



**COMILLAS**  
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS  
INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO

**SISTEMA DE CONVERSIÓN DE POTENCIA PARA  
CENTRAL TERMOSOLAR DE TORRE BASADO  
EN CICLO DE BRAYTON CON CO<sub>2</sub>  
SUPERCRÍTICO**

Autor: Fernando Noguera Fuentes

Director: José Ignacio Linares Hurtado

Directora: Eva Arenas Pinilla

Madrid

Julio de 2020



**UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLAS**  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería (ICAI)  
Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

---

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título

Sistema de conversión de potencia para central termosolar de torre basado en ciclo de Brayton con CO2 Supercrítico.

en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el curso académico 2019/20 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: 4/ 7/ 2020

Autorizada la entrega del proyecto  
EL DIRECTOR DEL PROYECTO

Fdo.: José Ignacio Linares Hurtado

Fecha: 4/ 7/ 2020



Fdo.: Eva Arenas Pinilla

Fecha: 4/ 7/ 2020





**COMILLAS**  
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS  
INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO

**SISTEMA DE CONVERSIÓN DE POTENCIA PARA  
CENTRAL TERMOSOLAR DE TORRE BASADO  
EN CICLO DE BRAYTON CON CO<sub>2</sub>  
SUPERCRÍTICO**

Autor: Fernando Noguera Fuentes

Director: José Ignacio Linares Hurtado

Directora: Eva Arenas Pinilla

Madrid

Julio de 2020



**UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLAS**  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería (ICAI)  
Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

---

---

# SISTEMA DE CONVERSIÓN DE POTENCIA PARA CENTRAL TERMOSOLAR DE TORRE BASADO EN CICLO DE BRAYTON CON CO<sub>2</sub> SUPERCRÍTICO.

**Autor: Noguera Fuentes, Fernando.**

Director: Linares Hurtado, José Ignacio.

Directora: Arenas Pinilla, Eva.

Entidad Colaboradora: ICAI – Universidad Pontificia Comillas.

## RESUMEN DEL PROYECTO

### Abstract

A lo largo de la historia, la energía ha sido producida mayoritariamente mediante recursos no renovables, como son los combustibles fósiles. No obstante, actualmente el mundo energético se encuentra en un proceso de transición, en el cual se están promoviendo las energías renovables como pueden ser la solar o la eólica y además, se está iniciando una fase de desescalada-desuso de los medios de obtención energética contaminantes.

El inconveniente principal de las energías renovables es su constante intermitencia y la dificultad de su almacenaje, por ello, se están estudiando distintas alternativas respecto a los ciclos actualmente implementados que pretenden solucionar estos problemas.

**Palabras clave:** Centrales termosolares; ciclos Brayton con CO<sub>2</sub> supercrítico; PCHE; sales fundidas.

### 1. Introducción.

Dentro del ámbito de energías renovables, una de las que más potencial posee es la energía termosolar, ya que en función de las características del fluido caloportador que posea, puede permitir el almacenaje de energía térmica en unos tanques de líquido frío y caliente. Sin embargo, las centrales que utilizan este sistema producen un rendimiento inferior a lo que se desearía (aproximadamente un 40-45 %). Por tanto, uno de los objetivos fundamentales es el incremento de su eficiencia. Para ello se propone sustituir el ciclo Rankine habitualmente empleado por un Brayton que emplea CO<sub>2</sub> en condiciones supercríticas.

### 2. Definición del proyecto.

El intercambiador de calor sales/CO<sub>2</sub> debe ser de circuito impreso (PCHE) para soportar la elevada diferencia de presiones entre el CO<sub>2</sub> y la sal. Sin embargo, los estrechos canales de tales intercambiadores pueden taponarse con la sal. El presente proyecto pretende resolver este problema cambiando la ubicación del intercambiador al lado de baja presión,

de modo que pueda emplearse un intercambiador de carcasa y tubos, circulando la sal por la carcasa, eliminando así los problemas de taponamiento. El presente proyecto estudia la viabilidad técnica y económica de distintos ciclos de recompresión a baja presión que utilizan como fluido de trabajo al CO<sub>2</sub> supercrítico. El objetivo es desarrollar un método de obtención energética renovable, de elevada eficiencia y que pueda trabajar de manera ininterrumpida.

### 3. Resultados.

El estudio se inició mediante el análisis de diversos ciclos Brayton, comparando el rendimiento obtenido por el ciclo de recompresión habitual con los nuevos modelos planteados. Además, se establecen parámetros externos a los ciclos (parámetros ambientales) para barajar los posibles medios de trabajo en los que se encontrarán las centrales.

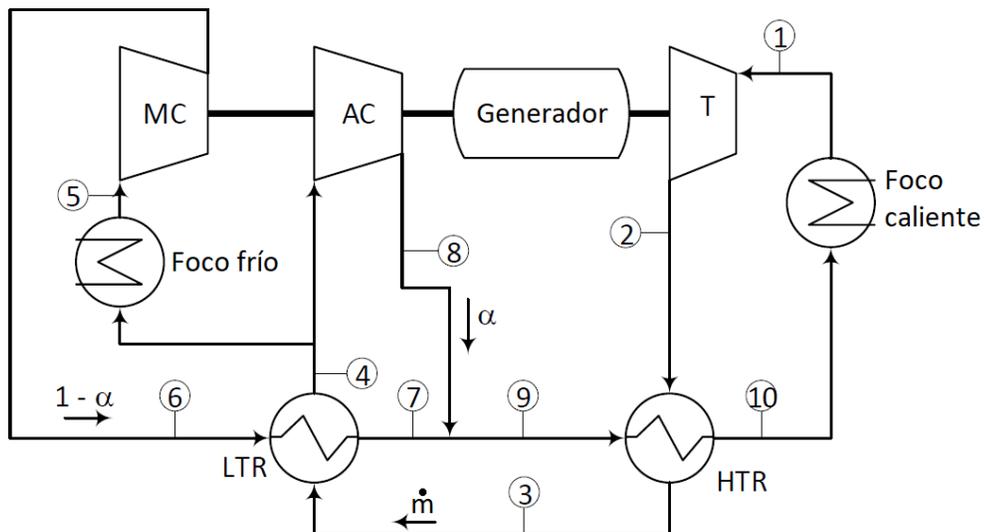
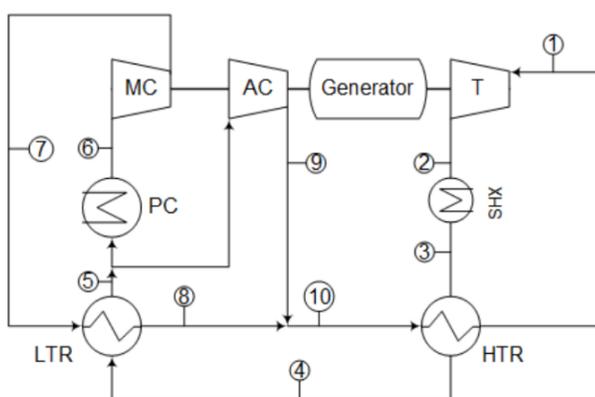
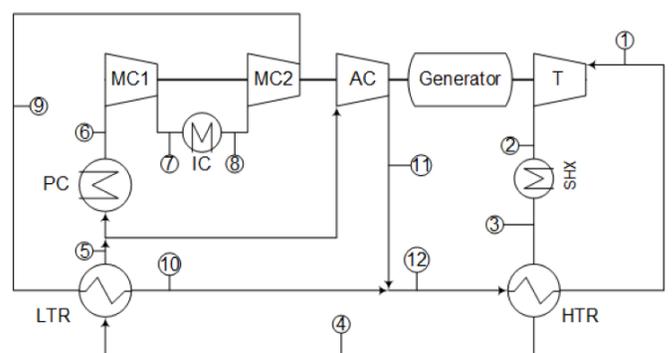


Figura R1: Ciclo de recompresión.



(a) RC-LP.



(b) RC-IC-LP.

