



COMILLAS
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

PROYECTO FIN DE MASTER

**HIBRIDACIÓN DE CENTRAL TERMOSOLAR DE RECEPTOR
CENTRAL CON TURBINA DE GAS**

Autor: Fernando Noguera Fuentes.

Director: José Ignacio Linares Hurtado.

Codirector: Eva Arenas Pinilla.

Madrid

Julio de 2022

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título *Hibridación de central termosolar de receptor central con turbina de gas* en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el curso académico 2021/22 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.: Fernando Noguera Fuentes

Fecha: 13/07/2022

Autorizada la entrega del proyecto

EL DIRECTOR DEL PROYECTO

Fdo.: José Ignacio Linares Hurtado

Fecha: 13/07/2022

Fdo.: Eva Arenas Pinilla

Fecha: 13/07/2022



COMILLAS
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

MÁSTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

PROYECTO FIN DE MASTER

**HIBRIDACIÓN DE CENTRAL TERMOSOLAR DE RECEPTOR
CENTRAL CON TURBINA DE GAS**

Autor: Fernando Noguera Fuentes.

Director: José Ignacio Linares Hurtado.

Codirector: Eva Arenas Pinilla.

Madrid

Julio de 2022

HIBRIDACIÓN DE CENTRAL TERMOSOLAR DE RECEPTOR CENTRAL CON TURBINA DE GAS.

Autor: Noguera Fuentes, Fernando.

Director: Linares Hurtado, José Ignacio.

Directora: Arenas Pinilla, Eva.

Entidad Colaboradora: ICAI – Universidad Pontificia de Comillas.

RESUMEN DEL PROYECTO

Abstract

Con el fin de descarbonizar la atmósfera y llegar a ser neutros en carbono para el año 2050, la sociedad está constantemente impulsando la generación energética a través de recursos renovables, como son las plantas eólicas o fotovoltaicas. No obstante, debido a sus problemas de gestionabilidad y su dificultad de almacenaje, es necesario poseer tecnologías de apoyo a la red que permitan la generación energética cuando los recursos sean insuficientes o durante las horas de demanda pico. Algunas alternativas identificadas con el fin de suplir este problema son las centrales termosolares o CSP (concentrated solar power) debido a que permiten el almacenamiento térmico a través de un sistema de tanques que utilizan como fluido sales fundidas; o las tecnologías de origen no renovable, concretamente, las centrales de ciclo combinado, ya que son, de las de combustible fósil, las que menos emisiones emiten a la atmósfera y las más sencillas de descarbonizar. Por todo ello, el proyecto presente propone la hibridación de una central de receptor solar de torre (CSP) con una de ciclo combinado, permitiendo de esta manera reducir las emisiones en horas de elevada radiación solar gracias a una regeneración parcial en la turbina de gas, encargada de elevar la temperatura del aire que sale del compresor antes de su entrada a la cámara de combustión y, por tanto, reduciendo la necesidad de combustible. Además, mediante la adición de un ciclo de cola de CO₂ supercrítico y un ciclo ORC, se conseguirá aprovechar el calor de media y baja temperatura respectivamente, llegando a conseguir rendimientos medios del 57,2% y una reducción de las emisiones de CO₂ atmosféricas de hasta un 32% (bajo condiciones de enfriamiento y alimentación constantes). La planta ha sido dimensionada para generar 180 MWe y con el objetivo de aumentar la gestionabilidad y reducir la inversión de las centrales CSP a través del uso de las centrales de ciclo combinado.

Palabras clave: ciclo combinado, receptor central de torre, ciclo de CO₂ supercrítico, ciclo ORC.

1. Introducción

Entre las diferentes tecnologías en desarrollo para proveer de un abastecimiento energético ininterrumpido, destacan la utilización de baterías, tanques de sales fundidas y biocombustibles entre otras. Este proyecto propone la utilización de una central de ciclo combinado hibridada con tecnología termosolar, consiguiendo de esta manera reducir el consumo de gas natural de manera considerable durante las horas solares pico y, permitiendo tener un medio generador que, a pesar de depender parcialmente de los factores ambientales, también pueda suministrar energía eléctrica de manera continuada.

2. Definición del proyecto

La hibridación de una central de ciclo combinado con una termosolar que se aborda en este proyecto, consiste en la utilización de una turbina de gas regenerativa como ciclo de cabeza y un ciclo de CO₂ supercrítico como ciclo de cola. El ciclo de potencia de S-CO₂ recibe calor de dos fuentes térmicas: una de alta temperatura y una de temperatura intermedia. La fuente térmica de alta temperatura es un paralelo entre la salida de la turbina del ciclo de cabeza (High Temperature Heat Recovery, HTHR) y el receptor solar (Central Tower Receiver, CTR). La fuente térmica de temperatura intermedia (Intermediate Temperature Heat Recovery, ITHR) utiliza los gases de escape de la turbina de gas. Estos se obtienen después de mezclar los gases procedentes del recuperador de la turbina de gas, junto con los que proceden del HTHR (salida de la turbina de gas). El calor residual disponible aguas abajo del intercambiador de calor ITHR se recoge en otro recuperador de calor, esta vez uno de baja temperatura (LTHR) y se convierte en electricidad mediante un ciclo de Rankine Orgánico (ORC). En el ciclo de potencia de S-CO₂ el rechazo del calor se lleva a cabo por una torre de enfriamiento a través del Precooler (PC), mientras que, en el ORC, se realiza a través del condensador (COND).

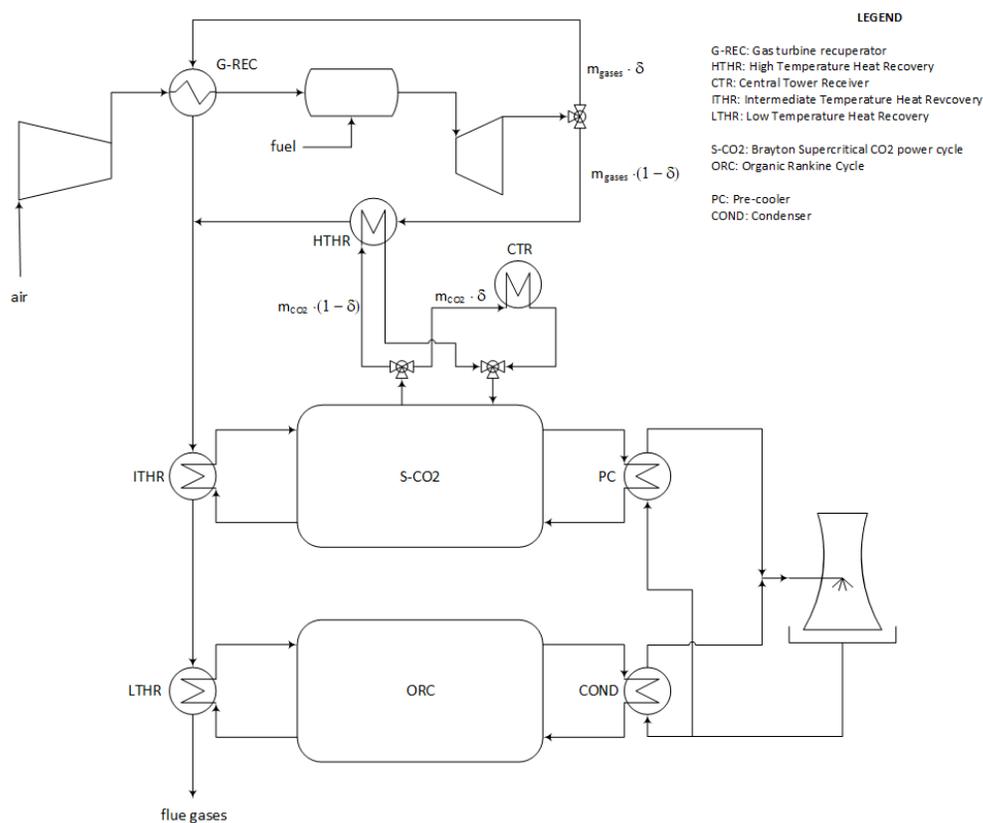


Figura R1: Esquema conceptual de la planta propuesta.

3. Resultados

La Figura R2 muestra un ciclo de recompresión alimentado a baja presión, el cual utiliza un compresor auxiliar para alcanzar las presiones y temperaturas necesarias para su funcionamiento óptimo. Este compresor permite disminuir la cantidad de flujo que transcurre por el interior del intercambiador LTR, consiguiendo un intercambio térmico equilibrado. En la Figura R3 se observa que este compresor ha sido sustituido por el intercambiador ITHR.

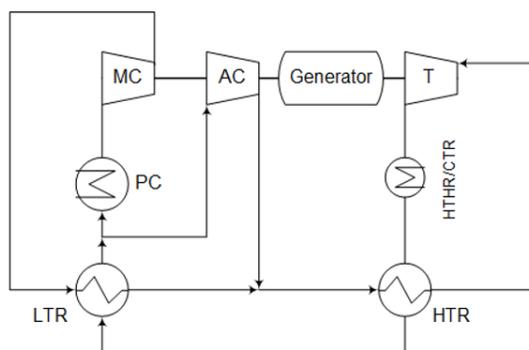


Figura R2: Ciclo de recompresión alimentado a baja presión.

La Figura R3 muestra el ciclo combinado completo con sus respectivos subsistemas (ciclo de gas, ciclo de S-CO₂ y ciclo ORC). La doble fuente térmica (receptor solar y gases de escape de la turbina de gas) obliga a utilizar dos intercambiadores HTR, permitiendo mantener de esta manera las condiciones de trabajo de la turbina y del compresor prácticamente constantes.

Respecto al ciclo ORC, ha sido propuesto un ciclo regenerativo, con una presión de trabajo máxima de 50 bar y con el intercambiador LTHR como única fuente de calor.

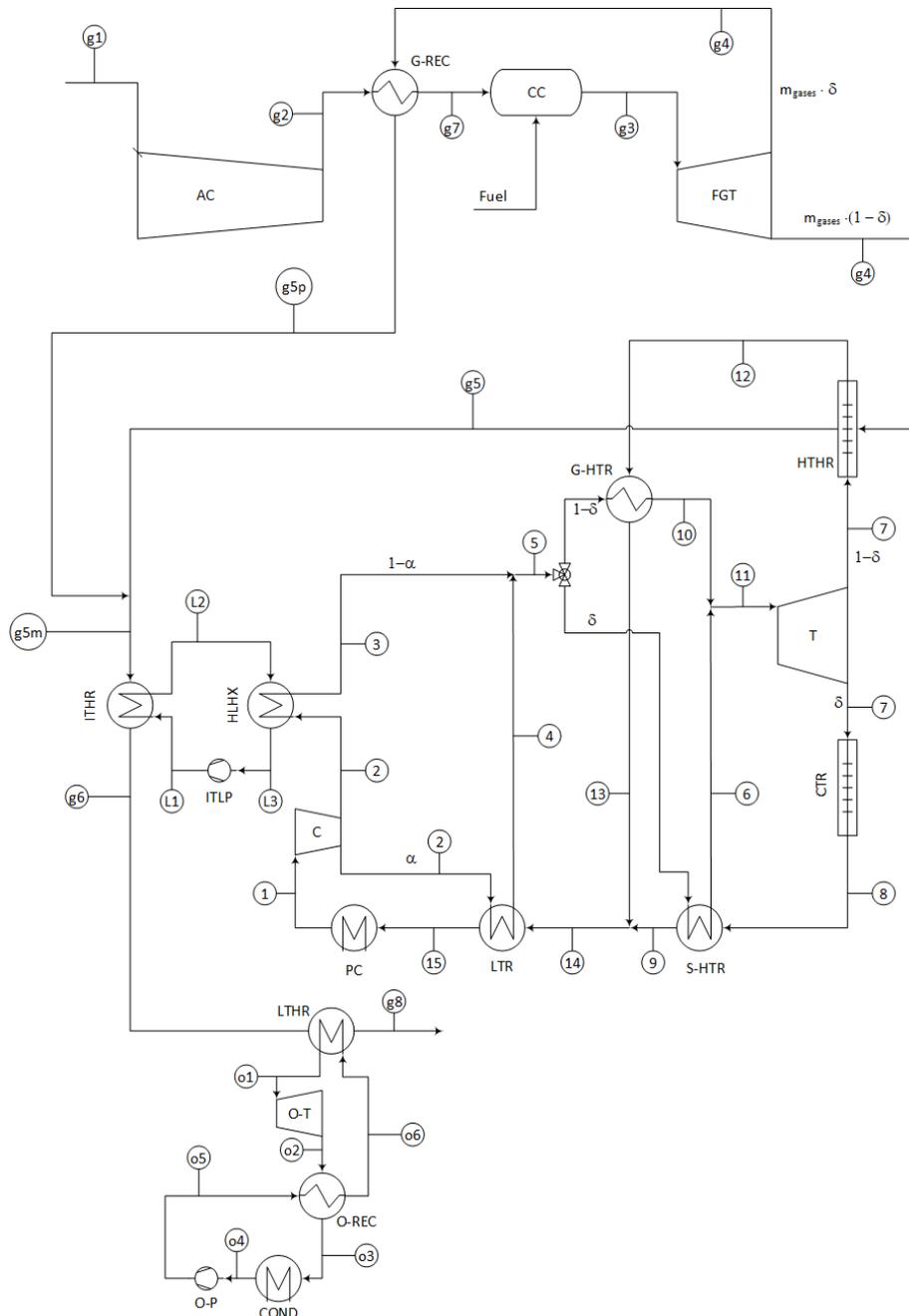


Figura R3: Hibridación de central de ciclo combinado con central termosolar.

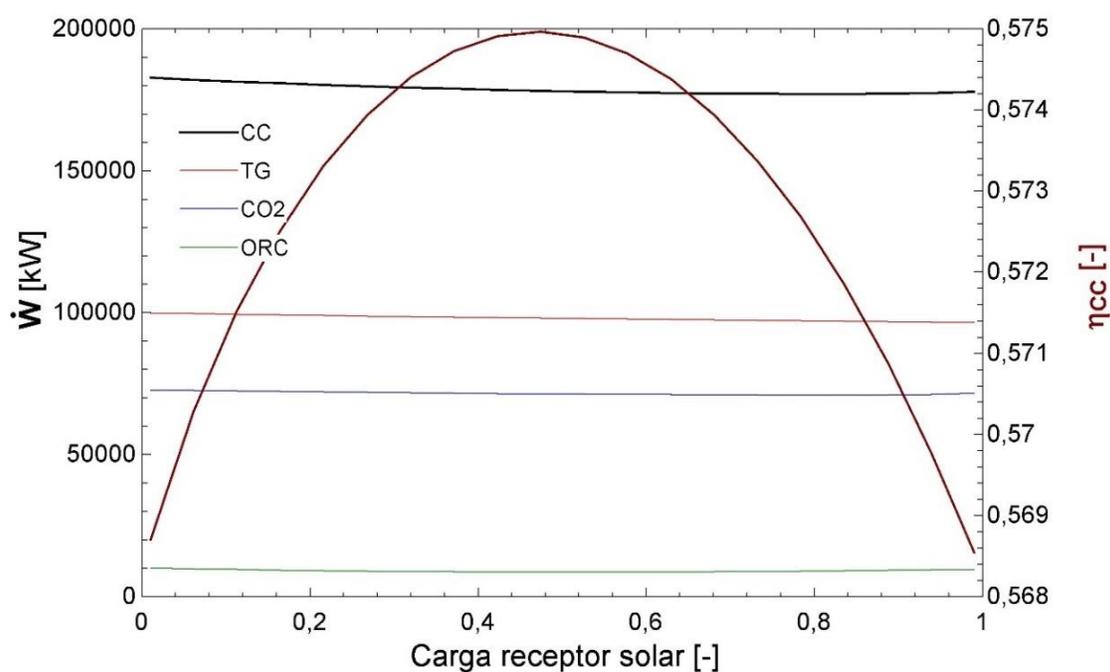


Figura R4: Variación de la energía obtenida en cada uno de los ciclos y del rendimiento del ciclo combinado en función de la carga del receptor solar.

En la Figura R4 se observa que la potencia neta extraída del ciclo es de alrededor de 180 MWe, correspondiendo 100 MWe al ciclo de gas, 70 MWe al ciclo de CO₂ y 10 MWe al ciclo ORC (un 56%, un 39% y un 5% respectivamente). Cabe destacar que, aunque la eficiencia del ciclo sea máxima cuando la carga solar es del 50%, la potencia neta obtenida es mínima en este mismo punto de trabajo. Además, el rendimiento del ciclo varía entre el 56,8% y el 57,5%, lo que se traduce en una eficiencia media de la planta del 57,2%.

De cara al consumo de gas natural, la Figura R5 muestra sus variaciones, pasando de consumir 126 g CH₄/kWh a 86 g CH₄/kWh. Esto, consiguientemente, reduce en la misma proporción las emisiones de dióxido de carbono de la central, pasando estas de 346 g CO₂/kWh a 236 g CO₂/kWh, lo que se traduce en una reducción máxima tanto de consumo, como de emisiones, de hasta el 32% en horas de máxima radiación solar.

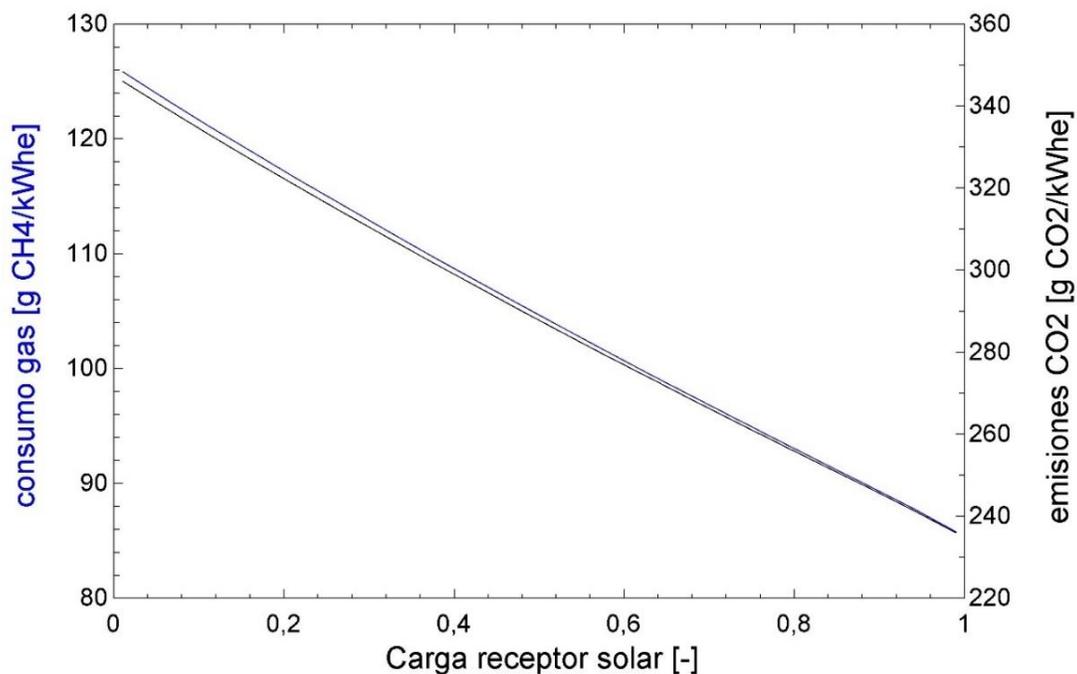


Figura R5: Variación del consumo de gas natural y de las emisiones de CO₂ emitidas en función de la radiación solar.

4. Conclusiones

Se ha propuesto una nueva alternativa de generación energética que permite el uso de energías de origen renovable y que es capaz de operar cuando los recursos renovables son inexistentes. El proyecto presenta la hibridación de un ciclo combinado que posee un ciclo de S-CO₂ como ciclo de cola, encontrándose apoyado por un receptor solar de torre y un ciclo ORC. La planta ha sido estudiada bajo condiciones ambientales y de enfriamiento constantes, con una contribución solar variable. Este modelado mantiene una obtención energética casi constante de 180 MWe con una eficiencia media del 57,2%. Además, permite reducir hasta en un tercio sus emisiones gracias al apoyo del receptor solar de torre.

Finalmente, existen distintas alternativas para sustituir el gas natural como combustible, como son el hidrógeno, el biometano o la biomasa gasificada, que permitirían a este modelo de central térmica obtener un carácter 100 % renovable. Además, también es posible mantener el uso de energía termosolar prácticamente constante con la implantación de un sistema de almacenamiento a través de sales fundidas.

HYBRIDISATION OF CONCENTRATED THERMAL SOLAR POWER RECEIVER PLANT WITH GAS TURBINE.

Author: Noguera Fuentes, Fernando.

Director: Linares Hurtado, José Ignacio.

Director: Arenas Pinilla, Eva.

Collaborating Entity: ICAI – Universidad Pontificia de Comillas.

PROJECT SUMMARY

Abstract

In order to decarbonize the atmosphere and become carbon neutral by 2050, society is constantly pushing for energy generation through renewable resources, such as wind or photovoltaic power plants. However, due to their manageability problems and their difficulty of storage, it is necessary to have grid support technologies that allow energy generation when resources are insufficient or during peak demand hours. Some alternatives identified to solve this problem are solar thermal power plants or CSP (concentrated solar power) because they allow thermal storage through a system of tanks that use molten salts as fluid; or technologies of non-renewable origin, specifically, combined cycle power plants, since they are, of the fossil fuel plants, the ones that emit the least emissions into the atmosphere and the simplest to decarbonize. For all these reasons, the present project proposes the hybridization of a solar tower receiver power plant (CSP) with a combined cycle power plant, thus reducing emissions during hours of high solar radiation thanks to a partial regeneration in the gas turbine, responsible for raising the temperature of the air leaving the compressor before it enters the combustion chamber and, therefore, reducing the need for fuel. In addition, by adding a supercritical CO₂ bottoming cycle and an ORC cycle, it will be possible to take advantage of medium and low temperature heat respectively, achieving average efficiencies of 57.2% and a reduction in atmospheric CO₂ emissions of up to 32% (under constant cooling and feeding conditions). The plant has been sized to generate 180 MWe and aims to increase the manageability and reduce the investment of CSP plants through the use of combined cycle power plants.

Keywords: combined cycle power plant, central tower receiver, supercritical CO₂ cycle, ORC cycle.

1. Introduction

Among the different technologies being developed to provide an uninterrupted energy supply, the use of batteries, molten salt tanks and biofuels, stand out among others. This project proposes the use of a combined cycle power plant hybridised with thermosolar technology, thus allow to reduce natural gas consumption considerably during peak solar hours and allowing for a generation technology that, despite being partially dependent on environmental factors, can also supply electricity on a continuous basis.

2. Project definition

The hybridisation of a combined cycle power plant with a solar thermal power plant addressed in this project consists of using a regenerative gas turbine as the topping cycle and a supercritical CO₂ cycle as the bottoming cycle. The S-CO₂ power cycle receives heat from two thermal sources: one high temperature and one intermediate temperature. The high-temperature thermal source is a parallel between the turbine outlet of the topping cycle (High Temperature Heat Recovery, HTHR) and the solar receiver (Central Tower Receiver, CTR). The Intermediate Temperature Heat Recovery (ITHR) uses the exhaust gases from the gas turbine. These are obtained after mixing the gases coming from the gas turbine recuperator, together with those coming from the HTHR (gas turbine outlet). The waste heat available downstream of the ITHR heat exchanger is collected in another heat recovery unit, a low temperature heat recovery unit (LTHR) and converted into electricity by means of an Organic Rankine Cycle (ORC). In the S-CO₂ power cycle the heat rejection is carried out by a cooling tower through the Precooler (PC), whereas, in the ORC, it is carried out through the condenser (COND).

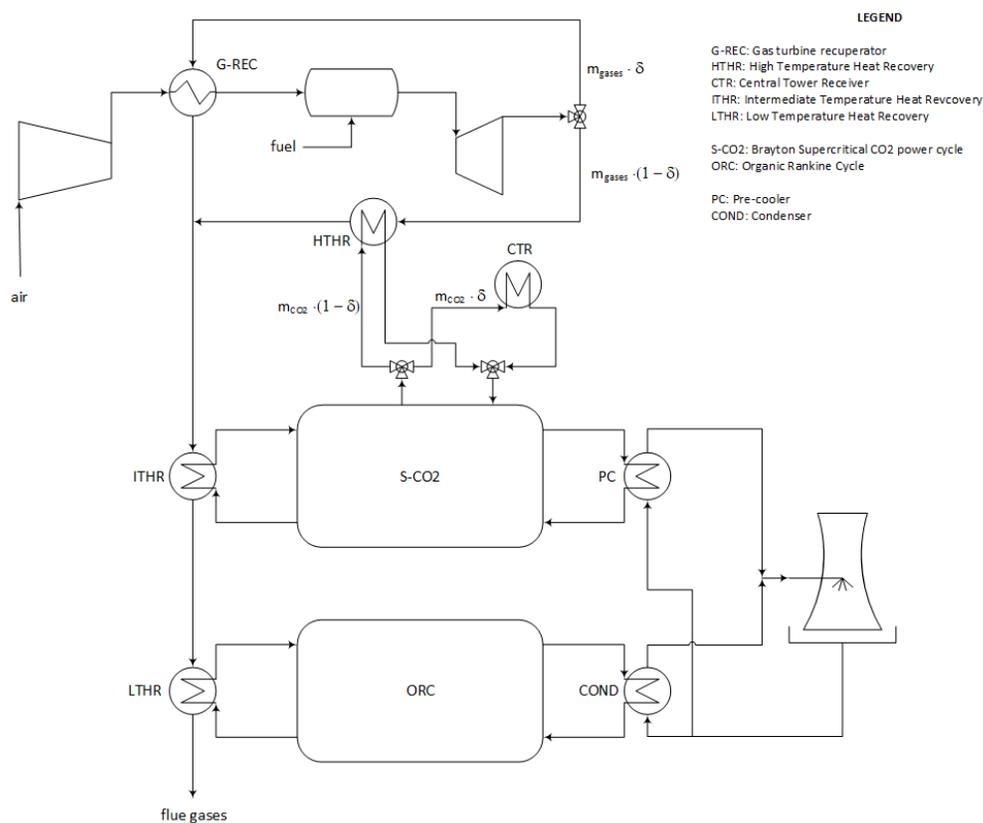


Figure R6: Conceptual scheme of the proposed plant.

3. Results.

The Figure R7 shows a recompression cycle fed at low pressure, which uses an auxiliary compressor to reach the pressures and temperatures necessary for its optimal operation. This compressor allows the amount of flow through the LTR exchanger to be reduced, achieving a balanced heat exchange. In the Figure R8 it can be seen that this compressor has been replaced by the ITHR exchanger.

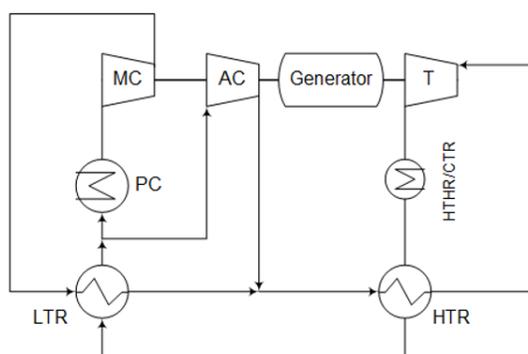


Figure R7: Recompression cycle fed at low pressure.

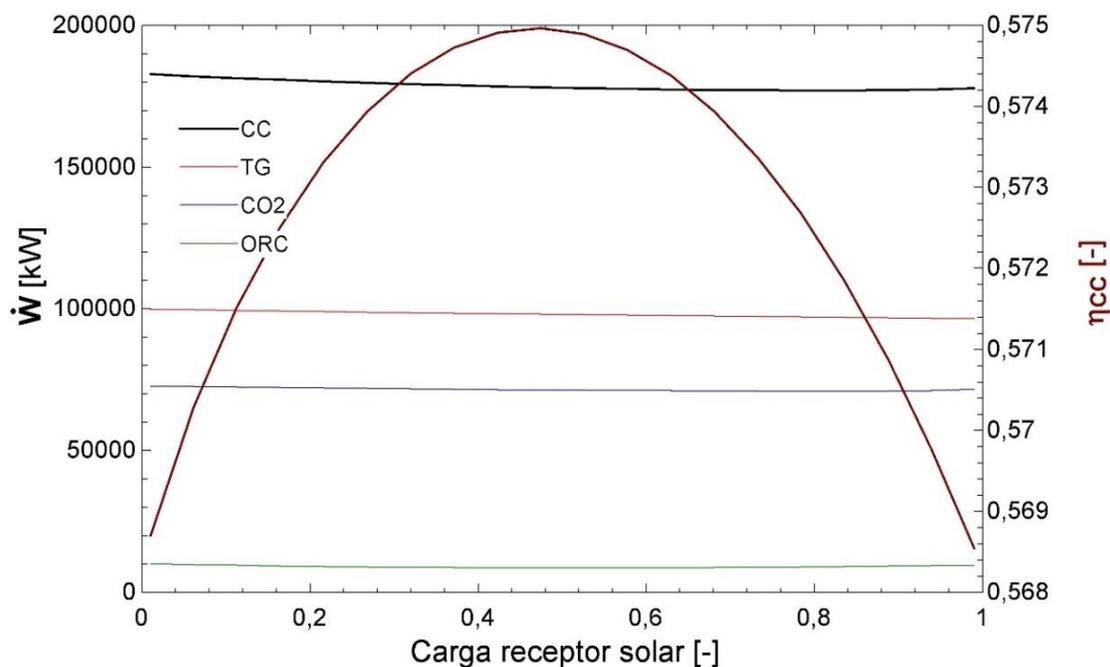


Figure R9: Variation of the energy obtained in each of the cycles and of the efficiency of the combined cycle as a function of the load of the solar receiver.

In Figure R9 it can be seen that the net power extracted from the cycle is around 180 MWe, with 100 MWe corresponding to the gas cycle, 70 MWe to the CO₂ cycle and 10 MWe to the ORC cycle (56%, 39% and 5% respectively). It should be noted that, although the efficiency of the cycle is at its highest when the solar load is 50%, the net power obtained is minimal at this same operating point. Furthermore, the cycle efficiency varies between 56.8% and 57.5%, which translates into an average plant efficiency of 57.2%.

In terms of natural gas consumption, the Figure R10 shows variations from 126 g CH₄ /kWh to 86 g CH₄ /kWh. This consequently reduces the plant's carbon dioxide emissions in the same proportion, from 346 g CO₂ /kWh to 236 g CO₂ /kWh, which translates into a maximum reduction in both consumption and emissions of up to 32% in hours of maximum solar radiation.

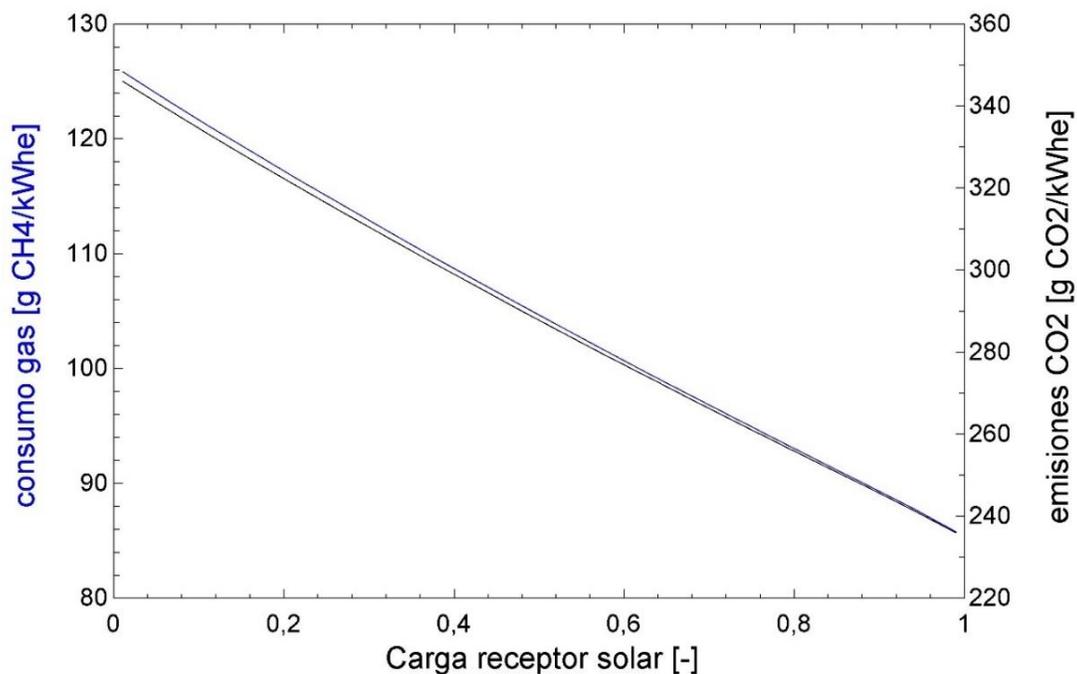


Figure R10: Variation of natural gas consumption and CO2 emissions as a function of solar radiation.

4. Conclusions.

A new energy generation alternative has been proposed that allows the use of renewable energy sources and that is capable of operating when renewable resources are non-existent. The project presents the hybridisation of a combined cycle with an S-CO₂ cycle as a bottoming cycle, supported by a solar tower receiver and an ORC cycle. The plant has been studied under constant ambient and cooling conditions, with a variable solar contribution. This modelling maintains an almost constant energy output of 180 MWe with an average efficiency of 57.2%. In addition, it can reduce its emissions by up to a third thanks to the support of the solar tower receiver.

Finally, there are various alternatives to replace natural gas as a fuel, such as hydrogen, biomethane or gasified biomass, which would allow this model of thermal power plant to be 100% renewable. Furthermore, it is also possible to keep the use of solar thermal energy practically constant with the implementation of a molten salt storage system.

