útil nominal resulta 611 €/kW. También se estudian los costes relacionados con el calor (LCOH) y con el vapor (LCOS) a partir de la fracción de tiempo que se opera a máxima producción de vapor (α). Resulta que, para valores de α mayores de 0,64, se normaliza el coste entre 51 €/MWh a 62 €/MWh (38,8 €/t y 47,2 €/t), mientras que el coste operativo (OPEX total) oscila entre 43,5 €/MWh y 46 €/MWh (33 €/t y 35 €/t).

Palabras clave: Bomba de calor, calor residual, calor, vapor, electricidad, CO_2 , torres de refrigeración.

1. Introducción

Un área de estudio con mucho potencial en la actualidad es el aprovechamiento de corrientes de calor residual a media/baja temperatura. Dicha temática resulta de gran interés puesto que la demanda térmica es uno de los principales focos de contaminación y degradación climática hoy en día. Uno de los potenciales usos de dicho calor residual es su conversión en vapor, elemento que resulta ser protagonista de muchas de las actividades industriales en la actualidad y que requiere de una gran inversión energética como por ejemplo: la generación de electricidad, la esterilización, el procesamiento de alimentos o la climatización. Por otro lado, en muchos

de los procesos industriales térmicos son necesarias las torres de refrigeración, cuya función resulta ser la disipación del calor del fluido circulante. Además, para lograr dicha disipación se requiere de una cierta cantidad de agua. Aproximadamente, se consumen entre 2 y 5 m^3 de agua por cada MWh transferido lo cual puede resultar limitante en épocas de estrés hídrico. Por consiguiente, con la instalación de una bomba de calor de alta temperatura en un proceso industrial que demande vapor y disipe el calor residual mediante una torre de enfriamiento, se logra el doble objetivo de reemplazar la torre (y su consumo de agua), logrando una menor temperatura en la corriente de agua que lleva el calor residual y producir vapor, que permite una mayor producción de electricidad en la turbina de cogeneración que lo producía en la instalación original.

2. Estado de la técnica

La demanda térmica en la actualidad representa un 25 % del consumo de energía final y se encuentra dividida en tres grandes grupos: electricidad, transporte y calor. La energía térmica se trata de un recurso esencial para el modo de vida actual y cabe destacar que gran parte del consumo de dicha energía es de procesos industriales. Consecuentemente, la demanda térmica representa también un 20 % de las emisiones de CO_{2eq} totales del alcance 1 en la actualidad debido a que la procedencia de este recurso proviene principalmente de combustibles fósiles. Con el objetivo de conseguir una descarbonización en este sector, son necesarias medidas de mejora de eficiencia energética y de sustitución de combustibles fósiles por fuentes renovables. Dentro de estas medidas, tiene cabida la instalación de bombas de calor debido a su integración con energías renovables.

Las bombas de calor se basan en el principio de elevación de la temperatura de una fuente de calor residual con el objetivo de reutilizar dicho recurso. Esta medida, tiene la ventaja de poder instalarse en procesos industriales ya existentes, reduciendo el calor residual disipado al ambiente al mismo tiempo que las emisiones de CO_{2eq} , como se muestra en la Figura 2.1. Si además la bomba de calor estuviese alimentada exclusivamente con fuentes de energía renovable, dichas emisiones se reducirían aún más.

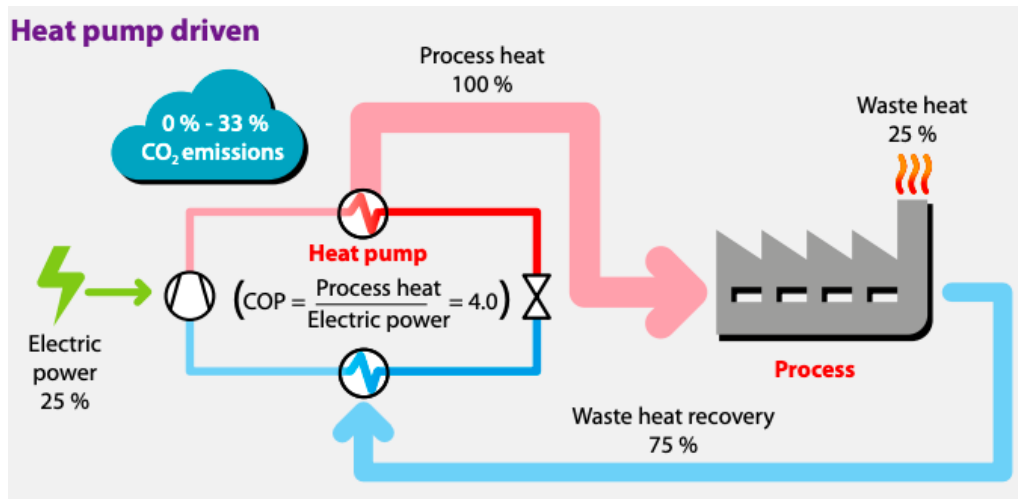


Figura 2.1: Proceso con Bomba de Calor. (Fuente: [1])

La demanda de calor en los procesos industriales se centra en demandas de altas temperaturas ($> 100\text{ }^{\circ}\text{C}$); sin embargo, resulta ser un rango de temperaturas que no se encuentra completamente desarrollado en la actualidad. Las primeras investigaciones acerca de las bombas de calor a más de $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ están comenzando a realizarse. Entre ellas destaca el ciclo de Brayton inverso y pueden alcanzar temperaturas de hasta $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ y con COPs del orden de 2,4 [2].

Todo proceso de instalación de una bomba de calor a alta temperatura requiere de una elección de un fluido de trabajo pertinente. Los dos fluidos considerados en este proyecto han sido el N_2 y el CO_2 , ambos refrigerantes naturales con bajo GWP (Global Warming Potential).

Finalmente, se determina que la tecnología que será usada en este proyecto es la del ciclo Brayton Inverso Cerrado Regenerativo. Para mejorar la eficiencia del ciclo, se intercalará un regenerador, consiguiendo que la temperatura de la demanda (ICU) pueda ser alta. Un esquema del ciclo de la bomba de calor es el mostrado en la Figura 2.2.

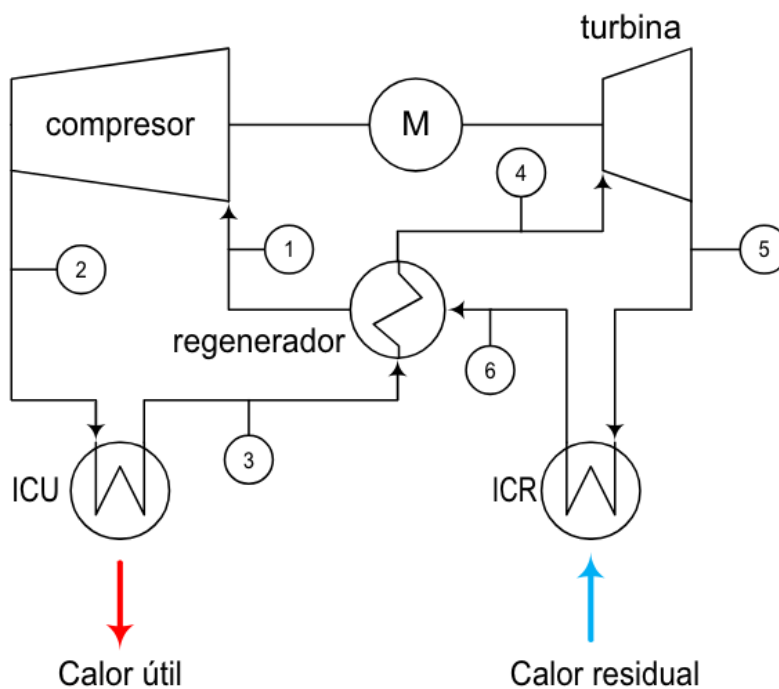


Figura 2.2: Ciclo Brayton convencional con regeneración (Fuente: Elaboración Propia)

3. Metodología

El modelado del ciclo se realiza en función de dos escenarios que dependen del calor residual disponible y de las condiciones del vapor de salida, producto final de la bomba de calor. Concretamente, el escenario 1 se caracteriza por un menor caudal de agua de refrigeración (calor residual) ($390 \text{ m}^3/\text{h}$) y una generación de vapor a mayor presión (45 t/h a 12 bar). Por otro lado, el escenario 2 se caracteriza por un mayor caudal de agua de refrigeración ($660 \text{ m}^3/\text{h}$) y una generación de vapor a menor presión ($95,6 \text{ t/h}$ a 10 bar). A partir de los resultados de dimensionamiento de ambos escenarios se elige el más desfavorable con el objetivo de que la instalación soporte la circunstancia más limitante. El esquema del ciclo final, representado en la Figura 3.1, muestra el diseño de la instalación de la bomba de calor a implantar en la fábrica modelo. Se ha intercalado el circuito del lazo de aceite entre la bomba de calor y la caldera de generación de vapor con el objetivo de mejorar las prestaciones del ciclo, al considerar una gran distancia entre la bomba de calor (ubicada en el lugar actual de las torres de enfriamiento) y la caldera (ubicada junto a la turbina de vapor). De este modo, se evita transportar el vapor una gran distancia.

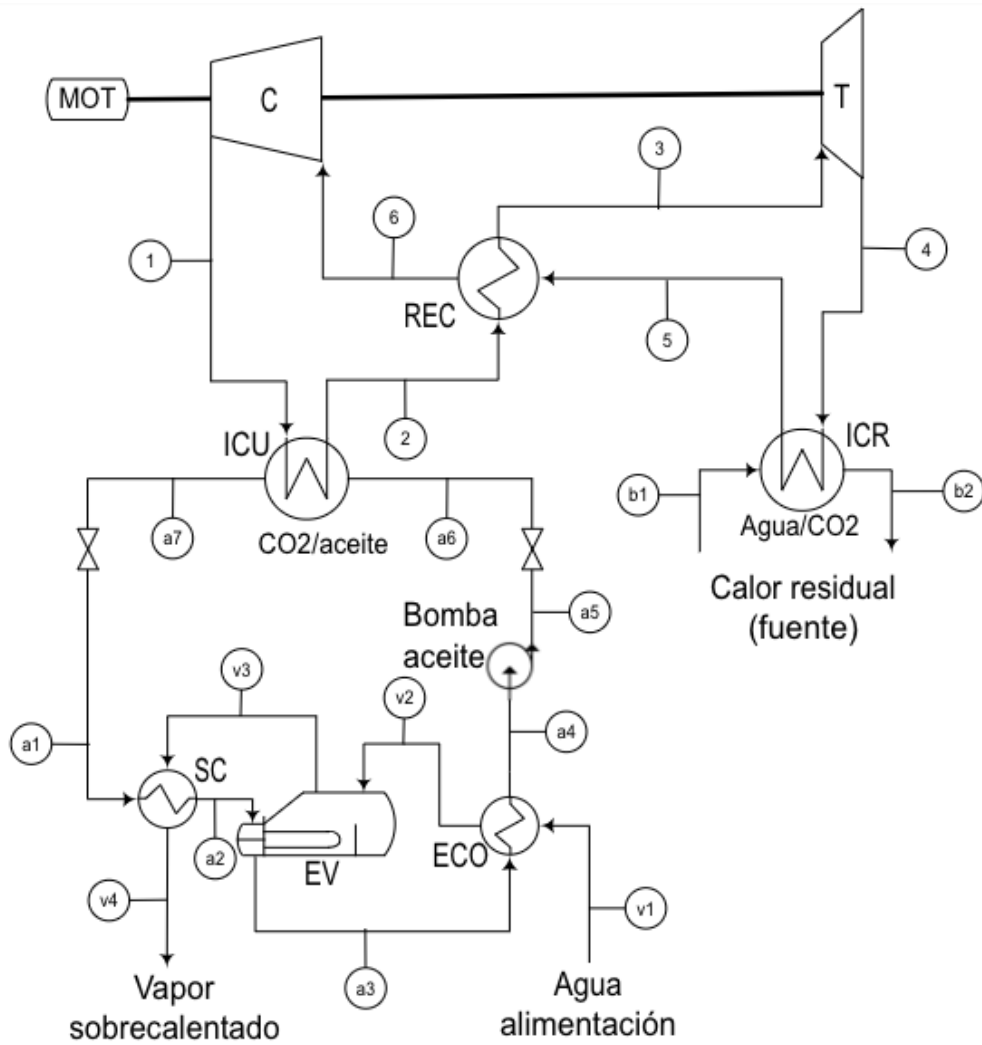


Figura 3.1: Diseño ciclo final (Fuente: Elaboración Propia)

Con dicho ciclo se pretenden optimizar los siguientes parámetros:

Tabla 3.1: Parámetros a optimizar

Parámetro	Unidades
COP	p.u.
Flujo másico de CO_2 (\dot{m}_{CO_2})	kg/s
Flujo másico de Therminol VP1 (\dot{m}_a)	kg/s
Flujo másico del vapor generado (\dot{m}_v)	t/h
Consumo del Compresor ($\dot{W}_{compresor}$)	kW
Consumo del Motor (\dot{W}_{motor})	kW
Potencia de la turbina ($\dot{W}_{turbina}$)	kW

Con respecto al diseño preliminar de los elementos, cabe destacar que los intercambiadores se escogen de ciclo impreso o (Printed Circuit Heat Exchanger, PCHE).

Los conductos del proyecto han sido dimensionados a partir de las normas Norsok Standard P-001 [3] y ASME B31.1-2007 [4] y los criterios principales para su dimensionamiento son la velocidad máxima y la caída de presión por unidad de longitud. También resulta esencial una buena elección de los materiales que constituirán los conductos por los que circularán los fluidos de trabajo de cada uno de los ciclos.

En el caso de las turbomáquinas, el método a seguir es el de Baljé que resuelve a partir del cálculo de la velocidad de giro, las etapas, el tamaño, el tipo (radial, axial o mixta) y el rendimiento máximo.

Para visualizar de mejor manera los elementos dimensionados se realiza un modelo 3D de la planta, generando a partir de él los planos correspondientes.

Por último, se lleva a cabo un estudio de la viabilidad económica. Para ello, se calcula la inversión, los gastos y los ingresos. La inversión se ha determinado para el escenario de mayor flujo de vapor (escenario 2; 95,6 t/h), y se calcula el total a partir de la suma de los costes directos e indirectos, obteniendo el FCI (Fixed Capital Investment). También se realiza un balance económico mediante el coste normalizado en dos versiones: LCOH y LCOS. Ambos indicadores se diferencian en sus unidades, puesto que el LCOH está dividido entre el calor útil con unidades de (€/MWh) y el LCOS entre el vapor con unidades de (€/t).

La fórmula que determina el LCOS está dada por la ecuación 3.1, donde el OPEX se ha dividido en gastos de operación y mantenimiento (OM), consumo eléctrico (elec) y ahorro (ahorro). Este ahorro (OPEX negativo) representa la producción eléctrica adicional de la turbina de cogeneración al evitar la extracción para la producción del vapor generado por la bomba de calor.

$$LCOS \text{ (€/MWh)} = CAPEX + OPEX_{OM} + OPEX_{elec} + OPEX_{ahorro} \quad (3.1)$$

Resulta igualmente aplicable para el LCOH pero con sus respectivas medidas.

4. Resultados

Tras la aplicación de la metodología, se ha determinado que la configuración óptima resulta ser el uso del CO_2 como fluido de trabajo. Además, se ha determinado que en circuito de CO_2 que el material que lo constituye es el acero inoxidable ASTM A-213 TP316, mientras que, para los circuitos del Therminol VP1 (aceite térmico elegido para transportar el calor de la bomba a la caldera de generación de vapor) y del agua (calor residual), se utiliza un acero al carbono ASTM A-53B. Además, en común a todos los escenarios se ha determinado que, con respecto a las turbomáquinas, la mínima velocidad de giro es de 6000 rpm y el mínimo número de etapas es de 2. Por lo que los compresores son radiales y las turbinas, axiales.

Una vez dimensionados los distintos equipos del ciclo para los dos escenarios, se ha realizado una puesta en común considerando en todos los casos el dimensionamiento más desfavorable con el objetivo de que el sistema soporte la situación más límite. Tanto los conductos como el número de los intercambiadores queda resumido en la Figura 4.1.

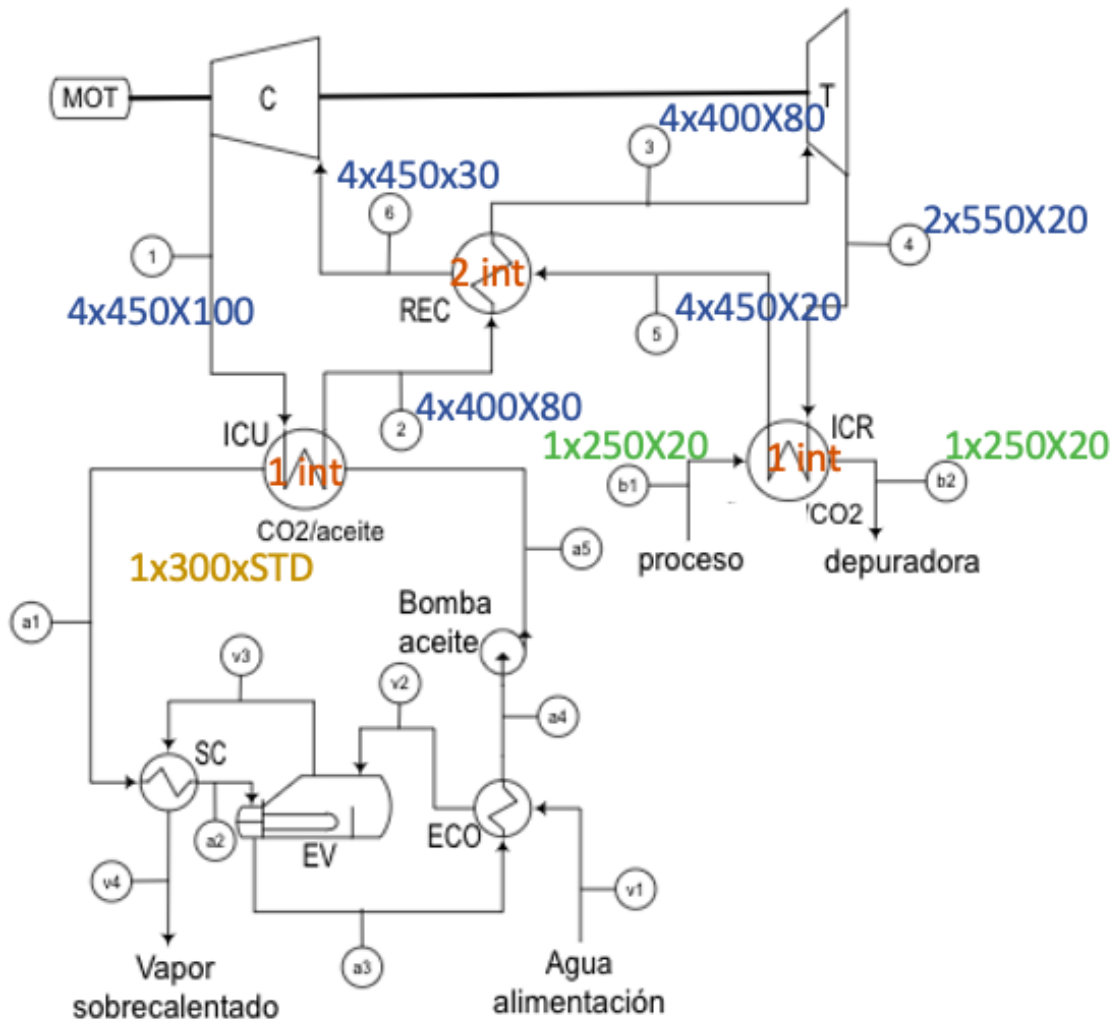


Figura 4.1: Conductos y número de intercambiadores finales. El primer dígito representa el número de conductos, el segundo el diámetro nominal y el tercero el schedule. (Fuente: Elaboración Propia)

Con respecto a la viabilidad económica, se obtiene una inversión total (FCI) de 44.383.762 €, representado por las Figuras 4.2 y 4.3. Cabe destacar que, con respecto al balance económico y los resultados LCOH y LCOS que valoran el coste en la operación real de la planta, se obtiene que el coste normalizado oscila entre 51 €/MWh a 62 €/MWh (38,8 €/t y 47,2 €/t), mientras que el coste operativo (OPEX total) oscila entre 43,5 €/MWh y 46 €/MWh (33 €/t y 35 €/t). Además, se destaca que los costes más significativos son aquellos relacionados con el $OPEX_{elec}$.

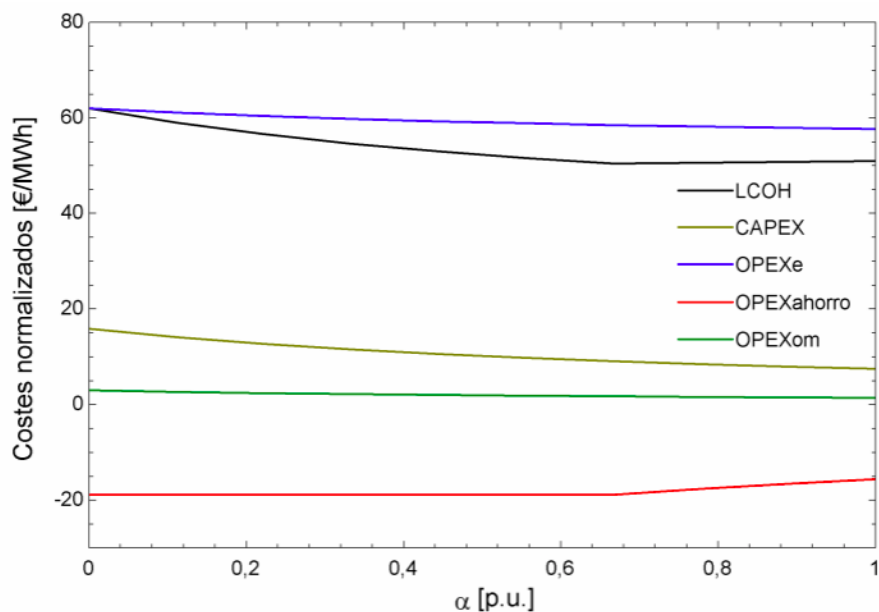


Figura 4.2: Coste normalizado (LCOH) según la fracción de tiempo operando a caudal de vapor máximo. (Fuente: Elaboración Propia)

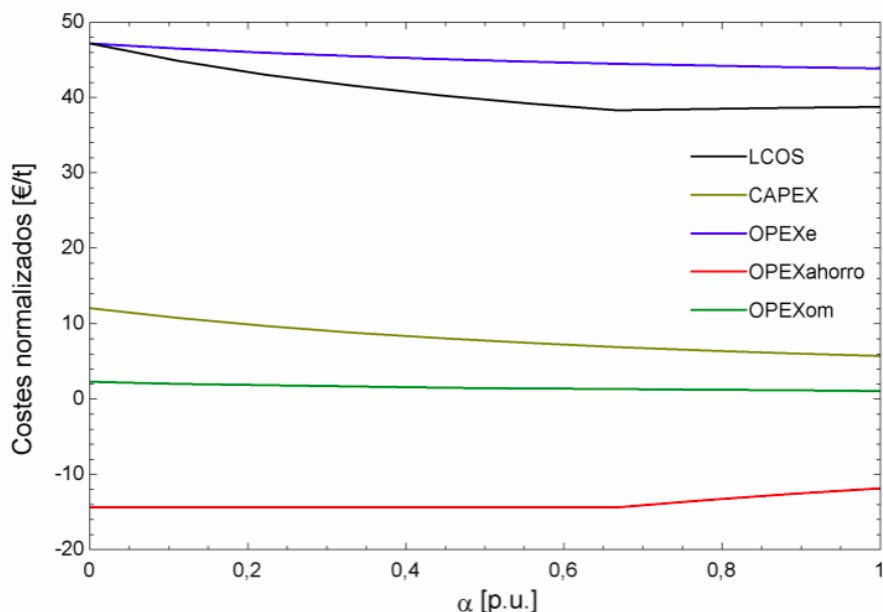


Figura 4.3: Coste normalizado (LCOS) según la fracción de tiempo operando a caudal de vapor máximo. (Fuente: Elaboración Propia)

5. Conclusiones

La solución aportada en este proyecto permite tres funciones principales: enfriar la corriente de agua caliente que llegaba a las torres de refrigeración (permitiendo así la eliminación de las mismas), alcanzar una temperatura de salida del agua caliente más baja y la producción de vapor de proceso. Para ello, han sido analizados dos escenarios en función del calor residual disponible y las condiciones de vapor generado. El máximo COP conseguido es de 2,03 en el escenario 2, coincidente con un mayor flujo necesario de CO_2 (590,8 kg/s) y con unos intercambiadores de calor y unos conductos más voluminosos. Lo contrario sucede con el dimensionamiento de las turbomáquinas, donde el escenario más desfavorable resulta ser el 1 al tener la velocidad específica más pequeña. En definitiva, dichos valores son coherentes en comparación con otros proyectos de bombas de calor. Asimismo, según el modelo 3D la planta ocuparía un total de $10367 m^3$ aproximadamente (21m x 21m x 25 m). Por último, con respecto a la viabilidad económica, se requiere de una inversión total (FCI) para la instalación de la bomba de calor de 44.383.762 €, que referida al calor útil nominal resulta 611 €/kW. Los valores de LCOH y LCOS han sido estudiados a partir de la fracción de tiempo que se opera a máxima producción de vapor (α). Resulta que para valores de α mayores de 0,64 la bomba de calor produce más vapor que el de la extracción de la turbina, lo cual normaliza el coste entre 51 €/MWh a 62 €/MWh (38,8 €/t y 47,2 €/t), mientras que el coste operativo (OPEX total) oscila entre 43,5 €/MWh y 46 €/MWh (33 €/t y 35 €/t).

Referencias

- [1] Robert de Boer et al. *Strengthening Industrial Heat Pump Innovation: Decarbonizing Industrial Heat Category Report*. English. Inf. téc. 257632. Norway: Research Council of Norway (RCN), 2020.
- [2] José Ignacio Linares et al. “Carnot Battery Based on Brayton Supercritical CO₂ Thermal Machines Using Concentrated Solar Thermal Energy as a Low-Temperature Source”. En: *Energies* 16.9 (2023), pág. 3871. DOI: 10.3390/en16093871. URL: <https://www.mdpi.com/1996-1073/16/9/3871>.
- [3] NORSOK Standardization of Industry. *NORSOK STANDARD P-001*. 5.^a ed. Edition 5, Sep. 2006. Sep. de 2006.
- [4] The American Society of Mechanical Engineers. *ASME B31.1-2007. Power Piping*. (Revision of ASME B31.1-2004). 2007.

Viability of High Temperature Heat Pump with a CO_2 Brayton Cycle for an Industrial Installation

Author: González Alonso, Ángela

Directors: Linares Hurtado, José Ignacio; Arenas Pinilla, Eva María.

Collaborating entity: Cátedra Fundación Repsol de Transición Energética.

Summary of the project

This project consists of studying the utilization of a low-temperature waste heat flow (60-70 °C) from an industrial process to produce steam for the same industry, based on an inverse Brayton Cycle with CO_2 .

The steam produced enables the elimination of an extraction cogeneration turbine present in the industry, thereby generating additional electricity and partially offsetting the fuel consumed by the heat pump.

To achieve this, two scenarios are considered, determined by the available waste heat and the proposed steam usage conditions. In addition, the heat pump will be modeled and sized, while assessing the economic viability, LCOE, and the benefits gained.

In the best conditions, the COP is 2.03. The dimensions of the heat pump are 21m x 21m x 25 m.

In economic terms, the installation requires a total investment of 44,383,762 €, which corresponds to a nominal heat cost of 611 €/kW. Costs related to heat (LCOH) and steam (LCOS) are also analyzed, based on the fraction of time the steam operates at maximum production (α). It appears that for α values higher than 0.64, the costs normalize between 51 €/MWh and 62€/MWh (38.8 €/t and 47.2 €/t). On the other hand, the operational cost (Total OPEX) ranges between 43.5 €/MWh and 46 €/MWh (33 €/t and 35 €/t).

Key words: Heat pump, waste heat, heat, steam, electricity, CO_2 , cooling towers.

1. Introduction

A highly promising area of study today is the beneficial impact of utilizing waste heat at medium/high temperatures.

This topic is of great interest because thermal demand is a major contributor to climate pollution and environmental degradation in the modern world.

One of the primary uses of waste heat is its conversion into steam, which is a key component in many industrial activities and requires significant investment. Examples include electricity generation, sterilization, food processing, and climate control.

On the other hand, many industrial thermal processes require cooling towers to dissipate heat from the working fluid. To achieve this dissipation, a significant amount of water is needed, approximately 2 to 5 m^3 of water for each MWh transferred, which becomes a limiting factor during times of water stress.

Therefore, by installing a high-temperature heat pump in an industrial process that requires steam and dissipates waste heat via cooling towers, a dual purpose is achieved: replacing the cooling tower (and its water consumption) while also lowering the temperature of the water flow carrying the waste heat. Additionally, producing steam allows for higher electricity production in the cogeneration turbine that originally generated it in the installation.

2. State of the art

Thermal demand currently accounts for 25 % of final energy consumption and is divided into three major groups: electricity, transportation, and heat. Thermal energy is an essential resource for modern life, with a significant portion of this energy consumption occurring in industrial processes.

Consequently, thermal demand also represents 20 % of the total CO_{2eq} emissions from Scope 1 today, as this resource mainly originates from fossil fuels. To achieve decarbonization in this sector, measures are needed to improve energy efficiency and replace fossil fuels with renewable sources. Among these measures, the installation of heat pumps is notable due to their integration with renewable energy sources.

Heat pumps operate on the principle of raising the temperature of a residual heat source to reuse that resource. This measure has the advantage of being installed in existing industrial processes, reducing the residual heat dissipated into the environment while also cutting CO_{2eq} emissions, as shown in Figure 2.1. If the heat pump were exclusively powered by renewable energy sources, these emissions would be reduced even further.

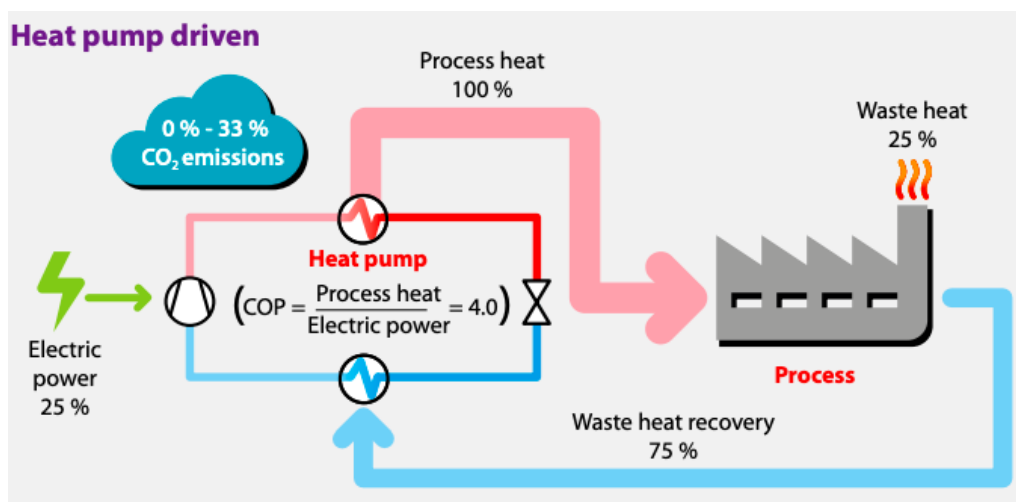


Figure 2.1: Heat Pump Process. (Source: [1])

Heat demand in industrial processes focuses on high-temperature requirements ($>100^{\circ}\text{C}$); however, this temperature range is not yet fully developed. Initial research on heat pumps operating above 200°C is beginning to emerge. Among these, the inverse Brayton cycle stands out, capable of reaching temperatures up to 600°C with COPs around 2.4 [2].

Every process of installing a high-temperature heat pump requires the selection of an appropriate working fluid. The two fluids considered in this project are N_2 and CO_2 , both natural refrigerants with low Global Warming Potential (GWP).

Finally, it is determined that the technology to be used in this project is the Closed Regenerative Inverse Brayton Cycle. To improve the cycle's efficiency, a regenerator will be incorporated, ensuring that the demand temperature (ICU) can be high. A schematic of the heat pump cycle is shown in Figure 2.2.

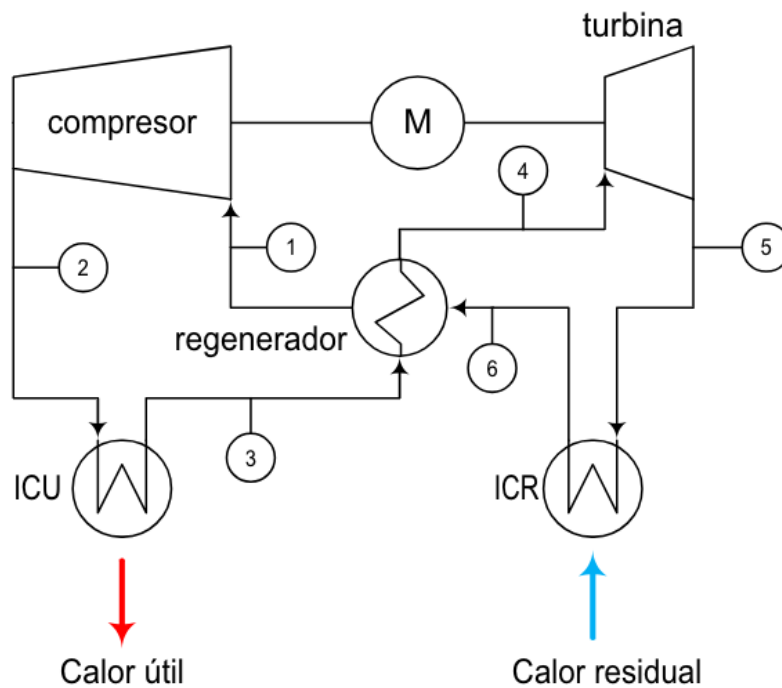


Figure 2.2: Conventional Brayton Cycle with Regeneration (Source: Own Elaboration)

3. Methodology

The cycle's modeling is realized based on two different scenarios. These two scenarios depend on the waste heat available and the final steam conditions, which are the final product of the heat pump. Scenario 1 is characterized by a lower waste heat flow ($390 \text{ m}^3/\text{h}$) and steam generation at a higher pressure (45 t/h at 12 bar). On the other hand, Scenario 2 is characterized by a higher waste heat flow ($660 \text{ m}^3/\text{h}$) and steam generation at a lower pressure (95.6 t/h at 10 bar). From these scenarios, the most unfavorable results will be chosen to ensure that the installation can support the most limiting circumstances. The final schema, represented in Figure 3.1, shows the design of the heat pump installation to implement in the model factory.

An oil loop cycle has been added between the heat pump and the steam generation part to improve the cycle performance, considering the large distance between the heat pump (located at the current refrigeration tower site) and the boiler (located next to the steam turbine). This way, heat won't need to be transported over a long distance.