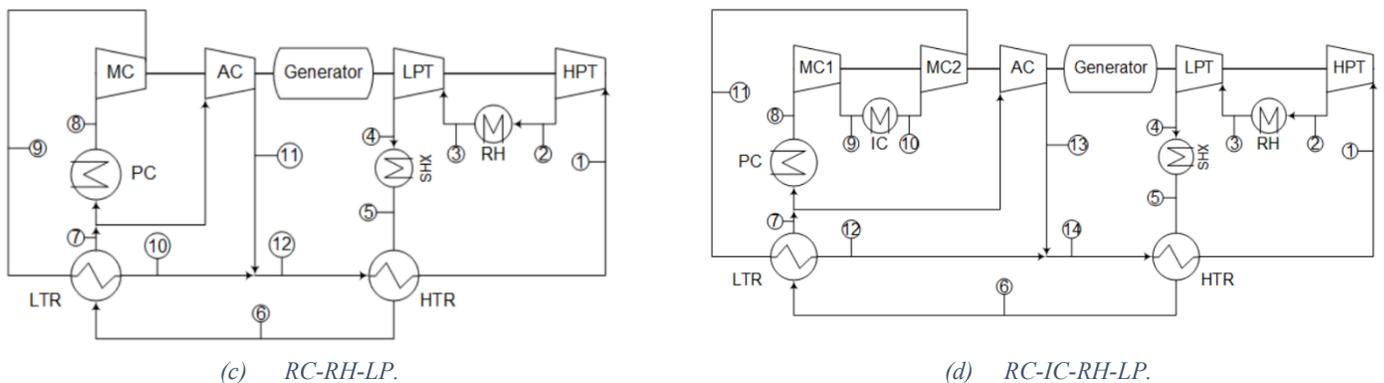


Figura R2: Ciclos de recompresión a baja presión.

Tabla R1: Rendimientos máximos alcanzables en los ciclos a estudiar.

Rendimiento máximo alcanzable según el ciclo		
Tipo de ciclo	Disipación húmeda	Disipación seca
RC	52,0%	49,0%
RC-LP	51,5%	48,0%
RC-IC-LP	51,8%	49,5%
RC-RH-LP	54,6%	50,5%
RC-RH-IC-LP	54,8%	52,5%

Tras el desarrollo y comparación inicial de los modelos, se escogen los que poseen un mayor potencial en base a la eficiencia obtenida por el ciclo y la dificultad de construcción que plantean, y se procede al diseño de sus componentes (intercambiadores, turbomáquinas y tuberías). Simultáneamente al diseño de los componentes, se analizan los circuitos de aporte de calor y de refrigeración.

El circuito de aporte de calor consiste en un ciclo cerrado que posee como componentes principales dos tanques de almacenamiento, los intercambiadores que lo conectan al ciclo de recompresión, la torre que aporta temperatura al fluido (sales fundidas) y las bombas encargadas su movimiento. Por el contrario, el ciclo de refrigeración consta de un disipador de calor que trabaja con aire en el caso de disipación seca o de una torre refrigeración, los intercambiadores y las bombas en el caso de disipación húmeda (su fluido de trabajo es el agua).

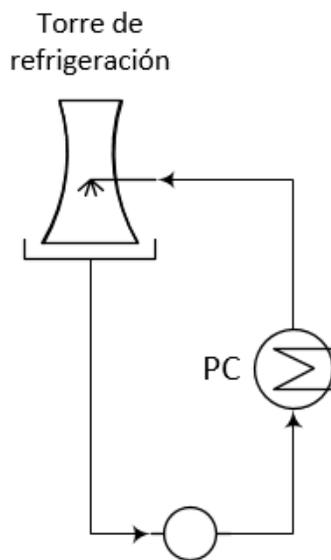


Figura R3: Circuito de refrigeración en el caso de disipación húmeda.

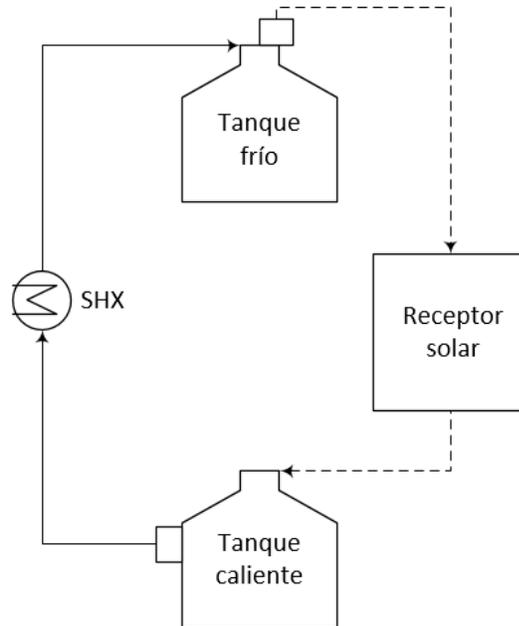


Figura R4: Circuito de aporte de calor.

Finalmente, una vez han sido dimensionados todos los elementos de los ciclos previamente seleccionados, se procede a realizar el análisis económico de la central, realizando una estimación del capital necesario a invertir para su desarrollo.

Tabla R2: Capital a invertir en los ciclos seleccionados.

Tipo de ciclo	Capital a invertir [M\$]
RC-LP-35	434,6
RC-RH-LP-35	433,1
RC-RH-IC-LP-50	437,1

#### 4. Conclusiones.

Se ha propuesto una nueva disposición de ciclos Brayton con CO<sub>2</sub> supercrítico para centrales termosolares de alta temperatura. La nueva disposición permite reemplazar el intercambiador PCHE de sales/CO<sub>2</sub> por uno de carcasa y tubos, evitando así el taponamiento de los conductos.

Se han obtenido tres configuraciones (dos con disipación húmeda y una con seca) que alcanzan rendimientos superiores al 50%. La estimación de la inversión de cada

configuración queda dentro de lo esperado en la hoja de ruta de la Generación 3 de centrales termosolares prevista por NREL [R1].

## **5. Referencias.**

- [R1] «National Renewable Energy Laboratory (NREL),» Concentrating Solar Power Gern3 Demonstration Roadmap, Enero 2017.



---

# POWER CONVERSION SYSTEM FOR A TOWER THERMOSOLAR PLANT BASED ON BRAYTON'S CYCLE WITH SUPERCRITICAL CO<sub>2</sub>.

**Author: Noguera Fuentes, Fernando.**

Supervisor: Linares Hurtado, José Ignacio.

Supervisor: Arenas Pinilla, Eva.

Collaborating Entity: ICAI-Universidad Pontificia Comillas.

## **SUMMARY OF THE PROYECT.**

### **Abstract.**

Through history, energy has been mostly produced by non-renewable resources, fossil fuels. Nevertheless, energetic industry is currently going through a transition process, in which renewables energies, such as solar or eolic, are been fostered. Moreover, it is beginning a disuse phase of the means to obtain energy that create contamination.

The main problem of the renewables energies is their constant intermittence and its difficulty to be accumulate, therefore, numerous alternatives which pretend to solve this issue are been studied.

**Keywords:** Concentrated solar plants; supercritical CO<sub>2</sub> Brayton power cycles; PCHE, molten salts.

### **1. Introduction.**

Inside the field of renewables energies, one of the most promising areas is the thermosolar energy, as depending on the characteristics of its fluid, it can allow the storing of thermal energy in two different tanks, one with cold fluid and the other hot fluid. However, the energy plants that use this system usually have an efficiency lower than the desired (around a 40-45 %). Consequently, one of the main objectives is increase its efficiency. In order to achieve it, it is proposed to replace the usually used Rankine cycle for a Brayton one which use CO<sub>2</sub> in supercritical conditions.

### **2. Definition of the project.**

The heat exchanger salts/CO<sub>2</sub> must be a printed circuit heat exchanger (PCHE) to bear the enormous differences between the pressures of the CO<sub>2</sub> and the molten salts. Nevertheless, the thin channels of the exchangers can be blocked due to the salts. The present project pretends to solve this problem changing the place where the heat exchanger is, to the low pressure side, so a shell and tube heat exchanger could be used, spreading the molten salts through the shell and eliminating the obstruction problems.

The present project studies the technical and economic availability for different recompression cycles working at low pressure, which use as work fluid supercritical CO<sub>2</sub>. The aim is to develop a method to obtain renewable energy, which provides high efficiency and that could work in an uninterrupted way.

### 3. Results.

The study started through the analysis of different Brayton cycles, comparing the efficiency obtained by the recompression cycle against the achieved with the brand new models contemplated. Furthermore, it has been established external parameters (environmental parameters) to consider the possible working milieus of the power plants.