Índice de contenidos

1.	Introducción	29
1.1.	Panorama energético actual.....	29
1.2.	Motivación	31
2.	Estado de la cuestión	33
2.1.	Ciclos combinados	33
2.2.	Ciclos Brayton	34
2.3.	Ciclos S-CO ₂	35
2.3.1.	S-CO ₂ como fluido.....	35
2.3.2.	Ciclo de recompresión	37
2.3.3.	Ciclo de recompresión alimentado a baja presión.....	38
2.4.	Ciclos de gas. Combustibles.....	39
2.4.1.	Biometano	39
2.4.2.	Biomasa gasificada	40
2.4.3.	Hidrógeno verde.....	41
2.4.4.	E-fuels a través de captura de CO ₂	42
2.5.	Energía Termosolar.....	43
2.5.1.	Tecnologías CSP	44
2.6.	Ciclos ORC	45
2.6.1.	Fluidos Orgánicos. Butano.....	46
2.7.	Intercambiadores de calor.....	47
2.7.1.	Intercambiadores de carcasa y tubos.....	48
2.7.2.	Intercambiadores de tipo compacto	49
2.8.	Turbomáquinas.....	53
2.8.1.	Turbina de un ciclo de gas	53
2.8.2.	Turbinas de S-CO ₂	54
2.8.3.	Compresores.....	55
2.9.	Tuberías.....	56

3.	Metodología	57
3.1.	Análisis de ciclos	57
3.1.1.	Ciclo de gas	59
3.1.2.	Ciclo de S-CO ₂	61
3.1.3.	Ciclo ORC.....	63
3.1.4.	Circuito de refrigeración.....	64
3.1.5.	Cálculos de los ciclos.....	65
3.2.	Propiedades de los fluidos	72
3.2.1.	Aire y gases de escape	72
3.2.2.	CO ₂ Supercrítico	72
3.2.3.	R-600.....	73
3.3.	Modelado de intercambiadores	73
3.3.1.	Intercambiadores de carcasa y tubos, tubos con aletas y de placas con aletas	73
3.3.2.	Intercambiadores PCHE	74
3.4.	Prediseño de turbomáquinas	75
3.5.	Diseño de tuberías	77
4.	Resultados	81
4.1.	CICLOS	81
4.1.1.	Variaciones del funcionamiento de los elementos del ciclo de gas en función de la carga del receptor solar.....	83
4.1.2.	Variaciones del funcionamiento de los elementos del ciclo de CO ₂ en función de la carga del receptor solar.....	87
4.1.3.	Variaciones del funcionamiento de los elementos del ciclo ORC en función de la carga del receptor solar.....	90
4.2.	Intercambiadores.....	91
4.3.	Turbomáquinas	96
4.3.1.	Ciclo de gas	97
4.3.2.	Ciclo de S-CO ₂	99
4.3.3.	Ciclo ORC.....	102
4.4.	Tuberías.....	103
5.	Referencias.....	111

Anexo 1. Objetivos de desarrollo sostenible	119
Anexo 2. Puntos de trabajo de la planta	121

Índice de figuras

Figura R1: Esquema conceptual de la planta propuesta.....	9
Figura R2: Ciclo de recompresión alimentado a baja presión.....	9
Figura R3: Hibridación de central de ciclo combinado con central termosolar.....	10
Figura R4: Variación de la energía obtenida en cada uno de los ciclos y del rendimiento del ciclo combinado en función de la carga del receptor solar.....	11
Figura R5: Variación del consumo de gas natural y de las emisiones de CO2 emitidas en función de la radiación solar.	12
Figure R6: Conceptual scheme of the proposed plant.....	16
Figure R7: Recompression cycle fed at low pressure.	16
Figure R8: Hybridisation of combined cycle power plant with solar thermal power plant.....	17
Figure R9: Variation of the energy obtained in each of the cycles and of the efficiency of the combined cycle as a function of the load of the solar receiver.....	18
Figure R10: Variation of natural gas consumption and CO2 emissions as a function of solar radiation.....	19
Figura 11: Precio promedio mensual de la electricidad en España. [3]	29
Figura 12: Comparación entre los distintos modelos de almacenamiento energético existentes en la actualidad. [5].....	30
Figura 13: Esquema conceptual de la planta propuesta.	32
Figura 14: Ciclo de gas de un ciclo combinado. [9]	33
Figura 15: Ciclo combinado completo. [9]	33
Figura 16: Perfil de temperatura a presión única HRSG. [10]	34
Figura 17: Ciclo Brayton simple cerrado.....	35
Figura 18: Ciclo Brayton cerrado con recuperador de calor intermedio.	35
Figura 19: Diagrama T-v general de cualquier fluido. [11]	36
Figura 20: Identificación de región supercrítica del fluido S-CO2. [11].....	36
Figura 21: Variación de la densidad y del Cp del S-CO ₂ en función de la temperatura y la presión.	36
Figura 22: Ciclo de recompresión.....	37
Figura 23: Ciclo de recompresión a baja presión.	39
Figura 24: Potencial estimado de producción de biogás de lodos en plantas depuradoras de aguas urbanas en algunas comunidades autónomas de España. [14]	40
Figura 25: Evolución de la energía termosolar a nivel mundial. [18]	43
Figura 26: Cartografía de radiación solar mundial. [19].....	44
Figura 27: Modelos de tecnologías CSP. [21]	45
Figura 28: Ciclo de Rankine Orgánico con recuperador de calor. [22].....	46
Figura 29: Principales parámetros químicos del butano. [23]	47

Figura 30: Intercambiador de carcasa y tubos. [25]	48
Figura 31: Intercambiador de tubos aleteados. [27]	49
Figura 32: Módulo de un intercambiador PCHE. [28]	50
Figura 33: Esquema de funcionamiento de un intercambiador PCHE. [29].....	51
Figura 34: Intercambiador de placas. [32].....	52
Figura 35: Intercambiadores de placas de paso único y de multipaso. [32]	52
Figura 36: Clasificación de las turbomáquinas. [33].....	53
Figura 37: Esquema del ciclo de una turbina de gas de combustión (Ciclo Brayton). [34]	54
Figura 38: Diferencia de tamaño de las turbinas en función del fluido de trabajo. [35]	55
Figura 39: Compresor recíprocante. [37]	55
Figura 40: Compresor centrífugo. [38]	55
Figura 41: Variación de la densidad del S-CO ₂ en función de la temperatura y la presión. [39].....	56
Figura 42: Diseño conceptual de la planta.	57
Figura 43: Hibridación de ciclo combinado con central termosolar.	58
Figura 44: Ciclo de gas.	60
Figura 45: Ciclo Loop y ciclo de S-CO ₂	62
Figura 46: Ciclo ORC.....	63
Figura 47: Circuito de refrigeración.....	64
Figura 48: Velocidad específica de las turbomáquinas. [52].....	75
Figura 49: Rangos de velocidad específica para obtener elevadas eficiencias en las turbomáquinas. [52]	75
Figura 50: Diagrama de Baljè para bombas. [52]	76
Figura 51: Diagrama de Baljè para compresores. [52]	76
Figura 52: Diagrama de Baljè para turbinas axiales. [52].....	77
Figura 53: Diagrama de Baljè para turbinas radiales. [52]	77
Figura 54: Variación del consumo de gas natural y de las emisiones de CO ₂ emitidas en función de la radiación solar.	81
Figura 55: Variación de la energía obtenida en cada uno de los ciclos y del rendimiento del ciclo combinado en función de la carga del receptor solar.....	82
Figura 56: Regenerador de la turbina de gas bajo una carga del receptor solar del 20 %.	83
Figura 57: Regenerador de la turbina de gas bajo una carga del receptor solar del 80 %.	84
Figura 58: Intercambiadores HTHR e ITHR bajo una carga del receptor solar del 20 %.	85
Figura 59: Intercambiadores HTHR e ITHR bajo una carga del receptor solar del 80 %.	85
Figura 60: Acercamiento del intercambiador HTHR en función de la carga del receptor solar.	86
Figura 61: Temperatura de salida de los elementos afectados por la carga del receptor solar en función de la misma.....	87

Figura 62: Flujo másico de CO ₂ en función de la carga del receptor solar.....	88
Figura 63: Intercambiador HTR (gas) bajo una carga del receptor solar del 20 %.....	89
Figura 64: Intercambiador HTR (gas) bajo una carga del receptor solar del 80 %.....	89
Figura 65: Temperatura de funcionamiento de los elementos del ciclo ORC en función de la carga del receptor solar.....	90
Figura 66: Diseño de una unidad del intercambiador HTR.....	94
Figura 67: Diseño de una unidad del intercambiador LTR.....	95
Figura 68: Diseño de una unidad del intercambiador PC.....	95
Figura 69: Diseño de una unidad del intercambiador Reg ORC.....	95
Figura 70: Diseño intercambiador CO ₂ -CO ₂	96
Figura 71: Variación del Ns en función del número de etapas de la turbina de gas.....	97
Figura 72: Variación del Ns en función del número de etapas del compresor de gas... 98	
Figura 73: Variación del Ns en función del número de etapas del compresor de S-CO ₂ con densidad constante.....	100
Figura 74: Variación del Ns en función del número de etapas de la turbina de S-CO ₂ con densidad constante.....	100
Figura 75: Variación del Ns en función del número de etapas de la turbina de S-CO ₂ con densidad variable.....	101
Figura 76: Variación del Ns en función del número de etapas de la turbina del ciclo ORC.....	102
Figura 77: Variación del Ns en función del número de etapas de la bomba del ciclo ORC.....	103
Figura 78: Diagrama del ciclo de gas con el diseño de tuberías.....	106
Figura 79: Diagrama del ciclo de CO ₂ con tuberías.....	107
Figura 80: Diagrama del ciclo de CO ₂ dividido en dos ciclos paralelos con tuberías... 108	
Figura 81: Diagrama del ciclo ORC con tuberías.....	109
Figura 82: Diagrama del ciclo de refrigeración del CO ₂	109
Figura 83: Diagrama del ciclo de refrigeración del ORC.....	109
Figura 86: ODS 7, energía asequible y no contaminante. [55].....	119
Figura 87: ODS 13, acción por el clima. [55].....	119
Figura 88: ODS 11, ciudades y comunidades sostenibles. [55].....	120
Figura 89: ODS 14, vida submarina. [55].....	120
Figura 90: ODS 15, vida de ecosistemas terrestres. [55].....	120

Índice de tablas

Tabla 1: Dimensiones de los intercambiadores de flujo cruzado.	91
Tabla 2: Intercambiador HTHR dividido en dos unidades gemelas.....	92
Tabla 3: Dimensiones del intercambiador de placas con aletas.	92
Tabla 4: Dimensiones del intercambiador de carcasa y tubos.....	92
Tabla 5: Dimensiones de los intercambiadores PCHE.	93
Tabla 6: Intercambiadores HTR, LTR y PC divididos en dos unidades gemelas.....	94
Tabla 7: Datos de condiciones de entrada y salida de las turbomáquinas.	96
Tabla 8: Dimensionamiento de las etapas del compresor de gas.	98
Tabla 9: Dimensionamiento de las etapas de la turbina de gas.....	99
Tabla 10: Dimensionamiento de las turbomáquinas de S-CO ₂	101
Tabla 11: Dimensionamiento de las turbomáquinas del ciclo ORC.	103
Tabla 12: Dimensionamiento de las tuberías de CO ₂	104
Tabla 13: Dimensionamiento de las tuberías de aire.	104
Tabla 14: Dimensionamiento de las tuberías de R-600.....	105
Tabla 15: Dimensionamiento de las tuberías de agua.	105
Tabla 16: Condiciones de trabajo del ciclo de gas.....	121
Tabla 17: Condiciones de trabajo del ciclo de S-CO ₂	121
Tabla 18: Condiciones de trabajo del ciclo ORC.	122

1. Introducción

1.1. Panorama energético actual

En el año 2020 Rusia exportó a Europa 238,1 bcm de gas natural, llegando a España 3,4 bcm, lo que supone un 10% de la demanda española [1].

La invasión de Ucrania por parte de Rusia ha acentuado la crisis energética provocada por un alza en los precios del gas natural desde el verano de 2021. Como consecuencia, debido a que el 17,3% de la electricidad generada en España proviene del gas natural (cifras del año 2021) [2] y a que es la tecnología que determina el precio en el mercado marginalista, los precios del mercado eléctrico se han visto afectados de manera histórica, tal como muestra la Figura 11.

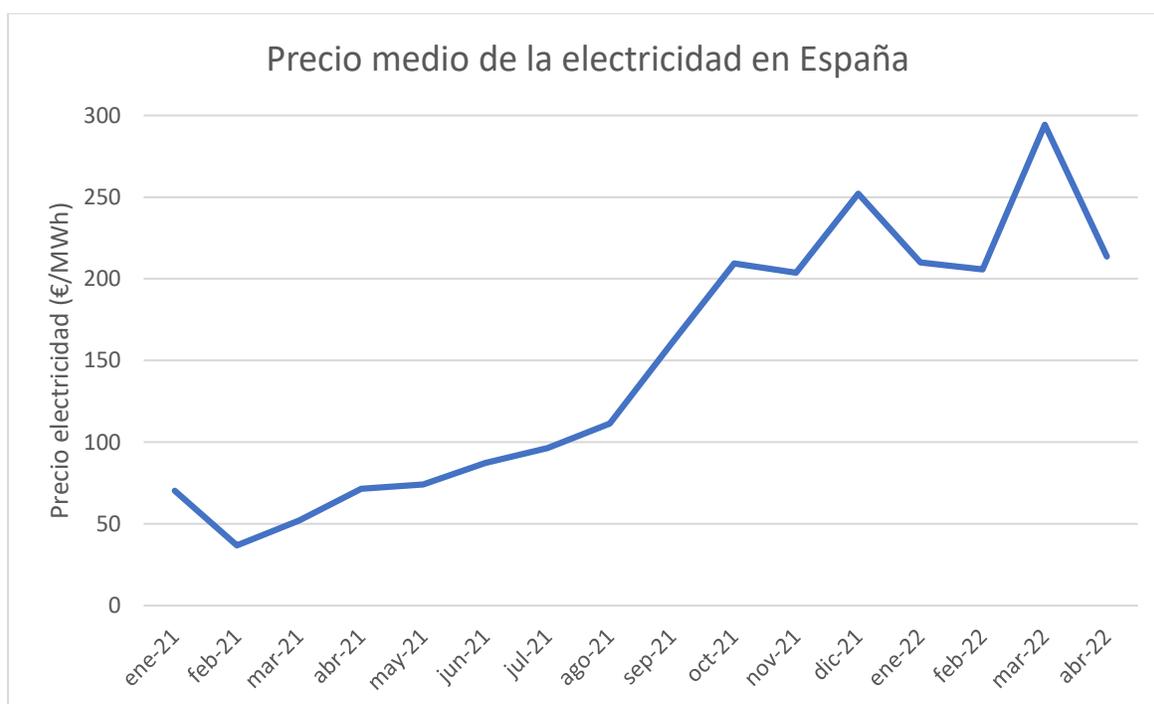


Figura 11: Precio promedio mensual de la electricidad en España. [3]

Por otra parte, de cara al cumplimiento del Acuerdo de París y, consiguientemente, los compromisos de España como miembro de la Unión Europea, se aprobó el 3 de noviembre del año 2020 la “Estrategia a Largo Plazo para una Economía Española Moderna, Competitiva y Climáticamente Neutra en 2050” o “ELP 2050” [4], la cual marca la senda para lograr la neutralidad climática no más tarde del año 2050. Con este documento se pretende reducir las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) en un 90% respecto al año 1990, es decir, se evolucionará de la emisión de 334 millones de toneladas de CO₂ en el año 2018 a un máximo de 37 Mt CO₂eq a mediados

de siglo. El 10% restante será absorbido por sumideros de carbono para poder compensarlo.

Actualmente se estima que alrededor del 40 % de las emisiones de gases de efecto invernadero provienen del sector energético, por tanto, resulta crucial para alcanzar dicho objetivo reducirlas.

Una posible solución ante este problema es la implantación de energías de carácter renovable en el conjunto energético del país. Sin embargo, el carácter no gestionable de muchas de ellas obliga a combinarlas con sistemas de almacenamiento energético o bien de respaldo. Dentro de estos sistemas de respaldo, es común el empleo de ciclos combinados accionados por gas natural.

Costes de inversión en sistemas de almacenamiento

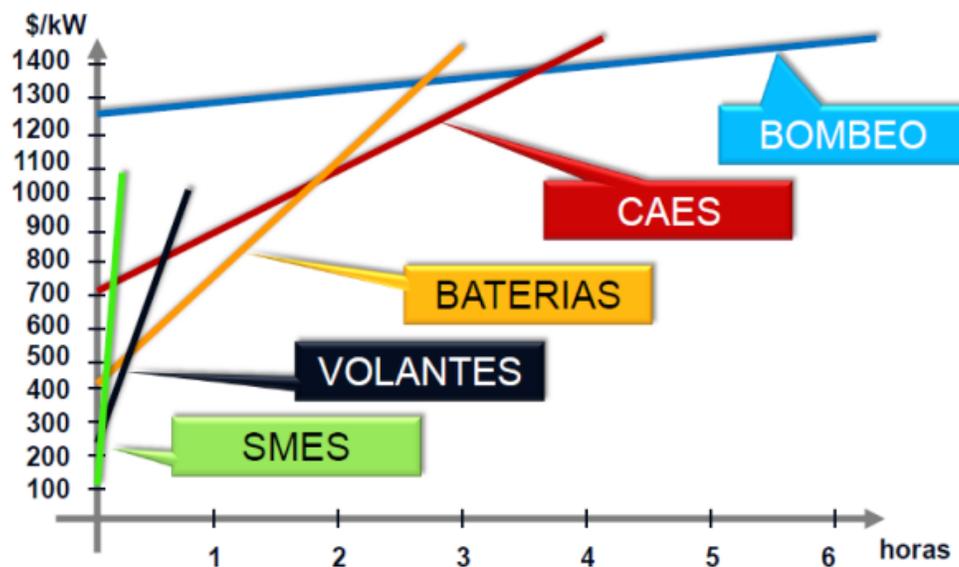


Figura 12: Comparación entre los distintos modelos de almacenamiento energético existentes en la actualidad. [5]

Como muestra la Figura 12, los sistemas de almacenamiento energético requieren de una importante inversión de capital para grandes cantidades de energía eléctrica como necesita el sistema eléctrico español, siendo la opción más económicamente rentable la instalación de centrales de bombeo. No obstante, este método también posee limitaciones físicas, ya que únicamente resulta posible su instalación en algunos puntos de la Península Ibérica. En la actualidad, España cuenta con 3,4 GW de potencia de bombeo instalada y posee potencial para desarrollarla hasta 6,8 GW [6], lo que, frente a un consumo medio de 29,3 GW (según datos de 2021) [7] se traduce en únicamente un 23% de la energía necesaria para abastecer al sistema.

Por otro lado, las centrales de ciclo combinado, al no depender de ningún factor externo, ofrecen estabilidad y costes de almacenamiento de la materia prima (gas natural) notablemente inferiores a los de los sistemas de almacenamiento energético térmico o energético. Estos factores, sumados a la reciente propuesta por parte de Bruselas de calificar como verde las centrales de gas natural que emitan menos de 270 gramos CO₂/kWh permitirían incluir esta tecnología en la hoja de ruta hacia la descarbonización [8].

Finalmente, debido a que no todos los países concuerdan con lo anunciado por Bruselas, entre ellos España, resulta necesario la búsqueda de nuevas tecnologías que ofrezcan una solución óptima aportando:

- Independencia de factores climáticos.
- Generación sostenible.
- Mínima dependencia de conflictos externos.

Consiguientemente, existen distintas opciones que permitirían a las centrales de ciclo combinado mantenerse en los mixes de generación energética de los distintos países. La primera de ellas es la disminución al mínimo del combustible necesario para el funcionamiento de la planta; la segunda consiste en el cambio del combustible utilizado hacia otros sostenibles, como pueden ser el biometano o el hidrógeno verde.

1.2. Motivación

El proyecto propuesto busca hibridar una planta termosolar de receptor central (torre) con una turbina de gas. La turbina de gas, regenerativa, trabajará a potencia nominal, pero su consumo se verá reducido por la contribución solar. Se persigue con ello compensar la variación del recurso solar con el aporte de gases de escape de la turbina, cuyo caudal se modula actuando sobre la regeneración de la misma. La Figura 13 muestra un esquema conceptual.

Una turbina de gas regenerativa (parte superior de la Figura 3) se utiliza como el ciclo de cabeza, mientras que, el ciclo de S-CO₂ se utiliza como ciclo de cola (parte central de la Figura 3). El ciclo de potencia de S-CO₂ recibe calor de dos fuentes térmicas: una de alta temperatura y una de temperatura intermedia. La fuente térmica de alta temperatura es un paralelo entre la salida de la turbina del ciclo de cabeza (High Temperature Heat Recovery, HTHR) y el receptor solar (Central Tower Receiver, CTR). La fuente térmica de temperatura intermedia (Intermediate Temperature Heat Recovery, ITHR) utiliza los gases de escape. Estos se obtienen después de mezclar los gases procedentes del recuperador de la turbina de gas, junto con los que proceden del HTHR (salida de la turbina de gas). El calor residual disponible aguas abajo del

intercambiador de calor ITHR se recoge en otro recuperador de calor, esta vez uno de baja temperatura (LTHR) y se convierte en electricidad mediante un ciclo de Rankine Orgánico (ORC). En el ciclo de potencia de S-CO₂ el rechazo del calor se lleva a cabo por una torre de enfriamiento a través del Precooler (PC), mientras que, en el ORC, se realiza a través del condensador (COND).

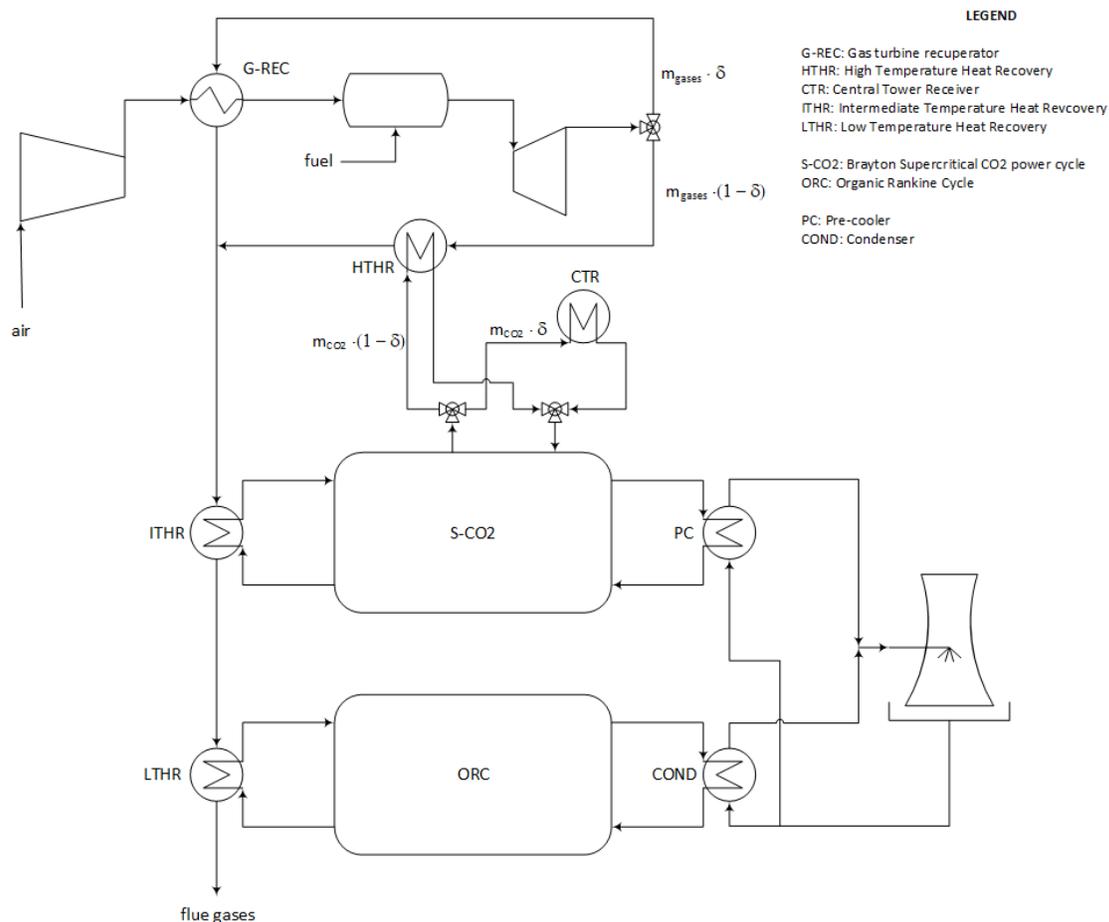


Figura 13: Esquema conceptual de la planta propuesta.

2. Estado de la cuestión

2.1. Ciclos combinados

Un ciclo combinado se genera a través de la unión de dos ciclos, un ciclo de gas y un ciclo de vapor. El ciclo de gas opera con aire atmosférico, demandando un elevado consumo para comprimirlo. Para compensar ese consumo, el aire a la salida del compresor se quema en la cámara de combustión, lo que permite alcanzar elevadas temperaturas a la entrada de la turbina de gas. Tras salir los gases de escape de la turbina, presentan aún temperaturas elevadas, lo que les hace adecuados para actuar como foco caliente del ciclo de vapor. Por el contrario, el ciclo de vapor disipando el calor a temperatura próxima al ambiente y elevando la presión en la zona de líquido, no requiere temperaturas tan elevadas como el ciclo de gas y puede trabajar en circuito cerrado, sin la renovación necesaria para realizar la combustión.

Como se muestra en la Figura 14, el ciclo de gas precisa de 4 elementos principales.

- Compresor: encargado de aportar presión al aire de entrada.
- Cámara de combustión: mezcla el aire a alta presión junto con el combustible. En su interior se produce una combustión adiabática.
- Turbina: necesita altas temperaturas para compensar el elevado trabajo del compresor, por ello, se hacen pasar por su interior los gases de escape de la cámara de combustión, los cuales poseen una elevada carga energética.
- Caldera de recuperación: aporta calor al ciclo de vapor.

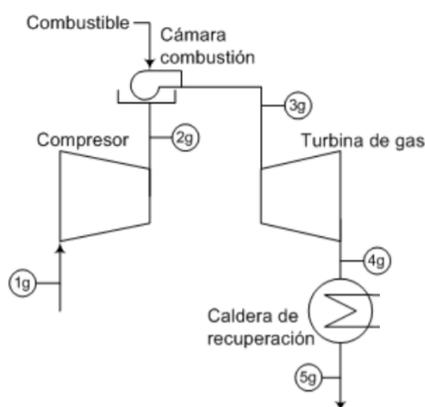


Figura 14: Ciclo de gas de un ciclo combinado. [9]

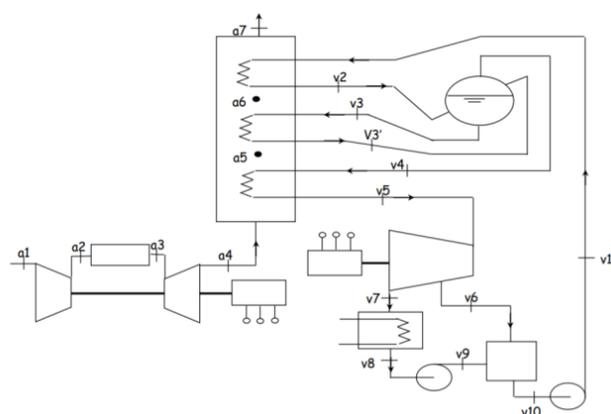


Figura 15: Ciclo combinado completo. [9]

El ciclo de vapor es un ciclo Rankine que utiliza agua como fluido de trabajo y, como muestra la Figura 15, el intercambio de calor se hace a través de 3 fases distintas. En primer lugar, los gases de escape encuentran el sobrecalentador (v4-v5) el cual aporta

el calor de mayor temperatura al agua en fase vapor para enviarlo directamente a la entrada de la turbina. Los gases de escape, tras haber reducido su temperatura en el sobrecalentador, se dirigen al evaporador ($v3-v3'$), lugar donde se produce el cambio de fase del agua. En tercer y último lugar se observa el economizador ($v1-v2$), el cual precalienta el agua antes de entrar en el evaporador aprovechando la temperatura media de los gases de escape. Como elemento adicional en el aporte de calor al ciclo de vapor se encuentra el calderín, recipiente encargado de separar el vapor húmedo que retorna del evaporador por $v3'$, de modo que el vapor saturado se dirige al sobrecalentador y el líquido saturado de nuevo al evaporador.

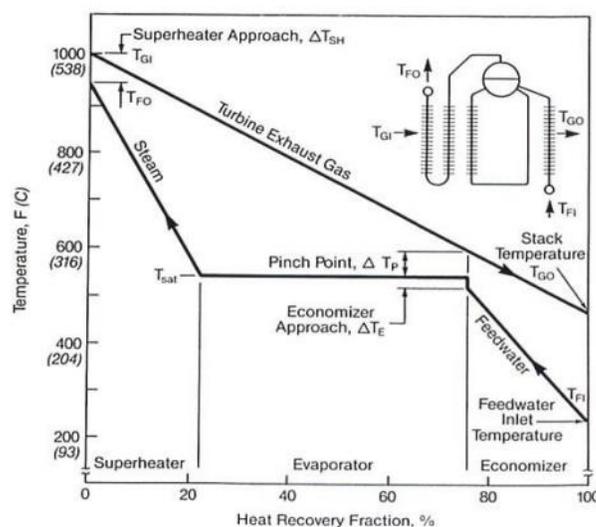


Figura 16: Perfil de temperatura a presión única HRSG. [10]

La principal razón del uso del agua como fluido del ciclo Rankine es que, tras la cesión de calor, se encuentra en estado líquido, lo que permite un bajo consumo en la compresión, que a su vez hace innecesario alcanzar elevadas temperaturas de entrada a la turbina. Por otra parte, la cesión de calor a temperatura constante también permite alcanzar un elevado rendimiento.

2.2. Ciclos Brayton

Los ciclos Brayton son ciclos termodinámicos caracterizados por trabajar con fluidos en estado gaseoso. No obstante, a diferencia del ciclo Rankine, al tener que comprimir un gas el compresor incrementa el consumo del ciclo.

Los ciclos Brayton pueden ser abiertos, usando aire como fluido de trabajo (ciclo de gas) o cerrados, trabajando en este caso con fluidos que otorguen una mayor eficiencia (ciclo de CO_2 supercrítico o ciclo con helio). Una ventaja del ciclo cerrado es que permite, a diferencia de uno abierto, que la presión mínima de trabajo se encuentre

por encima de la atmosférica, lo que reduce el volumen específico del fluido, disminuyendo consiguientemente el consumo del compresor.

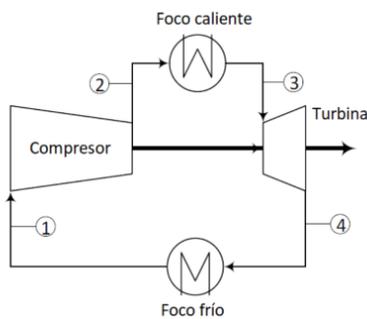


Figura 17: Ciclo Brayton simple cerrado.

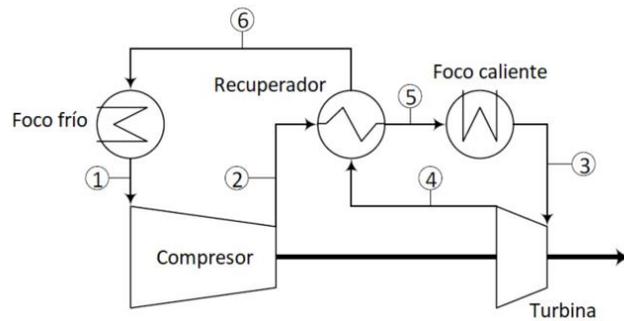


Figura 18: Ciclo Brayton cerrado con recuperador de calor intermedio.

La Figura 17 muestra un ciclo Brayton cerrado en el que se aprecia, a diferencia de en el ciclo abierto (Figura 14), la aparición del foco frío. Este elemento se encarga de reducir la temperatura del fluido previamente a su compresión optimizando sus condiciones de entrada. La Figura 18 muestra un segundo elemento adicional respecto al ciclo de gas, este elemento es el recuperador de calor. La implementación de un recuperador sirve para incrementar la eficiencia de un ciclo Brayton cerrado sin modificar su trabajo específico. La eficiencia aumenta tanto porque lo hace la temperatura media de adición de calor como porque se reduce la temperatura media de rechazo del mismo; en cuanto al trabajo específico, es fácil ver que el área del ciclo encerrada en el diagrama T-s se mantiene, con lo que el trabajo neto permanece constante.

2.3. Ciclos S-CO₂

2.3.1. S-CO₂ como fluido

El dióxido de carbono en estado supercrítico o S-CO₂ se produce cuando dicho fluido se encuentra por encima de su punto crítico (73,8 bar y 30,98 °C). Actualmente, el uso de CO₂ supercrítico resulta una opción muy prometedora en los ciclos Brayton de potencia cerrados, ya que otorgan una serie de características tales como altas eficiencias a temperaturas medias, tamaño más compacto y menor complejidad de las turbomáquinas, además de no ser ni inflamable ni tóxico.

En la Figura 19 se puede observar el diagrama T-v de un fluido cualquiera, en el que a la izquierda el fluido se encuentra en estado líquido, a la derecha está en estado gaseoso y, en la zona central de la campana, ambas fases coexisten al mismo tiempo.

Este estado se observa hasta un punto, denominado crítico, donde las fases líquidas y gaseosas dejan de coexistir.

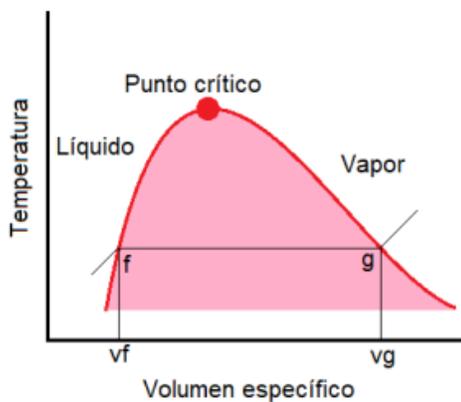


Figura 19: Diagrama T-v general de cualquier fluido. [11]

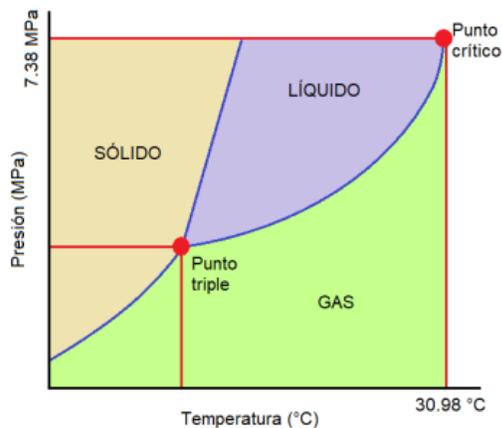


Figura 20: Identificación de región supercrítica del fluido S-CO₂. [11]

El principal punto de interés que supone el uso del S-CO₂ en los ciclos Brayton es su alta densidad en la zona cercana al punto crítico, lo que disminuye el trabajo realizado por el compresor. Tras el descubrimiento de este comportamiento del CO₂ a finales de la década de 1960 por Feher [12] y Angelino [13], se ha llegado a incrementar el rendimiento de los ciclos entre un 5% y un 10 %, llegando a obtener rendimientos superiores al 50% cuando las temperaturas de entrada en turbina alcanzan los 700 °C.

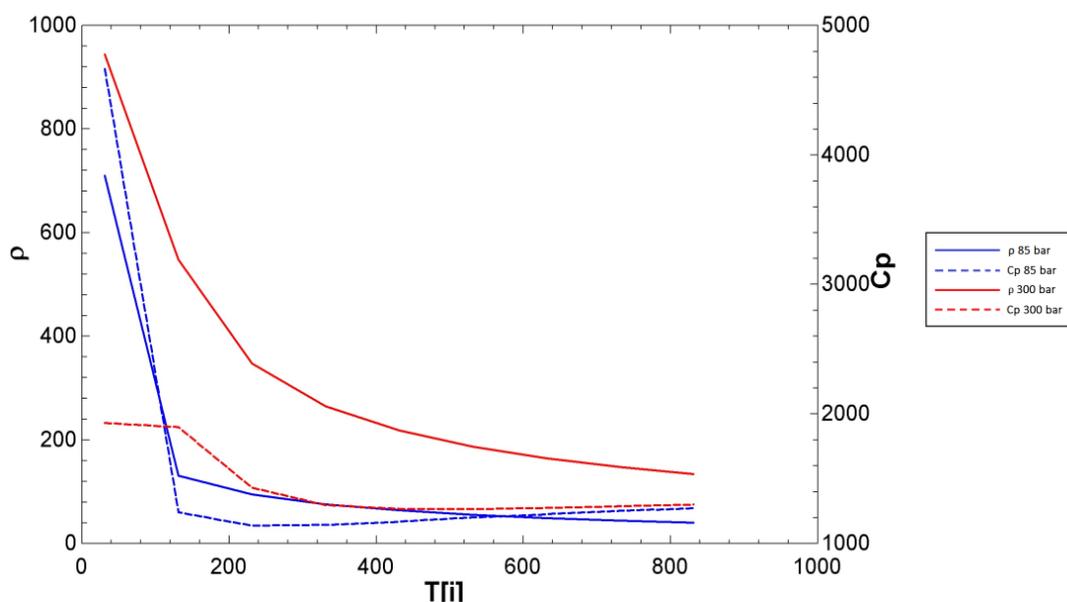


Figura 21: Variación de la densidad y del Cp del S-CO₂ en función de la temperatura y la presión.

2.3.3. Ciclo de recompresión alimentado a baja presión

El ciclo de recompresión alimentado a baja presión se diferencia del convencional en que el foco caliente ya no se encuentra situado a la entrada de la turbina, sino a su salida, dando así mayor relevancia al intercambiador HTR, que se convierte así en el puente entre la fuente térmica y el fluido aguas arriba de la turbina. Esta modificación otorga diversas ventajas al ciclo a costa de necesitar aumentar ligeramente la temperatura a la salida del foco caliente, lo que se traduce en un ligero aumento de combustible.

Sin embargo, las mejoras que otorga esta modificación permiten apaliar los inconvenientes que conlleva:

- Aumento de la presión del ciclo: en un ciclo de recompresión la presión máxima que puede soportar el foco caliente sin necesidad de que posea un tamaño excesivo es de 200 bar, ya que, al intercambiar calor con un fluido que se encuentra a muy baja presión (entre 1 bar y 6 bar, dependiendo de si el foco caliente es un gas o si se utilizan sales fundidas en el caso de una central termosolar), la diferencia de presión que debe soportar el intercambiador es enorme. No obstante, al modificar el posicionamiento del foco caliente a la zona de baja presión, el intercambiador deja de limitar la presión máxima de trabajo del ciclo, pudiendo aumentar ésta hasta los 300 bar o más. La solución tradicional para emplear estas altas diferencias de presiones son los intercambiadores de circuito impreso (PCHE). Sin embargo, los estrechos canales que poseen, hacen inviable su empleo con sales fundidas (que los taponarían) o con gases de escape (elevadas pérdidas de presión). Además, si el aporte de calor se realiza en la rama de baja presión del ciclo (alrededor de 85 bar), el CO₂ puede tomar calor de forma directa del receptor solar, lo que eleva el rendimiento y evita el empleo de un intercambiador intermedio.
- Reducción del tamaño del foco caliente: la zona de baja presión del ciclo ronda los 80 bar aproximadamente, por lo que, al realizar un salto de presión varias veces menor que en el ciclo de recompresión tradicional (200 bar), se puede reducir de manera considerable el tamaño del intercambiador, dado que, en el intercambiador de carcasa y tubos empleado, éstos tendrían un espesor medio.
- Los intercambiadores HTR y LTR incrementan su importancia en el ciclo: debido a que el aporte de calor ya no se produce a la entrada de la turbina sino a su salida, el correcto dimensionamiento de los recuperadores es lo que minimiza las pérdidas del ciclo.

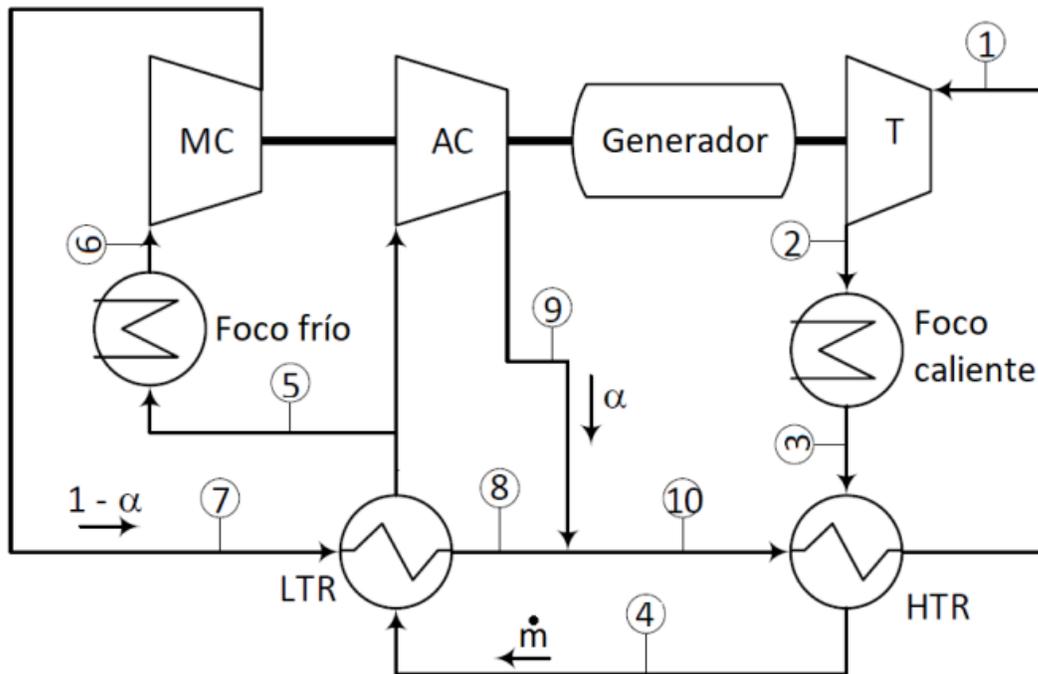


Figura 23: Ciclo de recompresión a baja presión.

