



# MÁSTER UNIVERSITARIO EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Sistema alternativo de conversión de potencia para el reactor de fusión nuclear DEMO basado en ciclos de potencia Brayton con CO<sub>2</sub> supercrítico.

Autor: Álvaro García Aranda

Director: José Ignacio Linares Hurtado

Co-Director: Eva Arenas Pinilla

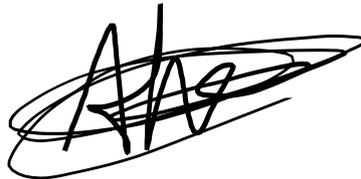
Madrid

Junio de 2020

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título *Sistema alternativo de conversión de potencia basado en ciclo de potencia Brayton de CO2 supercrítico* en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el curso académico 2019/2020 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.: Álvaro García Aranda

Fecha: 27/ 06/ 2020

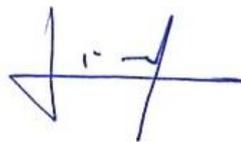


Autorizada la entrega del proyecto

LOS DIRECTORES DEL PROYECTO

Fdo.: José Ignacio Linares Hurtado

Fecha: 27/06/2020



Fdo.: Eva Arenas Pinilla

Fecha: 27/ 06 / 2020





# MÁSTER UNIVERSITARIO EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Sistema alternativo de conversión de potencia para el reactor de fusión nuclear DEMO basado en ciclos de potencia Brayton con CO<sub>2</sub> supercrítico.

Autor: Álvaro García Aranda

Director: José Ignacio Linares Hurtado

Co-Director: Eva Arenas Pinilla

Madrid

Junio de 2020

## **Agradecimientos**

A mis padres por permitirme realizar mis estudios y formarme como ingeniero y a mi hermana por apoyarme siempre. A los docentes de la Universidad Pontificia de Comillas y de la Universidad de Zaragoza por formarme en las disciplinas de la ingeniería industrial y ayudarme a convertirme en un buen profesional.

# SISTEMA ALTERNATIVO DE CONVERSIÓN DE POTENCIA PARA EL REACTOR DE FUSIÓN NUCLEAR DEMO BASADO EN CICLOS DE POTENCIA BRAYTON CON CO<sub>2</sub> SUPERCRÍTICO.

**Autor:** García Aranda, Álvaro.

Director: Linares Hurtado, José Ignacio.

Co-Director: Arenas Pinilla, Eva.

## RESUMEN DEL PROYECTO

### Abstract

La generación de energía eléctrica mediante fusión nuclear ha sido uno de los desafíos técnicos más importantes de los últimos años. Esta requiere el uso de temperaturas muy altas, por lo que se estudiado como adaptar la tecnología existente a los requisitos que esta plantea. Para ello, se creó el proyecto EUROfusion, el cual pretende crear un reactor de fusión funcional con el que generar energía eléctrica. Este Trabajo de Fin de Máster se encuentra integrado en este proyecto y continúa el trabajo realizado en 2018. Con él se pretende crear una propuesta de ciclo de potencia que sea capaz de funcionar con el reactor de fusión. Para ello, se ha desarrollado un modelo de ciclo de potencia adaptado a las condiciones de funcionamiento pulsante del reactor, el cual consiste en un ciclo de potencia principal con CO<sub>2</sub> que obtiene calor a partir de circuitos intermedios de sales fundidas y agua situados entre él y el reactor. Dado que el reactor funciona durante 120 minutos (periodo *pulse*) y después es parado 10 minutos (periodo *dwell*), el ciclo debe almacenar parte de la energía generada durante el primer periodo, para emplearla durante el segundo y mantener así una producción de energía constante. Para ello, se ha propuesto como solución un sistema de almacenamiento de calor mediante sales fundidas situado en los circuitos intermedios. Este proyecto soluciona el problema que tenía el de 2018, consistente en que en los intercambiadores de circuito impreso (PCHE) las sales fundidas causaban obstrucciones en los canales de estos, por lo que se ha modificado el ciclo para usar intercambiadores de carcasa y tubos (STHE) con la sal circulando por la carcasa en su lugar. Se han desarrollado varias propuestas de ciclo de potencia, de las cuales se ha elegido la más eficiente. Para la solución elegida se han dimensionado todos los componentes principales del ciclo (intercambiadores, tuberías y turbomáquinas). Finalmente, se ha calculado el coste de la inversión del proyecto para comprobar su viabilidad económica.

**Conceptos clave:** Ciclo de CO<sub>2</sub> supercrítico; recompresión; intercambiador de carcasa y tubos (STHE); intercambiador de circuito impreso (PCHE); *pulse*; *dwell*; almacenamiento de calor por sales fundidas.

## 1. Introducción

La fusión nuclear es una de las fuentes de energía que más se están estudiando en la actualidad y se la considera como una de las más importantes para el futuro. Al igual que la fisión nuclear, esta fuente de energía no emite gases de efecto invernadero. Sin embargo, a diferencia de la fisión, la fusión nuclear no genera residuos radiactivos de larga vida.

En el marco del desarrollo de reactores de fusión nuclear se encuentra el proyecto EUROfusion, del que este proyecto forma parte. En él se pretende desarrollar un reactor de fusión nuclear funcional (reactor DEMO). Para ello, este proyecto cuenta con la colaboración de varias universidades, laboratorios y empresas europeas [1], entre las que se encuentra la Universidad Pontificia Comillas.

Este proyecto continúa el trabajo realizado en los últimos dos años para desarrollar un sistema de conversión de potencia adecuado a las condiciones del reactor DEMO. Este reactor opera en dos periodos distintos: el *pulse*, durante el cual el reactor está funcionando normalmente, y el *dwell*, durante el cual el reactor se apaga. Debido a esto, es necesario crear un sistema de conversión de energía capaz de mantener una producción eléctrica constante. Para solucionar esto, se propuso el uso de un sistema de almacenamiento de energía a partir de sales fundidas, con el cual se almacena energía durante el *pulse* y se libera durante el *dwell*.

## 2. Definición del proyecto

En el proyecto de 2018 se propuso un ciclo de potencia para el reactor, el cual empleaba intercambiadores de calor de circuito impreso (PCHE), los cuales usan canales de sección semicircular. Estos intercambiadores son idóneos para trabajar con grandes diferencias de presión entre sus corrientes, lo cual los hacía adecuados para el intercambio de calor entre los circuitos de sales fundidas y el ciclo de potencia de CO<sub>2</sub>. Sin embargo, al ser la sección de los canales tan pequeña, se acababan formando taponamientos en ellos a causa de la deposición de partículas sólidas de sal.

El presente proyecto pretende desarrollar un ciclo de potencia adecuado para el funcionamiento del reactor DEMO, en el cual no se produzcan los taponamientos de sal en los intercambiadores. Para ello, se redistribuirán los componentes del ciclo para permitir el uso de intercambiadores de carcasa y tubos (STHE) entre el circuito de sales y el de potencia. Estos intercambiadores tienen una mayor sección de paso para la sal, pero no son tan robustos como los PCHE, por lo que se debe reducir la diferencia de presión entre sus corrientes, limitando así el rendimiento del ciclo de potencia.

En este proyecto se presentarán cuatro posibles *layouts* que permiten el uso de los STHE para el intercambio con las sales y se escogerá el que presente mejores resultados. Para el *layout* seleccionado, se dimensionarán los componentes principales del ciclo, siendo estos los intercambiadores de calor, las tuberías y las turbomáquinas. En último lugar, calculará el coste de la inversión del proyecto, con el fin de realizar un análisis de viabilidad económica.

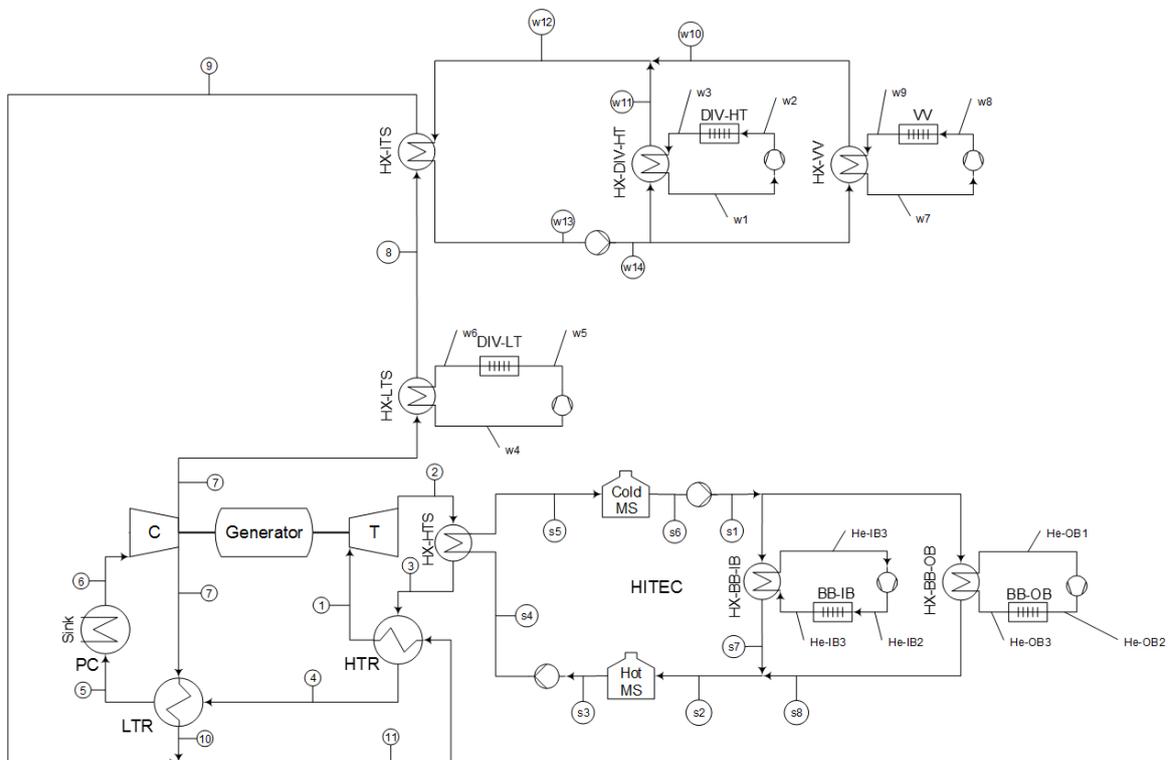
### 3. Resultados

En primer lugar, se han realizado los cálculos de las cuatro alternativas de *layout* para el ciclo. Para ello se ha empleado el software de cálculo EES (Engineering Equation Solver). Los dos periodos de funcionamiento han sido calculados por separado y después se ha estimado un rendimiento general teniendo ambos en cuenta. Para cada *layout* se ha calculado su rendimiento general y su potencia eléctrica en cada periodo. Los resultados de estos se muestran a continuación en la Tabla R.1.

**Tabla R.1:** Resultados generales de los layouts

|                                       | 2018   | 2019-1 | 2019-2  | 2019-3 | 2019-4 |
|---------------------------------------|--------|--------|---------|--------|--------|
| Rendimiento general (%)               | 33,93  | 29,96  | 27,76   | 26,80  | 29,82  |
| Potencia eléctrica <i>pulse</i> (MWe) | 767,12 | 684,45 | 625,454 | 602,00 | 675,63 |
| Potencia eléctrica <i>dwell</i> (MWe) | 712,99 | 543,91 | 609,99  | 610,09 | 610,38 |
| Consumo total (MWt)                   | 2436   |        |         |        |        |

A la vista de los resultados, se ha seleccionado el *layout* 2019-1, el cual posee el mayor rendimiento general. Adicionalmente, se ha realizado una optimización de los acercamientos de los intercambiadores regeneradores (HTR y LTR) con el objetivo de incrementar el rendimiento del ciclo. Finalmente, el rendimiento máximo alcanzado es de 30,5 %. Este layout se muestra en la Figura R.1.



**Figura R.1:** Layout seleccionado (2019-1)

Para este layout se han dimensionado sus componentes principales. Para los intercambiadores regeneradores HTR y LTR, los de los ciclos de calentamiento HX-ITS y HX-LTS y el intercambiador del pre-cooler PC se han empleado intercambiadores PCHE, calculados de manera análoga al proyecto de 2018. El intercambiador SHTE (HX-HTS), se ha dimensionado por el método de Purohit [2]. Sus resultados se detallan en la Tabla R.2.

**Tabla R.2:** Dimensionado del intercambiador HX-HTS

| Dimensionado y características geométricas       |          |
|--|----------|
| Número de unidades                               | 12       |
| Diámetro exterior (mm)                           | 15,88    |
| Espesor (mm)                                     | 2,77     |
| Tamaño de paso de tubo (mm)                      | 19,84    |
| Número de pasos de tubo                          | 1        |
| Número de pasos de carcasa                       | 1        |
| Número de tubos                                  | 31160    |
| Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> ) | 43922,31 |
| Longitud (m)                                     | 28,26    |
| Diámetro de la carcasa (m)                       | 4,17     |
| Potencia térmica (MWth)                          | 169,11   |

Adicionalmente, se ha determinado sus conexiones con las tuberías, con el objetivo de hacer una previsión de su distribución en la planta. La Figura R.2 muestra un diagrama de las conexiones del intercambiador.

HX-HTS (3 modules as this)

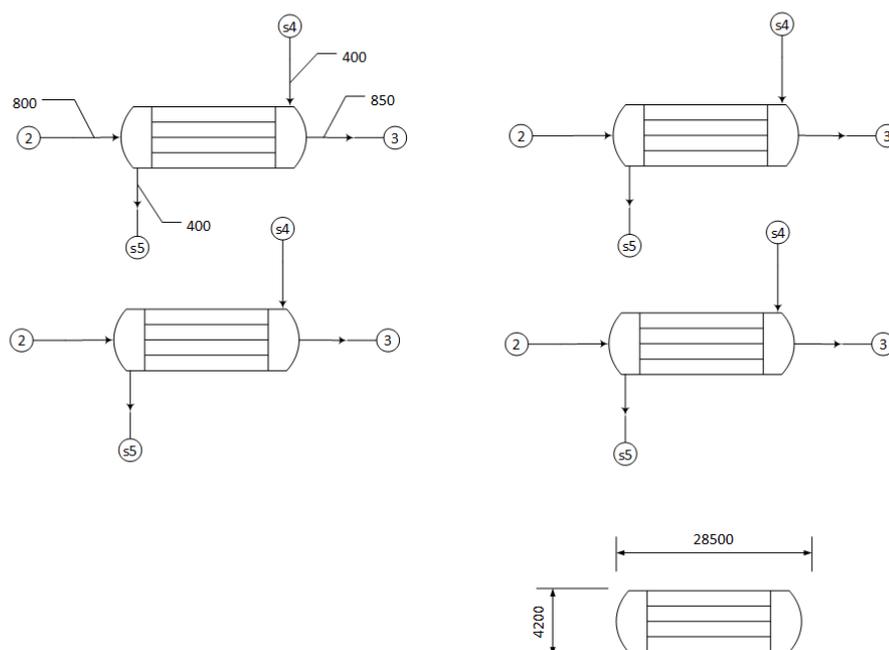


Figura R.2: Distribución y conexiones del intercambiador HX-HTS

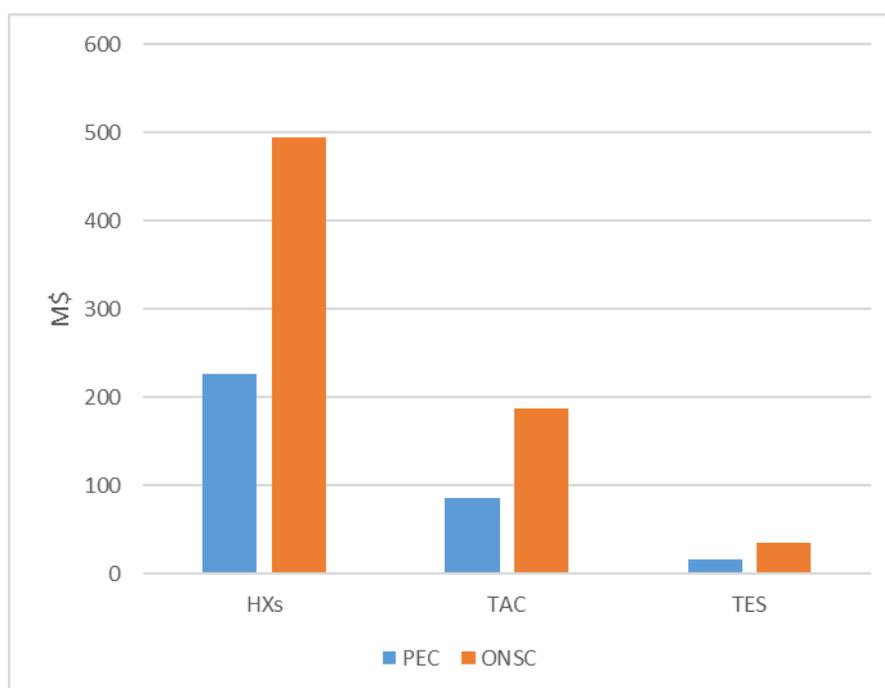
Además de los intercambiadores, se han dimensionado las tuberías y se ha realizado un diseño conceptual de las turbomáquinas del ciclo.

Tras realizar el dimensionado, se ha calculado el coste de la inversión, el cual se compone del coste de los intercambiadores, el coste de las turbomáquinas y el coste del sistema de almacenamiento de sal. Se han calculado los costes in situ del proyecto (ONSC) y, dentro de estos, los costes del equipo comprado (PEC). Los costes obtenidos de cada componente y los costes totales se detallan en la Tabla R.3.

**Tabla R.3:** Costes de inversión del proyecto (en millones de \$)

|                | PEC           | ONSC          |
|----------------|---------------|---------------|
| HXs            | 225,95        | 494,27        |
| TAC            | 85,60         | 187,25        |
| TES            | 16,41         | 35,89         |
| <b>Totales</b> | <b>327,96</b> | <b>717,41</b> |

Los costes se muestran también en un diagrama de barras en la Figura R.3.



**Figura R.3:** Diagrama de barras con los costes PEC y ONSC de cada componente

#### 4. Conclusiones

En este proyecto se ha conseguido modificar el ciclo para el uso del intercambiador STHE, al colocarlo en una zona de baja presión del ciclo de potencia en lugar de en la entrada de la turbina. Los resultados obtenidos muestran que el layout seleccionado supone una pérdida de rendimiento el comparación con el presentado en 2018. Sin embargo, permite el uso de un intercambiador

STHE para el HX-HTS y mediante la optimización de los acercamientos de los intercambiadores regeneradores (HTR y LTR), se ha podido incrementar el rendimiento del ciclo hasta 30,5 %, lo cual no supone una caída de rendimiento muy grande respecto a 2018.

Los costes de la inversión son un 68% superiores a los de 2018, debido al sobrecoste derivado del uso del intercambiador STHE. Por otro lado, se ha reducido el coste de las turbomáquinas y del sistema de almacenamiento de sal con respecto al proyecto anterior. El nuevo coste total del proyecto no resulta excesivo, por lo que se concluye que el proyecto es viable económicamente.

## **5. Referencias**

- [1] Romanelli F. Fusion electricity: a roadmap to the realization of fusion energy. EFDA, ISBN 978-3-00-040720-8. November 2012.
- [2] G.P. Purohit, Estimating costs of shell-and-tube heat exchangers. Chemical Engineering 22 (1983) 56-67.

# ALTERNATIVE POWER CONVERSION SYSTEM FOR DEMO NUCLEAR FUSION REACTOR BASED ON SUPERCRITICAL CO<sub>2</sub> BRAYTON POWER CYCLES

**Author: García Aranda, Álvaro.**

Director: Linares Hurtado, José Ignacio.

Co-Director: Arenas Pinilla, Eva.

## PROJECT SUMMARY

### Abstract

The generation of electrical power using nuclear fusion has been one of the most important technical challenges of the last years. Fusion requires using very high temperatures, so it has been studied how to adapt the existing technology to the requirements that it presents. For that, EUROfusion project was created. It pretends to create a fully functional fusion reactor for electrical power generation. This Master Thesis is integrated within this project and continues the work of 2018. This project has the objective to create a power cycle proposal capable of working with the fusion reactor. Therefore, a power cycle model adapted to the pulsating working conditions of the reactor has been developed, which consists in a main power CO<sub>2</sub> cycle that obtains heat from intermediate water and molten salt cycles located between the it and the reactor. As this reactor works for 120 minutes (pulse period) and then it is shut down for 10 minutes (dwell period), the cycle has to store a part of the generated energy during the first period, so it can be used during the second and a constant energy production can be maintained. As a result, a heat storage solution based on molten salts placed in the intermediate cycles has been proposed. This project solves the problem that the 2018 project had, which consisted on the obstruction of the printed circuit heat exchangers (PCHE) tube channels caused by the salts. Therefore, the cycle was modified for using shell and tube heat exchangers (STHE) instead, with the molten salts circulating through the shell. Several power cycle proposals have been developed, of which the most efficient has been chosen. For the chosen solution, the main components of the cycle have been sized (heat exchangers, pipelines and turbomachines). Finally, the project investment cost has been calculated to check its economical viability.

**Key concepts:** Supercritical CO<sub>2</sub> cycle; recompression; shell and tube heat exchanger (STHE); printed circuit heat exchanger (PCHE); pulse; dwell; heat storage using molten salts.

## 1. Introduction

Nuclear fusion is one of the most studied energy sources today and is considered one of the most important for the future. Like nuclear fission this energy source does not emit greenhouse effect gases. However, unlike fission, nuclear fusion does not generate long-life radioactive waste.

In the framework of the development of nuclear fusion reactors is the EUROfusion project, of which this project is part. It intends to develop a functional nuclear fusion reactor (DEMO reactor). For this, this project has the collaboration of several universities, laboratories and European companies [1], among which is the Comillas Pontifical University.

This project continues the work carried out in the last two years to develop a power conversion system suited to the conditions of the DEMO reactor. This reactor operates in two different periods: the pulse period, during which the reactor operates normally, and the dwell period, during which the reactor shuts down. Due to this, it is necessary to create an energy conversion system capable of maintaining a constant electrical production. To solve this, the use of a molten salts energy storage system was proposed, with which energy is stored during the pulse and released during dwell.

## 2. Project definition

In the 2018 project, a power cycle was proposed for the reactor. This cycle used printed circuit heat exchangers (PCHE), which have semi-circular section channels. These exchangers are suitable for working with large pressure differences between their currents, which makes them suitable for the heat exchange between the molten salt circuits and the CO<sub>2</sub> power cycle. However, as the section of the channels was so small, obstructions were formed inside them due to the deposition of solid salt particles.

This project aims to develop an adequate power cycle for the operation of the DEMO reactor, in which salt plugging does not occur in the exchangers. To do this, the components of the cycle will be redistributed to allow the use of shell and tube exchangers (STHE) between the salt and power circuits. These exchangers have a larger cross section for the salt, but they are not as robust as the PCHE, so the pressure difference between their currents should be reduced, thus limiting the performance of the power cycle.

In this project, four possible layouts will be presented that allow the use of STHE for the exchange with salts and the one with the best results will be chosen. For the selected layout, the main components of the cycle will be dimensioned, these being the heat exchangers, the pipelines and the turbomachines. Finally, the cost of the project investment will be calculated, in order to carry out an economic feasibility analysis.