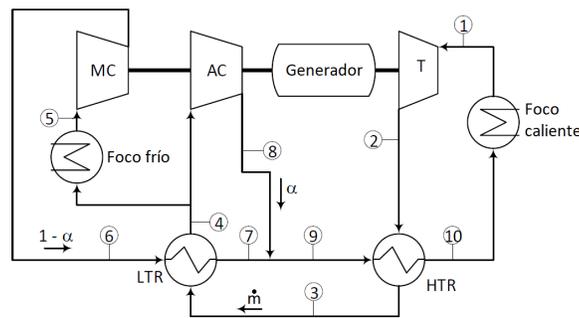
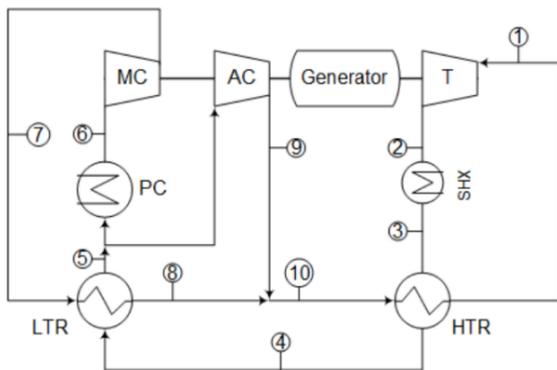
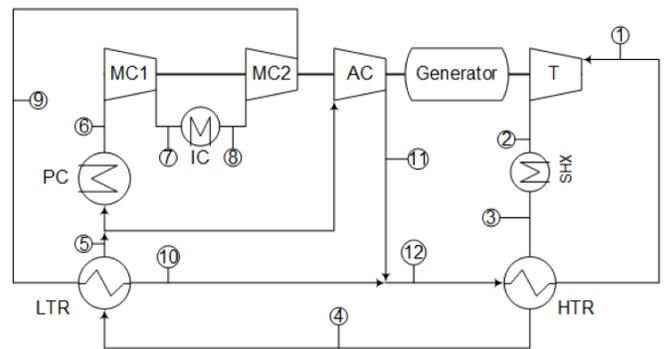


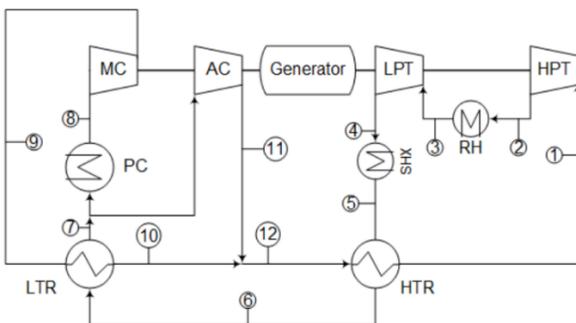
Figure R5: Recompression cycle..



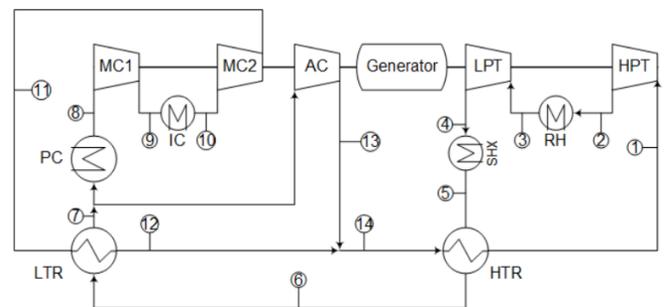
(b) RC-LP.



(b) RC-IC-LP.



(c) RC-RH-LP.



(d) RC-IC-RH-LP.

Figure R6: Recompression cycle which work at low pressures.

Tabla R3: Maximum efficiency of the cycles.

Maximum efficiency achieved depending on the cycle		
Type of cycle	Wet cooling	Dry cooling
RC	52,0%	49,0%
RC-LP	51,5%	48,0%
RC-IC-LP	51,8%	49,5%
RC-RH-LP	54,6%	50,5%
RC-RH-IC-LP	54,8%	52,5%

After the development and initial comparison of models, it has been chosen the ones that possess higher potential based on the efficiency obtained by the cycle and its construction difficulties. Straightaway, it has been done the design of their components (heat exchangers, turbomachines and pipes) and the analysis of the heat and refrigeration cycles.

The heat power system consists on a closed cycle which possess as main components two storing tanks, heat exchangers used to connect it to the recompression cycle, the tower that gives temperature to its fluid (molten salts) and the pumps responsible for the movement of the fluid. On the contrary, refrigeration system used a heatsink which work with air in case of dry cooling or a refrigeration tower, a heat exchanger and a pump in case of wet cooling (its work fluid is water).

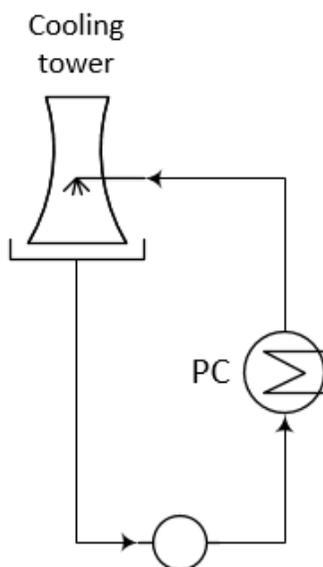


Figure R7: Refrigeration system in wet cooling option.

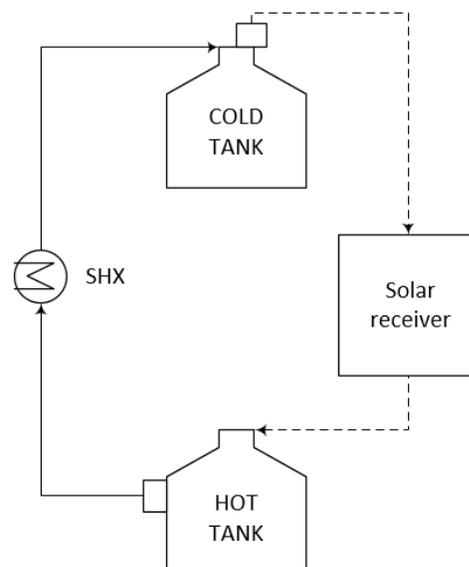


Figure R8: Heat power system.

---

Finally, once that all elements of the cycles have been designed, it goes the economic study, which has been calculated making an estimation of the investment capital for its development.

*Tabla R4: Capital investment of the cycle selected.*

Type of cycle	Capital investment [M\$]
RC-LP-35	434,6
RC-RH-LP-35	433,1
RC-RH-IC-LP-50	437,1

#### **4. Conclusions.**

It has been proposed a new variety of Brayton cycles with supercritical CO<sub>2</sub> for high temperature thermosolar power plants. This new variety of cycles allow the replacement of the heat exchanger PCHE of salts/CO<sub>2</sub> to one of shell and tubes, avoiding the plugging of tubes.

Three possible options have been obtained (two wet cooling and one dry cooling) which allow to achieve efficiencies over 50 %. The investment estimation of each configuration is inside of the anticipated by Generation 3 of thermosolar power plants expected by NREL [R1].

#### **5. References.**

- [R1] «National Renewable Energy Laboratory (NREL),» Concentrating Solar Power Gern3 Demonstration Roadmap, Enero 2017.

---

# Índice de contenido

Capítulo 1. Introducción.....	23
1.1 Panorama energético actual.....	23
1.2 Energía Termosolar.....	23
1.2.1 Tecnologías CSP.....	24
1.2.1.1 Receptores Solares de Torre.....	25
1.3 Ciclos Brayton.....	26
1.3.1 Ciclo Brayton simple cerrado.....	26
1.3.2 Ciclo Brayton con recuperador de calor.....	27
1.3.3 Ciclo de recompresión.....	27
1.3.4 Ciclo de recompresión a baja presión.....	28
1.4 Objetivos generales.....	29
Capítulo 2. Estado del arte.....	31
2.1 Fluidos.....	31
2.1.1 CO <sub>2</sub> Supercrítico.....	31
2.1.1.1 Estudios del S-CO <sub>2</sub> .....	32
2.1.2 Sales Fundidas.....	33
2.2 Componentes.....	35
2.2.1 Intercambiadores.....	35
2.2.1.1 Intercambiadores de carcasa y tubos.....	35
2.2.1.2 Intercambiadores tipo compacto.....	36
2.2.2 Turbomáquinas.....	37
2.2.2.1 Turbomáquinas generadores: compresores.....	37
2.2.2.2 Turbomáquinas motoras: turbinas.....	39
Capítulo 3. Metodología.....	41
3.1 Análisis de los ciclos.....	41
3.2 Modelado de la planta.....	41
3.2.1 Ciclos de recompresión.....	41
3.2.2 Circuitos de refrigeración y de aporte de calor.....	43
3.2.3 Cálculo de los ciclos.....	44
3.2.4 Propiedades de los fluidos.....	51