2.4. Ciclos de gas. Combustibles

El combustible utilizado actualmente en los ciclos de gas es el gas natural, no obstante, existen otras alternativas de carácter renovable que pueden sustituirlo, como pueden ser el biometano o el hidrógeno verde.

2.4.1. Biometano

El biogás se genera a través del proceso de digestión anaerobia, el cual es un proceso biológico en que la materia orgánica, en ausencia de oxígeno, y mediante la acción de un grupo de bacterias específicas, se descompone generando el biogás.

El biogás se compone principalmente de metano (50% -70%), dióxido de carbono (30% -40%) y de una mezcla de otros gases (menos del 5%) como son el sulfuro de hidrógeno, vapor de agua, siloxanos, amoníaco, etc. Si se comparara con el gas natural, la equivalencia sería que 1 Nm³ de biogás es aproximadamente lo mismo que 0,6 Nm³ de gas natural, debido a la presencia de CO₂ (no combustible).

Con el objeto de alcanzar las mismas propiedades que el gas natural, el biogás se somete a dos procesos: acondicionamiento y *upgrading*. En el primero se realiza un lavado para retirar las impurezas, logrando así una mezcla limpia de metano y dióxido

de carbono; en el segundo se retira este último, logrando un gas casi puro en metano, denominado biometano, y con propiedades equivalentes al gas natural, pudiendo incluso inyectarse en la red de gas. Existen varias técnicas para el acondicionamiento del biogás y posterior *upgrading*, consistiendo una de ellas en utilizar polietileno glicol (PEG) debido a que posee alta solubilidad con el CO₂ y con el H₂S. Resulta imprescindible la retirada completa del sulfuro de hidrógeno, ya que, si se quemara en el proceso de combustión, se generaría dióxido de azufre (SO₂), causante de la lluvia ácida. Además, de cara a la completa del H₂S, se utiliza un filtro de óxido de hierro.

En la actualidad existen numerosas formas de obtener biogás, destacando entre ellas el biogás de FORSU (el obtenido de los residuos sólidos urbanos o RSU), el biogás de vertedero y el biogás del sector de lodos en depuradoras. La Figura 24 muestra el potencial en España del biogás proveniente de depuradoras, en la que se considera que las aguas poseen un contenido de residuos sólidos volátiles del 70% y con ello, una producción de metano de 0,3 m³/kg SV.

	Producción (t/año) ¹	Lodos potencialmente utilizables (t/año)	Producción potencial máxima de CH ₄ (m ³ /año)	Potencial energético (ktep/año)
Galicia	41.116	30.696	6.446.055	5,5
Madrid	261.357	189.872	39.873.120	34,3
Murcia	2.731	1.867	392.070	0,3
Navarra	9.886	9.547	2.004.870	1,7
País Vasco	24.391	13.056	2.741.760	2,4
La Rioja	7.018	6.998	1.469.475	1,3
Ceuta y Melilla	1.460	730	153.300	0,1
Total España	1.205.413	910.542	191.213.820	164,4

Figura 24: Potencial estimado de producción de biogás de lodos en plantas depuradoras de aguas urbanas en algunas comunidades autónomas de España. [14]

2.4.2. Biomasa gasificada

La biomasa es el conjunto de materia orgánica, de origen vegetal o animal, y los materiales que proceden de su transformación natural o artificial. La Directiva 2009/28/CE define la biomasa como “la fracción biodegradable de los productos, desechos y residuos de origen biológico procedentes de actividades agrarias, de la silvicultura y de las industrias conexas, incluidas la pesca y la acuicultura, así como la fracción biodegradable de los residuos industriales y municipales” [15], es decir, la biomasa abarca un espectro muy amplio. No obstante, los principales combustibles

obtenidos a través de la biomasa son leñas, astillas, pellets, huesos de aceitunas y cáscaras de frutos.

La biomasa es, por tanto, una fuente de provisionamiento energético neutra en carbono, ya que, aunque se genera CO_2 con su combustión, previamente este CO_2 ha sido absorbido por los árboles de los que se genera. Se estima que el potencial de la biomasa a nivel mundial corresponde a 70 Gtep/año y que en la actualidad proporciona entre un 7% y un 14% de la energía mundial, con posibilidades de aumentar desde un 6% a un 9% en los próximos 20 años [16].

La gasificación de la biomasa consiste en su transformación térmica en un gas. El gas generado contiene elevado contenido de sustancias volátiles como son el metano, el monóxido de carbono y el hidrógeno. Además, su conversión a gas genera bajas emisiones de SO_2 y NO_x .

2.4.3. Hidrógeno verde

El hidrógeno, además de ser elemento más simple y pequeño, también es el más abundante del universo. Sin embargo, no es posible encontrarlo de forma libre, sino formando compuestos como el agua o la mayoría de las moléculas orgánicas.

En condiciones normales el hidrógeno se encuentra en forma de molécula diatómica (H_2) y destaca por tener un elevado valor de energía por unidad de masa (121 MJ/kg) y una densidad muy baja (0,09 kg/ Nm^3), lo que le da una baja densidad energética por unidad de volumen (3 kWh/ Nm^3), del orden de la tercera parte del gas natural. También cabe destacar que no es tóxico, aunque sí muy inflamable.

Debido a las múltiples formas de generar hidrógeno se ha popularizado el uso de colores para describir su procedencia, siendo los tres más utilizados el gris (generado a través de combustibles fósiles), el azul (al igual que el gris se genera a partir de combustibles fósiles, pero utilizando captura de dióxido de carbono tras su generación, siendo clasificado como un método neutro en emisiones de carbono) y el verde (generado a través de recursos renovables). Otros colores también utilizados son el amarillo (centrales nucleares) o incluso el dorado (biomasa junto con captura de CO_2 , consiguiendo simultáneamente de esta manera descarbonizar la atmósfera y producir hidrógeno). [17]

Dentro de los procesos de generación de hidrógeno verde el método más común de producción es a partir de agua, concretamente mediante la electrolisis. La electrolisis es un método en el cual se produce la rotura de moléculas de agua mediante la aplicación de un voltaje, con ello las moléculas se disocian generando H_2 y O_2 , que se liberan en estado gaseoso. Dicho de otro modo, se convierte la energía eléctrica en energía química. Para que este sistema de obtención de hidrógeno sea considerado

verde es necesario utilizar energía proveniente de fuentes renovables, lo más común es utilizar fuentes eólicas o solares.

2.4.4. E-fuels a través de captura de CO₂

La captura de CO₂ consiste en, como su propio nombre indica, remover el dióxido de carbono de las fuentes puntuales de emisión, permitiendo descarbonizar la atmósfera mediante su almacenamiento en almacenes geológicos (pozos agotados de carbón o gas, acuíferos salinos profundos, capas de carbón no minables, etc.), o permitiéndole obtener una segunda vida mediante su reconversión a combustibles bajos en carbono. No obstante, en la actualidad esta tecnología no se encuentra lo suficientemente madura debido a que los costes que conlleva.

Existen tres modelos principales de captura de CO₂:

- **Pre-combustión:** se utilizan combustibles fósiles (principalmente carbón, aunque también es aplicable a gas natural) para separar sus compuestos en hidrógeno y monóxido de carbono, que tras una reacción de desplazamiento se convierte en dióxido de carbono a hidrógeno adicional. El hidrógeno se emplea como combustible (sólo o mezclado con nitrógeno procedente de la planta de separación de aire anexa) y el dióxido de carbono se captura, aprovechando su elevada concentración.
- **Post-combustión o secuestro de CO₂:** el dióxido de carbono se separa de los gases de escape producidos tras la combustión, permitiendo su posterior captura. Los dos modelos más desarrollados en la actualidad son la absorción química del CO₂ a través de aminas y el ciclo de calcinación/carbonatación.
- **Oxi-combustión:** para realizar este proceso es necesario haber realizado la combustión únicamente con oxígeno en lugar de con aire. La metodología consiste en la separación del agua y del dióxido de carbono generados a través de la condensación.

Una vez se encuentra el CO₂ separado mediante su captura, es posible, a través de la unión con hidrógeno verde, su transformación al estado de hidrocarburo (metano o cadenas más largas, como gasolinas o gasóleos), que pueden ser utilizados como combustible nuevamente. Si el CO₂ procede de la combustión de un hidrocarburo fósil, es aprovechado para producir más energía antes de ser enviado a la atmósfera, pudiendo entenderse que el uso energético en la segunda combustión es neutro en CO₂, al no emitir CO₂ adicional al que ya se iba a depositar en la atmósfera. Para tener un combustible realmente neutro en CO₂ sería preciso que éste procediese del ambiente.

Este proceso de generación de e-fuels a través de captura de CO₂, a pesar de no resultar “energéticamente rentable”, permite la creación de hidrocarburos mediante el uso de energías de carácter renovable y, consiguientemente, la creación de “baterías de metano” que permitirían utilizar un combustible generado de manera sostenible en los picos máximos de demanda o en horas de escasez de energías limpias.

2.5. Energía Termosolar

La energía termosolar aprovecha la radiación directa del Sol y se emplea para producir calor mediante la concentración de los rayos solares a través de superficies reflectores (heliostatos), es decir, se encarga de generar energía eléctrica enviando la radiación solar a un fluido. Típicamente esta tecnología se utiliza mediante ciclos termodinámicos como el Rankine, el ciclo Brayton o el Stirling, sin embargo, también puede tener aplicación en sistemas de baja concentración como son la producción de agua caliente sanitaria o el proceso de desalinización del agua.

En la actualidad, como muestra la Figura 25, la energía termosolar posee gran potencial, ya que presenta ventajas frente a otras tecnologías como son su adaptabilidad a los cambios de la demanda, su capacidad de generar elevadas temperaturas, la posibilidad de almacenamiento térmico a través de sistemas de sales fundidas, su importante aplicabilidad en la descarbonización energética del Horizonte 2050 o la independencia energética que provoca al evitar la importación de combustibles fósiles. No obstante, también posee una importante desventaja respecto a otras fuentes energéticas, la dependencia de la radiación solar, ya que, al igual que ocurre con la energía fotovoltaica, su generación viene marcada por los ciclos día-noche y por la presencia de nubes o sombras que obstaculicen la radiación directa hacia los heliostatos.

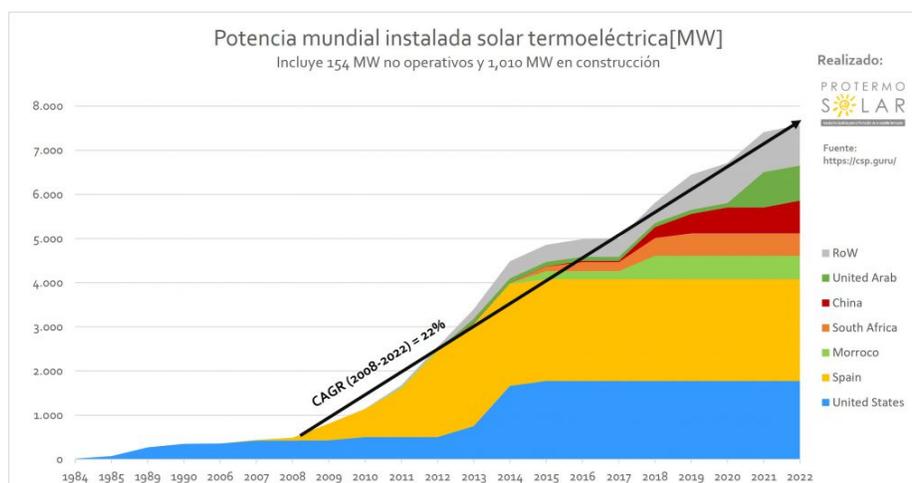


Figura 25: Evolución de la energía termosolar a nivel mundial. [18]

2.5.1. Tecnologías CSP

Como se ha comentado previamente, la radiación solar es el pilar sobre el que se sostiene la energía termosolar o también denominada CSP (Concentrated Solar Power), siendo este un recurso muy variable según la localización y la época del año. Por ello, es necesario establecer este tipo de tecnologías en las localizaciones donde el recurso solar sea lo mayor posible, siendo países como España o EEUU los que encabezan la lista de utilización de este método de generación energética.

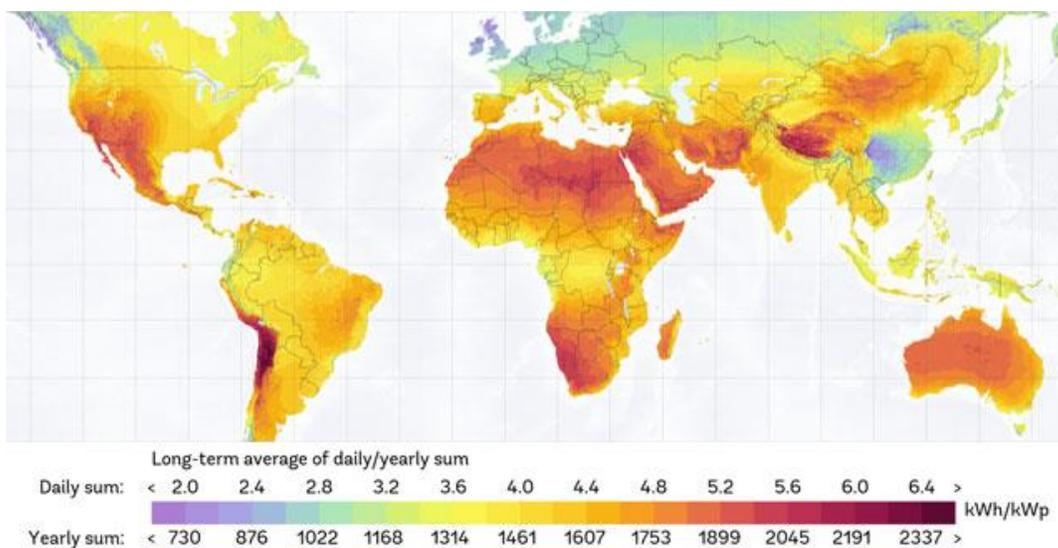


Figura 26: Cartografía de radiación solar mundial. [19]

Un segundo factor imprescindible a tener en cuenta es el sistema de generación energética que se utilizará. Actualmente existen cuatro tecnologías principales: Reflector Fresnel Lineal, Cilindro Parabólico, Disco Stirling y Receptor Solar de Torre.

- Reflector Fresnel Lineal: utiliza espejos planos o ligeramente curvados situados en el suelo para reflejar los rayos solares y que impacten contra un tubo central por el que circula el fluido de trabajo.
- Cilindro parabólico: similar al Fresnel lineal, pero con la diferencia de que el reflector tiene forma cilíndrico-parabólica y rodea al tubo absorbedor. Generalmente, el fluido es aceite térmico sintético, que alcanza temperaturas de alrededor de 400 °C a la salida del campo solar y retorna a unos 300 °C.
- Disco Stirling: consta de un disco formado por espejos que reflejan los rayos en un punto situado a una corta distancia. Puede alcanzar temperaturas superiores a los 1000 °C y utiliza el ciclo Stirling para generar electricidad.
- Receptor central de torre: dispone de un campo de heliostatos que reflejan la radiación hacia un receptor situado en la cima de una torre que se encuentra

en medio de la instalación. Permite alcanzar temperaturas superiores a los 1000 °C y posee las eficiencias más elevadas de los cuatro modelos de generación. Además, permite el uso de sales fundidas para proveer de un sistema de almacenamiento térmico (las sales se encontrarían almacenadas en un depósito “frio”, desde donde serían impulsadas hacia el receptor, incrementando su temperatura y siendo posteriormente llevadas hacia un segundo tanque de almacenamiento “caliente”, otorgando la capacidad de ser impulsadas hacia un generador en las horas de ausencia de radiación solar y, consiguientemente, generando energía eléctrica), aunque también pueden utilizar vapor de agua como fluido de trabajo.

Si bien el ciclo Rankine es el mayoritario en las centrales termosolares actuales, existen desarrollos para reemplazarlo por el ciclo de CO₂ supercrítico (S-CO₂). Diferentes estudios demuestran que el S-CO₂ posee el potencial para alcanzar elevados rendimientos con las temperaturas obtenidas gracias a los Receptores Solares de Torre. Además, debido a las características propias del S-CO₂, las centrales reducirían su tamaño y complejidad. [20]

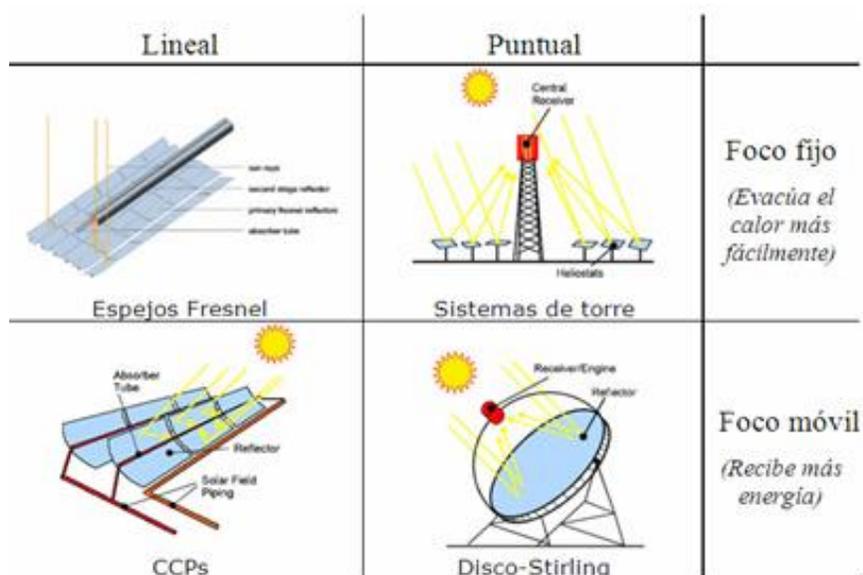


Figura 27: Modelos de tecnologías CSP. [21]

2.6. Ciclos ORC

Un ciclo ORC o Ciclo de Rankine Orgánico es un ciclo de Rankine que utiliza un fluido orgánico, de elevado peso molecular, en lugar de agua. Los componentes principales de este tipo de ciclos son la turbina, la bomba, el foco caliente y el condensador,

aunque típicamente se utiliza también un recuperador para incrementar su eficiencia, permitiendo así poder realizar los procesos de expansión y compresión en dos etapas.

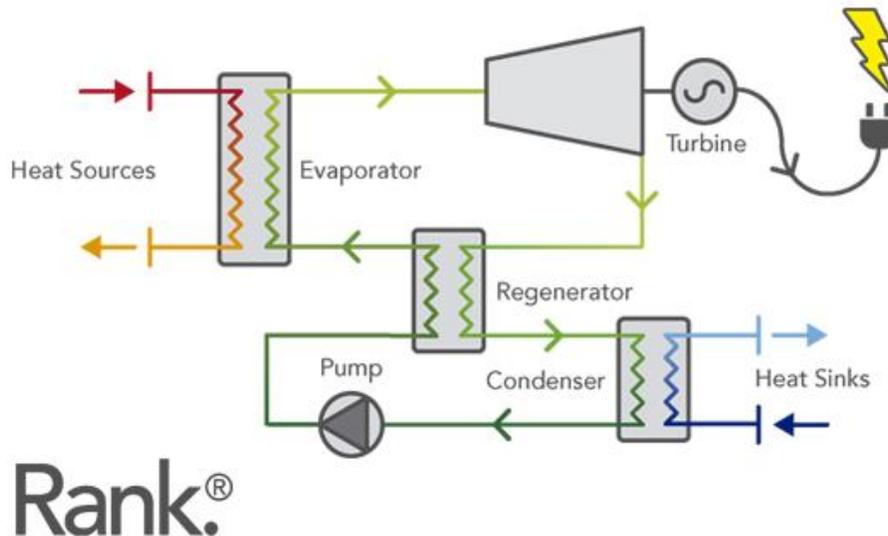


Figura 28: Ciclo de Rankine Orgánico con recuperador de calor. [22]

La temperatura de trabajo de un ciclo ORC es considerablemente inferior a la de los ciclos tradicionales, oscilando su rango de temperaturas aproximado desde los 70 °C hasta los 300 °C, lo que permite el abastecimiento de energía eléctrica en entornos pequeños o el aprovechamiento de calores residuales. También cabe destacar que sus equipos tienden a ser compactos, por lo que son adecuados para potencias pequeñas. Debido a las bajas temperaturas de la fuente caliente con las que opera, su principal desventaja es su baja eficiencia (entorno al 10 %) en comparación con los ciclos Rankine clásicos (mayores del 35 %).

2.6.1. Fluidos Orgánicos. Butano

La selección de un fluido orgánico adecuado es esencial a la hora de dimensionar un ciclo ORC, ya que este marcará tanto la viabilidad económica como tecnológica del ciclo. Existe una gran variedad de fluidos orgánicos capaces de obtener rendimientos adecuados, por ello, a la hora de escoger un fluido orgánico óptimo es necesario analizar sus tres propiedades principales: la complejidad molecular (número de átomos), la temperatura crítica y la masa molecular. Además, también resulta interesante estudiar la estabilidad térmica, ya que muchos fluidos orgánicos tienden a descomponerse a temperaturas por encima de los 400 °C, los costes asociados al fluido, es decir, los relativos al su peligrosidad o riesgo medioambiental, y el impacto

ambiental que genera, el cual se mide por el GWP (global Warming Potential) y por el ODP (Ozone Depletion Potential).

Un fluido interesante a analizar es el R-600 o n-butano, ya que, es un fluido isentrópico (evita que se formen gotas de humedad tras su expansión), posee bajos valores de entalpía de vaporización, excelentes propiedades termodinámicas para la recuperación de calor y un mínimo impacto ambiental, tanto su ODP como su GWP son muy bajos (0 y 3 respectivamente). Además, como muestra la Figura 29, su peso molecular es 58,12 g/mol y su presión y temperatura críticas son de 38 bar y 152 °C.

Por otro lado, es importante destacar que el butano posee una temperatura de autoignición de 405 °C, por lo que, en caso de utilizar este fluido, es recomendable que su temperatura máxima de trabajo no sobrepase los 400 °C.

Fluido	Fórmula Química	Peso Molecular [g/mol]	Presión Crítica [bar]	Temperatura Crítica [°C]
Butano	C ₄ H ₁₀	58.12	38.0	152.0

Figura 29: Principales parámetros químicos del butano. [23]

2.7. Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son equipos que se utilizan para la continua transferencia de energía entre dos o más fluidos a distinta temperatura. Existen dos tipos principales de intercambiadores de calor:

- Intercambiadores de contacto directo o de mezcla: el calor es transferido por contacto directo entre dos fluidos en distintas fases, generalmente un gas y un líquido de baja presión de vapor. Un ejemplo de este modelo de intercambiadores son las torres de refrigeración, en las que el agua se enfría a través del contacto con el aire.
- Intercambiadores de contacto indirecto o de superficie: los fluidos se encuentran separados a través de una pared divisoria que permite la transferencia de calor. Algunos a destacar son los intercambiadores de carcasa y tubos, los intercambiadores de flujo cruzado o los PCHE.

2.7.1. Intercambiadores de carcasa y tubos

Los intercambiadores de carcasa y tubos son equipos ampliamente utilizados en la industria (especialmente en refinería y plantas químicas) debido a su gran versatilidad de fabricación, pudiendo ser diseñado para prácticamente cualquier aplicación y poseyendo una sencilla construcción para una gran variedad de tamaños, su facilidad de limpieza y reparación y las numerosas aplicaciones que poseen en los procesos de transferencia energética. [24]

Este modelo de intercambiador presenta un gran número de tubos por cuyo interior circula uno de los fluidos de trabajo, los cuales se encuentran encerrados dentro de un contenedor denominado carcasa, por donde circula el fluido externo. Generalmente el fluido interno es el que presenta una mayor presión, ya que, los tubos se fabrican con materiales que permiten soportar presiones más elevadas, mientras que la carcasa se fabrica con componentes más económicos.

Además de los tubos, en el interior se encuentran distribuidas una serie de láminas denominadas reflectores, encargadas de soportar los tubos y de dirigir al fluido para que su dirección de movimiento sea transversal a los mismos. Esto permite aumentar la transferencia de calor en el interior del intercambiador y, consiguientemente, su eficiencia.

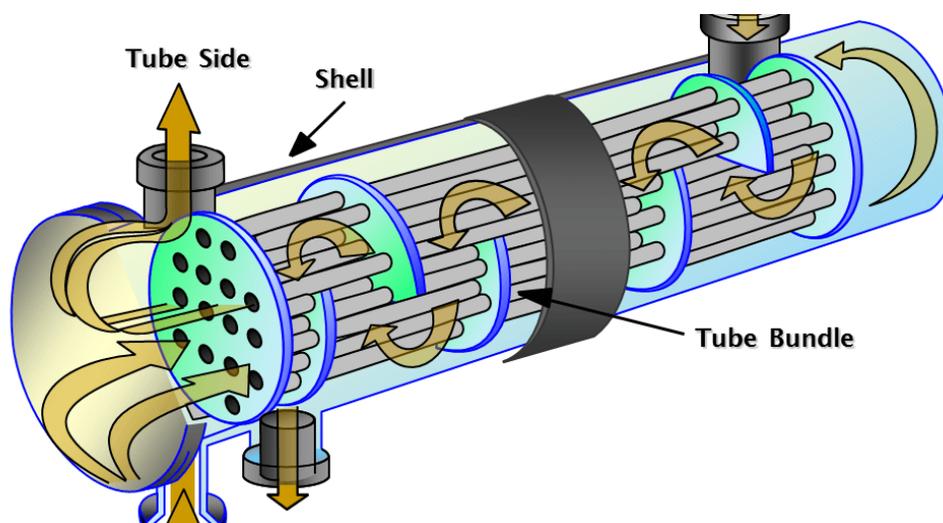


Figura 30: Intercambiador de carcasa y tubos. [25]

Las desventajas principales de este modelo de intercambiador son, por un lado, que es un modelo de gran tamaño, por lo que, en caso de necesitar algo compacto resultan ineficientes; por otro, los tubos presentes en su interior deben soportar grandes diferencias de presión, por lo que en los casos en que la diferencia entre el lado de alta

y el de baja presión sea muy significativa (hasta 200 bar), los espesores de los tubos aumentan considerablemente, lo que reduce aún más su compactibilidad.

2.7.2. Intercambiadores de tipo compacto

Los intercambiadores de tipo compacto son aquellos diseñados para lograr una gran área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen [26], permitiendo obtener elevadas prestaciones con estrictas limitaciones de peso y volumen. No obstante, su capacidad de transferencia de calor es muy limitada, subsanando este problema con su gran superficie de intercambio.

2.7.2.1. Intercambiadores de tubos con aletas

Los intercambiadores tubos con aletas son intercambiadores de flujo cruzado en los que uno de los fluidos transcurre de manera transversal al otro, circulando ambos fluidos a 90°. Al igual que ocurre con los intercambiadores de carcasa y tubos, uno de los fluidos (normalmente un líquido) circula a través de una serie de tuberías, mientras que el segundo fluido (normalmente un gas) transcurre por el exterior de los mismos. En el exterior de los tubos, este modelo de intercambiador puede presentar aletas, planas y de fácil confección, que aumentan la transferencia de calor y evitan que el fluido se mezcle, siendo también posible el empleo de tubos desnudos, en cuyo caso los fluidos sí llegan a mezclarse. Este modelo de intercambiador es típicamente usado en la industria debido a su facilidad para la producción en masa. Algunos ejemplos típicos de uso son calefactores, sistemas de refrigeración, enfriamiento electrónico o industria química.

Generalmente este modelo de intercambiador tiende a utilizarse también en aplicaciones en las cuales uno de los fluidos presenta un cambio de fase y, por tanto, ocurre una mezcla bifásica en su interior (por ejemplo, condensadores de vapor).

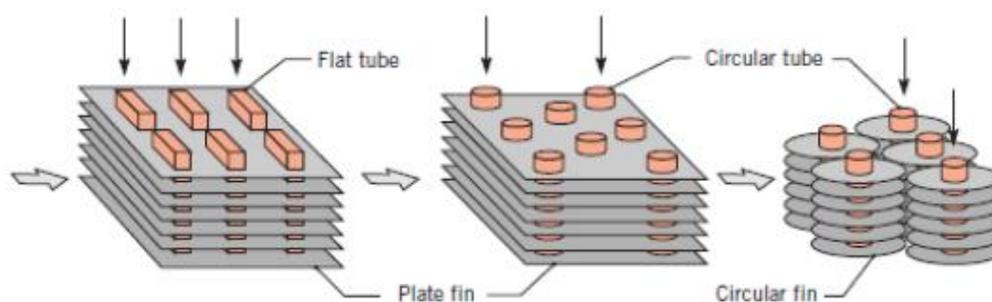


Figura 31: Intercambiador de tubos aleteados. [27]

Como muestra la Figura 31, la forma de las aletas es un factor importante que puede variar según el modelo del intercambiador. Estas pueden variar tanto en geometría (rectangulares y continuas o redondas e individuales) como en otros factores (aletas planas, onduladas, corrugadas, interrumpidas, etc). Asimismo, la forma de los tubos también es variable, desde cilíndricos hasta rectangulares.

Particularizando, al ser utilizados en los intercambios de calor con los gases de escape de la turbina de gas, estos intercambiadores poseerán en el interior de sus tubos los fluidos alternativos (R-600 o S-CO₂), mientras que por el exterior circularán los gases de escape a elevada temperatura (modelados con propiedades de aire).

2.7.2.2. Intercambiadores PCHE

Un modelo muy destacable dentro de los intercambiadores de tipo compacto son los intercambiadores del tipo circuito impreso o PCHE (Printed Circuit Heat Exchanger), los cuales poseen múltiples aplicaciones tanto en los ciclos de CO₂ supercrítico, como en plataformas de petróleo y gas, ya que, no solamente soportan grandes cargas de presión, sino que su tamaño es muy reducido, estando su diseño potenciado para el intercambio de calor entre gases. Además, según su proceso de fabricación (soldadura por difusión), estos modelos pueden soportar temperaturas superiores a los 1100 °C y presiones de hasta 1000 bar.

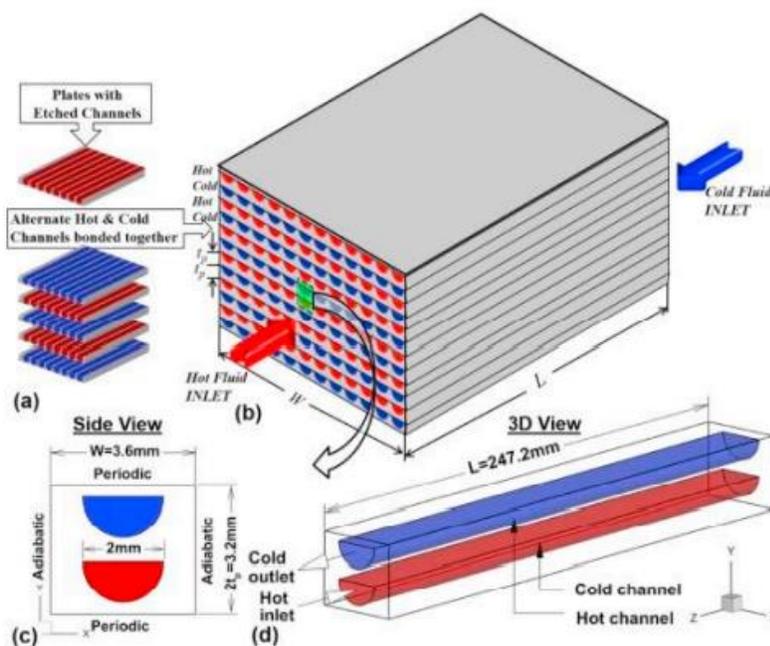


Figura 32: Módulo de un intercambiador PCHE. [28]

La Figura 32 muestra un módulo de un intercambiador PCHE de flujo paralelo en contracorriente. Los intercambiadores de circuito impreso están formados por módulos de 0,6 x 0,6 m², poseyendo en su interior numerosos canales semicirculares (alrededor de 96000) que oscilan entre 0,1 y 2,5 mm de diámetro, por los que circulan ambos fluidos de manera alternativa. Además, poseen gran resistencia a la corrosión y elevadas efectividades (cercanas al 98 %). Su principal inconveniente es su propensión a la obstrucción de sus canales, por tanto, durante su fabricación son sometidos a tratamientos químicos que minimizan este problema.

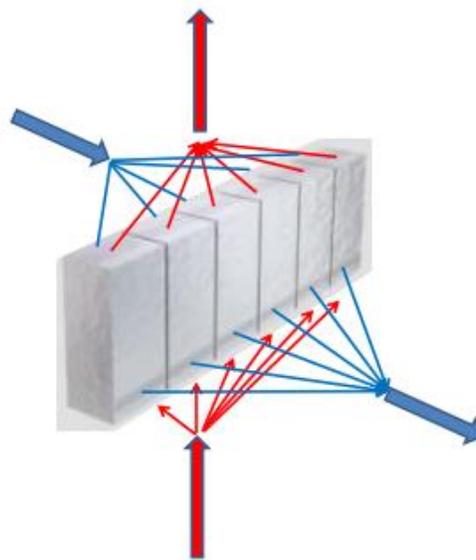


Figura 33: Esquema de funcionamiento de un intercambiador PCHE. [29]

Estudios realizados por el KAERI (Korean Atomic Energy Research Institute) demuestran que los intercambiadores PCHE son idóneos para los ciclos que utilicen CO₂ supercrítico como fluido de trabajo. [30], [31].

2.7.2.3. Intercambiadoras de placas

El tercer tipo de intercambiadores de tipo compacto existentes es el intercambiador de placas, el cual se caracteriza por tener una gran superficie de transferencia por unidad de volumen y por ser principalmente utilizado para el intercambio de calor entre dos líquidos. Este modelo de intercambiador está formado por numerosas placas puestas en paralelo, pasando los fluidos de manera alternativa entre ellas, lo que otorga una alta efectividad, llegando a ser hasta 5 veces más eficientes que un intercambiador de carcasa y tubos del mismo tamaño. Además, sus placas ultra delgadas poseen un elevado coeficiente de intercambio de calor.

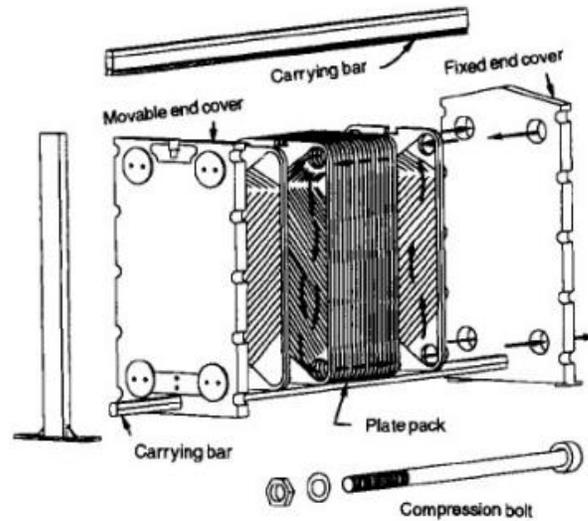


Figura 34: Intercambiador de placas. [32]

Otras características destacables de este modelo de intercambiador es que precisan de muy poco espacio para su montaje y que poseen un mantenimiento muy sencillo, ya que en caso de que ocurrieran obstrucciones, su desmontaje y limpieza es muy rápido. Sin embargo, su principal desventaja resulta ser su capacidad para soportar elevadas presiones y temperaturas debido a los sellos necesarios en las juntas del equipo, lo que reduce su disponibilidad para ciertas aplicaciones¹.

Durante el proyecto este modelo de intercambiador se verá en el regenerador de la turbina de gas, a que el intercambio de calor se realiza a temperaturas por debajo de los 700 °C y a presiones que no superan los 7 bar. La Figura 35 muestra la disposición de este regenerador.

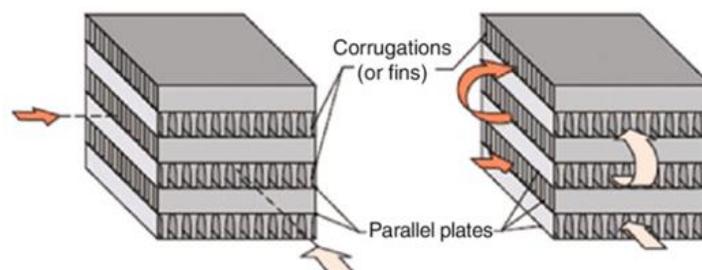


Figura 35: Intercambiadores de placas de paso único y de multipaso. [32]

¹ Estos intercambiadores se suelen construir a medida, mediante la adición de varias placas y con unas placas finales que comprimen el conjunto mediante unos pernos (Figura 34), lo que facilita el desmontaje. Para presiones mayores de servicio las placas se pueden soldar entre sí, pero incluso así no resultan adecuadas para las diferencias de presión encontradas en los ciclos de S-CO₂ de más de 200 bar.

2.8. Turbomáquinas

Una turbomáquina es un elemento transformador de energía que modifica la energía de un fluido en energía mecánica, o viceversa, a través de la acción dinámica de un rodete (elemento compuesto por una o varias filas de álabes). Las turbomáquinas se pueden clasificar según dos categorías:

- La dirección de la energía mecánica: si la energía mecánica se genera a costa de la energía del fluido, la máquina es motora (turbinas); si la energía mecánica se consume incrementando la energía del fluido, la máquina es generadora (ventiladores, compresores o bombas).
- La compresibilidad del fluido: según la variación de volumen específico que posee el fluido es necesario utilizar distintos modelos de turbomáquinas, los cuales pueden ser máquinas hidráulicas (bombas o turbinas hidráulicas) en caso de que el fluido sea incompresible (líquidos) o máquinas térmicas (compresores o turbinas) si el fluido es compresible (gases).