## 3. Results

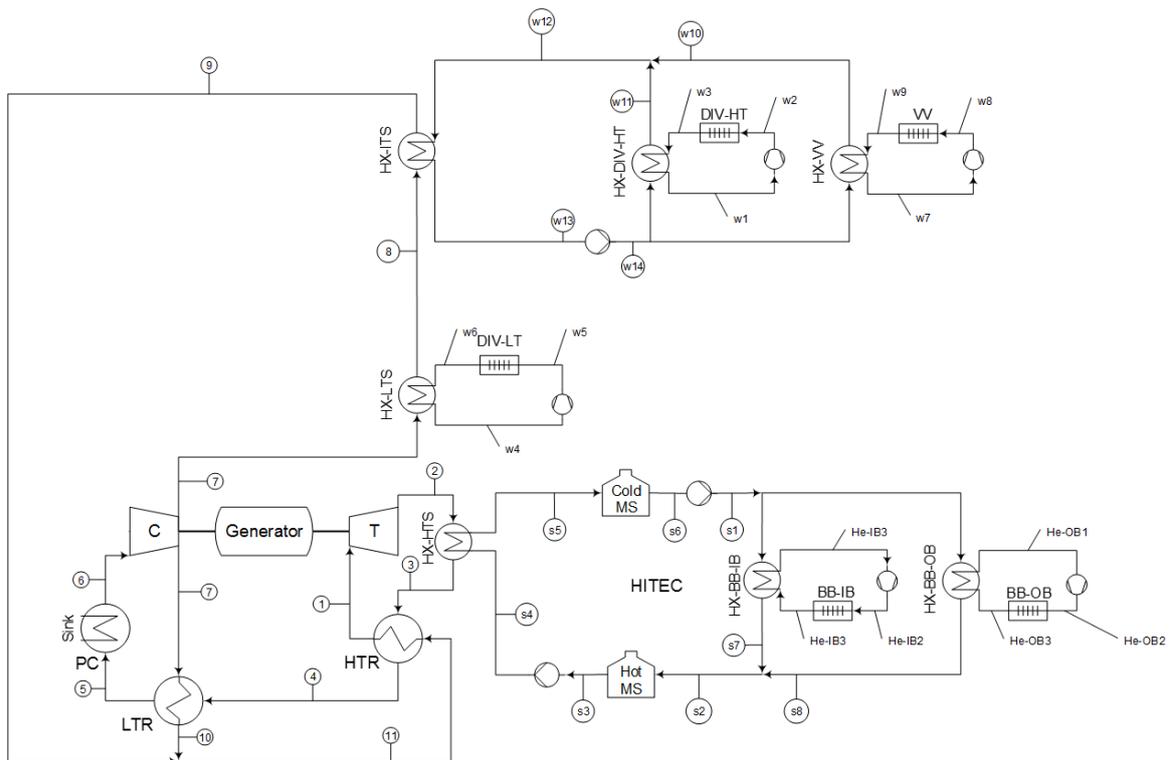
First, the calculations of the four layout alternatives for the cycle have been carried out. For this, the calculation software EES (Engineering Equation Solver) has been used. The two operating periods have been calculated separately and then an overall performance

has been estimated taking both into account. For each layout, its general performance and the electrical power in each period have been calculated. The results of these are shown below in Table R.1.

**Table R.1:** General results of the four layouts

|                                | 2018   | 2019-1 | 2019-2  | 2019-3 | 2019-4 |
|--------------------------------|--------|--------|---------|--------|--------|
| Overall performance (%)        | 33,93  | 29,96  | 27,76   | 26,80  | 29,82  |
| Pulse electrical power (MWe)   | 767,12 | 684,45 | 625,454 | 602,00 | 675,63 |
| Dwell electrical power (MWe)   | 712,99 | 543,91 | 609,99  | 610,09 | 610,38 |
| Total energy consumption (MWt) | 2436   |        |         |        |        |

Considering the previous results, the 2019-1 layout has been selected, which has the highest overall performance. Additionally, an optimization of the approaches (pinch points) of the regenerative exchangers (HTR and LTR) has been carried out with the aim of increasing the cycle performance. Finally, the maximum achieved performance is 30.5%. This layout is shown in Figure R.1.



**Figure R.1:** Selected layout (2019-1)

For this layout, its main components have been sized. For the HTR and LTR regenerative exchangers, the HX-ITS and HX-LTS and the PC pre-cooler exchanger, PCHE exchangers have

been used, calculated analogously to the 2018 project. The SHTE exchanger (HX- HTS), has been sized using the Purohit method [2]. The results for the STHE are detailed in Table R.2.

**Table R.2:** HX-HTS heat exchanger sizing

| Dimensionado y características geométricas |          |
|--|----------|
| Number of units                            | 12       |
| External diameter (mm)                     | 15,88    |
| Thickness (mm)                             | 2,77     |
| Tube pitch size (mm)                       | 19,84    |
| Number of tube passes                      | 1        |
| Number of shell passes                     | 1        |
| Number of tubes                            | 31160    |
| Heat exchange surface (m <sup>2</sup> )    | 43922,31 |
| Length (m)                                 | 28,26    |
| Shell diameter (m)                         | 4,17     |
| Thermal power (MWth)                       | 169,11   |

Additionally, connections of the heat exchanger with the pipes have been determined, with the objective of forecasting their distribution in the plant. Figure R.2 shows a diagram of the exchanger connections.

HX-HTS (3 modules as this)

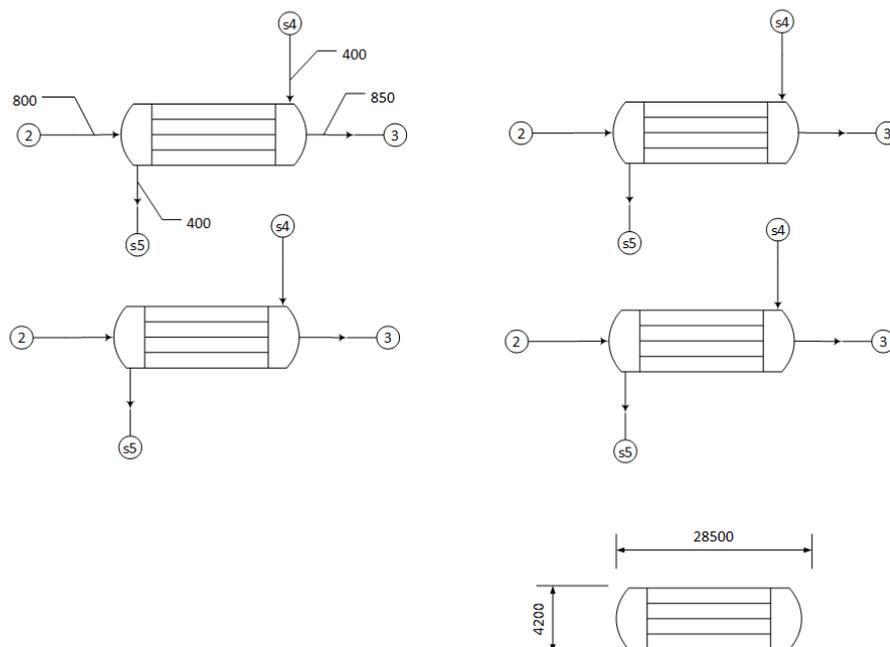


Figure R.2: Distributions and connections of the HX-HTS heat exchanger

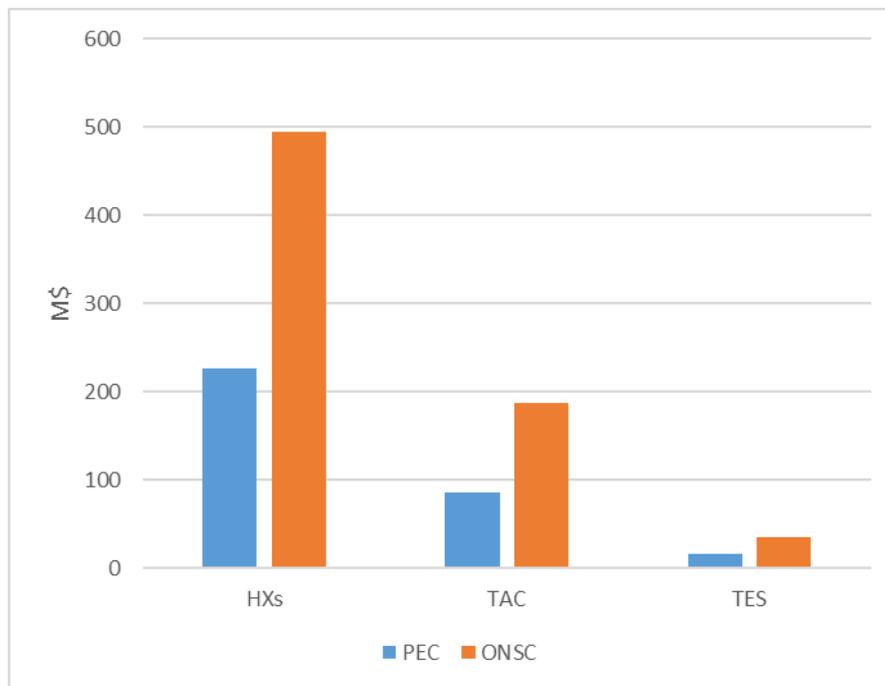
In addition to the heat exchangers, the pipes have been sized and a conceptual design of the turbomachines has been made. After the sizing, the investment cost has been calculated, which consist in the cost of the exchangers, the cost of the turbomachines and the cost of the salt

storage system. The project on-site costs (ONSC) and, within these, the costs of the purchased equipment (PEC) have been calculated. The costs obtained from each component and the total costs are detailed in Table R.3.

**Table R.3:** Project investment costs (in millions of \$)

|              | PEC           | ONSC          |
|--------------|---------------|---------------|
| HXs          | 225,95        | 494,27        |
| TAC          | 85,60         | 187,25        |
| TES          | 16,41         | 35,89         |
| <b>Total</b> | <b>327,96</b> | <b>717,41</b> |

These costs are also shown on a bar chart in Figure R.3.



**Figure R.3:** Bar chart with the PEC y ONSC costs of each component

#### 4. Conclusions

In this project, it has been possible to modify the cycle for the use of the STHE exchanger, by placing it in a low-pressure area of the power cycle instead of at the turbine entrance. The obtained results show that the selected layout has a loss of performance compared to that presented in 2018. However, it allows the use of an STHE exchanger for the HX-HTS and by optimizing the approaches of the regenerative exchangers (HTR and LTR), it has been possible to increase the performance of the cycle up to 30.5%, which is not a very large drop in performance compared to 2018.

The investment costs are 68% higher than in 2018, due to the extra cost derived from the use of the STHE exchanger. On the other hand, the cost of the turbomachines and the salt storage system have been reduced compared to the previous project. The new total cost of the project is not excessive, so it can be concluded that the project is economically viable.

## **5. References**

- [1] Romanelli F. Fusion electricity: a roadmap to the realization of fusion energy. EFDA, ISBN 978-3-00-040720-8. November 2012.
- [2] G.P. Purohit, Estimating costs of shell-and-tube heat exchangers. Chemical Engineering 22 (1983) 56-67.

## *Índice de la memoria*

|   |    |
|---|----|
| Capítulo I. Introducción y motivación .....                     | 1  |
| I.1 Objetivos.....  | 2  |
| Capítulo II. Estado del arte. ....                              | 3  |
| II.1 Ciclo Brayton de CO <sub>2</sub> supercrítico .....        | 3  |
| II.1.1 Fluido de trabajo .....                                  | 3  |
| II.1.2 Ciclo simple con regeneración .....                      | 5  |
| II.2 Ciclo Brayton de con recompresión .....                    | 6  |
| Capítulo III. Metodología.....                                  | 8  |
| III.1 Hipótesis y datos de partida.....                         | 8  |
| III.1.1 Datos de partida .....                                  | 8  |
| III.1.2 Hipótesis.....  | 9  |
| III.2 Layouts a considerar.....                                 | 11 |
| III.2.1 Layout 2018 – Funcionamiento y cambios a realizar ..... | 11 |
| III.2.2 Layout 2019-1 .....                                     | 13 |
| III.2.3 Layout 2019-2.....                                      | 14 |
| III.2.4 Layout 2019-3.....                                      | 15 |
| III.2.5 Layout 2019-4.....                                      | 16 |
| III.3 Dimensionamiento de componentes .....                     | 17 |
| III.3.1 Intercambiadores.....                                   | 17 |
| III.3.2 Tuberías .....  | 20 |
| III.3.3 Turbomáquinas.....                                      | 22 |
| III.4 Inversión.....  | 25 |
| III.4.1 Objetivo del análisis.....                              | 25 |
| III.4.2 Descripción de la inversión.....                        | 25 |
| III.4.3 Metodología empleada.....                               | 26 |
| Capítulo IV. Resultados.....                                    | 32 |
| IV.1 Resultados de los layouts.....                             | 32 |
| IV.1.1 Comparación de los layouts .....                         | 32 |
| IV.1.2 Layout seleccionado.....                                 | 34 |

---

|  |    |
|--|----|
| IV.1.3 Condiciones de funcionamiento .....                           | 36 |
| IV.2 Resultados del layout seleccionado .....                        | 38 |
| IV.2.1 Intercambiadores.....   | 38 |
| IV.2.2 Tuberías .....  | 42 |
| IV.2.3 Distribución de los equipos .....                             | 44 |
| IV.2.4 Turbomáquinas .....   | 48 |
| IV.2.5 Inversión.....  | 49 |
| Capítulo V. Conclusiones.....  | 53 |
| Capítulo VI. Referencias .....                                       | 55 |
| ANEXO I: Objetivos de Desarrollo Sostenible de Naciones Unidas ..... | 57 |

## Índice de figuras

|   |    |
|---|----|
| <b>Figura 2:</b> Variación de densidad en puntos cercanos al punto crítico a diferentes presiones (izquierda) y variación del calor específico con la temperatura a presión constante con CO <sub>2</sub> supercrítico (derecha) [7]..... | 4  |
| <b>Figura 3:</b> Ciclo S-CO <sub>2</sub> con recuperación simple (izquierda) y diagrama p-h de un ciclo S-CO <sub>2</sub> ideal sin recuperación (derecha) [7].....   | 5  |
| <b>Figura 4:</b> Layout del ciclo Brayton con recompresión [7].....   | 6  |
| <b>Figura 5:</b> Eficiencia del ciclo con recompresión y acercamiento de temperatura en el LTR y el HTR [7].....  | 7  |
| <b>Figura 6:</b> Diagrama T-s del ciclo simple (izquierda) y del ciclo con recompresión (derecha) [7]. .....  | 7  |
| <b>Figura 7:</b> Layout de 2018 [5] .....   | 13 |
| <b>Figura 8:</b> Layout 2019-1 .....  | 14 |
| <b>Figura 9:</b> Layout 2019-2 .....  | 15 |
| <b>Figura 10:</b> Layout 2019-3 .....   | 16 |
| <b>Figura 11:</b> Layout 2019-4 .....   | 16 |
| <b>Figura 12:</b> Esquema modular de los intercambiadores PCHE [5].....   | 18 |
| <b>Figura 13:</b> Esquema de funcionamiento del intercambiador PCHE a contracorriente ..  | 18 |
| <b>Figura 14:</b> Valores de rendimiento del ciclo para las distintas parejas de acercamientos .....  | 19 |
| <b>Figura 15:</b> Esquema de la selección de tuberías .....   | 20 |
| <b>Figura 16:</b> Diagrama N <sub>s</sub> -D <sub>s</sub> de compresores [16] .....   | 24 |
| <b>Figura 17:</b> Diagrama N <sub>s</sub> -D <sub>s</sub> de turbinas [16] .....  | 24 |
| <b>Figura 18:</b> Esquema del ciclo propuesto por el SNL para la estimación de costes [5]....   | 27 |
| <b>Figura 19:</b> Ciclo del layout 2019-1 durante el dwell.....   | 33 |
| <b>Figura 20:</b> Layout seleccionado (2019-1) .....  | 35 |
| <b>Figura 21:</b> Layout con tamaños de tubería .....   | 43 |
| <b>Figura 22:</b> Distribución y conexiones del intercambiador HX-HTS.....  | 45 |
| <b>Figura 23</b> Distribución y conexiones del intercambiador HX-LTS .....  | 45 |
| <b>Figura 24:</b> Distribución y conexiones del intercambiador HX-ITS.....  | 46 |
| <b>Figura 25:</b> Distribución y conexiones del intercambiador HTR .....  | 46 |
| <b>Figura 26:</b> Distribución y conexiones del intercambiador LTR .....  | 47 |
| <b>Figura 27:</b> Distribución y conexiones del intercambiador PC .....   | 47 |
| <b>Figura 28:</b> Valores PEC y ONSC de los tres componentes del coste de la inversión.....   | 51 |
| <b>Figura 29:</b> Comparación de costes entre 2018 y 2019 .....   | 52 |

## Índice de tablas

|  |    |
|--|----|
| <b>Tabla 1:</b> Especificaciones del <i>Breeding Blanket</i> [5] .....                       | 8  |
| <b>Tabla 2:</b> Especificaciones del divertor [5] .....                                      | 8  |
| <b>Tabla 3:</b> Especificaciones del Vacuum Vessel [5] .....                                 | 9  |
| <b>Tabla 4:</b> Datos del SNL y del modelo creado [5] .....                                  | 28 |
| <b>Tabla 5:</b> Propiedades de estado del modelo creado [5] .....                            | 28 |
| <b>Tabla 6:</b> Datos de partida del cálculo de inversión de los intercambiadores [5] .....  | 29 |
| <b>Tabla 7:</b> Resultados generales de los layouts .....                                    | 32 |
| <b>Tabla 8:</b> Datos de funcionamiento de TM y HX .....                                     | 36 |
| <b>Tabla 9:</b> Estados del ciclo HTS .....  | 36 |
| <b>Tabla 10:</b> Estados del bloque ITS .....  | 37 |
| <b>Tabla 11:</b> Estados del bloque LTS .....  | 37 |
| <b>Tabla 12:</b> Estados del ciclo de potencia .....   | 37 |
| <b>Tabla 13:</b> Resultados de la optimización de acercamientos .....                        | 38 |
| <b>Tabla 14:</b> Dimensionado de los intercambiadores regeneradores .....                    | 39 |
| <b>Tabla 15:</b> Dimensionado de los intercambiadores PCHE del foco caliente .....           | 40 |
| <b>Tabla 16:</b> Dimensionado del intercambiador STHE (HX-HTS) del foco caliente .....       | 41 |
| <b>Tabla 17:</b> Dimensionado de los intercambiadores del foco frío .....                    | 42 |
| <b>Tabla 18:</b> Detalles de las tuberías del bloque de potencia .....                       | 43 |
| <b>Tabla 19:</b> Detalles de las tuberías del bloque LTS .....                               | 44 |
| <b>Tabla 20:</b> Detalles de las tuberías del bloque ITS .....                               | 44 |
| <b>Tabla 21:</b> Detalles de las tuberías del pre-cooler (Sink) .....                        | 44 |
| <b>Tabla 22:</b> Detalles de las tuberías del bloque HTS .....                               | 44 |
| <b>Tabla 23:</b> Diseño conceptual del compresor .....                                       | 48 |
| <b>Tabla 24:</b> Diseño conceptual de la turbina .....                                       | 49 |
| <b>Tabla 25:</b> Desglose de la inversión de los intercambiadores de calor (HX) .....        | 49 |
| <b>Tabla 26:</b> Desglose de la inversión del intercambiador de calor HX-HTS .....           | 50 |
| <b>Tabla 27:</b> Desglose de la inversión de las turbomáquinas (TAC) .....                   | 50 |
| <b>Tabla 28:</b> Desglose de la inversión del sistema de almacenamiento de sales (TES) ..... | 51 |
| <b>Tabla 29:</b> Comparación de costes PEC Y ONSC de cada componente entre 2018 y 2019 ..... | 52 |

# Capítulo I. Introducción y motivación

Durante los últimos 20 años, la necesidad de fuentes de energía limpias ha sido uno de los mayores desafíos para la ciencia. La búsqueda de nuevas formas de generación de energía ha dado como resultado la creación y el desarrollo de tecnologías de generación renovable como la energía eólica o solar. Sin embargo, uno de los principales problemas sigue siendo la búsqueda de fuentes de energía que puedan proporcionar una generación eléctrica constante, no dependiente del Sol o del viento, que pueda realizar el papel que fuentes de energía como el carbón o el petróleo cumplen. A pesar de no generar gases de efecto invernadero, la fisión nuclear sigue teniendo el problema de cómo gestionar los residuos radiactivos que se generan. Por ello, se comenzó a estudiar la aplicación de la fusión nuclear a la generación de energía eléctrica. Esta fuente de energía no genera gases de efecto invernadero y los residuos radiactivos tienen una vida mucho menor que en la fisión, limitándose a material activado. Por ellos se espera que, en el futuro, pase a ser una de las principales tecnologías empleadas en la generación eléctrica.

Para el desarrollo de esta tecnología se creó el programa EUROfusion, el cual reúne a varias universidades, laboratorios e industrias europeas para dicho propósito [1]. Dentro de este programa, la Escuela Técnica Superior de Ingeniería ICAI, perteneciente a la Universidad Pontificia Comillas, se encarga del desarrollo de una versión del sistema de conversión de energía nuclear en eléctrica. Este sistema se basa en el ciclo de potencia Brayton con CO<sub>2</sub> en estado supercrítico como fluido de trabajo. La elección de este tipo de ciclo en lugar de un ciclo Rankine convencional se debe a las ventajas que este tipo de ciclo presenta, tales como su compacidad [2]. Una de las características que más diferencia las fuentes térmicas de un reactor de fusión nuclear, en comparación con uno de fisión, es su rango de temperaturas y su funcionamiento pulsante [2]. De ahí surge la necesidad de desarrollar ciclos de potencia que puedan aprovechar correctamente la energía de esta fuente de calor y cumplir los requisitos que esta presenta.

Este proyecto continúa el trabajo que se ha realizado durante los últimos años [1-4] para desarrollar un sistema de conversión de potencia eficiente que permita la generación de energía eléctrica mediante la fusión nuclear. Dada la operación pulsante propia de esta tecnología, se ha propuesto el uso de un sistema de almacenamiento de energía mediante el uso de un lazo intermedio de sales fundidas entre el reactor y el ciclo de potencia. Con este sistema se calienta y almacena parte de la sal en la fase de producción de calor en el reactor (pulse), que después se libera en la fase en la que el reactor no produce energía (dwell) para mantener una producción de energía eléctrica constante.

El motivo de la realización de este proyecto surge de un problema encontrado en el diseño obtenido en un proyecto anterior [5]. Para la transmisión de calor de los lazos de sales al ciclo de potencia se emplearon intercambiadores de calor de circuito impreso (PCHE). Estos presentan una gran robustez que permite soportar la gran diferencia de presión entre el CO<sub>2</sub> a la entrada de la turbina, a unos 300 bar y las sales, en torno a 5 bar. Sin embargo, este tipo de intercambiador presenta un problema debido a la pequeña sección de paso de sus tubos (sección semicircular de 2 mm de diámetro), lo que propicia la deposición de las sales y la consecuente obstrucción de los tubos. Para resolver esto, el presente proyecto estudia el uso de un intercambiador de calor de carcasa y tubos (STHE) en lugar del PCHE para pasar el calor de las sales al CO<sub>2</sub>. La mayor sección de paso que ofrece la carcasa a la sal evita el problema de obstrucción de las sales. Sin embargo, este tipo de intercambiadores no soporta tanta diferencia de presiones, por lo que ha sido necesaria la reubicación del intercambiador a la salida de la turbina, de modo que una vez calentada esta corriente transfiere el calor al CO<sub>2</sub> de alta presión que se dirige a la turbina en el regenerador de alta presión [6]. Debido a esto, será necesario también estudiar y evaluar la caída en el rendimiento total del sistema de conversión de energía motivada por este cambio de configuración.