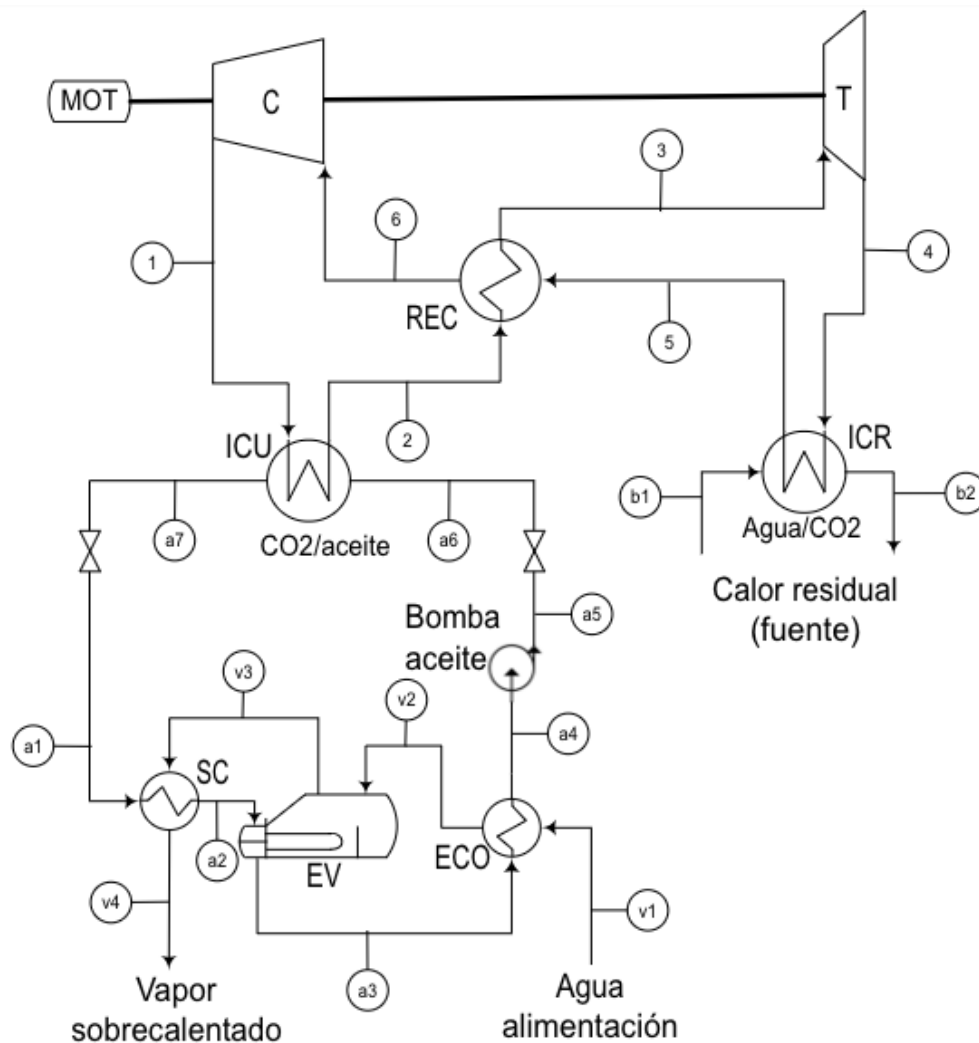


Figure 3.1: Final Cycle Design (Source: Own Elaboration)

With this cycle, the following parameters tend to be optimized:

Table 3.1: Parameters to optimize

Parameter	Units
COP	p.u.
Mass flow rate of CO_2 (\dot{m}_{CO_2})	kg/s
Mass flow rate of Therminol VP1 (\dot{m}_{oil})	kg/s
Mass flow rate of generated steam (\dot{m}_v)	t/h
Compressor power consumption ($\dot{W}_{compressor}$)	kW
Motor power consumption (\dot{W}_{motor})	kW
Turbine power ($\dot{W}_{turbine}$)	kW

Regarding the preliminary design of the elements, it is worth noting that the heat exchangers are chosen to be Printed Cycle Heat Exchangers (PCHE).

Piping in the project has been dimensioned according to the norms Norsok Standard P-001 [3] and ASME B31.1-2007 [4]. The principal criteria for its dimensioning have been its maximum speed and the pressure drop per unit length. A good material choice is also essential to ensure effective transportation of the working fluid throughout the different cycles.

In the case of turbomachines, the methodology to be followed is the Baljé method, which uses parameters such as speed, stages, size, type (radial, axial, or mixed), and maximum efficiency.

In order to better visualize the different elements, a 3D model of the cycle is made, with its corresponding plans.

Finally, an economic viability study has been conducted. To complete it, investment, expenses, and gains have been calculated. The investment has been determined for Scenario 2, as it has the higher steam flow (95.6 t/h). This investment is calculated from the addition of different costs (direct and indirect), resulting in the FCI (Fixed Capital Investment).

An economic analysis has also been made using the normalized costs in two different versions: LCOH and LCOS. Both parameters differ in their units: LCOH is divided by the usable heat with units of (€/MWh), while LCOS is divided by the steam with units of (€/t).

The formula that determines the LCOS is given by the equation 3.1, where OPEX is divided into operation and maintenance costs (OM), electric consumption (elec), and savings (savings). These savings (negative OPEX) represent the additional electric production in the cogeneration turbine by avoiding the extraction for steam production generated by the heat pump.

$$LCOS \text{ (€/MWh)} = CAPEX + OPEX_{OM} + OPEX_{elec} + OPEX_{savings} \quad (3.1)$$

It is equally applied for the LCOH but with its respective measures.

4. Results

After applying the methodology, it has been determined that the optimal configuration uses CO_2 as the working fluid. Additionally, the material chosen for the CO_2 cycle is stainless steel ASTM A-213 TP316. For the Therminol VP1 cycle (the type of oil chosen to transport the heat from the heat pump to the boiler) and the water (waste heat) cycle, ASTM A-53B material is used. Furthermore, regarding turbo-machines, the minimum rotational speed is 6000 rpm, and the minimum number of stages is 2. Consequently, the compressors are radial, and the turbines are axial. Once the different elements of the cycle have been dimensioned for the two scenarios, a common design has been considered. In each case, the most unfavorable conditions have been chosen, ensuring that the cycle will support the most restrictive situation. The piping and the number of heat exchangers are summarized in Figure 4.1.

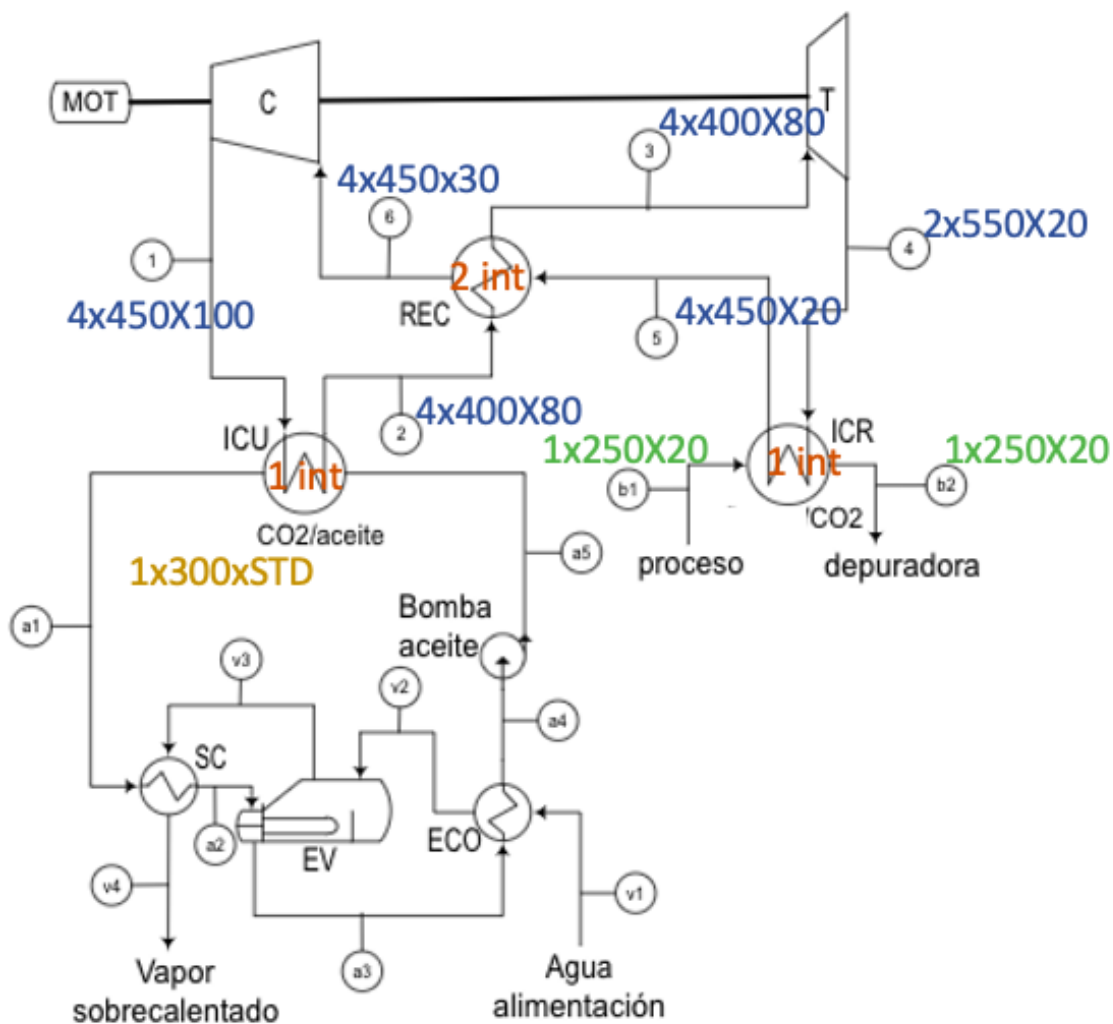


Figure 4.1: Final Pipes and Number of Heat Exchangers. The first digit represents the number of pipes, the second the nominal diameter, and the third the schedule. (Source: Own Elaboration)

Regarding the economic viability, a total investment (FCI) of 44,383,762€ is required, as represented in Figures 4.2 and 4.3. It is important to highlight that the economic balance and the results for LCOH and LCOS, which evaluate the real operational cost of the factory, show a normalized cost between 51 €/MWh and 62 €/MWh (38.8 €/t and 47.2 €/t). The operational cost (total OPEX) ranges between 43.5 €/MWh and 46 €/MWh (33 €/t and 35 €/t). Additionally, it has been proven that the most significant costs are those related to $OPEX_{elec}$.

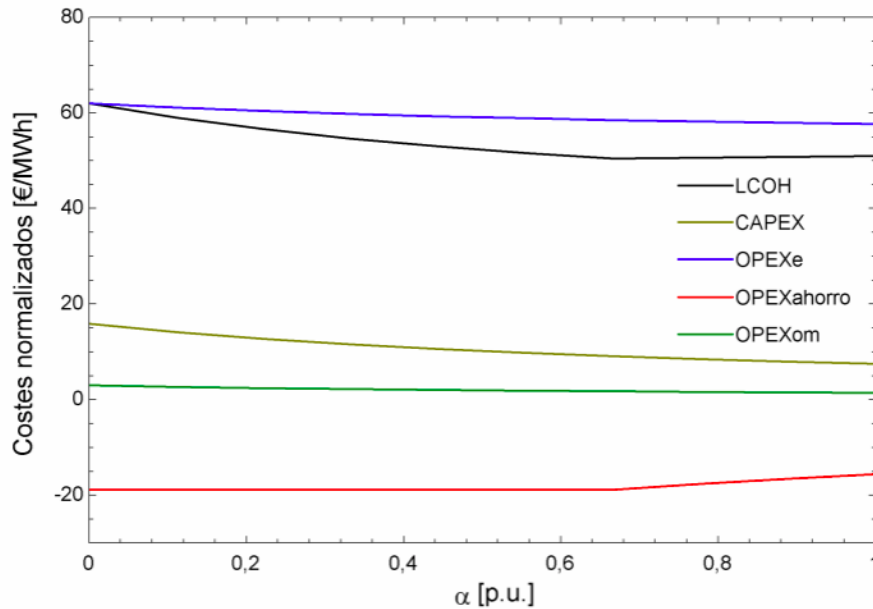


Figure 4.2: Normalized Cost (LCOH) according to the fraction of time operating at maximum steam flow. (Source: Own Elaboration)

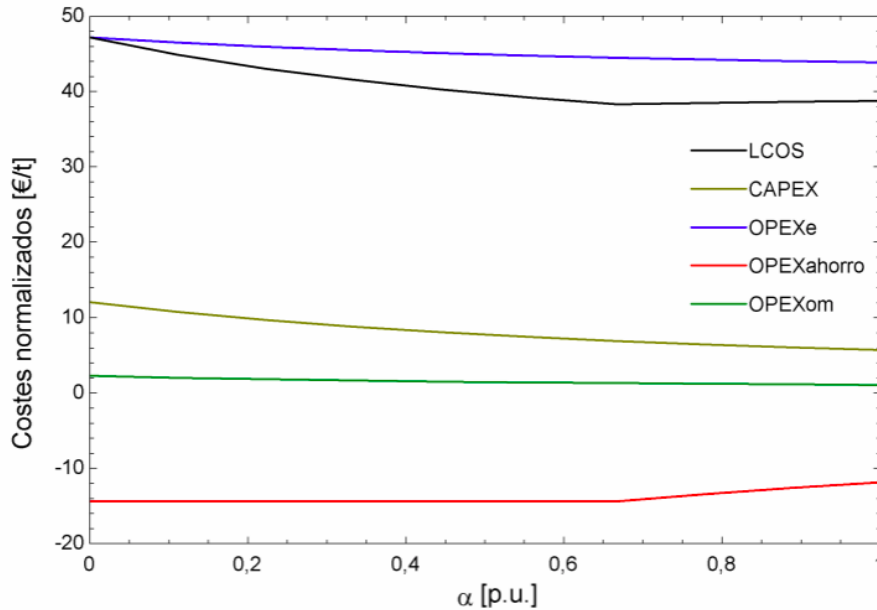


Figure 4.3: Normalized Cost (LCOS) according to the fraction of time operating at maximum steam flow. (Source: Own Elaboration)

5. Conclusions

The solution provided by this project allows for three different functions: cooling the water that enters the refrigeration towers (allowing for their elimination), achieving a lower exit water temperature, and producing process steam. To achieve this, two different scenarios have been analyzed, which depend on the amount of waste heat available and the conditions of the generated steam. The maximum COP obtained is 2.03 in scenario 2, which is characterized by a larger CO_2 flow (590.8 kg/s) and larger heat exchanger dimensions and piping.

The contrary happens with the dimensioning of turbomachines, where the most defavorable scenario is the 1, because it has a smaller w_s . In definitiva, both dimensions are reasonable when comparing to other heat pump projects. Asimismo, the 3D model stays that the installation will require approximately a total volume of $10367 m^3$, (21m x 21m x 25 m). At last, regarding economic viability, the installation of the heat pump will require a total inversion (FCI) of 44.383.762€, which referred to the nominal heat waste results of 611 €/kW. LCOH and LCOS values have been studied from the time fraction in which the factory operates at the maximum steam production (α). It results that for α values bigger that 0,64 the heat pump produces more steam than the turbine extraction, which normalizes the costs between 51 €/MWh and 62 €/MWh (38,8 €/t and 47,2 €/t), while the operative cost (total OPEX) is found between 43,5 €/MWh and 46 €/MWh (33 €/t and 35 €/t).

Referencias

- [1] Robert de Boer et al. *Strengthening Industrial Heat Pump Innovation: Decarbonizing Industrial Heat Category Report*. English. Inf. téc. 257632. Norway: Research Council of Norway (RCN), 2020.
- [2] José Ignacio Linares et al. “Carnot Battery Based on Brayton Supercritical CO₂ Thermal Machines Using Concentrated Solar Thermal Energy as a Low-Temperature Source”. En: *Energies* 16.9 (2023), pág. 3871. DOI: 10.3390/en16093871. URL: <https://www.mdpi.com/1996-1073/16/9/3871>.
- [3] NORSOK Standardization of Industry. *NORSOK STANDARD P-001*. 5.^a ed. Edition 5, Sep. 2006. Sep. de 2006.
- [4] The American Society of Mechanical Engineers. *ASME B31.1-2007. Power Piping*. (Revision of ASME B31.1-2004). 2007.

Índice

1. Introducción	1
1.1. Contexto del proyecto	1
1.1.1. El uso de vapor en la industria	2
1.1.2. Las torres de refrigeración	3
1.2. Definición y motivación del proyecto	3
1.3. Objetivos del proyecto	5
2. Estado de la técnica	8
2.1. La alta demanda de energía térmica en la sociedad	8
2.2. La tecnología de las bombas de calor	11
2.2.1. Principio de funcionamiento de las bombas de calor	11
2.2.2. Tipos de bombas de calor	13
2.2.3. La elección de un fluido refrigerante adecuado	15
2.3. Tecnologías aplicables: Ciclo Brayton Inverso	17
2.3.1. Ciclo Brayton Inverso Cerrado Básico	17
2.3.2. Ciclo Brayton Inverso Cerrado Regenerativo	19
2.3.3. Compresión mecánica de vapor	20
3. Metodología	21
3.1. Modelo de la bomba de calor a alta temperatura	21
3.1.1. Definición de condiciones de contorno, datos de partida y parámetros del modelo	21
3.2. Escenarios a analizar	23
3.3. Ecuaciones de comportamiento	24
3.4. Diseño preliminar de los componentes del ciclo	29
3.4.1. Dimensionado de los intercambiadores	29
3.4.2. Dimensionado de los conductos	32
3.4.3. Dimensionado de las Turbomáquinas	36
3.5. Modelo en 3D de la bomba de calor a alta temperatura	41
3.6. Viabilidad Económica	41
3.6.1. Escenarios Planteados	41
3.6.2. Determinación de la Inversión	42
3.6.3. Inversión total	43
3.6.4. Balance económico final	44
4. Resultados	47
4.1. Resultados comunes a todos los Escenarios	47
4.2. Resultados propios de los Escenarios	48
4.2.1. Escenario 1	48
4.2.2. Escenario 2	56
4.2.3. Dimensionado común	63
4.3. Visualización en 3D	66
4.4. Viabilidad económica	72
4.4.1. Inversión	72

4.4.2. Resultados LCOH y LCOS	74
5. Conclusiones	78
5.1. Desarrollos Futuros	79
A. Anexo: Planos	85
A.1. Planta de la bomba de calor	85
B. Anexo: Alineación con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS)	87

Índice de figuras

1.1. Emisiones de Gases de Efecto Invernadero en CO_{2eq} (Fuente: [1]) . . .	1
1.2. Esquema de una Torre de refrigeración (Fuente: [5])	3
1.3. Esquema de la planta antes y después de la implementación de la solución propuesta (Fuente: Elaboración propia)	5
2.1. Consumo Global Final de Energía (Fuente: [12])	8
2.2. Mix demanda térmica (Fuente: [12])	9
2.3. Demanda de calor categorizada por rango de temperaturas para diferentes sectores industriales (Fuente: [13])	10
2.4. Porcentaje de calor residual por cada tipo de industria (Fuente: [13])	11
2.5. Proceso con combustible fósil (Fuente: [15])	12
2.6. Proceso con bomba de calor (Fuente: [15])	12
2.7. Demanda energética, temperatura necesaria y fuente de energía (Fuente: [15])	13
2.8. Estimación del potencial de mercado europeo en términos de bombas de calor (Fuente: [16])	14
2.9. Esquema HTHP con N_2 (Fuente: [16])	15
2.10. Fluidos refrigerantes y sus características (Fuente: [12])	16
2.11. Fluidos refrigerantes y su rango óptimo de temperaturas asociado (Fuente: [12])	17
2.12. Esquema Brayton Cerrado Inverso Ideal y Procesos (Fuente: [20]) . .	18
2.13. Ciclo Brayton convencional con regeneración (Fuente: [21])	19
2.14. Compresión Directa (Fuente: [15])	20
3.1. Diseño del Ciclo (Fuente: Elaboración propia) ¹	22
3.2. Esquema morfología de los intercambiadores. (Fuente: [25])	30
3.3. Esquema de división de dos conductos (lado frío y caliente) de forma nodal. (Fuente: [24])	30
3.4. Rangos de velocidades específicas que optimizan el rendimiento para distintos tipos de turbomáquinas. (Fuente: [32])	38
3.5. Diagrama básico de selección de la geometría de una turbina en función de n-z (Fuente: [32])	38
3.6. Diagramas de Baljè para compresores (Fuente: [32])	39
3.7. Diagramas de Baljè para turbinas (Fuente: [32])	40
4.1. Diagrama P-h para el Escenario 1 (Fuente: Elaboración propia) . . .	49
4.2. Diagrama T-Q para el Escenario 1 (Fuente: Elaboración propia) . . .	49

4.3. Diagrama básico de selección del compresor del Escenario 1 (Fuente: Elaboración Propia)	54
4.4. Diagrama básico de selección de la turbina del Escenario 1 (Fuente: Elaboración Propia)	54
4.5. Diagrama P-h para el Escenario 2 (Fuente: Elaboración propia)	56
4.6. Diagrama T-Q para el Escenario 2 (Fuente: Elaboración propia)	57
4.7. Diagrama básico de selección del compresor del Escenario 2 (Fuente: Elaboración Propia)	62
4.8. Diagrama básico de selección de la turbina del Escenario 2 (Fuente: Elaboración Propia)	62
4.9. Conductos y número de intercambiadores finales. El primer dígito representa el número de conductos, el segundo el diámetro nominal y el tercero el espesor. (Fuente: Elaboración Propia)	64
4.10. Ns-Ds Compresor (Fuente: [27] y Elaboración Propia)	65
4.11. Ns-Ds Turbina (Fuente: [27] y Elaboración Propia)	66
4.12. Vista 3D versión extendida (Fuente: Elaboración Propia)	67
4.13. Vista Izquierda versión extendida (Fuente: Elaboración propia)	68
4.14. Vista Derecha versión extendida (Fuente: Elaboración propia)	69
4.15. Vista Planta versión extendida (Fuente: Elaboración propia)	70
4.16. Vista 3D versión comprimida (Fuente: Elaboración propia)	71
4.17. Valor medio de UA y Temperaturas frente a la longitud del canal en el ICU (Fuente: Elaboración Propia)	72
4.18. Valor medio de UA y Temperaturas frente a la longitud del canal en el ICR (Fuente: Elaboración Propia)	73
4.19. Valor medio de UA y Temperaturas frente a la longitud del canal en el REC (Fuente: Elaboración Propia)	73
4.20. Coste normalizado (LCOH) según la fracción de tiempo operando a caudal de vapor máximo. (Fuente: Elaboración Propia)	75
4.21. Coste normalizado (LCOS) según la fracción de tiempo operando a caudal de vapor máximo. (Fuente: Elaboración Propia)	75
4.22. LCOH según la variación del valor de la tarifa eléctrica (Fuente: Elaboración Propia)	76
4.23. LCOS según la variación del valor de la tarifa eléctrica (Fuente: Elaboración Propia)	77

Índice de Tablas

3.1. Descripción de los parámetros	25
3.2. Parámetros a optimizar	26
3.3. Cálculo del número de Nusselt con las correlaciones de Gnielinski. (Fuente: Adaptado de [24])	31
3.4. Velocidad máxima en conductos portadores de líquido (Fuente: [26])	33
3.5. Valores de y (Fuente: [27])	34
3.6. Caídas de presión recomendadas en conductos de gases (Fuente: [27])	36
3.7. Calor útil y vapor producido anualmente en diferentes escenarios.	42

4.1. Valores de parámetros optimizados Escenario 1	48
4.2. Tabla de propiedades de los fluidos en el Escenario 1	50
4.3. ICU en el Escenario 1	51
4.4. ICR en el Escenario 1	51
4.5. REC en el Escenario 1	52
4.6. Dimensionamiento de los conductos en el Escenario 1 en el ciclo de la bomba de calor (CO_2)	52
4.7. Dimensionamiento de los conductos en el Escenario 1 en el ciclo de aceite (Therminol VP1)	53
4.8. Dimensionamiento de los conductos en el Escenario 1 en el ciclo de agua (calor residual)	53
4.9. Valores de parámetros optimizados Escenario 2	56
4.10. Tabla de propiedades de los fluidos en el Escenario 2	58
4.11. ICU en el Escenario 2	59
4.12. ICR en el Escenario 2	59
4.13. REC en el Escenario 2	60
4.14. Dimensionamiento de los conductos en el Escenario 2 en el ciclo de la bomba de calor (CO_2)	60
4.15. Dimensionamiento de los conductos en el Escenario 2 en el ciclo de aceite (Therminol VP1)	61
4.16. Dimensionamiento de los conductos en el Escenario 2 en el ciclo de agua (calor residual)	61
4.17. Compresor (6000 rpm)	65
4.18. Ws Turbina (6000 rpm)	65
4.19. Inversión requerida por los intercambiadores	72
4.20. Inversión requerida por equipos rotativos	74

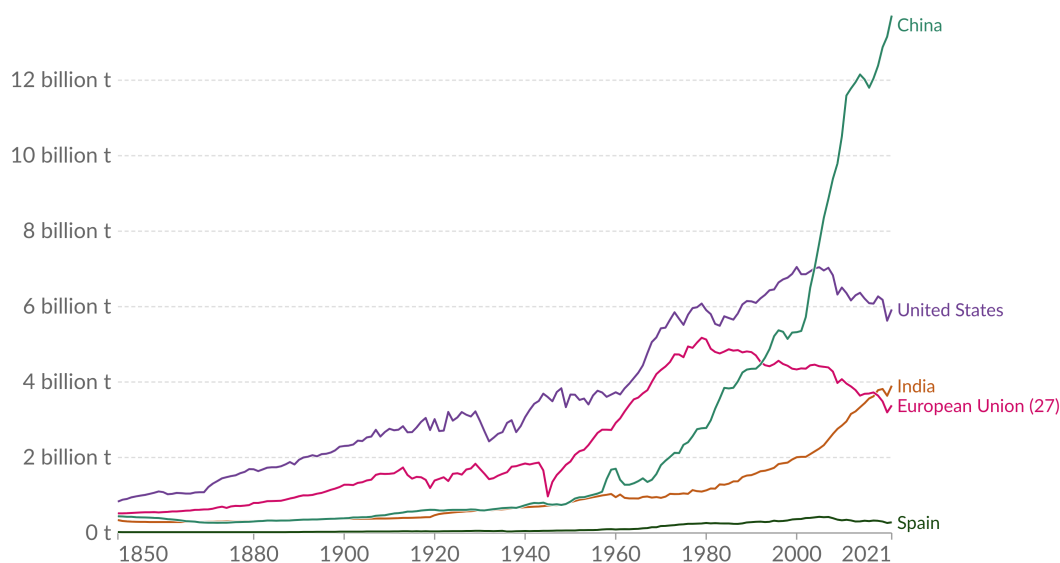
1. Introducción

1.1. Contexto del proyecto

La crisis climática es una cuestión de actualidad que afecta a todo tipo de industria existente. El incremento de emisiones de CO_{2eq} es notable durante las últimas décadas, como se muestra en la Figura 1.1 [1].

Greenhouse gas emissions

Greenhouse gas emissions include carbon dioxide, methane and nitrous oxide from all sources, including agriculture and land use change. They are measured in carbon dioxide-equivalents¹ over a 100-year timescale.



Data source: Calculated by Our World in Data based on emissions data from Jones et al. (2023)

Note: Land use change emissions can be negative.

OurWorldInData.org/co2-and-greenhouse-gas-emissions | CC BY

1. Carbon dioxide-equivalents (CO₂eq): Carbon dioxide is the most important greenhouse gas, but not the only one. To capture all greenhouse gas emissions, researchers express them in 'carbon dioxide-equivalents' (CO₂eq). This takes all greenhouse gases into account, not just CO₂. To express all greenhouse gases in carbon dioxide-equivalents (CO₂eq), each one is weighted by its global warming potential (GWP) value. GWP measures the amount of warming a gas creates compared to CO₂. CO₂ is given a GWP value of one. If a gas had a GWP of 10 then one kilogram of that gas would generate ten times the warming effect as one kilogram of CO₂. Carbon dioxide-equivalents are calculated for each gas by multiplying the mass of emissions of a specific greenhouse gas by its GWP factor. This warming can be stated over different timescales. To calculate CO₂eq over 100 years, we'd multiply each gas by its GWP over a 100-year timescale (GWP100). Total greenhouse gas emissions – measured in CO₂eq – are then calculated by summing each gas' CO₂eq value.

Figura 1.1: Emisiones de Gases de Efecto Invernadero en CO_{2eq} (Fuente: [1])

Por consiguiente, se necesitan aplicar medidas que frenen este ritmo de emisiones. La industria se encuentra actualmente explorando posibles resoluciones, como la reducción, compensación y captura de CO_2 . El objetivo consiste en poner el foco en aquellas industrias que potencian el cambio climático y, no solo ralentizar su intensidad de emisiones, sino también optimizar el uso de recursos naturales como el agua.

Este proyecto forma parte de las investigaciones de la Cátedra Fundación Repsol de Transición Energética de la Universidad Pontificia Comillas. Su misión consiste en explorar medidas de reducción de huella de carbono en diversos sectores de la

industria, habiéndose centrado este año en la revalorización del calor residual de procesos industriales para producir vapor [2].

1.1.1. El uso de vapor en la industria

En la actualidad, el vapor es protagonista de una gran diversidad de actividades con sus características físicas correspondientes. Particularmente, en el sector industrial, el vapor se suele encontrar como vapor saturado o ligeramente sobrecalentado. Además, es un elemento fundamental en la industria moderna y está presente en una amplia gama de sectores. Su versatilidad y eficiencia lo convierten en un aliado indispensable para diversos procesos [3]:

- Generación de Electricidad: el vapor es un impulsor de turbinas, que mediante rotación generan electricidad. Dicho vapor es producto de una absorción de calor y es transformado en energía mecánica que provoca el movimiento de la turbina. Las turbinas de vapor son de vital importancia en la **cogeneración**, un proceso que consiste en la producción simultánea de energía eléctrico-mecánica y térmica a partir de un mismo combustible. El proceso consiste en la entrada a la turbina del vapor a unas altas presiones, generando su rotación y saliendo a unas bajas presiones. El vapor final se reutiliza para otros procesos industriales térmicos debido a su alta temperatura, como por ejemplo el calentamiento de agua.

La cogeneración es una solución muy eficiente para procesos industriales que soliciten una gran cantidad de energía térmica y eléctrica debido a que aprovecha al máximo el combustible, reduciendo el consumo de energía primaria, las emisiones y el gasto económico. Al mismo tiempo también logra independencia y autonomía energética a la vez que seguridad en el suministro en las plantas que las contengan [4].

- Esterilización: en forma de vapor saturado, es un proceso a altas temperaturas muy comunmente utilizado como desinfectante en el sector sanitario o alimentario. Es una técnica de limpieza muy efectiva que aporta seguridad. El vapor también tiene otro tipo de aplicaciones relacionadas con la limpieza mediante su uso a alta presión, como la limpieza de equipos y plantas industriales, puesto que elimina de forma eficaz suciedad, grasa y otros contaminantes
- Procesamiento de alimentos: el vapor es un elemento esencial para la ejecución del tratamiento previo que requiere un alimento antes de su ingesta. Su alta capacidad calorífica permite una transferencia de energía rápida y eficiente, garantizando la eliminación de microorganismos y la seguridad alimentaria. Un ejemplo de aplicación de este elemento es la pasteurización de leche.
- Climatización: tanto los sistemas de generación de frío como de calor hacen uso del vapor para su regulación de temperatura.

1.1.2. Las torres de refrigeración

Las torres de refrigeración son elementos esenciales y se encuentran muy presentes en la industria moderna, especialmente en sectores que requieren altas temperaturas como las industrias petroquímica, metalúrgica, química, etc. Su función principal es disipar el calor de fluido circulante por las diferentes etapas de los procesos industriales, permitiendo un funcionamiento eficiente y seguro.

Su funcionamiento consiste en un intercambio de calor entre un foco caliente (vapor /gas) y un foco frío (agua).

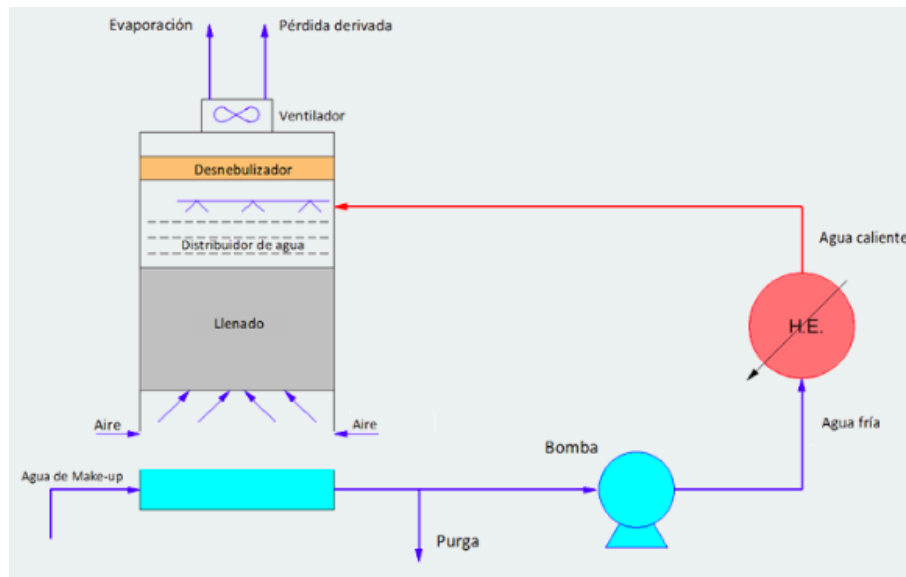


Figura 1.2: Esquema de una Torre de refrigeración (Fuente: [5])

Como se ve en la Figura 1.2, el calor a disipar en el intercambiador HE calienta una corriente de agua, que se rocía desde la parte superior de la torre sobre una corriente de aire ascendente. Parte de las gotas de agua que caen toman calor de las que les rodean y se evaporan, incrementando la humedad relativa del aire ascendente. De este modo, el agua que llega a la bandeja inferior está más fría y en menor cantidad que la que se rocía, lo que requiere un aporte (make-up) para mantener el nivel de la bandeja.

En regiones con escasez de agua o estrés hídrico, el uso de torres de refrigeración puede tener un impacto significativo en la disponibilidad del recurso.

Para minimizar dicho impacto, de actualidad en España, son necesarias diversas tecnologías y estrategias que permitan el ahorro de agua, como la recirculación y la disminución de emisión del calor residual al aire [6] [7].

1.2. Definición y motivación del proyecto

La Cátedra [2] realiza un estudio cada año en el cual analiza posibles medidas de descarbonización de diferentes sectores de la industria potencialmente contaminantes y con elevadas emisiones, llevando a cabo un análisis completo y reflejando su

viabilidad económica. Comenzó en el curso 2020/21, realizando un análisis sobre la descarbonización de la industria del automóvil, en el curso 2021/22 el sector elegido fue el de la industria cerámica y en el curso 2022/23 se eligió la industria cementera.

Finalmente, en el curso 2023-24 se ha decidido abordar un tema transversal a muchas industrias, y es la revalorización del calor residual mediante bomba de calor, siendo posible la generación de vapor de proceso. Las bombas de calor industriales que existen a nivel comercial no suelen pasar de los 150°C , habiendo diversos proyectos de investigación que se ponen como objetivo alcanzar entre 200°C y 250°C . Un ejemplo resulta ser el proyecto SUSHEAT con su *Stirling Based High Temperature Heat Pump* cuyo proceso incluye dos cambios de estado isocóricos y dos isotérmicos y que pretende alcanzar como objetivo un COP de 1,9 a 250°C a partir de 70°C [8]. Por otra parte, cuando el calor residual se disipa a través de una torre de refrigeración habitualmente se consumen entre 2 y 5 m^3 de agua por cada MWh transferido. Si bien no es una cantidad elevada, en épocas de estrés hídrico puede resultar una restricción importante. Si dicho calor, en lugar de disiparse al ambiente, se emplea para alimentar una bomba de calor, se elimina la necesidad de la torre de refrigeración, reduciendo así la huella hídrica de la fábrica. En el caso de este proyecto, la fábrica modelo emplea torres de refrigeración para enfriar ese agua, que llega a 70°C y sale a unos 40°C para dirigirse a la depuradora. Con el empleo de la bomba de calor se logra:

- Reducir la temperatura del agua que se dirige a la depuradora a 25°C , lo que beneficia el tratamiento biológico posterior.
- Eliminar la necesidad de la torre de refrigeración, ya que se produce mayor enfriamiento a partir de la bomba de calor. Con esto se elimina la dependencia del agua de reposición para la torre.
- Producción de vapor de proceso, que permite reducir las extracciones de la actual turbina de vapor de cogeneración, aumentando así la producción eléctrica, que puede compensar parte del consumo eléctrico de la bomba.