Como característica a tener en cuenta destaca la continuidad del flujo másico, el cual es continuo en las turbomáquinas (turbinas, bombas y compresores), mientras que en las máquinas de desplazamiento volumétrico (o desplazamiento positivo) la cantidad de flujo es variable.

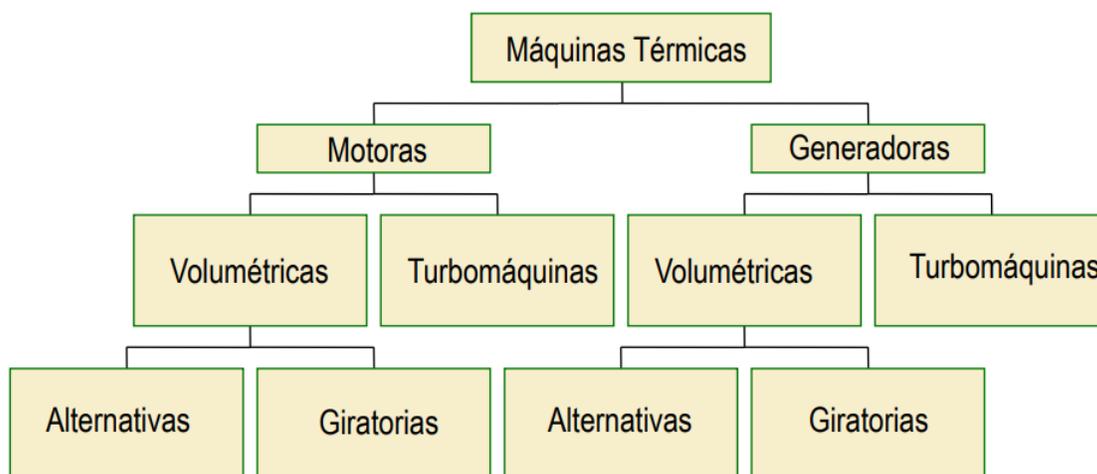


Figura 36: Clasificación de las turbomáquinas. [33]

2.8.1. Turbina de un ciclo de gas

Las turbinas son turbomáquinas motoras que trabajan con fluidos compresibles como son el aire o el S-CO₂ y que permiten obtener elevadas potencias en espacios

reducidos. Generalmente las turbinas de un ciclo de gas poseen velocidades de rotación comprendidas entre 3000 y 30000 rpm; además, el operar siempre en el mismo punto de trabajo les otorga un par muy regular (sin la necesidad de poseer un volante de inercia) y la capacidad de optimizar su rendimiento para el punto de trabajo.

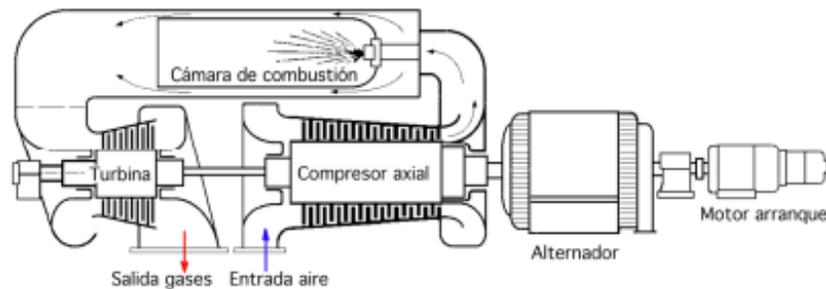


Figura 37: Esquema del ciclo de una turbina de gas de combustión (Ciclo Brayton). [34]

La Figura 37 muestra el funcionamiento de una turbina de gas en un Ciclo Brayton, en el cual, como es común, tanto la turbina como el compresor se encuentran alineados en un mismo eje, permitiendo alimentar al compresor con la energía mecánica que produce la turbina a través del propio eje. En este ciclo el compresor se encarga de aportar presión al fluido (aire) y en la cámara de combustión se realiza el aporte energético en forma de calor. Seguidamente, se encuentra la turbina, la cual transforma la energía térmica del fluido en energía mecánica y, mediante un alternador, esta se transforma en energía eléctrica.

2.8.2. Turbinas de S-CO₂

En el caso de las turbinas que utilizan el S-CO₂, Dostal [35] demostró en el año 2004 que son más compactas y eficientes que las que utilizan otros tipos de fluidos, como puede ser el helio (con un tamaño entre cuatro o cinco veces menor) o el vapor de agua (alrededor de unas 14 veces menor). Además, el dióxido de carbono es un fluido bastante barato, cerca de 250 veces por unidad de masa y unas 24 veces por unidad de volumen más barato que el helio, y permite utilizar temperaturas de trabajo elevadas, reduciendo considerablemente el coste y tamaño de los ciclos que utilizan este fluido.

Por otra parte, el diseño de las turbinas de S-CO₂ resulta más sencillo que el de los compresores, ya que, al trabajar a presiones y temperaturas mucho más elevadas, la zona de trabajo se encuentra muy alejada del punto crítico, lo que disminuye las inestabilidades dentro de la turbomáquina.

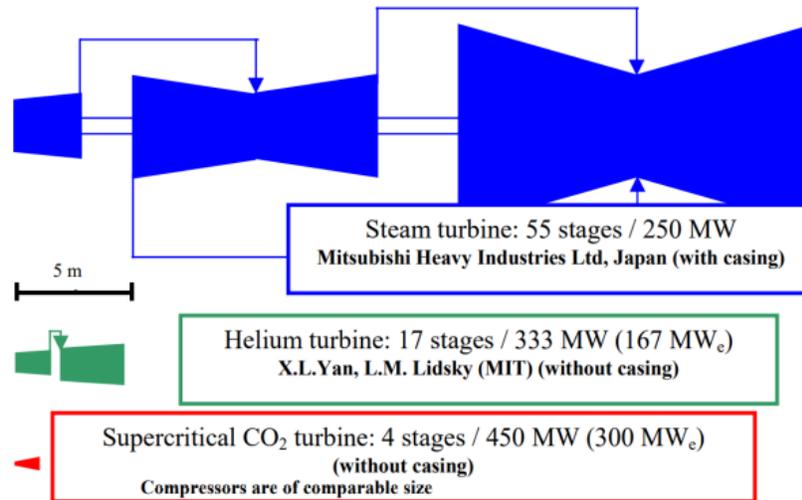


Figura 38: Diferencia de tamaño de las turbinas en función del fluido de trabajo. [35]

2.8.3. Compresores

En el ámbito industrial se utilizan principalmente dos modelos de compresores, los compresores alternativos, también denominados compresores de pistón, los cuales funcionan a través del desplazamiento de un émbolo dentro de un cilindro movido por un cigüeñal para obtener gases de alta presión y su principal uso es para aplicaciones neumáticas [36]; y los compresores centrífugos, más comúnmente utilizados ya que su construcción es sencilla y permiten un funcionamiento continuo durante largos periodos de tiempo; además, hacen posible trabajar con elevados caudales y su mantenimiento es bastante reducido.

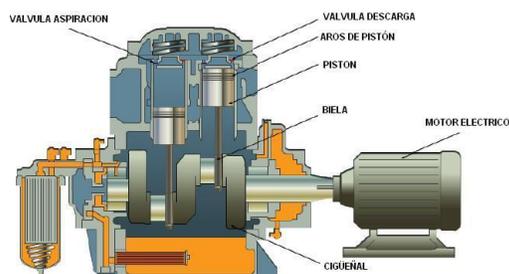


Figura 39: Compresor recíprocante. [37]

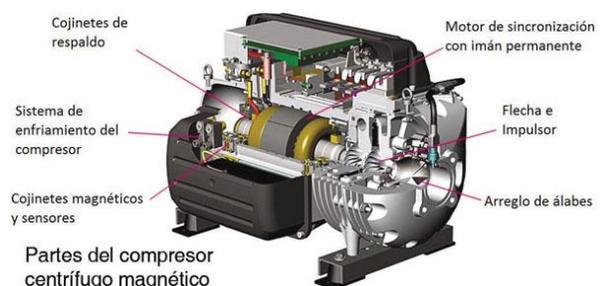


Figura 40: Compresor centrífugo. [38]

Al igual que pasa con las turbinas de gas, los compresores de gas centrífugos operan siempre en el mismo punto de trabajo, lo que permite maximizar la eficiencia del compresor en dicho punto y, consiguientemente, reducir al máximo el consumo energético. Además, en caso de estar ambos, compresor y turbina, acoplados al mismo eje deberán girar a las mismas revoluciones.

En los ciclos de S-CO₂ el principal desafío que deben enfrentar los compresores es la inestabilidad del fluido cuando se encuentra cerca del punto crítico, ya que, aunque la variación de densidad dentro del compresor no es especialmente importante, se deben evitar los cambios de fase. Sin embargo, como se ha comentado previamente, es el hecho de trabajar en una zona próxima al punto crítico lo que le permite al compresor reducir aún más su consumo e incrementar la eficiencia del ciclo. En la Figura 41 se muestra como varía la densidad del S-CO₂ en función de su temperatura y presión de trabajo.

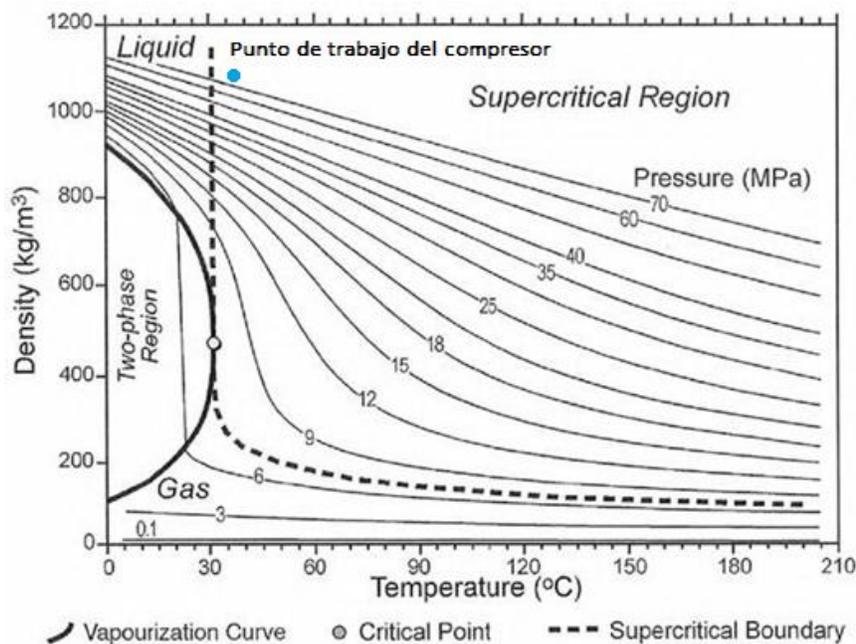


Figura 41: Variación de la densidad del S-CO₂ en función de la temperatura y la presión. [39]

2.9. Tuberías

Las tuberías son conductos encargados de transportar el fluido de un elemento a otro dentro del ciclo. Su dimensionamiento se ha realizado siguiendo el “Norsok Standard” [40], el cual es una guía de estándares creada por “The Norwegian Oil Industry Association (OLF)” y “The Federation of Norwegian Industry” para asegurar la efectividad y seguridad de los elementos pertenecientes a la industria del Oil & Gas. Con ella se establecen las normas para la temperatura y presión de diseño de las tuberías, sus sistemas de protección e instrumentos de seguridad, su dimensionamiento y su aislamiento, tanto térmico como acústico. Además, el código también tiene en consideración otros factores tan relevantes como son las vibraciones, las fuerzas de flujo inducidas, la degradación de los materiales, etc.

3. Metodología

Tras el análisis y descripción de los elementos que componen la hibridación del ciclo combinado con la central termosolar se procederá a describir la metodología empleada en el modelado.

3.1. Análisis de ciclos

El hecho de mantener un suministro continuo de energía a la red para abastecer las necesidades de la sociedad, junto a la necesidad de descarbonizar la atmósfera de cara al Horizonte 2050 ha desembocado en la implantación de nuevos métodos de generación energética que hasta hace pocos años no se planteaban. La idea desarrollada en este proyecto es la hibridación de una central de ciclo combinado con una central termosolar, utilizando como ciclo secundario para maximizar la eficiencia un ciclo de CO₂ supercrítico y, a su vez, implantando un ciclo ORC destinado a aprovechar el calor residual de los gases de escape de la planta.

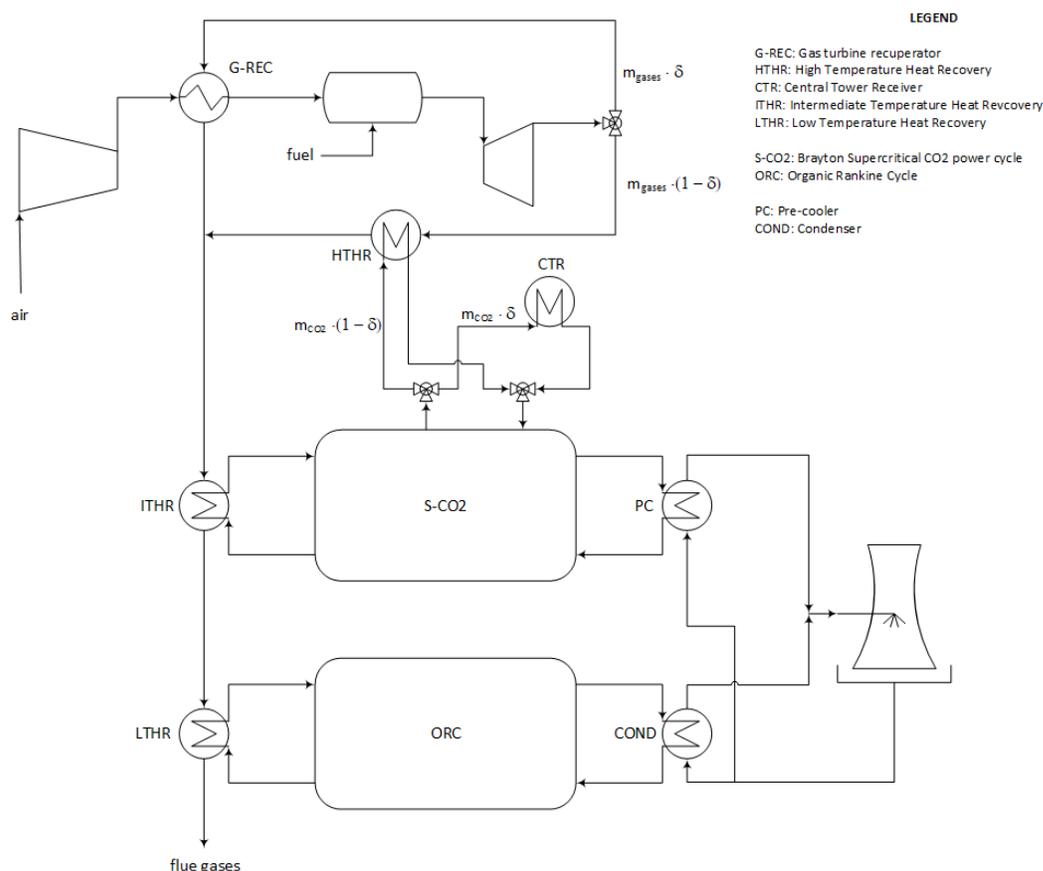


Figura 42: Diseño conceptual de la planta.

La Figura 42 muestra el diagrama conceptual de la planta en la que un ciclo de gas es utilizado como ciclo de cabeza y un ciclo de S-CO₂ es usado como ciclo de cola. También se aprecia un ciclo ORC destinado a aprovechar el calor residual restante tras el intercambio de media temperatura con el ciclo de S-CO₂. En cambio, la Figura 43 muestra una vista más detallada de la planta, en la que se pueden observar todos los elementos que la componen.

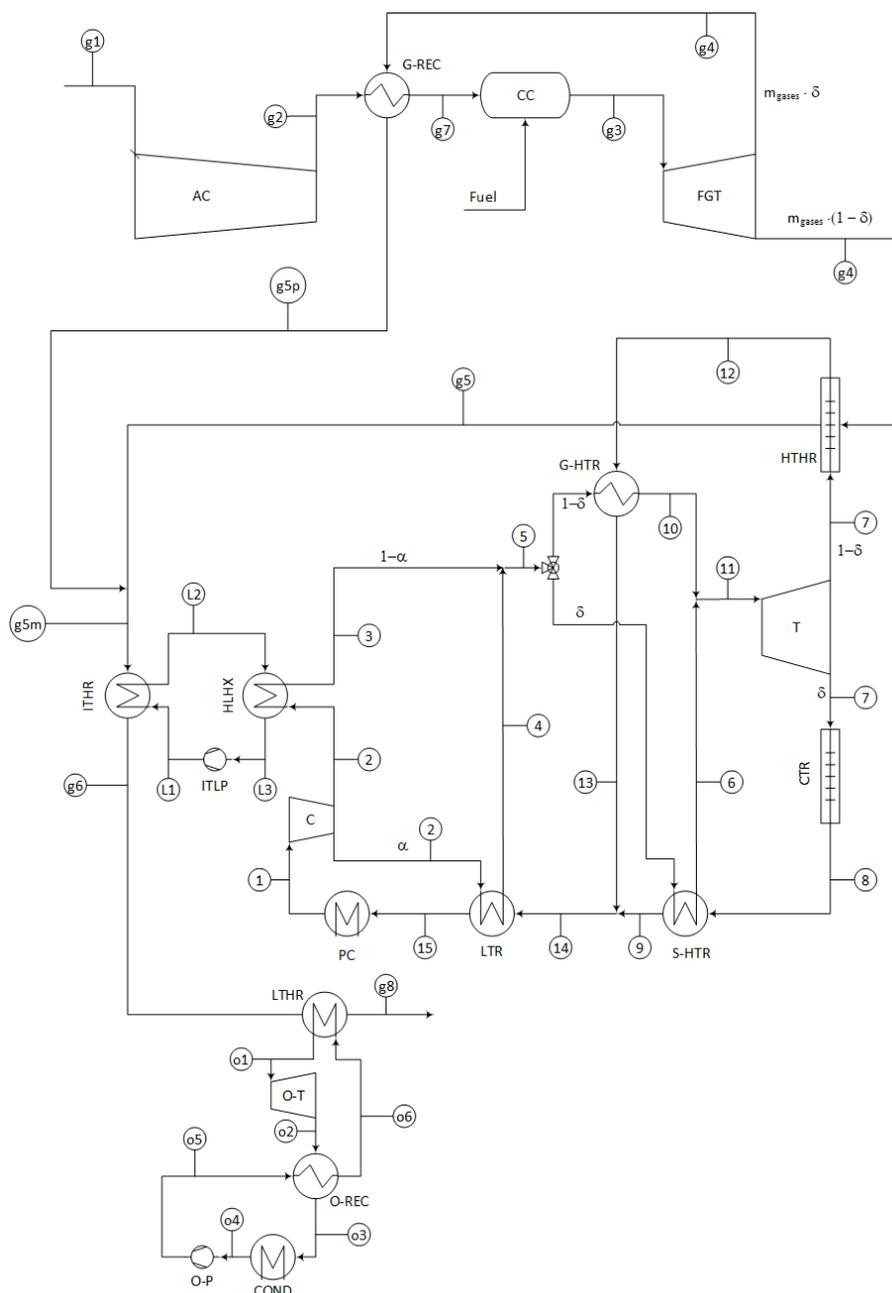


Figura 43: Hibridación de ciclo combinado con central termosolar.

3.1.1. Ciclo de gas

El ciclo de gas es un Ciclo Brayton abierto, el cual está constituido con los principales elementos del mismo:

- **Compresor:** aumenta la presión de entrada del aire al ciclo desde la atmosférica (1 bar) hasta aproximadamente unos 6 bar.
- **Cámara de combustión:** lugar donde se inflama el comburente, realizando la aportación de energía térmica al fluido y aumentando su temperatura desde los 257 °C que se obtienen tras su compresión hasta los 1500 °C.
- **Turbina:** encargada de transformar la energía térmica del fluido en energía eléctrica, reduciendo la presión del fluido y haciéndola pasar de los 6 bar previamente comentados hasta la presión atmosférica. El aire combustionado sale de la turbina a una temperatura próxima a los 940 °C, por lo que es necesario el uso del ciclo secundario de CO₂ supercrítico para poder aprovechar este calor residual.

Sin embargo, como se puede apreciar en la Figura 44, este ciclo posee una serie de elementos adicionales encargados de reducir el consumo de combustible en las horas de máxima radiación solar. El primer elemento que se aprecia es el recuperador de la turbina de gas (g2-g7), el cual es un intercambiador de flujo cruzado (placas con aletas). En segunda instancia se observa que la turbina posee dos canales distintos de salida, uno directamente dirigido hacia el ciclo de S-CO₂ (g4-g5), mientras que el otro se dirige hacia el recuperador de la turbina de gas (g4-g5p), volviendo a unirse ambos flujos a la entrada del ciclo loop (g5m).

Como se verá más adelante, el ciclo de S-CO₂ recibe el calor de alta temperatura de dos fuentes en paralelo: los gases de escape de la turbina de gas y el receptor solar, por lo que durante las horas centrales del día no es necesario aportar calor en el intercambiador de alta temperatura o HTHR (intercambiador de flujo cruzado); en esas horas centrales todos los gases de escape que abandonan la turbina se dirigirán hacia el recuperador de calor (dirección g4-g5p), aumentando la temperatura del fluido previamente a su entrada a la cámara de combustión desde los 257 °C hasta aproximadamente unos 705 °C, lo que reduce considerablemente la cantidad de combustible necesaria para llegar a los 1500 °C que se necesitan en la entrada de la turbina de gas. A medida que la radiación solar vaya disminuyendo, la cantidad de flujo desviado hacia el recuperador de la turbina de gas (γ) se reducirá, aumentando el flujo másico que se dirigirá hacia el intercambiador HTHR. Para compensar el calor no aportado en el regenerador se aportará más combustible en la cámara de combustión. En el momento en el que la radiación solar sea inexistente, dejará de pasar fluido por

el recuperador de calor (g4-g5p) e irá todo el flujo dirigido hacia el intercambiador HTHR.

Tras la separación de ambos flujos a la salida de la turbina de gas, estos se mezclarán de nuevo a la entrada del intercambiador de media temperatura (ITHR), también de flujo cruzado (tubos con aletas), a unos 540 °C y el fluido continuará con su camino hacia el intercambiador con el ciclo ORC con una temperatura de entrada de aproximadamente 335 °C. Finalmente, los gases de escape serán expulsados a presión atmosférica y a una temperatura superior a los 100 °C, evitando así la condensación de gotas de H₂O mezcladas con otros compuestos como pueden ser el NO_x o el S₂O, que son capaces de corroer las tuberías de la chimenea.

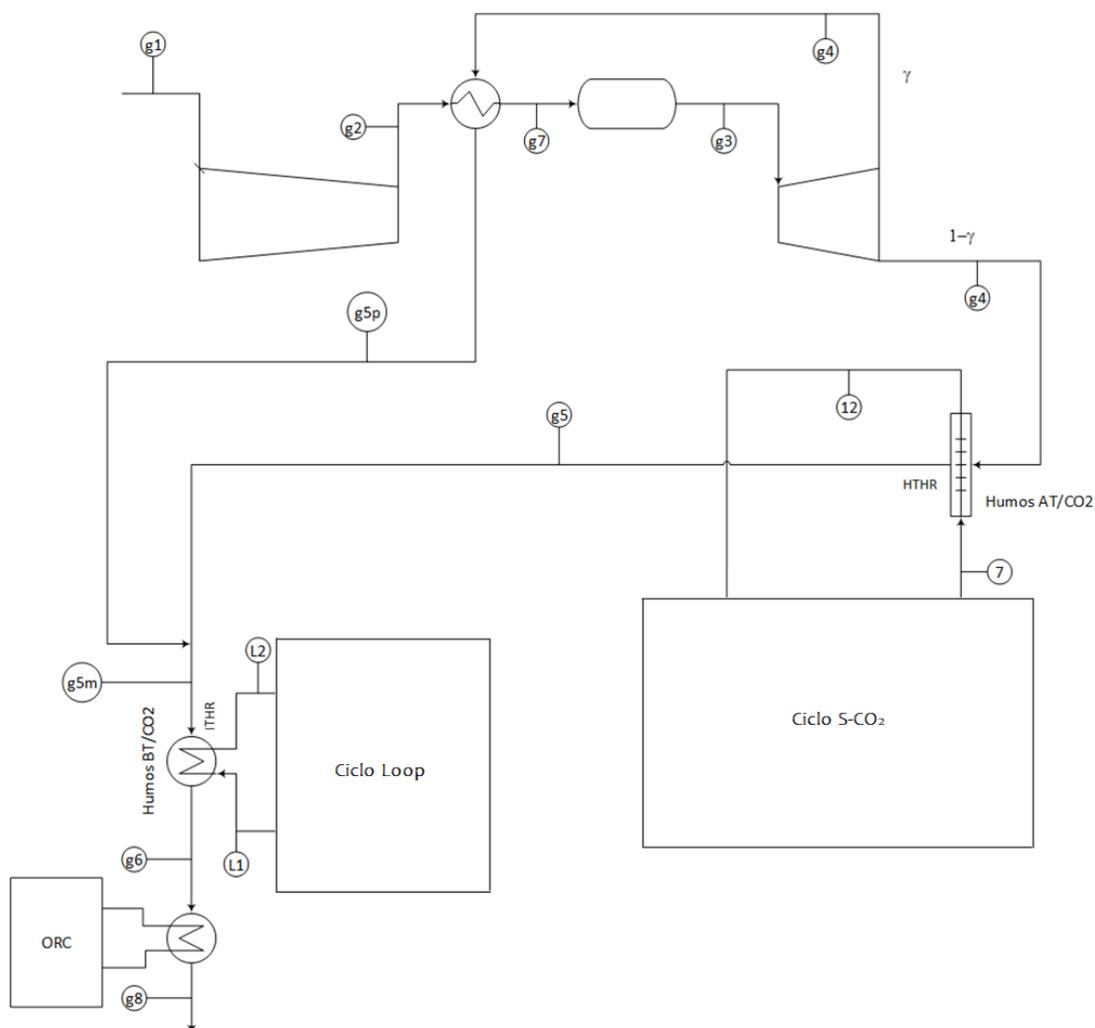


Figura 44: Ciclo de gas.

Para poder realizar el modelado del ciclo de gas, ha sido necesario asumir una serie de condiciones internas del ciclo.

- El aire entrará al compresor a una temperatura de 15 °C y a una presión de 1 bar y se expulsará del ciclo a la presión atmosférica.
- La temperatura del fluido tras su paso por la cámara de combustión será de 1500 °C. Además, se asume que se realiza la combustión completa y que el combustible es metano puro, el cual entra a la cámara de combustión a 25 °C.
- La eficiencia del compresor se estimará en un 85 %, mientras que la de la turbina será del 90 %.
- Los gases de escape del ciclo de gas deberán poseer una temperatura superior a los 100 °C para evitar los problemas relacionados con la corrosión y desgaste de las tuberías.
- La temperatura de salida de la turbina se establece en 950 °C y produce un trabajo neto de 100 MWe.

3.1.2. Ciclo de S-CO₂

El ciclo de S-CO₂ recibe calor a dos niveles de temperatura (Figura 42). La recepción a alta temperatura puede proceder en paralelo de los gases de escape a la salida de la turbina (HTHR) o del receptor solar (CTR), mientras que la de baja temperatura procede de la mezcla de la salida de baja presión del regenerador de la turbina con la del recuperador HTHR a través del ITHR. Dado que éste último es un intercambiador de flujo cruzado (tubos y aletas) se emplea un lazo intermedio de CO₂, de modo que el calor se transfiere desde el IHTR a un lazo a 85 bar, y de ahí mediante un PCHE al circuito principal (aproximadamente a 300 bar).

Una vez se ha producido la recepción de calor a alta temperatura la transferencia de calor hacia la corriente de alta presión que se dirige hacia la turbina se realiza mediante los intercambiadores HTR (PCHE), sendos intercambiadores reciben el calor de su respectiva fuente térmica y vuelven a unir sus flujos tras dicho intercambio, encontrándose con el intercambiador LTR (PCHE), el cual aporta el calor de media temperatura a una fracción (α) del flujo de media presión. Tras su paso por el LTR, el fluido se dirige hacia el Precooler o PC (PCHE) donde reduce su temperatura hasta 35 °C, quedándose así próximo al punto crítico, lo que aumenta considerablemente la densidad del CO₂ y disminuye el trabajo ejercido por el compresor.

Finalmente, tras el aporte de calor de media temperatura, tanto por el LTR como por el lazo auxiliar, el fluido se dirige nuevamente hacia los intercambiadores HTR, recibiendo el calor de alta temperatura para entrar nuevamente en la turbina.

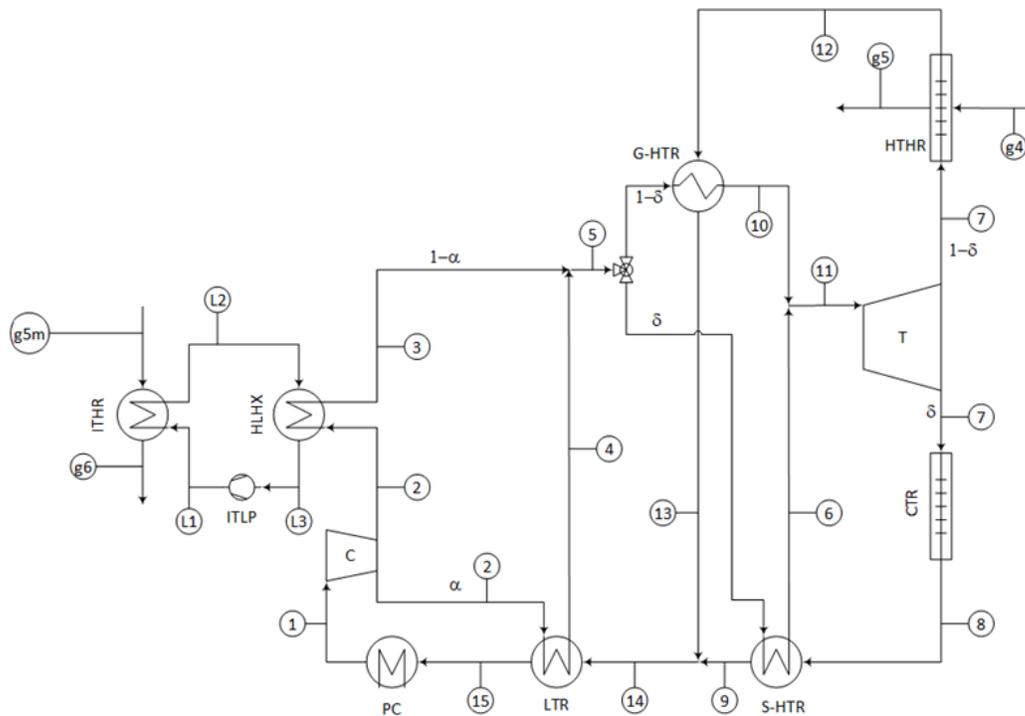


Figura 45: Ciclo Loop y ciclo de S-CO₂.

Las condiciones de operación establecidas para la resolución de este ciclo son las siguientes:

- La temperatura del S-CO₂ previamente a su paso por los respectivos intercambiadores HTR será de 700 °C.
- El pitch point del intercambiador HTR será de 15 °C, el del LTR será de 5 °C y el del HTHR será de 30 °C.
- El rendimiento de la turbina se estimará en un 92 %, mientras que el del compresore será de un 87 %.
- La caída de presión en los intercambiadores que utilizan S-CO₂ como fluido es de 40 kPa.
- La presión en la zona de alta será de aproximadamente 300 bar, mientras que en la zona de baja será de alrededor de 85 bar.
- Los coeficientes de delta (δ), beta (β) y gamma (γ), este último perteneciente al ciclo de gas, serán exactamente iguales en todo momento.
- El rendimiento de la bomba perteneciente al ciclo loop será del 75 % y el intercambiador con el ciclo de S-CO₂ tendrá un Pinch Point de 5 °C.
- La presión del Ciclo Loop será de 85 bar.

3.1.3. Ciclo ORC

Como muestra la Figura 46, el ciclo ORC utilizado es un Ciclo de Rankine Orgánico que posee un recuperador de calor intermedio.

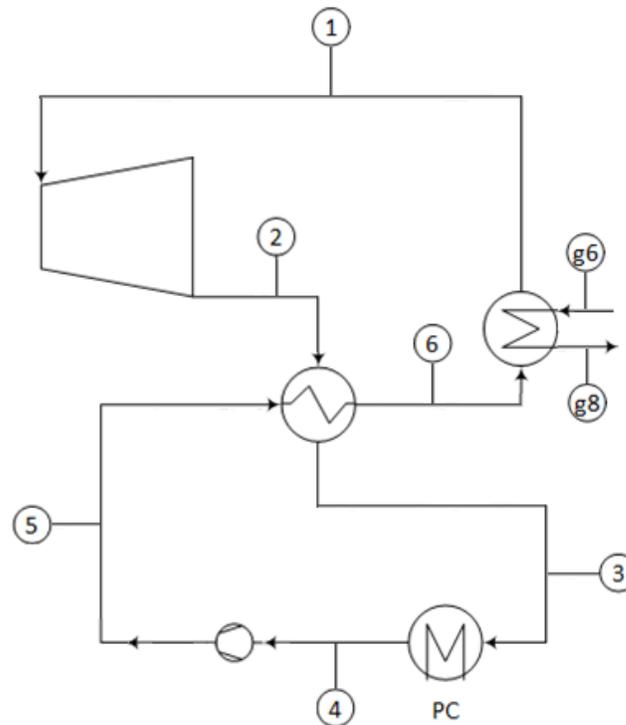


Figura 46: Ciclo ORC.

Sus condiciones de operación establecidas son:

- El rendimiento estimado de la turbina es del 80 %, mientras que el de la bomba es del 75 %.
- La temperatura del fluido tras su condensación (4) será de 35 °C y, además, como el siguiente elemento del ciclo es una bomba, el fluido se encontrará en estado líquido para así evitar cavitaciones.
- La presión del lado de alta del ciclo ORC será de 50 bar y se supondrá una temperatura de entrada a la turbina próxima a los 200 °C.
- El acercamiento del recuperador de calor es de 10 °C.

3.1.5. Cálculos de los ciclos

Para realizar los cálculos del modelo en el programa EES, se ha supuesto todas las turbomáquinas como adiabáticas. También se han escogido las presiones óptimas de trabajo de la planta de tal forma que se maximice la eficiencia de la misma.

Las abreviaturas utilizadas durante la formulación son:

- \dot{m} : flujo másico.
- \dot{m}_f : flujo de combustible utilizado.
- Q: intercambio de calor.
- h: entalpía.
- s: entropía.
- T: temperatura.
- p: presión.
- Δp : variación de presión.
- ϵ : efectividad del intercambiador.
- NTU: número de unidades transferidas.
- UA: variable usada para el análisis y diseño de intercambiadores de calor.
- α , β , γ , δ : variables internas del modelo que reflejan la cantidad de radiación solar que absorbe el receptor.
- λ : exceso de aire en la mezcla.
- η : rendimiento.
- \dot{W} : trabajo.
- C_p : potencia crítica.

Subíndices:

- i: inlet. Utilizada para referirse a los puntos de entrada de los componentes.
- o: outlet. Utilizada para referirse a los puntos de salida de los componentes.
- A: zona de alta presión de los intercambiadores.
- B: zona de baja presión de los intercambiadores.
- PP: pitch point.
- T: turbina.
- C: compresor.
- CComb: cámara combustión.
- REG: regenerador.
- REC: recuperador de calor.
- CTR: Receptor solar.