## I.1 Objetivos

Los principales objetivos técnicos que se busca llevar a cabo este proyecto son los siguientes:

- Selección del layout más eficiente para el sistema de conversión de energía, decidiendo dónde es más recomendable colocar los intercambiadores de los flujos intermedios de sales. Se buscará lograr una solución en la que la eficiencia no caiga demasiado con respecto a los resultados de 2018 y mantenga una producción total de energía eléctrica aceptable.
- Dimensionamiento de los equipos necesarios para el ciclo. Se deberá calcular de nuevo los intercambiadores de calor HTS e ITS y redimensionarlos. Se redimensionarán también las tuberías y se realizará un prediseño de las turbomáquinas.
- Estudio de viabilidad económica tras la modificación en el sistema de conversión de energía.

## Capítulo II. Estado del arte.

Para la realización de este proyecto, primero es necesario conocer el funcionamiento de los ciclos Brayton de CO<sub>2</sub> supercríticos, así como el funcionamiento de la variante que incorpora un compresor auxiliar para mejorar el ciclo básico (recompresión).

### II.1 Ciclo Brayton de CO<sub>2</sub> supercrítico

El ciclo de CO<sub>2</sub> supercrítico es una variante del ciclo Brayton cerrado en el que se emplea CO<sub>2</sub> en estado supercrítico como fluido de trabajo.

El ciclo Brayton en su forma más básica emplea aire como fluido de trabajo. Tiene la ventaja de ser muy compacto, ya que sus componentes, especialmente sus turbomáquinas, son poco voluminosas. Su inconveniente sin embargo es el alto trabajo de compresión necesaria. Para que este ciclo sea eficiente es necesario una alta temperatura a la entrada de la turbina, del orden de 1200 °C [7].

#### II.1.1 Fluido de trabajo

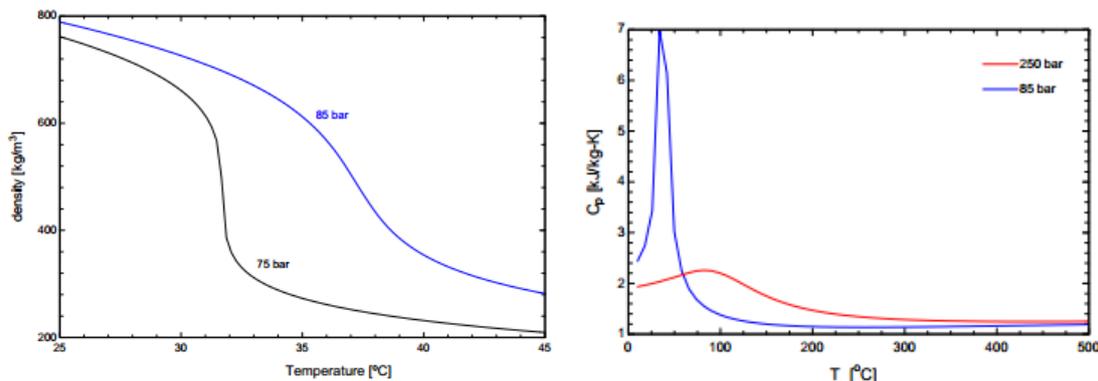
Dada la fuente de calor de la que se dispone en este proyecto, el fluido de trabajo no puede alcanzar estas temperaturas, ya que la temperatura máxima del helio a la salida del reactor es de 500°C. Por tanto, es necesario emplear otro gas que pueda dar buenos rendimientos a menor temperatura. Una alternativa es usar helio también en el ciclo de potencia. De acuerdo con [7] y [8], se ha demostrado que en reactores de fisión nuclear de Generación IV con helio, concretamente en reactores de alta temperatura (HTR), se alcanzan rendimientos superiores al 50%. Sin embargo, para ello el helio debe estar a una temperatura en torno a 850-950°C. A temperaturas de 500°C o inferiores se pierde gran parte del rendimiento [7].

Para casos como este, la mejor opción es usar CO<sub>2</sub> cercano a su punto crítico. Alrededor de 500°C, el ciclo con este gas puede alcanzar rendimientos alrededor del 40 %. La cercanía al punto crítico da además ciertas ventajas adicionales.

El punto crítico del CO<sub>2</sub> se sitúa en una temperatura de 30,98°C y una presión de 73,77 bar [7]. En este tipo de ciclos se emplea este gas en un estado por encima de su punto crítico, pero cercano a este, de manera que el gas adquiera un comportamiento muy particular. En estados cercanos al punto crítico, el fluido posee una viscosidad propia de un gas, sin embargo, la densidad es más cercana a la de un líquido. Este aumento en densidad con respecto a un gas reduce el trabajo de compresión considerablemente,

haciendo que se pueda emplear temperaturas menores a la entrada de la turbina, consiguiendo un rendimiento similar.

El inconveniente de los fluidos de trabajo en estado supercrítico, pero cercanos al punto crítico, es la facilidad y brusquedad con la que cambian las propiedades del gas, más concretamente, la densidad, con la presión y la temperatura. Estas variaciones bruscas pueden causar problemas de estabilidad en el compresor. Para solventar esto, se suelen emplear presiones alrededor de 85 bar en el CO<sub>2</sub>, con lo que se consigue un cierto equilibrio entre un bajo trabajo de compresión y variaciones de densidad aceptables. La diferencia de variaciones de densidad con la presión se muestra en la Figura 1a.



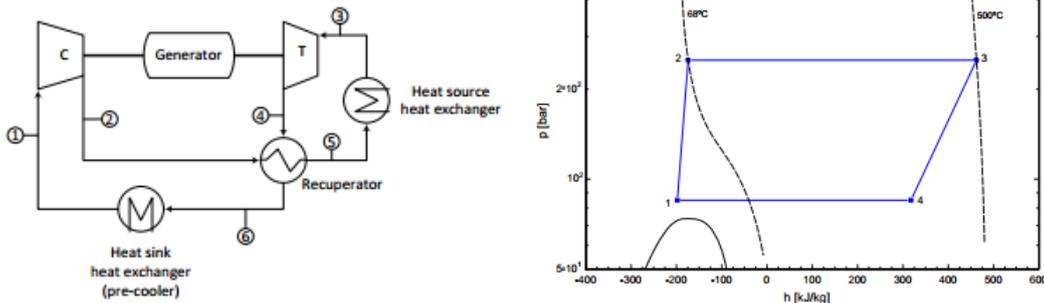
**Figura 1:** Variación de densidad en puntos cercanos al punto crítico a diferentes presiones (izquierda) y variación del calor específico con la temperatura a presión constante con CO<sub>2</sub> supercrítico (derecha) [7].

Otro problema que se da con los fluidos cercanos al punto crítico es la variación del calor específico con la temperatura a presiones constantes. Este problema se puede reducir al usar presiones más altas. Esto se muestra en la Figura 1b. Con mayor presión, el aumento de calor específico que se da es mucho menos pronunciado. Por otra parte, dicha figura muestra que a temperaturas mayores que la crítica el calor específico es más alto cuanto más alta sea la presión. Este hecho será de gran importancia para el correcto funcionamiento de los regeneradores.

Sabiendo esto, es necesario seleccionar correctamente las condiciones a las que el gas entra al compresor, para así evitar estos problemas.

## II.1.2 Ciclo simple con regeneración

El ciclo de  $\text{CO}_2$  supercrítico puede tener distintas configuraciones, las cuales están destinadas a aumentar su eficiencia total. La configuración más sencilla se muestra en la Figura 2a.



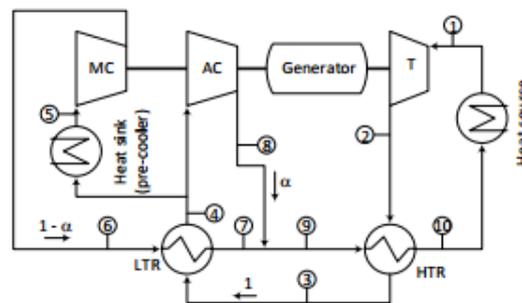
**Figura 2:** Ciclo  $\text{S-CO}_2$  con recuperación simple (izquierda) y diagrama p-h de un ciclo  $\text{S-CO}_2$  ideal sin recuperación (derecha) [7].

Como se puede observar, este ciclo consta de un único compresor y de una etapa de regeneración previa al aporte de calor desde la fuente. Con este ciclo se consigue reducir el trabajo del compresor a un 16,5 % del trabajo de la turbina gracias a la condición cercana al punto crítico del gas. La Figura 2b muestra el diagrama p-h de un ciclo ideal de este tipo. En él se observa que el ciclo debe albergar un proceso regenerador de calor debido a la gran separación de las entalpías de salida del compresor y la turbina. También se puede notar el pequeño trabajo del compresor en comparación con el de la turbina en la inclinación de las rectas entre los estados 1 y 2 y los estados 3 y 4 respectivamente.

El proceso de regeneración en este ciclo presenta, sin embargo, ciertos problemas debido al estado cercano al punto crítico del gas. La corriente fría que sale del intercambiador no es tan alta como debería debido al problema del calor específico que se ha mencionado previamente. En la entrada, la corriente caliente, que está a menor presión, tiene un calor específico menor al de la corriente fría, lo que causa que el acercamiento de temperatura mínimo se encuentre en salida de la corriente caliente. A causa de esto, el acercamiento de temperaturas a la entrada de la corriente fría es menor que a la salida, provocando que la temperatura fría no crezca tanto como sería esperable a la vista de la temperatura de la corriente caliente a la entrada. Otra de las variables que intervienen en este desequilibrio es el flujo másico de cada corriente. Los flujos másicos de estas corrientes se pueden emplear para equilibrar correctamente el intercambiador al introducir flujos dispares que corrijan la desviación. En esta configuración los flujos másicos son idénticos, por lo que otras configuraciones buscarán emplear esta característica para solucionar el problema del recuperador.

## II.2 Ciclo Brayton de con recompresión

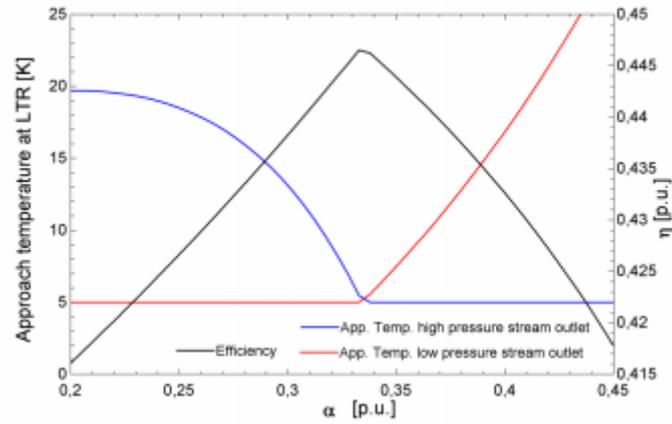
En esta nueva configuración se trata de corregir el desequilibrio del intercambiador previamente nombrado. Dado que la diferencia entre los calores específicos es mayor a baja temperatura que a alta, se procede a separar el regenerador en dos, uno de baja temperatura (LTR) y otro de alta (HTR). El ciclo se dispone de tal manera que por la rama de mayor presión (fría) del LTR circule menos gasto másico que por la de alta, de modo que el producto del gasto másico por el calor específico sea similar [7]. La configuración de este ciclo se muestra en la Figura 3, donde se emplean dos compresores (MC y AC) para hacer circular gastos másicos diferentes por cada rama del LTR



**Figura 3:** Layout del ciclo Brayton con recompresión [7]

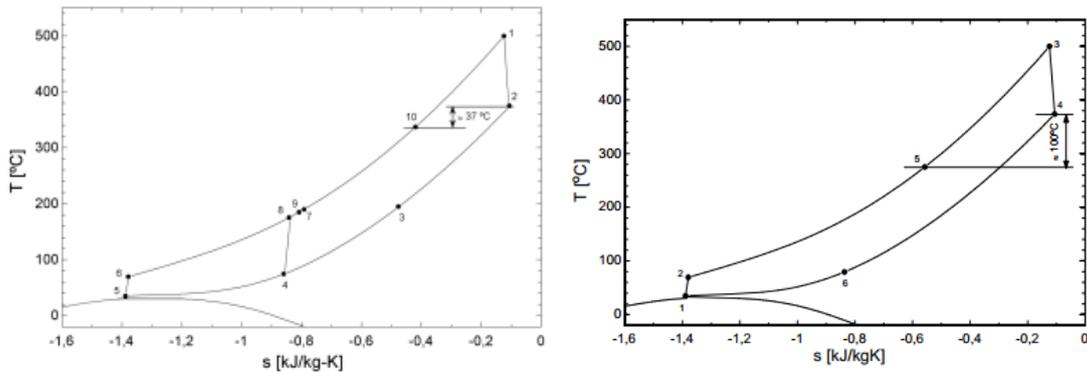
Para conseguir que el LTR sea un intercambiador balanceado hay que elegir correctamente el ratio de separación del LTR. Este ratio se ha denotado con la letra  $\alpha$  en la Figura 3 y es la fracción del gasto másico que sale de la turbina y que circula por el compresor auxiliar (AC). Gracias a esto, la corriente  $(1-\alpha)$  pasa por el compresor principal y se convierte en la corriente de alta presión del LTR, teniendo un flujo másico menor a la otra corriente. Con esto se puede llegar a equilibrar el intercambiador en sus dos extremos, aunque no en todos sus puntos [7]. El inconveniente que surge al hacer la separación es que ahora el HTR no está equilibrado. Sin embargo, dado que éste opera a mayores temperaturas, su desviación no afecta tanto a su rendimiento como ocurre en el LTR, ya que las variaciones de calor específico son menores aquí.

La elección óptima de  $\alpha$  es aquella que logra el mismo acercamiento de temperaturas en ambos extremos del LTR, como se aprecia en la Figura 4, donde se ve que el máximo rendimiento se alcanza con un valor en torno a  $\alpha=0.34$  y acercamientos en el HTR y LTR cercanos a  $5^{\circ}\text{C}$ .



**Figura 4:** Eficiencia del ciclo con recompresión y acercamiento de temperatura en el LTR y el HTR [7].

La Figura 5 muestra el diagrama T-s del ciclo completo, donde se puede ver que se ha mejorado bastante la eficiencia de la regeneración pasando de los 100°C del ciclo simple a 37°C en el ciclo con recompresión en la corriente fría de salida del HTR.



**Figura 5:** Diagrama T-s del ciclo simple (izquierda) y del ciclo con recompresión (derecha) [7].

En conclusión, el ciclo con recompresión es más eficiente que el ciclo simple a pesar de tener dos compresores, gracias al balance alcanzado en el LTR. Por tanto, se estudiará tanto su aplicación al caso del ciclo para el reactor nuclear de fusión, así como su viabilidad económica.

## Capítulo III. Metodología

### III.1 Hipótesis y datos de partida

#### III.1.1 Datos de partida

##### III.1.1.1 Reactor de fusión DEMO

Para este proyecto se parte de los mismos datos iniciales del reactor de fusión que en el proyecto de 2018 [5] para el cálculo del ciclo termodinámico. Al igual que en 2018, se ha establecido un tiempo de *pulse* de 120 minutos y un tiempo de *dwell* de 10 minutos. Los datos de partida de las fuentes térmicas se muestran en las Tablas 1, 2 y 3.

**Tabla 1:** Especificaciones del *Breeding Blanket* [5]

|  | IB    | OB    |
|--|-------|-------|
| Tipo de refrigerante                       | Helio | Helio |
| Presión en la entrada del reactor [bar]    | 77,86 | 78,26 |
| Temperatura en la salida del reactor [°C]  | 500   | 500   |
| Temperatura en la entrada del reactor [°C] | 300   | 300   |
| Caída de presión en el reactor [bar]       | 2,14  | 1,74  |
| Potencia térmica en el reactor [MW]        | 586,8 | 1.512 |

**Tabla 2:** Especificaciones del divertor [5]

|  | HT-DIV<br>(Cassette) | LT-DIV<br>(PFU) |
|--|----------------------|-----------------|
| Tipo de refrigerante                       | Agua                 | Agua            |
| Presión en la entrada del reactor [bar]    | 35                   | 50              |
| Temperatura en la salida del reactor [°C]  | 180                  | 130             |
| Temperatura en la entrada del reactor [°C] | 210                  | 136             |
| Caída de presión en el reactor [bar]       | 1                    | 11              |
| Potencia térmica en el reactor [MW]        | 115,2                | 136             |

**Tabla 3:** Especificaciones del Vacuum Vessel [5]

|  | VV   |
|--|------|
| Tipo de refrigerante                       | Agua |
| Presión en la entrada del reactor [bar]    | 31,5 |
| Temperatura en la salida del reactor [°C]  | 190  |
| Temperatura en la entrada del reactor [°C] | 200  |
| Caída de presión en el reactor [bar]       | 0,5  |
| Potencia térmica en el reactor [MW]        | 86   |

### III.1.1.2 Ciclo de potencia

Para el cálculo de las distintas turbomáquinas en el ciclo termodinámico se ha utilizado los siguientes rendimientos [5]. Estos datos únicamente se han usado en el cálculo del ciclo y no en el dimensionamiento de las turbomáquinas. El rendimiento tras el dimensionado es ligeramente distinto:

- Compresor
  - Rendimiento isentrópico: 88 %
  - Presión en la entrada: 85 bar
  - Temperatura en la entrada: 35 °C
- Turbina:
  - Rendimiento isentrópico: 93 %
  - Presión en la entrada: 350 bar

Para las bombas de los tres ciclos de calentamiento se ha usado un rendimiento de 85 % [5]. Además, se ha supuesto un rendimiento eléctrico para generador  $\eta_g$  del 97 % [5].

Por último, se han establecido las temperaturas de entrada y salida del agua empleada en el pre-cooler (PC) del ciclo de potencia. Estas son:

$$T_{cw,entrada} = 25^{\circ}\text{C} \ ; \ T_{cw,salida} = 35^{\circ}\text{C}$$

### III.1.2 Hipótesis

En el cálculo del ciclo termodinámico se han empleado las siguientes hipótesis. Estas hipótesis son válidas tanto durante el periodo de pulse como durante el periodo de dwell.

### III.1.2.1 Sustancias empleadas

En primer lugar, se han definido las propiedades de los distintos fluidos que se emplean en el ciclo. Los fluidos como el agua y el CO<sub>2</sub> se han modelado como sustancias puras. Por otro lado, la sal fundida (HITEC) se ha modelado como líquido incompresible, tomando las siguientes correlaciones [5]:

- Densidad:

$$\rho \text{ (kg/m}^3\text{)} = 2080 - 0,7324 * T(\text{°C})$$

- Calor específico:

$$c \text{ (kJ/kg * K)} = 1,56$$

- Entalpía:

$$h \text{ (kJ/kg)} = -276,12 + 1,56 * T(\text{°C}) + p \text{ (kPa)} / \rho \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

- Viscosidad dinámica:

$$\mu \text{ (Pa * s)} = 2,1554 * 10^{-4} * \exp\left(\frac{1006,4131}{T(\text{°C}) + 83,7755}\right)$$

- Conductividad térmica:

$$k \text{ (W/m * K)} = 0,4465 + 0,1788 * 10^{-3} * T(\text{°C}) - 1,1486 * 10^{-6} * (T(\text{°C}))^2$$

Todas estas propiedades se han definido como funciones en los cálculos realizados en EES.

### III.1.2.2 Intercambiadores

Para los intercambiadores se han empleado varias hipótesis en función de su posición y función. Comenzando por el HX-HTS, el cual une el ciclo de potencia con el lazo de sales (HTS), se ha establecido para éste que la temperatura de la entrada del lado del ciclo de potencia al intercambiador ( $T_3$ ) es 10 °C inferior a la temperatura de la entrada del lado del ciclo HTS ( $T_{hts,4}$ ).

$$T_3 = T_{hts,4} - 10 \text{ [°C]}$$

En el caso de los dos recuperadores, HTR y LTR, se han elegido los siguientes acercamientos:

$$PP_{HTR} = 4 \text{ °C} ; PP_{LTR} = 7 \text{ °C}$$

Además de las temperaturas, también se han empleado unos valores fijos de caída de presión en los intercambiadores en función del fluido que los atraviesa. Estas caídas de presión son las siguientes:

$$\Delta p_{cw} = 5 \text{ bar} ; \Delta p_{Agua} = 0,6 \text{ bar}$$

$$\Delta p_{CO_2} = 0,4 \text{ bar} ; \Delta p_{HITEC} = 0,6 \text{ bar}$$

## III.2 Layouts a considerar

Para solucionar los problemas que presentaba el *layout* del ciclo empleado en el proyecto de 2018 [5] se han propuesto cuatro alternativas de ciclo termodinámico. Cada una de estas alternativas presenta algunas variaciones progresivas respecto al ciclo de 2018 que pretenden adecuar las condiciones del ciclo de potencia para introducir el intercambiador STHE el lugar del PCHE entre los ciclos de sales y el de CO<sub>2</sub>. Todos los cálculos realizados en el análisis de estos ciclos se han realizado usando EES.

### III.2.1 Layout 2018 – Funcionamiento y cambios a realizar

El *layout* realizado en el proyecto anterior [5] se muestra en la Figura 6. Se puede observar que, en este caso, el sistema cuenta con dos lazos de sales y uno con agua para el aporte de calor al ciclo de potencia.

Para entender el funcionamiento de este ciclo primero es necesario conocer el funcionamiento del reactor de fusión DEMO. Este reactor consta de dos fases. La primera es la fase, *pulse*, la cual dura 120 minutos. Durante esta fase el reactor funcionará y se podrá extraer calor de él. La segunda fase se denomina *dwell* y dura 10 minutos. En esta fase, el reactor se apaga, por lo que no aporta calor. Esta fase es necesaria para reiniciar la rampa de corriente que genera el campo magnético.

El intercambiador del ciclo de sales de alta temperatura (HT-HTS) se encuentra posicionado a la entrada de la turbina (estados 11 a 1), siendo el aporte principal de calor al ciclo. Este ciclo de sales obtiene su energía del reactor a través de dos intercambiadores conectados al *Breeding Blanket*, la principal fuente térmica del reactor de fusión. Este lazo permite el funcionamiento del ciclo durante el periodo de *dwell* gracias al almacenamiento de sales (*Hot MS* y *Cold MS*). Durante el periodo *pulse*, parte de las sales fundidas de este ciclo se desvían al acumulador *Hot MS*. Cuando el *pulse* acaba y comienza el *dwell*, el acumulador libera las sales almacenadas durante el periodo anterior. Dado que no hay aporte de calor durante este periodo, la única fuente de calor son las sales acumuladas en el *Hot MS*. El flujo de sales recorre el intercambiador HTS y se almacena al final en el *Cold MS*. Cuando el periodo *dwell* termina, las sales acumuladas en el *Cold MS* se liberan al lazo para volverse a almacenar en el *Hot MS* durante el *pulse* y así comenzar de nuevo el ciclo.