Un esquema de la fábrica antes y después de la instalación de la bomba es presentado en la Figura 1.3.

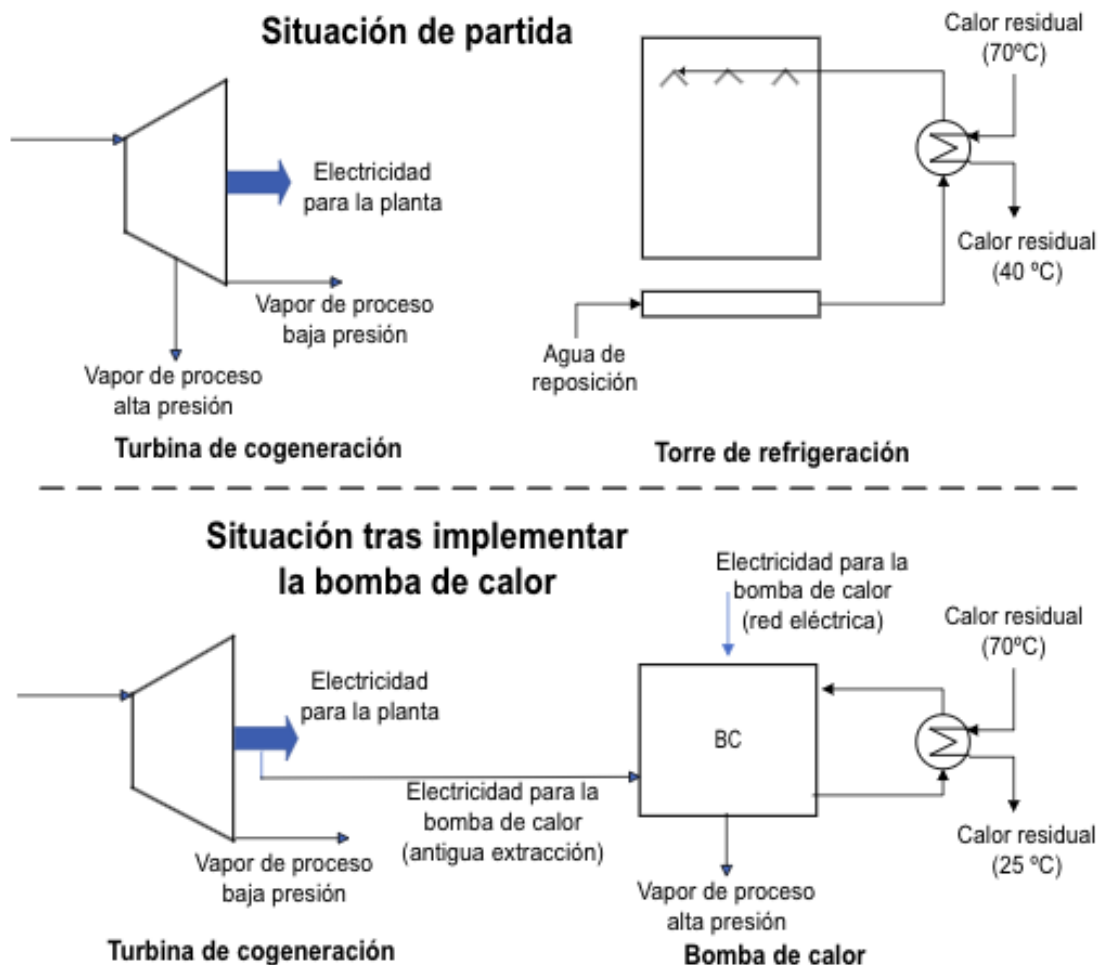


Figura 1.3: Esquema de la planta antes y después de la implementación de la solución propuesta (Fuente: Elaboración propia)

1.3. Objetivos del proyecto

La finalidad de este proyecto es analizar los resultados que ofrece la reutilización del calor residual disipado en las torres de refrigeración presentes en una fábrica. Como prototipo de fábrica se va a elegir una que utilice vapor de proceso, producido a partir de cogeneración mediante turbinas de vapor en contrapresión. De este modo, la utilización del calor residual disponible permitirá:

- Suprimir las torres de refrigeración existentes, al emplear el calor residual para alimentar a la bomba de calor. Se elimina así el consumo de agua de las mismas.
- Reducir las extracciones de vapor de la turbina, aumentando su producción eléctrica, de modo que contribuya al consumo eléctrico de la bomba de calor.

En función de estos resultados, se determinará si esta solución es beneficiosa para la fábrica y si merece la pena instalarla. Para obtener respuesta a dichas afirmaciones, aportar resultados y llegar a una conclusión, se realizará lo siguiente:

- Diseño del ciclo termodinámico: enfriará la corriente residual disponible que anteriormente alimentaba las torres de refrigeración, determinando consumo eléctrico y producción de vapor. Incluye diferentes variantes en función de:
 - Arquitectura: en función del tamaño, forma y dimensionamiento de los componentes del ciclo (conductos, intercambiadores y turbomáquinas).
 - Fluido: elección del fluido de trabajo entre las diferentes variables inicialmente propuestas: N_2 y CO_2 . El COP (Coefficient of Performance) será la variable que determine el tipo de fluido a utilizar. Algunas de las características de los fluidos candidatos son:
 - N_2 : el nitrógeno tiene un punto crítico (126 K y 34 bar) muy alejado de la zona de operación del proyecto, por lo que se comportaría como un gas ideal, adecuado para un ciclo Brayton inverso. Sin embargo, su densidad es bastante inferior a la del CO_2 , lo que redundaría en equipos más voluminosos.
 - CO_2 : tiene su punto crítico en 304 K y 73,77 bar. Se trata de una sustancia relativamente segura en comparación con otros fluidos frigoríficos [9]. Además tiene unas buenas propiedades de transferencia de calor y una alta densidad. Aunque no es el caso de este proyecto, resulta un fluido muy atractivo para ciclos transcíticos[10].
 - Condiciones de trabajo: se han considerado dos valores de demanda de vapor, con objeto de hacer más flexible el estudio. En función de eso se han definido ciertos escenarios de análisis. Por otra parte, la presión baja del ciclo se ha establecido buscando un compromiso entre volumen específico (tamaño) y lejanía del punto crítico (evitando así problemas de inestabilidad en las turbomáquinas).
- Dimensionado de los elementos principales del ciclo: una vez determinadas las condiciones de operación del ciclo y su comportamiento, se ha procedido al dimensionamiento de los diferentes elementos que lo constituyen:
 - Conductos: las tuberías por las que circulen los fluidos seleccionados serán dimensionadas a partir de normas de diseño. También se realizará una selección del material más adecuado para cada uno de los ciclos del sistema en función de sus condiciones de presión, temperatura y del tipo de fluido que los atraviese.
 - Intercambiadores: para recoger y revalorizar el calor residual es necesario dimensionar los intercambiadores que conformarán la bomba de calor. Serán necesarios un total de tres intercambiadores: uno que recoja el calor residual, un recuperador que aumentará la eficiencia del ciclo de la bomba y un último que transfiera dicho calor al lazo complementario de aceite donde se encuentra la caldera de vapor.
 - Turbomáquinas: el ciclo contiene una turbina y un compresor alineados en un mismo eje, por lo que se determinará su velocidad conjunta, sus etapas y su tamaño, tratando de maximizar el rendimiento según los criterios habituales de diseño.

- Modelado y prediseño en CAD en la disposición final: obteniendo una visión más realista de la planta y de su disposición, trazado de los conductos...
- Viabilidad económica de la solución propuesta: considerando costes globales, estableciendo un balance económico y un coste de inversión de los equipos.

2. Estado de la técnica

La sociedad actual es dependiente de industrias que requieren unas altas temperaturas acompañadas de grandes demandas térmicas. Concretamente, dichas demandas representan un 25 % del consumo de energía final y un 20 % de las emisiones de CO_{2eq} totales (únicamente considerando el alcance 1) [11]. Esto es debido a que la mayor parte de la energía térmica es producida a partir de combustibles fósiles (66 %) y únicamente un 13 % procede de energías renovables [11]. Un mayor uso de energías renovables para cubrir la demanda térmica está igualmente limitado debido a las desventajas correspondientes que este tipo de energía trae consigo como la intermitencia.

Por consiguiente, con el objetivo de seguir haciendo uso de sus productos, es necesario fomentar la aplicación de medidas que promuevan la descarbonización de las industrias que requieren una alta demanda térmica, incentivando también una mínima explotación de los recursos. Además, debido a la subida de las tasas de carbono de los combustibles fósiles, comienza a ser más atractiva la implementación de soluciones electrificadas.

2.1. La alta demanda de energía térmica en la sociedad

El consumo final actual de energía se divide en tres grandes grupos: electricidad, transporte y calor. Como se aprecia en la Figura 2.1, prácticamente la mitad del consumo total de energía final a nivel mundial es demanda térmica.

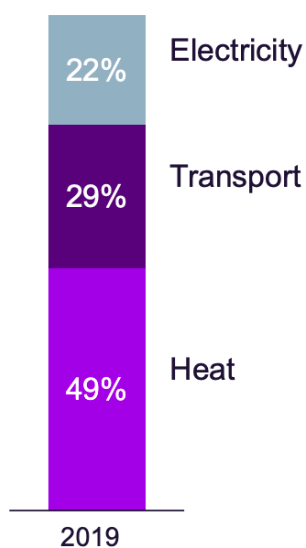


Figura 2.1: Consumo Global Final de Energía (Fuente: [12])

La energía térmica es básica para el modo de vida de la sociedad actual. Para cumplir con los objetivos marcados por las agendas 2030 y 2050 de la Unión Europea, resulta necesario descarbonizar dicho sector térmico. Para ello, muchos de los mejores organismos de ID se encuentran investigando acerca de ello.

Cabe destacar que el sector térmico es el responsable de un 40 % de las emisiones totales relacionadas con la energía. Actualmente, para cubrir la demanda térmica se extrae energía de un mix energético muy carbonizado. Este hecho, junto con los retos marcados por la UE son incompatibles y por tanto se buscan soluciones. El mix energético que suministra la energía térmica se muestra en la Figura 2.2, al igual que una proyección a 2030.

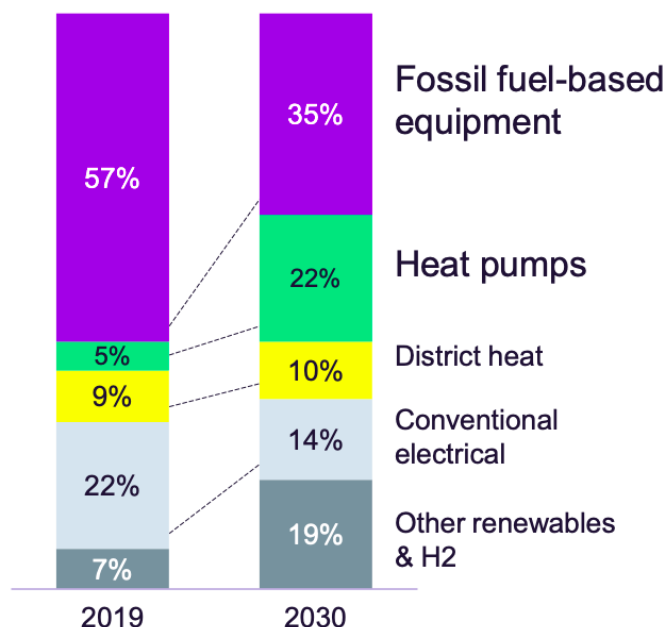


Figura 2.2: Mix demanda térmica (Fuente: [12])

Cabe destacar que gran parte del consumo de dicha energía térmica proviene de procesos industriales. Algunas de las industrias con necesidad de dichas altas temperaturas son: la textil, alimentaria, papelera, química, etc. Son procesos que generan productos de los cuales la sociedad actual depende y, por consiguiente, resulta necesario optimizarlos y hacerlos eficientes. A su vez, el calor industrial es esencial en el proceso de creación de muchos productos y, durante estas últimas décadas, aunque se haya conseguido una mejora en la eficiencia de procesos, la demanda de producción se ha incrementado.

En la Figura 2.3 se muestra un rango de temperaturas y la demanda térmica que corresponde a cada industria.

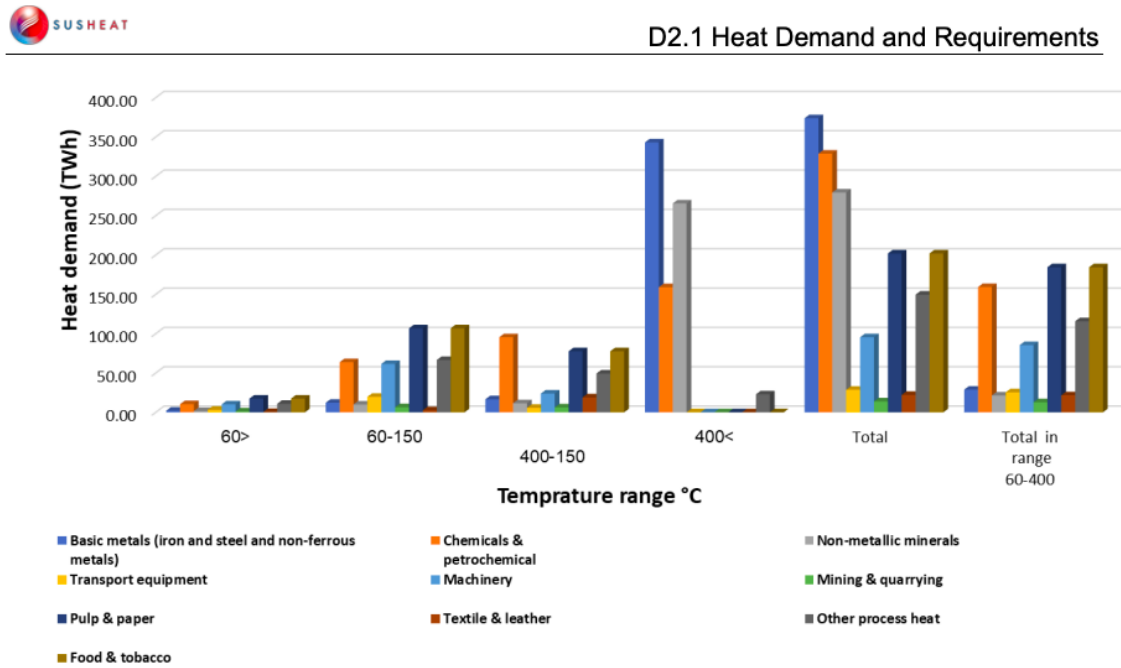


Figura 2.3: Demanda de calor categorizada por rango de temperaturas para diferentes sectores industriales (Fuente: [13])

Como se puede apreciar en la Figura 2.3, las industrias que mayor demanda térmica tienen son: metales básicos (hierro, acero y no ferrosos), química/petroquímica y minerales no metálicos. Por otra parte, en la industria hay disponible mucho calor residual fruto de los procesos productivos, que podría ser revalorizado por una bomba de calor, alimentada por electricidad renovable. La Figura 2.4 muestra el potencial de calor residual en diferentes industrias.

Type of industry	Waste heat potential (%)
Iron and Steel	11.40
Chemical and Petrochemical	11.00
Non-ferrous metal industry	9.59
Non-metallic minerals	11.40
Food and Tobacco	8.64
Paper Pulp and Print	10.56
Wood and Wood Products	6.00
Textile and Leather	11.04
Other	10.38

Figura 2.4: Porcentaje de calor residual por cada tipo de industria (Fuente: [13])

Para descarbonizar la producción de energía térmica son entonces necesarias medidas:

- De mejora de eficiencia térmica (como el aislamiento o la reducción de las pérdidas de energía)
- Sustitución de combustibles fósiles por fuentes renovables, ya sean eléctricas y/o combustibles renovables.

Para cubrir la alta demanda de la energía térmica sin tener un elevado impacto ambiental, ciertas instituciones de investigación en el campo de las bombas de calor proponen el Heat Pump Action Plan [14]. Dicho documento justifica como solución posible para la descarbonización del sector de la energía térmica las **bombas de calor** debido a su integración con electricidad renovable. Resulta importante destacar que dicha solución se encuentra descarbonizada siempre y cuando el mix energético del cual proceda dicha electricidad tenga una baja huella de carbono. El Heat Pump Action Plan también tiene como objetivo la definición de un marco regulatorio para esta industria, vital para su desarrollo.

2.2. La tecnología de las bombas de calor

2.2.1. Principio de funcionamiento de las bombas de calor

Las bombas de calor industriales son una tecnología que eleva la temperatura de una fuente de calor residual proveniente de un proceso con el objetivo de utilizarlo de nuevo. Dicho nuevo uso puede ocurrir dentro o fuera del proceso de donde se recupera. Como consecuencia, se demandará una menor cantidad de energía externa. La ventaja de las bombas de calor es que son transversales, pudiéndose instalar no

solo en procesos nuevos sino que también puede añadirse en procesos ya existentes. Con el objetivo de comprender de una manera esquemática la función de una bomba de calor se exponen a continuación las Figuras 2.5 y 2.6.

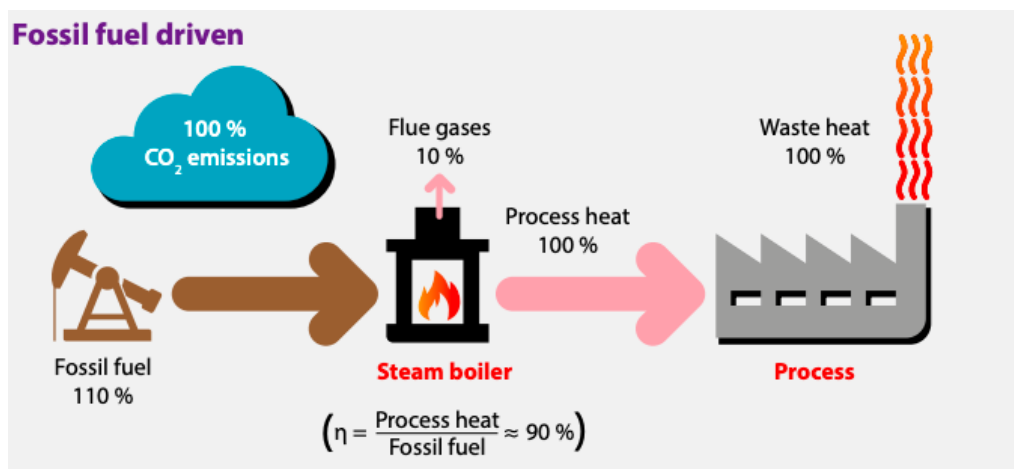


Figura 2.5: Proceso con combustible fósil (Fuente: [15])

En el proceso de la Figura 2.5 se requiere una cantidad total de energía térmica del 110 %, debido a que, durante el proceso, se puede alcanzar hasta un 10 % de pérdidas de calor que son emitidas al ambiente. Al final del proceso, la temperatura del calor residual resulta ser muy baja como para reutilizarlo en otros procesos industriales por lo que se disipa en su totalidad al ambiente, teniendo un desperdicio del 100 %.

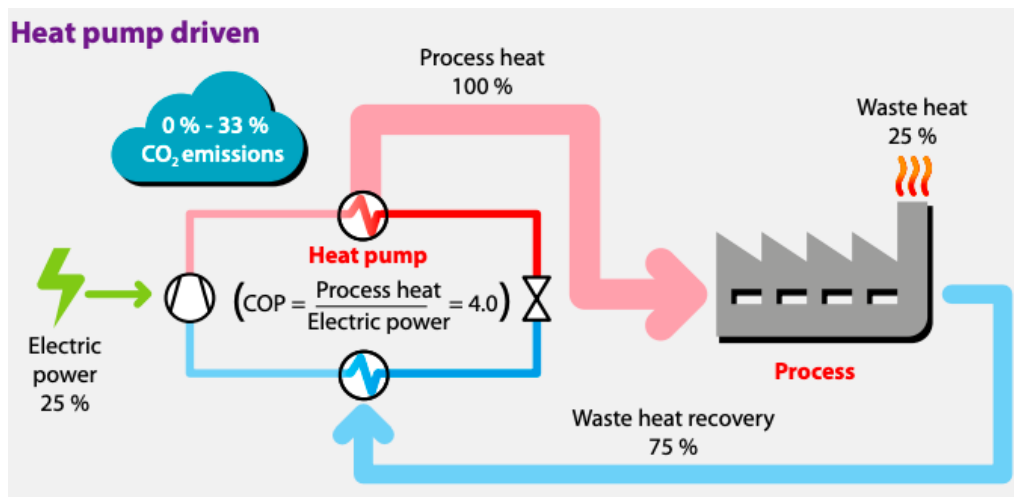


Figura 2.6: Proceso con bomba de calor (Fuente: [15])

Por el contrario, en el proceso de la Figura 2.6, el calor residual disipado al ambiente se reduce a su cuarta parte (25 %), puesto que el resto es reutilizado en el proceso gracias a la bomba de calor. El valor del ratio entre la energía térmica producida y la electricidad utilizada se denomina COP (Coefficient of Performance) y suele

situarse, para las bombas de calor, entre 2 y 5². Al mismo tiempo, las emisiones de CO_{2eq} también se ven reducidas en torno a un 67% debido a la disminución de la demanda térmica gracias a la reutilización. Además, si la electricidad procede de fuentes renovables, dicha reducción de emisiones podría alcanzar hasta un 100% [11].

2.2.2. Tipos de bombas de calor

La variable que define los posibles tipos de las bombas de calor dentro de la industria es la **temperatura**. En el sector industrial el proceso de generación de calor está distribuido conforme a las temperaturas dadas en la Figura 2.7:

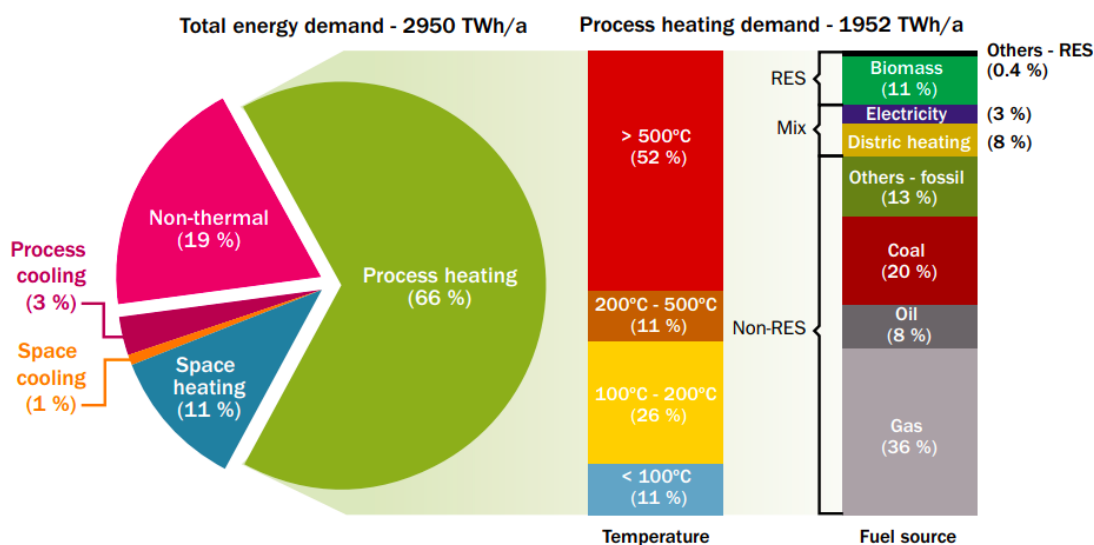


Figura 2.7: Demanda energética, temperatura necesaria y fuente de energía (Fuente: [15])

Como se ha podido observar, la energía térmica tiene principalmente 4 usos:

- Calentamiento de procesos: Se refiere al uso de energía térmica para calentar materiales en diversos procesos industriales. Esto puede incluir la fusión de metales, la evaporación de líquidos, el secado de productos y la esterilización.
- Enfriamiento de procesos: Implica el uso de energía térmica para enfriar materiales o equipos durante la producción industrial. Esto puede ser necesario para evitar el sobrecalentamiento de maquinaria, para mantener la temperatura de reacciones químicas bajo control o para solidificar productos fundidos.
- Calefacción de espacios: Se refiere al uso de energía térmica para proporcionar calor a edificios, instalaciones industriales o espacios al aire libre. Esto puede lograrse mediante sistemas de calefacción centralizados, radiadores, calentadores de espacio o sistemas de calefacción por suelo radiante.

²El valor de este parámetro depende de lo separadas que estén las temperaturas del calor de proceso y el calor residual, conocido como *lift* de la bomba de calor.

- Refrigeración de espacios:** Consiste en utilizar energía térmica para enfriar espacios interiores y mantener una temperatura confortable en climas cálidos. Esto se logra mediante sistemas de aire acondicionado, refrigeradores, ventiladores y otros dispositivos de enfriamiento.

Como se puede apreciar en la Figura 2.7 la demanda de calor en procesos industriales se encuentra mayoritariamente en altas temperaturas. Un desarrollo más detallado acerca de emanación de calor residual junto con su posible sector aplicable puede apreciarse en la Figura 2.8 [16].

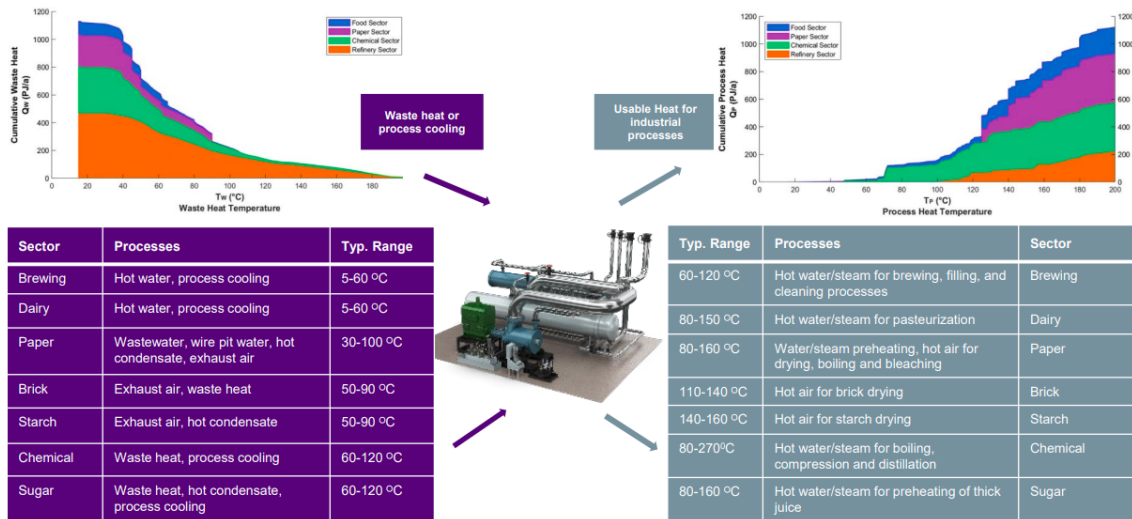


Figura 2.8: Estimación del potencial de mercado europeo en términos de bombas de calor (Fuente: [16])

Estos son algunos de los motivos que incentivan a la industria a seguir potenciando el desarrollo de las bombas de calor a alta temperatura (>100°C). En el marco en el que la técnica se encuentra actualmente, se esperan bombas de calor que puedan alcanzar los 120°C entre 2024 y 2025, hasta 160°C entre 2025 y 2026 y habría que esperar hasta 2026 y 2027 para temperaturas aún mayores [17].

Bombas de calor entre 100°C y 200°C

En la actualidad, la única tecnología de bombas de calor desarrollada comercialmente es aquella que engloba los procesos industriales a temperaturas menores de 100°C, que como se puede apreciar en la Figura 2.2 únicamente representa el 11% del consumo total de energía térmica. Algunos de estos procesos industriales que operan en dichas temperaturas son el secado de alimentos o la calefacción de espacios. Aplicaciones entre los 100 °C y los 200°C comienzan a ser también necesarias en todos los procesos existentes en la actualidad. Las bombas de calor de temperatura media, operando a temperaturas superiores a los 100°C, podrían representar una alternativa viable para las calderas de temperatura media que funcionan mediante el uso de combustibles fósiles. Esto ayudaría a reducir la demanda energética global de la industria, ya que se espera que estas bombas de calor sean más eficientes que las calderas eléctricas, híbridas o de sistemas duales, al igual que las bombas de calor de

baja temperatura [18]. En este rango de temperaturas se podrían aplicar a procesos industriales como el del papel (que consume en la UE 230 TWh/año), alimentario (123 TWh), químico (119 TWh/año), materiales no metálicos (43 TWh/año) y maquinaria (41 TWh/año) [11] lo cual significaría una cobertura de un 37% de la demanda térmica total.

Bombas de calor de más de 200°C

Aunque el horizonte de aplicación de estas tecnologías resulta lejano, las primeras investigaciones con respecto a las bombas de calor de temperaturas por encima de 200°C están comenzando a realizarse. En estos rangos de temperatura resulta más adecuado el empleo de gases ideales siguiendo un ciclo inverso de Brayton, dado que así se evitan las limitaciones impuestas por el cambio de fase en el condensador. La Figura 2.9 ilustra una propuesta de Siemens.

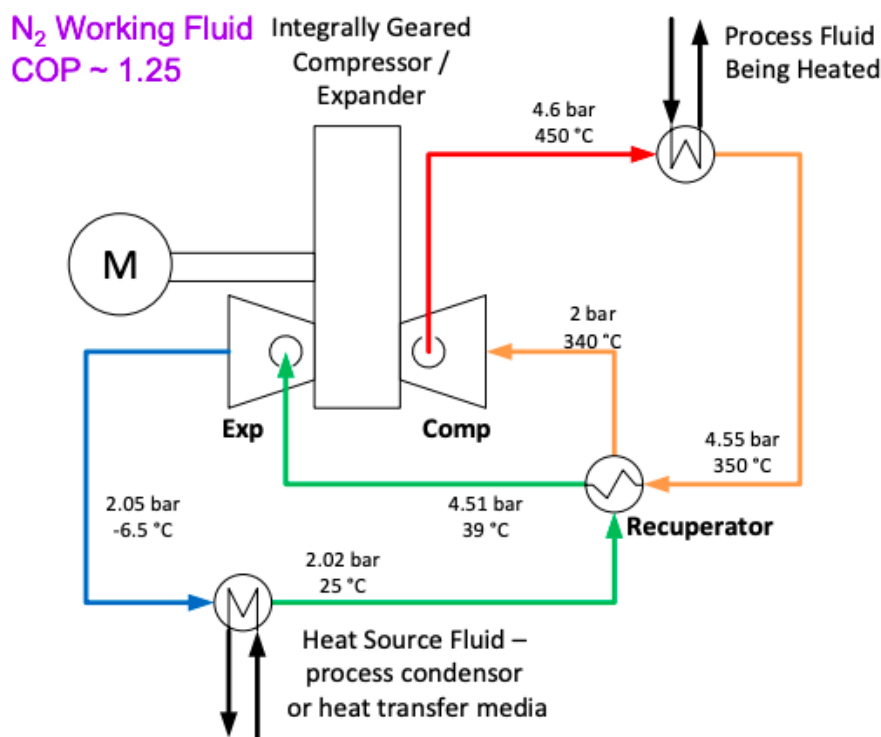


Figura 2.9: Esquema HTHP con N₂ (Fuente: [16])

En el caso de disponer de una fuente térmica de temperatura media/alta, como un campo solar térmico, una bomba de calor con ciclo inverso de Brayton podría alcanzar temperaturas de hasta 600°C con COPs del orden de 2,4 [19].

2.2.3. La elección de un fluido refrigerante adecuado

Una de las principales variables a tener en cuenta con respecto al dimensionamiento de una bomba de calor resulta ser el fluido de trabajo con el que opera. Como ha sido mencionado en el apartado anterior, a altas temperaturas resultan más interesantes

los gases ideales. En la Figura 2.10 se muestran los distintos fluidos de trabajo con sus características termodinámicas asociadas.

Type	Working fluid	Description	T_{crit} (°C)	p_{crit} (bar)	ODP (-)	GWP (-)	SG
Natural	R-718	Water	373.9	220.6	0	0	A1
	R-717	Ammonia	132.3	113.3	0	0	B2L
	R-744	Carbon dioxide	31.0	73.8	0	1	A1
HC	R-601	n-Pentane	196.6	33.7	0	5	A3
	R-601a	Isopentane	187.8	33.8	0	4	A3
	R-600	n-Butane	152.0	38.0	0	4	A3
	R-600a	Isobutane	134.7	36.3	0	3	A3
	R-290	Propane	96.7	42.5	0	3	A3
HFO	R-1336mzz(Z)	1,1,1,4,4,4-Hexafluoro-2-butene	171.3	29.0	0	2	A1
	R-1234ze(Z)	cis-1,3,3,3-Tetrafluoro-1-propene	150.1	35.3	0	<1	A2L
	R-1336mzz(E)	trans-1,1,1,4,4,4,-Hexafluoro-2-butene	130.4	27.8	0	18	A1
	R-1234ze(E)	trans-1,3,3,3-Tetrafluoro-1-propene	109.4	36.4	0	<1	A2L
	R-1234yf	2,3,3,3-Tetrafluoro-1-propene	94.7	33.8	0	<1	A2L
HCFO	R-1233zd(E)	1-chloro-3,3,3-Trifluoro-propene	166.5	36.2	0.00034	1	A1
	R-1224yd(Z)	1-chloro-2,3,3,3-Tetrafluoro-propene	155.5	33.3	0.00012	<1	A1
HFC	R-365mfc	1,1,1,3,3-Pentafluorobutane	186.9	32.7	0	804	A2
	R-245fa	1,1,2,2,3-Pentafluoropropane	154.0	36.5	0	858	B1
	R-134a	1,1,1,2-Tetrafluoroethane	101.1	40.6	0	1'300	A1

Figura 2.10: Fluidos refrigerantes y sus características (Fuente: [12])

La propiedad determinante y definatoria del fluido escogido es la temperatura. La eficiencia del fluido depende en gran medida de dicha variable y resulta importante encajarlos de forma adecuada. Con el objetivo de asegurar que todos los fluidos cumplen los márgenes de eficiencia, se considera que la temperatura de condensación de la bomba debería situarse al menos 15K por debajo de la temperatura crítica del fluido³. En la Figura 2.11 se exponen los rangos de operación idóneos para los distintos fluidos.

Cabe destacar que algunos fluidos refrigerantes tienen un GWP (Global Warming Potential) relativamente elevado y, por consiguiente, su uso futuro se encuentra limitado. Es por ello, que se están desarrollando los posibles usos de nuevos refrigerantes como por ejemplo los refrigerantes naturales, el CO_2 y el N_2 (candidatos en este proyecto), el amoníaco o el agua.

³En el caso del ciclo inverso de Brayton este criterio desaparece. Si se quiere que dicho ciclo Brayton sea supercrítico es necesario que la temperatura del calor residual sea superior a la del punto crítico, lo que supone en la práctica emplear CO_2 .

- 4-1 Absorción de calor a presión constante: en esta última etapa el fluido se somete a otro intercambiador de calor, donde toma calor de la fuente (calor residual). En las bombas de calor convencionales (Rankine), este intercambiador es un evaporador, donde el fluido de trabajo pasa de líquido a vapor. En cambio, en el ciclo Brayton inverso el fluido se calienta a presión constante, sin cambiar de fase.