3.1.5.1. Ecuaciones comunes

Turbinas:

$$\eta_T = \frac{h_i - h_o}{h_i - h_{os}} \quad (1)$$

$$h_{os} = h(s_i; p_o) \quad (2)$$

$$\dot{W}_T = \dot{m}_T \cdot (h_i - h_o) \quad (3)$$

Compresor:

$$\eta_C = \frac{h_{os} - h_i}{h_o - h_i} \quad (4)$$

$$h_{os} = h(s_i; p_o) \quad (5)$$

$$\dot{W}_C = \dot{m}_C \cdot (h_o - h_i) \quad (6)$$

Uniones de tuberías:

$$p_1 = p_2 \quad (7)$$

$$(1 - \beta) \cdot h_1 + \beta \cdot h_2 = h_3 \quad (8)$$

Potencia total:

$$\dot{W}_{CC} = \dot{W}_{GAS} + \dot{W}_{S-CO2} + \dot{W}_{ORC} \quad (9)$$

$$\eta_{CC} = \frac{\dot{W}_{GAS} + \dot{W}_{S-CO2} + \dot{W}_{ORC}}{Q_{CC} + Q_{REC}} \quad (10)$$

Emisiones:

$$G_e = \frac{\dot{n}_f \cdot 16 \cdot 1000 \cdot 3600}{\dot{W}_{GAS} + \dot{W}_{S-CO2} + \dot{W}_{ORC}} \quad (11)$$

$$emisiones_{CO2} = G_e \cdot \frac{44}{16} \quad (12)$$

3.1.5.2. Ciclo de Gas

$$Cp_{GAS} = \frac{\left(\dot{n}_f \cdot \left(\bar{h}_{GAS}(T_{GAS-ORCi}; \lambda) - \bar{h}_{GAS}(T_{GAS-ORCo}; \lambda) \right) \right)}{(\dot{m}_{Aire} + 16 \cdot \dot{n}_f) \cdot (T_{GAS-ORCi} - T_{GAS-ORCo})} \quad (13)$$

$$\bar{h}_{COMB} = \bar{h}_{fCO2} + 2 \cdot \bar{h}_{fH2O} - \bar{h}_{fCH4} \quad (14)$$

$$\dot{W}_{GAS} = \dot{W}_T - \dot{W}_C \quad (15)$$

$$\dot{m}_{Aire} = \dot{n}_f \cdot 2 \cdot (1 + \lambda) \cdot (32 + 3,76 \cdot 28) \quad (16)$$

$$\dot{m}_{GAS} = \dot{m}_{Aire} + \dot{n}_f \cdot 16 \quad (17)$$

Cámara de combustión:

$$\begin{aligned} &44 \cdot h(CO_2; T = T[CCombo]) + 2 \cdot h(H_2O; T = T[CCombo]) \cdot 18 + 7,52 \\ &\cdot (1 + \lambda) \cdot h(N_2; T = T[CCombo]) \cdot 28 + 2 \cdot \lambda \\ &\cdot h(O_2; T = T[CCombo]) \cdot 32 \\ &= 2 \cdot (1 + \lambda) \cdot h(O_2; T = T[CCombi]) \cdot 32 + 7,52 \\ &\cdot (1 + \lambda) \cdot h(N_2; T = T[CCombi]) \cdot 28 + h(CH_4; T = 25) \\ &\cdot 16 \end{aligned} \quad (18)$$

$$Q_{CComb} = \dot{n}_f \cdot |\bar{h}_{COMB}| \quad (19)$$

Compresor de aire:

$$\begin{aligned} &s(O_2; T = T_{Ci}; p = p_{Ci}) \cdot 32 + 3,76 \cdot s(N_2; T = T_{Ci}; p = p_{Ci}) \cdot 28 \\ &= s(O_2; T = T_{sCo}; p = p_{Co}) \cdot 32 + 3,76 \\ &\cdot s(N_2; T = T_{sCo}; p = p_{Co}) \cdot 28 \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} &\eta_C \cdot (h(O_2; T = T_{Co}) \cdot 32 + 3,76 \cdot h(N_2; T = T_{Co}) \cdot 28 - h(O_2; T = T_{Ci}) \\ &\cdot 32 - 3,76 \cdot h(N_2; T = T_{Ci}) \cdot 28) \\ &= (h(O_2; T = T_{sCo}) \cdot 32 + 3,76 \cdot h(N_2; T = T_{sCo}) \cdot 28 \\ &- h(O_2; T = T_{Ci}) \cdot 32 - 3,76 \cdot h(N_2; T = T_{Ci}) \cdot 28) \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_C = \dot{n}_f \cdot 2 \cdot (1 + \lambda) \cdot h(O_2; T = T_{Co}) \cdot 32 + 3,76 \cdot h(N_2; T = T_{Co}) \cdot 28 \\ - h(O_2; T = T_{Ci}) \cdot 32 - 3,76 \cdot h(N_2; T = T_{Ci}) \cdot 28 \end{aligned} \quad (22)$$

Turbina de gas:

$$\bar{s}(p_{Ti}; T_{Ti}; \lambda) = \bar{s}(p_{To}; T_{Tso}; \lambda) \quad (23)$$

$$\eta_T = \frac{\bar{h}(T_{Ti}; \lambda) - \bar{h}(T_{To}; \lambda)}{\bar{h}(T_{Ti}; \lambda) - \bar{h}(T_{Tso}; \lambda)} \quad (24)$$

$$\dot{W}_T = \dot{n}_f \cdot (\bar{h}(T_{Ti}; \lambda) - \bar{h}(T_{To}; \lambda)) \quad (25)$$

Regenerador ciclo gas:

$$\begin{aligned} &\gamma \cdot (\bar{h}(T_{Bi}; \lambda) - \bar{h}(T_{Bo}; \lambda)) \\ &= 2 \cdot (1 + \lambda) \cdot (h(O_2; T = T_{Ao}) \cdot 32 + 3,76 \\ &\cdot h(N_2; T = T_{Ao}) \cdot 28 - h(O_2; T = T_{Ai}) \cdot 32 - 3,76 \\ &\cdot h(N_2; T = T_{Ai}) \cdot 28) \end{aligned} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} Q_{REG} = \dot{n}_f \cdot 2 \cdot (1 + \lambda) \cdot (h(O_2; T = T_{Ao}) \cdot 32 + 3,76 \cdot h(N_2; T = T_{Ao}) \\ \cdot 28 - h(O_2; T = T_{Ai}) \cdot 32 - 3,76 \cdot h(N_2; T = T_{Ai}) \cdot 28) \end{aligned} \quad (27)$$

$$\dot{m}_{AN} = \dot{n}_{fN} \cdot 2 \cdot (1 + \lambda_N) \quad (28)$$

$$\dot{m}_{BN} = \dot{n}_{fN} \quad (29)$$

$$\dot{m}_A = \dot{n}_f \cdot 2 \cdot (1 + \lambda) \quad (30)$$

$$\dot{m}_B = \dot{n}_f \cdot \gamma \quad (31)$$

$$UA \cdot \frac{(\dot{m}_A^{0,8} + \dot{m}_B^{0,8})}{UA_N} = \dot{m}_A^{0,8} \cdot \dot{m}_B^{0,8} \cdot \frac{(\dot{m}_A^{0,8} + \dot{m}_B^{0,8})}{\dot{m}_{AN}^{0,8} \cdot \dot{m}_{BN}^{0,8}} \quad (32)$$

$$mCp_A = \gamma \cdot \dot{n}_f \cdot 2 \cdot (1 + \lambda) \cdot (h(O_2; T = T_{Ao}) \cdot 32 + 3,76 \cdot h(N_2; T = T_{Ao}) \cdot 28 - h(O_2; T = T_{Ai}) \cdot 32 - 3,76 \cdot h(N_2; T = T_{Ai}) \cdot 28) / (T_{Ao} - T_{Ai}) \quad (33)$$

$$mCp_B \cdot (T_{Bi} - T_{Bo}) = \dot{n}_f \cdot \gamma \cdot (\bar{h}(T_{Bi}; \lambda) - \bar{h}(T_{Bo}; \lambda)) \quad (34)$$

$$mCp = \min(mCp_A; mCp_B) \quad (35)$$

$$NTU \cdot mCp = UA \quad (36)$$

$$\varepsilon = h_x(\text{'counterflow'; } NTU; mCp_A; mCp_B; \text{'}\varepsilon\text{'}) \quad (37)$$

$$\varepsilon \cdot mCp \cdot (T_{Bi} - T_{Ai}) = Q_{REG} \quad (38)$$

3.1.5.3. Ciclo de S-CO2

HTHR:

$$Q_{HTHR} = \dot{n}_f \cdot (\bar{h}(T_{GASi}; \lambda) - \bar{h}(T_{GASo}; \lambda)) \quad (39)$$

$$Q_{HTHR} = \dot{m} \cdot (1 - \delta) \cdot (h_i - h_o) \quad (40)$$

$$\varepsilon_{HTHR} = \frac{T_{GASi} - T_{GASo}}{T_{GASi} - T_i} \quad (41)$$

$$mCp_{CO_2} = \dot{m} \cdot (1 - \delta) \cdot \left(\frac{h_o - h_i}{T_o - T_i} \right) \quad (42)$$

$$mCp_{GAS} = \dot{n}_f \cdot \left(\frac{(\bar{h}(T_{GASi}; \lambda) - \bar{h}(T_{GASo}; \lambda))}{T_{GASi} - T_{GASo}} \right) \quad (43)$$

$$NTU_{CRAT} = h_x(\text{'crossflow both unmixed'; } \varepsilon_{HTHR}; mCp_{GAS}; mCp_{CO_2}; \text{'}NTU\text{'}) \quad (44)$$

$$NTU_{HTHR} = \frac{UA_{HTHR}}{mCp_{GAS}} \quad (45)$$

$$T_{GASo} = T_i + PP_{HTHR} \quad (46)$$

$$p_o = p_i - \Delta p_{CO_2} \quad (47)$$

HTR & LTR:

$$PP_{HTR} = T_{Bo} - T_{Ai} \quad (48)$$

$$\dot{m}_B \cdot (h_{Bi} - h_{Bo}) = \dot{m}_A \cdot (h_{Ao} - h_{Ai}) \quad (49)$$

$$Q_{HTR} = \dot{m}_B \cdot (h_{Bi} - h_{Bo}) \quad (50)$$

$$p_{Bo} = p_{Bi} - \Delta p_{CO2} \quad (51)$$

$$p_{Ao} = p_{Ai} - \Delta p_{CO2} \quad (52)$$

$$\varepsilon_{HTR} = \frac{T_{Bi} - T_{Bo}}{T_{Bi} - T_{Ai}} \quad (53)$$

$$NTU_{HTR} = \frac{\varepsilon_{HTR}}{(1 - \varepsilon_{HTR})} \quad (54)$$

$$NTU_{HTR} = \frac{UA_{HTR}}{mCp_{Bi-Bo}} \quad (55)$$

$$mCp_{Bi-Bo} = \dot{m}_B \cdot \left(\frac{h_{Bi} - h_{Bo}}{T_{Bi} - T_{Bo}} \right) \quad (56)$$

Receptor Solar:

$$Q_{CTR} = \dot{m} \cdot \delta \cdot (h_i - h_o) \quad (57)$$

$$p_o = p_i - \Delta p_{CO2} \quad (58)$$

Intercambiador Ciclo Loop:

$$\dot{m}_{CO2} \cdot (h_{CO2o} - h_{CO2i}) = \dot{m}_{Loop} \cdot (h_{Li} - h_{Lo}) \quad (59)$$

$$p_{CO2o} = p_{CO2i} - \Delta p_{CO2} \quad (60)$$

$$T_{Lo} = T_i + PP_{Loop} \quad (61)$$

$$p_{Lo} = p_{Li} - \Delta p_{CO2} \quad (62)$$

$$T_{Li} = T_{CO2o} + PP_{Loop} \quad (63)$$

$$Q_{CO2} = \dot{m}_{CO2} \cdot (h_{CO2o} - h_{CO2i}) \quad (64)$$

Bomba Ciclo Loop:

$$\eta_{Pump} = \frac{h_{Lo} - h_{Li}}{h_{Lso} - h_{Li}} \quad (65)$$

$$\dot{W}_{Pump} = \dot{m}_L \cdot (h_{Lo} - h_{Li}) \quad (66)$$

ITHR:

$$Q_{IHTR} = \dot{n}_f \cdot \left(\bar{h}(T_{GASi}; \lambda) - \bar{h}(T_{GASo}; \lambda) \right) \quad (67)$$

$$Q_{IHTR} = \dot{m}_L \cdot (h_{Li} - h_{Lo}) \quad (68)$$

$$p_{Lo} = p_{Li} - \Delta p_{CO2} \quad (69)$$

PC:

$$Q_{PC} = \dot{m} \cdot (h_i - h_o) \quad (70)$$

$$p_o = p_i - \Delta p_{CO2} \quad (71)$$

Potencia y rendimiento ciclo S-CO₂:

$$\dot{W}_{S-CO2} = \dot{W}_T - \dot{W}_C - \dot{W}_{Pump} \quad (72)$$

$$\eta_{S-CO2} = \frac{\dot{W}_{S-CO2}}{Q_{HTHR} + Q_{CTR} + Q_{ITHR}} \quad (73)$$

3.1.5.4. Ciclo ORC

$$\dot{m}_{GAS} = \dot{m}_{AIRE} + 16 \cdot \dot{n}_f \quad (74)$$

$$\dot{m}_{GASN} = \dot{m}_{AIREN} + 16 \cdot \dot{n}_{fN} \quad (75)$$

$$Q_{INT GAS} = \dot{m}_{GAS} \cdot C p_{GAS} \cdot (T_{GASi} - T_{GASo}) \quad (76)$$

$$\dot{m} = \dot{m}_N \quad (77)$$

$$C p_{GAS} = 1,109 \quad (78)$$

$$m C p_{GAS} = \dot{m}_{GAS} \cdot C p_{GAS} \quad (79)$$

$$m C p_{GAS} = m C p \quad (80)$$

$$\eta_{ORC} = \frac{W_T - W_{Pump}}{q_{CAL}} \quad (81)$$

$$\dot{W}_{ORC} = \dot{W}_T - \dot{W}_{Pump} \quad (82)$$

Turbina:

$$p_i - p_o = (p_{Ni} - p_{No}) \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_N} \right)^2 \quad (83)$$

Regenerador:

$$h_{Bi} - h_{Bo} = h_{Ao} - h_{Ai} \quad (84)$$

$$Q_{REG} = \dot{m} \cdot q_{REG} \quad (85)$$

$$T_{Bo} = T_{Ai} + PP_{REG} \quad (86)$$

$$p_{Bi} = p_{Bo} \quad (87)$$

$$p_{Ai} = p_{Ao} \quad (88)$$

$$q_{REG} = h_{Bi} - h_{Bo} \quad (89)$$

$$\varepsilon_{REG} \cdot mC_B \cdot (T_{Bi} - T_{Ai}) = Q_{REG} \quad (90)$$

$$mC_B = \dot{m} \cdot Cp_B \quad (91)$$

$$Cp_B = 2,012 \quad (92)$$

$$mC_A = \dot{m} \cdot Cp_A \quad (93)$$

$$Cp_A = 2,677 \quad (94)$$

$$NTU_{REG} = h_x('counterflow'; \varepsilon_{REG}; mC_B; mC_A; "NTU") \quad (95)$$

$$NTU_{REG} = \frac{UA_{REG}}{mC_B} \quad (96)$$

$$\frac{UA_{REG}}{UA_{REGN}} = \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_N}\right)^{0,8} \quad (97)$$

PC ORC:

$$p_i = p_o \quad (98)$$

$$q_{CON} = h_i - h_o \quad (99)$$

$$Q_{CON} = \dot{m} \cdot q_{CON} \quad (100)$$

Bomba:

$$\eta_{Pump} \cdot (h_o - h_i) = v_i \cdot (p_o - p_i) \cdot 100 \quad (101)$$

$$w_{Pump} = (h_o - h_i) \quad (102)$$

$$\dot{W}_{Pump} = \dot{m} \cdot w_{pump} \quad (103)$$

Intercambiador Ciclo Gas:

$$q_{CAL} = h_o - h_i \quad (104)$$

$$Q_{CAL} = \dot{m} \cdot q_{CAL} \quad (105)$$

$$p_i = p_o \quad (106)$$

$$UA_{CAL} \cdot \frac{(\dot{m}^{0,8} + \dot{m}_{GAS}^{0,8})}{UA_{CALN}} = \dot{m}^{0,8} \cdot \dot{m}_{GAS}^{0,8} \cdot \left(\frac{\dot{m}_N^{0,8} + \dot{m}_{GASN}^{0,8}}{\dot{m}_N^{0,8} \cdot \dot{m}_{GASN}^{0,8}}\right) \quad (107)$$

$$mC_{ORC} \cdot (T_o - T_i) = \dot{m} \cdot (h_o - h_i) \quad (108)$$

$$NTU_{CAL} = \frac{UA_{CAL}}{mCp} \quad (109)$$

$$\varepsilon_{CAL} = h_x(\text{'crossflow both unmixed'}; NTU_{CAL}; mCp_{GAS}; mC_{ORC}; \text{'\varepsilon'}) \quad (110)$$

$$Q_{GAS} = \varepsilon_{CAL} \cdot mCp \cdot (T_{GASi} - T_i) \quad (111)$$

3.2. Propiedades de los fluidos

El aire y los gases de escape se han modelado como gases ideales, mientras que el CO₂ y el R-600 como sustancias puras. Dichos modelos se encuentran recogidos en el entorno "Engineering Equation Solver" o "EES".

3.2.1. Aire y gases de escape

Las propiedades del aire como gas ideal se encuentran implementadas en EES a través de las correlaciones de Lemmon et al. [41], válidas entre 100 °K y 2000 °K. En el caso de los gases de escape, se han calculado las propiedades de la mezcla asumiendo una combustión completa con metano, cuyo exceso de aire se ha determinado según la temperatura deseada a la entrada de la turbina de gas. El oxígeno, dióxido de carbono, vapor de agua y nitrógeno también se han considerado gases ideales. Esta mezcla se ha empleado en los cálculos del ciclo; en el modelado de intercambiadores, tuberías y turbomáquinas se han tomado propiedades del aire como gas ideal también para los gases de escape.

3.2.2. CO₂ Supercrítico

El dióxido de carbono o R744 posee propiedades termodinámicas de gran precisión a través de las ecuaciones fundamentales desarrolladas por Span y Wagner [42]. La conductividad ha sido determinada por Vesovic [43] y es válida para temperaturas desde los 200 °K hasta los 1000 °K y presiones de hasta 1000 MPa. Finalmente, la viscosidad viene determinada por los estudios de Fenghour, Wakeham y Vesovic [44] y es válida para presiones inferiores a 300 MPa y temperaturas dentro del intervalo de 200 °K hasta 1500 °K.

3.2.3. R-600

Las ecuaciones termodinámicas y de transporte utilizadas para el butano, de masa molar 58,122 g/mol, han sido obtenidas por el programa a través de los estudios de Miyamoto y Watanabe [45]. Además, las ecuaciones de estado de este fluido son válidas para temperaturas de entre 134,87 °K (temperatura de punto triple) y 589 °K y presiones de hasta 69 MPa. Finalmente, la conductividad viene dada por los estudios de Perkins, Ramires, Nieto del Castro y Cusco [46], mientras que la viscosidad la proveen Younglove y Ely [47].

3.3. Modelado de intercambiadores

El modelado de los intercambiadores se ha realizado mediante las librerías del entorno “Engineering Equation Solver” o “EES”, utilizando un modelo diferente según el tipo de intercambiador utilizado.

3.3.1. Intercambiadores de carcasa y tubos, tubos con aletas y de placas con aletas

Estos tres modelos de intercambiadores han sido dimensionados mediante las variables de la efectividad del intercambiador de calor (ϵ) y el número de unidades transferidas (NTU). Las ecuaciones (112) y (113) muestran las ecuaciones generales utilizadas para el cálculo de sendas variables, obtenidas de [48] y [49].

$$\epsilon = HX(\text{TypeHX}, NTU, C_1, C_2, \text{Return}) \quad (112)$$

$$NTU = HX(\text{TypeHX}, \epsilon, C_1, C_2, \text{Return}) \quad (113)$$

La variable TypeHX sirve para especificar la configuración de flujo del intercambiador (flujo paralelo, flujo cruzado, carcasa y tubos, etc); NTU es el ratio entre la conductancia general y la capacitancia mínima del intercambiador; C_1 y C_2 son el ratio de capacitancia de los fluidos, calculados como el producto del flujo másico (\dot{m}) y el calor específico (C_e).

Cabe destacar que estos modelos de intercambiadores no poseen una variación sensible de propiedades al no verse apenas afectados por los cambios de radiación solar, lo que simplifica su dimensionamiento.

3.3.2. Intercambiadores PCHE

Tal como aparece explicado en “*Sistema de conversión de potencia para central termosolar de torre basado en ciclo Brayton de CO₂ supercrítico*” [31], los intercambiadores PCHE han sido modelados mediante un proceso iterativo, en el cual se asume una variación continua en las propiedades del fluido y se divide su longitud en elementos menores. Desde un punto de vista constructivo, los PCHE se suministran en módulos, que poseen ciertas limitaciones impuestas por el proceso de fabricación:

- La limitación de tamaño de cada módulo es de 0,6 m x 0,6 m x 1,5 m (anchura x longitud x altura).
- Cada módulo contiene 96000 canales, 48000 para cada uno de los fluidos.
- Se pueden apilar en una única estructura hasta 14 módulos, obteniendo una longitud máxima de 8,4 m.
- Los canales son semicirculares y poseen 2 mm de diámetro. La distancia entre cada fila de canales es de 1,5 mm.

Para realizar el cálculo de los intercambiadores de calor PCHE se han utilizado las ecuaciones (114) y (115), destacando las siguientes abreviaturas:

- i : elemento a analizar.
- U_i : coeficiente de transferencia de calor.
- Q_i : calor transferido.
- P_i : área de transferencia de calor obtenida a través del perímetro.
- L_i : longitud.
- f_i : factor de fricción.
- Δp_i : variación de presión.
- D_i : diámetro hidráulico del canal.
- c_i : velocidad del fluido.
- ρ_i : densidad del fluido.

$$Q_i = U_i \cdot L_i \cdot P_i \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (114)$$

$$\Delta p_i = f_i \cdot \frac{L_i}{D_i} \cdot \rho_i \cdot \frac{c_i^2}{2} \quad (115)$$

El proceso de cálculo establece un número de canales iniciales, a partir de los que se determina la longitud necesaria para transferir el calor y las pérdidas de carga producidas. El número de canales se aumenta si la pérdida de carga máxima está por encima de la prescrita o se reduce en caso contrario. Las correlaciones para los coeficientes de convección aparecen detalladas en [50].

Se supondrá que los intercambiadores trabajan en el punto nominal y, además, su diseño se optimizará en los casos en los que el flujo másico es máximo. Se supondrá que, a pesar de la variación completa de flujo másico que suponen los cambios de radiación solar, las variaciones de propiedades del flujo de CO₂ son apenas inexistentes, por lo que las condiciones de trabajo de los intercambiadores se mantendrán constantes en todo momento.

3.4. Prediseño de turbomáquinas

El dimensionamiento de las turbomáquinas consta de tres pasos. En primer lugar, se debe establecer la velocidad específica (Ns) mediante el método de Baljé [51], el cual permite la identificación del tipo de turbomáquina que se debe utilizar en el interior de cada ciclo (axial, radial o mixta), como muestra la Figura 48. En segundo lugar, se determina el diámetro específico (Ds) y, simultáneamente, se establece el rendimiento de las turbomáquinas al ser una función que depende directamente del parámetro Ns. Finalmente, se establece el diámetro del rotor a partir del diámetro específico, el cual es un parámetro fundamental de cara a la construcción de la misma.

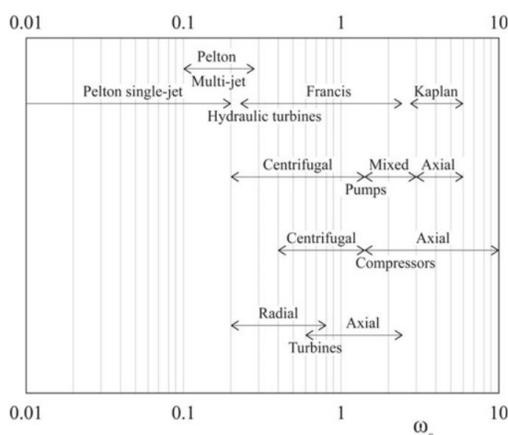


Figura 48: Velocidad específica de las turbomáquinas. [52]

Turbomachines	Type	Specific speed
Pumps	Radial	0.5÷1.3
	Mixed flow	1.9÷3.0
	Axial	4.0÷5.0
Hydraulic turbines	Pelton	0.04÷0.1
	Francis	0.5÷2.0
	Kaplan	2.5÷3.5
	Centrifugal	0.5÷2.0
Compressors	Radial	0.4÷1.0
	Mixed flow	1.0÷2.0
	Axial	1.5÷2.5
Turbines	Radial	0.4÷0.8
	Axial	0.6÷1.2

Figura 49: Rangos de velocidad específica para obtener elevadas eficiencias en las turbomáquinas. [52]

Para calcular la velocidad específica (116) es necesario conocer la velocidad angular (ω), el flujo volumétrico (V) y la diferencia de entalpías isentrópica entre la entrada y la salida (ΔH_{ad}). En caso de que la diferencia de entalpías sea tal que los valores de Ns obtenidos sean muy bajos, se introducirán turbomáquinas en serie o se incrementará la velocidad de rotación de la turbomáquina para hacer crecer su velocidad específica (117); en el caso de que el Ns fuera excesivamente grande, se podría o bien, modificar la velocidad de giro de la turbomáquina disminuyéndola, o añadir otras en paralelo, de tal forma que, al igual que ocurre con la diferencia de entalpías, el flujo volumétrico también se redujera. Cabe destacar que, en caso de introducir varias turbomáquinas

en serie, es necesario calcular la velocidad específica (116) para cada etapa, ya que el N_s se define para cada una de ellas, no para la máquina en conjunto.

$$N_s = \frac{w \cdot \sqrt{V}}{(\Delta H_{ad_final})^{3/4}} \quad (116)$$

$$\Delta H_{ad_final} = \frac{\Delta H_{ad}}{n^\circ \text{ turbomáquinas}} \quad (117)$$

Una vez se conoce el N_s es necesario que se ajuste a los parámetros establecidos en la Figura 49, maximizando de esta manera la eficiencia de las turbomáquinas. Es posible que para que el N_s se encuentre dentro de este intervalo sea necesario introducir una o varias turbomáquinas en serie/paralelo modificando de esta manera sus respectivos parámetros (ΔH_{ad} y V).

Tras obtener la velocidad específica de la turbomáquina se obtiene, simultáneamente, una estimación del rendimiento máximo que poseerá cada turbomáquina; por tanto, el siguiente paso es establecer el diámetro específico mediante el uso de los diagramas de Baljè [51].

$$\eta = f(N_s, D_s) \quad (118)$$

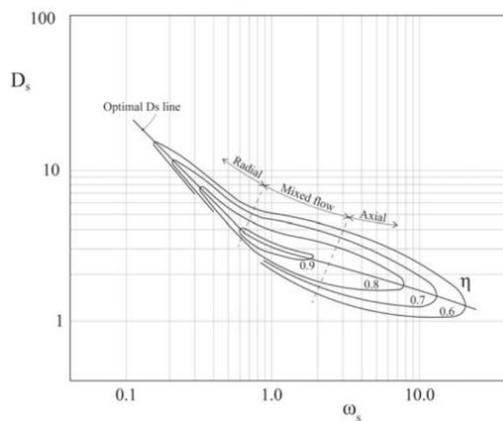


Figura 50: Diagrama de Baljè para bombas. [52]

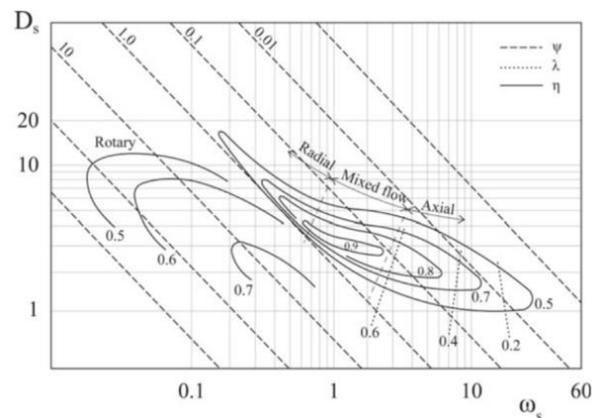


Figura 51: Diagrama de Baljè para compresores. [52]

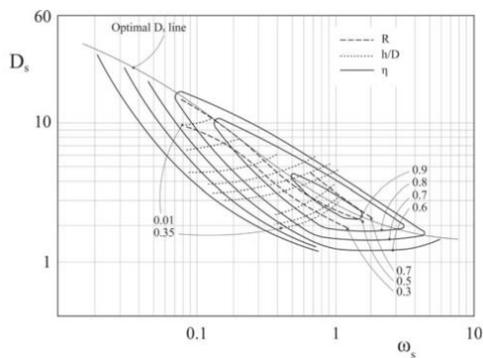


Figura 52: Diagrama de Baljé para turbinas axiales. [52]

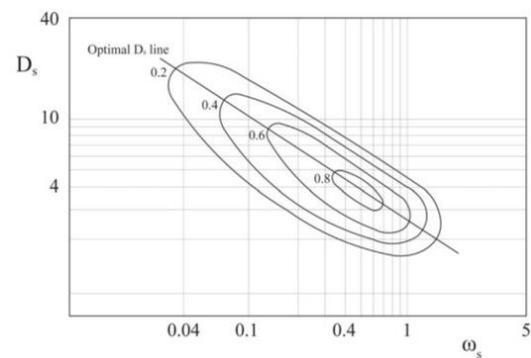


Figura 53: Diagrama de Baljé para turbinas radiales. [52]

Seguidamente, a través del diámetro específico se dimensiona el diámetro del rotor de la turbomáquina (D), el cual depende de la diferencia adiabática de entalpías entre la entrada y la salida de la etapa (ΔH_{ad}) y del flujo volumétrico (V).

$$D_s = \frac{D \cdot (\Delta H_{ad_final})^{1/4}}{\sqrt{V}} \quad (119)$$

En última instancia, con el fin de limitar la fuerza centrífuga de las turbomáquinas, se ha establecido un valor máximo de velocidad periférica de 450 m/s para ellas, el cual se calcula a través de la velocidad de rotación, w [rad/s] y del diámetro del rotor, D [m].

$$450 \frac{m}{s} > u = w \cdot \frac{D}{2} \quad (120)$$

Particularizando, las turbinas de S-CO₂, gas y R-600 junto con el compresor de aire, han sido dimensionados teniendo en cuenta la variación de densidad que sufren a la entrada/salida de cada etapa cuando se introducen varias turbomáquinas en serie. En el caso del compresor de S-CO₂ y de la bomba de R-600, este proceso no ha sido necesario ya que la variación de densidades es insignificante a lo largo de la turbomáquina.

3.5. Diseño de tuberías

Las tuberías son los elementos encargados de transportar el fluido alrededor del ciclo, por lo tanto, es necesario asegurar su funcionamiento y garantizar su resistencia ante las elevadas cargas de presión y temperatura de la planta. Además, deben estar

correctamente aisladas térmica y acústicamente. Para realizar su dimensionamiento se ha decidido utilizar dos criterios diferentes:

- En primer lugar, se ha establecido el criterio de velocidad máxima admisible con el que se evitan los posibles problemas relacionados con el ruido y las vibraciones. Con él, si el fluido se encuentra en estado gaseoso, se establece la limitación mostrada en la ecuación (124). No obstante, en caso de que el fluido posea una baja densidad, se limitará su velocidad máxima de tal forma que no supere los 60 m/s en caso de que sea un gas, o los 6 m/s si fuese un líquido.
- En segunda instancia, se ha establecido el criterio de pérdida de carga, de tal forma que no se lleguen a superar los valores establecidos por la normativa. Estos valores limitan la pérdida de carga en 3 segmentos diferentes (únicamente válida para fluidos en estado gaseoso):
 - Si la presión es mayor de 138 bar.

$$Pérdida_{CargaMáx} = \frac{p}{500} \quad (121)$$

- Si la presión se encuentra entre 138 bar y 35 bar.

$$Pérdida_{CargaMáx} = (p - 35) \cdot \frac{(0,27 - 0,11)}{(138 - 35)} + 0,11 \quad (122)$$

- Si la presión es menor de 35 bar.

$$Pérdida_{CargaMáx} = p \cdot \frac{(0,11 - 0,001)}{(35 - 0)} + 0,001 \quad (123)$$

Para el dimensionamiento de la planta se han utilizado tres materiales diferentes de tuberías según los fluidos que circulan por cada uno de los ciclos. En el caso del ciclo de gas, se ha utilizado la “Aleación 310s” [53] (formada por acero inoxidable austenítico para aplicaciones de alta temperatura, con gran resistencia a la corrosión y un elevado contenido en Níquel y Cromo), ya que puede soportar temperaturas de hasta 1038 °C sin llegar a ver disminuidas sus propiedades. Para el ciclo de S-CO₂ y para el ciclo ORC se han decidido utilizar las tuberías Inconel 740-H, formadas por una aleación de Ni-Cr-Co. Finalmente, para el circuito de refrigeración, cuyo fluido de trabajo es agua, se utilizarán tuberías A-106B (acero al carbono).

Las nomenclaturas y fórmulas utilizadas durante el dimensionamiento de las tuberías son las siguientes.

Nomenclaturas:

- Presión: p [bar].
- Temperatura: T [°C].
- Densidad: ρ [kg/m³].
- Viscosidad: μ [m₂/s].
- Flujo másico: \dot{m} [kg/s].
- Número de tuberías: n [-].
- Velocidad del fluido: v [m/s].
- Diámetro de la tubería: D [mm].
- Diámetro interno de la tubería: d [mm].
- Máxima tensión admisible: S [MPa].
- Espesor de la tubería: t [mm].
- Número de Reynolds: Re [-].
- Rugosidad: ε [mm].
- Factor de fricción: f [-].
- Coeficiente y : y [-].

Fórmulas:

$$v_{max} = 175 \cdot \left(\frac{1}{\rho}\right)^{0,43} \quad (124)$$

$$D_{min} = 1000 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{n \cdot \pi \cdot \rho \cdot v_{max}}} \quad (125)$$

$$t_{min} = \frac{T \cdot 100 \cdot D_o}{2 \cdot (S \cdot 1000 + T \cdot 100 \cdot y)} \quad (126)$$

$$d = D_o - 2 \cdot t \quad (127)$$

$$v = \frac{\dot{m}}{n \cdot \rho \cdot \left(\pi \cdot \frac{d}{1000}\right)^{2/4}} \quad (128)$$

$$Re = v \cdot \frac{d}{1000 \cdot \mu} \quad (129)$$

$$\frac{h_f}{L} = \frac{1000 \cdot f \cdot v^2}{d \cdot 2 \cdot 9,81} \quad (130)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log\left(\frac{\varepsilon/d}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}}\right) \quad (131)$$

El dimensionamiento de las tuberías se ha realizado a través de un proceso iterativo que se inicia introduciendo las condiciones de trabajo de las tuberías en cada uno de los puntos del ciclo. Las variables que son necesarias conocer para llevar a cabo este análisis son presión, temperatura, densidad, viscosidad y flujo másico.

Una vez conocidas las condiciones de trabajo se escoge el número de tuberías que se decida oportuno y, mediante el criterio de velocidad máxima admisible, se establece un valor de diámetro normalizado (D_N), superior al diámetro mínimo (D_{\min}) calculado a través de la ecuación (125). A continuación, se decide el espesor de la tubería, superior al espesor mínimo [ecuación (126)], calculado a través de la norma ASME/ANSI B36.10 M [54]. En caso de que o bien, no existan tuberías normalizadas lo suficientemente anchas para poder transportar el fluido, o que el espesor de la tubería sea insuficiente, se añadirán tuberías en paralelo para, de esta manera, poder dividir el flujo másico que circulará por las tuberías y, consiguientemente, reducir su diámetro y espesor.

Tras haber dimensionado a través del criterio de velocidad máxima admisible se procederá a aplicar el criterio de pérdida de carga máxima, mediante el que se calculará la pérdida de carga que posee cada uno de los tramos de tuberías utilizando la ecuación de Darcy-Weisbach [ecuación (130)] y el factor de fricción de la ecuación de Colebrook [ecuación (131)]. En el caso de que la pérdida de carga sea superior al valor recomendado por la norma Norsok [40], se deberá modificar el diámetro de la tubería o el número de tuberías hasta que la caída de presión posea un valor aceptable.

4. Resultados

En este apartado se mostrarán las prestaciones obtenidas por el sistema frente a la variabilidad de aporte solar, manteniendo constantes las condiciones del foco frío. En este sentido, se puede entender como la obtención de las prestaciones en punto nominal en función de la contribución solar. Además de las prestaciones, se obtendrán también las dimensiones establecidas para cada uno de los elementos que componen la planta.

4.1. CICLOS

Como se ha comentado previamente, la adición del receptor solar junto al recuperador de calor de la turbina de gas, provocan variaciones en el consumo de gas solicitado por la central en función de la radiación solar absorbida. Consiguientemente, esto también provoca un descenso de las emisiones en las horas pico. La Figura 54 muestra dicha variación, observándose una relación lineal entre ambas variables, emisiones y consumo de gas natural con la radiación solar, que demuestra que en los momentos en los que ésta es inexistente la planta consume alrededor de $125 \text{ g}_{\text{CH}_4}/\text{kWh}_e$ y emite a la atmósfera cerca de $345 \text{ g}_{\text{CO}_2}/\text{kWh}_e$, mientras que en los momentos en los que es máxima, la planta pasa a consumir cerca de $85 \text{ g}_{\text{CH}_4}/\text{kWh}_e$ y a emitir aproximadamente $235 \text{ g}_{\text{CO}_2}/\text{kWh}_e$, lo que se traduce en una reducción de hasta el 32 % en el consumo de gas natural y en las emisiones de CO_2 .

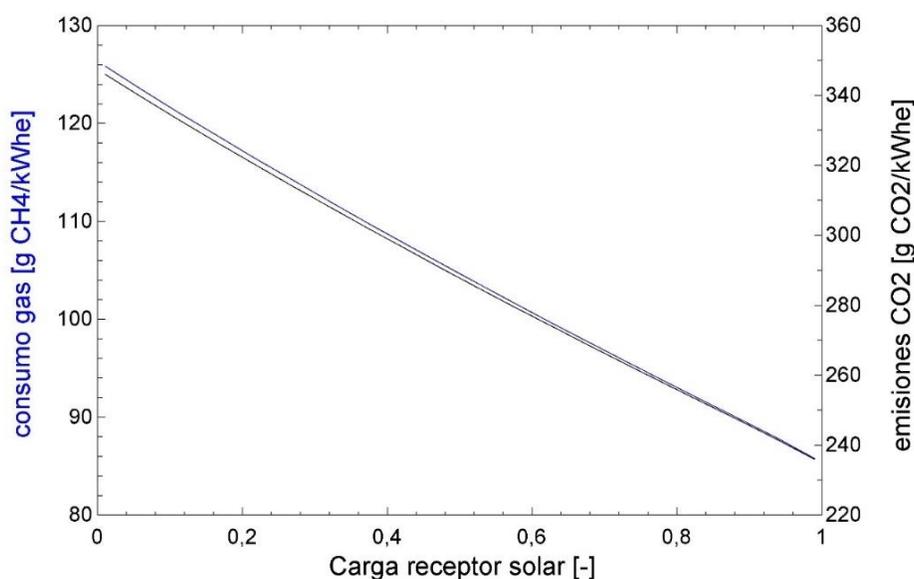


Figura 54: Variación del consumo de gas natural y de las emisiones de CO_2 emitidas en función de la radiación solar.