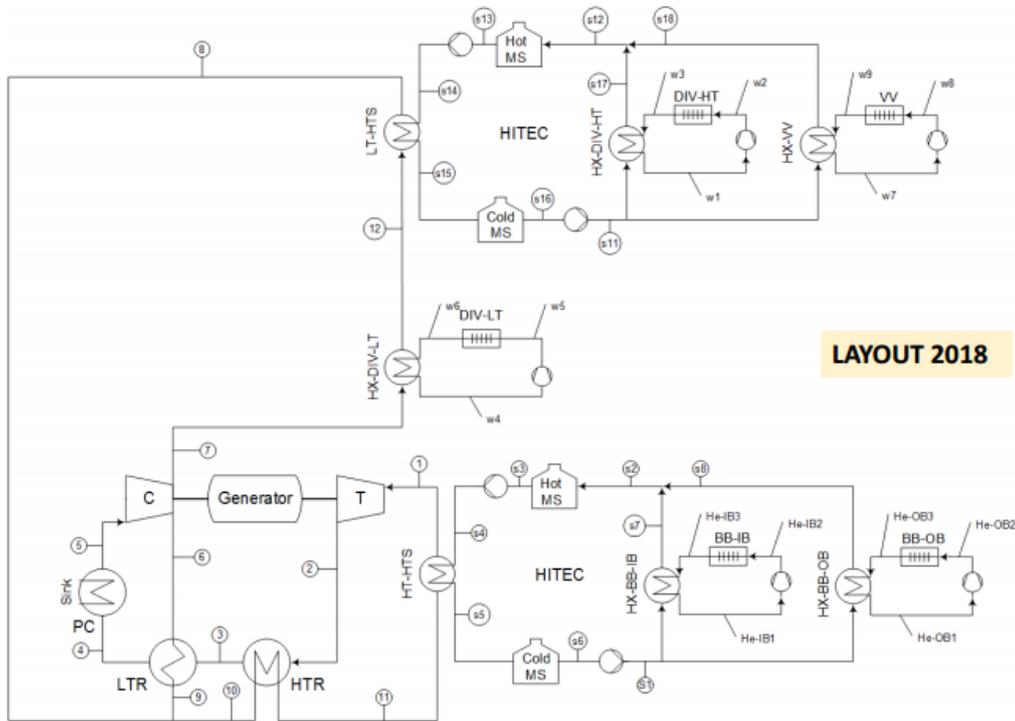
El intercambiador del segundo lazo de sales, el de baja temperatura (LT-HTS), se encuentra posicionado entre los estados 12 y 8. Este ciclo también posee almacenamiento de sales, por lo que su funcionamiento es idéntico al del ciclo de alta temperatura. En este caso las fuentes térmicas son el *Divertor* y el *Vacuum Vessel*. El tercer lazo de calentamiento es el ciclo de agua de baja temperatura, cuyo intercambiador está situado justo antes del intercambiador del ciclo LT-HTS (estados 7 a 8). Este pequeño lazo extrae el calor también del *Vacuum Vessel* y sólo funciona durante el periodo *pulse*, puesto que no posee ningún tipo de almacenamiento térmico.

Aunque este ciclo de potencia no cuenta con recompresión, se puede equilibrar el LTR gracias a la bifurcación que hay en la salida del compresor (estados 6 y 7) con la que se puede regular el flujo másico de la corriente fría del LTR. Este ciclo permitía obtener un rendimiento medio (conjunto entre el período de *pulse* y *dwell*) en torno al 35%.

Como se ha explicado, no sería viable el empleo de un intercambiador de carcasa y tubos debido a la diferencia de presión entre el lado de las sales, a 5 bar, y el  $CO_2$ , a 300 bar. Por ello es necesaria la reubicación del intercambiador HT-HTS a un estado en el que la diferencia de presión entre los lados del intercambiador no sea tan grande. En todas las alternativas que se presentaran a continuación, el intercambiador se posicionará a la salida de la turbina (estado 3) con el objetivo de recalentar el gas para que luego éste caliente al  $CO_2$  que entra a la turbina a través del regenerador de alta temperatura (HTR). Gracias a esto, la diferencia de presión entre los lados del HT-HTS pasa a ser de 85 a 5 bares, lo cual un intercambiador STHE ya puede manejar correctamente. El resto de los intercambiadores seguirán siendo de circuito impreso (PCHE)<sup>1</sup>.

---

<sup>1</sup> En alguna configuración se emplearán sales en el lazo ITS. En ese caso el intercambiador sales/ $CO_2$  será de carcasa y tubos, pero estas configuraciones serán finalmente desestimadas, con lo que el único intercambiador de carcasa y tubos será el HX-HTS.

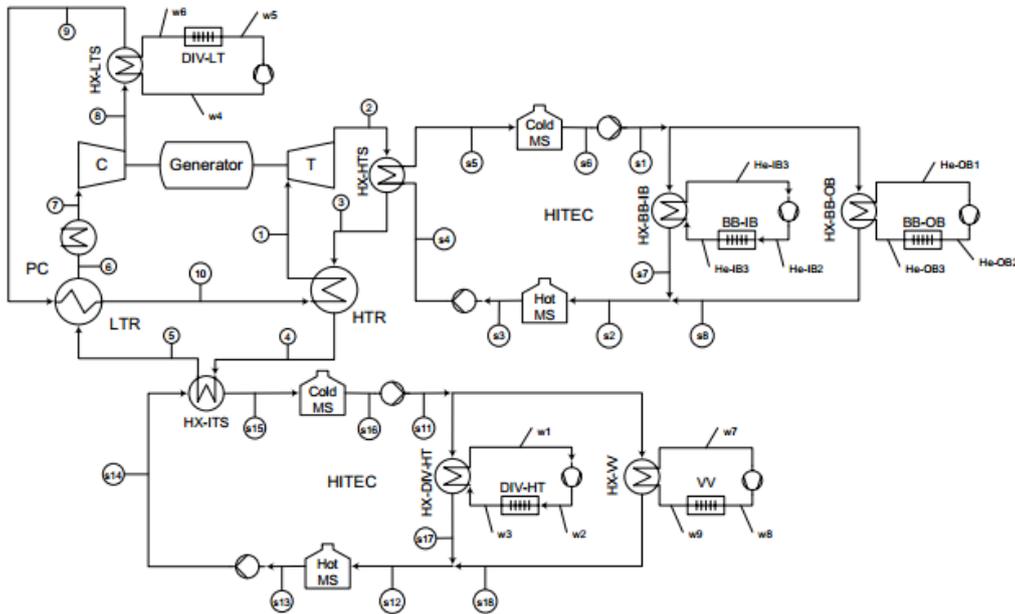


**Figura 6:** *Layout* de 2018 [5]

### III.2.2 Layout 2019-1

El *layout* 2019-1 se muestra en la Figura 7. En esta versión, se sustituye el lazo de sales de baja temperatura (LT-HTS) por uno con agua (ITS). Se trata del *layout* más sencillo de los cuatro y el que más se parece al original de 2018, ya que no presenta ningún cambio con respecto a este, exceptuando la reubicación del intercambiador HX-HTS y el cambio de fluido en el lazo ITS. Durante el *dwell*, tanto el intercambiador HX-LTS como el HX-ITS no aportarán calor, por lo que la única fuente térmica será el lazo HTS. Un problema que surge con esta configuración es la pérdida de rendimiento durante el *dwell*, debido a la falta de una de las dos fuentes térmicas de este periodo. Este *layout*, al igual que el de 2018, permite el balance del LTR gracias a la separación tras el compresor, por lo que no requiere recompresión.





**Figura 8:** *Layout 2019-2*

### III.2.4 Layout 2019-3

La tercera posible configuración se muestra en la Figura 9. El *layout 2019-3* es similar al 2019-2, pero incorpora un compresor auxiliar para permitir la recompresión, con lo que se puede equilibrar el intercambiador LTR. Esto se logra mediante la regulación del flujo del lado frío del intercambiador, redirigiendo el flujo auxiliar a la corriente que entra al HTR en lugar del LTR, como sería en una recompresión convencional.

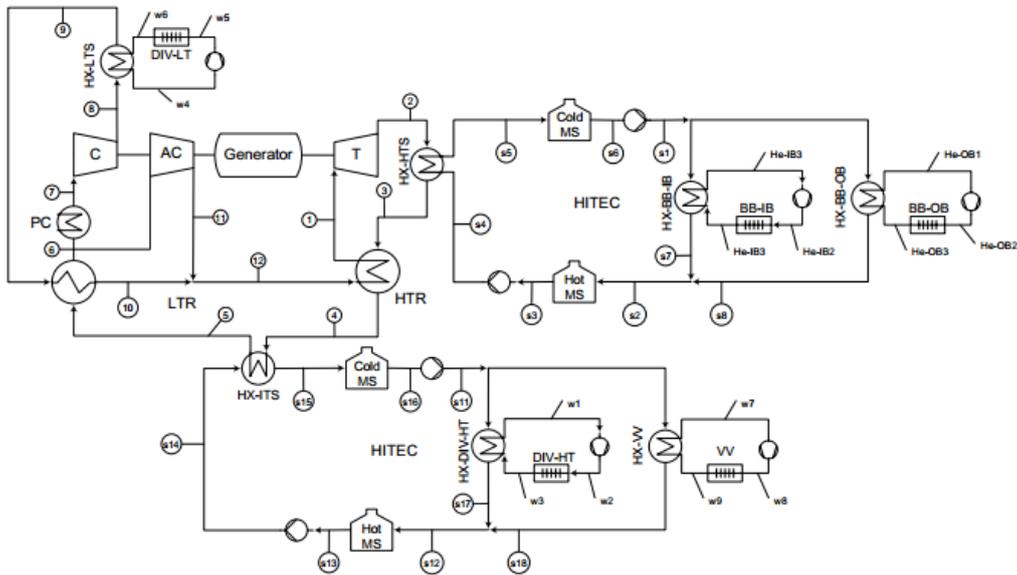


Figura 9: Layout 2019-3

### III.2.5 Layout 2019-4

El *layout* 2019-4 se muestra en la Figura 10. Este *layout* no usa recompresión, sino que, al igual que en el *layout* 2019-1, consta de una bifurcación a la salida del compresor. En este caso, el intercambiador HX-LTS se sitúa tras la salida del compresor dirigida a la salida del LTR. El ciclo es similar al del *layout* 2019-2 en el resto de los aspectos.

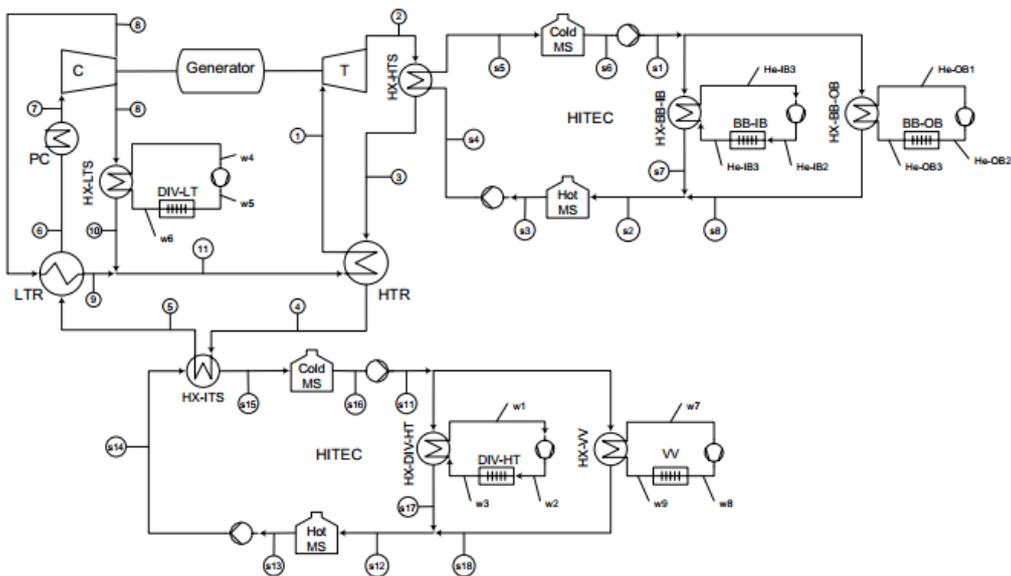


Figura 10: Layout 2019-4

### III.3 Dimensionamiento de componentes

A la hora de realizar el dimensionamiento de los componentes, se han empleado métodos y criterios similares a los que se usaron en el proyecto de 2018 [5].

#### III.3.1 Intercambiadores

El dimensionado de los intercambiadores de calor ha sido realizado utilizando el procedimiento descrito a continuación. Este procedimiento es similar al empleado desde 2015 [5]. Los intercambiadores se han discretizado en sub-intercambiadores usando las correlaciones adecuadas [10]. El sistema de ecuaciones se ha resuelto de manera iterativa, obteniéndose las caídas de presión y resolviendo la conservación de energía. En cada momento, se calculan los coeficientes de transferencia de calor y, mediante el Método de Temperatura Media Logarítmica (LMTD), se estima la longitud del intercambiador. El proceso iterativo se repite si la condición de caída de presión máxima no se cumple. Al final, se calculan el área superficial y el volumen total del intercambiador. Además, se verifica que el número de canales y su longitud por modulo ( $0,6 \times 0,6 \text{ m}^2$ ) no supere las capacidades de fabricación de Heartic (96.000 y 1,5 m, respectivamente).

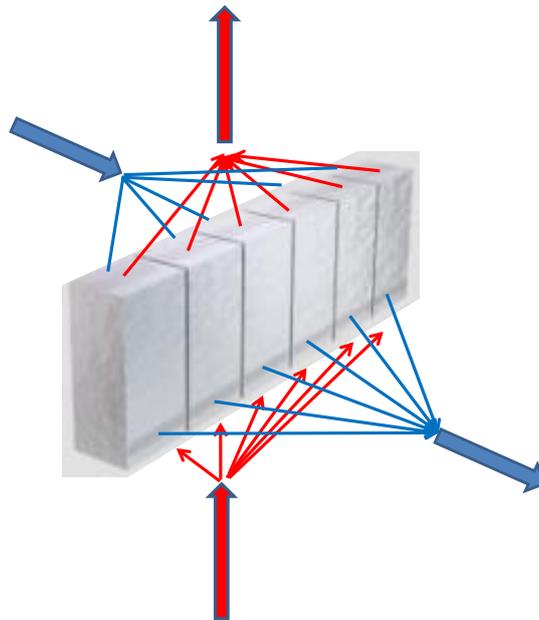
En primer lugar, se procede a dimensionar los intercambiadores del ciclo, los cuales, a excepción del HX-HTS, que es de carcasa y tubos (STHE), son de circuito impreso (PCHE). En el caso de los PCHE, la fabricación de los intercambiadores es modular y las dimensiones de estos módulos esta limitadas a los siguientes valores:

- $L \leq 1,5 \text{ m}$
- $D \leq 8,5 \text{ m}$

Cada módulo tiene unas dimensiones de 600 mm de anchura (W) y de 600 mm de altura (L). Esto se puede observar en la Figura 11. La Figura 12 esquematiza como sería el funcionamiento del intercambiador. Debido a la limitación de D de 8,5 metros, solo se pueden colocar en línea 14 módulos. Dado que estos intercambiadores se construyen uniendo estos módulos, el cálculo de los intercambiadores usa como base uno de estos módulos. Para el dimensionado, es necesario calcular las dimensiones del intercambiador completo para, a partir de estas, calcular el número de módulos necesario y las características de estos módulos.



**Figura 11:** Esquema modular de los intercambiadores PCHE [5]



**Figura 12:** Esquema de funcionamiento del intercambiador PCHE a contracorriente

Se comienza dimensionando los dos regeneradores y, una vez conocidas las dimensiones de estos, se calcula el resto de los intercambiadores del ciclo. Estos intercambiadores son los siguientes:

- HX-HTS (Lazo de alta temperatura)
- HX-ITS (Lazo de temperatura intermedia)
- HX-LTS (Lazo de baja temperatura)
- PC (Pre-cooler)

Independientemente del tipo de intercambiador, su dimensionado se ha realizado de la misma manera en todos los casos. La única diferencia en el dimensionado de los distintos

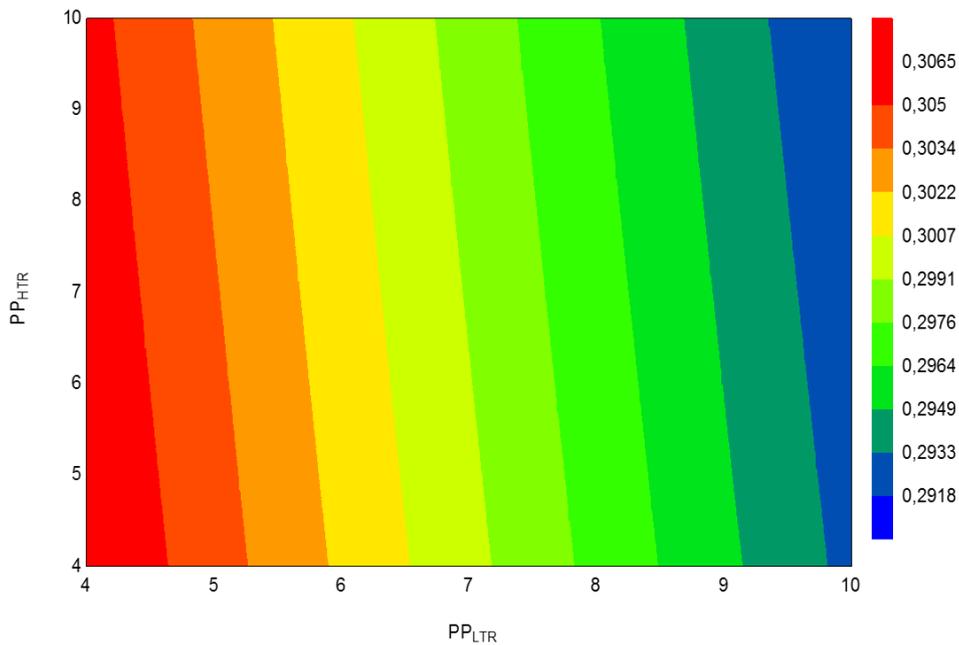
intercambiadores se da en las caídas de presión máximas admisibles que hay para cada uno de ellos. En el caso del LTR, la limitación se da en la corriente caliente, mientras que en el HTR se da en la corriente fría y es en ambos casos de 0,4 bares como máximo.

Para los tres intercambiadores de los ciclos conectados a los focos térmicos (HTS, ITS y LTS) se ha empleado una caída de presión máxima de 0,6 bar en la corriente caliente y de 0,4 bar en la corriente fría. Para el pre-cooler se ha fijado una caída de presión máxima de 0,4 bar para la corriente caliente y de 5 bar para la corriente fría.

Conociendo las dimensiones de los intercambiadores, se ha de comprobar también para que par de valores de acercamiento del LTR y HTR se obtiene la mayor eficiencia del ciclo, teniendo en cuenta el volumen obtenido en el dimensionado. Para comprobar el par óptimo, se ha calculado el rendimiento del ciclo para los acercamientos comprendidos entre los siguientes valores:

$$PP_{LTR} \in [4,10] \quad ; \quad PP_{HTR} \in [4,10] \quad (K)$$

Los valores de los rendimientos obtenidos para las distintas combinaciones de acercamientos se muestran en la Figura 13.



**Figura 13:** Valores de rendimiento del ciclo para las distintas parejas de acercamientos

### III.3.2 Tuberías

Para el dimensionado de las tuberías que forman parte del ciclo se han empleado dos criterios. Mediante el uso de estos criterios se ha podido dimensionar las magnitudes necesarias para definir cada una de las líneas del ciclo. Estas magnitudes son las siguientes:

- Diámetro normalizado (DN)
- Espesor (*Schedule*)
- Número de tuberías por línea
- Material de la tubería

El proceso de selección de las tuberías se representa esquematizado en la Figura 14. En azul se muestran las magnitudes a elegir para cada tubería.

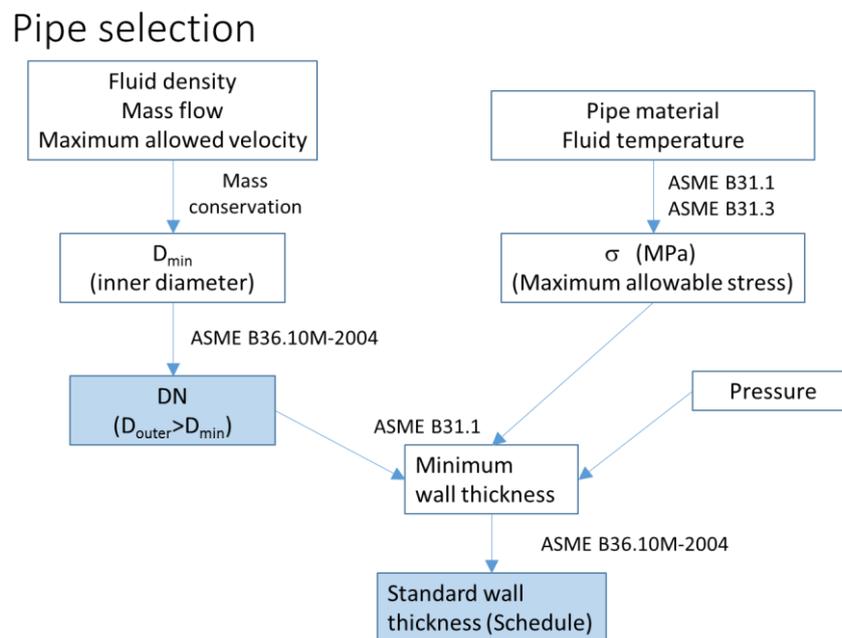


Figura 14: Esquema de la selección de tuberías

#### III.3.2.1 Criterio de máxima velocidad

Este criterio limita la velocidad máxima que puede tener el fluido dentro de la tubería. La velocidad máxima depende del fluido que transporta la tubería. Las velocidades máximas se han escogido según distintos estándares, dependiendo del fluido circulante.

Para las tuberías que transportan agua se ha escogido una velocidad máxima de 6 m/s, según la norma NORSOK P-001 (6.2.1., *Table 2*) [11]. En el caso de las tuberías de sales fundidas, se ha empleado un límite de 3 m/s [12]. Por último, para las tuberías de  $CO_2$  el límite de velocidad se ha escogido entre dos valores. El límite de velocidad elegido es el menor de estos dos valores. Ambos valores se obtienen de la norma NORSOK P-001 (6.3.2). El primero es 60 m/s y el segundo se obtiene según una fórmula empírica, la cual es la siguiente:

$$V = 1.75 \cdot \left(\frac{1}{\rho}\right)^{0.43}$$

Si la velocidad real es superior a cualquiera de estos límites, es necesario aumentar el diámetro de la tubería.