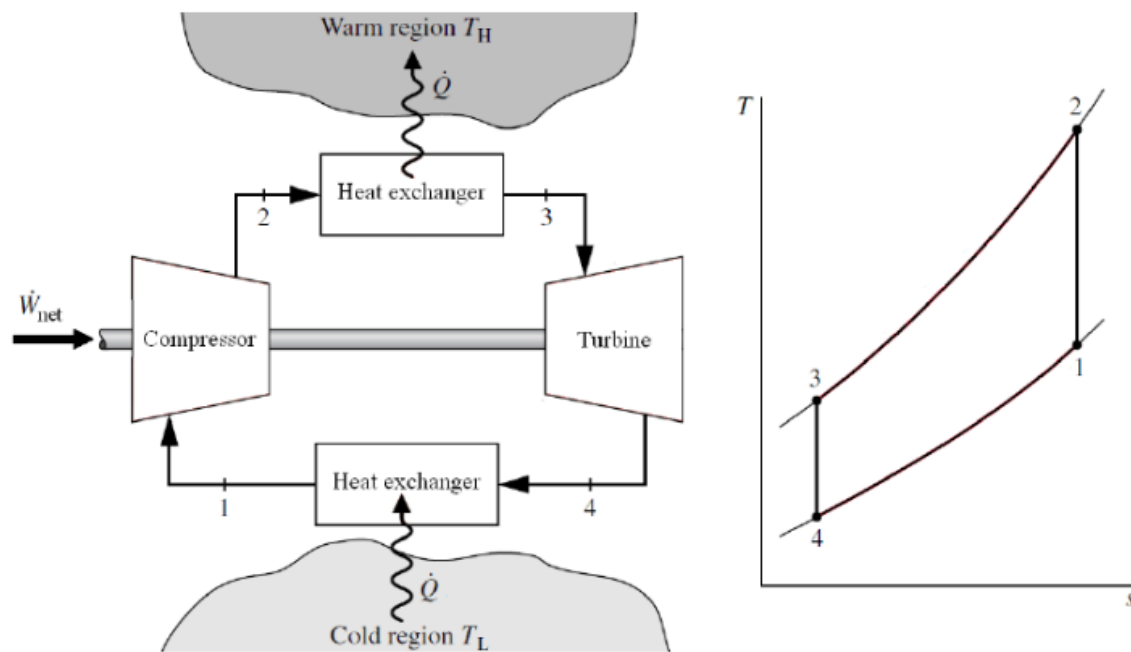


Figura 2.12: Esquema Brayton Cerrado Inverso Ideal y Procesos (Fuente: [20])

El Ciclo Brayton Inverso Cerrado Básico se encuentra definido por las siguientes ecuaciones básicas:

La relación entre el trabajo neto w_{neto} , el trabajo del compresor $w_{\text{compresor}}$ y el trabajo de la turbina w_{turbina} se expresa como:

$$w_{\text{neto}}(\text{kJ/kg}) = w_{\text{compresor}} - w_{\text{turbina}} \quad (2.1)$$

Donde el trabajo del compresor $w_{\text{compresor}}$ está dado por:

$$w_{\text{compresor}}(\text{kJ/kg}) = (h_2 - h_1) \quad (2.2)$$

Por otra parte, el trabajo de la turbina w_{turbina} está relacionado con las entalpías en los estados 3 y 4:

$$w_{\text{turbina}}(\text{kJ/kg}) = (h_3 - h_4) \quad (2.3)$$

La transferencia de calor en el intercambiador de calor del sumidero o útil q_{ICU} se define como la diferencia entre las entalpías en los estados 2 y 3:

$$q_{\text{ICU}}(\text{kJ/kg}) = h_2 - h_3 \quad (2.4)$$

Finalmente, la transferencia de calor en el intercambiador de calor de la fuente o residual q_{ICR} se expresa como la diferencia entre las entalpías en los estados 1 y 4:

$$q_{ICR}(kJ/kg) = h_1 - h_4 \quad (2.5)$$

Por consiguiente, tras las definiciones básicas anteriores puede definirse el COP (Coefficient of Performance):

$$COP = \frac{h_2 - h_3}{(h_2 - h_1) - (h_3 - h_4)} \quad (2.6)$$

Dicha variable ha sido determinante en la elección entre las futuras variaciones de escenarios de los diferentes modelos y ciclos presentados que se explicarán en el tercer capítulo. Dicho coeficiente es una medida de la eficiencia térmica del ciclo y en los ciclos de las bombas de calor es siempre mayor que la unidad, oscilando entre 1,5 y 5.

2.3.2. Ciclo Brayton Inverso Cerrado Regenerativo

La temperatura de salida del intercambiador ICU determina la mínima temperatura deseada en la demanda. De igual modo, la temperatura de salida del compresor depende de la de su entrada. Intercalando un regenerador tal como se ilustra en la Figura 2.13 se logra que la temperatura de la demanda pueda ser alta tanto a la entrada del ICU como a la salida, ya que la temperatura de entrada al compresor resulta mayor que la que daría el calor residual.

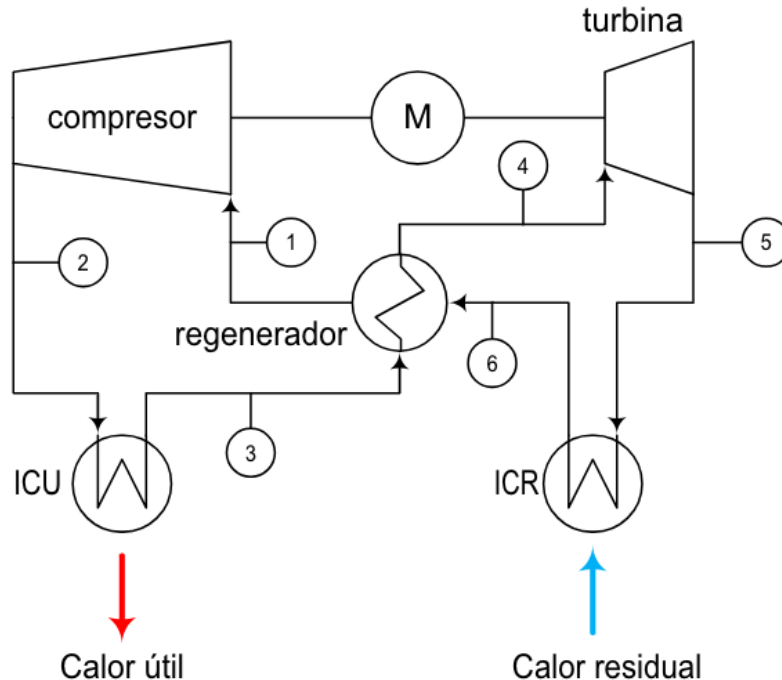


Figura 2.13: Ciclo Brayton convencional con regeneración (Fuente: [21])

La ecuación térmica que define al regenerador es:

$$h_3 - h_4 = h_1 - h_6 \quad (2.7)$$

Esta regeneración estará incluida en el modelo que será dimensionado con el objetivo de construir un ciclo más eficiente. MAN [22] dispone de una bomba de calor con ciclo transcrito de CO_2 , con cierta similitud al Brayton propuesto, mientras que en el proyecto FRIENDSHIP [23] se propone una bomba de calor como la mostrada en la Figura 2.13.

2.3.3. Compresión mecánica de vapor

Esta tecnología (Figura 2.14) se basa en una bomba de calor convencional que produce vapor saturado a 100 °C, para seguidamente con un compresor elevar su temperatura y presión. Dicho proceso implica la compresión del vapor generado en un condensador (sink), con la activación del compresor según la demanda de vapor, lo que resulta en una alta temperatura de vapor.

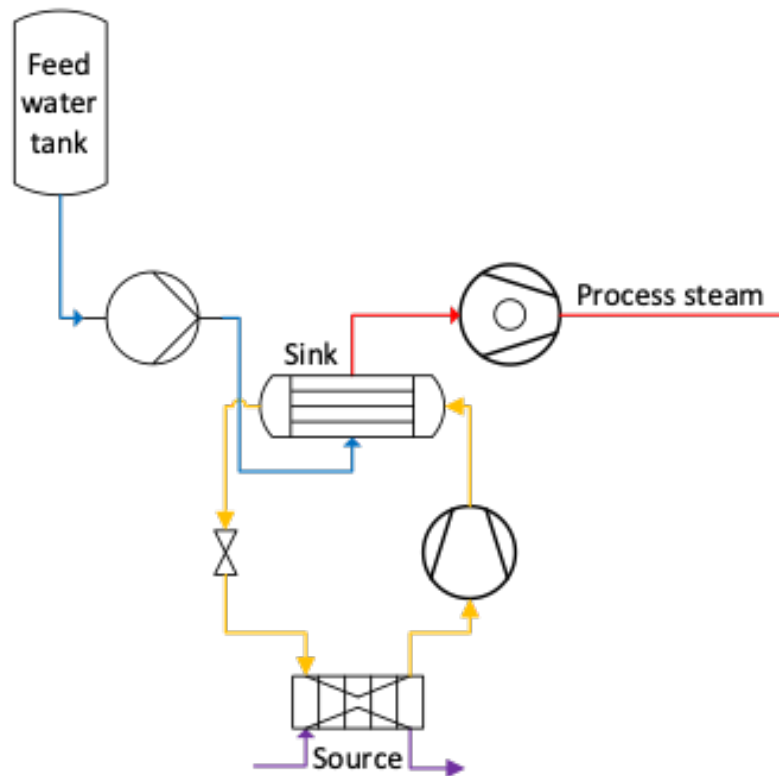


Figura 2.14: Compresión Directa (Fuente: [15])

3. Metodología

3.1. Modelo de la bomba de calor a alta temperatura

En esta sección se explica el procedimiento seguido para modelar la bomba de calor, así como las hipótesis empleadas. Los escenarios considerados dependerán de la cantidad de calor residual disponible por parte de la fábrica. En función de dicha magnitud, se buscarán unos resultados acordes con una eficiencia máxima del equipo, medido a través del COP (Coefficient of Performance). Parámetros como las propiedades termodinámicas del fluido en cada punto del ciclo (temperaturas, entalpías, entropías...), los rendimientos, los flujos de calor, la cantidad de vapor generada, etc. serán analizados para obtener la mayor eficiencia del sistema posible. Una vez desarrollado el modelo, se ajustarán sus parámetros para maximizar la cantidad de vapor generada a partir del flujo de calor residual de la planta.

3.1.1. Definición de condiciones de contorno, datos de partida y parámetros del modelo

El primer paso es establecer los datos de partida de la fábrica modelo. A partir de los mismos, se dimensionará la bomba de calor obteniendo unos equipos que optimicen al máximo los parámetros objetivo. El esquema de la planta se da en la Figura 3.1.

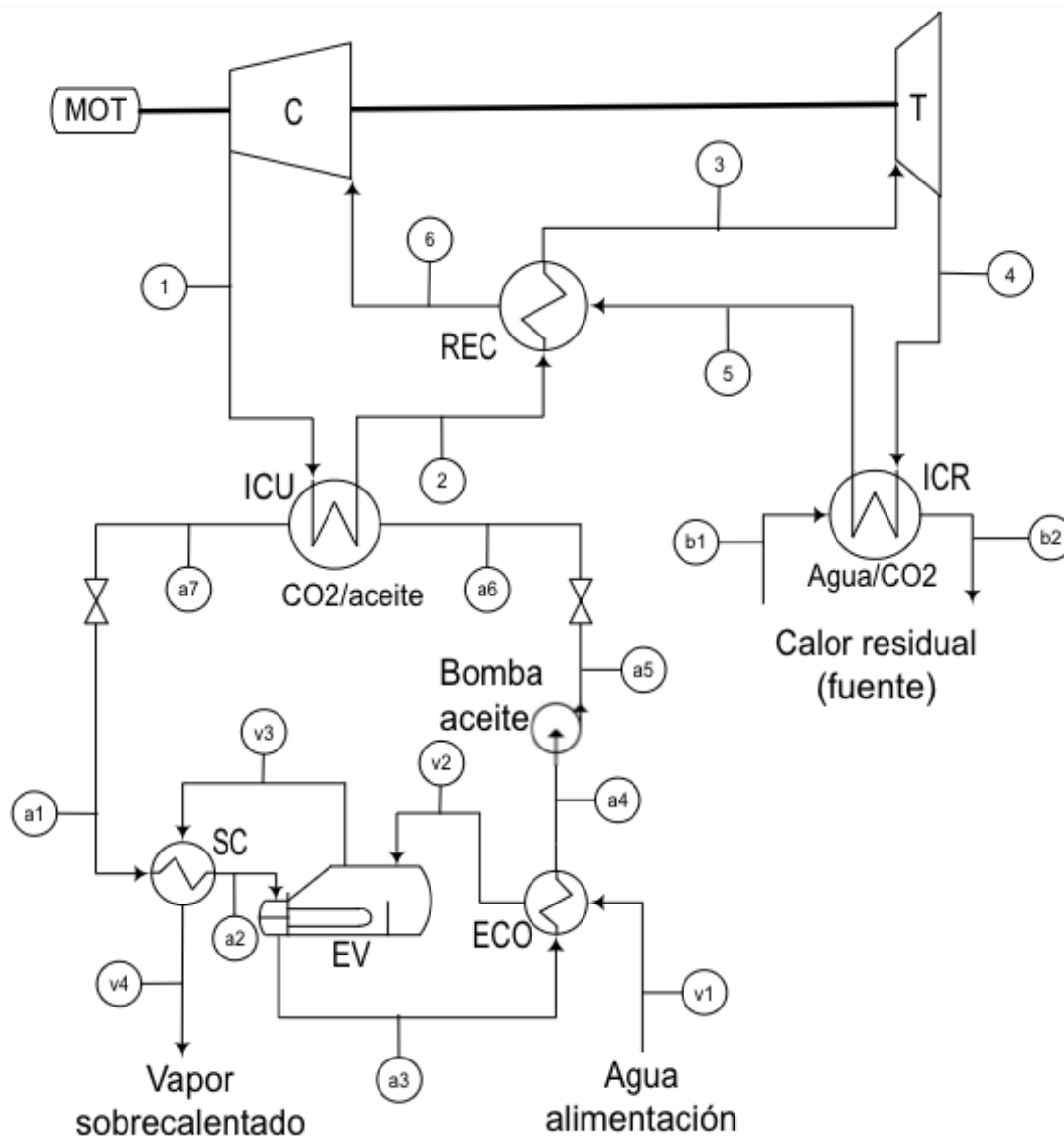


Figura 3.1: Diseño del Ciclo (Fuente: Elaboración propia) ⁴

Caracterización del calor residual disponible

El foco de calor auxiliar (fuente) es agua de refrigeración de procesos que llega a la bomba de calor a 70 °C y sale a 25 °C. Se consideran dos caudales de trabajo, uno pequeño de 390 m³/h y otro grande de 660 m³/h.

Condiciones de operación de la caldera de vapor

El agua se toma de una fuente externa a 10 °C y con ella se ha de producir vapor saturado a 12 bar para el menor caudal de agua de refrigeración y a 10 bar para el mayor caudal de agua de refrigeración. Eso se corresponderá con unos flujos de

⁴Se ha representado un sobrecalentador (SC) por hacer el esquema más genérico, realmente, el vapor sale saturado.

vapor de 45 t/h y 95,6 t/h, respectivamente. Con objeto de dar más flexibilidad al diseño, se ha intercalado un ciclo de aceite térmico para llevar el calor producido por la bomba de calor hacia la caldera. La distancia entre caldera y bomba se ha tomado de 400 m.

Caída de presión en conductos e intercambiadores de calor

A efectos de resolución del ciclo termodinámico se desprecian las pérdidas de carga en los conductos (que sí se han considerado para el dimensionado de los mismos). Se aplicará una pérdida de carga de un 2% en los intercambiadores de calor (Δp) a excepción de los intercambiadores en la caldera de recuperación, quedando en el ciclo dos niveles de presión: uno de alta (entre 90 y 100 bar) y otro de baja (entre 40 y 45 bar). Esta hipótesis es típica a la hora de hacer un modelo preliminar un ciclo Brayton ya que las pérdidas de carga son muy pequeñas en comparación con la presión de operación. Además, salvo en las conexiones con la caldera de recuperación, las distancias entre los elementos del ciclo son pequeñas.

Modelado de las turbomáquinas

Las turbomáquinas se modelarán utilizando el rendimiento isentrópico. Para la turbina, el método consiste en calcular el proceso de expansión ideal (isentrópico), obteniendo las propiedades del fluido a la salida. Con estas conocidas se ajustan con el rendimiento para calcular las del proceso real. Con el compresor se hace lo mismo pero el proceso es de compresión en vez de expansión. Para obtener los rendimientos es preciso dimensionar las turbomáquinas, que será explicado en el apartado 3.4.3.

Modelado de los intercambiadores

El tamaño de los intercambiadores queda determinado por el acercamiento mínimo de temperaturas (PP) y las pérdidas de carga máximas permitidas. Se asumirán intercambiadores de ciclo impreso (PCHE) para que resulte una instalación compacta.

Elección del fluido de trabajo

Se evaluarán diferentes variables indicadoras de rendimiento del ciclo (COP, potencias, flujos máxicos...) en función del fluido de trabajo introducido (CO_2 y nitrógeno) en la bomba de calor. Todos los candidatos presentan ventajas y desventajas, pero ambos tienen en común su bajo GWP (Global Warming Potential) y, en consecuencia, sus bajas emisiones de CO_2eq .

3.2. Escenarios a analizar

El ciclo termodinámico se modelará bajo diferentes escenarios en función del calor residual disponible y las condiciones del vapor de agua de salida de la caldera de recuperación demandadas.

- Escenario 1: se caracteriza por el menor caudal de agua de refrigeración (390 m^3/h) y una generación de vapor a mayor presión (45 t/h a 12 bar).

- Escenario 2: se caracteriza por el mayor caudal de agua de refrigeración ($660 \text{ m}^3/\text{h}$) y una generación de vapor a menor presión ($95,6 \text{ t/h}$ a 10 bar),

Finalmente, en función de los resultados obtenidos en ambos escenarios, se realizará un dimensionado común de los resultados finales recogiendo siempre aquellos resultados más desfavorables. De esta manera, el sistema siempre estará dimensionado para el peor de los casos.

Otro de los parámetros que también ha influido en la definición de los distintos escenarios es la **presión de entrada al compresor**, que determina la densidad del gas a la entrada y, en consecuencia, el tamaño de la planta. Además, la presión se ha de escoger de modo que el ciclo opere siempre en la zona de vapor sobrecalentado, sin entrar en la campana bifásica.

Se han probado dos valores: 15 bar y 40 bar . El primero se escoge para facilitar el llenado, al ser 20 bar una presión habitual para el suministro del fluido de trabajo. La presión de 40 bar , por el contrario, permite reducir significativamente el volumen específico en la succión del compresor.

Se ha decidido finalmente una presión a la entrada del compresor de 40 bar puesto que es el punto en el cual la densidad del fluido deja de ser baja y, además, queda lejos del punto crítico.

Por último, se han hecho simulaciones con los diferentes fluidos de trabajo (Nitrógeno y CO_2) para las mismas condiciones de presión y temperatura, lo cual permite una comparativa sólida entre ellos.

Tras comprobar que los resultados con nitrógeno conducen a tamaños excesivos, se opta por emplear el CO_2 como fluido de trabajo.

3.3. Ecuaciones de comportamiento

Con el objetivo de resolver el sistema y obtener los parámetros de la manera más óptima, a partir del ciclo completamente dimensionado se han planteado ecuaciones termodinámicas que permiten resolver el sistema.

Lo primero es plantear el esquema de la planta y los puntos que lo componen (ver Figura 3.1).

En la Figura 3.1 se distinguen 3 ciclos: agua (calor residual), CO_2 y aceite (Therminol VP1).

El calor residual se transmite al ciclo de la bomba de calor mediante el intercambiador de calor ICR. El agua de refrigeración llega por $b1$ y abandona la bomba por $b2$.

A continuación, en el ciclo del CO_2 dicho calor residual se revaloriza hasta alta temperatura en el ICU. Aunque la turbina produce trabajo, no es suficiente para cubrir el consumo del compresor y se requiere un motor. Asimismo, se ha instalado un regenerador (REC) con el objetivo de maximizar la eficiencia del ciclo de la bomba de calor y alcanzar las temperaturas deseadas para la producción de vapor. El intercambiador ICU entrega al ciclo del aceite el calor producido por la bomba. Al final del ciclo de aceite se encuentra una caldera que permite la generación de vapor a partir de agua de alimentación líquida entrante. El ciclo de aceite incluye una bomba para garantizar la circulación.

La Tabla 3.1 refleja las condiciones de contorno establecidas.

Tabla 3.1: Descripción de los parámetros

Dato	Valor (Esc. 1/Esc. 2)	Unidades
P de entrada al compresor (P[6])	40	bar
T de entrada al compresor (T[6])	169/158	$^{\circ}C$
Rendimiento del Compresor (η_C)	0,88	p.u.
Rendimiento de la turbina (η_T)	0,92	p.u.
Rendimiento de la bomba de aceite (η_{Ba})	0,75	p.u.
Pitch Point (PP) de los intercambiadores	5	$^{\circ}C$
T de salida del ciclo de vapor ($T_v[4]$)	193/186	$^{\circ}C$
P de salida del ciclo de vapor ($P_v[4]$)	12/10	bar
P del aceite a la salida de la caldera ($P_a[4]$)	5	bar
EA (Diferencia de T del vapor en la caldera)	5	$^{\circ}C$
Distancia entre bomba de calor y caldera (L_a)	400	m
T de salida del agua de refrigeración ($T_b[2]$)	25	$^{\circ}C$
T de salida del agua de refrigeración ($T_b[1]$)	70	$^{\circ}C$
Título de salida del vapor ($x_v[4]$)	100	%

En la Tabla 3.2 se resumen todos los parámetros objetivo que serán analizados en las simulaciones realizadas.

Una vez que el diagrama de la instalación, los parámetros de contorno y los parámetros objetivo han sido adecuadamente definidos se plantean las ecuaciones termodinámicas que definirán la resolución del proyecto:

1. En primer lugar se definen todas las propiedades de los diferentes puntos del ciclo mediante el software EES permitiendo:
 - En el ciclo de CO_2 : hallar la entalpía, entropía, volumen, densidad y viscosidad de cada uno de sus puntos (1 al 6).
 - En el ciclo del **agua (calor residual)**: hallar la entalpía, viscosidad y densidad de cada uno de los puntos ($b1$ y $b2$).

Tabla 3.2: Parámetros a optimizar

Parámetro	Unidades
COP	p.u.
Flujo másico de CO_2 (\dot{m}_{CO_2})	kg/s
Flujo másico de Therminol VP1 (\dot{m}_a)	kg/s
Flujo másico del vapor generado (\dot{m}_v)	t/h
Consumo del Compresor ($\dot{W}_{compresor}$)	kW
Consumo del Motor (\dot{W}_{motor})	kW
Potencia de la Turbina ($\dot{W}_{turbina}$)	kW

- En el ciclo del **aceite/Therminol VP1**: hallar la entalpía, el volumen, la densidad y la viscosidad de cada uno de los puntos (1 al 7).
 - En el ciclo de **vapor**: hallar las entalpías del vapor todos los puntos de la caldera (1 al 4).
2. En segundo lugar, se evalúan las ecuaciones termodinámicas de cada uno de los distintos elementos del ciclo de la bomba de calor (Figura 3.1):

- Para calcular la potencia del **compresor** ($\dot{W}_{compresor}$) se aplica la expresión:

$$\dot{W}_{compresor} = (h_1 - h_6) \times \dot{m}_{CO_2} \quad (3.1)$$

El compresor se asume adiabático, considerando el rendimiento isentrópico dado por la ecuación 3.2.

$$\eta_C = \frac{h_{s1} - h_6}{h_1 - h_6} \quad (3.2)$$

- El **ICU** permite el intercambio de calor entre el ciclo de CO_2 y el ciclo de aceite (Therminol VP1). Dicho intercambio de calor queda definido por las ecuaciones 3.3 y 3.4:

$$T_{a7} = T_1 - PP_{ICU} \quad (3.3)$$

$$\dot{m}_{WF} \times (h_1 - h_2) = \dot{m}_a \times (h_{a7} - h_{a6}) \quad (3.4)$$

También se calcula la caída de la presión debido a que se trata de un intercambiador de calor.

$$p_2 = p_1 \times (1 - \Delta p) \quad (3.5)$$

$$p_{a7} = p_{a6} \times (1 - \Delta p) \quad (3.6)$$

Por último, se calcula el calor unitario intercambiado:

$$q_{ICU} = h_1 - h_2 \quad (3.7)$$

- En el **REC** también se produce un intercambio de calor que se calcula mediante las ecuaciones:

$$PP_{\text{REC}} = T_2 - T_6 \quad (3.8)$$

$$h_2 - h_3 = h_6 - h_5 \quad (3.9)$$

Igualmente, también se produce una caída de presión:

$$p_3 = p_2 \times (1 - \Delta p) \quad (3.10)$$

$$p_6 = p_5 \times (1 - \Delta p) \quad (3.11)$$

Y finalmente, se calcula el intercambio de calor unitario:

$$q_{\text{rec}} = h_2 - h_3 \quad (3.12)$$

- Seguidamente, en la **turbina** se realizan los mismos cálculos que en el compresor, considerando que la fórmula del rendimiento no es la misma, ya que en ambas turbomáquinas se invierten.

$$\eta_T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{s4}} \quad (3.13)$$

$$\dot{W}_{\text{turbina}} = (h_3 - h_4) \times \dot{m}_{\text{CO}_2} \quad (3.14)$$

- En el **ICR**, tiene lugar el intercambio de calor entre el CO_2 y el agua (calor residual) por lo que las ecuaciones termodinámicas son similares a aquellas desarrolladas en el ICU. Además, se impone que el intercambiador esté equilibrado.

$$T_4 = T_{b2} - PP_{\text{ICR}} \quad (3.15)$$

$$T_5 = T_{b1} - PP_{\text{ICR}} \quad (3.16)$$

$$q_{\text{ICR}} = h_5 - h_4 \quad (3.17)$$

$$p_5 = p_4 \times (1 - \Delta p) \quad (3.18)$$

- Una vez definidas las ecuaciones termodinámicas del ciclo de CO_2 se procede a definir las ecuaciones del circuito del **lazo de aceite**. Para ello, en primer lugar se calculan las pérdidas primarias (de presión) que tienen lugar en el intercambiador ICU con sus respectivos saltos de entalpía.

$$p_{a6} = p_{a5} - \Delta p_a \times \frac{L_a}{100} \quad (3.19)$$

$$h_{a_6} = h_{a_5} \quad (3.20)$$

$$p_{a_1} = p_{a_7} - \Delta p_a \times \frac{L_a}{100} \quad (3.21)$$

$$h_{a_1} = h_{a_7} \quad (3.22)$$

- A continuación se definen las ecuaciones que describen el comportamiento de la **bomba de aceite**, para ello se define su trabajo considerando también su rendimiento:

$$w_{Ba} = v_{a_4} \cdot (p_{a_5} - p_{a_4}) \cdot \frac{1}{\eta_{Ba}} \quad (3.23)$$

$$w_{Ba} = h_{a_5} - h_{a_4} \quad (3.24)$$

- Por último, se definen las ecuaciones que describen la **caldera** y sus tres intercambiadores de calor **SC**, **EV** y **ECO**⁵.

Se considera el mismo procedimiento de caída de presión para el ciclo del aceite (-2%). Sin embargo, no existe una caída de presión entre los distintos puntos del vapor, es por ello que las ecuaciones referentes a este enunciado no han sido incluidas.

ECO:

$$T_{v_2} = T_{v_3} - EA \quad (3.25)$$

$$\dot{Q}_{ECO} = \dot{m}_v \cdot (h_{v_2} - h_{v_1}) \quad (3.26)$$

$$\dot{Q}_{ECO} = \dot{m}_a \cdot (h_{a_3} - h_{a_4}) \quad (3.27)$$

EV:

$$\dot{Q}_{EV} = \dot{m}_v \cdot (h_{v_3} - h_{v_2}) \quad (3.28)$$

$$\dot{Q}_{EV} = \dot{m}_a \cdot (h_{a_2} - h_{a_3}) \quad (3.29)$$

$$T_{a_3} = T_{v_3} + PP_{EV} \quad (3.30)$$

SC:

$$\dot{Q}_{SC} = \dot{m}_v \cdot (h_{v_4} - h_{v_3}) \quad (3.31)$$

$$\dot{Q}_{SC} = \dot{m}_a \cdot (h_{a_1} - h_{a_2}) \quad (3.32)$$

$$SA = T_{a_1} - T_{v_4} \quad (3.33)$$

⁵Se va a producir vapor saturado, pero se incluye un sobrecalentador (SC) por hacer el procedimiento más general.

3. Para finalizar, se definen las ecuaciones que describen las **prestaciones** de la bomba de calor y mediante las cuales se permite una comparación y un dimensionamiento adecuado:

$$\dot{W}_{\text{Motor}} = \dot{W}_{\text{Compresor}} - \dot{W}_{\text{Turbina}} \quad (3.34)$$

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{ICU}}}{\dot{W}_{\text{Motor}}} \quad (3.35)$$

3.4. Diseño preliminar de los componentes del ciclo

En este apartado se detallará la metodología de diseño de los elementos de la bomba de calor, para caracterizar con más detalle los escenarios más interesantes.

3.4.1. Dimensionado de los intercambiadores

Los intercambiadores de calor son los elementos que recuperan y transfieren el calor entre los diferentes elementos del ciclo. En el caso del ciclo dimensionado en este proyecto los intercambiadores presentes son:

- **REC:** Recuperador de calor en el ciclo de CO_2
- **ICR:** Intercambiador de calor entre el agua de refrigeración y CO_2
- **ICU:** Intercambiador de calor entre el CO_2 y el aceite/Therminol VP1.

Los tres intercambiadores se escogen de ciclo impreso (Printed Circuit Heat Exchanger, PCHE). Este tipo de intercambiadores destacan por su elevada compacidad y su buen diseño para soportar elevadas presiones diferenciales. El objetivo final de este dimensionamiento consiste en hallar el volumen del intercambiador (altura, anchura y longitud) y su conductancia térmica (UA).

Debido a las ecuaciones que han sido previamente presentadas, se conocen tanto las temperaturas como las presiones de los 4 puntos que se conectan a cada uno de los intercambiadores, al igual que los correspondientes gastos másicos.

Se puede comenzar el modelo con las siguientes suposiciones explicadas en [24], que permiten simplificar el intercambiador a un solo conducto caliente y uno frío, que se subdividen en un número determinado de nodos:

- El flujo másico de las corrientes caliente y fría se distribuye uniformemente a través de todos los canales del PCHE.
- Tanto el lado frío como el lado caliente tienen la misma geometría, consistiendo en canales semicirculares que atraviesan el intercambiador en línea recta. Además, ambos lados tienen el mismo número de conductos.
- La temperatura es constante en cada corriente de cada nodo, y su distribución es periódica. Esto implica que se repite cada dos hileras de canales.

Asimismo, el intercambiador PCHE escogido es modular, es decir, se tiene un ancho y un alto predefinido, concretamente de **60 cm**. Por consiguiente, es la altura del intercambiador la que queda fijada a 0,6 metros y, su anchura será un múltiplo de 0,6 estrictamente superior a la longitud previa calculada. Un modelo del intercambiador se encuentra representado en la Figura 3.2.

Es de destacar que normalmente estos intercambiadores se montan en disposición vertical, de modo que la longitud de la Figura 3.2 (camino recorrido por las corrientes) queda externamente como la altura; la altura de la Figura 3.2 pasa a ser el frontal (ancho) y la anchura de la Figura 3.2 es la profundidad. Un "módulo" tiene como dimensiones 60 cm x 60 cm x 150 cm, siendo la dimensión mayor la longitud de los canales y conectándose los módulos en paralelo.

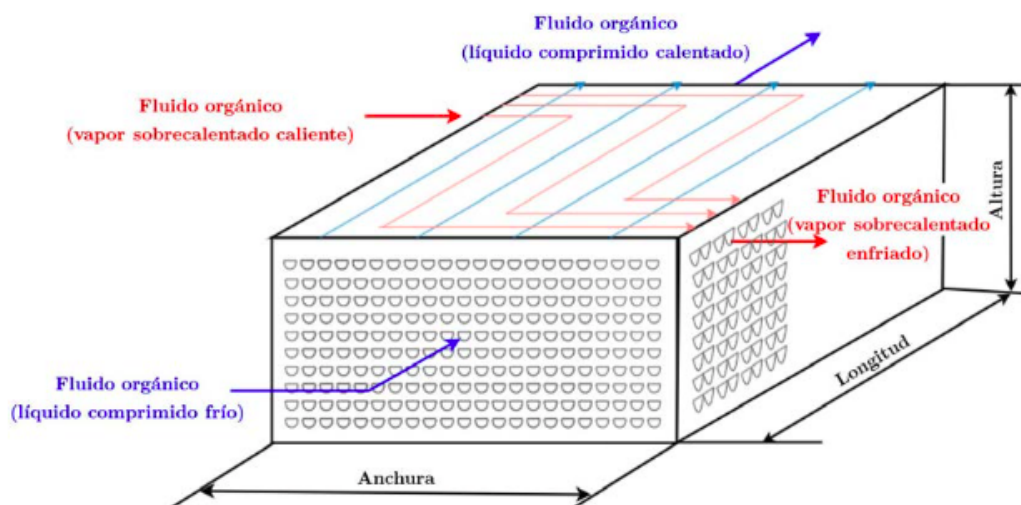


Figura 3.2: Esquema morfología de los intercambiadores. (Fuente: [25])

El proceso de solución sigue un enfoque iterativo, donde se fragmenta el PCHE en segmentos uniformes llamados nodos como se aprecia en la Figura 3.3. A partir de esta segmentación y con el conocimiento previo de las condiciones de contorno de los intercambiadores y el calor intercambiado, se inicia el proceso de resolución según lo descrito por [24].

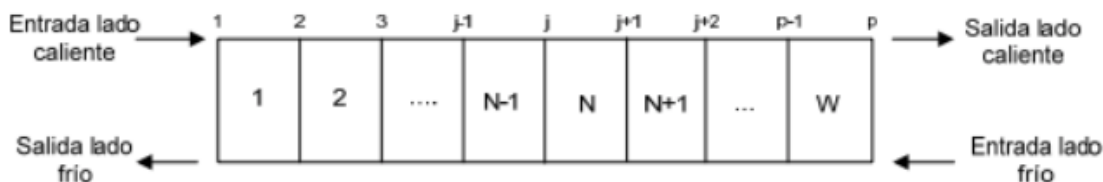


Figura 3.3: Esquema de división de dos conductos (lado frío y caliente) de forma nodal. (Fuente: [24])

El proceso a seguir está basado en los siguientes pasos:

1. Se determina el número de conductos (n_{tubos}) presentes en el PCHE y se calcula la cantidad de calor intercambiado por cada uno a partir del total.

2. El proceso se inicia seleccionando uno de los lados (ya sea el frío o el caliente), tomando en consideración la presión y temperatura del fluido en la entrada y salida. Se asignan propiedades iniciales a cada nodo en ambos extremos, las cuales se promedian para obtener valores de densidad, viscosidad y conductividad térmica.
3. Utilizando las propiedades determinadas, se calcula el número de Nusselt (Nu_N) en cada nodo mediante las correlaciones empíricas de Gnielinski (consultar Tabla 3.3). Una vez conocido el Nusselt, se determina el coeficiente de convección (h_N) correspondiente a cada nodo. Es importante destacar que existen valores distintos de Nu_N y h_N para el lado frío y el lado caliente. Además, dado que los conductos son semicirculares, la longitud característica para el cálculo del número de Reynolds y de h_N es el diámetro hidráulico (D_h).