---

---

3.3	Modelado de intercambiadores.....	51
3.4	Prediseño de turbomáquinas.....	52
3.5	Diseño de tuberías. ....	54
3.6	Análisis económico. ....	56
Capítulo 4. Resultados.....		59
4.1	Diagramas Rendimiento-Temperatura-Presión. ....	59
4.2	Mapas Isobáricos-Isotérmicos .....	62
4.3	Diagramas T-s .....	68
4.4	Prestaciones de las plantas seleccionadas.....	70
4.4.1	Intercambios de potencia.....	70
4.4.2	Intercambiadores.....	71
4.4.3	Tanques de almacenamiento. ....	77
4.4.4	Turbomáquinas.....	77
4.4.4.1	RC-LP.....	78
4.4.4.2	RC-RH-LP.....	80
4.4.4.3	RC-IC-RH-LP.....	82
4.4.5	Tuberías.....	85
Capítulo 5. Análisis Económico.....		91
5.1	Turbomáquinas.....	91
5.2	Intercambiadores.....	92
5.2.1	Intercambiadores PCHE.....	92
5.2.2	Intercambiadores de carcasa y tubos.....	97
5.2.3	Bancos de flujo cruzado.....	99
5.3	Circuito de aporte de calor.....	100
5.4	Resumen.....	102
Capítulo 6. Bibliografía.....		109
Anexo 1. Objetivos de desarrollo sostenible.....		113

---

# Índice de Figuras.

Figura R1: Ciclo de recompresión.....	8
Figura R2: Ciclos de recompresión a baja presión.....	9
Figura R3: Circuito de refrigeración en el caso de disipación húmeda.....	10
Figura R4: Circuito de aporte de calor.....	10
Figure R5: Recompression cycle.....	14
Figure R6: Recompression cycle which work at low pressures.....	14
Figure R7: Refrigeration system in wet cooling option.....	15
Figure R8: Heat power system.....	15
Figura 9: Previsiones de la generación energética mundial según la AIE [1].....	23
Figura 10: Evolución de la energía termosolar a nivel mundial [2].....	24
Figura 11: Modelos de tecnologías CSP [3].....	24
Figura 12: Receptor solar de torre de vapor [4].....	25
Figura 13: Ciclo Brayton simple cerrado.....	26
Figura 14: Ciclo Brayton con recuperador de calor intermedio.....	27
Figura 15: Ciclo de recompresión.....	28
Figura 16: Ciclo de recompresión a baja presión.....	29
Figura 17: Diagrama de fase del CO <sub>2</sub> .....	31
Figura 18: Diseño de Dostal, Driscoll y Hejzlar del ciclo de recompresión [6].....	33
Figura 19: Central termosolar con sales fundidas en su interior [8].....	34
Figura 20: Intercambiador de carcasa y tubos [9].....	36
Figura 21: Intercambiador PCHE [10].....	37
Figura 22: Variaciones de densidad del S-CO <sub>2</sub> [12].....	38
Figura 23: Gráfica Cp-T del S-CO <sub>2</sub> .....	38
Figura 24: Diferencia de tamaño de las turbinas en función del fluido [6].....	39
Figura 25: Ciclos de recompresión a baja presión.....	42
Figura 26: Detalle de los circuitos de absorción y cesión de calor del ciclo.....	43
Figura 27: Diagrama de Baljé de las turbinas [14].....	54
Figura 28: Diagrama de Baljé de los compresores [14].....	54
Figura 29: Diagrama PTR del ciclo RC.....	59
Figura 30: Diagrama PTR del ciclo RC-LP.....	60
Figura 31: Diagrama PTR del ciclo RC-IC-LP.....	60
Figura 32: Diagrama PTR del ciclo RC-RH-LP.....	61
Figura 33: Diagrama PTR del ciclo RC-IC-RH-LP.....	62
Figura 34: Diagrama $\eta$ - $\Delta T$ del ciclo RC-LP a 35°C.....	63
Figura 35: Diagrama $\eta$ - $\Delta T$ del ciclo RC-LP a 50°C.....	63
Figura 36: Diagrama $\eta$ - $\Delta T$ del ciclo RC-IC-LP a 35°C.....	64
Figura 37: Diagrama $\eta$ - $\Delta T$ del ciclo RC-IC-LP a 50°C.....	64
Figura 38: Diagrama $\eta$ - $\Delta T$ del ciclo RC-RH-LP a 35°C.....	65
Figura 39: Diagrama $\eta$ - $\Delta T$ del ciclo RC-RH-LP a 50°C.....	65
Figura 40: Diagrama $\eta$ - $\Delta T$ del ciclo RC-IC-RH-LP a 35°C.....	66
Figura 41: Diagrama $\eta$ - $\Delta T$ del ciclo RC-IC-RH-LP a 50°C.....	66

---

Figura 42: Diagramas $\eta$ - $\Delta T$ unidos. ....	67
Figura 43: Análisis de ciclos convencionales (a, c y e) y propuestos (b, d y f). ....	68
Figura 44: Diagramas T-s de los ciclos seleccionados (b, d y f) y sus equivalentes convencionales (a, c y e).....	69
Figura 45: Intercambiador LTR del ciclo .....	74
Figura 46: Intercambiador HTR del ciclo RC-LP. ....	74
Figura 47: Intercambiador LTR del ciclo .....	75
Figura 48: Intercambiador HTR del ciclo.....	75
Figura 49: Intercambiador LTR del ciclo .....	76
Figura 50: Intercambiador HTR del ciclo.....	76
Figura 51: Diagrama Ns-rpm turbina. ....	78
Figura 52: Diagrama Ns-rpm compresor MC. ....	78
Figura 53: Diagrama Ns-rpm Compresor AC. ....	79
Figura 54: Diagrama Ns-rpm turbina HPT.....	80
Figura 55: Diagrama Ns-rpm turbina LPT. ....	80
Figura 56: Diagrama Ns-rpm compresor MC. ....	81
Figura 57: Diagrama Ns-rpm compresor AC. ....	81
Figura 58: Diagrama Ns-rpm turbina HTP.....	82
Figura 59: Diagrama Ns-rpm turbina LTP. ....	83
Figura 60: Diagrama Ns-rpm compresor MC1. ....	83
Figura 61: Diagrama Ns-rpm compresor MC2. ....	84
Figura 62: Diagrama Ns-rpm compresor AC .....	84
Figura 63: Diagrama RC-LP-35 completo con diseño de tuberías.....	88
Figura 64: Diagrama RC-IC-RH-LP-50 completo con diseño de tuberías .....	88
Figura 65: Diagrama RC-RH-LP-35 completo con diseño de tuberías.....	89
Figura 66: Comparación de costes entre los componentes de los distintos ciclos. ....	106
Figura 67: Comparación porcentual del capital a invertir en los distintos ciclos.....	106