### III.3.2.2 Criterio de caída de presión máxima admisible

El límite de caída de presión admisible se calcula con la ecuación de Darcy-Weisbach. Esta ecuación es la siguiente:

$$\frac{h_f}{L} = \frac{f v^2}{d 2g}$$

Donde:

- $h_f$  es la caída de presión en metros
- $L$  es la longitud y  $d$  el diámetro de la tubería en metros
- $v$  es la velocidad del fluido en  $m/s$
- $g$  es la aceleración de la gravedad ( $9,81 m/s^2$ )
- $f$  es el coeficiente de fricción

El coeficiente de fricción  $f$  se calcula a partir de una ecuación empírica conocida como la ecuación de Colebrook, la cual es la siguiente:

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

Donde:

- $Re_d$  es el número de Reynolds para el diámetro  $d$
- $\varepsilon$  es la rugosidad de la tubería. Los valores de rugosidad se obtienen también de la norma NORSOK P-001 [11].

Al igual que con la velocidad, si la caída de presión real es superior a  $h_f$ , es necesario aumentar el diámetro de la tubería.

### III.3.2.3 Selección de la tubería y del material

Una vez conocidos los dos criterios, para cada tubería se ha obtenido su diámetro normalizado a partir de la velocidad de la tubería.

La selección del DN se ha realizado empleando la norma ASME B36.10M-2004 [13]. Para poder cumplir el criterio de velocidad y con el objetivo de minimizar el coste, las líneas que transportan flujos máscicos de fluido muy altos se han ramificado para poder emplear diámetros de tubería menores, para lo que ha sido necesario calcular el número de ramas de cada línea.

Además de calcular el diámetro mínimo para cada tubería, también se ha calculado su espesor mínimo. Para calcular el espesor mínimo se ha usado la norma ASME B31.1 [14]. Además de esto, también ha sido necesario, para el cálculo del espesor mínimo, elegir el material de las tuberías, el cual se ha seleccionado con la norma anterior y con la norma ASME B31.3 [15]. A partir del espesor mínimo, se ha escogido un espesor normalizado (*schedule*) para cada una. Para ello se ha empleado también la norma ASME B36.10M-2004 [13].

Una vez comprobado este criterio, se ha comprobado el criterio de caída de presión máxima. Para poder cumplir con ambos criterios ha sido necesario modificar algunas de las magnitudes de las tuberías.

### III.3.3 Turbomáquinas

La selección de las turbomáquinas es una tarea de vital importancia en el diseño de ciclos de potencia. En ciclos como el que se presenta en este proyecto, de CO<sub>2</sub> supercrítico, estas turbomáquinas son mucho más compactas que en ciclos convencionales, ya que la densidad del fluido en la salida de la turbina o en la entrada del compresor es mucho mayor que en turbinas de gas convencionales [5]. Esto afecta positivamente al coste. Sin embargo, debido a la inexperiencia en el diseño de turbomáquinas para este tipo de condiciones de operación, surgen varios problemas. Por ello, es vital realizar un diseño correcto de estas máquinas con el fin de desarrollar ciclos S-CO<sub>2</sub> eficientes y funcionales.

Se ha llevado a cabo un diseño conceptual de las turbomáquinas a partir del método de Baljé, que ha permitido determinar las características principales de la turbina y el compresor. Estas son:

- Tipo de turbomáquina a emplear: axial o centrífuga
- Número de etapas necesarias
- Número de turbomáquinas trabajando en paralelo para una misma función

El método de Baljé [16] emplea dos variables adimensionales: la velocidad específica  $N_s$  y el diámetro específico  $D_s$ . Estas variables se calculan de la siguiente manera:

$$N_s = \frac{\omega \cdot \sqrt{V_1}}{(g \cdot H_{ad})^{3/4}}$$
$$D_s = \frac{D \cdot (g \cdot H_{ad})^{1/4}}{\sqrt{V_1}}$$

Donde:

- $\omega$  es la velocidad angular (rad/s). Para este ciclo se ha supuesto una velocidad de 3000 rpm para todas las turbomáquinas.
- $V_1$  es el caudal en la entrada del compresor o en la salida de la turbina ( $m^3/s$ )
- $g$  es la aceleración de la gravedad ( $9,81 m/s^2$ )
- $H_{ad}$  es la variación de altura adiabática (m)
- $D$  es el diámetro del rotor de la turbomáquina

Baljé mostró que las turbomáquinas comparten valores similares de estas magnitudes, por lo que los añadió todos a diagramas  $N_s$ - $D_s$ . Estos diagramas muestran la correlación entre los dos parámetros, además de incluir curvas que muestran distintos valores de rendimiento de la turbomáquina. Estos diagramas constan también de varias zonas que muestran el tipo de turbomáquina al que corresponden dichos valores. Las Figuras 15 y 16 muestran los diagramas  $N_s$ - $D_s$  de compresores y turbinas respectivamente.

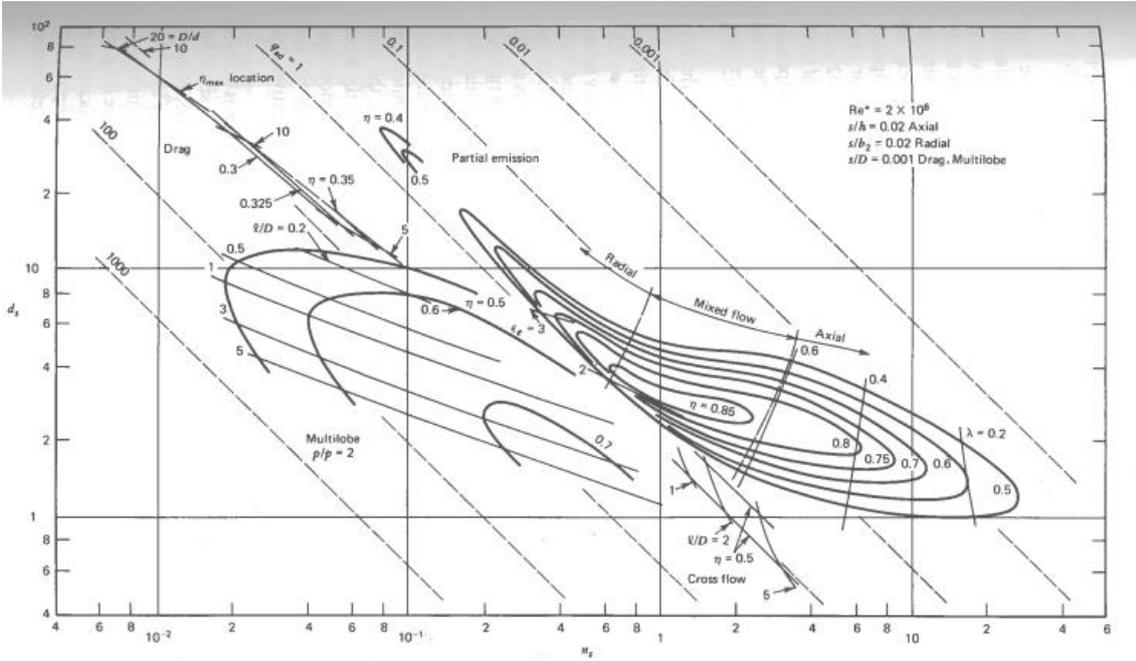


FIGURE 3.7  $n_s, d_s$  diagram for single stage compressors.

Figura 15: Diagrama  $N_s$ - $D_s$  de compresores [16]

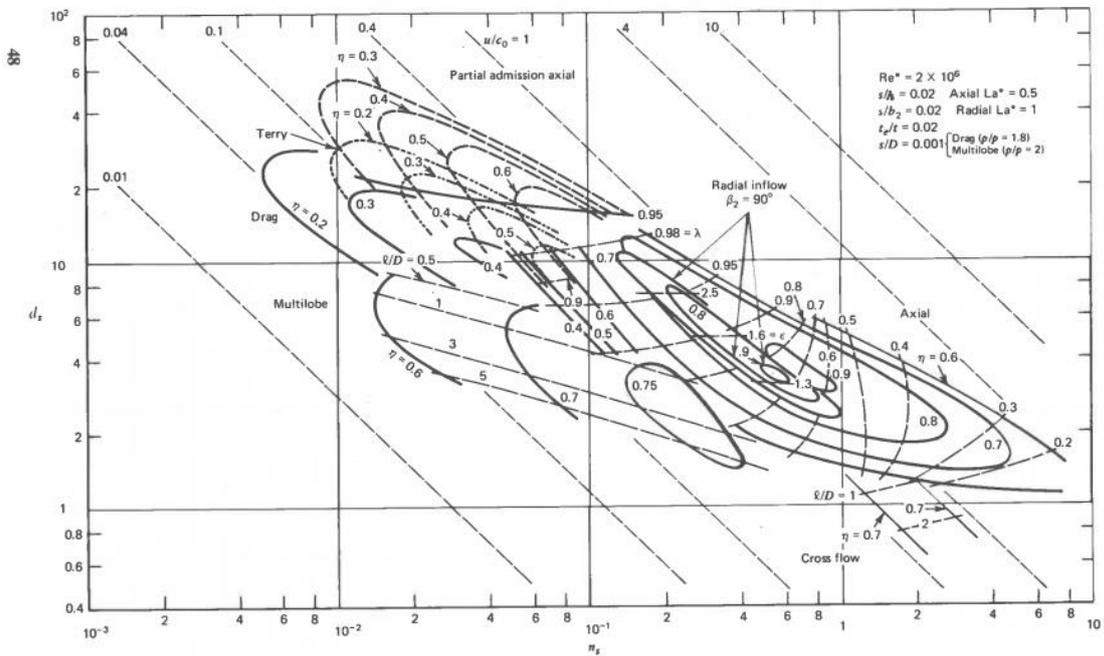


Figura 16: Diagrama  $N_s$ - $D_s$  de turbinas [16]

Calculando el  $N_s$  a partir de las condiciones de operación, se estima el rendimiento máximo que podría tener esa máquina. Además, si el valor de  $N_s$  no permite elegir valores de rendimiento altos, se puede separar el flujo en varias ramificaciones o añadir etapas en serie a la turbomáquina, con lo que se puede obtener un mejor valor de  $N_s$ . A partir del rendimiento se puede leer en el diagrama el valor de  $D_s$  y así obtener una estimación del valor del diámetro de la máquina. Usando estos diagramas también se elige el tipo de máquina a emplear (axial o radial).

### III.4 Inversión

En último lugar, este proyecto incluye un análisis de viabilidad económica para el ciclo termodinámico. Este análisis compara los costes del sistema propuesto en el presente proyecto con el coste del que se propuso en 2018. El análisis se ha realizado siguiendo la misma metodología que en el proyecto de 2018 [5].

#### III.4.1 Objetivo del análisis

Este análisis se centrará únicamente en la zona de generación de potencia y en las zonas de almacenamiento de energía térmica del ciclo. Los componentes considerados se dividirán en tres grupos a la hora de realizar el cálculo:

- Intercambiadores de calor
- Turbomáquinas
- Sistema de almacenamiento de energía

Además de esto, para obtener la inversión específica del proyecto (€/kW), será necesario considerar el valor de la potencia eléctrica bruta producida por el ciclo (sin considerar el consumo de las bombas de los lazos de sales, agua y helio).

#### III.4.2 Descripción de la inversión

Para estimar la inversión, es necesario definir qué parte se va a considerar dentro de la inversión completa del ciclo. Esta inversión completa (TCI) se divide en una serie de costes, los cuales según Bejan [17] son los siguientes:

1. Inmovilizado (FCI):
  - 1.1. Costes directos (DC):
    - 1.1.1. Costes in situ (ONSC):
      - Coste del equipo comprado (PEC)
      - Coste de la instalación del equipo (20-90 % del PEC)
      - Tuberías (10-70 % del PEC)
      - Instrumentación y controles (6-40 % del PEC)
      - Equipo eléctrico y materiales (10-15 % del PEC)
    - 1.1.2. Costes ex situ (OFSC)
      - Superficie (0-10 % del PEC)
      - Obra civil (15-90 % del PEC)
      - Instalaciones de servicio (30-100 % del PEC)
  - 1.2. Costes indirectos (IC)
    - 1.2.1. Ingeniería y supervisión (25-75 % del PEC)
    - 1.2.2. Costes de construcción, incluyendo el beneficio del constructor (15 % de los DC)
    - 1.2.3. Contingencias (8-25 de la suma de los costes anteriores, 8-20 % del FCI)
2. Otros gastos:
  - 2.1. Costes de puesta en marcha (5-12 % del FCI)
  - 2.2. Capital circulante (10-20 % del TCI)
  - 2.3. Costes de licencias, investigación y desarrollo
  - 2.4. Subsidio para fondos utilizados durante la construcción

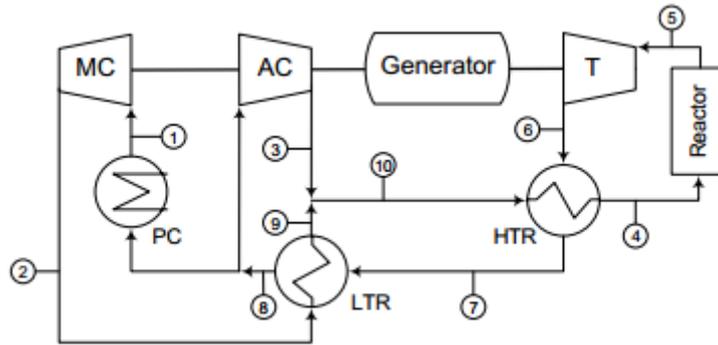
Si bien para realizar el análisis correctamente habría que considerar el TCI, dado que en este caso solo se está tomando en consideración el ciclo de potencia y no todo el sistema, no se van a emplear todos los costes anteriormente mencionados, ya que no tiene mucho sentido considerar, por ejemplo, los costes de superficie o los costes de puesta en marcha. Por tanto, en esta comparación únicamente se van a calcular los costes in situ (ONSC) y, dentro de estos, el coste del equipo comprado (PEC). De este modo, solo se compararán estos dos valores con los obtenidos en el proyecto de 2018.

### III.4.3 Metodología empleada

#### III.4.3.1 Rendimientos del prototipo

Al igual que en el proyecto de 2018, se ha usado como referencia un informe proporcionado por el Laboratorio Nacional de Sandia (SNL) [18] que detalla la inversión

en un ciclo Brayton de CO<sub>2</sub> supercrítico con recompresión, cuyo esquema se muestra en la Figura 17.



**Figura 17:** Esquema del ciclo propuesto por el SNL para la estimación de costes [5]

Para simular el rendimiento del ciclo del SNL se creó un modelo, el cual cuenta con las siguientes hipótesis [5]:

- Rendimiento isentrópico de 80% para los compresores y de 85% para la turbina
- Caídas de presión del flujo de CO<sub>2</sub> en los intercambiadores de calor: 40 kPa
- Sin caídas de presión en las tuberías
- Acercamientos de los recuperadores ajustados para reproducir los resultados del ciclo del SNL

Siguiendo un proceso iterativo, se usaron valores de 18 °C y 14 °C para los acercamientos del HTR y LTR respectivamente. A continuación, en la Tabla 4 se muestran los resultados del modelo creado comparados con los datos proporcionados por el SNL. También se dispone de los datos de las propiedades de estado del ciclo del modelo, los cuales se muestran en la Tabla 5.

**Tabla 4:** Datos del SNL y del modelo creado [5]

|   | SNL            | MODELO  |
|---|----------------|---|
| Flujo másico [kg/s]                               | 120            | 120   |
| Temperatura de entrada a la turbina [°C]          | 650            | 650   |
| Condiciones de entrada al compresor [°C] & [bar]  | 31,8 & 76,9    | 31,8 & 76,9   |
| Presión a la salida del compresor principal [bar] | 200            | 200   |
| Caídas de presión                                 | 5 % en general | 0,4 bar en el flujo de CO <sub>2</sub> para cada HX (LTR, HTR & PC)<br>8 bar en el reactor<br>(8+5x0,4)/200 = 5 % |
| Potencia bruta [kW]                               | 11.822         | 11.450  |
| Precooler [kW]                                    | 12.558         | 12.871  |
| LTR [kW]  | 15.259         | 15.321  |
| HTR [kW]  | 50.411         | 50.423  |
| Rendimiento del ciclo [%]                         | 48             | 47,1  |

**Tabla 5:** Propiedades de estado del modelo creado [5]

| Estado | p [bar] | T [°C] | h [kJ/kg] |
|--------|---------|--------|-----------|
| 1      | 76,9    | 31,8   | -202,9    |
| 2      | 200     | 60,8   | -180,3    |
| 3      | 199,6   | 153,3  | 21,98     |
| 4      | 199,2   | 487,4  | 451       |
| 5      | 191,2   | 650    | 653,7     |
| 6      | 78,1    | 541,3  | 527,6     |
| 7      | 77,7    | 176,9  | 107,4     |
| 8      | 77,3    | 74,8   | -20,26    |
| 9      | 199,6   | 162,9  | 37,09     |
| 10     | 199,6   | 158,9  | 30,86     |

#### III.4.3.2 Inversión de los intercambiadores de calor

Para calcular la inversión en los intercambiadores PCHE, se parte de los datos mostrados en la Tabla 6. Al igual que para su dimensionamiento, el cálculo de la inversión está basado en los módulos.

Para calcular el PEC de esta inversión se emplea la siguiente fórmula:

$$PEC_{P_{CHE}} = PEC_{HX_0} \left( \frac{Nm_{HX}}{Nm_{HX_0}} \right)^{SF}$$

SF es el factor de escala, el cual es 0,4 en todos los casos. Los datos de  $HX_0$  son del ciclo desarrollado por el SNL y son los siguientes:

- $PEC_{HX_0} = 3 \text{ M\$}$
- $Nm_{HX_0} = 3,1 \text{ módulos}$

**Tabla 6:** Datos de partida del cálculo de inversión de los intercambiadores [5]

|                                       | HX-LTS | HX-ITS | LTR   | HTR   | PC     |
|---------------------------------------|--------|--------|-------|-------|--------|
| Altura (L)                            | 0,195  | 0,22   | 2,64  | 1,755 | 0,7085 |
| Longitud (D)                          | 9,54   | 6,86   | 165,6 | 169,1 | 147,8  |
| Número de módulos                     | 16     | 12     | 276   | 282   | 247    |
| Número de módulos total ( $Nm_{HX}$ ) | 16     | 12     | 552   | 564   | 247    |

El coste de los intercambiadores STHE se ha calculado por el método de Purohit [19]. El PEC de este tipo de intercambiadores se calcula partiendo de un coste base, el cual después se corrige empleando factores con los que se consideran las diferentes variaciones del intercambiador con respecto a la base, como materiales, presiones y otras características. La fórmula de cálculo es la siguiente:

$$C_E = C_B \cdot \left( 1 + \sum_i C_i \right) \cdot A$$

con  $C_B$  siendo el coste base de un intercambiador STHE de acero al carbono diseñado para operar a un determinado rango de presiones,  $C_i$  los factores correctores y  $A$  el área de transmisión de calor.

$$C_B = \left( \frac{6.6}{1 - \exp\left(\frac{7 - D_{Sh}}{27}\right)} \right) \cdot p \cdot f \cdot r$$

El coste  $C_E$  está referido al intercambiador en el año 1982, por lo que es necesario aplicarle un factor de corrección temporal para referenciarlo correctamente. Esto se realiza en la siguiente ecuación, donde  $C_{ERy}$  es el coste estimado en el año de referencia y  $CI_{Ry}/CI_{Oy}$  es el ratio de índice de coste en las dos fechas.

$$C_{ERy} = C_E \cdot \frac{CI_{Ry}}{CI_{Oy}}$$

El método de cálculo se detalla en mayor profundidad en [6].

Finalmente, el PEC se obtiene de la siguiente manera:

$$PEC_{STHE} = C_{ERY} \cdot N^{\circ} \text{ unidades}$$

Para calcular los costes in situ, se suman todos los PECs y se le aplica un factor de conversión que relaciona el ONSC y el PEC, que en este caso tiene un valor de 2,1875 (PEC  $\approx$  45,7 % del ONSC). Esto se calcula de la misma manera independientemente del tipo de intercambiador.

$$ONSC = 2,1875 \cdot \sum PEC_{HX,i}$$

### III.4.3.3 Inversión de las turbomáquinas

La inversión en las turbomáquinas depende de la potencia bruta del ciclo. El cálculo del PEC para las turbomáquinas es el siguiente [5]:

$$PEC_{W,P,T} = f_W \cdot f_P \cdot f_T \cdot PEC_{W_0,P_0,T_0}$$

Los tres factores  $f_W$ ,  $f_P$  y  $f_T$  son factores de potencia, presión y temperatura respectivamente y se calculan de la siguiente manera:

$$f_W = \left(\frac{W}{W_0}\right)^{0,68} \text{ con } W_0 = 10 \text{ MW}$$

$$f_P = \left(\frac{P}{P_0}\right)^{-0,6} \text{ con } P_0 = 200 \text{ bar}$$

$$f_T = \frac{3,35 + \left(\frac{T[^\circ\text{C}]}{1000}\right)^{7,8}}{3,35 + \left(\frac{T_0[^\circ\text{C}]}{1000}\right)^{7,8}} \text{ con } T_0 = 650 \text{ }^\circ\text{C}$$

Los valores  $W_0$ ,  $P_0$  y  $T_0$  pertenecen también a los datos del SNL, así como el valor de  $PEC_{W_0,P_0,T_0}$ , el cual es de 6 M\$. Al igual que ocurría con los intercambiadores, los costes in situ se calculan aplicándole el factor de 2,1875 al  $PEC_{W,P,T}$ .

### III.4.3.4 Inversión del sistema de almacenamiento de energía

Para calcular los costes de inversión del sistema de almacenamiento por sales se emplea la siguiente fórmula [5]:

$$PEC_{TES} = PEC_{TES_0} \cdot \left(\frac{SE}{SE_0}\right)^{0,6}$$

El  $SE$  es la capacidad de almacenamiento de energía en MWh-th. Este se obtiene de los datos del ciclo:

$$SE = m_{sales} \cdot (h_{entrada} - h_{salida})$$

Siendo  $m_{sales}$  la masa de sales en kg. En este cálculo únicamente se está teniendo en cuenta el periodo de *pulse*, es decir, 120 minutos. Los valores de  $SE_o$  y  $PEC_{TES_o}$  también provienen del reporte del SNL y son de 1575 MWht y 41,291 M\$ respectivamente. De forma similar a con las anteriores inversiones, los costes in situ se calculan aplicando el factor de 2,1875.

## Capítulo IV. Resultados

### IV.1 Resultados de los layouts

El estudio de estas cuatro configuraciones se basa en el cálculo de la potencia eléctrica total que cada ciclo puede entregar, así como de su rendimiento medio. Posteriormente, se escoge uno de los cuatro *layouts*, para el cual se dimensionarán los distintos equipos necesarios.

#### IV.1.1 Comparación de los layouts

Para analizar el funcionamiento de las cuatro alternativas, se ha calculado por separado el rendimiento del ciclo en cada uno de los periodos de funcionamiento. Una vez hecho esto, se calcula un rendimiento medio general de la siguiente manera:

$$\eta_{el,gen} = \frac{\left(\frac{12}{13} \cdot \dot{W}_{el,pulse} + \frac{1}{13} \cdot \dot{W}_{el,dwell}\right)}{\dot{Q}_{cons}}$$

Los resultados generales obtenidos tras el cálculo con EES del ciclo de los cuatro *layouts* de 2019 y del de 2018 están detallados en la Tabla 7.