Tabla 3.3: Cálculo del número de Nusselt con las correlaciones de Gnielinski.
(Fuente: Adaptado de [24])

$Re_N < 2300$	$2300 < Re_N < 5000$	$Re_N > 5000$
$Nu_N = 4,089$	$Nu_N = 4,089 + \frac{Nu_{5000} - 4,089}{5000 - 2300} \cdot (Re_N - 2300)$	$Nu_N = \frac{f_N \cdot (Re - 1000) \cdot Pr_N}{1 + 12,7 \cdot (Pr_N^{2/3} - 1) \cdot \sqrt{\frac{f_N}{8}}}$

(*)El subíndice N representa la sección del tubo para la que se está realizando el cálculo

(*) Nu_{5000} es el valor del número de Nusselt utilizando la correlación de Gnielinski para un Reynolds igual a 5000

(*)Pr es el número de Prandtl $\rightarrow Pr = \frac{c_{p,N} \cdot \mu_N}{k_N}$

(*)f es el factor de fricción de Darcy $\rightarrow f = \left(\frac{1}{1,8 \cdot \log_{10} Re_N - 1,5} \right)^2$

$$h_N = \frac{Nu_N \cdot k_N}{D_h} \quad (3.36)$$

4. Utilizando el calor intercambiado en cada nodo y los coeficientes de convección conocidos, se determina el área de intercambio de calor del nodo (A_N), lo que a su vez proporcionará indirectamente la longitud del nodo dado que se conoce la forma de los conductos.

$$\dot{Q}_N = U_N \cdot A_N \cdot (T_{cal,N} - T_{frio,N}) \quad (3.37)$$

$T_{cal,N}$ y $T_{frio,N}$ representan las temperaturas promedio del nodo, mientras que U_N denota el coeficiente global de transmisión de calor, el cual tiene en cuenta las resistencias térmicas presentes

$$\frac{1}{U_N} = \frac{1}{h_{cal,N}} + \frac{1}{h_{frio,N}} + \frac{t}{k_{placa}} \quad (3.38)$$

5. Conocida la longitud de cada nodo (L_N), se calcula la pérdida de carga en el mismo.

$$\Delta P_N = f_N \cdot \rho_N \cdot \left(\frac{L_N \cdot v^2}{2 \cdot D_h} \right) \quad (3.39)$$

Después de calcular la pérdida de carga, se reevalúa la presión en la salida del nodo y se ajustan las propiedades en ese punto. Si las propiedades difieren en más de un 1 % con respecto a las iniciales, se debe repetir la iteración con las nuevas propiedades. En caso de que la diferencia sea inferior al 1 %, se acumulan todas las caídas de presión para obtener la pérdida total, la cual debe ser igual o menor al valor deseado.

Después de ejecutar el modelo, se determinan las pérdidas de carga en ambos lados de los intercambiadores, así como su longitud, anchura y altura.

Es importante destacar que si el número de módulos resultante necesario para dimensionar cada uno de los intercambiadores es mayor que 14 se imponen dos intercambiadores para que estos no excedan las dimensiones dadas por el fabricante.

Una vez halladas las dimensiones del intercambiador se puede determinar su conductancia media según la ecuación 3.40, donde r y d son el radio y el diámetro del canal y n_{tubos} el número de tubos de cada corriente que se ha determinado a partir del proceso iterativo. A partir de la conductancia media se puede determinar también la diferencia de temperatura logarítmica media (*DTLM*) según la ecuación 3.41.

$$UA = [(\pi \cdot r + d) \cdot n_{tubos}] \cdot \sum_{i=1}^{30} U_i \cdot L_i \quad (3.40)$$

$$\dot{Q} = UA \cdot DTLM \quad (3.41)$$

3.4.2. Dimensionado de los conductos

Los conductos son el nexo de unión que transporta el fluido entre los distintos elementos que conforman el ciclo Brayton de este proyecto (intercambiadores de calor y turbomáquinas). El dimensionamiento de los conductos se encuentra normalizado para facilitar tanto la fabricación como las conexiones de estos elementos con el resto de elementos conformantes del ciclo. Las normas que se van a utilizar para definir el dimensionado de estos elementos son: **Norsok Standard P-001 [26]**, **ASME B31.1-2007 [27]**. Los criterios principales para dimensionar los conductos son:

- La **velocidad máxima** del fluido, limitando el exceso de ruido y las vibraciones por los conductos.
- La **caída de presión por unidad de longitud**, criterio que permite cumplir en cierta medida la hipótesis realizada en el apartado 3.1.1 de caída de presión nula en los conductos entre procesos.

El ciclo dimensionado en este proyecto representado en la Figura 3.1 contiene tres fluidos diferentes: CO_2 , Therminol VP1 y el agua que transporta el calor residual. Por consiguiente, habrá tres tipos de conductos diferentes: aquellos numerados del 1 al 6, correspondientes al CO_2 ; del a1 al a7, correspondientes al Therminol VP1; y el b1 y b2, correspondientes al agua.

Para un correcto dimensionamiento, en primer lugar, es necesario identificar las siguientes propiedades de todos los puntos del ciclo: presión (P), temperatura (T), densidad (ρ), viscosidad (μ) y flujo másico (\dot{m}).

En segundo lugar, es necesario seleccionar un material adecuado tanto con respecto al fluido que lo atraviesa, como con respecto a las propiedades de presión y temperatura presentes durante su recorrido. En el caso de los conductos que contienen Therminol VP1, las condiciones de presión y temperatura no son excesivamente elevadas; por lo que se ha seleccionado siguiendo su documentación de referencia ([28]) un **acero al carbono ASTM A-53B**. Lo mismo sucede con el agua, que al ser líquido y por condiciones de presión y temperatura se selecciona el mismo material. Los conductos atravesados por CO_2 tampoco se encuentran sometidos a unas temperaturas y presiones excesivamente elevadas; sin embargo, al ser el CO_2 altamente corrosivo, se ha optado por la selección de un material más resistente: **acero inoxidable ASTM A-213 TP316**, como es habitual en otros proyectos con dicho fluido [29] [30] [31].

Se comienza el dimensionamiento definiendo la velocidad máxima en el conducto. Su cálculo se establece en función del estado del fluido (gas o líquido). En el caso del Therminol VP1 y del agua (calor residual), líquidos, se establece una velocidad máxima de 6 m/s extraída de la Tabla 3.4 de la norma [26]:

Fluid	Maximum velocities (m/s)			
	CS	SS/Titanium	CuNi ^c	GRP
Liquids	6	^b	3	6
Liquids with sand ^d	5	7	NA	6
Liquids with large quantities of mud or silt ^d	4	4	NA	NA
Untreated seawater ^a	3	7	3	6
Deoxygenated seawater	6	^b	3	6

^a For pipe less than DN 200 (8 in), see BS MA-18 for maximum velocity limitations.
^b For stainless steels and titanium the maximum velocity is limited by system design (available pressure drop/reaction forces). 7 m/s may be used as a typical starting value for sizing.
^c Minimum velocity for CuNi is 1.0 m/s.
^d Minimum velocity for liquids with sand should be in accordance with ISO 13703.

Tabla 3.4: Velocidad máxima en conductos portadores de líquido (Fuente: [26])

En el caso del CO_2 , al ser un gas, la velocidad máxima viene determinada por la siguiente ecuación:

$$v_{\max} = \min \left(175 \left(\frac{1}{\rho} \right)^{0,43} ; 60 \right) \quad (3.42)$$

En la Ecuación 3.42, ρ es la densidad. A continuación, se calcula el diámetro mínimo que será necesario debido a las condiciones de velocidad máxima admisible:

$$d_{\min}(\text{mm}) = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot \rho \cdot v_{\max} \cdot n_{\text{tubos}}}} \times 1000 \quad (3.43)$$

A partir de esta medida de diámetro, se ha elegido el diámetro normalizado estrictamente mayor a la medida de diámetro interior mínimo, con su diámetro exterior correspondiente definido por la norma ASME B31.1-2007 [27]. En dicha norma, también se definen los espesores normalizados de los conductos. A su vez, se ha intentado minimizar al máximo el n_{tubos} .

También se ha tenido que determinar su límite elástico en función del material, dato necesario para el cálculo de su espesor mínimo (t (mm)) definido por la ecuación 3.44:

$$t_{\min} = \frac{P \cdot D_{\text{ext}}}{2 \cdot (\sigma_e + P \cdot y)} \quad (3.44)$$

Donde P es la presión del fluido, D_{ext} es el diámetro exterior, σ_e es el límite elástico del material e y es un coeficiente que depende de la temperatura, el material y el diámetro según la tabla 3.5 [27]:

Table 104.1.2(A) Values of y

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:

- 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.
- 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:

$$y = \frac{d}{d + D_o}$$

Tabla 3.5: Valores de y (Fuente: [27])

En este proyecto coincide que, para todos los casos, se aplica $y = 0, 4$.

A continuación, una vez escogido el espesor normalizado (siempre superior al espesor mínimo calculado mediante la ecuación 3.44), se calcula el diámetro interior del conducto, ya que será ese su área exacta de circulación. Se utiliza la siguiente ecuación:

$$d = D_{\text{ext}} - 2 \cdot t \quad (3.45)$$

Por último, se calcula la velocidad del fluido (ecuación 3.46) y se comprueba que no supera a su velocidad máxima previamente establecida en función de su estado (gas/líquido) en la Tabla 3.4 y en la Ecuación 3.42:

$$v_{\text{fluido}} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{n_{\text{tubos}} \cdot \rho \cdot \pi \cdot d^2} \quad (3.46)$$

Otro criterio que también debe cumplirse siempre es: $\frac{D_{\text{ext}}}{t} > 6$, en todos los casos se cumple superando en gran medida dicha inecuación.

En el caso en el que la velocidad calculada supere la velocidad máxima se debe coger el diámetro normalizado estrictamente superior junto con su espesor y diámetro exterior correspondientes y se debe volver a probar el cálculo de la velocidad mediante un proceso iterativo hasta que la velocidad calculada sea menor a la máxima.

Una vez dimensionados los conductos en base al criterio de **velocidad máxima**, se procede a comprobar el dimensionamiento en función de la **caída de presión por unidad de longitud** ($\frac{h_f}{L}$). Para ello, en primer lugar, se comprueba que el flujo es turbulento mediante el número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho \cdot v_{\text{fluido}} \cdot d}{\mu} \quad (3.47)$$

Al ser en todos los casos $Re > 4000$ se comprueba que el flujo es siempre turbulento. Por consiguiente, se calcula la caída de presión por unidad de longitud a través de la ecuación 3.48:

$$\frac{h_f}{L} = f \frac{v^2}{2 \cdot g \cdot d} \quad (3.48)$$

El factor de fricción, f , se calcula mediante la ecuación de Colebrook que especifica para flujo turbulento:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\epsilon}{3,7 \cdot d} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (3.49)$$

Donde ϵ es la rugosidad, cuyo valor se encuentra indicado por la norma [26], es de 0,05 mm para tuberías de acero al carbono y acero inoxidable.

Las medidas de caída de presión por unidad de longitud recomendadas por la norma [26] para gas que muestran en la Tabla 3.6:

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.	

Tabla 3.6: Caídas de presión recomendadas en conductos de gases (Fuente: [27])

Cuando se trata de líquidos, el valor de caída de presión utilizado corrientemente es de **0,9 bar/100 m**.

En el caso en el que la caída de presión superase el valor recomendado, de nuevo se volvería a dimensionar la tubería con un valor de diámetro normalizado mayor (con su correspondiente diámetro exterior y espesor). En el caso contrario, se podría barajar la posibilidad de disminuir el diámetro de la tubería siempre y cuando el criterio de la velocidad máxima continúe siendo respetado.

3.4.3. Dimensionado de las Turbomáquinas

Para efectuar un dimensionado preliminar de las turbomáquinas se calcularán las siguientes variables:

- Velocidad de giro
- Etapas
- Tamaño
- Tipo (radial, axial o mixta)
- Rendimiento máximo

El procedimiento que se utiliza es el método de Baljé. Este método está basado en la premisa de que la eficiencia de las turbomáquinas se encuentra definida por 4 números adimensionales [32]:

$$\eta_{TM} = f(\Phi; \Psi; Re; Ma) \quad (3.50)$$

Cada uno de los números adimensionales está relacionado con una variable: Φ se relaciona con el caudal, Ψ con la transferencia de potencia, Re es el número de Reynolds el cual relaciona variables como la viscosidad y la densidad del fluido y, por último, Ma el número de Mach que está relacionado con la compresibilidad del fluido [32].

Esta ecuación puede verse reducida en el caso en el que el flujo sea altamente turbulento, lo cual sucede cuando $Re > 10^6$ y en el caso en el que el fluido sea incompresible, reflejado por un $Ma < 0,49$. Si se dan ambas condiciones, la eficiencia de las turbomáquinas se vería expresada de la siguiente manera:

$$\eta_{TM} = f(\Phi; \Psi) \quad (3.51)$$

Estas son dos asunciones típicas en el dimensionamiento de las turbomáquinas. En el caso de este proyecto, el flujo es turbulento y se considera compresible, por consiguiente la hipótesis de $Ma < 0,49$ es incumplida.

- Velocidad específica ω_s : la velocidad específica es un parámetro indicativo de la forma y no del tamaño de la turbomáquina. Es obtenida a partir de las ecuaciones de Φ y Ψ y eliminando el diámetro D . Además, al ser el fluido compresible la ecuación resultante es la siguiente:

$$\omega_s = \frac{\Phi^{1/2}}{\Psi^{3/4}} = \omega * \frac{V^{1/2}}{W_{rev}^{3/4}} = \frac{2 * \pi * n}{60} * \frac{V^{1/2}}{\Delta h_{is,stage}^{3/4}} \quad (3.52)$$

En dicha ecuación, ω es la velocidad de giro del rodete, V es el caudal (de entrada si se trata de una máquina generadora (compresor) o de salida si se trata de una máquina motora (turbina)), W es el trabajo reversible que se intercambia entre el fluido y la máquina y $\Delta h_{is,stage}$ es la variación de entalpía isentrópica en las distintas etapas de la turbomáquina. Por lo que la ecuación de ω_s , en nuestro caso resulta ser función de dos parámetros, la velocidad de giro y el número de etapas:

$$\omega_s = f(n, z) \quad (3.53)$$

Las etapas de una turbomáquina, también denominadas escalonamientos, corresponden con la inserción de un/unos rodete/s (dependiendo del número de etapas que haya) en su interior con el objetivo de disminuir el gran salto de presión o de energía entre la entrada y la salida de la turbomáquina. Por consiguiente, para una turbomáquina se definirá una velocidad específica por cada etapa. Esto sucede debido a que el fluido es compresible (en el caso de un fluido incompresible, la velocidad específica y el caudal serían iguales en todas las etapas). Es debido a esta fracción física, que el salto de entalpía isentrópico quedará dividido por el número de etapas que tenga a la hora de calcular su velocidad específica correspondiente.

El objetivo de este proyecto es escoger un diseño que minimice, en la medida de lo posible, tanto la velocidad en rpm como el número de etapas.

Las geometrías posibles son: axial, radial o mixta. Los rangos que optimizan el rendimiento según la forma de la máquina son mostrados en la Figura 3.4.

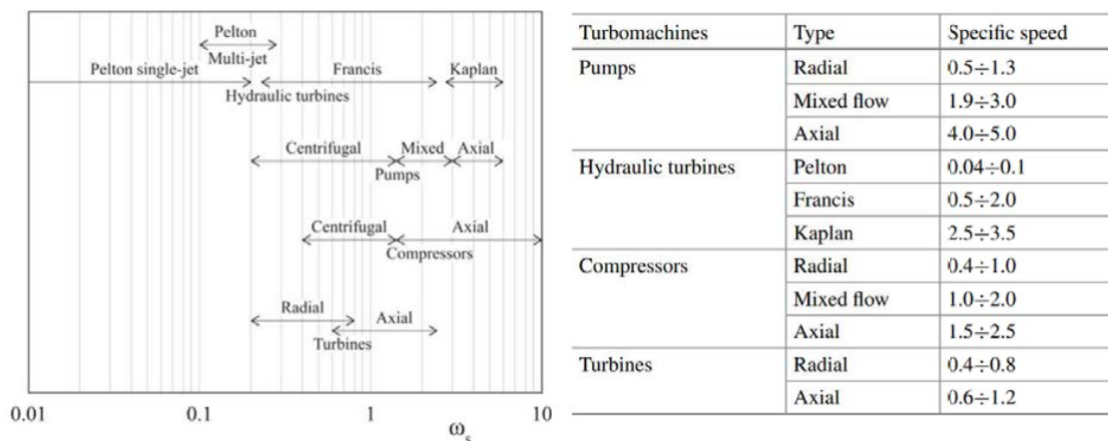


Figura 3.4: Rangos de velocidades específicas que optimizan el rendimiento para distintos tipos de turbomáquinas. (Fuente: [32])

Los rangos y las velocidades específicas del dimensionamiento de una turbomáquina según sus etapas (z) y su velocidad de giro (n) pueden verse representados en un modelo de gráfica como la Figura 3.5.

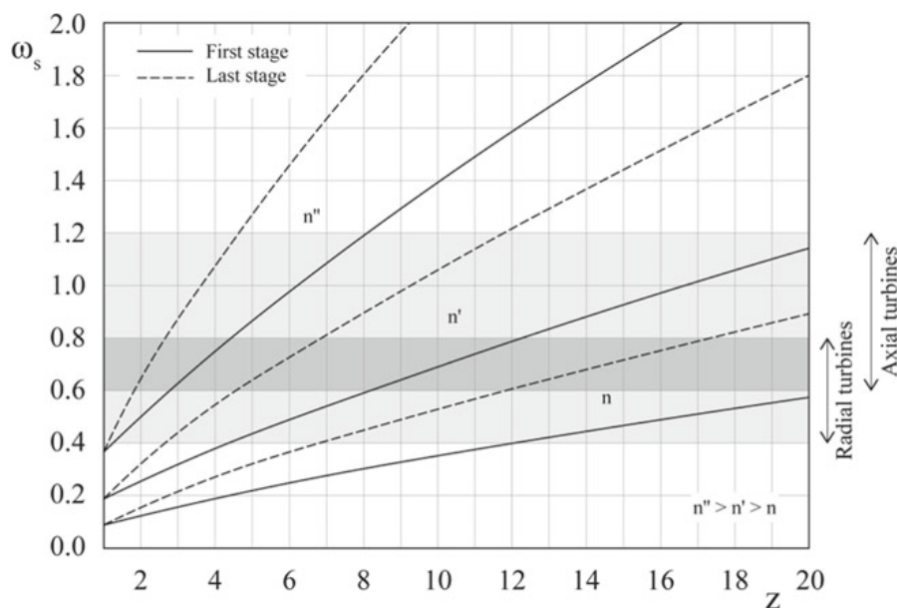


Figura 3.5: Diagrama básico de selección de la geometría de una turbina en función de n - z (Fuente: [32])

El objetivo de este dimensionamiento es reducir al máximo tanto la velocidad n (rpm) como el número de etapas en ambas turbomáquinas (compresor y turbina). Además, como se puede apreciar la Figura 3.1, el compresor y la turbina se encuentran acoplados por un mismo eje, lo que significa que ambas turbomáquinas tendrán la misma velocidad de giro.

- Diámetro específico D_s : esta variable dimensiona el tamaño de la turbomáquina sin tener en cuenta la velocidad de rotación. Se calcula mediante la ecuación siguiente:

$$D_s = D \cdot \frac{W^{1/4}}{V^{1/2}} = \frac{\Psi^{1/4}}{\Phi^{1/2}} \quad (3.54)$$

Cordier demostró mediante estadística que para cada para velocidad específica ω_s existía un diámetro específico óptimo que maximiza el rendimiento [33]. Baljé extrapoló la idea de Cordier creando unos diagramas que, mediante la velocidad específica permitían identificar el rendimiento máximo y su diámetro específico asociado [34].

Esta variable se calculará mediante la ω_s y mediante los gráficos de Baljé. Dichos gráficos se encuentran en las Figuras 3.6 y 3.7.

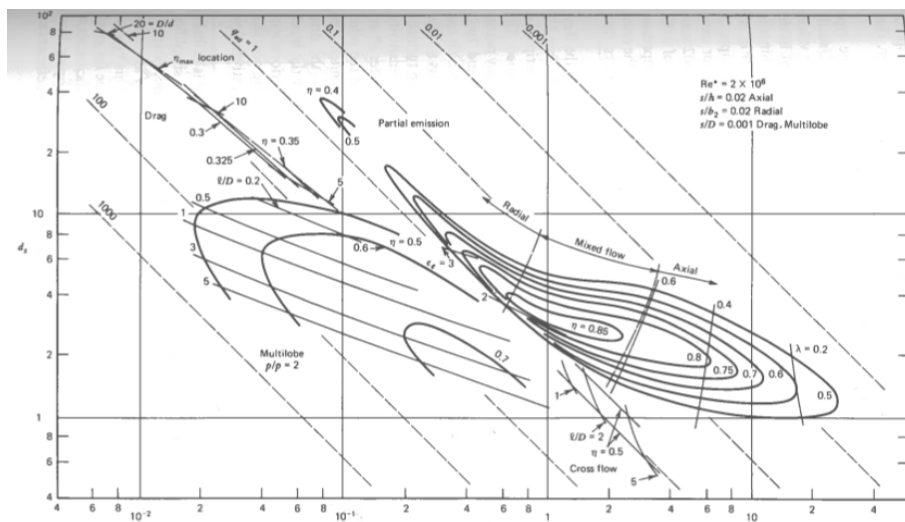


Figura 3.6: Diagramas de Baljé para compresores (Fuente: [32])

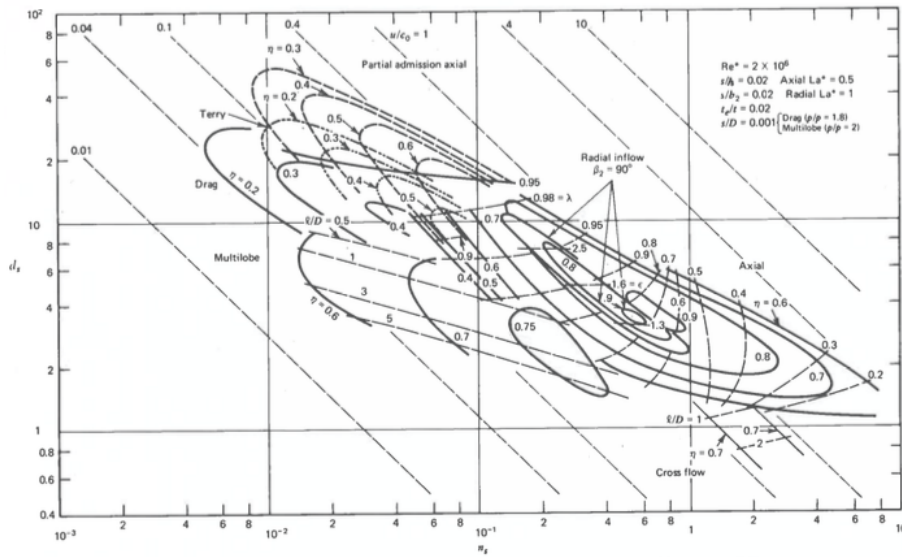


Figura 3.7: Diagramas de Baljè para turbinas (Fuente: [32])

A continuación, para definir el valor real del diámetro para cada etapa de cada turbomáquina se despeja el valor de D de la siguiente ecuación:

$$D_s = D \cdot \frac{W^{1/4}}{V^{1/2}} = D \cdot \frac{Q^{1/4}}{\Delta h_{is,stage}^{1/2}} \quad (3.55)$$

Dicho valor será el resultado del diámetro real del rotor de la turbomáquina.

3.5. Modelo en 3D de la bomba de calor a alta temperatura

Se efectuará el modelo en 3D en SolidEdge de la bomba de calor a alta temperatura previamente dimensionada a partir de los resultados que han definido un modelo que soporte todas las condiciones de funcionamiento. Debido a su modelización en SolidEdge, se podrá visualizar de manera más detallada la disposición de los intercambiadores y el futuro espacio que ocuparán los mismos. Resulta importante destacar que el modelado es el diseño preliminar del proyecto y que en la fase de construcción dicho modelo puede estar sujeto a cambios. En los Anexos se incluye un plano a partir del modelo 3D.

El modelo ha sido dimensionado de dos maneras: comprimido, para que el espacio real que dicho proyecto fuera a ocupar fuese considerado; y sin comprimir, consiguiendo un mayor detalle de visualización de los elementos. La disposición de los intercambiadores ha sido determinada de dicha manera puesto que se ha considerado el espacio libre dentro de la fábrica modelo. Sin embargo, durante la fase de construcción dicha distribución puede estar sujeta a cambios.

Durante la realización del modelo se ha tenido en cuenta lo siguiente:

1. Menores longitudes posibles de los tubos conectores dentro de la posibilidad de funcionamiento de la bomba.
2. Los intercambiadores han sido dimensionados para soportar las distintas circunstancias de los distintos escenarios.
3. El radio de los codos de las tuberías han sido considerado sin calculo preciso pero escogiendo un valor holgadamente por encima del conducto.

Por último, resulta importante destacar que los ciclos de agua (calor residual) y de aceite no han sido dimensionados debido a que el modelado se ha centrado en la bomba de calor.

3.6. Viabilidad Económica

Con el objetivo de complementar los detalles técnicos de la realización del proyecto se realiza una evaluación de los costes y la rentabilidad del mismo. En esta sección, se explicará la metodología que ha sido aplicada para el cálculo de los costes del proyecto, de los componentes del ciclo (inversión), considerando también la tarifa eléctrica (gastos) y el posible ahorro de vapor debido a la supresión de una de las extracciones de la turbina, lo que permite producir más energía eléctrica (ingresos).

3.6.1. Escenarios Planteados

Se plantean los escenarios del proyecto en función del calor residual que puede ser aportado, que permite la producción de entre 45,05 t/h de vapor a 12 bar con bajo caudal de agua de refrigeración (escenario 1) hasta 95,6 t/h de vapor a 10 bar con alto caudal de agua de refrigeración (escenario 2). Se plantearán varios repartos de tiempo entre dichos caudales con el objetivo de ver representado gráficamente el

comportamiento de cada una de las variables de costes en función de la cantidad de calor residual aportado.

En función de dicho caudal, se obtienen los valores útiles producidos por la bomba de calor para la generación del vapor de 34,37 MWt para el escenario 1 y de 72,7 MWt para el escenario 2. En todos los casos se suponen unas horas de funcionamiento totales al año de 8000. Con todo lo anterior, se pueden calcular los valores de calor útil (MWh) y la cantidad de vapor producido al año (t) tal como recoge la Tabla 3.7.

Tabla 3.7: Calor útil y vapor producido anualmente en diferentes escenarios.

Escenario	Calor útil (MWh)	Vapor producido (t)
1	274.160	360.400
2	581.600	764.800

3.6.2. Determinación de la Inversión

La inversión se ha calculado para el escenario de mayor flujo de vapor (escenario 2; 95,6 t/h), dado que los equipos han de ser capaces de satisfacerlo. La determinación de la inversión se realiza conforme a los datos de la Tabla 3.7. Debido a la diferente naturaleza de los equipos del ciclo, se procede al cálculo individualizado de los costes de cada uno de ellos.

Intercambiadores de calor: ICU, REC e ICR

En primer lugar, se ha definido el PEC (Purchase Equipment Cost) de los intercambiadores, según NREL [35]. Dicho coste viene dado por la ecuación 3.56, determinándose a partir de la conductancia térmica del intercambiador (UA).

$$PEC_{HX}[\$] = 49,45 \cdot \left\{ UA \left(\frac{W}{m^2 K} \right) \right\}^{0,7544} \quad (3.56)$$

A partir del PEC se calculan los costes ONSC (On-site Costs). Dichos costes engloban las tuberías, instrumentación y equipos eléctricos auxiliares. Siguiendo las recomendaciones de ETN [36], dichos costes se estiman en un 30 % del PEC. Por tanto, los ONSC se determinan según la ecuación 3.57.

$$ONSC_{HX} = 1,30 \cdot PEC_{HX} \quad (3.57)$$

Caldera/Generador de Vapor

Para el cálculo del PEC del generador de vapor se utilizará la ecuación (3.58), donde el flujo másico viene expresado en t/h [37]:

$$PEC(\$) = 160,000 \left(\frac{\dot{m}_v}{10} \right)^{0,81} \quad (3.58)$$

Cabe destacar que dicha fórmula se encuentra referida a 1986. El índice CEPCI (Chemical Engineering Plant Cost Index) se utiliza para actualizar el coste de capital necesario para construir una planta industrial desde una fecha pasada a una futura. Se considera por consiguiente necesario trasladar dicho índice a la actualidad, año 2020⁶. Para realizar esta modificación se utiliza la ecuación 3.59 [38].

$$PEC_{2020}(\$) = PEC_{1986} * \frac{CEPCI_{2020}}{CEPCI_{1986}} = PEC_{1986} * \frac{596,2}{319} \quad (3.59)$$

De la misma forma que con los intercambiadores, también se calcula los ONSC mediante la multiplicación del PEC por un factor común. En este caso, debido a que el generador de vapor se encuentra más alejado de la instalación, las tuberías de unión resultan ser más largas. Por consiguiente, se multiplicará el PEC por un factor mayor, tal como muestra la ecuación (3.60) [39]:

$$ONSC(\$) = PEC * 2 \quad (3.60)$$

Turbomáquinas y motor

Por último, se evalúa la inversión en las turbomáquinas y motor, siguiendo la formulación de NREL [35]. Para respetar los rangos establecidos en dicha formulación, se escoge un compresor de engranajes integrados (integrally geared⁷), donde su PEC se determina según la ecuación 3.61.

$$PEC_{\text{compresor}}[\$] = 1.230.000 \cdot (W[\text{MW}])^{0,3992} \quad (3.61)$$

En cuanto a la turbina, se escoge la formulación para turbina axial, dada por la ecuación 3.62.

$$PEC_{\text{turbina}}[\$] = 182.600 \cdot (W[\text{MW}])^{0,5561} \quad (3.62)$$

Finalmente, para el motor se toma la formulación dada para motores de envolvente abierta antisalpicaduras (open drip-proof), dada por la ecuación 3.63.

$$PEC_{\text{motor}}[\$] = 399.400 \cdot (W[\text{MW}])^{0,6062} \quad (3.63)$$

Al igual que en los apartados anteriores, una vez obtenidos los PEC, se convierten a ONSC aplicándoles un factor de 1,30.

3.6.3. Inversión total

Una vez hallados los PEC y ONSC de cada uno de los elementos del ciclo, se dispone a calcular la inversión total a partir de la suma de los costes directos e indirectos. Los costes directos son iguales a los costes ONSC, ya que no se consideran los costes asociados al terreno y obra civil, y los costes indirectos se asumen como el 25 %

⁶Los datos se corrigen a 2020 para evitar los altos precios coyunturales ocurridos tras el inicio de la guerra de Ucrania.

⁷Esta elección se hace únicamente a efectos económicos. El dimensionado del compresor se ha hecho asumiendo un único rodete acoplado directamente a la turbina.

de los costes directos. Posteriormente, se suman los costes directos e indirectos y se obtiene el FCI (Fixed Capital Investment) o inversión total de cada uno de los componentes del ciclo. Finalmente, la inversión total será igual a la suma de los FCI de los componentes. Cabe destacar que se utilizarán indistintamente los dólares (\$) y los euros (€) debido a que la conversión actual es prácticamente de 1:1 y a que la diferencia queda enmascarada por la propia incertidumbre de las ecuaciones (NREL [35]).

3.6.4. Balance económico final

A partir de los valores de inversión total, se realiza el análisis económico mediante el cálculo del coste normalizado en dos versiones LCOH y LCOS. Ambos indicadores se diferencian en sus unidades, puesto que el LCOH estará dividido entre el calor útil con unidades de (€/MWh) y el LCOS entre el vapor con unidades de (€/t). El LCOS (Levelized Cost of Steam) es una medida del coste medio neto de la generación de vapor durante la vida útil de la instalación. Es un dato definido por la suma de las inversiones (costes de instalación y equipos) junto con los gastos (variables). En el caso de este proyecto, dentro de los gastos, se incluyen los costes de operación y mantenimiento, de la electricidad consumida para la realización de la actividad y un coste negativo (ahorro) debido a la eliminación de la extracción de la turbina de vapor. El LCOH se define como el Coste Normalizado del Calor y es una medida del coste medio neto de producir calor útil durante la vida útil del sistema.

$$\text{LCOS (€/t)} = \text{CAPEX} + \text{OPEX}_{\text{OM}} + \text{OPEX}_{\text{elec}} + \text{OPEX}_{\text{ahorro}} \quad (3.64)$$

Para el cálculo de cada uno de los costes es necesaria la definición de los siguientes parámetros:

- $N = 20$. Número de años de vida.
- $wacc$ [p.u.] = 0,075. Este índice es una medida de la rentabilidad mínima que debe alcanzar el proyecto para ser considerado económicamente viable, y considera el riesgo financiero y el coste del capital.
- r . Es la tasa nominal de actualización de coste del tipo de gasto que se esté examinando. Representa el encarecimiento/abaratamiento que va a sufrir con el tiempo, supuesto constante. Se define un valor para cada gasto:
 - $r_{\text{OM}} = 0,025$ p.u.
 - $r_{\text{elec}} = 0,05$ p.u.

A partir de las variables precedentes que sitúan el contexto económico de las actividades que van a ser evaluadas, se calculan los factores k , f_{Σ} y f_a que simplifican los posteriores cálculos de los costes [40]:

- $k = \frac{1+r}{1+wacc}$
- $f_{\Sigma} = \frac{k(1-k^N)}{1-k}$

$$\blacksquare f_a = \frac{wacc \cdot (wacc+1)^N}{(wacc+1)^N - 1}$$

Cada uno de los costes se calcula de la siguiente manera:

- CAPEX (**CAP**ital **EX**penditure): conocidos como gastos de capital, son aquellos que están relacionados con los costes de inversión del comienzo del proyecto tales como adquisición o construcción. Pretenden ser compensados a largo plazo. En este caso comprenden todo aquello relacionado con la compra de equipos para la instalación de la bomba de calor presentada. Ha sido calculado mediante la ecuación (3.65), donde P se refiere al calor útil o al vapor producido en un año.

$$\text{CAPEX } (\text{€}/P) = \text{INV}_{\text{TOTAL}}(\text{€}) \times f_a/P \quad (3.65)$$

- OPEX (**OP**erational **EX**penditure): son los costes que comprenden el mantenimiento y el coste de la electricidad utilizada.
 - $OPEX_{\text{OM}}$: los costes de operación y mantenimiento. Son necesarios para asegurar que la bomba de calor funciona correctamente a lo largo de toda su vida útil. Dentro de estos se contabilizan las operaciones de mantenimiento, todos los consumibles utilizados en ellas (aceites, tornillos, herramientas...) y los salarios de los operarios implicados. En su globalidad supone un coste estimado de un 1,5 % de la inversión del proyecto.

$$OPEX_{\text{OM}}(\text{€}/P) = \text{INV}_{\text{total}}(\text{€}/P) \times 0,015 \times f_{\Sigma_{\text{OM}}} \times f_a \quad (3.66)$$

- $OPEX_{\text{elec}}$: es el coste variable asociado al consumo de electricidad en la planta. Se ha considerado una tarifa eléctrica media de $T_e = 75\text{€}/\text{MWh}$.

$$OPEX_{\text{elec}}(\text{€}/P) = \left(\text{Consumo Bomba Calor (MWe)} + \frac{\text{Consumo Bomba Aceite (kWe)}}{1000} \right) \times h \times T_e(\text{€}/\text{MWh}) \times f_{\Sigma_{\text{elec}}} \times f_a/P \quad (3.67)$$

- $OPEX_{\text{ahorro}}$: es el coste variable asociado al ahorro de consumo de vapor al suprimir la extracción de la turbina (con caudal máximo de 78 t/h) y tendrá un signo negativo al tratarse de un ahorro. Cabe destacar que el valor del trabajo de la turbina ha sido estimado a partir de información comercial (124 kWh/ton). El resultado se obtiene mediante 2 operaciones. En primer lugar se calcula el ahorro:

$$\text{ahorro } (\text{€}) = -T_e(\text{€}/\text{MWh}) \times \frac{124(\text{kWh}/t)}{1000} \times \dot{m}_{\text{salida}_{\text{turb}}}(\text{t}/h) \times 8000 \quad (3.68)$$

Donde:

$$\dot{m}_{\text{salida}_{\text{turb}}}(\text{t}/h) = \text{mín}\{\dot{m}_v, 78\}$$

En segundo lugar, se puede contabilizar el ahorro a partir de la tarifa eléctrica:

$$\text{OPEX}_{\text{ahorro}}(\text{€/MWh}) = \text{ahorro} \times f_a \times f_{\Sigma_{\text{elec}}} / P$$

4. Resultados

En el siguiente apartado se exponen los resultados obtenidos a partir de la aplicación de la metodología explicada en el apartado anterior. En primer lugar se detallarán los resultados obtenidos a partir de los dos Escenarios planteados. En segundo lugar, se mostrarán los resultados obtenidos en cuanto al dimensionamiento de los equipos, siguiendo el orden expuesto en el capítulo 3.