---

---

# Índice de Tablas.

Tabla R1: Rendimientos máximos alcanzables en los ciclos a estudiar.....	9
Tabla R2: Capital a invertir en los ciclos seleccionados.....	10
Tabla R3: Maximum efficiency of the cycles.....	15
Tabla R4: Capital investment of the cycle selected.....	16
Tabla 5: Fórmulas comunes para todos los ciclos.....	45
Tabla 6: Ecuaciones usadas para calcular el ciclo RC.....	46
Tabla 7: Ecuaciones usadas para calcular el ciclo RC-LP.....	47
Tabla 8: Ecuaciones usadas para calcular el ciclo RC-IC-LP.....	48
Tabla 9: Ecuaciones usadas para calcular el ciclo RC-RH-LP.....	49
Tabla 10: Ecuaciones usadas para calcular el ciclo RC-IC-RH-LP.....	50
Tabla 11: Propiedades de las sales fundidas.....	51
Tabla 12: Ecuaciones usadas para el cálculo de los intercambiadores PCHE.....	52
Tabla 13: Nomenclatura utilizada en el diseño de las turbomáquinas.....	53
Tabla 14: Ecuaciones usadas en el diseño de las turbomáquinas.....	53
Tabla 15: Nomenclatura utilizada en el dimensionamiento de las tuberías.....	54
Tabla 16: Ecuaciones utilizadas en el dimensionamiento de las tuberías.....	55
Tabla 17: Ecuación utilizada para escalar el coste.....	56
Tabla 18: Ecuaciones utilizadas en el cálculo de turbomáquinas y del generador.....	57
Tabla 19: Nomenclatura utilizada en el análisis de costes del intercambiador de carcasa y tubos.....	57
Tabla 20: Ecuaciones usadas en el análisis económico del intercambiador de carcasa y tubos.....	58
Tabla 21: Ecuación usada para el cálculo de costes de la torre.....	58
Tabla 22: Intercambios de potencia en la central.....	70
Tabla 23: Dimensionamiento de los intercambiadores LTR y HTR.....	71
Tabla 24: Dimensionamiento del foco frío.....	72
Tabla 25: Dimensionamiento del foco caliente.....	73
Tabla 26: Dimensionamiento de los tanques de almacenamiento.....	77
Tabla 27: Dimensionamiento de turbomáquinas en el ciclo RC-LP-35.....	79
Tabla 28: Dimensionamiento de turbomáquinas en el ciclo RC-RH-LP-35.....	82
Tabla 29: Dimensionamiento de turbomáquinas en el ciclo RC-IC-RH-LP-50.....	85
Tabla 30: Dimensionamiento de las tuberías de S-CO <sub>2</sub> en disipación húmeda.....	85
Tabla 31: Dimensionamiento de las tuberías de S-CO <sub>2</sub> en disipación seca.....	86
Tabla 32: Dimensionamiento de las tuberías de sales en disipación húmeda.....	87
Tabla 33: Dimensionamiento de las tuberías de sales en disipación seca.....	87
Tabla 34: Dimensionamiento de las tuberías de agua.....	87
Tabla 35: Análisis de turbomáquinas en el ciclo RC-LP.....	91
Tabla 36: Análisis de turbomáquinas en el ciclo RC-RH-LP.....	91
Tabla 37: Análisis de turbomáquinas en el ciclo RC-IC-RH-LP.....	92

---

---

Tabla 38: Características de trabajo de los intercambiadores PCHE en el ciclo RC-LP.	93
Tabla 39: Características de trabajo de los intercambiadores PCHE en el ciclo RC-RH-LP. ....	94
Tabla 40: Características de trabajo de los intercambiadores PCHE en el ciclo RC-IC-RH-LP.....	95
Tabla 41: Análisis económico de los intercambiadores PCHE en el ciclo RC-LP. ....	96
Tabla 42: Análisis económico de los intercambiadores PCHE en el ciclo RC-RH-LP. ....	96
Tabla 43: Análisis económico de los intercambiadores PCHE en el ciclo RC-IC-RH-LP. ....	97
Tabla 44: Análisis económico de los intercambiadores. ....	97
Tabla 45: Análisis económico de los bancos de flujo cruzado del ciclo RC-IC-RH-LP.	99
Tabla 46: Análisis económico del circuito de aporte de calor del ciclo RC-LP.....	100
Tabla 47: Análisis económico del circuito de aporte de calor del ciclo RC-RH-LP....	101
Tabla 48: Análisis económico del circuito de aporte de calor del ciclo RC-IC-RH-LP. ....	102
Tabla 49: Inversión de capital en el ciclo RC-LP (disipación húmeda). ....	103
Tabla 50: Inversión de capital en el ciclo RC-RH-LP (disipación húmeda). ....	104
Tabla 51: Inversión de capital en el ciclo RC-IC-RH-LP (disipación seca). ....	105

# Capítulo 1. Introducción.

## 1.1 Panorama energético actual.

Tras el desarrollo de la energía eléctrica en la segunda mitad del siglo XIX, la electricidad se ha convertido en un recurso indispensable para la era moderna. En la actualidad se están explotado los distintos recursos del planeta para poder obtener energía. Sin embargo, estos recursos son limitados, por lo que resulta imprescindible la búsqueda de medios de extracción energética alternativos.

La Agencia Internacional de la Energía (AIE) prevé un aumento del 30 % de la energía demandada para el año 2040, siendo únicamente un 20 % generada mediante recursos renovables. A pesar de ello, el desarrollo de sistemas de almacenamiento energético en las fuentes renovables está modificando las perspectivas existentes e incrementando su potencial.

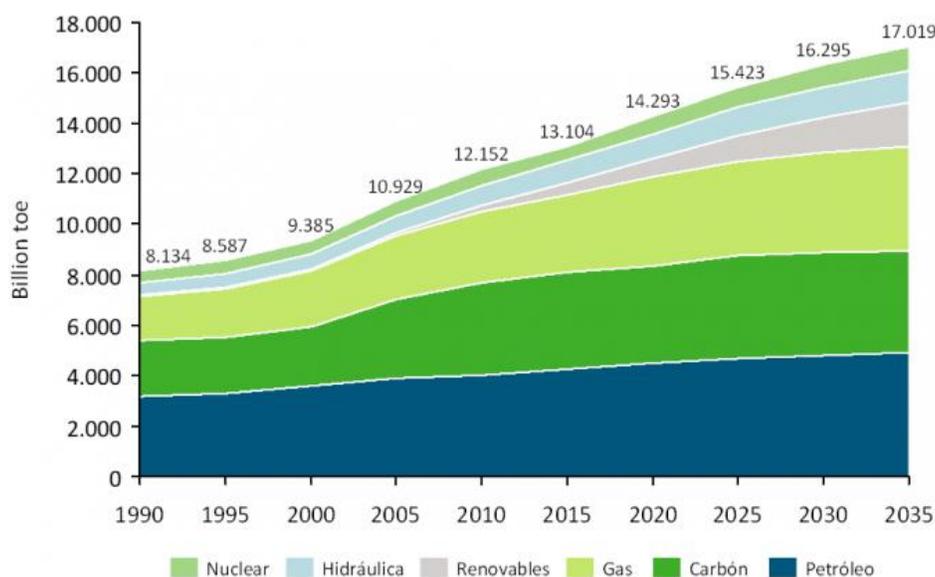


Figura 9: Previsiones de la generación energética mundial según la AIE [1].

## 1.2 Energía Termosolar.

Se encarga de generar energía eléctrica mediante unos campos solares de alta concentración que envían la radiación solar a un fluido. Actualmente, es una de las tecnologías energéticas con mayor potencial de desarrollo debido a sus múltiples características:

- A diferencia de otros tipos de recursos energéticos cuya energía eléctrica se debe consumir inmediatamente tras su generación, la energía solar es almacenable y gestionable, lo que aporta gran estabilidad al sistema eléctrico, especialmente ante posibles incidencias.
- Es un modelo energético limpio y renovable, lo que promueve su investigación de cara al abandono de fuentes convencionales.
- Reduce la dependencia energética de los países que la desarrollan, ya que evita la importación de fuentes de energía fósil.

Como muestra la Figura 10, la energía termosolar ha sufrido un gran desarrollo en la última década. No obstante, se espera que conforme las energías no renovables vayan cayendo en desuso, la energía termosolar se potencie todavía más.



Figura 10: Evolución de la energía termosolar a nivel mundial [2].

### 1.2.1 Tecnologías CSP.

Las tecnologías CSP (Concentrated Solar Power) son aquellas que utilizan paneles para reflejar y concentrar la luz solar en receptores que la transforman en calor. La Figura 11 muestra los cuatro sistemas CSP principales: Cilindro Parabólico, Disco Stirling, Reflector Fresnel Lineal y Receptor Solar de Torre.

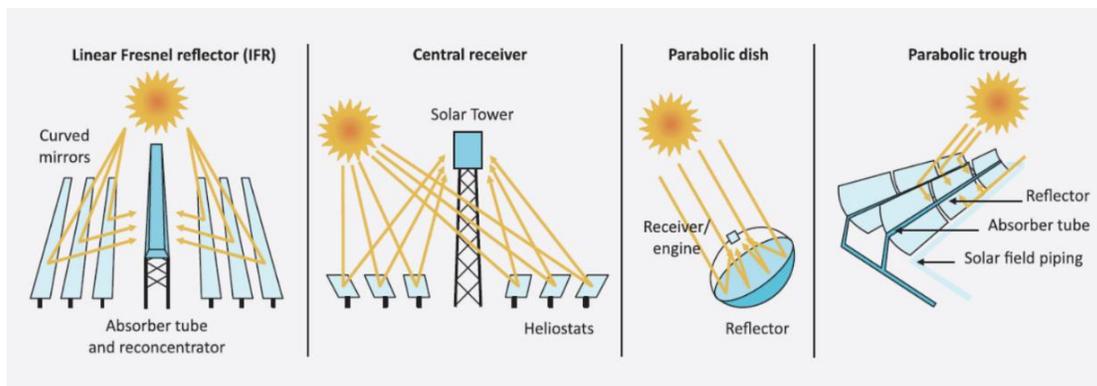


Figura 11: Modelos de tecnologías CSP [3].