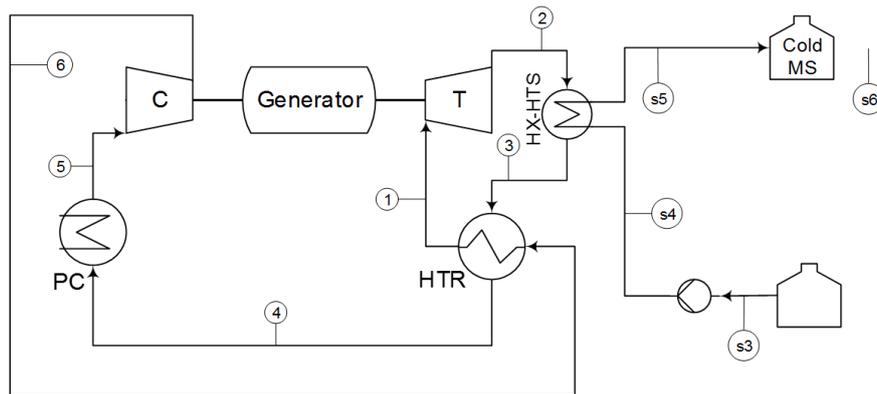
**Tabla 7:** Resultados generales de los layouts

|                                       | 2018   | 2019-1 | 2019-2  | 2019-3 | 2019-4 |
|---------------------------------------|--------|--------|---------|--------|--------|
| Rendimiento general (%)               | 33,93  | 29,96  | 27,76   | 26,80  | 29,82  |
| Potencia bruta <i>pulse</i> (MWt)     | 895,63 | 814,29 | 756,00  | 732,89 | 805,45 |
| Potencia bruta <i>dwell</i> (MWt)     | 841,06 | 670,70 | 738,32  | 738,42 | 738,71 |
| Potencia eléctrica <i>pulse</i> (MWe) | 767,12 | 684,45 | 625,454 | 602,00 | 675,63 |
| Potencia eléctrica <i>dwell</i> (Mwe) | 712,99 | 543,91 | 609,99  | 610,09 | 610,38 |
| Consumo total (MWt)                   | 2436   |        |         |        |        |

Los resultados muestran que el cambio realizado en la posición del intercambiador HX-HTS con respecto a la turbina ha afectado significativamente el rendimiento del ciclo. En cualquiera de las cuatro alternativas propuestas se ha producido una considerable reducción de rendimiento, ya que ninguna de estas supera el 30%, en comparación con el casi 34% de rendimiento del *layout* presentado en 2018. Sin embargo, como ya se ha

explicado, el cambio es necesario si se quiere usar el intercambiador STHE para el HX-HTS para evitar así los problemas de taponamiento con las sales en los PCHEs.

El *layout* 2019-1 presenta el rendimiento más alto de los cuatro *layouts* propuestos. El principal problema que este *layout* presenta se da durante el periodo de *dwell*. Las partes del ciclo que funcionan durante el *dwell* se muestran en la Figura 18.



**Figura 18:** Ciclo del *layout* 2019-1 durante el *dwell*

Tal como se muestra en la figura, el único aporte de calor al ciclo de potencia proviene de las sales a alta temperatura del ciclo HTS, ya que es el único con sistema almacenamiento de sales. Al ser una versión reducida del ciclo en *dwell* de 2018, su aporte de potencia es bastante inferior al aporte durante el periodo *pulse*, lo cual se observa en la diferencia de aproximadamente 150 MWe entre los dos periodos. Esto provoca la caída de rendimiento con respecto al ciclo de 2018.

En el segundo *layout* si se dispone de los dos lazos con almacenamiento de sales. Sin embargo, la razón del rendimiento inferior de este *layout* es el funcionamiento del LTR. Al no poderse regular el flujo másico de una de sus corrientes, el intercambiador no está correctamente equilibrado y, por tanto, dada la importancia del rendimiento del LTR en el rendimiento general del ciclo, este se reduce drásticamente. El punto positivo de esta distribución es que esta si permite obtener un aporte de potencia similar en los dos periodos, aunque bastante inferior al que se obtenía con el *layout* de 2018.

La tercera alternativa tiene tanto el rendimiento como los aportes de potencia más bajos de los cuatro *layouts*. Si bien la inclusión del compresor auxiliar permite regular el flujo másico por el LTR, acaba provocando más pérdidas que ganancias en el ciclo. La caída de rendimiento y potencia bruta se debe a que el gas que sale del AC está en unas condiciones bastante diferentes al que sale por la corriente fría del LTR, lo cual hace que la temperatura del fluido sea inferior en la entrada del HTR y, por consiguiente, en la entrada de la turbina.

Finalmente, el *layout* 2019-4 permite obtener un rendimiento cercano al del primer *layout*, además de reducir la diferencia de potencias netas en los dos periodos. También

permite equilibrar correctamente las corrientes del LTR. La colocación del intercambiador del ciclo LTS en una de las salidas del compresor hace que la mezcla a la salida del LTR sea más homogénea. La potencia eléctrica es, sin embargo, inferior a la del primer *layout*. Además, como el intercambiador HX-LTS no funciona durante el *dwell*, durante este periodo ocurre el mismo problema que con el tercer *layout*.

### IV.1.2 Layout seleccionado

Finalmente, tras analizar los resultados de los cuatro *layouts* propuestos, se ha escogido emplear el *layout* 2019-1. La elección se ha fundamentado principalmente en el hecho de que este *layout* permite obtener el mayor rendimiento general del ciclo de los cuatro propuestos. El problema del bajo rendimiento del ciclo durante el *dwell* finalmente se desprecia, ya que durante esos 10 minutos no se pierde demasiado rendimiento en comparación con lo que se gana en potencia durante el *pulse*. Además, es conceptualmente el más sencillo y similar al propuesto en 2018.

Este *layout* permite obtener una potencia media de 677 MW, la cual es mayor a la segunda mayor potencia obtenida durante el *pulse* (del *layout* 2019-4). Con este ciclo, el principal objetivo es conseguir el mayor rendimiento con el nuevo intercambiador HTS, por lo que se prioriza esto a un funcionamiento más uniforme entre los dos periodos.

El *layout* 2019-1 se muestra de nuevo a continuación en la Figura 19.

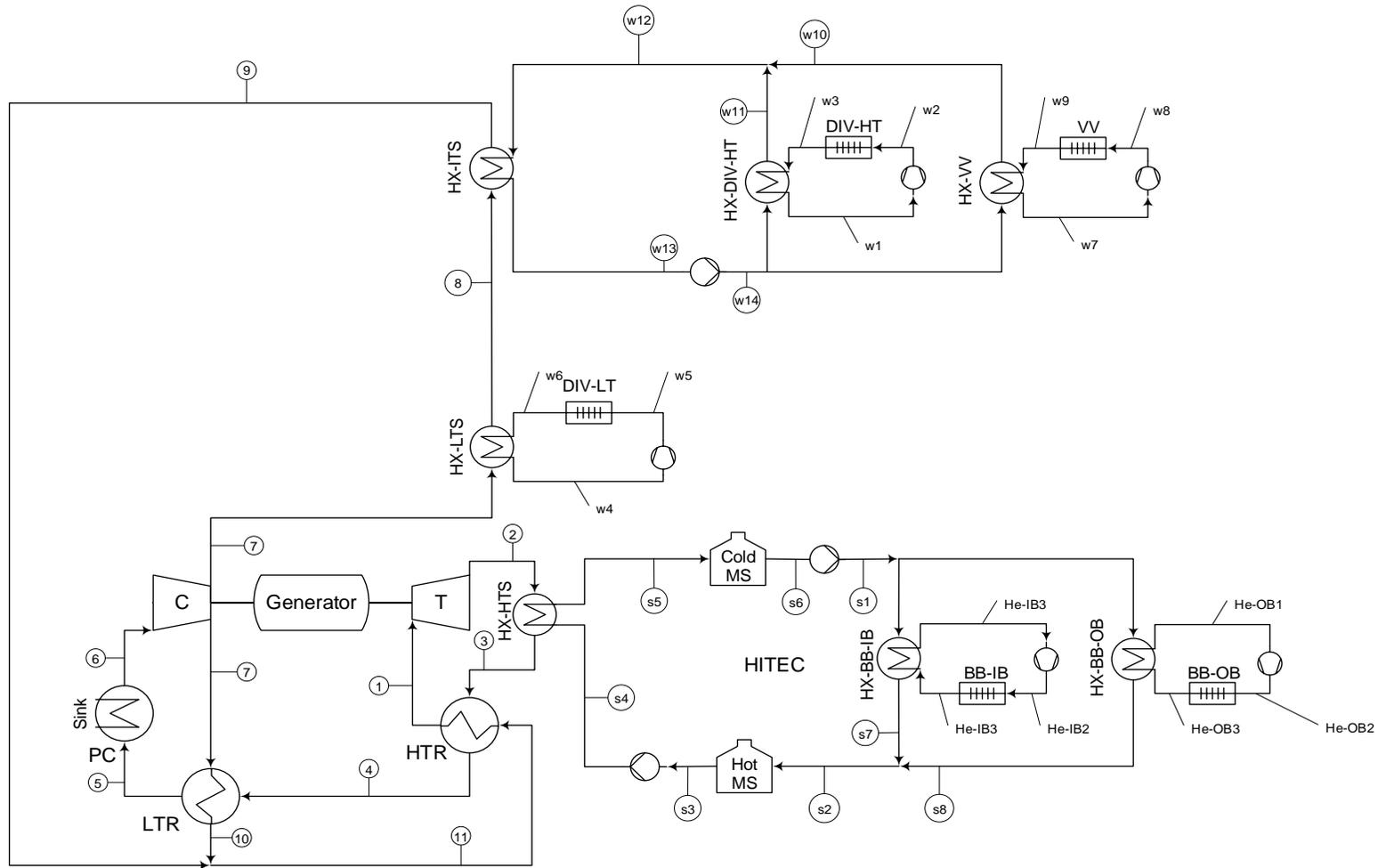


Figura 19: Layout seleccionado (2019-1)

### IV.1.3 Condiciones de funcionamiento

A continuación, se detallan las condiciones de funcionamiento de las distintas secciones del ciclo. Estos datos corresponden al funcionamiento del ciclo durante el periodo de *pulse*.

#### IV.1.3.1 Turbomáquinas e intercambiadores

Los datos de funcionamiento de funcionamiento de las turbomáquinas y de los intercambiadores se detallan a continuación.

**Tabla 8:** Datos de funcionamiento de TM y HX

|        | m CO <sub>2</sub> [kg/s] | W [kW]    | Q [kW]    |
|--------|--------------------------|-----------|-----------|
| C      | 8.046                    | 338.654   |           |
| T      | 8.046                    | 1.191.793 |           |
| HX-HTS | 8.046                    |           | 2.029.352 |
| HX-LTS | 2.521,6                  |           | 143.843   |
| HX-ITS | 2.521,6                  |           | 201.852   |
| LTR    | 5.524,4; 8.046           |           | 769.606   |
| HTR    | 8.046                    |           | 2.998.755 |
| PC     | 8.046                    |           | 1.521.908 |

#### IV.1.3.2 Bloque de sales a alta temperatura (HTS)

La Tabla 9 muestra la temperatura, la presión y la entalpía en los diferentes puntos del bloque HTS.

**Tabla 9:** Estados del ciclo HTS

| Estado | T (°C) | p (bar) | h (kJ/kg) |
|--------|--------|---------|-----------|
| s1     | 284,7  | 1,6     | 168,1     |
| s2     | 495    | 1       | 496,1     |
| s3     | 495    | 1       | 496,1     |
| s4     | 495    | 1,6     | 496,2     |
| s5     | 284,7  | 1       | 168,1     |
| s6     | 284,7  | 1       | 168,1     |
| s7     | 495    | 1       | 496,1     |
| s8     | 495    | 1       | 496,1     |

#### IV.1.3.3 Bloques de agua (ITS y LTS)

En las Tablas 10 y 11 se detallan los estados de los dos bloques de agua.

**Tabla 10:** Estados del bloque ITS

| Estado | T (°C) | p (bar) | h (kJ/kg) |
|--------|--------|---------|-----------|
| w10    | 195    | 34,4    | 829,8     |
| w11    | 205    | 34,4    | 874,9     |
| w12    | 197,7  | 34,4    | 851       |
| w13    | 174,9  | 33,8    | 740,8     |
| w14    | 175    | 35      | 740,9     |

**Tabla 11:** Estados del bloque LTS

| Estado | T (°C) | p (bar) | h (kJ/kg) |
|--------|--------|---------|-----------|
| w4     | 129,8  | 38,61   | 548       |
| w5     | 130    | 50      | 549,6     |
| w6     | 136    | 39      | 574,4     |

#### IV.1.3.4 Bloque de potencia

El bloque de potencia consta de 11 estados, los cuales se detallan en la Tabla 12. La tabla también incluye los datos de entrada y salida al intercambiador *pre-cooler* (estados cw).

**Tabla 12:** Estados del ciclo de potencia

| Estado | T [°C] | p [bar] | h [kJ/kg] |
|--------|--------|---------|-----------|
| 1      | 421,7  | 350     | 355,4     |
| 2      | 267,4  | 86,6    | 207,3     |
| 3      | 485    | 86,2    | 459,5     |
| 4      | 162,2  | 85,8    | 86,85     |
| 5      | 87,59  | 85,4    | -8,8      |
| 6      | 35     | 85      | -197,9    |
| 7      | 82,99  | 351,2   | -155,9    |
| 8      | 112,6  | 350,8   | -98,81    |
| 9      | 156,4  | 350,4   | -18,76    |
| 10     | 157,6  | 350,4   | -16,55    |
| 11     | 157,2  | 350,4   | -17,25    |
| cw1    | 25     | 12      | 105,9     |
| cw2    | 35     | 7       | 147,3     |

## IV.2 Resultados del layout seleccionado

A continuación, se detallan las características de los equipos y las tuberías que se han elegido para el *layout* seleccionado.

### IV.2.1 Intercambiadores

#### IV.2.1.1 Optimización de los acercamientos

En la Tabla 13 se muestran los resultados de la optimización de los acercamientos de los intercambiadores LTR y HTR, así como el volumen necesario estimado para esas condiciones de funcionamiento. Con este ajuste, el rendimiento del ciclo es mayor al 29,96 %, ya que para la selección de layout se usaron valores arbitrarios de acercamiento para estos intercambiadores, siendo estos de 4 K para el LTR y de 7 K para el HTR.

**Tabla 13:** Resultados de la optimización de acercamientos

| $PP_{LTR}$ (K) | $PP_{HTR}$ (K) | $\eta_{ciclo}$ (%) | $V_{LTR}$ ( $m^3$ ) | $V_{HTR}$ ( $m^3$ ) | $V_{LTR+HTR}$ ( $m^3$ ) |
|----------------|----------------|--------------------|---------------------|---------------------|-------------------------|
| 4,6            | 5              | 30,49              | 455,3               | 181,9               | 637,2                   |
| 4,5            | 6              | 30,5               | 507,9               | 170,3               | 678,2                   |
| 4,4            | 7              | 30,51              | 563,2               | 160,4               | 723,6                   |
| 4,3            | 8              | 30,51              | 623,6               | 151,7               | 775,3                   |
| 4,3            | 9              | 30,5               | 651,6               | 144,1               | 795,7                   |
| 4,2            | 10             | 30,5               | 716,2               | 137,4               | 853,6                   |
| 6              | 5              | 30,17              | 262                 | 178,1               | 440,1                   |
| 6              | 6              | 30,15              | 277,4               | 166,2               | 443,6                   |
| 6              | 7              | 30,13              | 293,5               | 156,6               | 450,1                   |
| 6              | 8              | 30,12              | 309,2               | 148,3               | 457,5                   |
| 6              | 9              | 30,1               | 325,3               | 140,9               | 466,2                   |
| 6              | 10             | 30,08              | 341,2               | 134,2               | 475,4                   |

En primera instancia, se pretendía emplear un acercamiento pequeño para el LTR de 4,6 K y un acercamiento de 5K para el HTR, ya que permitían obtener un rendimiento del ciclo del 30,5%. Por motivos constructivos y por el gran volumen que requiere el LTR con solo 4,6 K de acercamiento, se optó por emplear un valor mayor. Este valor finalmente fue de 6 K para el LTR y de 5 K para el HTR. Como se puede apreciar en la tabla, el volumen pasa a ser un poco más de la mitad del volumen con el acercamiento anterior. Además, el rendimiento no cae demasiado, siendo todavía superior al 30%.

#### IV.2.1.2 Características de los intercambiadores

Tras la elección de los acercamientos, se han dimensionado todos los intercambiadores del ciclo. Como ya se ha explicado, al ser intercambiadores PCHE, su dimensionado se basa en el número de módulos y en el número de tubos necesario para cada intercambiador.

A continuación, se detallan los resultados del dimensionado de los intercambiadores, así como los datos de la corriente fría y la corriente caliente de cada uno de ellos.

##### IV.2.1.2.1 Regeneradores

**Tabla 14:** Dimensionado de los intercambiadores regeneradores

| LTR                         |            | HTR                         |            |
|-----------------------------|------------|-----------------------------|------------|
| Núm. Módulos                | 276        | Núm. Módulos                | 282        |
| Núm. Tubos                  | 13.251.000 | Núm. Tubos                  | 13.531.000 |
| Altura (L) (m)              | 2,64       | Altura (L) (m)              | 1,755      |
| Longitud (D) (m)            | 165,60     | Longitud (H) (m)            | 169,100    |
| Volumen (m <sup>3</sup> )   | 262,00     | Volumen (m <sup>3</sup> )   | 178,100    |
| Q (kW)                      | 769.606,00 | Q (kW)                      | 2.998.755  |
| Caliente (CO <sub>2</sub> ) |            | Caliente (CO <sub>2</sub> ) |            |
| m (kg/s)                    | 8.046,0    | m (kg/s)                    | 8.046,0    |
| $\Delta p$ (bar) diseño     | 0,4        | $\Delta p$ (bar) diseño     | 0,4        |
| $\Delta p$ (bar) real       | 0,4006     | $\Delta p$ (bar) real       | 0,4004     |
| T entrada (°C)              | 162,2      | T entrada (°C)              | 485,0      |
| P entrada (bar)             | 85,8       | P entrada (bar)             | 86,2       |
| T salida (°C)               | 87,6       | T salida (°C)               | 162,2      |
| P salida (bar) nominal      | 85,4       | P salida (bar) nominal      | 85,8       |
| Frío (CO <sub>2</sub> )     |            | Frío (CO <sub>2</sub> )     |            |
| m (kg/s)                    | 5.524,4    | m (kg/s)                    | 8.046,0    |
| $\Delta p$ (bar) diseño     | 0,4        | $\Delta p$ (bar) diseño     | 0,4        |
| $\Delta p$ (bar) real       | 0,0475     | $\Delta p$ (bar) real       | 0,0929     |
| T entrada (°C)              | 83,0       | T entrada (°C)              | 157,2      |
| P entrada (bar)             | 351,2      | P entrada (bar)             | 350,4      |
| T salida (°C)               | 157,6      | T salida (°C)               | 421,7      |
| P salida (bar) nominal      | 350,4      | P salida (bar) nominal      | 350,0      |

IV.2.1.2.2 Foco caliente

**Tabla 15:** Dimensionado de los intercambiadores PCHE del foco caliente

| HX-LTS                    |            | HX-ITS                    |            |
|---------------------------|------------|---------------------------|------------|
| Núm. Módulos              | 16         | Núm. Módulos              | 12         |
| Núm. Tubos                | 763.100    | Núm. Tubos                | 549.100    |
| Altura (L) (m)            | 0,195      | Altura (L) (m)            | 0,22       |
| Longitud (H) (m)          | 9,54       | Longitud (H) (m)          | 6,86       |
| Volumen (m <sup>3</sup> ) | 1,116      | Volumen (m <sup>3</sup> ) | 0,89       |
| Q (kW)                    | 143.843,00 | Q (kW)                    | 201.852,00 |
| Caliente (agua)           |            | Caliente (agua)           |            |
| m (kg/s)                  | 5.484,0    | m (kg/s)                  | 1.832,0    |
| $\Delta p$ (bar) diseño   | 0,6        | $\Delta p$ (bar) diseño   | 0,6        |
| $\Delta p$ (bar) real     | 0,5990     | $\Delta p$ (bar) real     | 0,1575     |
| T entrada (°C)            | 136,0      | T entrada (°C)            | 199,7      |
| P entrada (bar)           | 39,0       | P entrada (bar)           | 34,4       |
| T salida (°C)             | 129,8      | T salida (°C)             | 174,9      |
| P salida (bar) nominal    | 38,6       | P salida (bar) nominal    | 33,8       |
| Frío (CO <sub>2</sub> )   |            | Frío (CO <sub>2</sub> )   |            |
| m (kg/s)                  | 2521,6     | m (kg/s)                  | 2521,6     |
| $\Delta p$ (bar) diseño   | 0,4        | $\Delta p$ (bar) diseño   | 0,4        |
| $\Delta p$ (bar) real     | 0,1614     | $\Delta p$ (bar) real     | 0,3998     |
| T entrada (°C)            | 83,0       | T entrada (°C)            | 112,6      |
| P entrada (bar)           | 351,2      | P entrada (bar)           | 350,8      |
| T salida (°C)             | 112,6      | T salida (°C)             | 156,4      |
| P salida (bar) nominal    | 350,8      | P salida (bar) nominal    | 350,4      |

A continuación, se muestran también los datos del dimensionado del intercambiador HX-HTS, el cual, al ser un STHE, se dimensiona de diferente manera.

**Tabla 16:** Dimensionado del intercambiador STHE (HX-HTS) del foco caliente

| <b>Dimensionado y características geométricas</b> |          |
|---|----------|
| Número de unidades                                | 12       |
| Diámetro exterior (mm)                            | 15,88    |
| Espesor (mm)                                      | 2,77     |
| Tamaño de paso de tubo (mm)                       | 19,84    |
| Número de pasos de tubo                           | 1        |
| Número de pasos de carcasa                        | 1        |
| Número de tubos                                   | 31160    |
| Área de transferencia de calor (m <sup>2</sup> )  | 43922,31 |
| Longitud (m)                                      | 28,26    |
| Diámetro de la carcasa (m)                        | 4,17     |
| Potencia térmica (MWth)                           | 169,11   |
| <b>Caliente (Sales)</b>                           |          |
| Flujo másico (kg/s)                               | 515,45   |
| Caída de presión de diseño (bar)                  | 0,4      |
| Caída de presión (bar)                            | 0,37     |
| Temperatura de entrada (°C)                       | 495      |
| Presión de entrada (bar)                          | 6,6      |
| Temperatura de salida (°C)                        | 284,7    |
| Presión de salida (bar)                           | 6,23     |
| <b>Frío (CO<sub>2</sub>)</b>                      |          |
| Flujo másico (kg/s)                               | 670,65   |
| Caída de presión de diseño (bar)                  | 0,4      |
| Caída de presión (bar)                            | 0,4      |
| Temperatura de entrada (°C)                       | 267,4    |
| Presión de entrada (bar)                          | 86,6     |
| Temperatura de salida (°C)                        | 485      |
| Presión de salida (bar)                           | 86,20    |

#### IV.2.1.2.3 Foco frío

**Tabla 17:** Dimensionado de los intercambiadores del foco frío

| PC                          |              |
|-----------------------------|--------------|
| Núm. Módulos                | 247          |
| Núm. Tubos                  | 11.825.100   |
| Altura (L) (m)              | 0,7085       |
| Longitud (H) (m)            | 147,80       |
| Volumen (m <sup>3</sup> )   | 62,83        |
| Q (kW)                      | 1.521.908,00 |
| Caliente (CO <sub>2</sub> ) |              |
| m (kg/s)                    | 8.046,0      |
| $\Delta p$ (bar) diseño     | 0,4          |
| $\Delta p$ (bar) real       | 0,0600       |
| T entrada (°C)              | 87,6         |
| P entrada (bar)             | 85,4         |
| T salida (°C)               | 35,0         |
| P salida (bar) nominal      | 85,0         |
| Frío (agua)                 |              |
| m (kg/s)                    | 36.405,0     |
| $\Delta p$ (bar) diseño     | 0,4          |
| $\Delta p$ (bar) real       | 0,4070       |
| T entrada (°C)              | 25,0         |
| P entrada (bar)             | 12,0         |
| T salida (°C)               | 35,0         |
| P salida (bar) nominal      | 7,0          |

#### IV.2.2 Tuberías

La Figura 20 muestra el *layout* con los tamaños de tubería escogidos en cada bloque del ciclo. Esta imagen no muestra las tuberías del *pre-cooler*. Los datos de todas las tuberías se detallan posteriormente en las Tablas 18 a 22.