A continuación, se presentarán los resultados de la evaluación económica para la instalación y por último, se dará una estimación del tamaño de la instalación que ocupará la bomba de calor y un visionado en 3D.

4.1. Resultados comunes a todos los Escenarios

El **fluido de trabajo** (CO_2) ha sido el parámetro común a todos los Escenarios planteados.

Para determinar el fluido de trabajo final, se han presentado dos principales candidatos debido a su bajo valor de potencial de calentamiento global: el CO_2 y el nitrógeno. Finalmente, y tras la obtención de resultados similares para ambos en los parámetros analizados (COP, trabajos, flujos máscos...), se ha descartado el nitrógeno debido a un resultado del tamaño de los equipos excesivamente grande. Por consiguiente, se ha elegido el CO_2 como fluido de trabajo final.

Una vez escogido el fluido de trabajo, se han podido definir el resto de parámetros que permitirán la definición del modelo: presiones, temperaturas... y así tener una idea más amplia del comportamiento de la bomba de calor.

La definición del fluido de trabajo ha sido determinante en la decisión del material de los conductos. Sin una definición previa del fluido de trabajo, un dimensionamiento de los conductos no hubiera sido posible. Según puede apreciarse en la Figura 3.1 del esquema del ciclo global, se pueden distinguir tres ciclos de fluidos diferentes a los cuales se le ha sido asignado su material correspondiente:

- Bomba de calor (CO_2): Acero Inoxidable A-213 316
- Aceite (Therminol VP1): Acero al carbono A-53 B
- Calor residual (agua refrigerante): Acero al carbono A-53 B

Estos materiales son los mismos en todos los Escenarios planteados.

La definición de las turbomáquinas es el último parámetro que es común a todos los Escenarios. Se coincide tanto en el tipo de turbomáquinas necesarias como en el número de escalonamiento que estas tendrán. Para conseguir el mejor rendimiento se ha de intentar que la velocidad específica esté dentro de uno de los rangos de la Figura 3.4. Tanto para el compresor como para la turbina, se obtiene que **la mínima velocidad de giro es de 6000 rpm y el mínimo número de etapas es de 2**. Por lo que los compresores serían radiales y las turbinas, axiales. Este resultado se verá más en detalle en los apartados 4.2.1 y 4.2.2.

4.2. Resultados propios de los Escenarios

A partir de la metodología y orden expuesto en el capítulo apartado 3, a continuación se exponen los resultados obtenidos para cada uno de los Escenarios analizados.

4.2.1. Escenario 1

Como recordatorio, el Escenario 1 se caracteriza por poseer un menor caudal de agua de refrigeración ($390 \text{ m}^3/\text{h}$) y un objetivo de generación de vapor a mayor presión (45 t/h a 12 bar).

Tras la modelización del ciclo a partir de dichos datos y la aplicación de las ecuaciones expuestas en el apartado 3.3, los resultados presentados por el ciclo de los parámetros a optimizar (Tabla 3.1) se presentan en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1: Valores de parámetros optimizados Escenario 1

Parámetro	Valor	Unidad
COP	1,89	p.u.
Flujo másico de CO_2 (\dot{m}_{CO_2})	333,7	kg/s
Flujo másico de Therminol VP1 (\dot{m}_a)	182,7	kg/s
Flujo másico del vapor generado (\dot{m}_v)	45,05	t/h
Consumo del Compresor ($\dot{W}_{\text{compresor}}$)	28 564	kW
Consumo del Motor (\dot{W}_{motor})	18 134	kW
Potencia de la turbina (\dot{W}_{turbina})	5587	kW

A su vez, dicho Escenario se representa en un diagrama P-h en la Figura 4.1 y en un diagrama T-Q combinado del ICU (líneas verde y roja) y de la caldera de vapor (líneas roja y azul) en la Figura 4.2. En la Figura 4.1, se puede apreciar que el fluido opera fuera de la campana bifásica, siempre como vapor sobrecalentado.

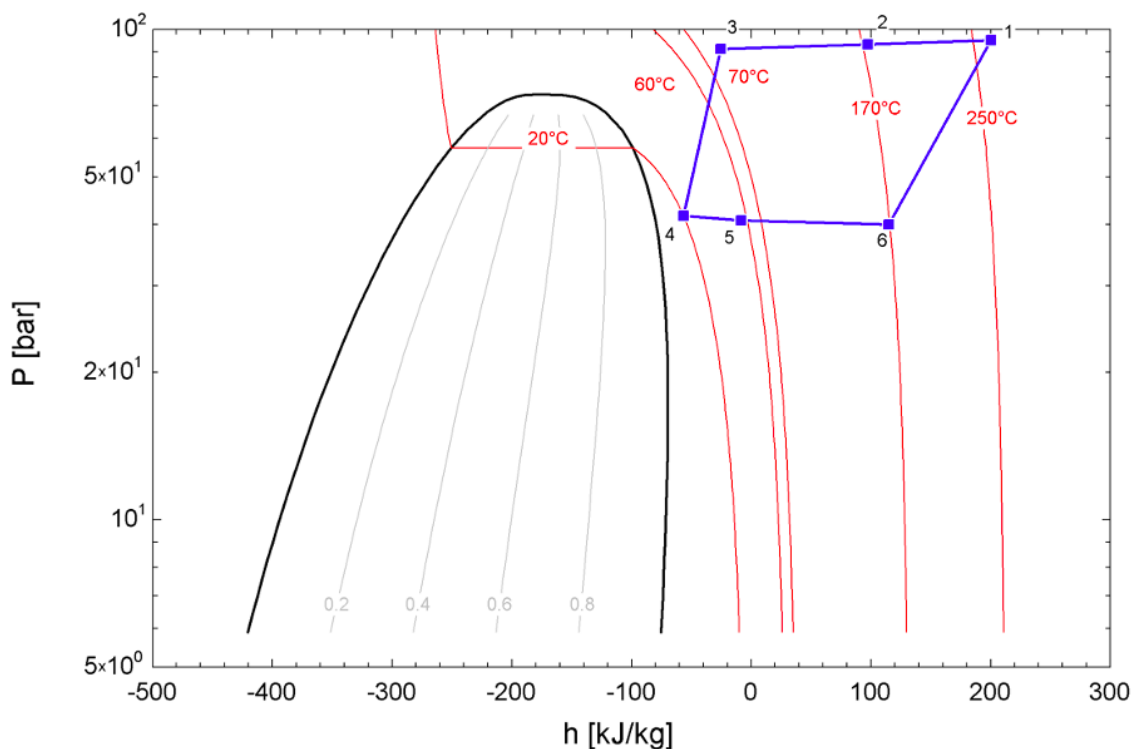


Figura 4.1: Diagrama P-h para el Escenario 1 (Fuente: Elaboración propia)

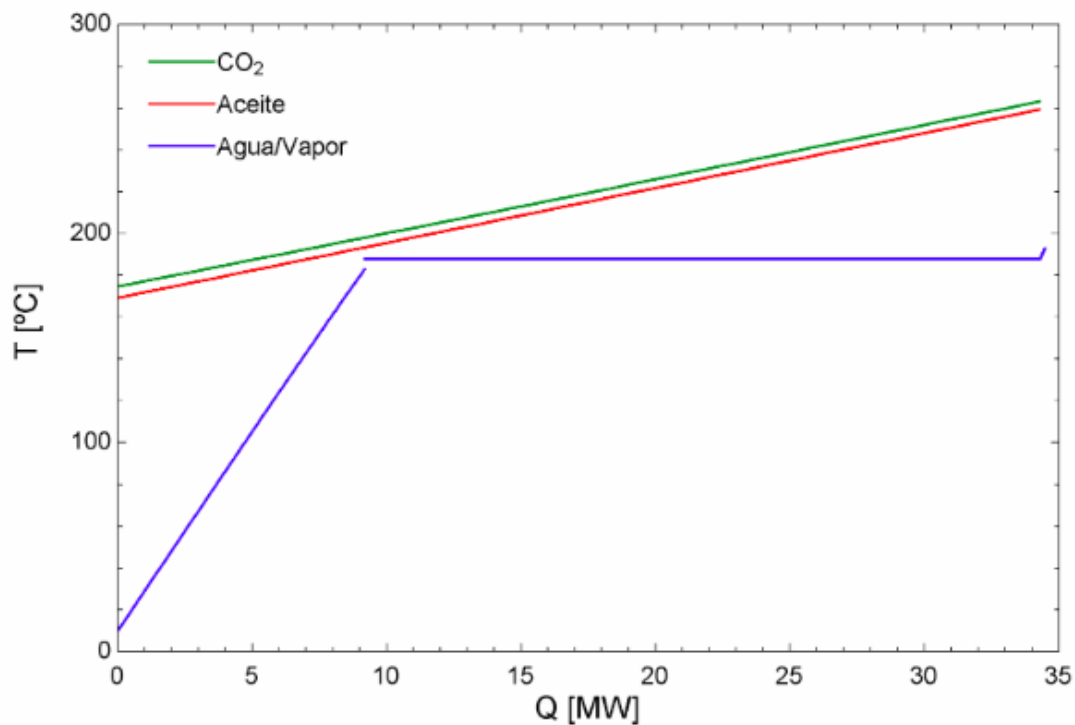


Figura 4.2: Diagrama T-Q para el Escenario 1 (Fuente: Elaboración propia)

En la Tabla 4.2 se encuentran los resultados de los puntos del ciclo en el Escenario 1.

Tabla 4.2: Tabla de propiedades de los fluidos en el Escenario 1

ACEITE			
Punto	p [bar]	T [°C]	Entalpía [kJ/kg]
a1	5,312	258,3	461
a2	5,206	257,9	460,1
a3	5,102	192,9	322,6
a4	5	167,7	272,4
a5	12,69	167,9	273,5
a6	9,094	168,1	273,5
a7	8,912	258,1	461
CO_2			
Punto	p [bar]	T [°C]	Entalpía [kJ/kg]
1	95,14	263,1	200,2
2	93,24	174	97,51
3	91,37	80,69	-25,47
4	41,65	20	-56,72
5	40,82	55,87	-8,358
6	40	169	114,6
AGUA (Calor Residual)			
Punto	p [bar]	T [°C]	Entalpía [kJ/kg]
b1	10	60,87	254,8
b2	9,8	25	104,8

Intercambiadores en el Escenario 1

Con las propiedades calculadas se han dimensionado los intercambiadores para el Escenario 1, resultando para el ICU, REC e ICR los resultados presentados en las Tablas 4.3, 4.4 y 4.5 respectivamente.

Donde:

- La **longitud'** corresponde a la longitud dividido entre el número de filas del intercambiador. El objetivo es que dicha longitud evite sobrepasar los 1,5 metros. Por consiguiente, se ajusta el número de filas hasta conseguir dicho requisito.
- El **n °columnas** se calcula a partir de la división entre la profundidad y 0,6 m. El número de columnas se redondea por exceso a un entero, obteniendo el **n °columnas'**, que si es menor de 14 pueden montarse eun un único intercambiador.

Tabla 4.3: ICU en el Escenario 1

Parámetro	Valor
P.Carga (bar)	1,903
Nºtuboscal	335000
Longitud (m)	3,50
Nºfilas	3
Longitud'(m)	1,17
Profundidad	4,188
Nºcolumnas	6,98
Nºcolumnas'	8
Nºintercambiadores	1

Tabla 4.4: ICR en el Escenario 1

Parámetro	Valor
P.Carga (bar)	0,833
Nºtuboscal	373200
Longitud (m)	1,78
Nºfilas	2
Longitud'(m)	0,89
Profundidad	4,752
Nºcolumnas	7,92
Nºcolumnas'	8
Nºintercambiadores	1

Tabla 4.5: REC en el Escenario 1

Parámetro	Valor
P.Carga (bar)	0,8164
Nºtuboscal	553000
Longitud (m)	2,32
Nºfilas	2
Longitud'(m)	1,16
Profundidad	6,914
Nºcolumnas	11,523
Nºcolumnas'	12
Nºintercambiadores	1

Conductos en el Escenario 1

Los conductos han sido también dimensionados a partir del procedimiento explicado en el apartado 3.4.2. Los resultados de los conductos siguiendo la denominación asignada en la Figura 3.1 se encuentran, según su ciclo, en las Tablas 4.6, 4.7 y 4.8.

Tabla 4.6: Dimensionamiento de los conductos en el Escenario 1 en el ciclo de la bomba de calor (CO_2)

Nombre Conducto	Número de conductos	Diámetro nominal	Espesor (mm)
1	2	DN450	80
2	2	DN450	80
3	1	DN500	60
4	1	DN550	20
5	2	DN450	20
6	2	DN500	30

Tabla 4.7: Dimensionamiento de los conductos en el Escenario 1 en el ciclo de aceite (Therminol VP1)

Nombre Conducto	Número de conductos	Diámetro nominal	Espesor (mm)
a1	1	DN250	STD
a2	1	DN250	STD
a3	1	DN250	STD
a4	1	DN250	STD
a5	1	DN250	STD
a6	1	DN250	STD
a7	1	DN250	STD

Tabla 4.8: Dimensionamiento de los conductos en el Escenario 1 en el ciclo de agua (calor residual)

Nombre Conducto	Número de conductos	Diámetro nominal	Espesor (mm)
b1	1	DN200	20
b2	1	DN200	20

Turbomáquinas en el Escenario 1

A partir de la metodología previamente explicada en el apartado 3.4.3 se han realizado los diagramas de selección para la turbina y el compresor presentados en las Figuras 4.3 y 4.4.

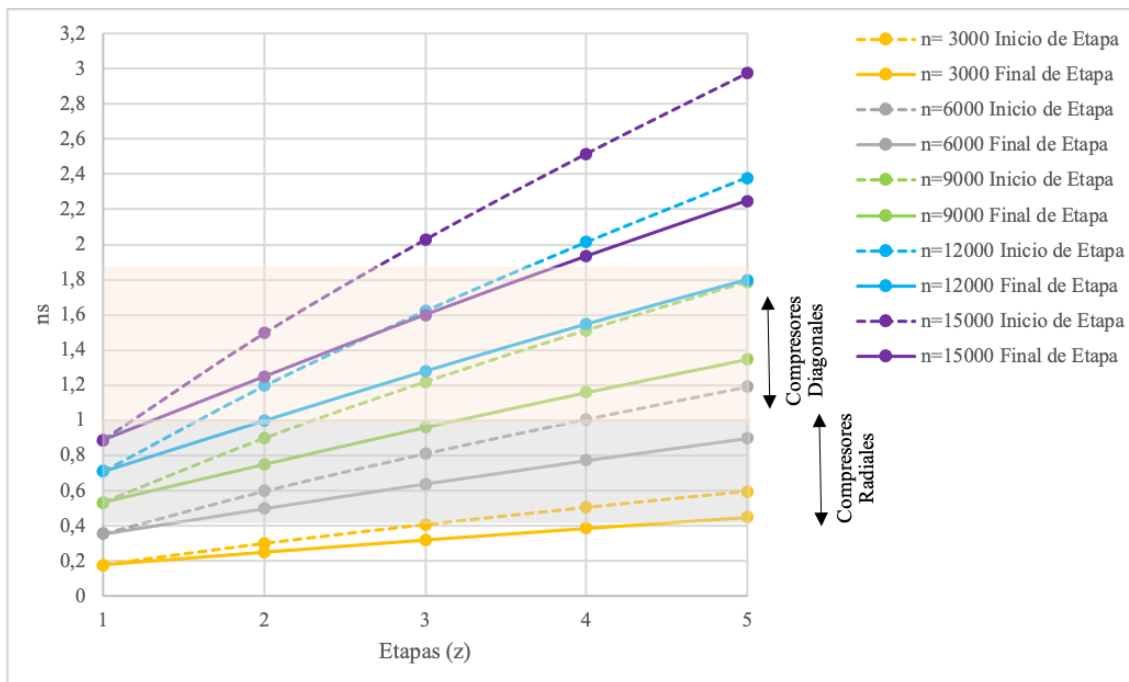


Figura 4.3: Diagrama básico de selección del compresor del Escenario 1 (Fuente: Elaboración Propia)

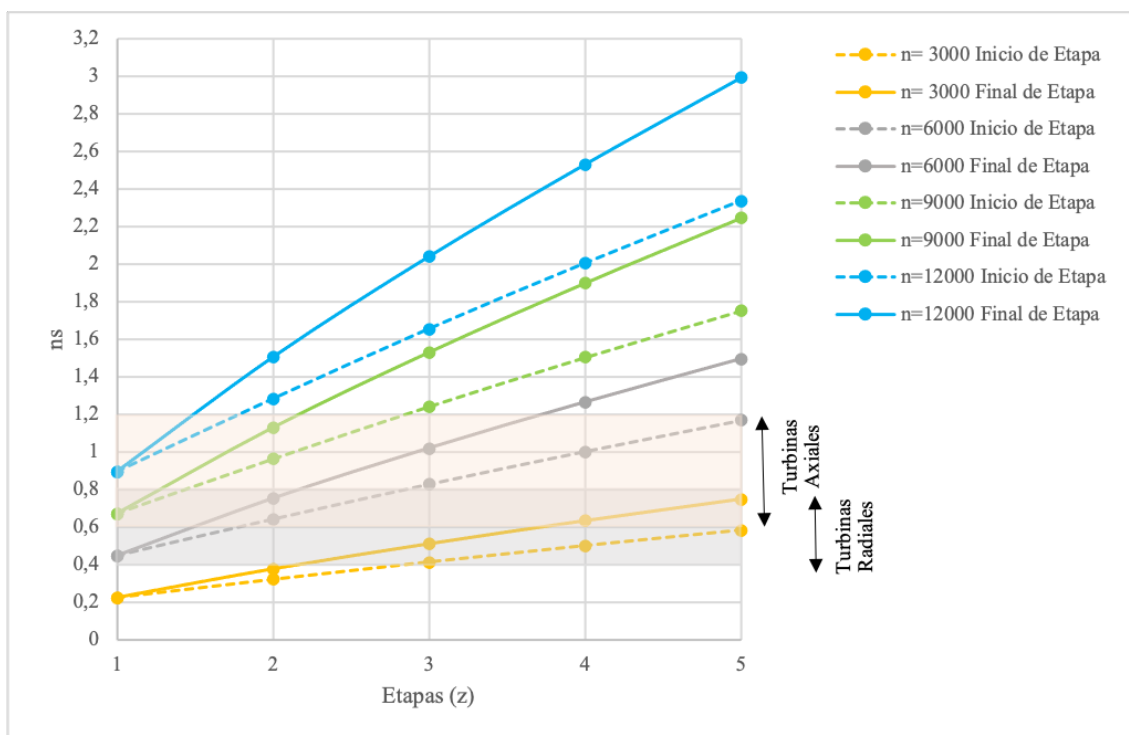


Figura 4.4: Diagrama básico de selección de la turbina del Escenario 1 (Fuente: Elaboración Propia)

En ambas figuras se puede apreciar que:

- En el compresor, la velocidad mínima es 6000 rpm, coincidente con dos etapas siendo entonces un compresor radial.
- En la turbina, la velocidad mínima es de nuevo 6000 rpm, coincidente con dos etapas y teniendo en este caso una forma axial.

4.2.2. Escenario 2

Como recordatorio, el Escenario 2 se caracteriza por tener un mayor caudal de agua de refrigeración ($660 \text{ m}^3/\text{h}$) y generar el vapor a menor presión ($95,6 \text{ t/h}$ a 10 bar). Tras la modelización del ciclo a partir de dichos datos y la aplicación de las ecuaciones expuestas en el apartado 3.3, los resultados presentados por el ciclo de los parámetros a optimizar (Tabla 3.1) se presentan en la Tabla 4.9.

Tabla 4.9: Valores de parámetros optimizados Escenario 2

Parámetro	Valor	Unidad
COP	2,03	p.u.
Flujo másico de CO_2 (\dot{m}_{CO_2})	590,8	kg/s
Flujo másico de Therminol VP1 (\dot{m}_a)	334,2	kg/s
Flujo másico del vapor generado (\dot{m}_v)	95,57	ton/h
Consumo del Compresor ($\dot{W}_{\text{compresor}}$)	57 851	kW
Consumo del Motor (\dot{W}_{motor})	35 784	kW
Potencia de la turbina (\dot{W}_{turbina})	11 851	kW

A su vez, dicho Escenario se representa en un diagrama P-h en la Figura 4.5 y en un diagrama T-Q combinado del ICU (líneas verde y roja) y de la caldera de vapor (líneas roja y azul) en la Figura 4.6. En la Figura 4.5, se puede apreciar que el fluido opera fuera de la campana bifásica, siempre como vapor sobrecalentado.

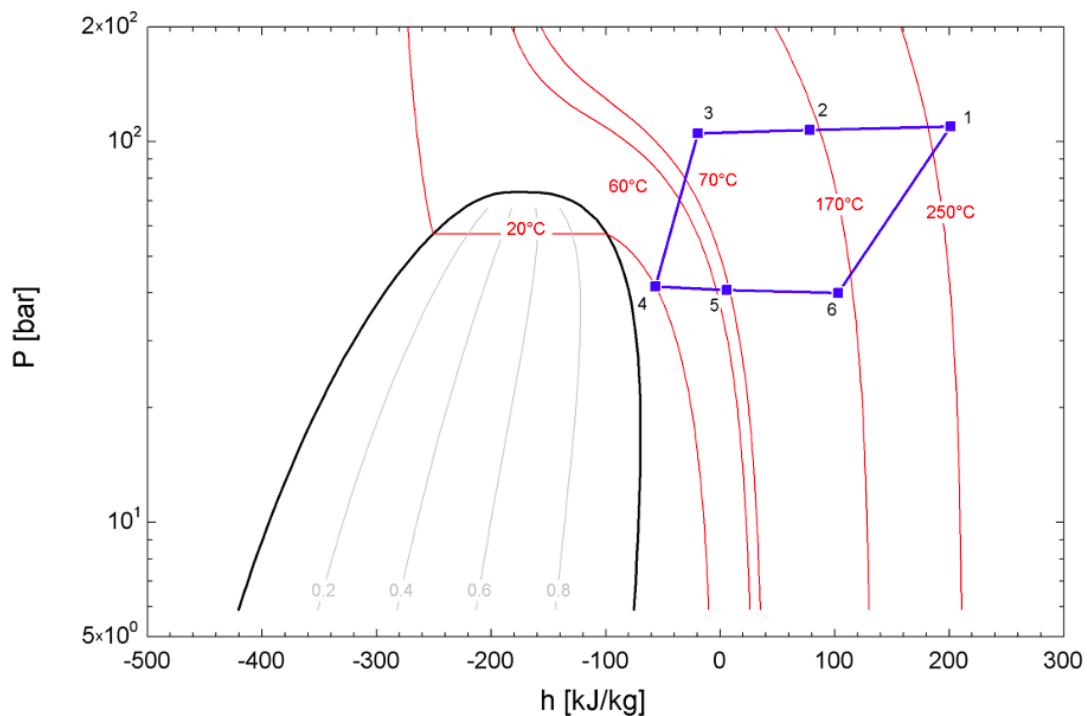


Figura 4.5: Diagrama P-h para el Escenario 2 (Fuente: Elaboración propia)

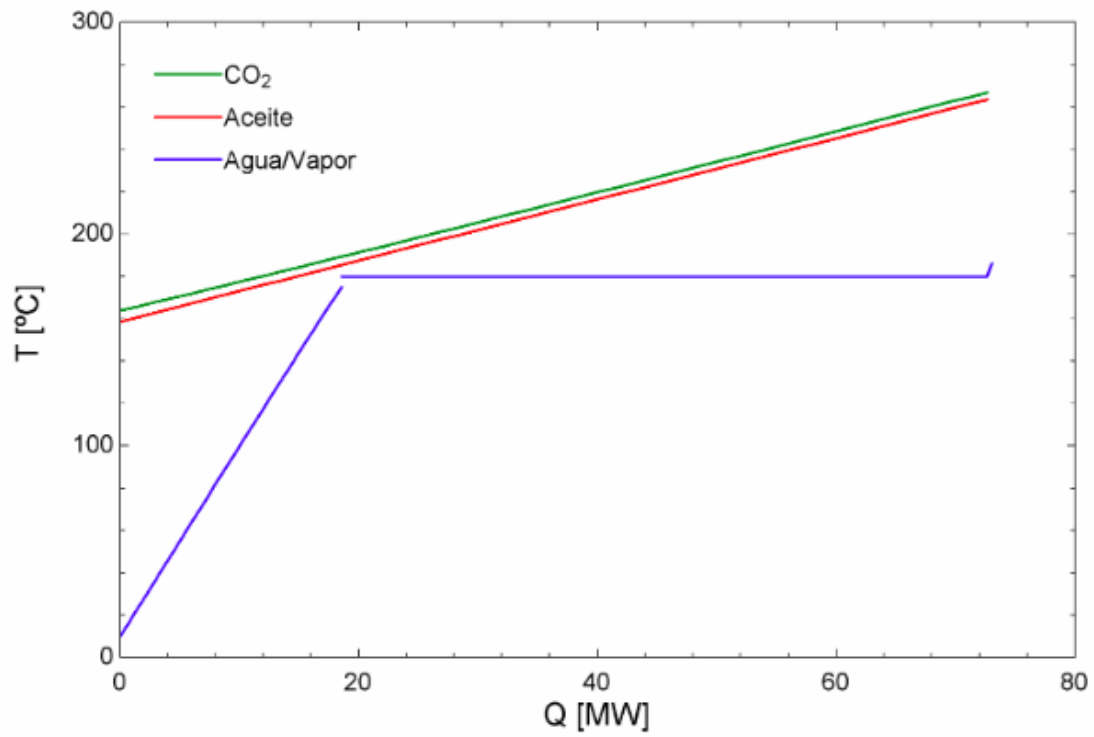


Figura 4.6: Diagrama T-Q para el Escenario 2 (Fuente: Elaboración propia)

En la Tabla 4.10 se encuentran los resultados de los puntos del ciclo en el Escenario 2.

Tabla 4.10: Tabla de propiedades de los fluidos en el Escenario 2

ACEITE			
Punto	p [bar]	T [°C]	Entalpía [kJ/kg]
a1	5,312	262,1	469,4
a2	5,206	261,5	468,1
a3	5,102	184,9	306,4
a4	5	156,8	251
a5	12,69	156,9	252
a6	9,094	157,1	252
a7	8,912	261,9	469,4
CO_2			
Punto	p [bar]	T [°C]	Entalpía [kJ/kg]
1	109,4	266,9	200,9
2	107,2	163	77,96
3	105,1	92,27	-19,37
4	41,65	20	-56,72
5	40,82	68,03	5,678
6	40	158	103
AGUA (Calor Residual)			
Punto	p [bar]	T [°C]	Entalpía [kJ/kg]
b1	10	73,03	305,8
b2	9,8	25	104,8

Intercambiadores en el Escenario 2

Con las propiedades calculadas se han dimensionado los intercambiadores para el Escenario 2, resultando para el ICU, REC e ICR los resultados presentados en las Tablas 4.11, 4.12 y 4.13 respectivamente.

Tabla 4.11: ICU en el Escenario 2

Parámetro	Valor
P.Carga (bar)	2,188
Nºtuboscal	590000
Longitud (m)	4,689
Nºfilas	4
Longitud'(m)	1,17
Profundidad	7,375
Nºcolumnas	12,29
Nºcolumnas'	13
Nºintercambiadores	1

Tabla 4.12: ICR en el Escenario 2

Parámetro	Valor
P.Carga (bar)	0,833
Nºtuboscal	480000
Longitud (m)	0,9698
Nºfilas	1
Longitud'(m)	0,97
Profundidad	6,012
Nºcolumnas	10,02
Nºcolumnas'	11
Nºintercambiadores	1

Tabla 4.13: REC en el Escenario 2

Parámetro	Valor
P.Carga (bar)	0,8164
Nºtuboscal	874000
Longitud (m)	1,87
Nºfilas	2
Longitud'(m)	0,94
Profundidad	10,93
Nºcolumnas	18,22
Nºcolumnas'	20
Nºintercambiadores	2

Conductos en el Escenario 2

Los conductos han sido también dimensionados a partir del procedimiento explicado en el apartado 3.4.2. Los resultados de los conductos siguiendo la denominación asignada en la Figura 3.1 se encuentran en la Tabla 4.14, 4.15 y 4.16.

Tabla 4.14: Dimensionamiento de los conductos en el Escenario 2 en el ciclo de la bomba de calor (CO_2)

Nombre Conducto	Número de conductos	Diámetro nominal	Espesor (mm)
1	3	DN500	100
2	4	DN400	80
3	4	DN400	80
4	2	DN550	20
5	4	DN450	20
6	4	DN450	STD

Tabla 4.15: Dimensionamiento de los conductos en el Escenario 2 en el ciclo de aceite (Therminol VP1)

Nombre Conducto	Número de conductos	Diámetro nominal	Espesor (mm)
a1	1	DN300	STD
a2	1	DN300	STD
a3	1	DN300	STD
a4	1	DN300	STD
a5	1	DN300	STD
a6	1	DN300	STD
a7	1	DN300	STD

Tabla 4.16: Dimensionamiento de los conductos en el Escenario 2 en el ciclo de agua (calor residual)

Nombre Conducto	Número de conductos	Diámetro nominal	Espesor (mm)
b1	1	DN250	20
b2	1	DN250	20

Turbomáquinas en el Escenario 2

A partir de la metodología previamente explicada en el apartado 3.4.3 se han realizado los diagramas de selección para la turbina y el compresor presentados en las Figuras 4.7 y 4.8.

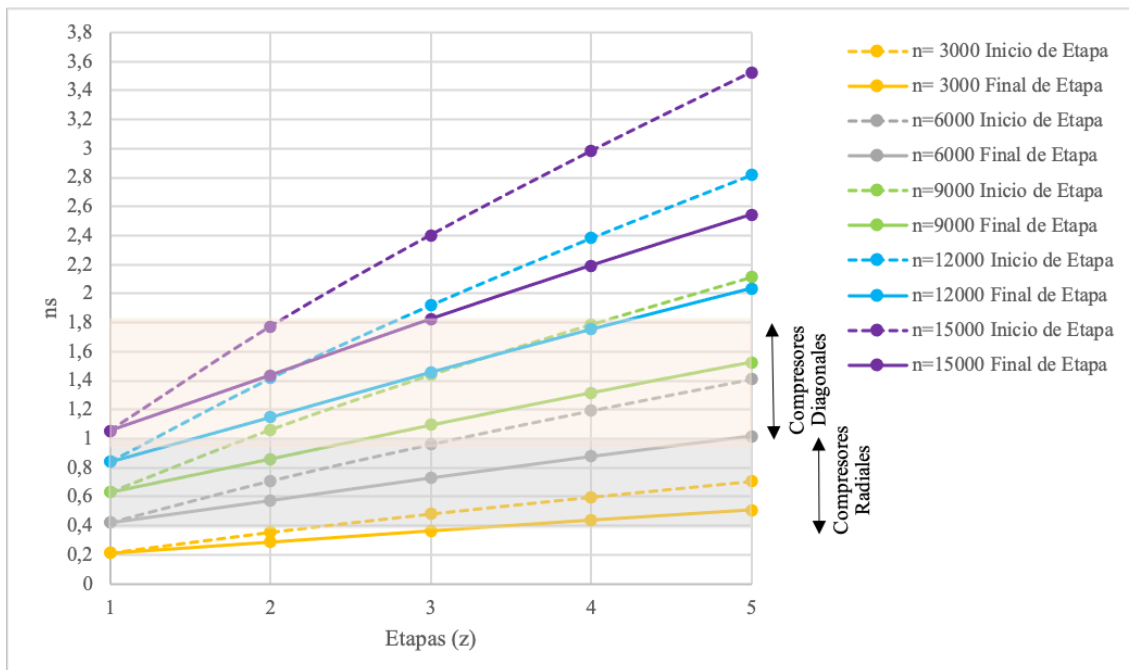


Figura 4.7: Diagrama básico de selección del compresor del Escenario 2 (Fuente: Elaboración Propia)

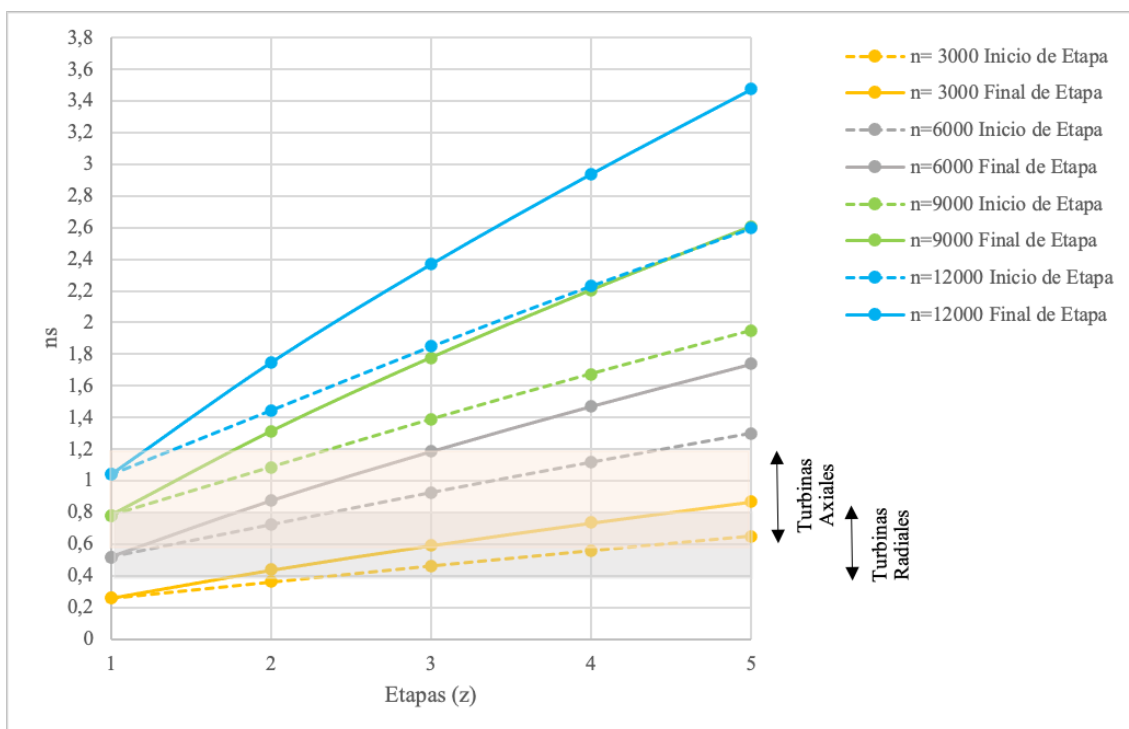


Figura 4.8: Diagrama básico de selección de la turbina del Escenario 2 (Fuente: Elaboración Propia)

En las figuras, se puede apreciar que:

- En el compresor, la velocidad mínima es 6000 rpm, coincidente con dos etapas siendo entonces un compresor radial.
- En la turbina, la velocidad mínima es de nuevo 6000 rpm, coincidente con dos etapas y teniendo en este caso una forma axial.

4.2.3. Dimensionado común

Una vez que se han calculado los distintos elementos del ciclo previamente explicados en el capítulo 3 se presenta ahora el esquema final de la planta (Figura 4.9). Para cada uno de los elementos, se han considerando ambos escenarios definiendo siempre como resultado final el Escenario más desfavorable. Es decir, en el caso de los conductos, se han tomado el número de conductos, diámetro... de aquel Escenario que posee un número mayor. Lo mismo sucede con las turbomáquinas y los intercambiadores.

Conductos e intercambiadores definitivos

La Figura 4.9 se puede observar el número de conductos finales y de intercambiadores que habrá por cada elemento. Una visión más detallada podrá apreciarse en los diagramas 3D. Sin embargo, cabe destacar que, en el caso de los intercambiadores, en la versión 3D ciertos intercambiadores se han visto divididos por cuestiones prácticas de dimensionamiento modular.