No obstante, la variación del medio generador de energía (gas natural o gas natural + receptor solar) provoca variaciones en el rendimiento del ciclo combinado, lo que produce a su vez modificaciones en la cantidad de energía producida. En la Figura 55 se puede observar cómo la eficiencia del ciclo se minimiza cuando la planta opera en condiciones extremas (mínima o máxima radiación solar), mientras que el máximo rendimiento se alcanza en los momentos en los que la carga del receptor solar se encuentra al 50 %. Sin embargo, la pérdida de eficiencia que sufre el ciclo combinado bajo ambos extremos de operación no es significativa, ya que varía únicamente en 1,1 % (correspondiendo al mínimo rendimiento un 56,85 % y al máximo un 57,5 %). Por otra parte, la energía neta producida por el ciclo combinado alcanza su valor máximo cuando no hay aporte de energía por parte del receptor solar, siendo esta de 182,8 MWe, y encontrándose el valor mínimo bajo unas condiciones de carga del receptor solar de aproximadamente el 83 %, produciendo la planta 177 MWe. Finalmente, cabe destacar que bajo una condición de carga del 100 % por parte del receptor solar la potencia eléctrica generada es de 178 MWe.

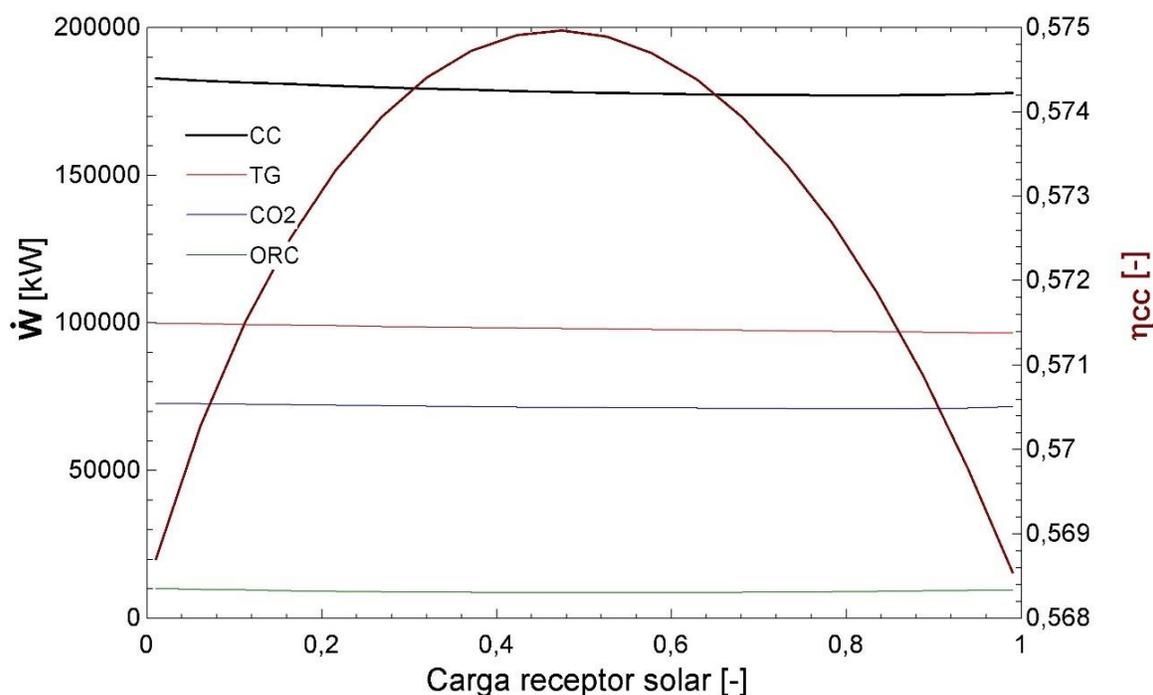


Figura 55: Variación de la energía obtenida en cada uno de los ciclos y del rendimiento del ciclo combinado en función de la carga del receptor solar.

4.1.1. Variaciones del funcionamiento de los elementos del ciclo de gas en función de la carga del receptor solar

Dentro del ciclo de gas, el principal elemento que sufre variaciones en su punto de trabajo es el regenerador de la turbina de gas, para el cual se han analizado dos escenarios distintos. En primer lugar, la Figura 56 muestra cómo se realiza el intercambio de calor entre las corrientes fría (salida del compresor y entrada a la cámara de combustión) y caliente (salida de la turbina), en la que, debido a que la corriente caliente posee un flujo másico 5 veces menor que la corriente fría, la carga energética de la corriente de mayor temperatura decae súbitamente ($\Delta T_{\text{corriente caliente}} = 500 \text{ }^\circ\text{C}$), mientras que la corriente de menor temperatura apenas posee una variación de $120 \text{ }^\circ\text{C}$, siendo la cantidad de energía intercambiada por ambas corrientes de 24 MW. En segundo lugar, la Figura 57 muestra un escenario en que la carga del receptor solar corresponde al 80 %, lo que produce que ambas corrientes estén más equilibradas en cuanto a flujo másico se refiere y, por lo tanto, que el intercambio térmico sea superior al caso anterior (81 MW) y que la relación entre calor intercambiado por MW sea mucho más equitativa, siendo de $5,13 \text{ }^\circ\text{C/MW}$ en el caso de la corriente fría y de $5,19 \text{ }^\circ\text{C/MW}$ en el caso de la corriente caliente.

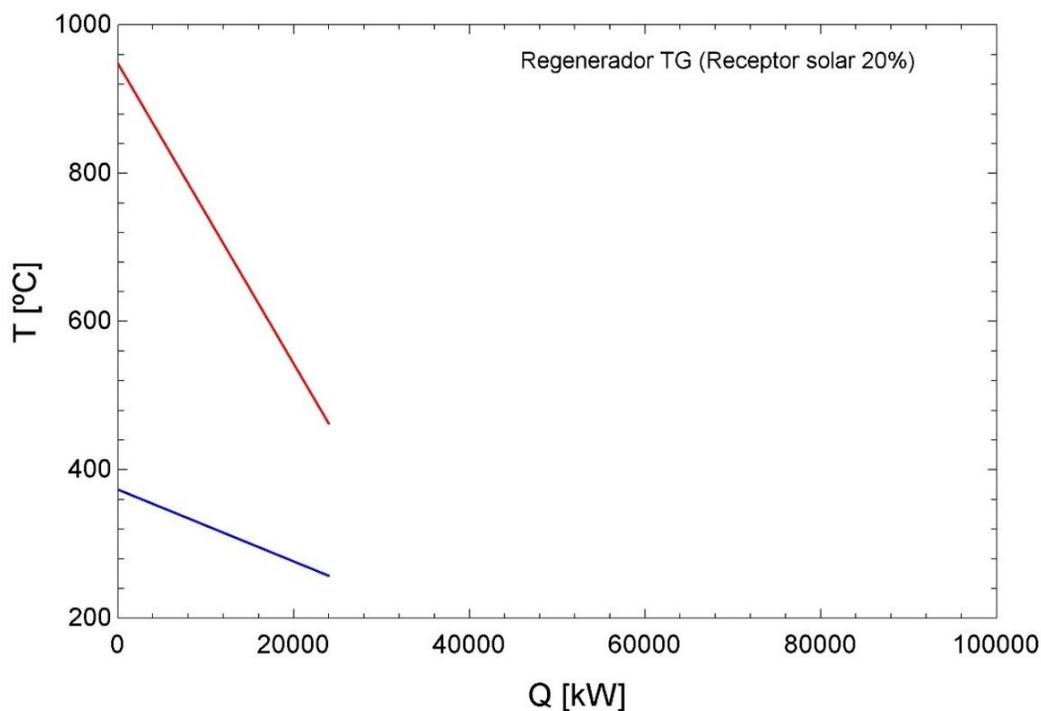


Figura 56: Regenerador de la turbina de gas bajo una carga del receptor solar del 20 %.

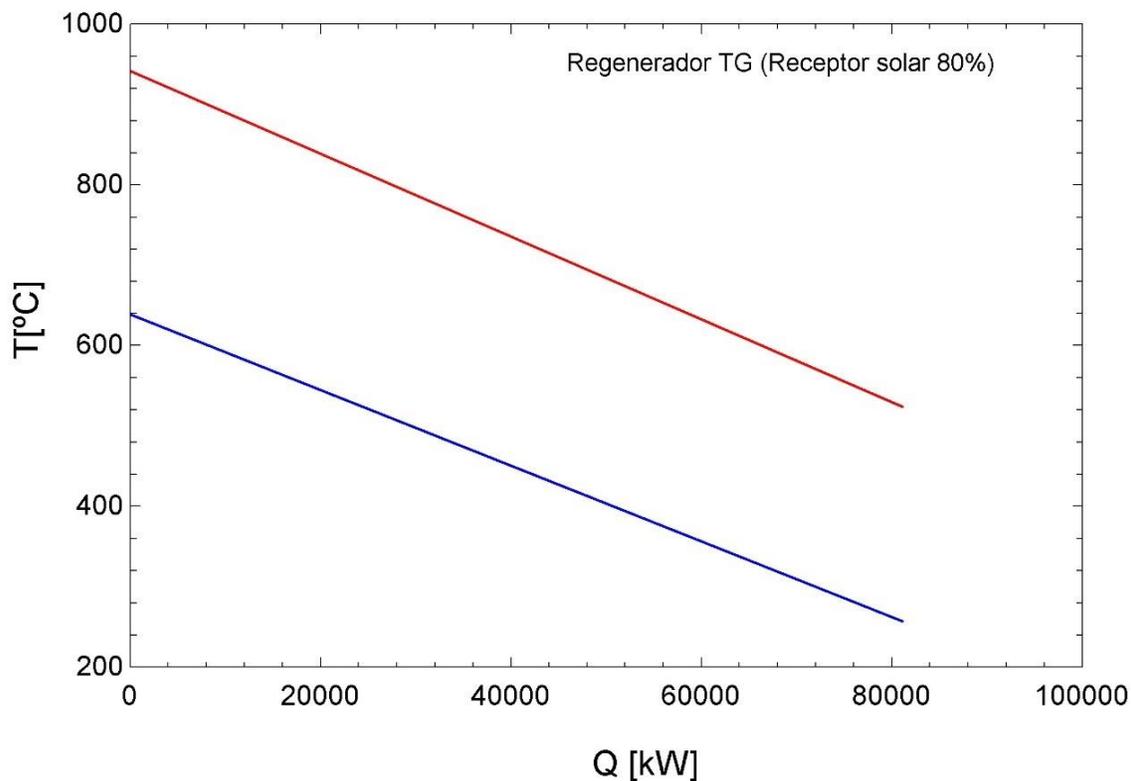


Figura 57: Regenerador de la turbina de gas bajo una carga del receptor solar del 80 %.

Otros elementos del ciclo de gas que se ven afectados por la variación de la carga solar son los intercambiadores HTHR e ITHR. A diferencia de lo que ocurre con el recuperador de la turbina de gas, el intercambiador HTHR trabaja mejor cuanto menor sea la carga del receptor solar, ya que su flujo másico depende de manera inversa de este parámetro. La Figura 58 muestra cómo ambos intercambiadores trabajan de manera casi óptima cuando el grado de carga del receptor solar es bajo, poseyendo además un acercamiento de alrededor de 25 °C como muestra la Figura 60. Por el contrario, en la Figura 59 se muestra cómo el intercambio de calor producido en el intercambiador HTHR se reduce de manera considerable al disminuir el flujo másico que circula por la corriente caliente, reduciendo simultáneamente el acercamiento entre ambos flujos.

Respecto al intercambiador ITHR, no se ve tan afectado por la variación de la carga solar, ya que, al encontrarse tras la unión de flujos proveniente de la salida de la turbina de gas y del recuperador de calor, su temperatura es mucho más constante que la del intercambiador HTHR, intercambiando en ambos casos aproximadamente la misma cantidad de energía (≈ 46 MW).

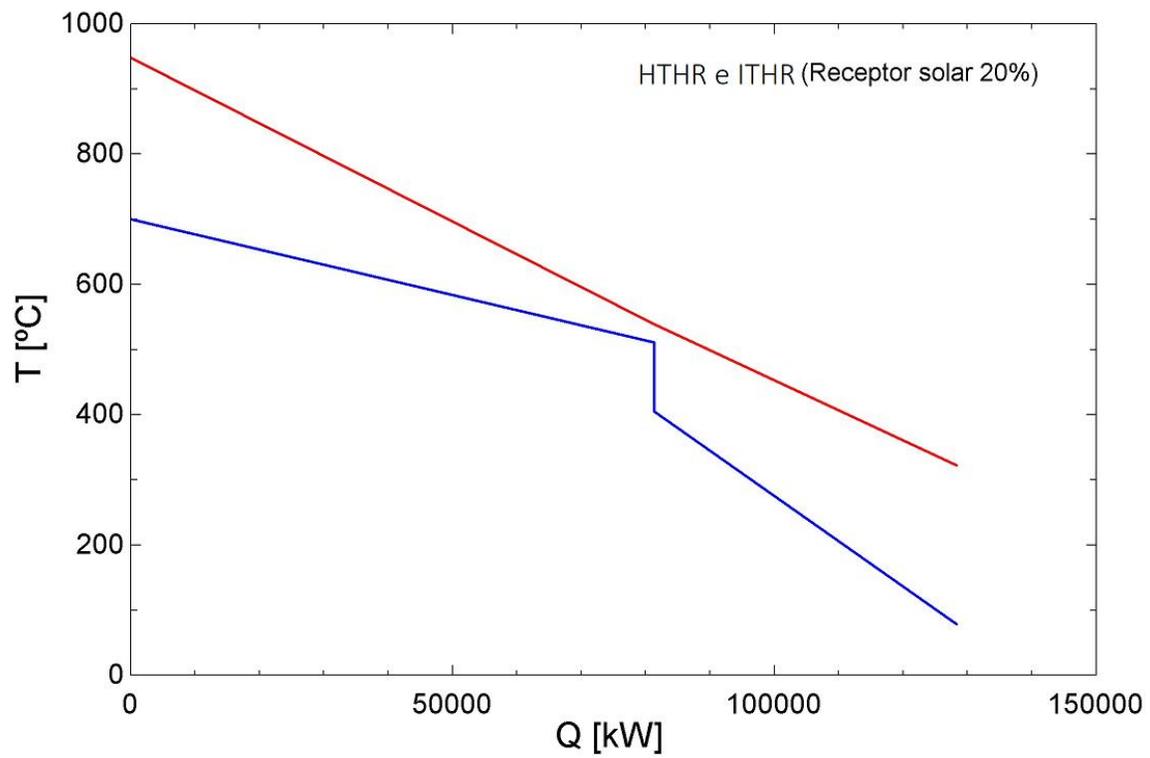


Figura 58: Intercambiadores HTHR e ITHR bajo una carga del receptor solar del 20 %.

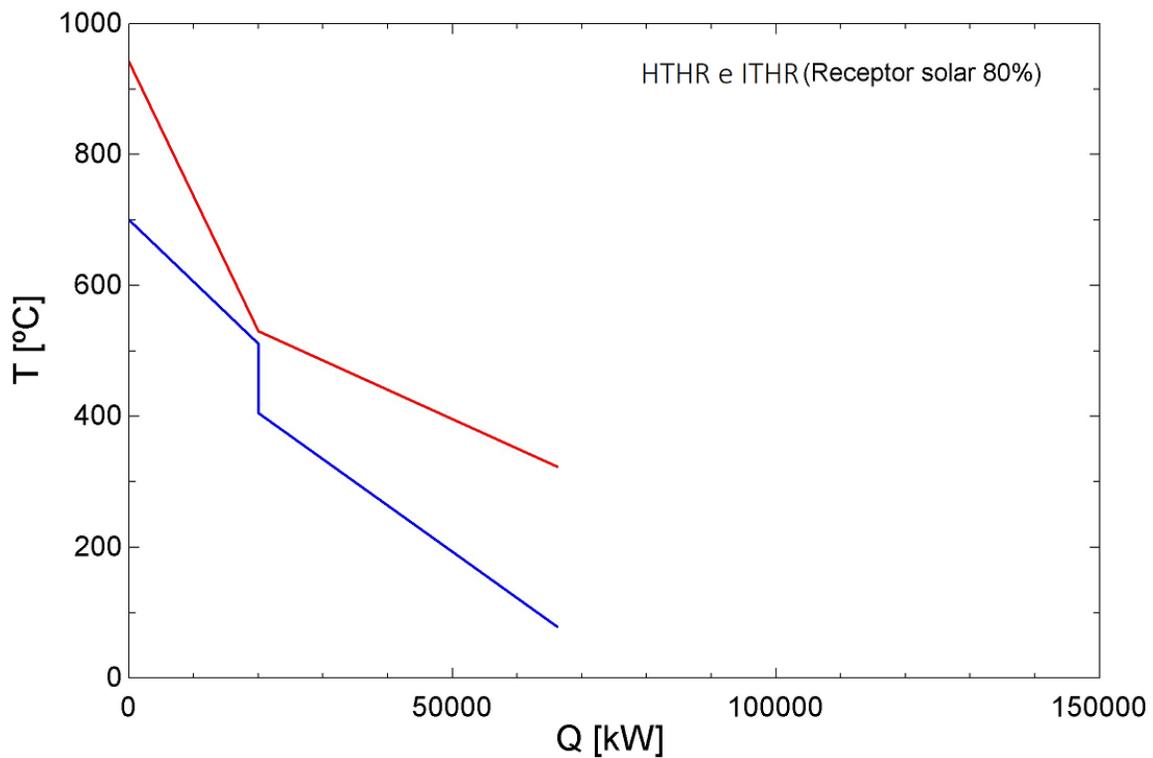


Figura 59: Intercambiadores HTHR e ITHR bajo una carga del receptor solar del 80 %.

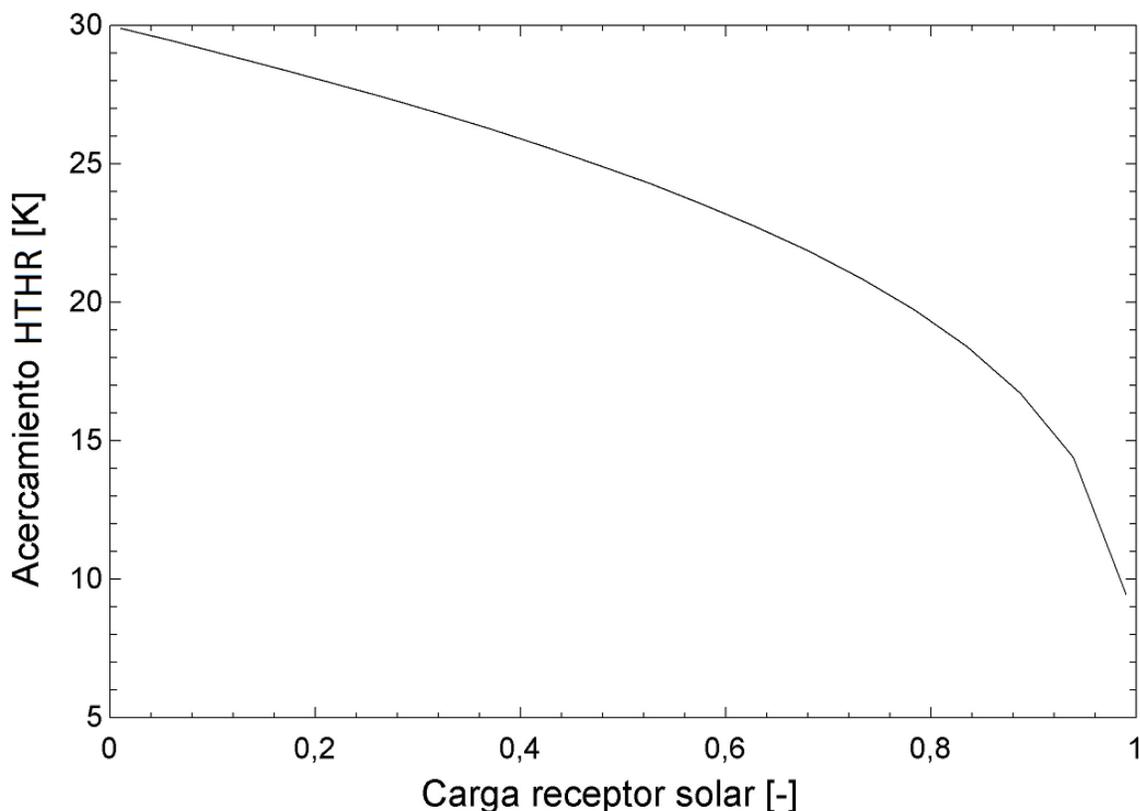


Figura 60: Acercamiento del intercambiador HTHR en función de la carga del receptor solar.

Finalmente, la Figura 61 muestra cómo varían las temperaturas de salida del recuperador de la turbina de gas y del intercambiador HTHR, demostrando que, a medida que aumenta la carga del receptor, el recuperador intensifica la cantidad de energía intercambiada al poseer un mayor flujo másico por parte de la corriente caliente y, consiguientemente, incrementa la temperatura del aire a su salida. En cambio, en el caso del intercambiador HTHR ocurre lo contrario, a medida que aumenta la carga del receptor, la temperatura a su salida va decreciendo al disminuir el flujo másico de la corriente caliente y, como resultado, la cantidad de calor intercambiada disminuye.

En la Figura 61 se puede apreciar también que el intercambiador ITHR es el que sufre menos variaciones cuando se comparan los casos límite, ya que, al ser su temperatura de entrada prácticamente idéntica, bajo tanto la condición de carga máxima por parte del receptor solar, como bajo carga mínima, la cantidad de calor que intercambia no sufre variaciones. Como particularidad, este intercambiador posee su mínima eficiencia cuando la carga del receptor solar se encuentra alrededor del 50 %, ya que, al ser mínima su temperatura de entrada, también lo será la de salida.

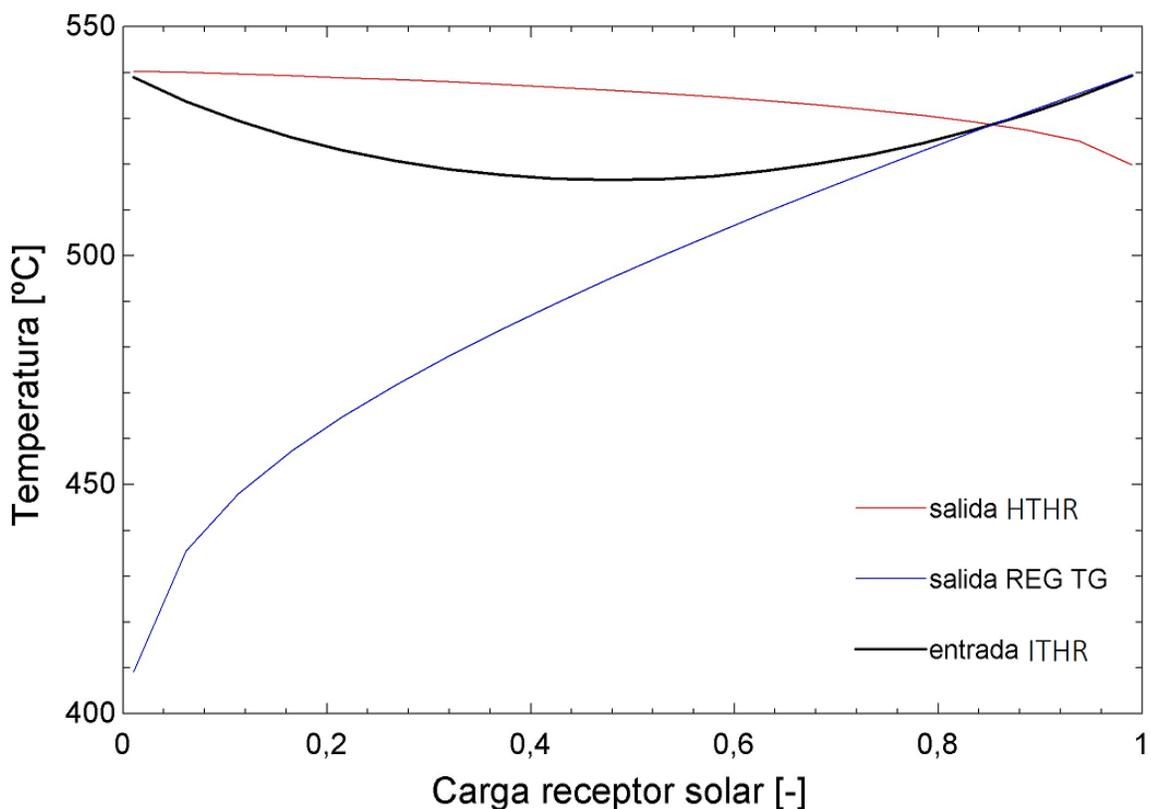


Figura 61: Temperatura de salida de los elementos afectados por la carga del receptor solar en función de la misma.

4.1.2. Variaciones del funcionamiento de los elementos del ciclo de CO₂ en función de la carga del receptor solar

Para facilitar su diseño y construcción, el ciclo de CO₂ ha sido dividido en dos unidades gemelas, por tanto, todos los elementos de este ciclo se encontrarán duplicados, con la única excepción del intercambiador de media temperatura de CO₂-CO₂, que, al intercambiar calor a una pequeña parte del flujo másico, solamente se conectará a una de las corrientes, volviendo a unir los flujos de ambos ciclos antes de su paso por los intercambiadores HTR.

En referencia al flujo másico del ciclo de CO₂, la Figura 62 muestra como varía según la carga del receptor solar, siendo este máximo cuando la carga es inexistente y mínimo cuando su capacidad ronda el 80 %. Además, cabe destacar que cuando la capacidad de carga supera el 90 % se produce un aumento en la necesidad de flujo másico por parte de la planta de CO₂. No obstante, para el dimensionamiento de todos los elementos del ciclo se ha escogido utilizar el caso más desfavorable, es decir, el de mayor flujo másico (443,9 kg/s).

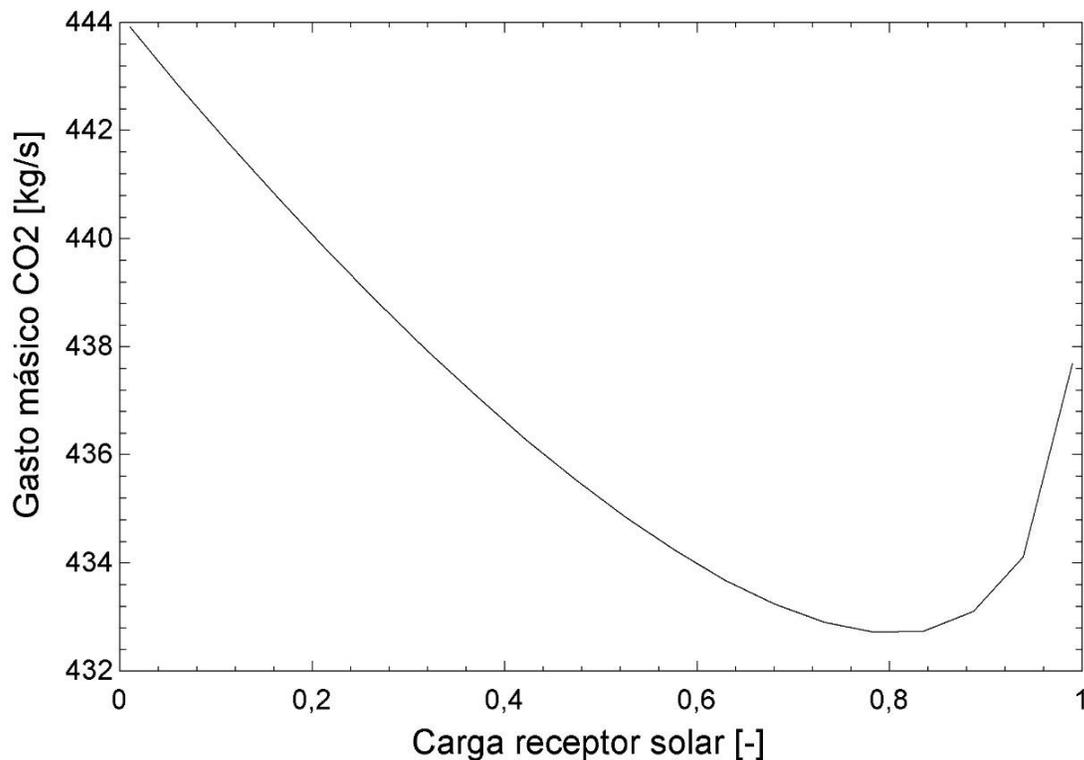


Figura 62: Flujo másico de CO₂ en función de la carga del receptor solar.

El elemento interno del ciclo de CO₂ que sufre mayores variaciones en su punto de trabajo debido a la carga del receptor solar son los intercambiadores HTR. El ciclo de CO₂ posee dos intercambiadores HTR que trabajan de manera simultánea, pero con la cantidad de flujo másico inversa, es decir, si el intercambiador HTR del receptor solar posee un 80 % del flujo másico, el intercambiador HTR del ciclo de gas poseerá el 20% restante. La Figura 63 y la Figura 64 se encuentran referidas al intercambiador HTR encontrado tras el intercambiador HTHR, en otras palabras, el del ciclo de gas.

Otra característica destacable de estos intercambiadores es que, a diferencia del recuperador de la turbina de gas, cuando varía la carga del receptor solar no afecta únicamente a un flujo, sino a ambos. Por lo tanto, el acercamiento entre los dos flujos, caliente y frío, se mantiene aproximadamente constante en todo momento.

La Figura 63 demuestra que, cuando el flujo másico que transcurre por el intercambiador es elevado (un 80 % del flujo másico total en este caso), la cantidad de potencia intercambiada es también muy elevada, concretamente en este caso de 110 MW. Por otra parte, la Figura 64, referida a una cantidad de flujo másico pequeña (del 20 %), provoca que la potencia intercambiada por parte del intercambiador sea muy inferior respecto al caso anterior (del orden de 27 MW). Además, como se ha

comentado previamente, al ser ambos flujos másicos similares, se puede observar como el acercamiento del intercambiador apenas varía.

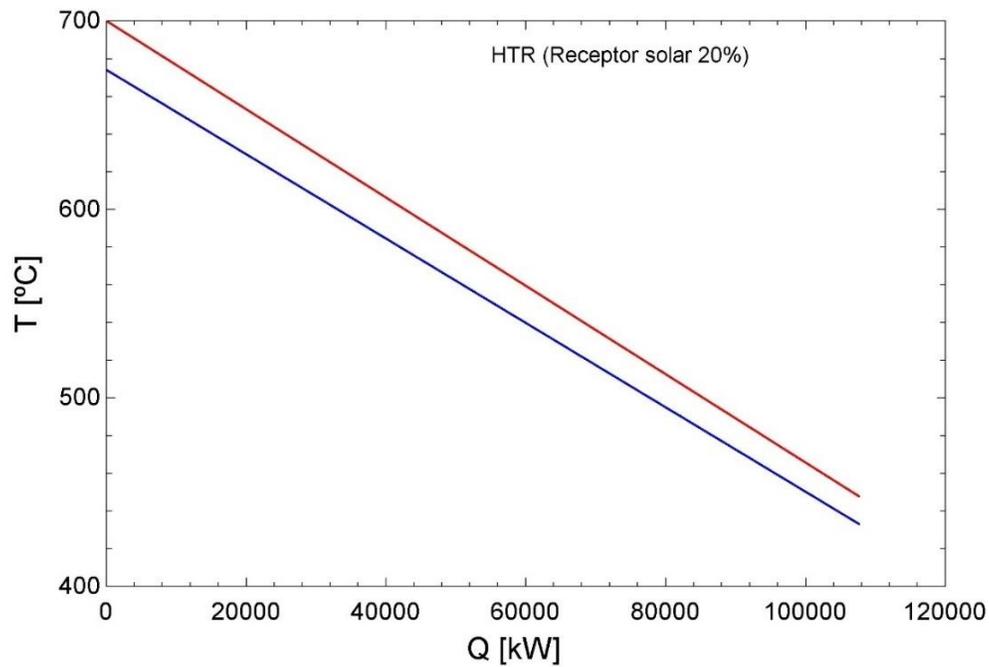


Figura 63: Intercambiador HTR (gas) bajo una carga del receptor solar del 20 %.

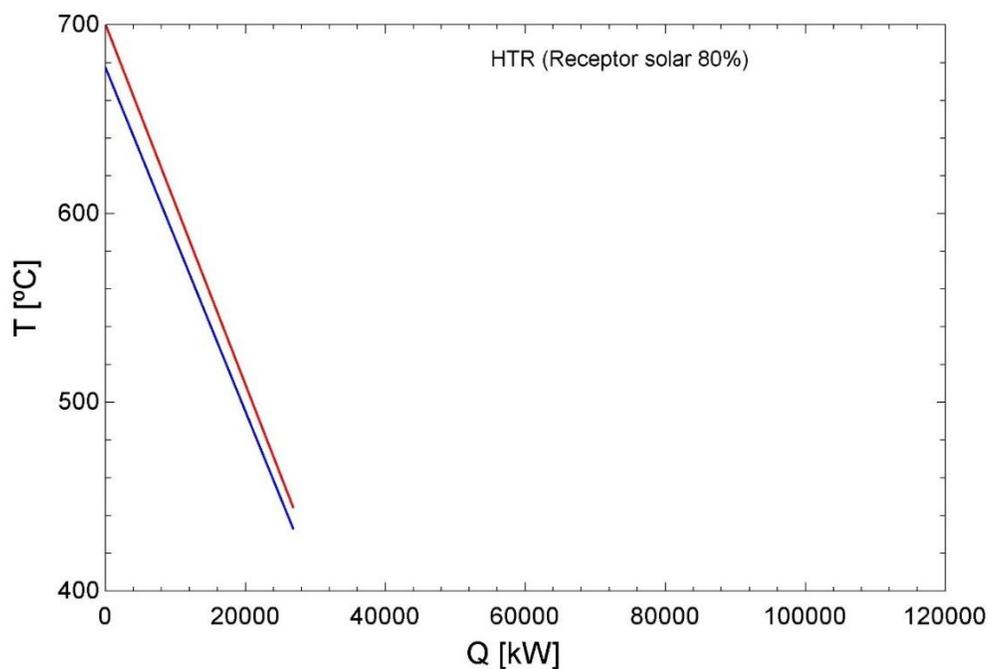


Figura 64: Intercambiador HTR (gas) bajo una carga del receptor solar del 80 %.

4.1.3. Variaciones del funcionamiento de los elementos del ciclo ORC en función de la carga del receptor solar

El ciclo ORC es en el que se producen menos variaciones debido a la carga del receptor solar, ya que, la principal variación que posee es su temperatura de entrada. La temperatura se encuentra directamente relacionada con la temperatura de entrada del intercambiador ITHR (Figura 61), por lo que, al igual que ocurre con este, posee su mínimo cuando la carga del receptor solar es aproximadamente del 50 % y su máximo cuando el receptor opera en sus extremos, lo que provoca que la eficiencia del ciclo ORC decrezca ligeramente cuando se encuentra bajo la primera condición de funcionamiento mencionada. Finalmente, el punto más característico a analizar de la Figura 65 es la temperatura de escape de los gases de la caldera del ORC, es decir, los provenientes de la turbina de gas. Como se comentó en los apartados anteriores, para evitar posibles problemas relacionados con la corrosión (condensación de productos ácidos) lo ideal es que la temperatura de dichos gases no decrezca por debajo de 100 °C. No obstante, de cara a maximizar la eficiencia del ciclo, se ha permitido que la temperatura de estos gases decrezca hasta los 95 °C para el rango de carga de receptor desde el 25 % hasta el 75 %, ya que el ciclo combinado funcionará la mayor parte del tiempo fuera de este rango, donde los gases alcanzarán temperaturas de hasta 114 °C (en el caso de carga nula).

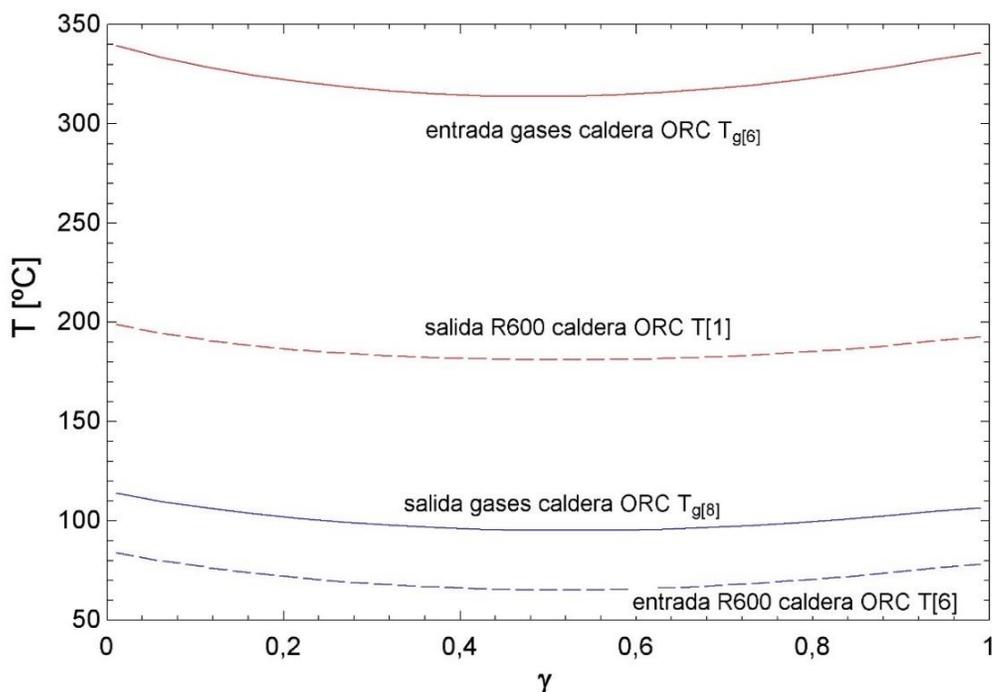


Figura 65: Temperatura de funcionamiento de los elementos del ciclo ORC en función de la carga del receptor solar.