Lo que hace destacar a las centrales CSP frente a las fotovoltaicas o eólicas es que permiten el almacenamiento de energía térmica, eliminando la intermitencia de las centrales termosolares. Además, poseen la capacidad de ser integradas con ciclos de potencia avanzados como los ciclos Brayton, ya que los sistemas Receptores Solares de Torre permiten alcanzar altas temperaturas.

### 1.2.1.1 Receptores Solares de Torre.

Dentro de las tecnologías CSP son los Receptores Solares de Torre los que permiten obtener una mayor temperatura de operación, desembocando en eficiencias más elevadas. Los dos modelos de torre principalmente usados en la actualidad se definen a partir del fluido que recoge el calor en el receptor HTF (heat-transfer fluid) y pueden ser de vapor de agua o de sales fundidas.

- HTF vapor: los heliostatos reflejan la luz solar en un receptor situado en el pico de la torre, provocando que el agua se sobrecaliente y produzca vapor que alimenta la turbina y genera electricidad. Se trata, por tanto, de un ciclo directo donde la presión de entrada en turbina está limitada a la presión máxima admisible en el receptor.
- HTF sales fundidas: una sal fundida, capaz de soportar altas temperaturas a presiones moderadas, permite recoger el calor del receptor en un ciclo indirecto. Las sales pueden emplearse también para el almacenamiento térmico, de modo que se encuentran inicialmente almacenadas en un depósito (tanque frío), desde donde son impulsadas hacia el receptor. Los heliostatos reflejan la radiación solar en el receptor, que incrementa la temperatura de las sales. Tras ello, son llevadas a un segundo tanque de almacenamiento (tanque caliente). Finalmente, cuando aumenta la demanda energética las sales son impulsadas hacia el generador y de ahí vuelven a depositarse en el tanque frío.

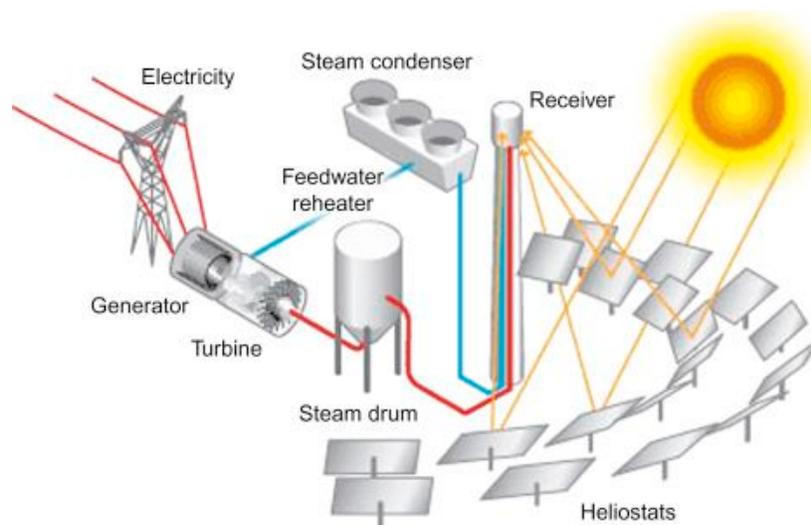


Figura 12: Receptor solar de torre de vapor [4].

Otro modelo que está en desarrollo es la unión de ciclos Brayton que trabajan con CO<sub>2</sub> supercrítico (S-CO<sub>2</sub>) y las tecnologías CSP. Diferentes estudios demuestran que el S-CO<sub>2</sub> 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-CO<sub>2</sub>, las centrales reducirían su tamaño y complejidad.

### 1.3 Ciclos Brayton.

Los ciclos Brayton son ciclos termodinámicos que se caracterizan por trabajar con fluidos en estado gaseoso. Su principal uso es la generación de potencia mediante ciclos combinados o en aplicaciones de trabajo donde se utiliza combustible con un bajo precio. Los ciclos Brayton pueden ser abiertos (usando aire como fluido de trabajo) o cerrados (trabajando con fluidos que produzcan un mayor rendimiento que el aire).

#### 1.3.1 Ciclo Brayton simple cerrado.

Las ventajas que otorga el ciclo Brayton cerrado respecto a uno abierto son dos:

- La presión mínima de la planta puede estar por encima de la presión atmosférica, reduciendo de esta forma el volumen específico del fluido.
- El fluido utilizado en el interior de la central puede poseer unas propiedades termodinámicas mejores que las del aire.

En los ciclos Brayton cerrados el aire es sustituido por un fluido no inflamable que pueda trabajar de manera continua sin ser remplazado. Para optimizar las condiciones de entrada del fluido al compresor es necesario el uso de un intercambiador de calor (foco frío) que reduzca la temperatura del fluido a la salida de la turbina. De la misma manera, se necesita un segundo intercambiador de calor (foco caliente) entre la salida del compresor y la entrada de la turbina que aporte al fluido la energía térmica necesaria para la generación energética.

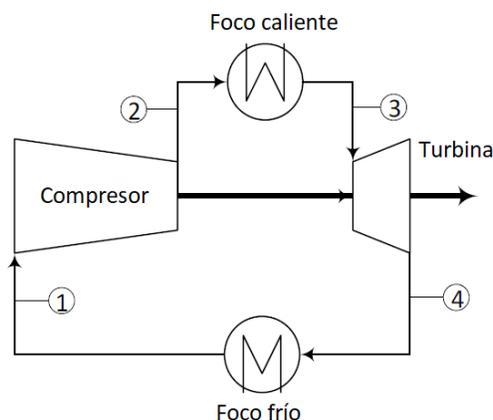


Figura 13: Ciclo Brayton simple cerrado.

### 1.3.2 Ciclo Brayton con recuperador de calor.

La implementación de un recuperador de calor incrementa en gran medida la eficiencia de un ciclo Brayton cerrado sin variar su trabajo específico. Su función consiste en aumentar la temperatura del fluido a la salida del compresor disminuyendo a su vez la temperatura de entrada al foco frío, obteniendo así diversas ventajas:

- El aumento de temperatura a la entrada del foco caliente, es incrementado a su salida, permitiendo que la turbina trabaje en mejores condiciones y consiguiendo así un mayor rendimiento en comparación con un ciclo Brayton simple.
- La disminución de temperatura a la entrada del foco frío lleva a una mejor refrigeración y, por tanto, la capacidad de compresión del fluido se ve acentuada, lo que reduce la potencia demandada por el compresor.

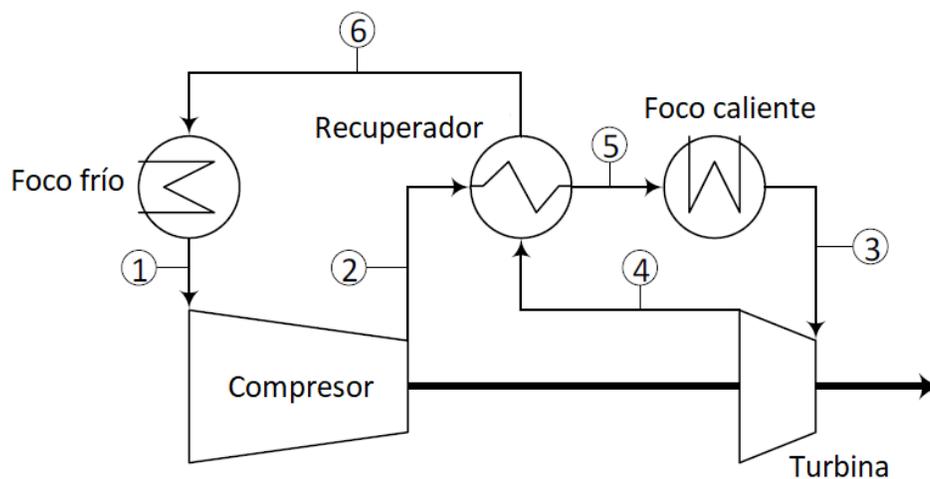


Figura 14: Ciclo Brayton con recuperador de calor intermedio.