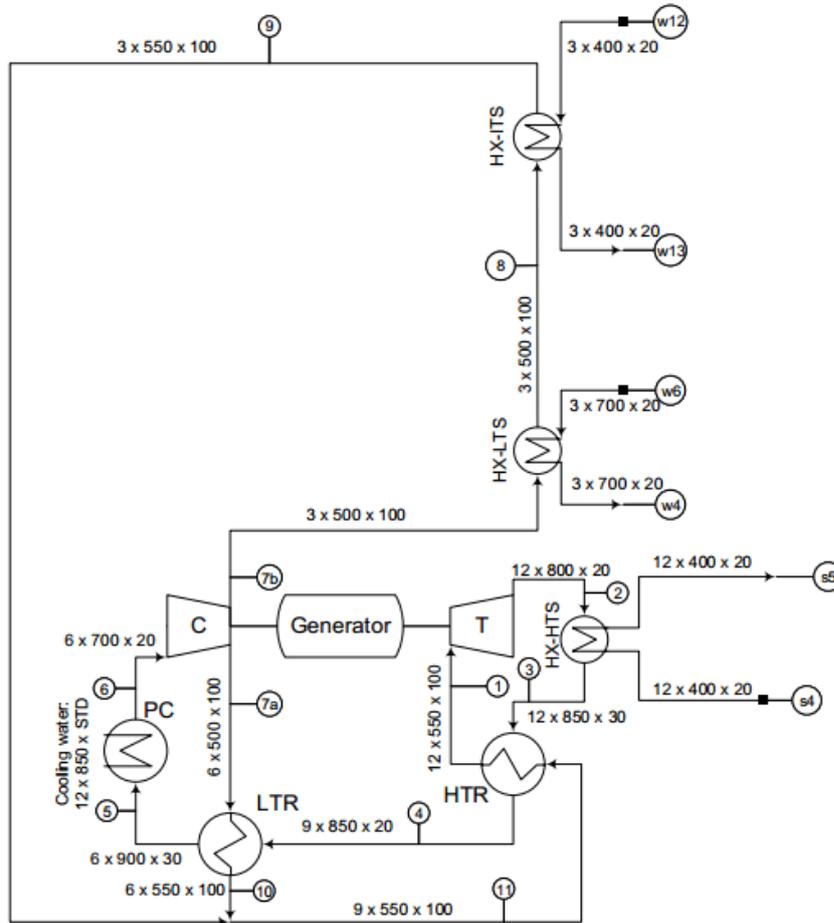


Figura 20: Layout con tamaños de tubería

Tabla 18: Detalles de las tuberías del bloque de potencia

| Estado | Nº tuberías | DN  | Schedule | v (m/s) |
|--------|-------------|-----|----------|---------|
| 1      | 12          | 550 | 100      | 14,02   |
| 2      | 12          | 800 | 20       | 15,89   |
| 3      | 12          | 850 | 30       | 20,65   |
| 4      | 9           | 850 | 20       | 11,06   |
| 5      | 6           | 900 | 30       | 13,19   |
| 6      | 6           | 700 | 20       | 5,93    |
| 7a     | 6           | 500 | 100      | 7,67    |
| 7b     | 3           | 500 | 100      | 7,00    |
| 8      | 3           | 500 | 100      | 8,12    |
| 9      | 3           | 550 | 100      | 8,30    |
| 10     | 6           | 550 | 100      | 9,15    |
| 11     | 9           | 550 | 100      | 8,87    |

**Tabla 19:** Detalles de las tuberías del bloque LTS

| Estado | Nº tuberías | DN  | Schedule | v (m/s) |
|--------|-------------|-----|----------|---------|
| w4     | 3           | 700 | 20       | 5,28    |
| w6     | 3           | 700 | 20       | 5,31    |

**Tabla 20:** Detalles de las tuberías del bloque ITS

| Estado | Nº tuberías | DN  | Schedule | v (m/s) |
|--------|-------------|-----|----------|---------|
| w12    | 3           | 400 | 20       | 5,88    |
| w13    | 3           | 400 | 20       | 5,70    |

**Tabla 21:** Detalles de las tuberías del pre-cooler (Sink)

| Estado | Nº tuberías | DN  | Schedule | v (m/s) |
|--------|-------------|-----|----------|---------|
| cw1    | 12          | 850 | 20       | 5,51    |
| cw2    | 12          | 850 | 20       | 5,53    |

**Tabla 22:** Detalles de las tuberías del bloque HTS

| Estado | Nº tuberías | DN  | Schedule | v (m/s) |
|--------|-------------|-----|----------|---------|
| s1     | 9           | 450 | 20       | 2,60    |
| s2     | 9           | 450 | 20       | 2,83    |
| s3     | 9           | 450 | 20       | 2,62    |
| s4     | 12          | 400 | 20       | 2,51    |
| s5     | 12          | 400 | 20       | 2,30    |
| s6     | 9           | 450 | 20       | 2,60    |

### IV.2.3 Distribución de los equipos

Habiendo dimensionado tanto los intercambiadores como las tuberías que se emplearán en el ciclo, el siguiente paso es definir cómo se van a distribuir las conexiones entre ellos. De este modo, se puede hacer una previsión de la distribución que tendrán estos equipos en la planta. Para ello, a continuación, se muestran las dimensiones de los equipos en función del número de módulos que poseen, de acuerdo con las restricciones de tamaño para la fabricación (altura L hasta 1,5 m y longitud D hasta 8,5 m).

A continuación, en las Figuras 21 a 26, se muestran diagramas de la disposición y las conexiones de los seis intercambiadores de calor.

HX-HTS (3 modules as this)

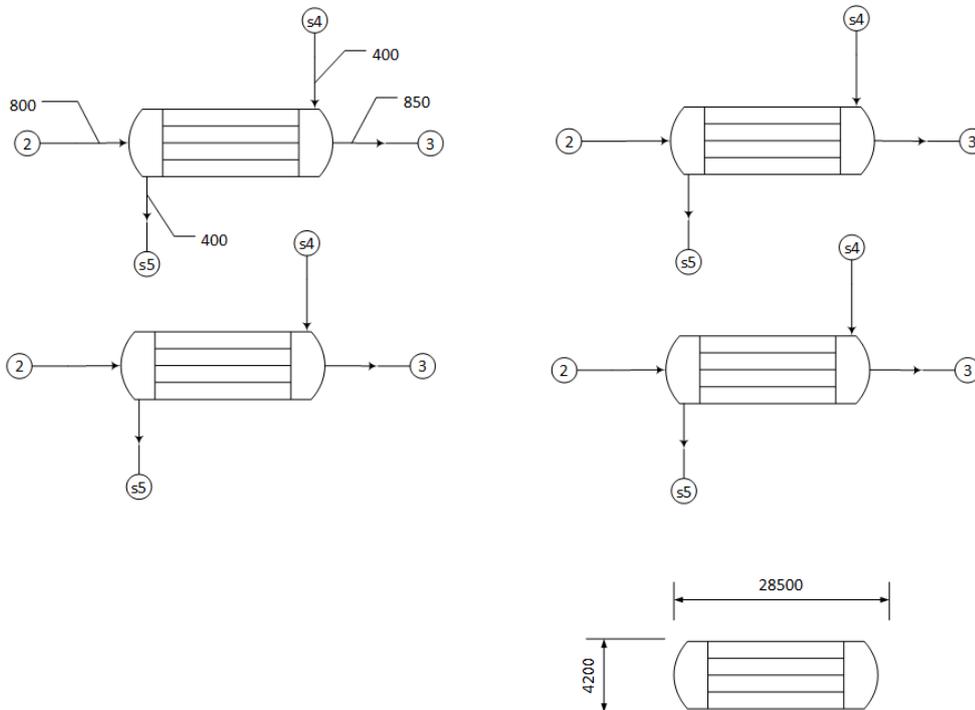


Figura 21: Distribución y conexiones del intercambiador HX-HTS

HX-LTS (3 modules as this)

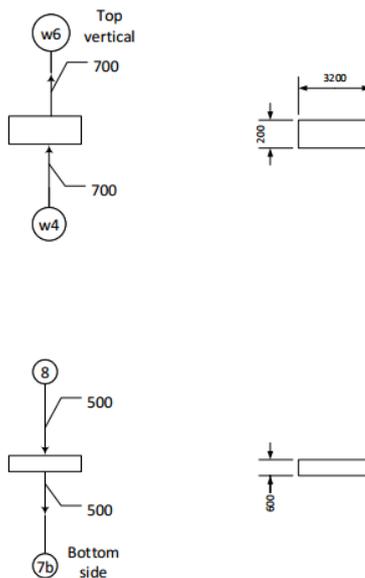
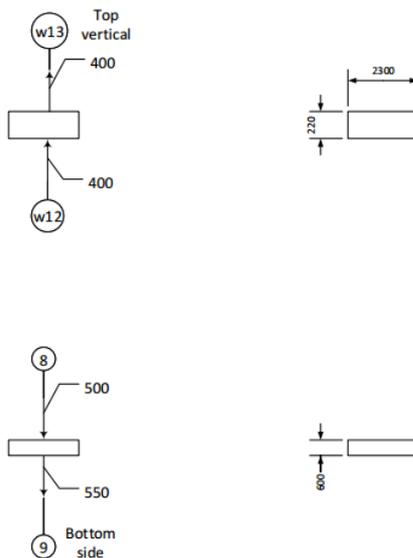


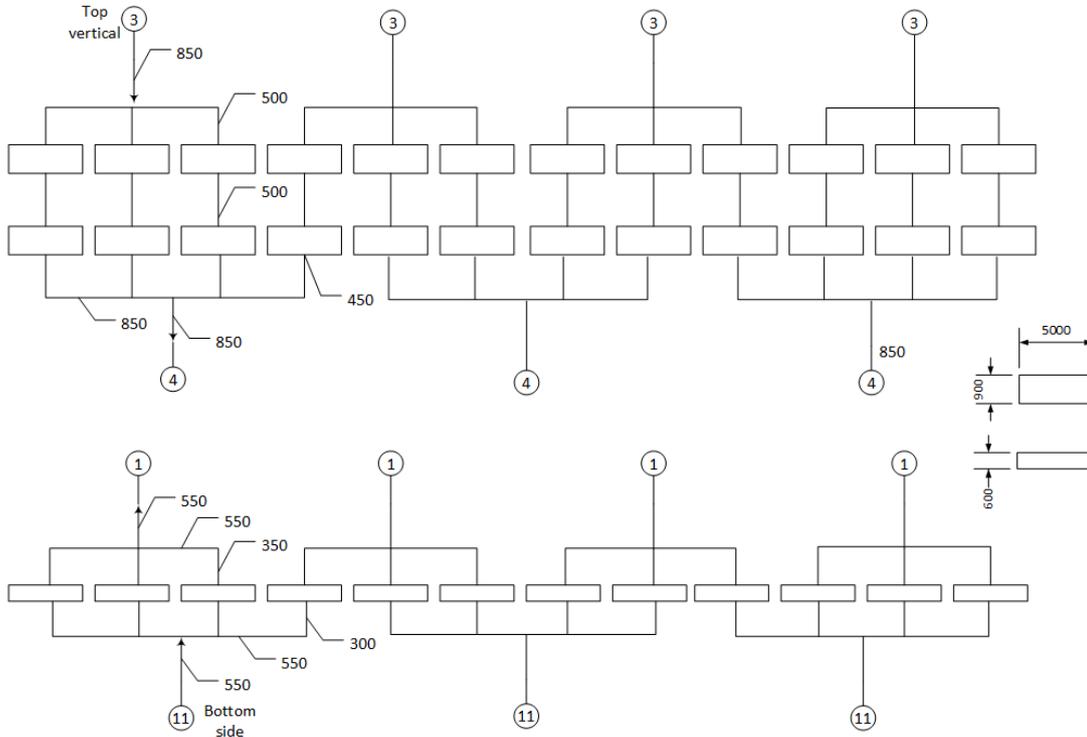
Figura 22 Distribución y conexiones del intercambiador HX-LTS

**HX-ITS (3 modules as this)**



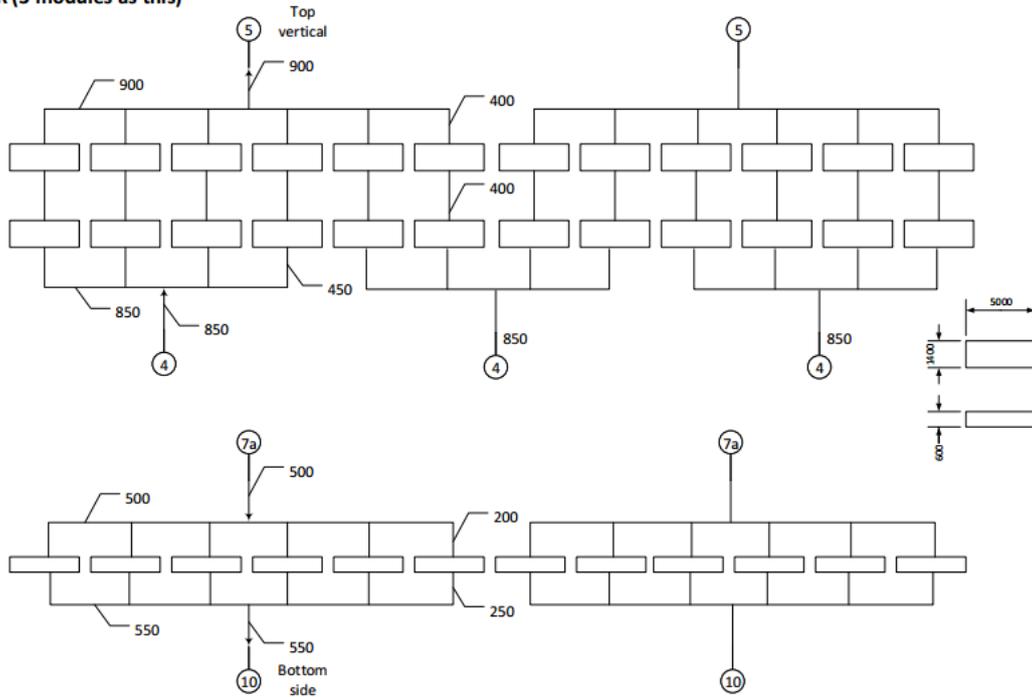
**Figura 23:** Distribución y conexiones del intercambiador HX-ITS

**HTR (3 modules as this)**



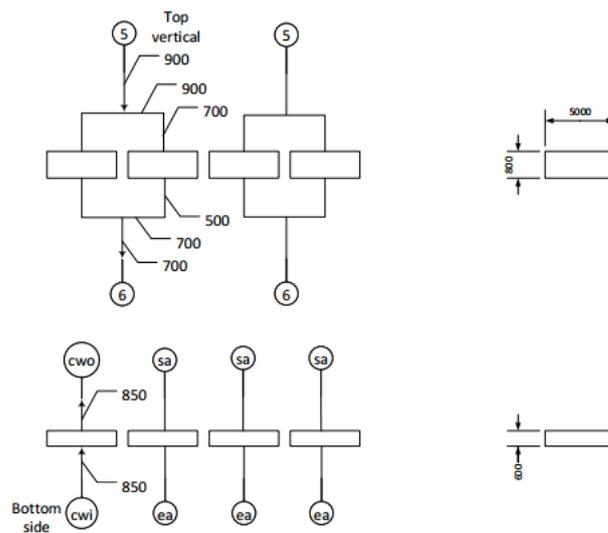
**Figura 24:** Distribución y conexiones del intercambiador HTR

**LTR (3 modules as this)**



**Figura 25:** Distribución y conexiones del intercambiador LTR

**PC (3 modules as this)**



**Figura 26:** Distribución y conexiones del intercambiador PC

## IV.2.4 Turbomáquinas

El diseño de los dos tipos de turbomáquina se ha llevado a cabo de manera similar al procedimiento de 2018. Se ha realizado un diseño conceptual para poder calcular las magnitudes básicas de la turbomáquina. Estas son el número de etapas, el número de turbomáquinas trabajando en paralelo (líneas paralelas) y las características de funcionamiento de la maquina una vez conocidas las dos anteriores variables.

### IV.2.4.1 Compresor

En el caso del compresor para este ciclo, se ha elegido emplear un compresor centrífugo debido al comportamiento supercrítico del gas a la entrada de este. Este tipo de compresores funcionan mejor que los axiales cuando se trata de fluidos en estado líquido. Tras la selección, se ha realizado el diseño conceptual del compresor. Los resultados se muestran en la Tabla 23.

**Tabla 23:** Diseño conceptual del compresor

|                                  |            |
|----------------------------------|------------|
| $\Delta h_{ad}$ (kJ/kg)          | 37         |
| Flujo másico (kg/s)              | 8046       |
| Líneas paralelas                 | 1          |
| Caudal/línea (m <sup>3</sup> /s) | 13,2       |
| Etapas                           | 2          |
| $\Delta h_{ad,etapa}$ (kJ/kg)    | 18,5       |
| Ns - Ds                          | 0,72 – 3,9 |
| D (m)                            | 1,21       |
| $\eta$ (%)                       | 86         |

### IV.2.4.2 Turbina

Al igual que con el compresor, primero se ha seleccionado el tipo de turbina, que en este caso es una turbina axial. Este tipo de turbina es la mejor opción para la generación de energía usando gases y el CO<sub>2</sub> en este punto se comporta completamente como un gas. Los resultados de su diseño conceptual posterior se muestran en la Tabla 24.

**Tabla 24:** Diseño conceptual de la turbina

|                                  |          |
|----------------------------------|----------|
| $\Delta h_{ad}$ (kJ/kg)          | 159,25   |
| Flujo másico (kg/s)              | 8046     |
| Líneas paralelas                 | 1        |
| Caudal/línea (m <sup>3</sup> /s) | 91,4     |
| Etapas                           | 3        |
| $\Delta h_{ad,etapa}$ (kJ/kg)    | 53,08    |
| Ns - Ds                          | 0,86 - 3 |
| D (m)                            | 1,89     |
| $\eta$ (%)                       | 90       |

## IV.2.5 Inversión

### IV.2.5.1 Resultados

**Tabla 25:** Desglose de la inversión de los intercambiadores de calor (HX)

|                            | HX-HTS | HX-LTS | HX-ITS | LTR   | HTR   | PC    |
|----------------------------|--------|--------|--------|-------|-------|-------|
| Factor de escala           |        | 0,4    | 0,4    | 0,4   | 0,4   | 0,4   |
| Nm HX <sub>0</sub>         |        | 3,1    | 3,1    | 3,1   | 3,1   | 3,1   |
| Nm HX                      |        | 16     | 12     | 552   | 564   | 247   |
| PEC HX <sub>0</sub> (M\$)  |        | 3      | 3      | 3     | 3     | 3     |
| PEC HX (M\$)               | 149,84 | 5,78   | 5,16   | 23,84 | 24,05 | 17,28 |
| PEC HX <sub>s</sub> (M\$)  | 225,95 |        |        |       |       |       |
| ONSC HX <sub>s</sub> (M\$) | 494,26 |        |        |       |       |       |

Dado que el HX-HTS no es un intercambiador PCHE, sino un STHE, su inversión se calcula de forma diferente, recogiendo en la Tabla 26 el detalle de la misma. El intercambiador dispone de 12 unidades a las que se les aplica una ley de escala, la cual tiene un factor de escala de 0,6. Dicha ley de escala se calcula de la siguiente manera:

$$PEC_{HTS,escala} = PEC_{unidad} * N^{\circ} unidades^{0,6}$$

**Tabla 26:** Desglose de la inversión del intercambiador de calor HX-HTS

|                                      | HX-HTS        |
|--------------------------------------|---------------|
| p                                    | 0,6225        |
| f                                    | 1             |
| r                                    | 1             |
| D <sub>Sh</sub> (in)                 | 164,13        |
| D <sub>Sh</sub> (cm)                 | 416,88        |
| C <sub>b</sub> (\$/ft <sup>2</sup> ) | 4,1206        |
| C <sub>b</sub> (\$/m <sup>2</sup> )  | 44,354        |
| C <sub>s</sub>                       | 0             |
| C <sub>x</sub>                       | 0             |
| C <sub>L</sub>                       | 0             |
| C <sub>NTP</sub>                     | 0             |
| C <sub>PS</sub>                      | 0             |
| C <sub>PT</sub>                      | 1,7392        |
| C <sub>mt</sub>                      | 4,7322        |
| C <sub>ms</sub>                      | 0,5200        |
| C <sub>mch</sub>                     | 0,3120        |
| C <sub>mtsh</sub>                    | 0,2080        |
| C <sub>g</sub>                       | 0,0936        |
| ΣC <sub>i</sub>                      | 7,6050        |
| A(ft <sup>2</sup> )                  | 472.775,81    |
| A(m <sup>2</sup> )                   | 43.922,30     |
| C <sub>E</sub> (\$)                  | 16.763.690,33 |
| C <sub>ERY</sub> (\$ 2017)           | 33.736.802,13 |
| Number of units                      | 12            |
| PEC [M\$]/unit                       | 33,737        |

**Tabla 27:** Desglose de la inversión de las turbomáquinas (TAC)

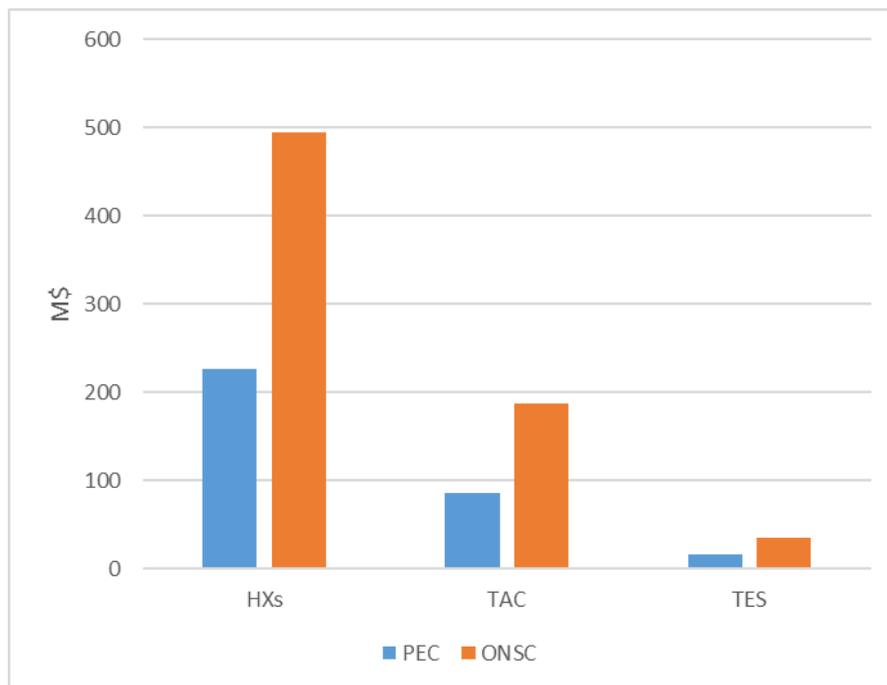
|                            | f <sub>w</sub> |                     | f <sub>p</sub> |                      | f <sub>t</sub> |                     |
|----------------------------|----------------|---------------------|----------------|----------------------|----------------|---------------------|
|                            | W (MW)         | W <sub>0</sub> (MW) | P (bar)        | P <sub>0</sub> (bar) | T (°C)         | T <sub>0</sub> (°C) |
|                            | 827,5448       | 10                  | 350            | 200                  | 495            | 650                 |
|                            | 20,142         |                     | 0,715          |                      | 0,991          |                     |
| PEC TAC <sub>0</sub> (M\$) | 6              |                     |                |                      |                |                     |
| PEC TAC (M\$)              | 85,60          |                     |                |                      |                |                     |
| ONSC TAC (M\$)             | 187,25         |                     |                |                      |                |                     |

**Tabla 28:** Desglose de la inversión del sistema de almacenamiento de sales (TES)

|                            | HT-HTS |
|----------------------------|--------|
| SE <sub>0</sub> [MWh-th]   | 1575   |
| SE [MWh-th]                | 338,20 |
| PEC TES <sub>0</sub> [M\$] | 41,291 |
| PEC TES [M\$]              | 16,41  |
| ONSC TES [M\$]             | 35,89  |

Las Tablas 25 a 28 muestran el desglose del cálculo de la inversión de cada uno de los componentes del coste. Estos son los intercambiadores de calor, las turbomáquinas y el sistema de almacenamiento de sales. Los valores con subíndice 0 corresponden al modelo de referencia.