4.2. Intercambiadores

Los intercambiadores han sido diseñados para hacer frente al punto de trabajo que les produzca una mayor carga. Por tanto, para algunos de los puntos de operación comentados en el apartado anterior, estos intercambiadores se encontrarán sobredimensionados.

En primer lugar, en la Tabla 1 se encuentran los intercambiadores de flujo cruzado. Como es normal, el intercambiador HTHR es el que posee un mayor intercambio de calor, ya que, de los tres intercambiadores, por este es por donde circula el fluido a mayor temperatura. Consiguientemente, este intercambiador es también el que posee mayores dimensiones. No obstante, debido a que el ciclo de S-CO₂ ha sido dividido en dos unidades gemelas, este intercambiador ha sido separado en dos unidades de idénticas dimensiones (Tabla 2).

Dentro de los intercambiadores de flujo cruzado, el que posee menor tamaño es el ITHR, ya que la cantidad de CO₂ que circula por su interior es muy inferior al del HTHR. Además, aunque la temperatura del aire de entrada sea superior en comparación con el LTHR su potencia es inferior, ya que este intercambiador no necesita transferir al ciclo de CO₂ tanto calor como el LTHR al ciclo ORC.

Tabla 1: Dimensiones de los intercambiadores de flujo cruzado.

Intercambiadores Flujo cruzado		
HTHR	Potencia [MW]	93,3
	Altura [m]	12,31
	Anchura [m]	3,25
	Longitud [m]	0,50
	Volumen [m ³]	20,12
	nº tubos	12300
ITHR	Potencia [MW]	43,3
	Altura [m]	5,27
	Anchura [m]	4,75
	Longitud [m]	0,32
	Volumen [m ³]	7,89
	nº tubos	3300
LTHR	Potencia [MW]	46,8
	Altura [m]	4,57
	Anchura [m]	6,35
	Longitud [m]	0,63
	Volumen [m ³]	18,22
	nº tubos	5700

Tabla 2: Intercambiador HTHR dividido en dos unidades gemelas.

2xHTHR	Potencia [MW]	46,6
	Altura [m]	6,16
	Anchura [m]	3,25
	Longitud [m]	0,50
	Volumen [m ³]	10,1
	nº tubos	6150,0

En segundo lugar, la Tabla 3 muestra las dimensiones y potencia del intercambiador de placas con aletas, es decir, el regenerador de la turbina de gas. Debido a que el aire representa ambos fluidos de trabajo del intercambiador, su volumen es muy superior al resto de intercambiadores de la planta que no producen un cambio de fase en su interior.

Tabla 3: Dimensiones del intercambiador de placas con aletas.

Intercambiador de placas con aletas		
Regenerador TG	Potencia [MW]	90,3
	Altura [m]	5,23
	Anchura [m]	2,05
	Longitud [m]	11,08
	Volumen [m ³]	119
	nº placas	445

En tercer lugar, en la Tabla 4 se observan las características del intercambiador de carcasa y tubos, el encargado de condensar el fluido R-600. Los fluidos que transcurrirán por su interior serán el agua (como refrigerante) y el R-600, en estado gaseoso a la entrada y en estado líquido a la salida.

Tabla 4: Dimensiones del intercambiador de carcasa y tubos.

Intercambiador de carcasa y tubos		
Condensador ORC	Potencia [MW]	37,4
	Diámetro carcasa [m]	5,91
	Longitud [m]	10,39
	Volumen [m ³]	284,83
	nº tubos	35000

Finalmente, en la Tabla 5 se muestran las dimensiones de los intercambiadores PCHE, los cuales poseen como restricciones constructivas su longitud, la cual no puede ser superior a 8,5 m (14 módulos) y su altura (1,5 m). Por lo tanto, es necesario dividirlos en diferentes secciones para que el intercambio de calor se produzca de manera

óptima. Al igual que ocurría con el intercambiador HTHR, los intercambiadores HTR, LTR y PC han sido divididos en dos unidades gemelas, una para cada uno de los ciclos de CO₂ supercrítico (Tabla 6). Las Figuras desde la 66 hasta la 70 muestran como estarán contruidos estos intercambiadores.

Tabla 5: Dimensiones de los intercambiadores PCHE.

Intercambiadores PCHE		
HTR	Potencia [MW]	133,4
	Altura [m]	1,78
	Anchura [m]	0,6
	Longitud [m]	12,62
	Volumen [m ³]	13,42
	nº módulos	22
LTR	Potencia [MW]	197,6
	Altura [m]	4,49
	Anchura [m]	0,6
	Longitud [m]	15,03
	Volumen [m ³]	40,5
	nº módulos	26
PC	Potencia [MW]	77,0
	Altura [m]	0,49
	Anchura [m]	0,6
	Longitud [m]	8,50
	Volumen [m ³]	2,24
	nº módulos	15
Regenerador ORC	Potencia [MW]	12,6
	Altura [m]	0,97
	Anchura [m]	0,6
	Longitud [m]	8,76
	Volumen [m ³]	5,09
	nº módulos	15
Ciclo Loop: Intercambiador CO ₂ -CO ₂	Potencia [MW]	47,0
	Altura [m]	4,44
	Anchura [m]	0,6
	Longitud [m]	3,94
	Volumen [m ³]	10,49
	nº módulos	7

Tabla 6: Intercambiadores HTR, LTR y PC divididos en dos unidades gemelas.

HTR	Potencia [MW]	66,7
	Altura [m]	1,78
	Anchura [m]	0,60
	Longitud [m]	6,31
	Volumen [m3]	13,42
	nº módulos	11
LTR	Potencia [MW]	98,783
	Altura [m]	4,50
	Anchura [m]	0,60
	Longitud [m]	7,50
	Volumen [m3]	40,5
	nº módulos	13
PC	Potencia [MW]	38,5
	Altura [m]	0,5
	Anchura [m]	0,60
	Longitud [m]	4,25
	Volumen [m3]	2,24
	nº módulos	7,5

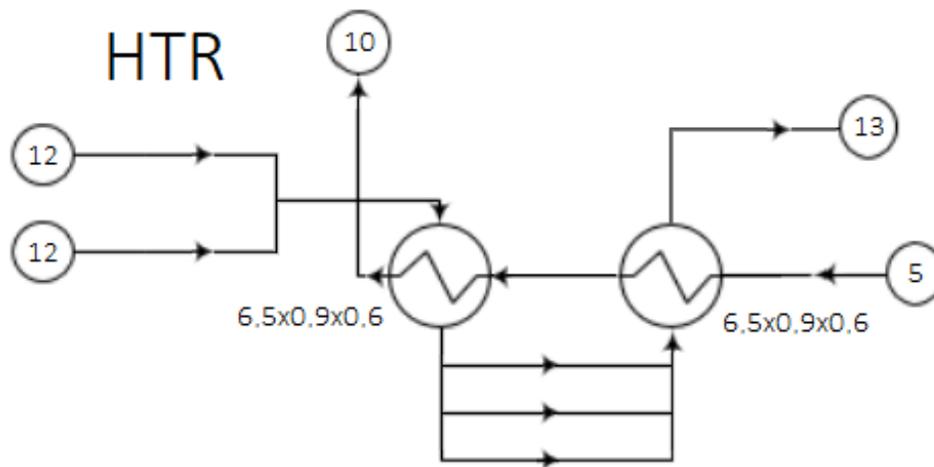


Figura 66: Diseño de una unidad del intercambiador HTR.

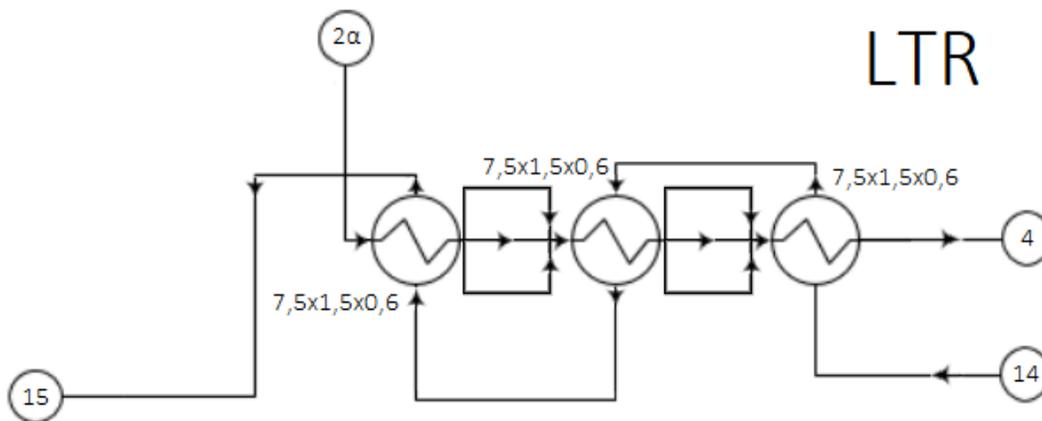


Figura 67: Diseño de una unidad del intercambiador LTR.

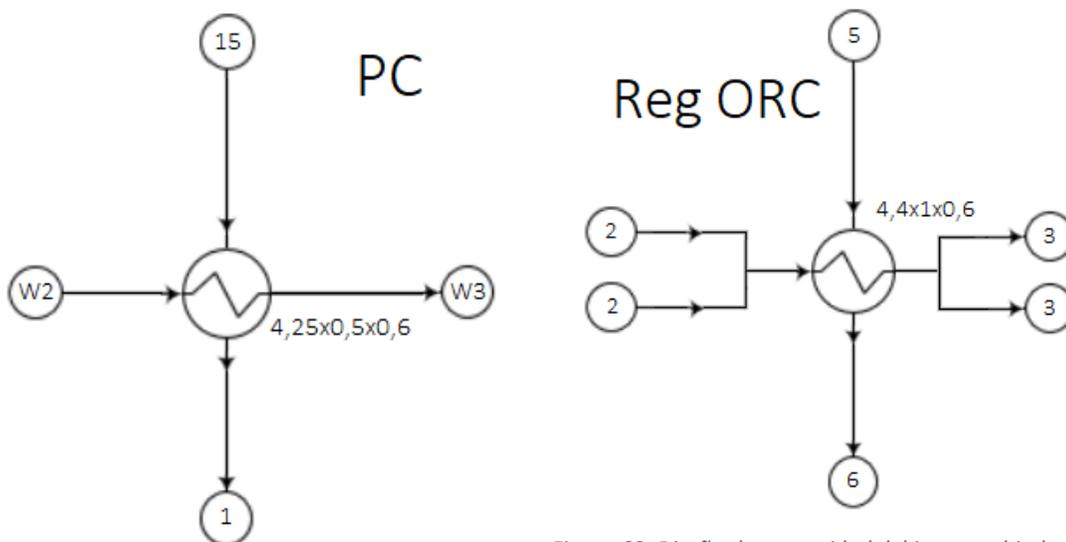


Figura 68: Diseño de una unidad del intercambiador PC.

Figura 69: Diseño de una unidad del intercambiador Reg ORC.

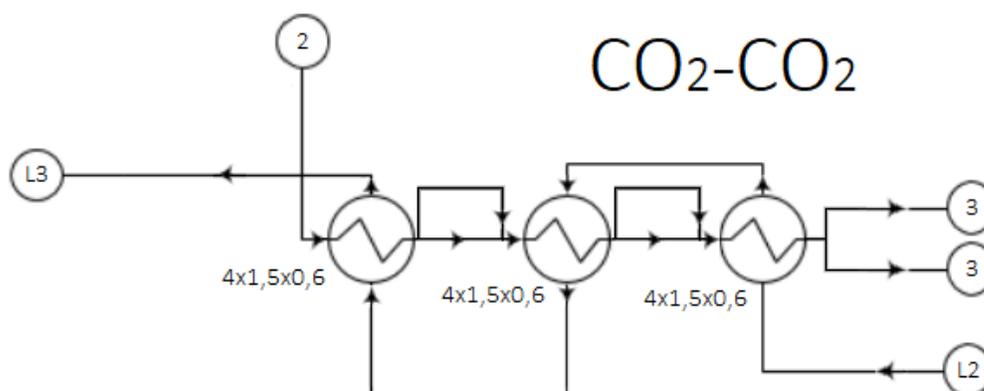


Figura 70: Diseño intercambiador CO₂-CO₂.

4.3. Turbomáquinas

Debido a que la planta está compuesta por 3 tipos de ciclos con sus respectivos fluidos (aire, CO₂ y R-600), se ha decidido utilizar una velocidad de sincronismo diferente para cada uno de los ciclos. Además, en todos los casos ambas turbomáquinas, compresor (o bomba en el caso del R-600) y turbina, se acoplarán a un mismo eje y, por lo tanto, poseerán la misma velocidad de giro.

Todas las turbinas que se utilizarán en la planta serán turbomáquinas axiales, al igual que el compresor del ciclo de gas. Por el contrario, el compresor del ciclo de S-CO₂ y la bomba del ciclo ORC serán turbomáquinas radiales. La Tabla 7 muestra los datos y características de funcionamiento de cada una de las turbomáquinas.

Tabla 7: Datos de condiciones de entrada y salida de las turbomáquinas.

Tipo de ciclo	Tipo de turbomáquina	T° entrada [°C]	P entrada [bar]	T° salida [°C]	P salida [bar]
Ciclo de gas	Turbina Axial	674,1	299,2	510,4	86,6
	Compresor Axial	35	85	72,55	300
Ciclo de CO ₂	Turbina Axial	1500	6,752	940,1	1
	Compresor Radial	15	1	257	6,752
Ciclo ORC	Turbina Axial	198,9	50	108,4	3,29
	Bomba Radial	35	3,29	39,43	50

Cabe destacar que, en el caso de los compresores, las etapas que poseen mayor velocidad específica son los que se encuentran al inicio, dado que el fluido posee menor densidad y, por tanto, su caudal es mayor. En las turbinas ocurre lo contrario, las primeras etapas son correspondientes a las que poseen mayor Ns, ya que, al ir

disminuyendo la temperatura y presión del fluido, la densidad del mismo también se ve reducida a la salida de cada etapa, lo que produce valores de N_s inferiores respecto a las etapas anteriores.

4.3.1. Ciclo de gas

El aire posee una densidad que varía de manera notable en función de la presión y la temperatura. Por tanto, de cara a establecer el número de etapas que poseerá la turbomáquina, se ha realizado un análisis en el que se tiene en cuenta su variación de densidad a la salida/entrada de cada una de las etapas. Además, es necesario optimizar el número de etapas de tal forma que el rendimiento de cada una de las turbomáquinas acopladas en serie se maximice, lo que obliga a limitar la velocidad específica dentro del intervalo de $N_s \in [0,6 - 1,2]$ para la turbina axial y $N_s \in [1,5 - 2,5]$ para el compresor axial [52].

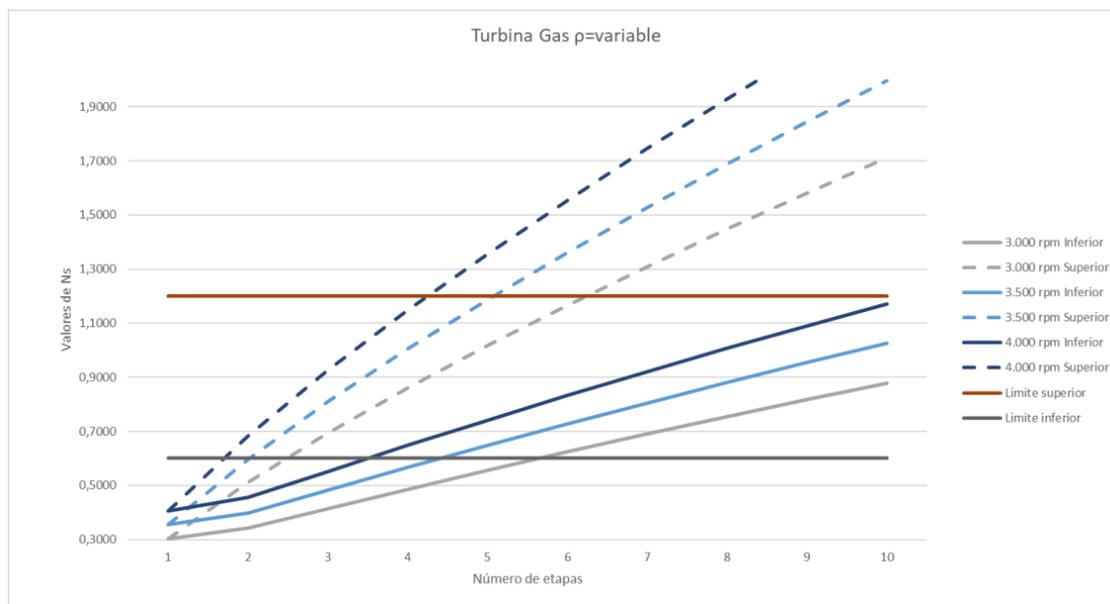


Figura 71: Variación del N_s en función del número de etapas de la turbina de gas.

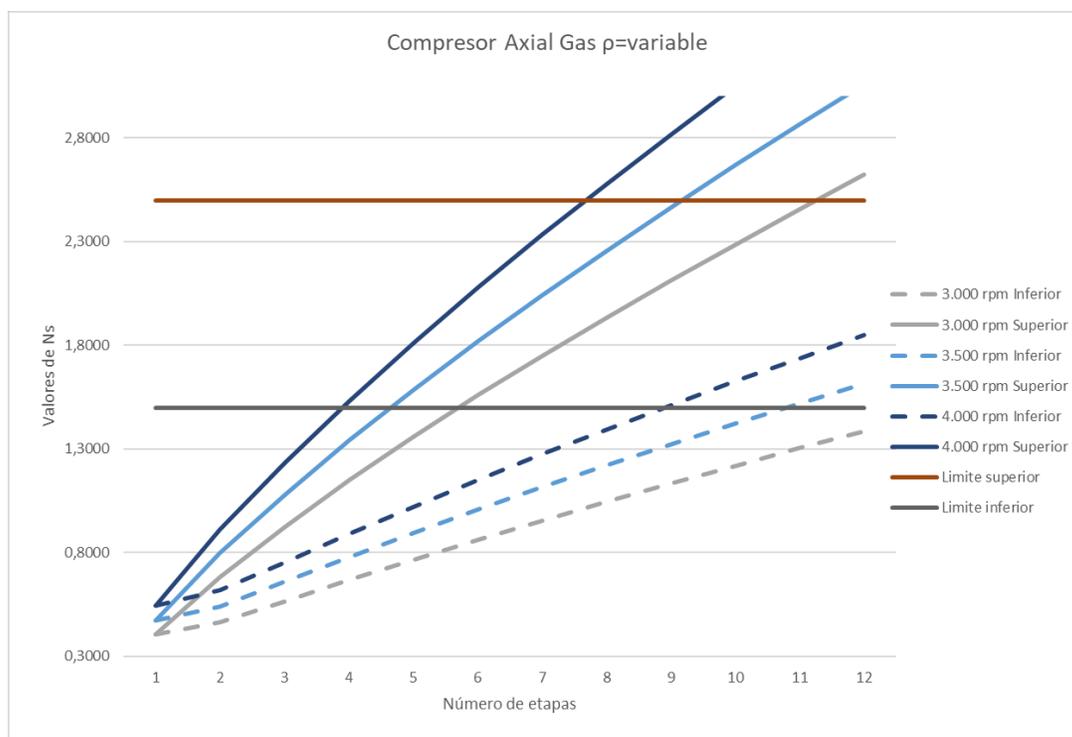


Figura 72: Variación del Ns en función del número de etapas del compresor de gas.

Observando la Figura 71 y la Figura 72, se ha decidido que la velocidad de giro de las turbomáquinas de gas sea de 3000 rpm, ya que esta es la velocidad de sincronismo del sistema eléctrico español. Consiguientemente, es necesario utilizar al menos 6 etapas para la turbina, ya que de esta manera todas las etapas se encuentran dentro de los límites marcados por el Ns, y 11 o 12 etapas para el compresor. Se ha decidido utilizar finalmente 11 etapas debido a que el rendimiento de los compresores axiales decrece en mayor medida al superar el límite superior que si no se llega a alcanzar el límite inferior (**¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**). Con todo ello se obtienen los resultados mostrados en la Tabla 8 y en la Tabla 9.

Tabla 8: Dimensionamiento de las etapas del compresor de gas.

Dimensionamiento de los compresores de gas				
	Velocidad de rotación [rpm]	η [-]	D [m]	u [m/s]
Etapa 1	3000	0,89	2,59	407,23
Etapa 2	3000	0,9	2,49	391,72
Etapa 3	3000	0,9	2,31	363,49
Etapa 4	3000	0,9	2,24	352,16
Etapa 5	3000	0,9	2,18	342,03
Etapa 6	3000	0,9	2,04	320,92
Etapa 7	3000	0,9	1,99	313,28
Etapa 8	3000	0,9	1,88	295,68
Etapa 9	3000	0,9	1,84	289,78

Etapa 10	3000	0,9	1,75	274,83
Etapa 11	3000	0,9	1,72	270,19

Tabla 9: Dimensionamiento de las etapas de la turbina de gas.

Dimensionamiento de las turbinas de gas				
	Velocidad de rotación [rpm]	η [-]	D [m]	u [m/s]
Etapa 1	3000	0,92	2,44	383,46
Etapa 2	3000	0,92	2,64	414,37
Etapa 3	3000	0,92	2,78	436,68
Etapa 4	3000	0,91	2,74	430,33
Etapa 5	3000	0,9	2,78	437,17
Etapa 6	3000	0,89	2,82	442,41

4.3.2. Ciclo de S-CO₂

Debido a que el CO₂ posee densidades muy elevadas en las zonas próximas a su punto crítico, en el caso del compresor, se ha decidido no tener en cuenta la variación de densidad entre etapas, ya que resulta insignificante. Por otra parte, la turbina, al poseer mayor temperatura y, consiguientemente, menor densidad, se ha analizado desde ambas perspectivas con el fin de optimizar su diseño, mostrando en la Figura 74 el caso sin variación de densidad entre etapas y en la Figura 75 el contrario.

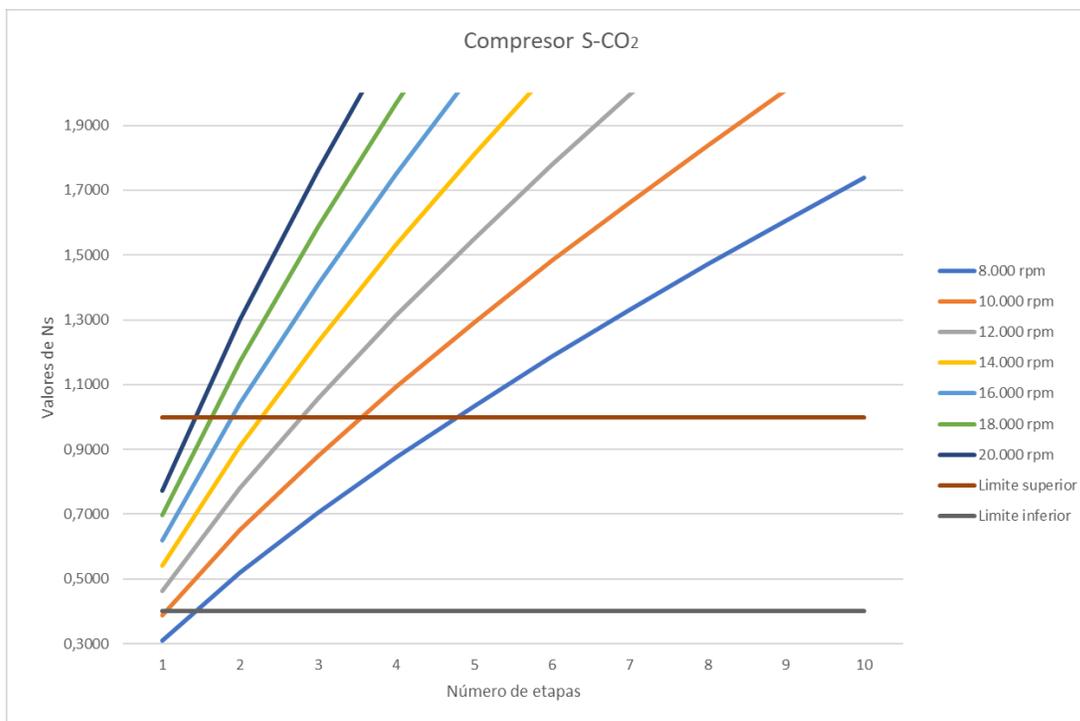


Figura 73: Variación del Ns en función del número de etapas del compresor de S-CO₂ con densidad constante.

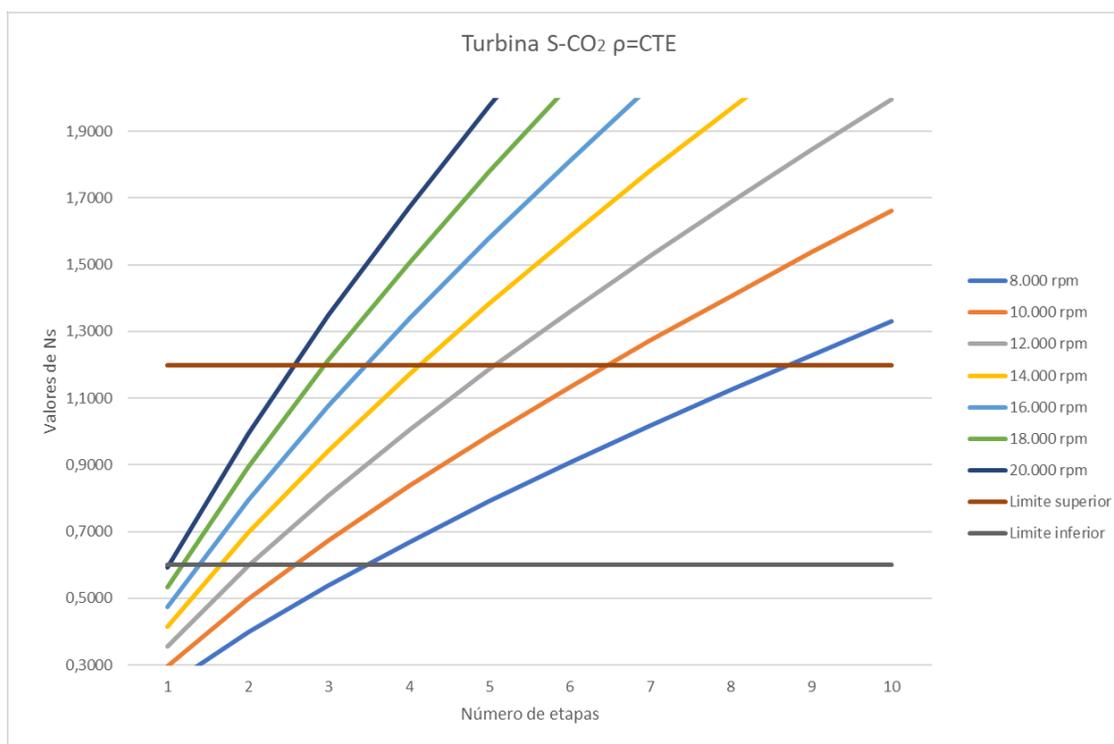


Figura 74: Variación del Ns en función del número de etapas de la turbina de S-CO₂ con densidad constante.

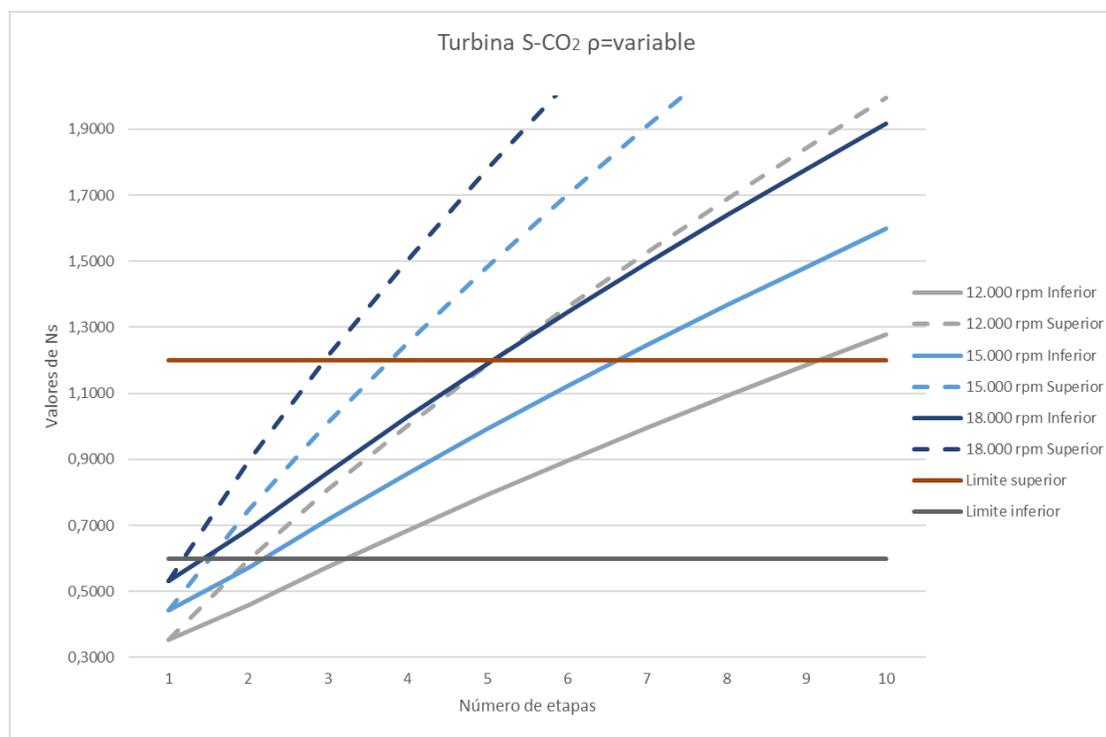


Figura 75: Variación del Ns en función del número de etapas de la turbina de S-CO₂ con densidad variable.

Como muestra la Figura 73, el compresor de CO₂, el cual es un compresor radial, se encuentra dentro de los límites del Ns establecidos en la Figura 49 para velocidades comprendidas desde 12000 rpm hasta 20000 rpm utilizando una única etapa. Por el contrario, la turbina se encuentra más limitada respecto a la velocidad que debe tener si se desea utilizar una única etapa, por lo que, con el fin de optimizar el rendimiento de la planta, se han decidido utilizar finalmente 2 etapas con una velocidad de rotación de 18000 rpm para ambas turbomáquinas.

Tabla 10: Dimensionamiento de las turbomáquinas de S-CO₂.

Dimensionamiento de las turbomáquinas de CO ₂				
	Velocidad de rotación [rpm]	η [-]	D [m]	u [m/s]
Compresor	18000	0,9	0,258	243,003
Turbina etapa 1	18000	0,92	0,399	376,028
Turbina etapa 2	18000	0,92	0,458	432,092

La Tabla 10 muestra el dimensionamiento de las turbomáquinas del ciclo de CO₂. En ella se puede observar que los rendimientos de todas las turbomáquinas se encuentran por encima del 90% (92% en el caso de las turbinas) y que en ningún caso se supera el límite de 450 m/s establecido como límite para la fuerza centrífuga.

4.3.3. Ciclo ORC

Al igual que en los casos anteriores, el número de etapas de la turbina ha sido calculado a través del criterio de densidad variable. No obstante, para la bomba, al encontrarse el fluido en estado líquido y, por lo tanto, ser un fluido incompresible, no ha sido necesario aplicar este criterio. Con ello se obtienen las gráficas mostradas en la Figura 76 y en la Figura 77.

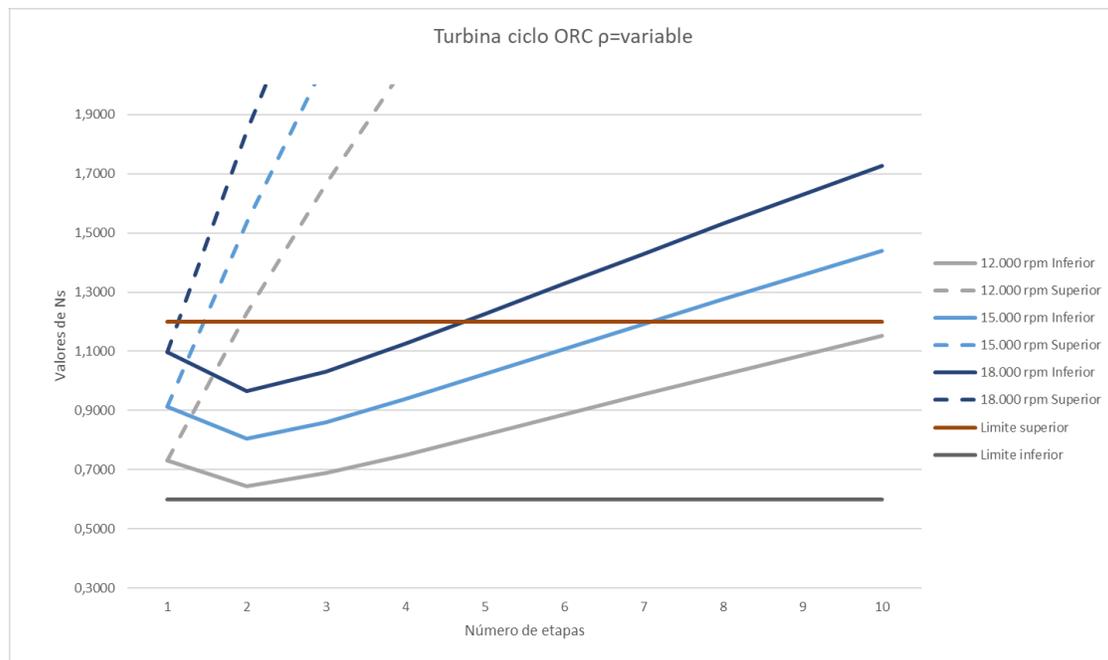


Figura 76: Variación del N_s en función del número de etapas de la turbina del ciclo ORC.

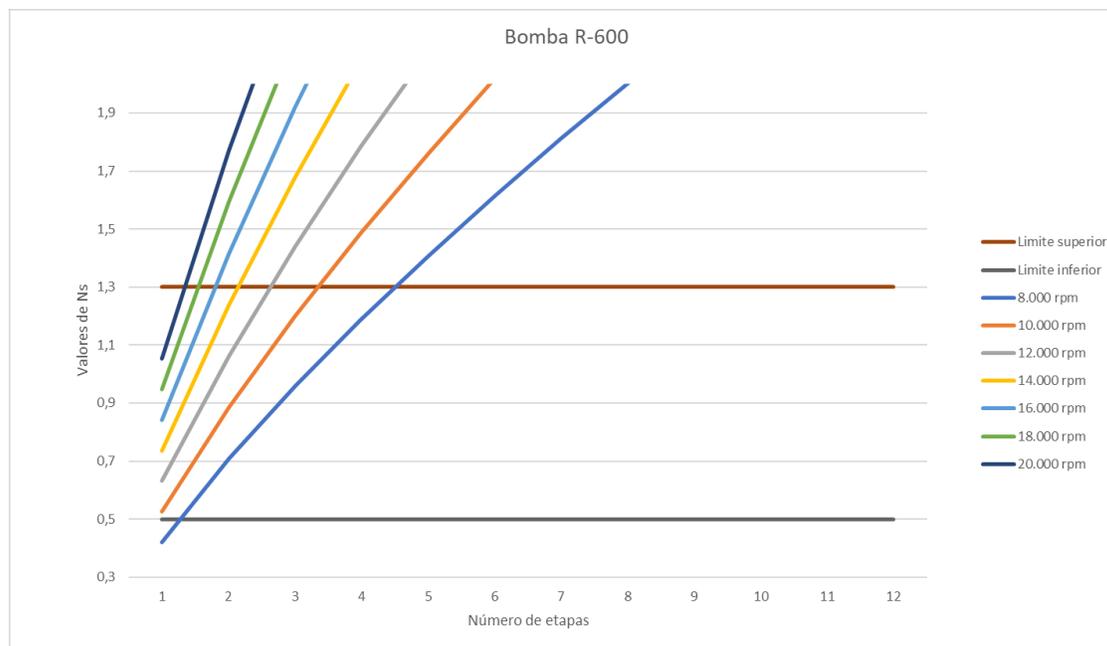


Figura 77: Variación del Ns en función del número de etapas de la bomba del ciclo ORC.

En ambas gráficas se puede observar que para velocidades de rotación comprendidas entre 12000 rpm y 18000 rpm ambas turbomáquinas se encuentran dentro de los límites establecidos y que, además, solamente se necesita una única etapa para cada una de ellas. Por lo que finalmente se ha escogido una velocidad de rotación de 12000 rpm de tal forma que se minimiza la fuerza centrífuga que deben soportar las turbomáquinas.

Tabla 11: Dimensionamiento de las turbomáquinas del ciclo ORC.

Dimensionamiento de las turbomáquinas del ciclo ORC.				
	Velocidad de rotación [rpm]	η [-]	D [m]	u [m/s]
Turbina	12000	0,92	0,68	425,33
Bomba	12000	0,9	0,18	114,90

La Tabla 11 muestra los rendimientos y dimensiones del rodete de ambas turbomáquinas. Además, se puede comprobar que en ambos casos no se llega a superar el valor máximo de 450 m/s.

4.4. Tuberías

Las Tablas de la 12 a la 15 muestran las dimensiones de las tuberías utilizadas para el ciclo combinado. Cabe destacar que en el caso del ciclo de CO₂, del ciclo ORC y del agua todas las tuberías se encuentran normalizadas, mientras que, en el ciclo de gas,

debido a la elevada viscosidad del aire y a su baja densidad, no han sido normalizadas, ya que no existen tuberías normalizadas de ese tamaño, y, en su lugar, se usarán unas con las dimensiones establecidas en la Tabla 13. Finalmente, cabe destacar que en el punto 3 de las tuberías de aire, salida de la cámara de combustión y entrada de la turbina, no es necesario dimensionar ninguna tubería ya que ambos componentes se encuentran directamente acoplados entre sí.

Tabla 12: Dimensionamiento de las tuberías de CO₂.