### 1.3.3 Ciclo de recompresión.

Cuando se emplea  $\text{CO}_2$  en condiciones supercríticas como fluido de trabajo, cuanto mayor es la presión del ciclo, mayor es su calor específico, lo que provoca un recuperador de calor desequilibrado. La solución a este problema es el ciclo de recompresión (RC), donde el recuperador de calor se divide en dos, un intercambiador de calor de baja temperatura (LTR) y otro de alta (HTR).

La característica principal de este ciclo es que el LTR posee dos flujos másicos distintos. Para ello, ha sido añadido un grado de libertad al ciclo ( $\alpha$ ). A la salida del LTR (punto 4 de la Figura 15), el flujo másico se divide en dos, una parte ( $\alpha$ ) se dirige hacia el

compresor auxiliar (AC), mientras que el resto ( $1-\alpha$ ) se dirige hacia el compresor principal (MC). Tras esto, únicamente el fluido que ha sido refrigerado por el foco frío pasa a través del LTR, juntándose tras ello con el resto del fluido que había sido llevado a través del compresor auxiliar. Debido a esto, la temperatura y presión de ambos porcentajes del fluido es aproximadamente la misma, reduciendo así la destrucción de exergía.

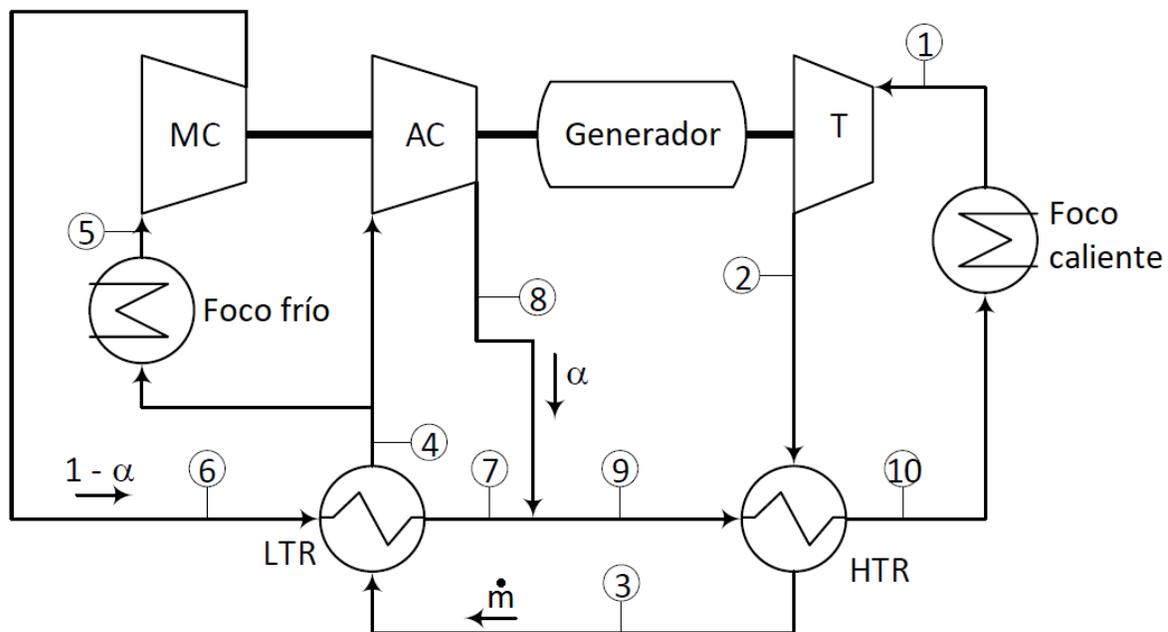


Figura 15: Ciclo de recompresión.

### 1.3.4 Ciclo de recompresión a baja presión.

El ciclo de recompresión a baja presión (RC-LP) difiere del convencional en la posición del foco caliente, ya que este se encuentra situado a la salida de la turbina en lugar de a su entrada. Dicho cambio otorga diversas características al ciclo:

- La presión a la entrada de la turbina en un ciclo de recompresión es de 200 bar y permanece invariante debido a las especificaciones técnicas del intercambiador, mientras que en el RC-LP la presión en el mismo punto permite variaciones entre los 200 y 300 bar, pudiendo escoger así el punto de trabajo al que se maximiza el rendimiento de la central.
- En el RC-LP la presión en el foco caliente ronda los 85 bar, lo que permite reducir el tamaño del intercambiador, ya que la diferencia de presión existente entre los distintos fluidos disminuye.
- La eficiencia de planta se ve reducida debido a que la temperatura máxima del ciclo ya no se encuentra a la entrada de la turbina. Sin embargo, gracias a

los recuperadores de calor LTR y HTR, se consigue minimizar la pérdida de eficiencia de la central. Además, debido al amplio margen de maniobra existente con la presión de entrada de la turbina, es posible obtener un rendimiento prácticamente idéntico al que se obtendría con un ciclo de recompresión convencional.

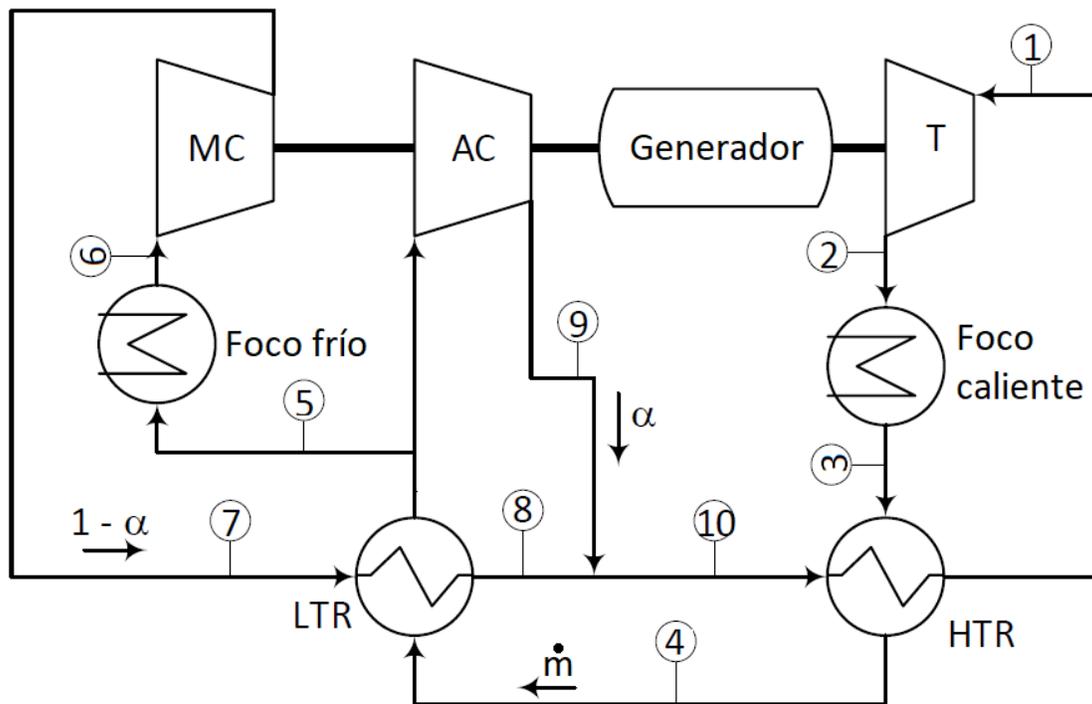


Figura 16: Ciclo de recompresión a baja presión.

#### 1.4 Objetivos generales.

Como se ha visto en las secciones anteriores, el ciclo Brayton de potencia con  $\text{CO}_2$  supercrítico presenta un elevado potencial en las centrales termosolares, especialmente en las de torre con receptor central, dado que las temperaturas son más altas y se saca más partido al ciclo Brayton. Como ya se ha dicho, en las centrales termosolares se emplean sales fundidas como fluido de intercambio térmico entre el receptor y el ciclo de potencia, con objeto de transportar alta temperatura a presión próxima a la ambiental mediante un líquido de buenas propiedades térmicas. Por otra parte, empleando sales es muy fácil incorporar almacenamiento térmico, dotando así al sistema de gestionabilidad, lo que diferencia a la tecnología termosolar de otras renovables.