Finalmente, la Figura 27 muestra en diagrama de barras con los valores del PEC y de los ONSC para los tres apartados del coste.



**Figura 27:** Valores PEC y ONSC de los tres componentes del coste de la inversión

Los valores totales del coste de equipo comprado (PEC) y de los costes in situ (ONSC) son:

- $PEC_{DEMO} = 327,96 \text{ M\$}$
- $ONSC_{DEMO} = 717,41 \text{ M\$}$

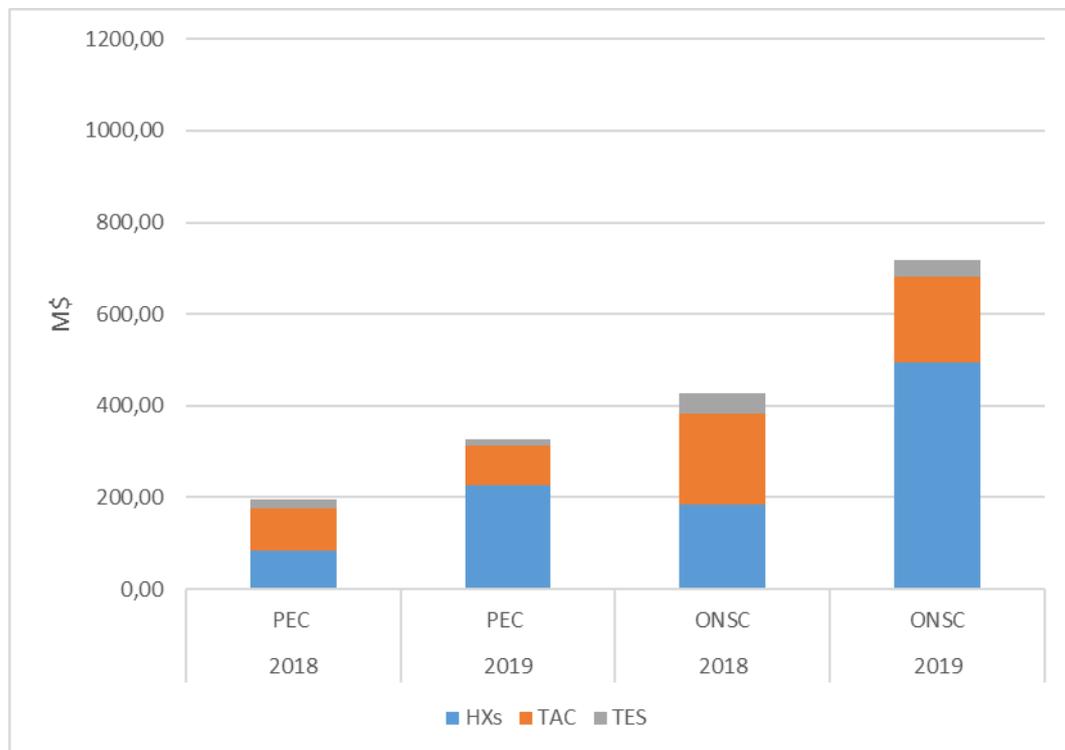
#### IV.2.5.2 Comparación con el proyecto de 2018 (alimentación de calor en alta presión)

La Tabla 29 compara la inversión de la configuración propuesta con la de 2018. Si bien los costes de las turbomáquinas y el almacenamiento térmico se reducen un 5 % y un 19 %, respectivamente, la inversión en los intercambiadores se incrementa casi 2,7 veces, lo que conduce a un coste extra global de 1,68 veces, siendo la principal causa el empleo de intercambiadores de carcasa y tubos para el HX-HTS.

**Tabla 29:** Comparación de costes PEC Y ONSC de cada componente entre 2018 y 2019

|        | 2018  | 2019   | 2018   | 2019   |
|--------|-------|--------|--------|--------|
| En M\$ | PEC   | PEC    | ONSC   | ONSC   |
| HXs    | 84,29 | 225,95 | 184,38 | 494,26 |
| TAC    | 90,31 | 85,60  | 197,56 | 187,25 |
| TES    | 20,32 | 16,41  | 44,44  | 35,89  |

La Figura 28 muestra una comparación grafica tanto de los PEC como de los ONSC de los dos años consecutivos.



**Figura 28:** Comparación de costes entre 2018 y 2019

## Capítulo V. Conclusiones

Tras la realización de los cálculos necesarios para este proyecto, a través de los resultados obtenidos, se ha podido comprobar la viabilidad de esta propuesta de ciclo de potencia para el reactor DEMO. Gracias a esto, se puede constatar la viabilidad de los ciclos Brayton con CO<sub>2</sub> en estado supercrítico para aplicaciones de generación de energía eléctrica, así como sus ventajas con respecto al uso de otras clases de fluido. Al mismo tiempo, se ha podido comprobar que el almacenamiento de calor mediante sales fundidas es una buena opción para mantener una generación eléctrica relativamente constante, aún a pesar del funcionamiento pulsante del reactor de fusión. La novedad del presente proyecto radica en el suministro del calor al ciclo a través del lado de baja presión, lo que permite emplear intercambiadores de calor de carcasa y tubos en vez de circuito impreso (PCHEs), evitando así los problemas de taponamiento provocados por la circulación de la sal fundida por los estrechos canales de los PCHEs.

En este proyecto se ha realizado un análisis de viabilidad técnica para distintas propuestas de ciclo de potencia, a partir del cual se ha escogido la que posee un mayor rendimiento y potencia eléctrica. A partir de esta selección, se han dimensionado los componentes más relevantes del ciclo, siempre buscando la mejor opción, tanto desde el punto de vista técnico como del económico. Se ha desarrollado una metodología de cálculo iterativa para el dimensionado modular de los intercambiadores de calor PCHE, así como otra para el dimensionado del intercambiador STHE. Se han calculado todas las tuberías principales del sistema de acuerdo con los criterios de diseño de velocidad máxima y de caída de presión máxima admisible. Adicionalmente, se ha realizado un diseño conceptual de las turbomáquinas del ciclo. Finalmente, se ha llevado a cabo una estimación de la inversión necesaria.

El ciclo de potencia que se presenta en este documento tiene dos inconvenientes con respecto al ciclo propuesto en 2018. La nueva distribución del intercambiador HX-HTS en el bloque de potencia y, especialmente, el uso de un único sistema de almacenamiento de sales, en lugar de los dos del ciclo de 2018, provocan una caída del rendimiento del sistema de 35% a 30,5%. El rendimiento cae a causa de la baja generación durante el periodo *dwell*, en contraposición a la alta generación durante el *pulse*. Además, el uso de intercambiadores STHE en el bloque HTS incrementa el coste de la inversión en el proyecto con respecto al año anterior, pasando de 426,38 M\$ a 717,41 M\$, lo cual supone un incremento del coste del 68,25%.

Teniendo en cuenta esto, el ciclo propuesto es, a diferencia del de 2018, más viable técnicamente. Con este nuevo ciclo se puede evitar el problema del taponamiento de los canales de los intercambiadores de sales fundidas, a la vez que se adecúan las

condiciones del ciclo para el uso del intercambiador STHE. El aumento de coste no es excesivo gracias a la consideración de la economía de escala de los STHE, por lo que se puede concluir que el proyecto es también económicamente viable.

Sin embargo, el diseño propuesto puede ser mejorado en el futuro para incrementar el rendimiento del ciclo, de modo que la fusión nuclear pueda competir con tecnologías análogas de generación constante de electricidad, tales como la fisión nuclear o la generación basada en combustible fósil. Al mismo tiempo, se mejorarían las aplicaciones de ciclos de fluido supercrítico para aplicaciones energéticas.

## Capítulo VI. Referencias

- [1] J.I. Linares, E. Arenas, A. Cantizano, J. Porras, B.Y. Moratilla, M. Carmona, Ll. Batet, Sizing of a recuperative supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle as power conversion system for DEMO fusion reactor based on Dual Coolant Lithium Lead blanket, *Fusion Engineering and Design* 134 (2018) 79-91
- [2] J.I. Linares, A. Cantizano, E. Arenas, B.Y. Moratilla, V. Martín, Ll. Batet, Recuperated versus single-recuperator re-compressed supercritical CO<sub>2</sub> Brayton power cycles for DEMO fusion reactor based on dual coolant lithium lead blanket, *Energy* 140 (2017) 307-317
- [3] J.I. Linares, A. Cantizano, B.Y. Moratilla, V. Martín, Ll. Batet, Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton power cycles for DEMO (demonstration power plant) fusion reactor based on dual coolant lithium lead blanket, *Energy* 98 (2016) 271-283
- [4] J.I. Linares, L.E. Herranz, I. Fernández-Berceruelo, A. Cantizano, B.Y. Moratilla, Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton power cycles for DEMO fusion reactor based on Helium Cooled Lithium Lead blanket, *Applied Thermal Engineering* 76 (2015) 123-133
- [5] M. Carmona, Techno-economic feasibility analysis of Brayton supercritical CO<sub>2</sub> power cycles as power conversion system for fusion reactors based on HCPB blanket, Trabajo Fin de Máster, ETS de Ingeniería-ICAI, Universidad Pontificia Comillas, 2019
- [6] J. I. Linares, M. J. Montes. A. Cantizano, C. Sánchez, A novel supercritical CO<sub>2</sub> recompression Brayton power cycle for power tower concentrating solar plants, *Applied Energy* 263 (2020).
- [7] J.I. Linares et al., Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton power cycles technical guide, Rafael Mariño Chair on New Energy Technologies (Comillas Pontifical University), in preparation.
- [8] G.D. Pérez-Pichel, J.I. Linares, L.E. Herranz, B.Y. Moratilla, Potential application of Rankine and He-Brayton cycles to sodium fast reactors, *Nuclear Engineering and Design* 241 (2011) 2643-2652
- [9] S.A. Klein, G.F. Nellis, Mastering EES, F-Chart Software, edition 63 (<http://www.fchartsoftware.com/ees/mastering-ees.php>)

- [10] I.P. Serrano, A. Cantizano, J.I. Linares, B.Y. Moratilla, Modeling and sizing of the heat exchangers of a new supercritical CO<sub>2</sub> Brayton power cycle for energy conversion for fusion reactors, *Fusion Engineering and Design* 89 (2014) 1905-1908.
- [11] NORSOK standart P-001: Process design
- [12] M. Jonemann, H. Russell, R. Blair, J. Reade, C. Ames, Systems Integration of Containerized Molten Salt Thermal Energy Storage in Novel Cascade Layout, California Energy Commission, Energy Research (2015).
- [13] ASME B36.10M-2004. Welded and seamless wrought steel pipe.
- [14] ASME B31.1. Power piping.
- [15] ASME B31.3. Process Piping.
- [16] E. Arenas, A. Cantizano, I. Asenjo, J.I. Linares, Design and analysis of radial and axial turbomachinery of supercritical CO<sub>2</sub> power cycles, Department of mechanical engineering, Comillas Pontifical University Madrid.
- [17] Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M. *Thermal Design & Optimization*. Wiley; 1996.
- [18] D. D Fleming et al., Scaling Considerations for a Multi-Megawatt Class Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton Cycle and Commercialization, SANDIA REPORT SAND2013-9106 (2013).
- [19] G.P. Purohit, Estimating costs of shell-and-tube heat exchangers. *Chemical Engineering* 22 (1983) 56-67.

# ANEXO I: Objetivos de Desarrollo Sostenible de Naciones Unidas

Los objetivos de desarrollo sostenible (ODS) son un conjunto de objetivos globales con los que se busca la erradicación de la pobreza, la protección del planeta y asegurar la prosperidad de todos los seres humanos como parte de una nueva agenda de desarrollo sostenible [A.1]. Fueron aprobados el 25 de septiembre de 2015 por los países integrantes de las Naciones Unidas. Estos objetivos están divididos en 17 grupos y cada uno de estos tiene metas específicas que deben alcanzarse en los próximos 15 años. Estos objetivos deben ser alcanzados mediante el trabajo conjunto de los gobiernos, el sector privado y la sociedad civil.

Este Trabajo de Fin de Máster, al formar parte del proyecto EUROfusion, tiene como objetivo encontrar una solución viable para permitir el uso de la fusión nuclear como fuente de energía y, por tanto, comparte sus objetivos de desarrollo sostenible. Por tanto, el proyecto está principalmente centrado en el cumplimiento del **Objetivo 7: Energía limpia, asequible y no contaminante**. Al mismo tiempo, este proyecto también contribuirá a la consecución de otros objetivos, los cuales se detallarán a continuación.

## A1.1 Objetivo principal: Garantizar el acceso a una energía asequible, segura, sostenible y moderna para todos

En los últimos 20 años se ha ido reconociendo cada vez más la importancia de buscar fuentes de energía limpias y sostenibles con las que abastecer de energía al mundo. Por ello, en 1997 se celebró la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático, donde se acordó el cumplimiento del Protocolo de Kioto. Este acuerdo buscaba la limitación de la emisión de gases de efecto invernadero [A.2]. Gracias a este protocolo, algunos gobiernos impulsaron leyes y políticas con el objetivo de reducir estas emisiones, a la vez que se instaba a las empresas a tomar en cuenta el medio ambiente en sus inversiones.

Dentro del marco de los emisores de gases de efecto invernadero, la producción de energía eléctrica tiene un gran peso. El uso de carbón y otros combustibles fósiles como fuente de energía ha tenido una gran importancia dentro de este sector. Sin embargo, los altos niveles de contaminación derivados del uso de estos combustibles, especialmente del carbón, hacían necesaria la búsqueda de fuentes de energía alternativas que no contribuyesen a ese problema. Por ello, las energías renovables, tales como la energía eólica, la energía fotovoltaica o la energía termosolar han ganado una mayor importancia en los últimos años.

Sin embargo, el uso de estas energías no resulta suficiente para sustituir completamente a las de generación térmica de energía mediante combustible fósil. Esto se debe a que las fuentes renovables anteriormente mencionadas no permiten tener una producción constante de energía, ya que están subordinadas a procesos climáticos no controlables (el viento y la luz solar). Además, aun no se dispone de medios eficientes para almacenar el excedente de energía, con el fin de usarlo en los periodos en los que estas tecnologías no generan electricidad. Por ello, es necesario buscar una fuente de energía que permita mantener una generación constante sin la emisión de gases de efecto invernadero.

La energía nuclear es, de momento, la única que permite cumplir estos dos requisitos. Los procesos nucleares no emiten gases de efecto invernadero y permiten generar la energía eléctrica de manera constante. La fisión nuclear ha probado ser un proceso eficiente con el que poder sustituir a las centrales térmicas. Sin embargo, los residuos radiactivos que esta tecnología genera, así como los accidentes ocurridos en Chernobyl y Fukushima, hacen que esta fuente de energía basada en uranio (el cual, al igual que el carbón, es limitado con el tipo de reactores actuales) no sea viable para el futuro lejano.

Aunque durante los últimos años se ha invertido mucho en la mejora de la tecnología de fisión nuclear y del almacenamiento de energía, hace falta una nueva fuente de energía que no tenga los problemas anteriormente mencionados. Actualmente se considera que la fusión nuclear es la mejor candidata a cumplir estos requisitos. La fusión nuclear no genera residuos radiactivos de larga vida, no emite gases de efecto invernadero y permite una producción constante de energía. Si bien no depende de la extracción del uranio, es preciso contar con reservas de litio para la producción en el reactor del tritio (el combustible nuclear), si bien la cantidad es pequeña y presenta la ventaja de generar el combustible en el propio reactor, permitiendo detener la reacción de forma segura.

El Objetivo de Desarrollo Sostenible 7 plantea las siguientes metas a alcanzar de aquí a 2030 [A.1]:

1. Garantizar el acceso universal a servicios energéticos asequibles, fiables y modernos.
2. Aumentar considerablemente la proporción de energía renovable en el conjunto de fuentes energéticas.
3. Duplicar la tasa mundial de mejora de la eficiencia energética.
4. Aumentar la cooperación internacional para facilitar el acceso a la investigación y la tecnología relativas a la energía limpia, incluidas las fuentes renovables, la eficiencia energética y las tecnologías avanzadas y menos contaminantes de combustibles fósiles, y promover la inversión en infraestructura energética y tecnologías limpias.
5. Ampliar la infraestructura y mejorar la tecnología para prestar servicios energéticos modernos y sostenibles para todos en los países en desarrollo, en

particular los países menos adelantados, los pequeños Estados insulares en desarrollo y los países en desarrollo sin litoral, en consonancia con sus respectivos programas de apoyo.

Este Trabajo de Fin de Máster esta por tanto relacionado con la consecución de este objetivo, con especial atención a las metas 3 y 4. El proyecto EUROfusion tiene como objetivo la creación de un reactor de fusión nuclear funcional, a partir del cual se podrán crear otros en el futuro con los que poder abastecer a una población creciente de manera sostenible y limpia. Más concretamente, la labor realizada durante este Trabajo de Fin de Máster es la propuesta de un ciclo de potencia adaptado a las particulares condiciones de funcionamiento del reactor DEMO, el cual permita obtener una producción constante y la eficiencia suficiente para que esta tecnología pueda competir con sus tecnologías análogas.

El ciclo propuesto permite obtener los siguientes valores relevantes:

- Rendimiento eléctrico antes de descontar consumos derivados del mantenimiento de las condiciones del plasma de 30,5%. Si bien este rendimiento es un poco bajo en comparación con otras tecnologías, es aceptable. Esta es una tecnología que aún se está estudiando y desarrollando, por lo que se dispone de margen de mejora para el futuro. Esta limitación viene impuesta por la necesidad de almacenar energía por el funcionamiento pulsado del reactor, el cual podrá ser evitado en futuros diseños.
- Producción eléctrica de 685 MWe durante el funcionamiento del reactor (*pulse*) y producción eléctrica de 544 MWe durante el apagado del reactor (*dwell*). El ciclo de potencia permite obtener un valor de potencia eléctrica considerable durante el periodo *dwell*. El uso del sistema de almacenamiento de energía mediante sales fundidas ha probado ser una opción viable para el almacenamiento de energía a corto plazo.
- El proyecto tiene un coste de inversión total de 717,41 M\$, el cual supone un aumento con respecto al de 2018 [A.3] del 68,25%. Sin embargo, esto es necesario, ya que el uso del intercambiador STHE permite el intercambio de calor entre las sales y el CO<sub>2</sub>, a diferencia de un intercambiador PCHE.

## A1.2 Objetivos secundarios

Además de la alineación con el Objetivo 7, este proyecto también concuerda con las metas de otros Objetivos de Desarrollo Sostenible. Estos se detallan a continuación:

- **Objetivo 8: Trabajo decente y crecimiento económico:** la introducción de la fusión nuclear al sector energético estimulará la economía sin necesidad de dañar el medio ambiente. El proyecto busca contribuir a mejorar la producción y el consumo eficientes de los recursos mundiales y procurar desvincular el crecimiento económico de la degradación del medio ambiente [A.1] mediante el uso de la fusión nuclear (Meta 4).
- **Objetivo 9: Industria, innovación e infraestructuras:** la fusión nuclear como fuente de energía supondrá un gran progreso tecnológico, el cual permitirá un aumento de los recursos energéticos de manera sostenible y sin dañar el medio ambiente. Además, al probar su viabilidad como fuente de energía, podrá aumentar la investigación científica y mejorar la capacidad tecnológica de los sectores industriales [A.1] (Meta 4).
- **Objetivo 12: Producción y consumo responsables:** de acuerdo con el ODS 12, este objetivo consiste en fomentar el uso eficiente de los recursos naturales y la energía (Meta 2), la construcción de infraestructuras que no dañen el medio ambiente, la mejora del acceso a los servicios básicos y la creación de empleos ecológicos. En este proyecto se quiere averiguar una manera de emplear una fuente de energía limpia de la manera más eficiente posible, ayudando además a combatir la pobreza energética al dar acceso a un mayor número de personas.
- **Objetivo 13: Acción por el clima:** la fusión nuclear puede sustituir a fuentes de energía como el carbón y así reducir las emisiones de efecto invernadero a la atmósfera. Esto permitirá también incorporar nuevas medidas relativas al cambio climático en las políticas, estrategias y planes nacionales [A.1].

### A1.3 Bibliografía

- [A.1]           Objetivos de Desarrollo Sostenible de las Naciones Unidas  
(<https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/objetivos-de-desarrollo-sostenible/>)
  
- [A.2]           Protocolo de Kioto (Wikipedia)  
([https://es.wikipedia.org/wiki/Protocolo\\_de\\_Kioto](https://es.wikipedia.org/wiki/Protocolo_de_Kioto))
  
- [A.3]           M. Carmona, Techno-economic feasibility analysis of Brayton supercritical CO<sub>2</sub> power cycles as power conversion system for fusion reactors based on HCPB blanket, Trabajo Fin de Máster, ETS de Ingeniería-ICAI, Universidad Pontificia Comillas, 2019