S-CO2				
Punto	nºpipes	DN	schedule	Normalizada
1	2	350,00	20	SI
2	1	200,00	80	SI
2_alpha	2	250,00	80	SI
3	2	200,00	80	SI
4	2	350,00	80	SI
5	2	400,00	100	SI
6	2	450,00	120	SI
7	2	550,00	20	SI
8	4	450,00	40	SI
9	2	550,00	20	SI
10	2	450,00	140	SI
11	2	450,00	120	SI
12	4	450,00	40	SI
13	2	550,00	20	SI
14	2	550,00	20	SI
15	2	450,00	20	SI
L1	1	350,00	20	SI
L2	1	450,00	20	SI
L3	1	400,00	20	SI

Tabla 13: Dimensionamiento de las tuberías de aire.

Aire				
Puntos	nºpipes	Do(mm)	t(mm)	Normalizada
1	1	2400,00	1,00	NO
2	1	1300,00	2,00	NO
3	---	---	---	---
4	2	2800,00	2,00	NO
5	2	2300,00	1,00	NO
5p	2	2300,00	1,00	NO
5m	2	2300,00	1,00	NO

6	2	2100,00	1,00	NO
7	2	1000,00	3,00	NO
8	2	1900,00	1,00	NO

Tabla 14: Dimensionamiento de las tuberías de R-600.

R-600				
Puntos	nºpipes	DN	schedule	Normalizada
1	1	400,00	20	SI
2	4	650,00	STD	SI
3	4	650,00	STD	SI
4	1	500,00	20	SI
5	1	300,00	20	SI
6	1	300,00	20	SI

Tabla 15: Dimensionamiento de las tuberías de agua.

Agua				
Puntos	nº pipes	DN	schedule	Normalizada
PC_1	6	400	20	SI
PC_2	6	400	20	SI
PC_3	6	400	20	SI
C_ORC_1	1	700	20	SI
C_ORC_2	1	700	20	SI
C_ORC_3	1	700	20	SI

Las Figuras de la 78 a la 83 muestran los diagramas de los ciclos con la indicación del número de tuberías, su diámetro nominal y su espesor. Para el ciclo de CO₂ y para las tuberías que conectan a los intercambiadores del ciclo de gas con este, se les ha otorgado un número par de tuberías ya que el ciclo de dióxido de carbono se ha dividido en dos unidades gemelas.

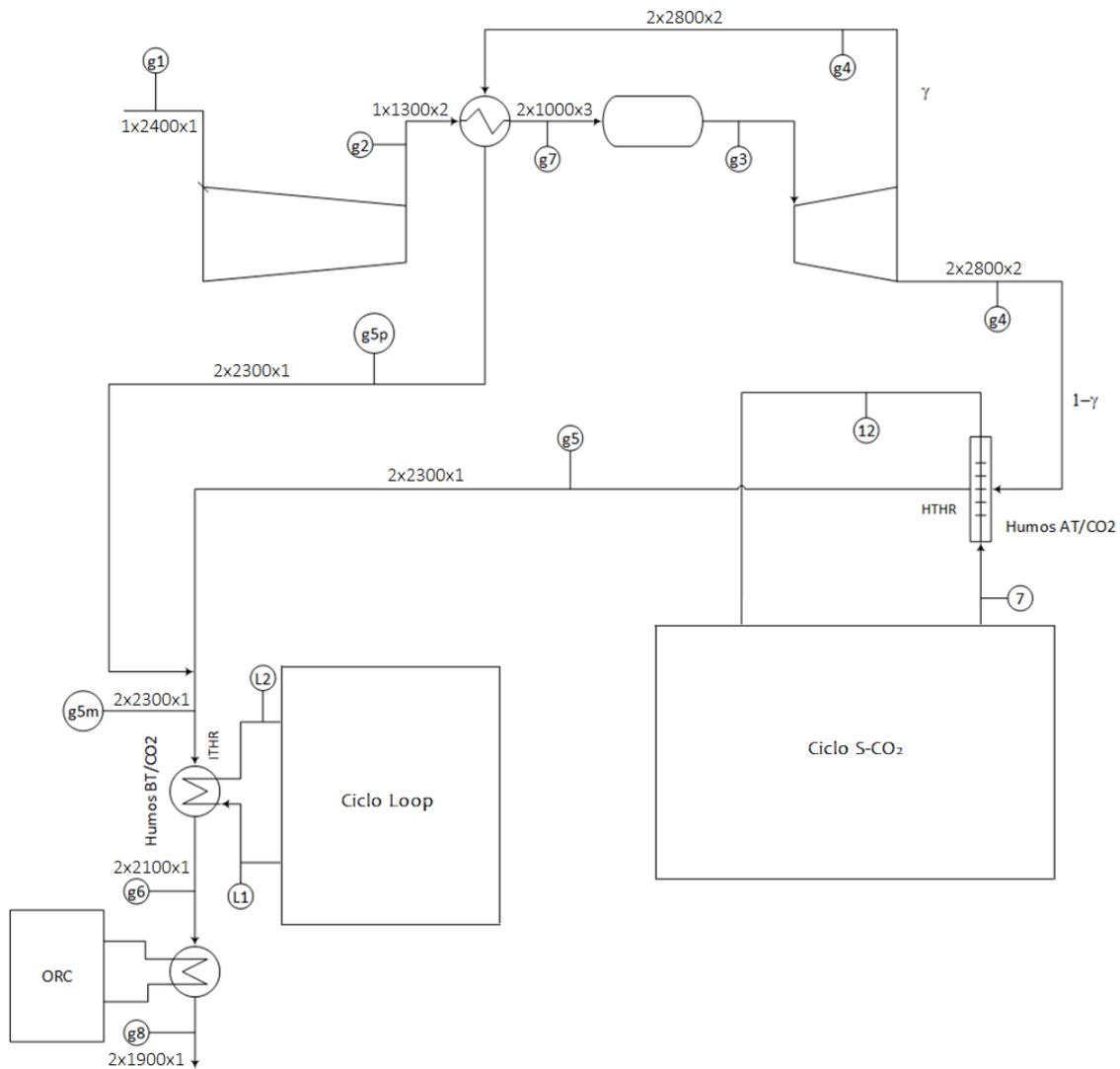


Figura 78: Diagrama del ciclo de gas con el diseño de tuberías.

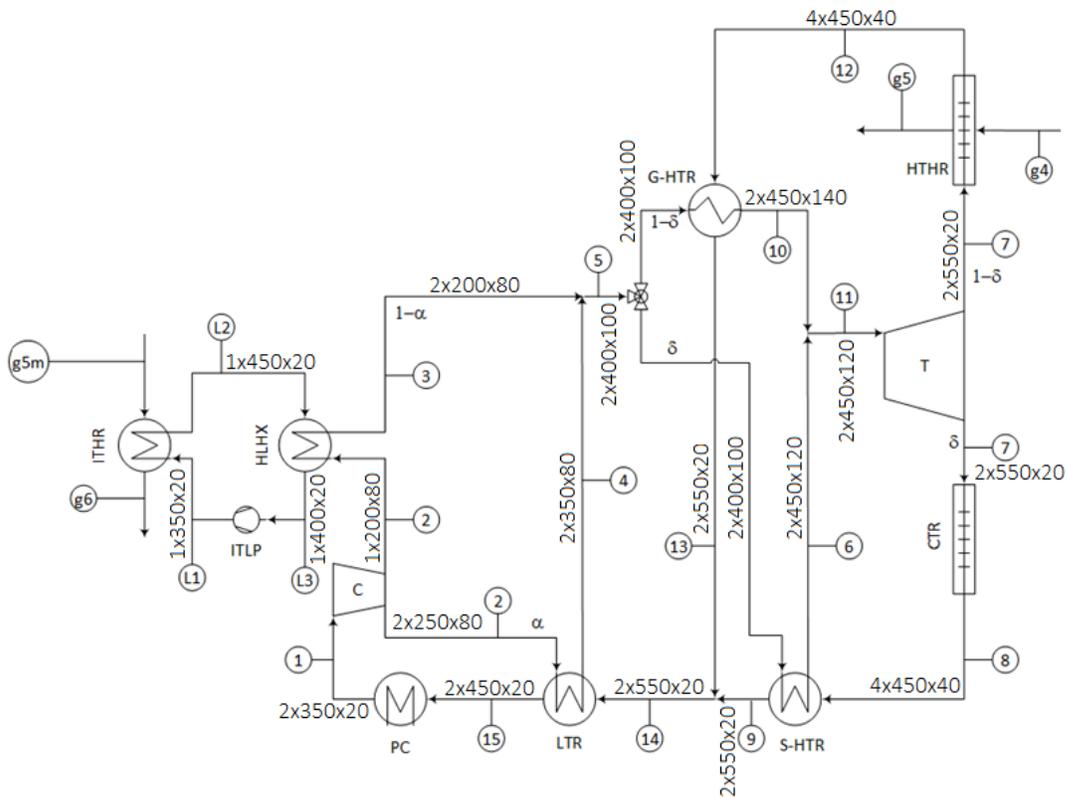


Figura 79: Diagrama del ciclo de CO₂ con tuberías.

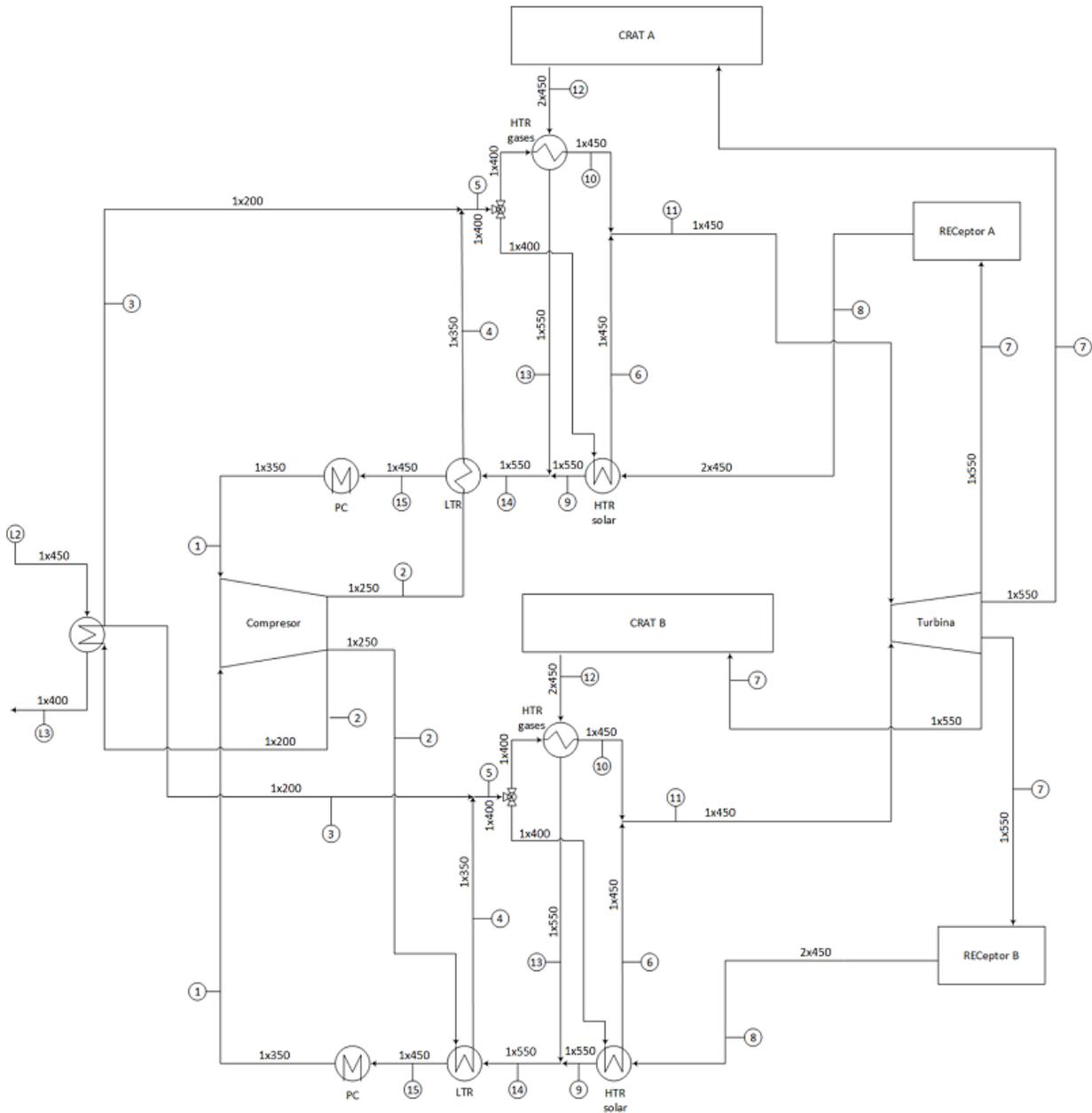


Figura 80: Diagrama del ciclo de CO₂ dividido en dos ciclos paralelos con tuberías.

5. Referencias

- [1] J. G. Navarro, «Rusia vende a Europa el 78% de sus exportaciones de gas y el 53% de las de petróleo.,» BP Statistical Review of World Energy, 09 03 2022. [En línea]. Available: https://www.abc.es/economia/abci-rusia-vende-europa-78-por-ciento-exportaciones-y-53-por-ciento-petroleo-202203011921_noticia.html?ref=https%3A%2F%2Fwww.abc.es%2Feconomia%2Fabci-rusia-vende-europa-78-por-ciento-exportaciones-y-53-por-ciento-petroleo-20220. [Último acceso: 18 04 2022].
- [2] G. R. Eléctrica., «Estructura de la generación por tecnologías.,» Red Eléctrica de España., 2021. [En línea]. Available: <https://www.ree.es/es/datos/generacion/estructura-generacion>. [Último acceso: 18 04 2022].
- [3] G. R. Eléctrica, «Componentes del precio final y energía del cierre.,» Red Eléctrica de España, 18 04 2022. [En línea]. Available: <https://www.ree.es/es/datos/mercados/componentes-precio-energia-cierre-desglose>. [Último acceso: 18 04 2022].
- [4] G. d. España, «El Gobierno aprueba la Estrategia de Descarbonización a Largo Plazo, que marca la senda para alcanzar la neutralidad climática a 2050.,» Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico, 03 11 2020. [En línea]. Available: <https://www.miteco.gob.es/es/prensa/ultimas-noticias/el-gobierno-aprueba-la-estrategia-de-descarbonizaci%C3%B3n-a-largo-plazo-que-marca-la-senda-para-alcanzar-la-neutralidad-clim%C3%A1tica-a-2050/tcm:30-516141>. [Último acceso: 21 04 2022].
- [5] J. I. Linares, Cogeneración, renovables y ciclos de potencia avanzados, Madrid: Universidad Pontificia de Comillas, 2021.
- [6] R. Roca, «Nuevo ‘boom’ por el almacenamiento en España.,» El periódico de la energía, 21 12 2021. [En línea]. Available: <https://elperiodicodelaenergia.com/nuevo-boom-por-el-almacenamiento-en-espana-se-presentan-solo-durante-2021-mas-de-20-proyectos-de-centrales-de-bombeo-con-85-gw-de-capacidad/#:~:text=Actualmente%2C%20Espa%C3%B1a%20cuenta%20con%203.331,Espa%C3%B1a%20en%20>. [Último acceso: 21 04 2022].
- [7] Expansión, «España - Consumo de electricidad.,» Expansión, [En línea]. Available: <https://datosmacro.expansion.com/energia-y-medio-ambiente/electricidad->

- consumo/espana. [Último acceso: 21 04 2022].
- [8] J. T. Fernández, «La Comisión Europea propone considerar sostenible la energía nuclear y el gas,» *El Nacional*, 02 01 2022. [En línea]. Available: https://www.elnacional.cat/es/politica/comision-europea-propone-considerar-sostenible-energia-nuclear-gas_689576_102.html. [Último acceso: 21 04 2022].
- [9] J. I. Linares, *Centrales Térmicas*, Madrid: Universidad Pontificia de Comillas, 2021.
- [10] B. & Wilcox, «Steam, its generation and use,» 1992. [En línea]. Available: https://www.academia.edu/41737816/Steam_its_generation_and_use_Edition. [Último acceso: 08 05 2022].
- [11] R. O. Anaya, A. D. A. Rodríguez y A. S. Cano, *Optimización exergética de ciclos Brayton de CO2 supercrítico integrados con receptores solares centrales.*, México, 2021.
- [12] E. G. Feher, *The supercritical thermodynamic power cycle*, Energy Conversion, 1968.
- [13] G. Angelino, «Carbon Dioxide Condensation Cycles For Power Production,» *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 07 1968. [En línea]. Available: <https://asmedigitalcollection.asme.org/gasturbinespower/article-abstract/90/3/287/405421/Carbon-Dioxide-Condensation-Cycles-For-Power?redirectedFrom=fulltext>. [Último acceso: 25 05 2022].
- [14] IDAE, «Situación y potencial de generación de biogás, estudio técnico per 2011-2020,» Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, [En línea]. Available: https://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_11227_e16_biogas_db43a675.pdf. [Último acceso: 14 05 2022].
- [15] IDAE, «Biomasa,» Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, [En línea]. Available: <https://www.idae.es/tecnologias/energias-renovables/uso-termico/biomasa>. [Último acceso: 2022 05 16].
- [16] R. L. Jaén, L. G. Faure, L. O. Ruiz, J. P. Rodríguez y D. R. Suarez, «Gasificación de biomasa para la generación de electricidad con motores de combustión interna,» Universidad de Oriente, Centro de Estudios de Eficiencia Energética, Cuba, 08 2016. [En línea]. Available: http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S2224-61852016000200002#:~:text=La%20gasificaci%C3%B3n%20de%20la%20biomasa

- ,biomasa%20y%20los%20motores%20utilizados.. [Último acceso: 16 05 2022].
- [17] J. I. L. Hurtado, Y. M. Soria y E. A. Pinilla, «EL PAPEL DEL HIDRÓGENO DORADO EN LA DESCARBONIZACIÓN DEL SECTOR RESIDENCIAL,» Universidad Pontificia de Comillas, [En línea]. Available: https://www.comillas.edu/images/catedras/catedra-rafael-marino/2021-2022/Comunicacion_Linares-Moratilla-Arenas_FINAL.pdf. [Último acceso: 2022 05 20].
- [18] «Centrales Termosolares Situación a nivel mundial,» Protermo Solar, Asociación Española para la Promoción de la Industria Termosolar, 2022. [En línea]. Available: <https://www.protermosolar.com/la-energia-termosolar/situacion-internacional/>. [Último acceso: 21 05 2022].
- [19] «Cartografía de radiación solar mundial,» Global Solar Atlas, 02 06 2017. [En línea]. Available: <http://www.gisandbeers.com/cartografia-de-radiacion-solar-mundial/>. [Último acceso: 21 05 2022].
- [20] J. Yan, F. Sun, S. Chou, U. Desideri, H. Li, P. Campana y R. Xiong, Transformative Innovations for a Sustainable Future – Part III, Applied Energy, 2018.
- [21] C. Villasante, «Tecnologías Solares Termoeléctricas,» IK4 Tekniker, [En línea]. Available: <http://www.sc.ehu.es/sbweb/energias-renovables/temas/termoelectrica/revision/revision.html>. [Último acceso: 21 05 2022].
- [22] «Tecnología Rank® – Como funciona un ORC,» Rank, 21 06 2019. [En línea]. Available: <https://www.rank-orc.com/es/2019/06/21/tecnologia-rank-como-funciona-un-orc/>. [Último acceso: 22 05 2022].
- [23] C. Spadacini, L. Centemeri, M. Danieli, D. Rizzi y L. Xodo, «Explotación geotérmica con la turbina de flujo orgánico con salida radial,» Geotermia, [En línea]. Available: <https://www.geotermia.org.mx/app/assets/media/2017/11/Geotermia-Vol30-1.pdf#page=18>. [Último acceso: 22 05 2022].
- [24] J. E. Sthormes y D. González-Mendizabal, GUIA DE INTERCAMBIADORES DE CALOR: TIPOS GENERALES Y APLICACIONES, UNIVERSIDAD SIMÓN BOLÍVAR, 2002.
- [25] «FUNDAMENTOS DE INTERCAMBIADORES DE C&T,» Averng Training & Engineering, [En línea]. Available: <https://arvengtraining.com/fundamentos-de-intercambiadores-de-ct/>. [Último acceso: 27 05 2022].

- [26] «Tipos de intercambiadores de calor, compacto.,» Universitat Politècnica de Catalunya, [En línea]. Available: <http://epsem.upc.edu/~intercanviadorsdec calor/castella/compacte.html>. [Último acceso: 29 05 2022].
- [27] F. Incropera, Introduction to heat transfer, 1st ed. Hoboken, N.J.: Wiley., 2011.
- [28] A. M. Aneesh, A. Sharma, A. Srivastava, K. N. Vyas y P. Chaudhuri, «Thermal-hydraulic characteristics and performance of 3D straight channel based printed circuit heat exchanger,» Science Direct, 05 04 2016. [En línea]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359431115014271>. [Último acceso: 29 05 2022].
- [29] Á. García, J. I. Linares y E. Arenas, Sistema alternativo de conversión de potencia para el reactor de fusión nuclear DEMO basado en ciclos de potencia Brayton con CO2 supercrítico., Universidad Pontificia de Comillas., 2020.
- [30] I. P. Serrano, Análisis de sistemas de conversión de potencia en reactores nucleares de fusión con envolturas regeneradoras de doble refrigerante, Tesis Doctoral, Madrid: Universidad Pontificia de Comillas, 2014.
- [31] F. Noguera y E. A. José Ignacio Linares, Sistema de conversión de potencia para central termosolar de torre basado en ciclo de Brayton con CO2 supercrítico, Madrid: Universidad Pontificia de Comillas, 2020.
- [32] W. Rohsenow, J. Hartnett y Y. Cho, Handbook of heat transfer. 1st ed. Chicago, Ill: McGraw-Hill Education LLC., 1998.
- [33] L. A. D. P. Valdés, V. d. I. P. Aranguren, L. M. Gómez y Z. U. Arrúe, Turbomáquinas térmicas, Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Bilbao, 2015.
- [34] S. Rodríguez y P. F. Díez, «Turbinas de Gas,» [En línea]. Available: https://d1wqtxts1xzle7.cloudfront.net/45329706/Turbinas_de_gas-with-cover-page-v2.pdf?Expires=1654178631&Signature=YsvQIsoKUZJcH-OIGqInPnezSfFVadqobDy1tj~FqHL6A6XOuz~4GRgAb32qFiuWmMBvSYedoUn~XTIIVJDZOGMG96SSyrUcxQiEIA5eSwE0IpGkgE6rF1MmJ8xCpYA6jnTcrB6XgWSd. [Último acceso: 02 06 2022].
- [35] V. Dostal, A supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors, Doctoral Thesis, Massachusetts Institute of Technology, 2004.
- [36] «Compresores Reciprocantes o de Pistón,» Cummins, [En línea]. Available: <https://www.cummins.com/espanol/centroamerica/compresores-tipo->

- reciprocante. [Último acceso: 03 06 2022].
- [37] «Compresor Reciprocante,» Refrimática, [En línea]. Available: <https://essale.shopsfashion.ru/content?c=compresor%20reciprocante&id=4>. [Último acceso: 03 06 2022].
- [38] «Compresor Centrífugo,» Temarios Formativos Profesionales, [En línea]. Available: <https://temariosformativosprofesionales.wordpress.com/2015/11/15/climatizacion/compresor-centrifugo/>. [Último acceso: 03 06 2022].
- [39] D. Hanak, «Variation of carbon dioxide density with temperature,» Global CCS Institute, 2013. [En línea]. Available: https://www.researchgate.net/figure/Variation-of-carbon-dioxide-density-with-temperature-Reproduced-from-Global-CCS_fig11_317966141. [Último acceso: 03 06 2022].
- [40] Norsok Standard, Process Design, Norway: The Norwegian Oil Industry Association (OLF) and The Federation of Norwegian Industry., 2006.
- [41] E. W. Lemmon y R. T. Jacobsen, «Viscosity and thermal conductivity equations for nitrogen oxygen argon and air.,» de *International Journal of Thermophysics*. Vol. 25, January 2004, pp. 21-69.
- [42] R. Span y W. Wagner, «A New Equation of State for Carbon Dioxide Covering the Fluid Region from the Triple-Point Temperature to 1100 K at Pressures up to 800 MPa,» de *J. Phys. Chem*, Vol. 25, No. 6, 1996.
- [43] Vesovic, «The Transport Properties of Carbon Dioxide,» de *J. Phys. Chem*, Vol. 19, No. 3, 1990.
- [44] A. Fenghour, W. A. Wakeham y V. Vesovic, «The Viscosity of Carbon Dioxide,» de *J. Phys. Chem*, Vol. 27, No. 1, 1998.
- [45] H. Miyamoto y K. Watanabe, «A thermodynamic property model for fluid-phase n-butane,» de *Int. J. Thermophys.*, 2001.
- [46] R. A. Perkins, M. L. V. Ramires, C. A. N. d. Castro y L. Cusco, Measurement and correlation of the thermal conductivity of butane from 135 K to 600 K at pressures to 70 Mpa, *J. Chem. Eng. Data* 47, 2002.
- [47] B. A. Younglove y J. F. Ely, Thermophysical Properties of Fluids. II Methane, Ethane, Propane, Isobutane and Normal Butane., *J. Phys. Chem. Ref. Data* Vol.

- 16, No. 4, 1987.
- [48] G. Nellis y S. Klein, Heat transfer, Madison: University of Wisconsin, 2012.
- [49] G. D. Dragutinovic y B. S. Baclic, Operation of Counterflow Regenerators, Billerica: Computational Mechanics Publications, 1998.
- [50] I. P. Serrano, A. Cantizano, J. I. Linares y B. Y. Moratilla, «Modelling and sizing of the heat exchangers of a new supercritical CO₂ Brayton power cycle for energy conversion for fusion reactors.,» de *Fusion Engineering and Design* 89, 2014, pp. 1905-1908.
- [51] O. E. Baljè, Turbomachines: A Guide to Design, Selection and Theory, Wiley And Sons, 1981.
- [52] Turbomachinery Selection, Chapter 2.
- [53] «Acero Inoxidable,» Bandmeyer Steel Company, [En línea]. Available: <https://www.sandmeyersteel.com/spanish/310-310S.html>. [Último acceso: 20 06 2022].
- [54] Pipe Schedules ASME/ANSI B36.10 M..
- [55] «Objetivos de Desarrollo Sostenible,» Naciones Unidas, [En línea]. Available: <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/objetivos-de-desarrollo-sostenible/>. [Último acceso: 04 06 2022].
- [56] J. I. Linares, E. Arenas, A. Cantizano, M. J. Montes, A. J. Rovira y J. Porras, «Hybrid Brayton Supercritical CO₂ power cycle using a gas turbine and a tower receptor with an ORC as a waste heat recovery system,» *Proceedings of III International Conference on Engineering Thermodynamics (12 CNIT), Universidad Carlos III de Madrid, June 29 - July 1, Madrid (Spain)*.
- [57] J. Souza y L. Schaeffer, Sistema de compresión de biogás y biometano, Brasil, 2013.
- [58] C. M. Polo, Residuos rurales. Digestión Anaerobia., Madrid: Universidad Pontificia de Comillas, 2020.
- [59] H. Morales, C. Torres y C. M. Muñoz, «Tecnologías de captura y secuestro de CO₂,» Pontificia Universidad Católica de Chile, 25 05 2008. [En línea]. Available: <https://hrudnick.sitios.ing.uc.cl/alumno08/co2capture/Informe%20captura%20y%20secuestro%20de%20CO2.pdf>. [Último acceso: 16 05 2022].

- [60] J. R. Morante, T. Andreu, G. García, J. Guilera, A. Tarancón y M. Torrell, Hidrógeno, Vector energético de una economía descarbonizada, Fundación Naturgy.
- [61] I. C. Erviti, D. A. Ulibarrena y F. Zaversky, «Análisis y optimización de ciclos de potencia para plantas CSP,» Universidad Pública de Navarra, 06 2018. [En línea]. Available: <https://academica-e.unavarra.es/bitstream/handle/2454/31556/TFM.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. [Último acceso: 21 05 2022].
- [62] M. G. Manso y J. G. Hernández, «INTEGRACIÓN DE UN CICLO ORC CON ENERGÍA TERMOSOLAR,» Universidad Carlos III de Madrid, 2019. [En línea]. Available: https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/30408/TFG_Marta_Gomez_Manso.pdf?sequence=1&isAllowed=y. [Último acceso: 22 05 2022].
- [63] L. J. Douglas y F. J. R. Herrer, «SIMULACIÓN Y OPTIMIZACIÓN DE UN CICLO RANKINE ORGÁNICO (ORC) DE PEQUEÑA POTENCIA (10 kW).,» Universidad de Zaragoza., 2013. [En línea]. Available: <https://zaguan.unizar.es/record/10288/files/TAZ-TFM-2013-131.pdf>. [Último acceso: 22 05 2022].
- [64] Alfalaval, «Intercambiador de calor - Definición, funcionamiento, tipos, aplicaciones y mucho más,» Alfalaval, [En línea]. Available: <https://www.alfalaval.es/productos-y-soluciones/transferencia-de-calor/intercambiadores-de-calor-de-placas/intercambiador-de-calor-definicion-funcionamiento-tipos-y-aplicaciones/>. [Último acceso: 27 05 2022].
- [65] J. G. H. Capetillo, A. G. Muñoz, J. M. B. Flores y S. E. L. Orozco, «COMPARACIÓN TEÓRICO-NUMÉRICO EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR CARCASA Y TUBOS.,» División de Ingenierías Campus Irapuato Salamanca, Comunidad Palo Blanco, México. , 09 2013. [En línea]. Available: https://www.researchgate.net/profile/Sergio-Ledesma/publication/261636555_Comparacion_teorico-numerico_en_un_intercambiador_de_calor_carcasa_y_tubos/links/5510311e0cf2a7335e849ff7/Comparacion-teorico-numerico-en-un-intercambiador-de-calor-carcasa-y-tubos.. [Último acceso: 27 05 2022].
- [66] G. R. d. Fernandez y O. A. Jaramillo, Intercambiadores de Calor, México: Centro de Investigación en Energía, Universidad Nacional Autónoma de México, 2007.
- [67] I. Marino, «Intercambiadores de Calor,» Ingeniero Marino, [En línea]. Available:

- <https://ingenieromarino.com/intercambiadores-de-calor/>. [Último acceso: 29 05 2022].
- [68] P. Hulse, L. Betancur-Arboleda, J. Ascanio-Villabona, B. E. Tarazona-Romero y M. Arlenzo-Duran, «Investigación Numérica de un Intercambiador de Calor Compacto tipo Circuito Impreso de Flujo Cruzado,» Universidades Tecnológicas de Santander, [En línea]. Available: https://www.researchgate.net/profile/Pamela-Hulse-2/publication/359669157_Investigacion_Numerica_de_un_Intercambiador_de_Calor_Compacto_tipo_Circuito_Impreso_de_Flujo_Cruzado/links/6247440521077329f2e84cbe/Investigacion-Numerica-de-un-Intercambiador-de-Ca. [Último acceso: 29 05 2022].
- [69] C. M. Plana, Turbomáquinas Hidráulicas: Turbinas hidráulicas, bombas, ventiladores, Madrid: Universidad Pontificia de Comillas, 2009.
- [70] Y. V. Morales y R. Z. R. Mercado, Aproximando la función de consumo de combustible en compresores de gas natural, México: Programa de posgrado en Ingeniería de Sistemas, FIME-UANL, 2005.
- [71] «Tecnología Rank – Como funciona un ORC,» Rank, 21 06 2019. [En línea]. Available: <https://www.rank-orc.com/es/2019/06/21/tecnologia-rank-como-funciona-un-orc/>. [Último acceso: 04 06 2022].
- [72] C. J. E. Rubilar, Á. V. Musalem, W. C. Muñoz y R. F. González, AUMENTO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR MEDIANTE MODIFICACIÓN DE ALETAS EN INTERCAMBIADORES DE TUBOS OVALADOS Y ALETAS, Santiago de Chile: UNIVERSIDAD DE CHILE, 2018.
- [73] «Funcionamiento del Intercambiador de calor a placas,» TSolucion, 04 09 2020. [En línea]. Available: <https://t-solucion.com/funcionamiento-del-intercambiador-de-calor-a-placas/>. [Último acceso: 07 06 2022].
- [74] A. Luszczewski, Transferencia de calor, intercambiadores de calor y de masa, 2015.

Anexo 1. Objetivos de desarrollo sostenible

Dentro de los objetivos establecidos en los ODS, los principales que se logran alcanzar en este proyecto son dos:

- 7. Energía asequible y no contaminante: con la implantación de la hibridación de ciclo combinado de gas natural con la energía termosolar se consigue reducir la cantidad de combustible utilizado durante las horas intermedias del día y, consiguientemente, se reduce de manera considerable el impacto medioambiental que se produce. Por otra parte, al disponer de la turbina de gas para aumentar el factor de capacidad sin necesidad de sobredimensionar el campo de heliostatos, se espera reducir considerablemente el LCOE. Además, en caso de implantar combustibles sostenibles como el hidrógeno verde o el biometano se logrará obtener un método de generación energética completamente alineado con la agenda 2050, de carácter gestionable, que permitirá ser usado como respaldo energético.
- 13. Acción por el clima: con la reducción de consumo de gas natural, la cantidad de CO₂ emitido a la atmósfera se ve reducida, disminuyendo de esta manera los gases de efecto invernadero generados. Asimismo, si se implantan tecnologías como la captura de CO₂, este método de generación llegaría a ser completamente sostenible, y si, además, se agregan a la ecuación los gases renovables, se podría incluso ayudar a la descarbonización de la atmósfera, al generar emisiones negativas.



Figura 84: ODS 7, energía asequible y no contaminante. [55]



Figura 85: ODS 13, acción por el clima. [55]

De manera secundaria, la implantación de esta tecnología también se aplica a otros objetivos como pueden ser:

- 11. Ciudades y comunidades sostenibles: con la reducción de emisiones en el medio generador se consiguen comunidades más sostenibles, permitiendo a otros sectores como son la movilidad (a través de los coches híbridos

enchufables o eléctricos) o la industria (como puede ser la acerera a través de tecnologías como el EAF o electric arc furnace, que dependen directamente del método de generación energética) llegar a ser cero emisiones.

- 14. Vida submarina: al reducir la cantidad de gas natural utilizado se consigue disminuir algunos impactos sobre el medio acuático como pueden ser la acidificación de los océanos o la ecotoxicidad marina.
- 15. Vida de ecosistemas terrestres: de la misma forma que ocurre con la vida submarina, los impactos en los ecosistemas terrestres también se ven disminuidos mediante impactos como son la deforestación o la ecotoxicidad terrestre. Además, el uso de biometano permite aplicar la economía circular, generando fertilizantes a partir del digestato.



Figura 86: ODS 11, ciudades y comunidades sostenibles. [55]



Figura 87: ODS 14, vida submarina. [55]



Figura 88: ODS 15, vida de ecosistemas terrestres. [55]

Anexo 2. Puntos de trabajo de la planta

Los diseños de las tuberías, intercambiadores y turbomáquinas se han realizado a través de su dimensionamiento bajo las condiciones límite en las que trabajarán. Estas condiciones se encuentran recogidas en las siguientes tablas:

Tabla 16: Condiciones de trabajo del ciclo de gas.

Ciclo de Gas					
Puntos	p(bar)	T(°C)	densidad(kg/m ³)	visco(m ² /s)	m_dot(kg/s)
1	1	15	1,21	1,484E-05	195,10
2	6,752	257	4,427	6,390E-06	195,10
3	6,752	1500	1,325	4,745E-05	201,50
4	1	940,1	0,2848	1,732E-04	201,50
5	1	540	0,4281	8,827E-05	201,50
5p	1	540	0,4281	8,827E-05	201,50
5m	1	540	0,4281	8,827E-05	201,50
6	1	335,7	0,5684	5,493E-05	201,50
7	6,752	705,7	4,373	6,524E-06	201,50
8	1	106,6	0,8998	2,502E-05	201,50

Tabla 17: Condiciones de trabajo del ciclo de S-CO₂.

Ciclo de S-CO ₂					
Puntos	p(bar)	T(°C)	densidad(kg/m ³)	visco(m ² /s)	m_dot(kg/s)
1	85	35	612,1	7,496E-08	443,90
2	300	72,55	777,2	8,783E-08	93,26
2_alpha	300	72,55	777,2	8,783E-08	350,64
3	299,6	400	229,8	1,543E-07	93,26
4	299,6	447,1	211,8	1,722E-07	350,64
5	299,6	437,2	215,3	1,684E-07	443,90
6	299,2	674	156,4	2,692E-07	443,90
7	86,6	510,4	57,97	6,041E-07	443,90
8	86,2	700	46,07	8,858E-07	443,90
9	85,8	452,2	62,38	5,305E-07	443,90
10	299,2	682,1	155	2,729E-07	443,90
11	299,2	674,1	156,4	2,692E-07	443,90
12	86,2	700	46,07	8,858E-07	443,90
13	85,8	443,3	63,2	5,190E-07	443,90
14	85,8	452,1	62,38	5,305E-07	443,90
15	85,4	77,55	179,1	1,143E-07	443,90
L1	85,8	78,28	179,3	1,144E-07	120,70

L2	85,4	405	66,8	4,714E-07	120,70
L3	85	77,55	177,9	1,148E-07	120,70

Tabla 18: Condiciones de trabajo del ciclo ORC.

Ciclo de ORC					
Puntos	p(bar)	T(°C)	densidad(kg/m ³)	visco(m ² /s)	m_dot(kg/s)
1	50	198,9	117,5	1,423E-07	106,70
2	3,29	108,4	6,452	1,465E-06	106,70
3	3,29	49,1	7,726	1,066E-06	106,70
4	3,29	35	8,128	9,780E-07	106,70
5	50	39,43	541,9	2,585E-07	106,70
6	50	83,97	489,3	1,935E-07	106,70