Turbomáquinas definitivas

Al igual que con los conductos, se ha escogido el valor más desfavorable en el caso del compresor y de la turbina del ciclo. Una vez obtenidas las etapas, formas y velocidades de ambas turbomáquinas y ambos Escenarios se dispone a calcular el diámetro específico óptimo a partir de la identificación del rendimiento máximo. Como dicha variable debe calcularse mediante la ω_s más restrictiva (menor), se muestra la elegida en la comparativa siguiente:

- ω_s más débil para la turbina: Escenario 1. $\omega_{s1} = 0,64$ y $\omega_{s2} = 0,75$
- ω_s más débil para el compresor: Escenario 1. $\omega_{s1} = 0,60$ y $\omega_{s2} = 0,50$

En definitiva, se obtiene mediante los gráficos de Cordier la relación entre el rendimiento y el diámetro óptimo como se muestra en las Figuras 4.10 y 4.11. En ambos casos se obtiene un rendimiento máximo de 0,8 y se identifican los valores de D_s correspondientes.

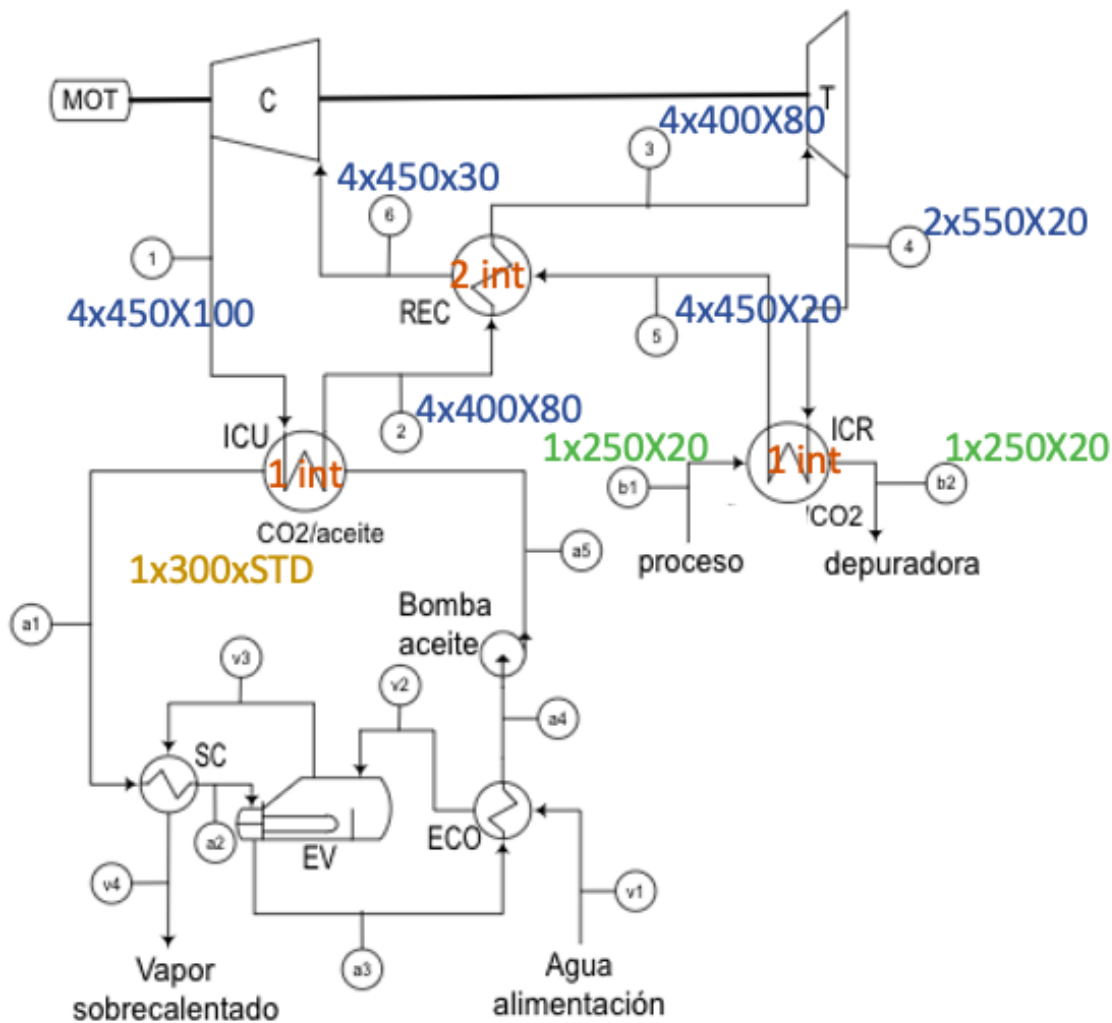


Figura 4.9: Conductos y número de intercambiadores finales. El primer dígito representa el número de conductos, el segundo el diámetro nominal y el tercero el espesor. (Fuente: Elaboración Propia)

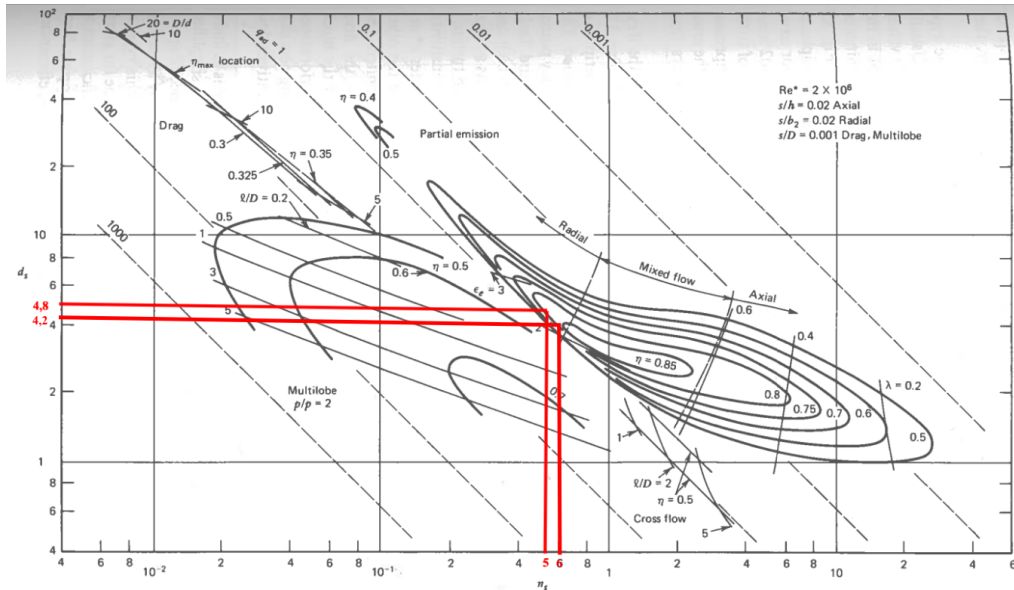


FIGURE 3.7 $n_s d_t$ diagram for single stage compressors.

Figura 4.10: N_s - D_s Compresor (Fuente: [27] y Elaboración Propia)

A continuación, para hallar el valor real del diámetro para cada etapa de las turbomáquinas se despeja el valor de D de la siguiente ecuación:

$$D_s = D \cdot \frac{W^{1/4}}{V^{1/2}} = D \cdot \frac{Q^{1/4}}{\Delta h_{is,stage}^{1/2}} \quad (4.1)$$

Y se obtienen los siguientes resultados para las dos etapas:

Tabla 4.17: Compresor (6000 rpm)

Ws Compresor (6000 rpm)	Escenario 1	D(m)
Ws etapa 1	0,6	0,78
Ws etapa 2	0,5	0,74

Tabla 4.18: Ws Turbina (6000 rpm)

Ws Turbina (6000 rpm)	Escenario 1	D(m)
Ws etapa 1	0,64	0,37
Ws etapa 2	0,75	0,42

Dichos resultados son dimensiones que concuerdan con las condiciones de presión y temperaturas presentes en el proyecto y la naturaleza del fluido que circula por el ciclo.

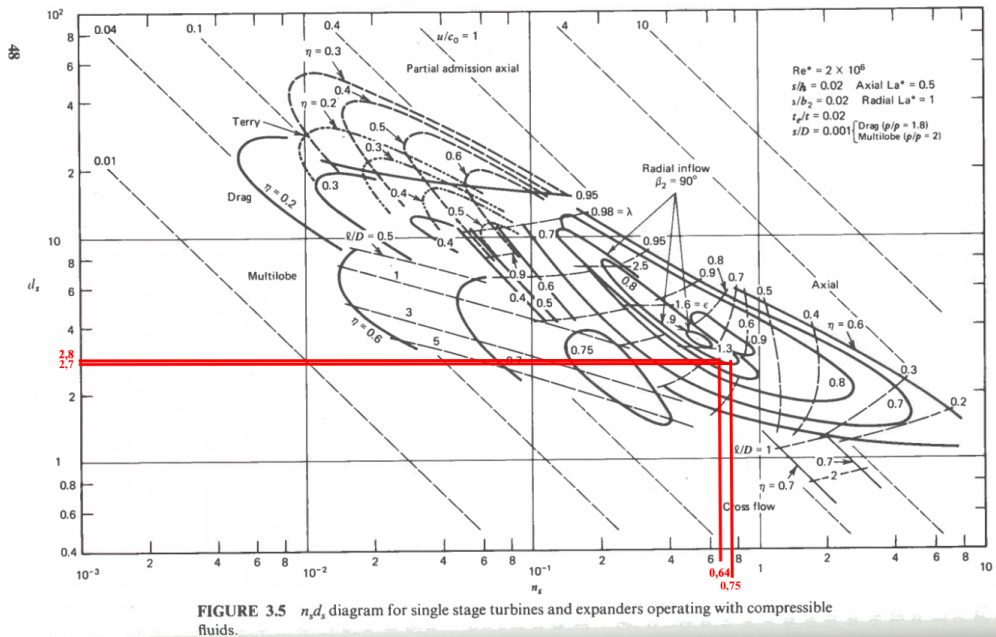


Figura 4.11: N_s - D_s Turbina (Fuente: [27] y Elaboración Propia)

4.3. Visualización en 3D

A continuación se muestra el plano de la planta dimensionada en SolidEdge. En primer lugar se muestra en las Figuras 4.12, 4.13, 4.14 y 4.15 la bomba de calor dimensionada en formato extendido con el objetivo de visualizar de una correcta manera todas las caras de la bomba.

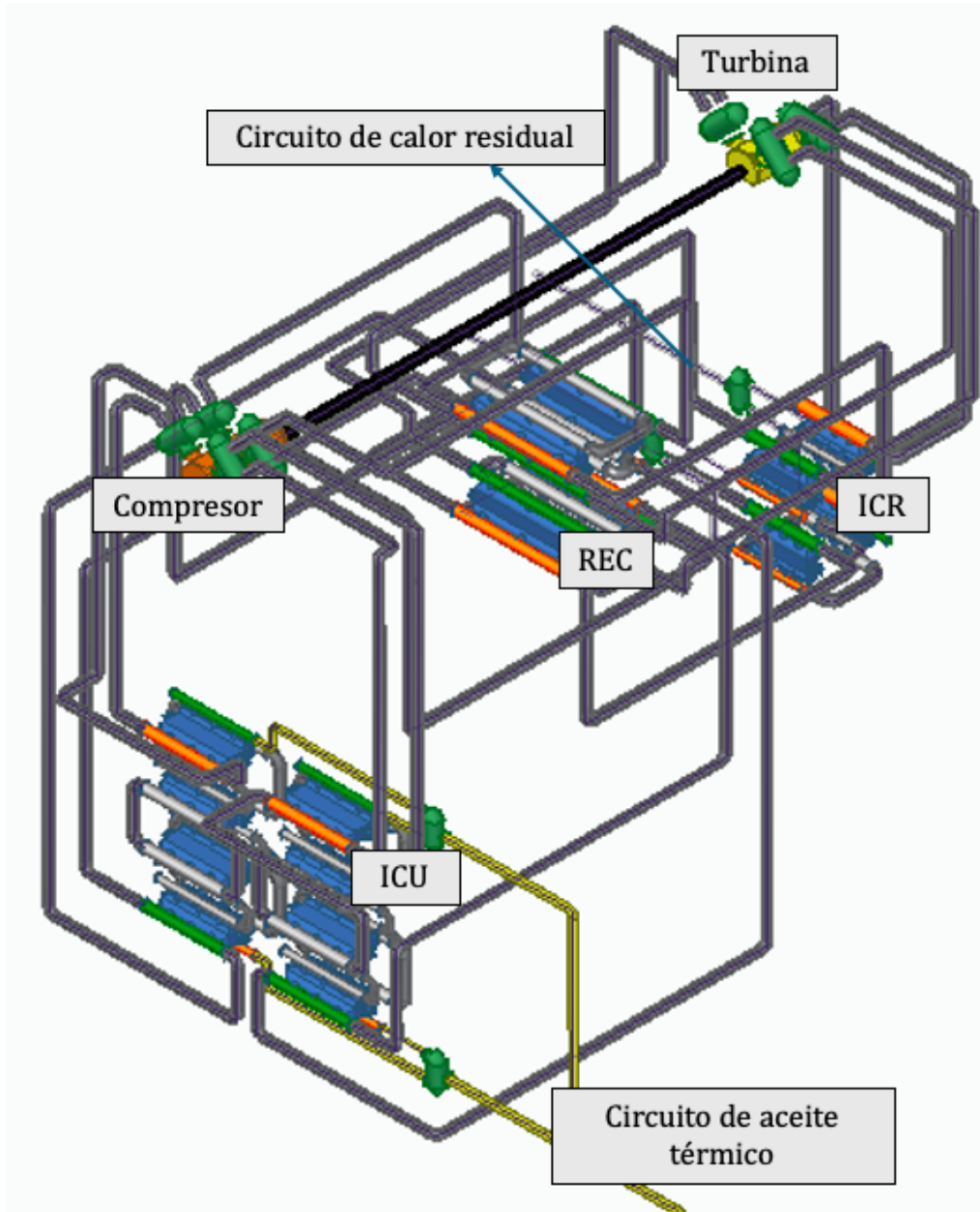


Figura 4.12: Vista 3D versión extendida (Fuente: Elaboración Propia)

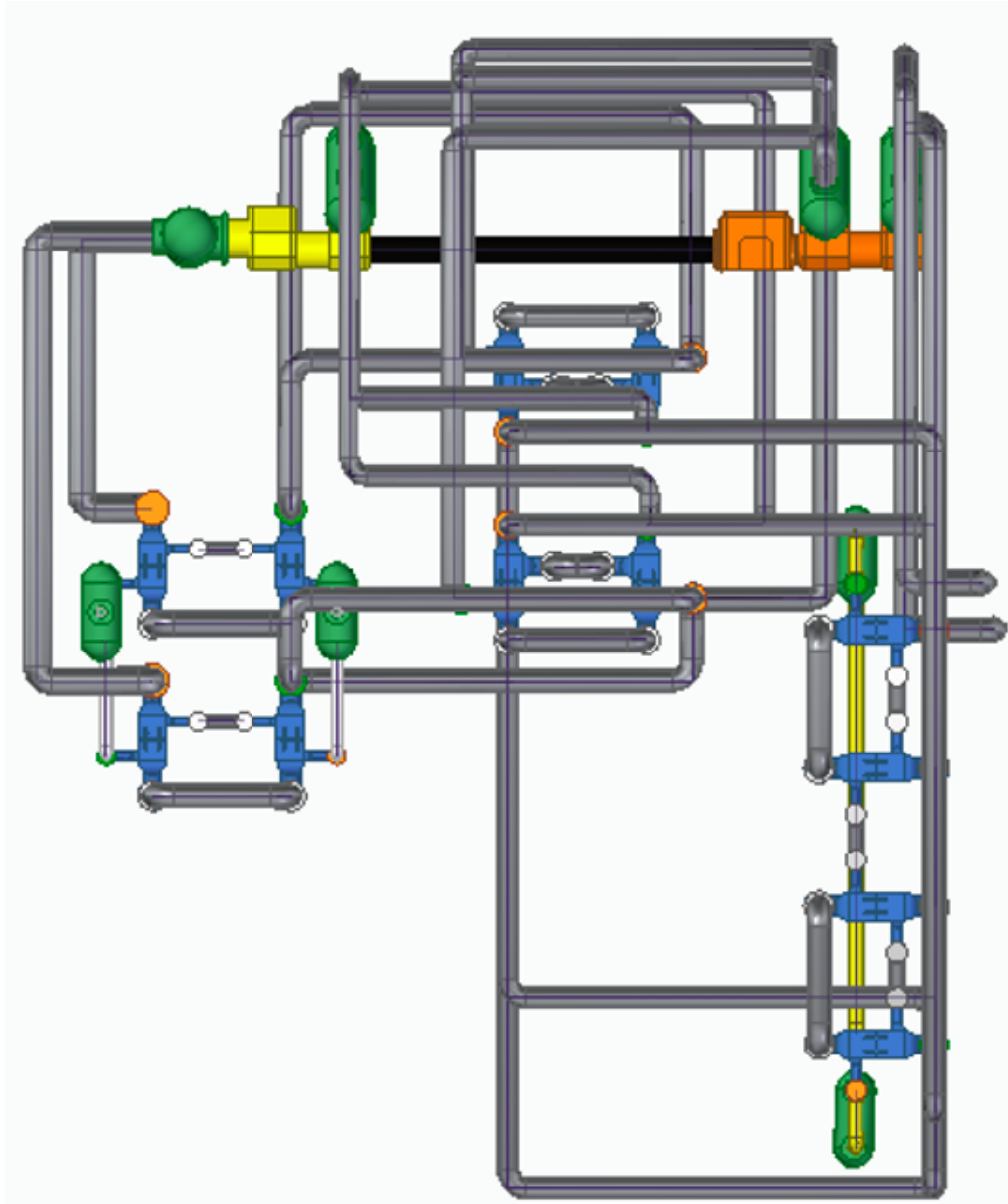


Figura 4.13: Vista Izquierda versión extendida (Fuente: Elaboración propia)

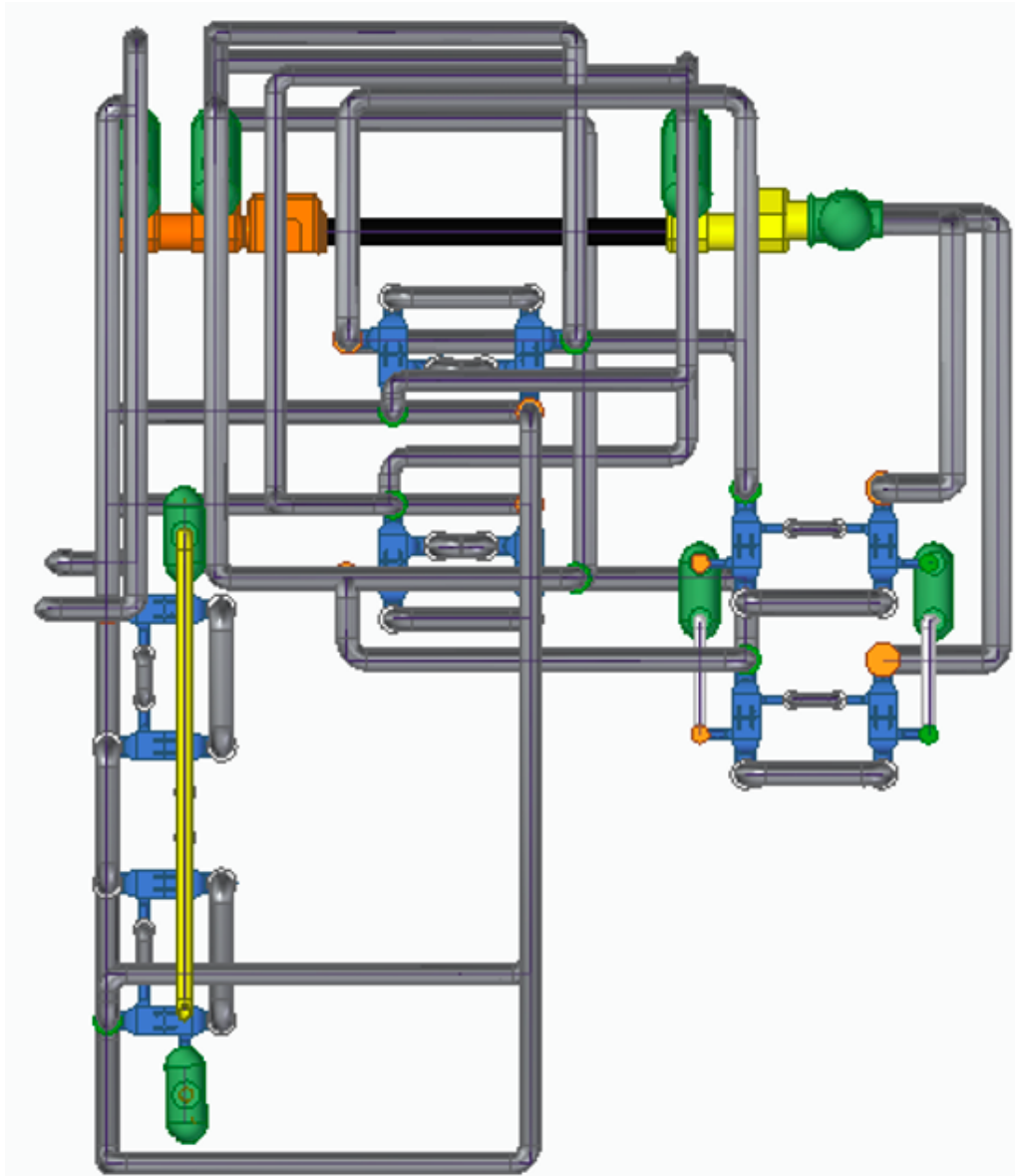


Figura 4.14: Vista Derecha versión extendida (Fuente: Elaboración propia)

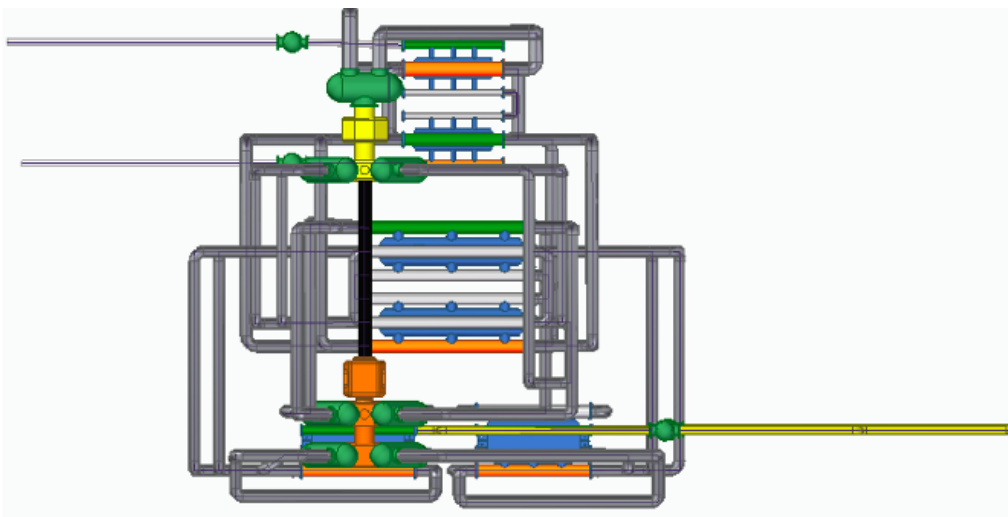


Figura 4.15: Vista Planta versión extendida (Fuente: Elaboración propia)

Una vez visualizados los detalles de la planta, se ha realizado una versión comprimida en la Figura 4.16 que simula una situación más realista.

El detalle de sus dimensiones, representada por un plano, se encuentra en el Anexo A. Se constata que el volumen final de la bomba de calor en versión comprimida es de **10367 m³**, con unas dimensiones aproximadas de 21 m x 21 m x 25 m.

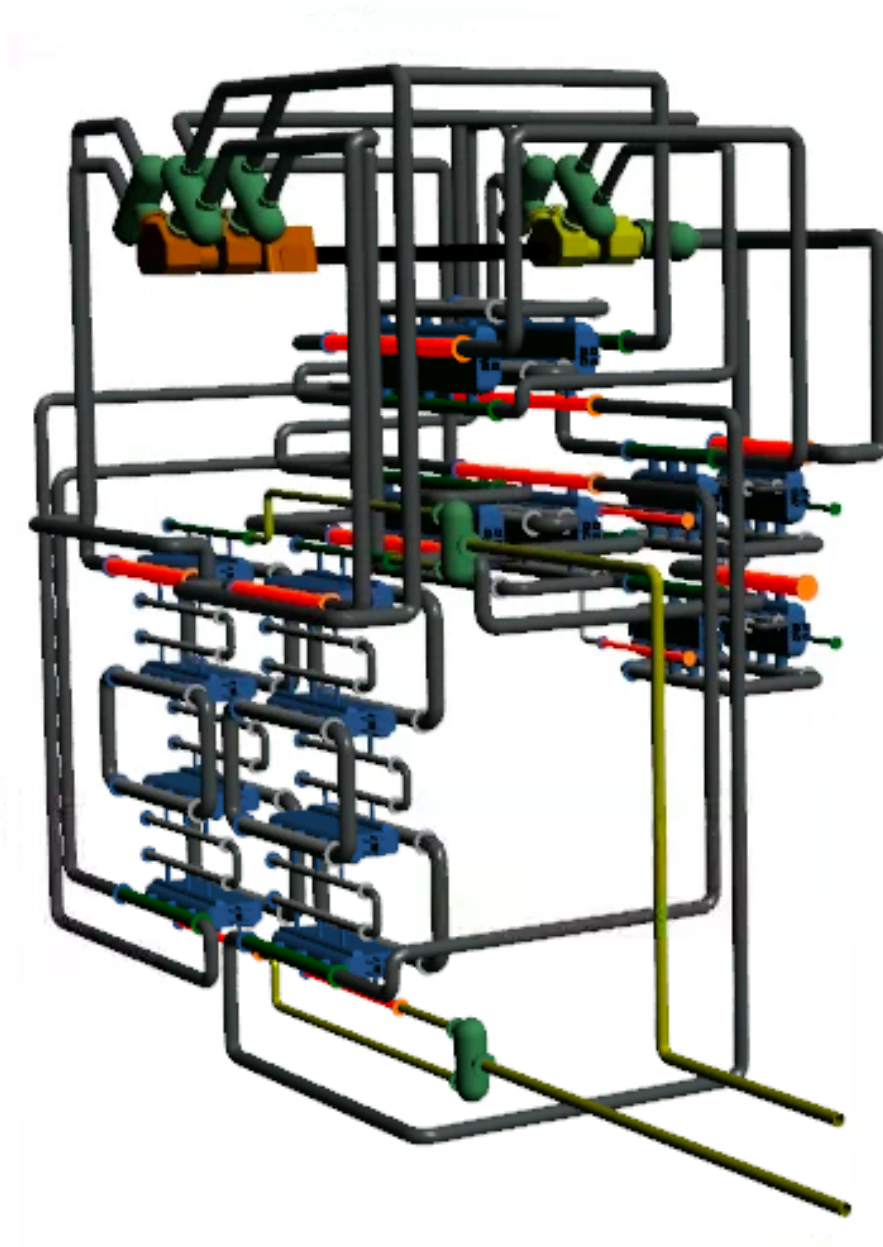


Figura 4.16: Vista 3D versión comprimida (Fuente: Elaboración propia)

4.4. Viabilidad económica

4.4.1. Inversión

Las Figuras 4.17 a 4.19 muestran la variación del coeficiente global de transferencia de calor (U), así como los perfiles de temperatura a lo largo de un canal de los intercambiadores. De ellos se obtiene la conductancia térmica dada en la Tabla 4.19, que muestra también la inversión en los intercambiadores de calor. Se aprecia un coste similar en el ICU y el REC, ya que aunque este último intercambia menos potencia (57,5 MW frente a 72,7 MW), su diferencia de temperatura logarítmica media es menor (11,3 K frente a 16,7 K). La inversión demandada por el ICR es del orden de la mitad de las anteriores, debido a la menor potencia (36,9 MW) y la diferencia de temperatura logarítmica media (16,7 K), similar a la del ICU.

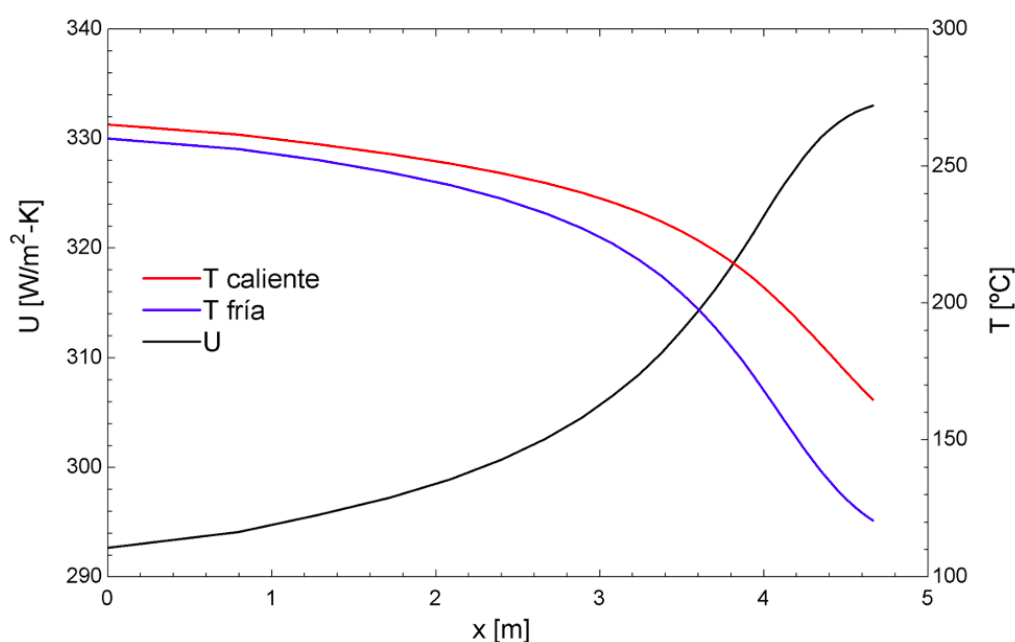


Figura 4.17: Valor medio de UA y Temperaturas frente a la longitud del canal en el ICU (Fuente: Elaboración Propia)

Tabla 4.19: Inversión requerida por los intercambiadores

Inter.	UA [$W/(m^2K)$]	PEC [€]	ONSC [€]	FCI [€]
ICU	4.341.593	5.030.473	6.539.614	8.174.518
ICR	2.207.637	3.020.128	3.926.166	4.907.708
REC	5.087.890	5.669.939	7.370.920	9.213.651
Total HXs		13.720.539	17.836.701	22.295.876

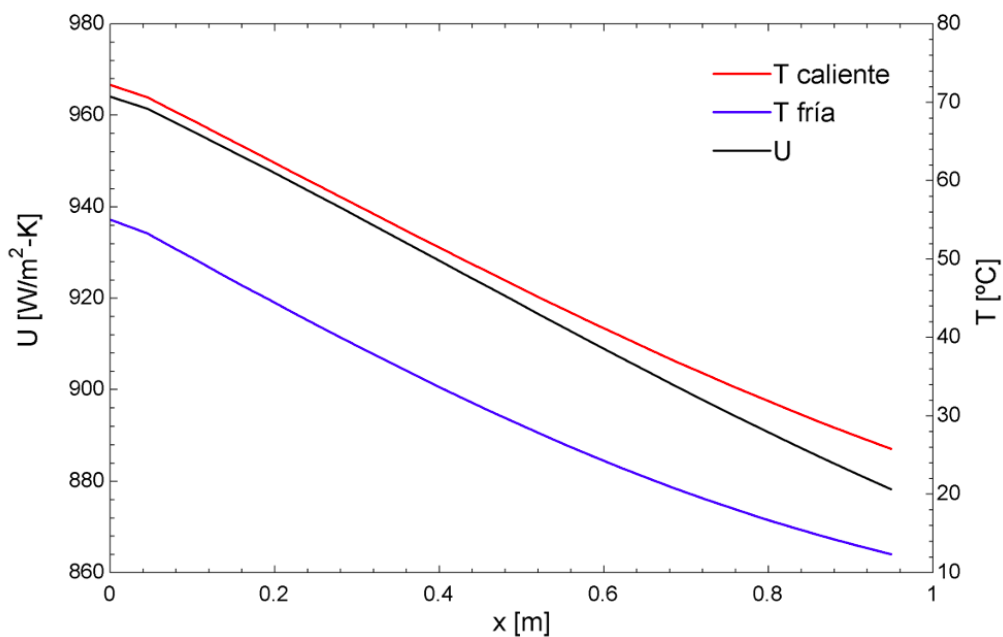


Figura 4.18: Valor medio de UA y Temperaturas frente a la longitud del canal en el ICR (Fuente: Elaboración Propia)

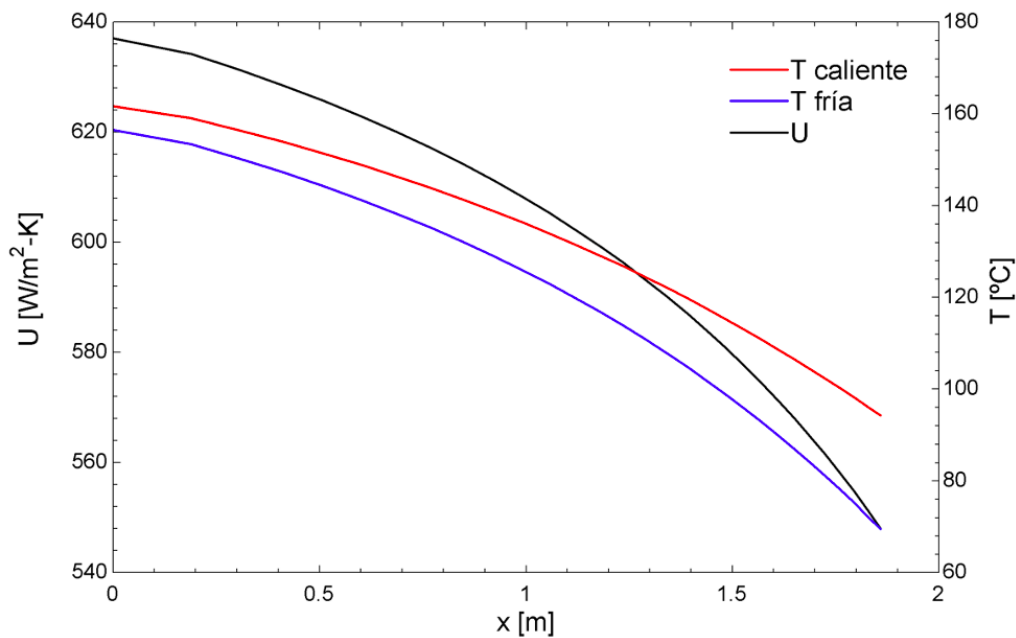


Figura 4.19: Valor medio de UA y Temperaturas frente a la longitud del canal en el REC (Fuente: Elaboración Propia)

Por otro lado, la Tabla 4.20 muestra la inversión en los equipos rotativos. El 58 % de la inversión se concentra en el compresor, el 32,5 % en el motor y sólo el 9,5 % en la turbina.

Tabla 4.20: Inversión requerida por equipos rotativos

	Potencia [MW]	PEC [€]	ONSC [€]	FCI [€]
Compresor	57,851	6.214.692	8.079.100	10.098.875
Turbina	22,067	1.020.367	1.326.477	1.658.096
Motor	35,784	3.493.448	4.541.482	5.676.853
Total		10.728.507	13.947.059	17.433.824

En cuanto al generador de vapor, se tiene:

- PEC: 1.861.625 €
- ONSC: 3.723.250€
- FCI: 4.654.062€

Sumando las partidas anteriores se obtiene una inversión total (FCI) de 44.383.762€, que referida al calor útil nominal resulta 611 €/kW, ligeramente superior con respecto a la horquilla (300 a 500 €/kW) dada por la IEA [12] para una bomba de calor de MAN, comparable con la proyectada.

4.4.2. Resultados LCOH y LCOS

Para valorar el coste en la operación real de la planta se han obtenido los valores de LCOH y LCOS en función de la fracción de tiempo que se opera a máxima producción de vapor (α), mostrándose los resultados en las Figuras 4.20 y 4.21.

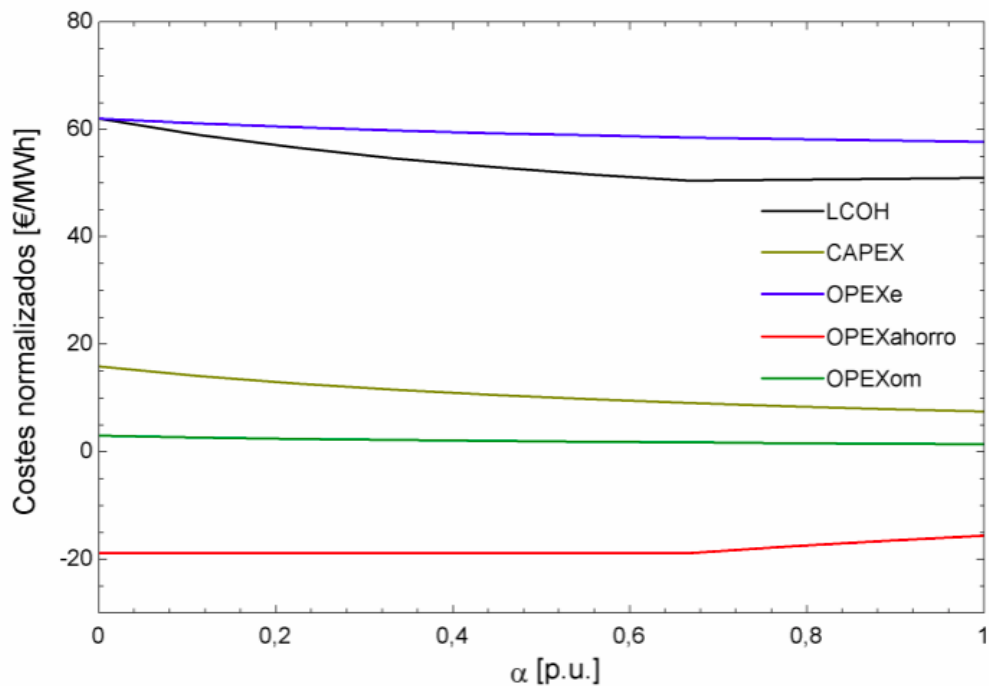


Figura 4.20: Coste normalizado (LCOH) según la fracción de tiempo operando a caudal de vapor máximo. (Fuente: Elaboración Propia)

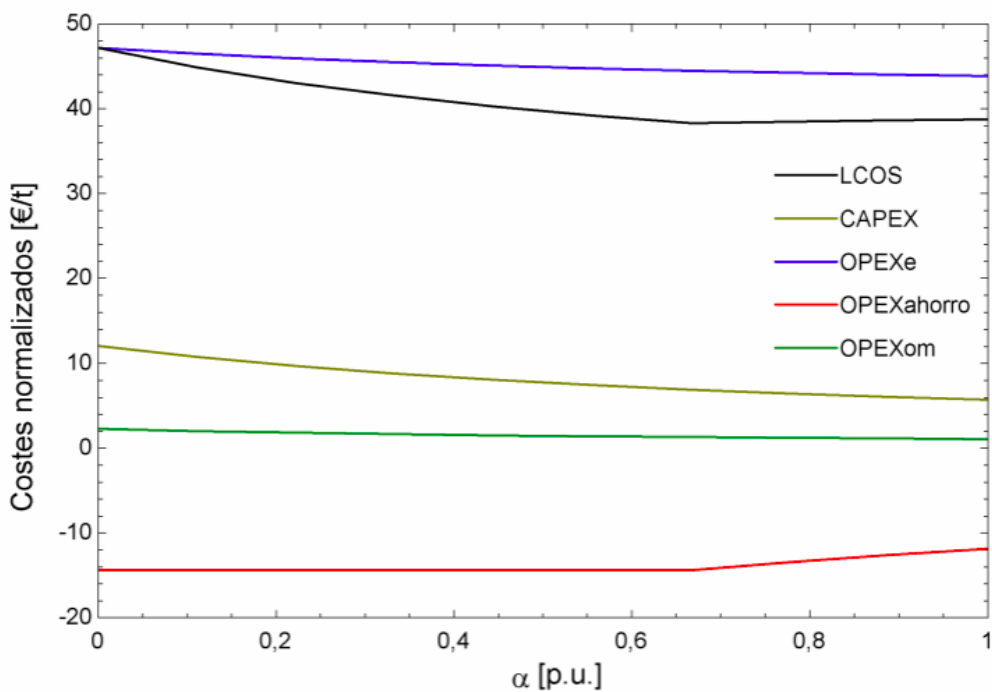


Figura 4.21: Coste normalizado (LCOS) según la fracción de tiempo operando a caudal de vapor máximo. (Fuente: Elaboración Propia)

En las Figuras 4.20 y 4.21 se ve cómo afecta la saturación de la ecuación (3.68) al ahorro, verificándose que para valores de α mayores de 0,64 la bomba de calor produce más vapor que el de la extracción de la turbina, cuyo exceso se ha de destinar a otros usos, no tenidos en cuenta en el coste. El coste normalizado oscila entre 62 €/MWh a 51 €/MWh (47,2 €/t y 38,8 €/t), mientras que el coste operativo (OPEX total) oscila entre 46 €/MWh y 43,5 €/MWh (35 €/t y 33 €/t). Estos costes son competitivos frente a sistemas ETES (Electro-Thermal Energy Storage), establecidos para España en 75 €/MWh en 2023, con objetivo de 63 €/MWh en 2030 (incluidos CAPEX y OPEX) [41].

Asimismo, se aprecia que los costes más significativos son aquellos relacionados con el $OPEX_{elec}$, por lo que se ha estudiado de igual manera su sensibilidad mediante la variación del precio de la tarifa eléctrica, mostrándose en las Figuras 4.22 y 4.23.

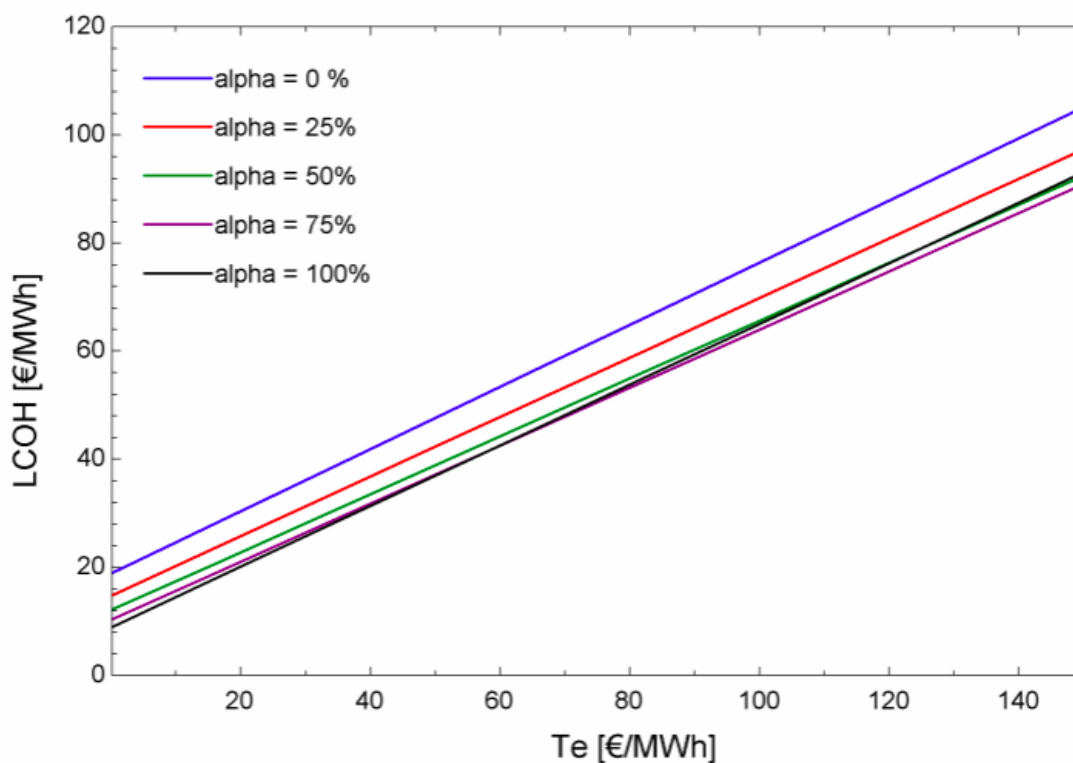


Figura 4.22: LCOH según la variación del valor de la tarifa eléctrica (Fuente: Elaboración Propia)

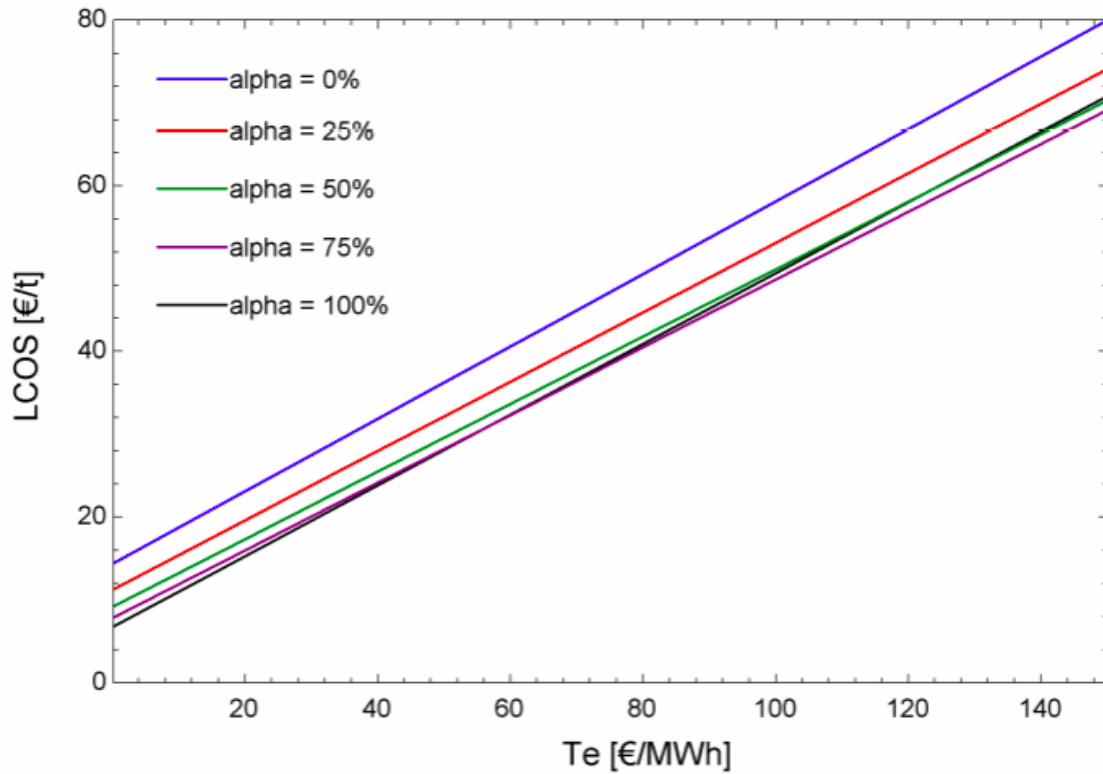


Figura 4.23: LCOS según la variación del valor de la tarifa eléctrica (Fuente: Elaboración Propia)

En las Figuras 4.22 y 4.23 se aprecia una convergencia entre las líneas de $\alpha = 75\%$ y $\alpha = 100\%$ a valores de tarifa elevados. Ello es así porque, como se comentó previamente, para valores de α superiores al 64% el flujo de vapor aprovechable en la turbina se satura, provocando que el coste normalizado prácticamente se estanque, pasando a tener el OPEX un peso predominante, tanto mayor cuanto mayor es la tarifa eléctrica.

5. Conclusiones

En este proyecto se ha estudiado el aprovechamiento del calor residual proveniente de las torres de refrigeración de un proceso industrial. Con el objetivo de cumplir con dicho estudio, se ha dimensionado una bomba de calor mediante un ciclo Brayton Inverso. Esta solución permite:

- Enfriar la corriente de agua caliente que llegaba a las torres, suprimiendo éstas, con el consiguiente ahorro del agua de reposición.
- Alcanzar una temperatura de salida del agua caliente más baja que con las torres, lo que facilita el tratamiento posterior de este agua en una depuradora antes de verterla al exterior.
- Con el calor recuperado del agua caliente se produce vapor de proceso, que permite eliminar una extracción de la turbina de cogeneración. Con ello, la turbina produce más electricidad, que en parte compensa el consumo de la bomba de calor.

En el proyecto se han analizado dos escenarios principales en función de las siguientes variables:

- El calor residual disponible.
- Las condiciones del vapor generado.

Asimismo, dichas variables resultan en dos escenarios finales. Por una parte, el Escenario 1, se caracteriza por poseer un menor caudal de agua de refrigeración ($390 \text{ m}^3/\text{h}$) y un objetivo de generación de vapor a mayor presión (45 t/h a 12 bar). Por otro lado, el Escenario 2, se caracteriza por tener un mayor caudal de agua de refrigeración ($660 \text{ m}^3/\text{h}$) y generar el vapor a menor presión ($95,6 \text{ t/h}$ a 10 bar). Comenzando por el Escenario 1, se destaca un COP de $1,89$ y un flujo másico de CO_2 de $333,7 \text{ kg/s}$. El resto de resultados pueden visualizarse en la Tabla 4.1. Aunque el COP no resulte muy elevado, se recuerda que la industria de la generación de calor mediante bombas de calor a altas temperaturas no se encuentra por el momento muy desarrollada.

Por el contrario, en el Escenario 2, el COP resulta ser más elevado ($2,03$) aunque sigue pareciendo bajo, mientras que el flujo másico del CO_2 es de $590,8 \text{ kg/s}$. Al igual que en el Escenario 1, el resto de resultados del Escenario 2 se encuentran recopilados en la Tabla 4.9.

Con respecto a los **intercambiadores de calor**, el objetivo consiste en elegir las dimensiones de aquellos que son más grandes entre ambos escenarios. En el caso de los 3 intercambiadores presentados en el ciclo: ICU, ICR y REC, se visualiza en las tablas de resultados (4.3, 4.4 y 4.5 para el Escenario 1 y 4.11, 4.12 y 4.13 para el Escenario 2) que en todos los casos, los intercambiadores en el Escenario 2 resultan tener una mayor dimensión. Por consiguiente, son estos intercambiadores los que han sido seleccionados en el dimensionamiento final del dimensionado común del ciclo, con el objetivo de cubrir el caso más desfavorable.

Lo mismo sucede con el **dimensionamiento de los conductos**, al ser el Escenario 2 aquel que requiere un flujo de CO_2 más alto, se dimensiona el ciclo con el número de conductos y el diámetro mínimo requerido por este escenario. Los intercambiadores y las medidas de los conductos finales pueden visualizarse de nuevo en la Figura 4.9. En el caso de las **turbomáquinas**, el caso más desfavorable pertenece al Escenario 1, puesto que es el que presenta la w_s que mejor encaja en el intervalo. A partir de dicho valor se determinan las dimensiones tanto del compresor como de la turbina expuestos en las tablas 4.17 y 4.18. Las dimensiones de ambas son coherentes en comparación con otros proyectos de bombas de calor.

El volumen total estimado que ha presentado la planta según el diseño realizado en **3D** es de $10367 m^3$ aproximadamente, (21 m x 21 m x 25 m). La planta ha sido reducida al máximo considerando una disposición de los intercambiadores en vertical.

Por último, con respecto a la **viabilidad económica**, cabe destacar que se requiere de una inversión total (FCI) para la instalación de la bomba de calor de 44.383.762 €, que referida al calor útil nominal resulta 611 €/kW, ligeramente superior con respecto a la horquilla (300 a 500 €/kW) dada por la IEA [12] para una bomba de calor de MAN, comparable con la proyectada.

Los valores de LCOH y LCOS han sido estudiados a partir de la fracción de tiempo que se opera a máxima producción de vapor (α). Resulta que para valores de α mayores de 0,64 la bomba de calor produce más vapor que el de la extracción de la turbina, lo cual normaliza el coste entre 51 €/MWh a 62 €/MWh (38,8 €/t y 47,2 €/t), mientras que el coste operativo (OPEX total) oscila entre 43,5 €/MWh y 46 €/MWh (33 €/t y 35 €/t). Dichos costes resultan ser competitivos frente a sistemas ETES (Electro-Thermal Energy Storage), establecidos para España en 75 €/MWh en 2023, con objetivo de 63 €/MWh en 2030 (incluidos CAPEX y OPEX) [41].

Durante el estudio, se demuestra que ambos costes quedan principalmente determinados por la variable OPEX_e, referida al coste variable de la electricidad. Al ser dicha variable la más determinante, se han hecho varios estudios mediante la variación de dicha tarifa eléctrica, quedando reflejado en las Figuras 4.22 y 4.23.

5.1. Desarrollos Futuros

La bomba de calor propuesta permite reemplazar las torres de enfriamiento para refrigerar el agua de refrigeración del proceso, incluso por debajo de la temperatura que conseguían éstas. Además, dicho calor retirado se revaloriza produciendo vapor de proceso, que permite cerrar la extracción de la turbina de vapor de cogeneración, de modo que la electricidad adicional que ésta produce reduzca el consumo eléctrico de la bomba de calor. Otra posible aplicación de la bomba sería entrar a formar parte de los servicios a la red eléctrica que puede aportar la industria en forma de demanda flexible de electricidad. Para ello, sería preciso dotar a la instalación de un sistema de almacenamiento térmico en el lazo del aceite térmico y de una máquina de absorción amoniaco/agua. El funcionamiento sería el siguiente:

- Aumento de la demanda eléctrica. Cuando en la red hay vertidos, la bomba puede aumentar su demanda manteniendo la extracción de la turbina para

producir vapor, de modo que el calor que el ICU transfiere al aceite se almacene en el depósito térmico.

- Reducción de la demanda eléctrica. En momentos punta en el mercado eléctrico la bomba de calor puede parar, abriendo la extracción de la turbina para producir el vapor que demanda la planta. La electricidad producida por la turbina se autoconsume (admitiendo modulación). La demanda de frío para el efluente se produce a partir del accionamiento de la máquina de absorción con el calor almacenado. Al ser una máquina de amoníaco/agua no requiere torre de refrigeración.

Referencias

- [1] Pablo Rosado Hannah Ritchie y Max Roser. *Greenhouse gas emissions*. Jun. de 2020. URL: <https://ourworldindata.org/greenhouse-gas-emissions>.
- [2] Universidad Pontificia de Comillas. *Cátedra Fundación Repsol de Transición Energética*. Nov. de 2023. URL: <https://www.comillas.edu/catedras-de-investigacion/catedra-fundacion-repsol-de-transicion-energetica/>.
- [3] Medical HS (equipo medico especializado). *Descubriendo el Poder del Vapor: Tipos y Aplicaciones*. Feb. de 2024. URL: <https://medicalhs.com/blogs/articulos/descubriendo-el-poder-del-vapor-tipos-y-aplicaciones>.
- [4] REPSOL. *Aprovechando al máximo la energía generada*. Year. URL: <https://www.repsol.com/es/energia-futuro/futuro-planeta/cogeneracion/index.cshtml> (visitado 2024).
- [5] *Consumo de Agua de Torres de Enfriamiento*. Lenntech. URL: <https://www.lenntech.es/applications/process/cooling-towers-water-consumption.htm> (visitado 2024).
- [6] Manuel Lamúa y Francisco Cuesta. *El uso eficiente del agua en torres de refrigeración: tratamiento y reutilización*. Instituto de Ciencia y Tecnología de Alimentos y Nutrición (CSIC). 2024. URL: <https://www.esferadelagua.es/agua-y-tecnologia/uso-eficiente-del-agua-en-torres-de-refrigeracion-tratamiento-y-reutilizacion> (visitado 2024).
- [7] Refrigeración. *Torre De Enfriamiento. Cómo Funciona, Tipos, Partes*. 2023, July 15. URL: <https://www.refri-climas.com/torre-de-enfriamiento/> (visitado 2024).
- [8] Rubén Barbero et al. "HIGH-TEMPERATURE HEAT PUMPS FOR DE-CARBONIZATION IN INDUSTRY 4.0". En: (2023).
- [9] Sara Anwar y John J. Carroll. *Carbon Dioxide Thermodynamic Properties Handbook. Covering Temperatures from -20° to 250°C and Pressures up to 1000 bar*. Ed. por James E. R. Couper et al. Scrivener Publishing Collections Editors: James E. R. Couper, Richard Erdlac, Pradip Khaladkar, Norman Lieberman, W. Kent Muhlbauer, S. A. Sherif, Ken Dragoon, Rafiq Islam, Vitthal Kulkarni, Peter Martin, Andrew Y. C. Nee, James G. Speight. Publishers at Scrivener: Martin Scrivener (martin@scrivenerpublishing.com), Phillip Carmical (pcarmical@scrivenerpublishing.com). Calgary, Alberta, Canada: Scrivener Publishing, 1996.
- [10] Zhan Liu et al. "Justification of CO₂ as the working fluid for a compressed gas energy storage system: A thermodynamic and economic study". En: *Journal of Energy Storage* 27 (feb. de 2020), pág. 101132.
- [11] Robert de Boer et al. *Strengthening Industrial Heat Pump Innovation: Decarbonizing Industrial Heat*. Publisher Name, Year.
- [12] B. Zühisdorf. *Annex 58. High-Temperature Heat Pumps. Task 1 – Technologies. Technology Collaboration Programme in Heat Pumping Technologies (HPTTCP)*. Report HPT-AN58-2. IEA, 2023.

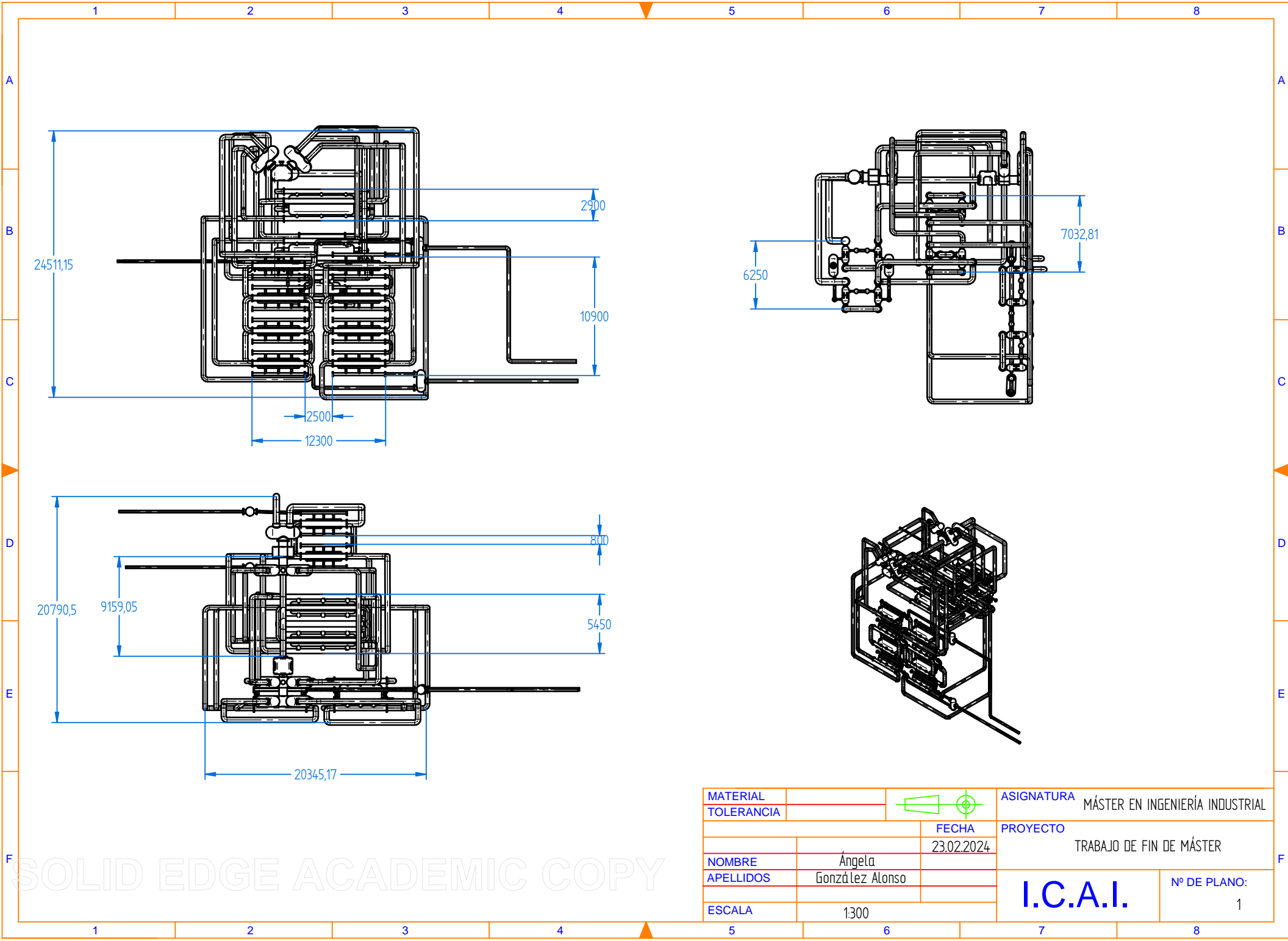
- [13] SUSHEAT Consortium. *SUSHEAT Smart Integration of Waste and Renewable Energy for Sustainable Heat Upgrade in the Industry*. Deliverable D2.1. SUSHEAT Project, 2023.
- [14] Directorate-General for Energy. *Heat pumps action plan: online consultation launched by Commission to accelerate roll-out across EU*. https://energy.ec.europa.eu/news/heat-pumps-action-plan-online-consultation-launched-commission-accelerate-roll-out-across-eu-2023-06-07_en. Jun. de 2023.
- [15] Robert de Boer et al. *Strengthening Industrial Heat Pump Innovation: Decarbonizing Industrial Heat Category Report*. English. Inf. téc. 257632. Norway: Research Council of Norway (RCN), 2020.
- [16] Megan Schaezner. “Heat Pumps for Industrial Process Heating”. En: *Siemens Energy*. Abr. de 2022.
- [17] Technology Collaboration Programme on Heat Pumping Technologies (HPT TCP). *High-Temperature Heat Pumps: Task 1 – Technologies Annex 58*. Task Report -AN58-2. HPT, ago. de 2023.
- [18] McKinsey & Company. “Energy Transition: Mission (im)possible for Industry?”. En: *Journal Name* (oct. de 2017).
- [19] José Ignacio Linares et al. “Carnot Battery Based on Brayton Supercritical CO₂ Thermal Machines Using Concentrated Solar Thermal Energy as a Low-Temperature Source”. En: *Energies* 16.9 (2023), pág. 3871. DOI: 10.3390/en16093871. URL: <https://www.mdpi.com/1996-1073/16/9/3871>.
- [20] M. J. Moran y H. N. Shapiro. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 5th. Hoboken, USA: John Wiley & Sons, 2004, pág. 874.
- [21] Elvis De Araújo, Guilherme Ribeiro y Lamartine Guimarães. “Thermodynamic Optimization of a Heat Exchanger used in Thermal Cycles Applicable for Space Systems”. En: oct. de 2019. DOI: 10.26678/ABCM.COBEM2019.COB2019-0540.
- [22] MAN Energy Solutions. *MAN Heat Pump*. Nov. de 2023. URL: https://www.man-es.com/docs/default-source/document-sync/man-heat-pump-hpu328c592b5d584f9eba47f4b6bed3574e.pdf?sfvrsn=9bd416fb_3.
- [23] FRIENDSHIP Forthcoming Research, Industry for European y National Development of SHIP. *Solar Energy in Industrial Processes*. Jul. de 2021. URL: <https://friendship-project.eu/wp-content/uploads/2021/11/D31INI1.pdf>.
- [24] Ignacio Pablo Serrano Remón. “Análisis de sistemas de conversión de potencia en reactores nucleares de fusión con envolturas regeneradoras de doble refrigerante”. Tesis doct. Universidad Pontificia de Comillas, 2014.
- [25] Lorenzo Serrat Albano. “Recuperación de calores residuales en una cementera mediante ciclo de Rankine orgánico (ORC)”. Dirigido por José Ignacio Linares Hurtado y Eva María Arenas Pinilla. Master’s thesis. Madrid: Trabajo fin de máster, Universidad de Madrid, jul. de 2023.

- [26] NORSOK Standardization of Industry. *NORSOK STANDARD P-001*. 5.^a ed. Edition 5, Sep. 2006. Sep. de 2006.
- [27] The American Society of Mechanical Engineers. *ASME B31.1-2007. Power Piping*. (Revision of ASME B31.1-2004). 2007.
- [28] Eastman. *Systems Design Data Guide, Therminol Heat Transfer Fluids by Eastman*. Eastman Corporate Headquarters, 2019.
- [29] Darryn D. Fleming et al. *Corrosion and Erosion Behavior in Supercritical CO₂ Power Cycles*. Unlimited Release SAND2014-0602C. Sandia National Laboratories is a multi-program laboratory managed and operated by Sandia Corporation, a wholly owned subsidiary of Lockheed Martin Corporation, for the U.S. Department of Energy's National Nuclear Security Administration under contract DE-AC04-94AL85000. Approved for public release; further dissemination unlimited. Albuquerque, New Mexico 87185 y Livermore, California 94550: Sandia National Laboratories, feb. de 2014.
- [30] Jim Pasch et al. *Supercritical CO₂ Recompression Brayton Cycle: Completed Assembly Description*. Unlimited Release SAND2012-9546. Sandia National Laboratories is a multi-program laboratory managed and operated by Sandia Corporation, a wholly owned subsidiary of Lockheed Martin Corporation, for the U.S. Department of Energy's National Nuclear Security Administration under contract DE-AC04-94AL85000. Approved for public release; further dissemination unlimited. Albuquerque, New Mexico 87185 y Livermore, California 94550: Sandia National Laboratories, oct. de 2012.
- [31] Eduard Latosov et al. "The Influence of O₂ and CO₂ on the Possible Corrosion on Steel Transmission Lines of Natural Gas". En: *International Scientific Conference "Environmental and Climate Technologies", CONECT 2018*. Tallinn University of Technology, Ehitajate tee 5, Tallinn 19086, Estonia, 2018.
- [32] Marco Gambini y Michela Vellini. *Turbomachinery: Fundamentals, Selection and Preliminary Design*. Springer.
- [33] O. Cordier. "Ähnlichkeitsbedingungen für Strömungsmaschinen". En: *BWK* 6.10 (1953).
- [34] M. Gambini y M. Vellini. *Turbomachinery: Fundamentals, Selection and Preliminary Design*. Springer Tracts in Mechanical Engineering. Springer, 2020.
- [35] N T Weiland, B W Lance y S R Pidaparti. "SCO₂ power cycle component cost correlations from DOE data spanning multiple scales and applications". En: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2019*. Phoenix, Arizona, USA, jun. de 2019.
- [36] ETN. *Business case for sCO₂ Waste Heat Recovery System*. Inf. téc. ETN, oct. de 2020.
- [37] Gary D Ulrich. *A Guide to Chemical Engineering Process Design and Economics*. New York: John Wiley & Sons, 1984.
- [38] Charles Maxwell. *Cost Indices*. Last Updated on 11-Mar-2024 by Charles Maxwell. 2020. URL: <https://toweringskills.com/financial-analysis/cost-indices/#cepci-2001-to-present>.

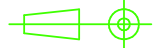
- [39] SNL Laboratories. *Annex I. Investment Estimation*. Page 75 of 11.
- [40] Adrian Bejan. *Construction Costs and Design Economics*. John Wiley & Sons, 1997. ISBN: 978-0-471-17846-3.
- [41] Systemiq. *The Future of Energy Storage in Europe*. 2023. URL: <https://www.systemiq.earth/wp-content/uploads/2024/02/240226-Country-pull-out-DK-vf.pdf>.
- [42] ONU. *Objetivos y metas de desarrollo sostenible*. Nov. de 2023. URL: <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/sustainable-development-goals/>.

A. Anexo: Planos

A.1. Planta de la bomba de calor



SOLID EDGE ACADEMIC COPY

MATERIAL			ASIGNATURA	MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL
TOLERANCIA			PROYECTO	TRABAJO DE FIN DE MÁSTER
		FECHA	23.02.2024	
NOMBRE	Ángela			
APELLIDOS	González Alonso			
ESCALA	1:300		I.C.A.I.	Nº DE PLANO: 1

B. Anexo: Alineación con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS)

Los Objetivos de Desarrollo Sostenible, definidos por la ONU (Organización de Naciones Unidas), surgen de la necesidad de alcanzar un mundo más sostenible en equidad global. Su misión es luchar contra desafíos globales a los que la sociedad se enfrenta en su día a día como la pobreza, la desigualdad o la injusticia [42].

Los ODS identificados en el proyecto son los siguientes:

- **Objetivo 6: Garantizar la disponibilidad de agua y su gestión sostenible y el saneamiento para todos.** Uno de los objetivos principales de este proyecto es la reducción del consumo de agua en los procesos industriales a altas temperaturas. Actualmente, la industria se encuentra centrada en la disminución de emisiones de CO_2 pero resulta igualmente importante la optimización de un recurso tan importante como el agua. Su escasez está comenzando a suponer un tema de actualidad en nuestra sociedad. Con el objetivo de un ahorro de este recurso, en el proyecto se propone un ahorro de agua a través del sistema de reposición de la antigua torre. Además, también se consiguen unas mejoras de las condiciones para la operación de la depuradora posterior que conllevan un aprovechamiento del agua mayor.
- **Objetivo 7: Garantizar el acceso a una energía asequible, segura, sostenible y moderna para todos.** Este reto tiene como misión el aseguramiento de que todo el conjunto de población tenga acceso a energía a precios asequibles y de manera sostenible. En el contexto del aprovechamiento del calor residual en una instalación industrial, tema de este proyecto, se extrapola esta idea mediante la optimización de los recursos disponibles. De esta manera, se genera energía de manera más eficiente y menos contaminante. Más eficiente debido a la utilización de un recurso que antes era considerado deshecho y que, por consiguiente resulta gratuito. Por otro lado, se define como menos contaminante debido a que el aprovechamiento de un recurso inicialmente considerado como desecho, significa unas emisiones nulas en el alcance 1.
- **Objetivo 9: Construir infraestructuras resilientes, promover la industrialización sostenible y fomentar la innovación.** Este objetivo resulta ser el objetivo principal del proyecto. Se encuentra centrado en el desarrollo de infraestructuras que sean capaces de adaptarse y resistir a los desafíos ambientales y sociales. En el contexto de este proyecto se asocia con el aprovechamiento del calor residual disponible y considerado previamente como desecho. Además, con este objetivo se busca globalmente el diseño y la implementación de infraestructuras innovadoras que mejoren la eficiencia y la sostenibilidad de la instalación industrial. Además, con respecto a la sostenibilidad, se adoptan prácticas que reducen el impacto ambiental de las operaciones industriales gracias a la utilización de recursos, al mismo tiempo que se fomenta la innovación en los procesos y los productos fabricados al alcance de todos promoviendo así una industrialización más sostenible y responsable.

- **Objetivo 12: Garantizar modalidades de consumo y producción sostenibles.** Este objetivo se enfoca en promover patrones de consumo y producción que sean sostenibles y responsables con el medio ambiente. Mediante la implantación de la bomba de calor a alta temperatura desarrollada en este proyecto, se fomenta el uso de este tipo de sistemas en el mundo industrial. Asimismo, la divulgación de todas sus ventajas ambientales y optimización de recursos puede ayudar al concienciamiento de trabajadores y otros equipos indirectamente relacionados con el proyecto. El beneficio medioambiental no solo se refleja en una potencial disminución de emisiones, sino también en la reducción del uso de recursos como el agua, minimizando así el desperdicio de recursos y reduciendo el impacto ambiental de la producción industrial. Gracias a la adopción de modalidades de consumo y producción sostenibles, se contribuye a la preservación de los recursos naturales y se promueve un desarrollo económico más equitativo y sostenible.