El problema que surge con el empleo de sales para activar un ciclo S- $\text{CO}_2$  es que estos requieren el empleo de intercambiadores de circuito impreso (PCHE) para soportar las altas diferencia de presión (250 bar frente a 85 bar), y dichos intercambiadores presentan un diámetro de canal del orden de 2 mm. Ese diámetro provoca problemas de taponamiento por parte de la sal, lo que hace inviables dichos intercambiadores. Como

solución, se pueden sustituir los PCHE por intercambiadores de carcasa y tubos, circulando la sal por la carcasa. Si bien esta solución resuelve el problema del taponamiento, limita la presión de entrada en turbina a 200 bar, lo que a menudo impide maximizar el rendimiento del ciclo, aumentando además los costes de inversión.

En este Proyecto se persigue evaluar la viabilidad técnica y económica de una solución diferente: colocar e intercambiador de sales/CO<sub>2</sub> en el lado de baja presión del ciclo (85 bar), de modo que pueda ser uno de carcasa y tubos y la presión a la entrada de la turbina pueda superar los 200 bar. La transferencia de calor hacia la corriente en alta presión que se dirige a la turbina se hará mediante un regenerador (HTR) de tipo PCHE, pero con CO<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub>. Es objeto de este proyecto evaluar la posible pérdida de eficiencia por el empleo de esta ubicación para el intercambiador fuente, así como determinar su campo de aplicación y su repercusión en los costes de inversión, frente a la tecnología convencional. El contexto del problema se orienta hacia la generación 3 de plantas termosolares prevista por el NREL [3], con temperaturas de la sal a la salida del receptor de 700 °C.

La Figura 15 muestra el ciclo convencional de recompresión, mientras que la Figura 16 muestra el ciclo propuesto, con el intercambiador Heat Source colocado aguas debajo de la turbina, con objeto de transferir el calor captado por el CO<sub>2</sub> en él al HTR y así llevar la temperatura del CO<sub>2</sub> a valores adecuados para la entrada en turbina.

## Capítulo 2. Estado del arte.

Durante la última década ha ido aumentando la importancia de las energías renovables. Entre ellas, la energía termosolar ha sufrido grandes avances, pasando de la construcción de centrales más complejas hasta el estudio y desarrollo de nuevos fluidos. Todos estos avances afectan de manera directa a la capacidad de producción energética, lo que demuestra el potencial de investigación y desarrollo existente en esta área.

### 2.1 Fluidos.

Ante una mejor efectividad en las plantas termosolares, se ha investigado en el ámbito de los fluidos y su eficiencia energética. Entre ellos, cabe destacar el CO<sub>2</sub> supercrítico y las sales fundidas.

#### 2.1.1 CO<sub>2</sub> Supercrítico.

Se produce cuando el dióxido de carbono se encuentra por encima de su punto crítico (73 bar y 32 °C). Gracias a esta fase del CO<sub>2</sub> se ha podido incrementar el rendimiento de las centrales termosolares entre un 5 % y un 10 %, llegando a superar el 50% de eficiencia, lo que se debe a sus altos valores de densidad y calor específico. Ambas características proporcionan una mayor extracción de energía por parte de las turbinas, a la vez que una disminución de potencia consumida por los compresores.

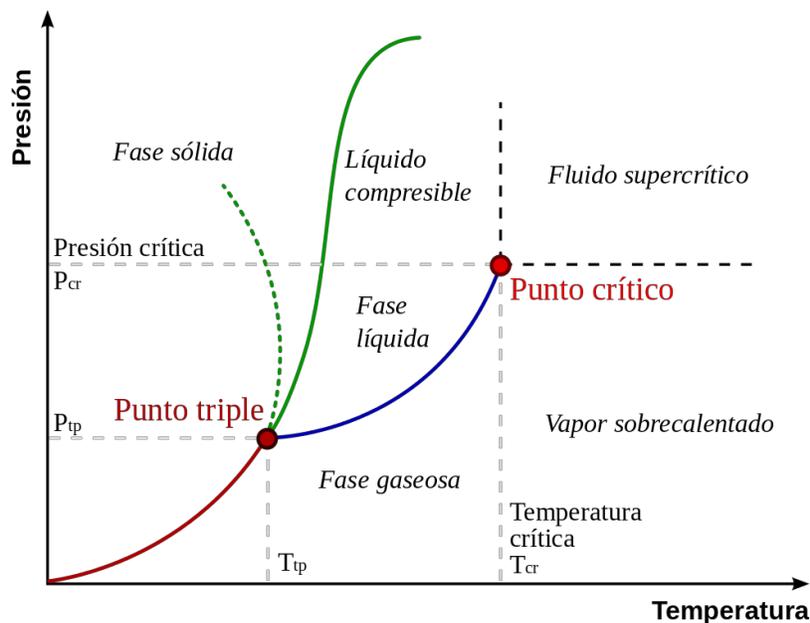


Figura 17: Diagrama de fase del CO<sub>2</sub>.

Fluidos como el helio son los más usados actualmente en el diseño de plantas de potencia. Sin embargo, a la hora de diseñar un ciclo Brayton para una central termosolar, la temperatura media de trabajo de la central ronda los 500 °C, mientras que el Helio necesita trabajar a temperaturas alrededor de los 850 °C – 950 °C para alcanzar altas eficiencias, por ello, resulta interesante el uso de CO<sub>2</sub> supercrítico en estas situaciones ya que es un fluido que trabaja óptimamente bajo estas condiciones. Además, otro aspecto interesante a destacar del S-CO<sub>2</sub> es la alta densidad que posee a las condiciones habituales de salida de los compresores (entre 75 bar y 90 bar), lo que permite reducir simultáneamente la potencia entregada al compresor y el tamaño de estos componentes, consiguiendo de esta manera una importante reducción de costes de diseño.

La alta compactibilidad del CO<sub>2</sub> supercrítico es una de sus características más atractivas ya que permite el uso de los intercambiadores de calor PCHE, los cuales están caracterizados por poseer una efectividad cercana al 98 % y unos canales semicirculares de aproximadamente 2 mm de diámetro en su interior, que permiten un diseño más compacto del intercambiador.

#### **2.1.1.1 Estudios del S-CO<sub>2</sub>.**

En 1967 Ernest G. Feher [5] planteó un ciclo termodinámico que trabajara con fluidos en estado supercrítico y proponía que el compresor usado en este nuevo ciclo poseería gran eficiencia debido a la alta densidad que caracteriza a los fluidos en este estado. El ciclo original de Feher trabajaba entre los 700 °C y los 20 °C. Sin embargo, Feher fracasó a la hora de determinar la presión óptima del ciclo y no sería hasta el año 2002 cuando Dostal retomó su investigación [6].

En 1968 Angelino [5] redactó una de las investigaciones más detalladas sobre el CO<sub>2</sub> supercrítico. En él concluyó que en turbinas con temperaturas de entrada superiores a 650 °C se conseguía mayor rendimiento con S-CO<sub>2</sub> que mediante el uso de ciclos con recalentamiento. Además, reconoció el potencial del fluido para ser usado en centrales nucleares. Sin embargo, la necesidad de un sistema de refrigeración que enfriara el fluido por debajo de los estándares habituales representó una gran limitación para su desarrollo.

En 2004 Dostal, Driscoll y Hejzlar retomaron las investigaciones de Feher y Angelino en un estudio sobre el uso de CO<sub>2</sub> supercrítico en centrales nucleares basadas en ciclos Brayton [6]. Tras el análisis de distintos tipos de ciclos, concluyeron que el ciclo de recompresión era el modelo más prometedor y se centraron en optimizarlo. Para ello simulaban tres condiciones de temperatura a la entrada de la turbina distintas:

- El diseño básico, que corresponde a una temperatura de 550 °C y posee una eficiencia neta del 43 %.
- El diseño avanzado, que corresponde a una temperatura de 650 °C y posee una eficiencia neta del 47 %.
- El diseño de alto rendimiento, que corresponde a una temperatura de 700 °C y posee una eficiencia neta cercana al 50 %.

De los tres diseños distintos que analizaron, únicamente eran viables el diseño básico y el avanzado, ya que a pesar de haber sido realizado el estudio del ciclo de alto rendimiento aún era necesaria una mayor investigación para su futuro desarrollo. No obstante, cualquiera de los ciclos ofrecía una eficiencia neta comparable o superior a un ciclo Brayton que usara como fluido principal helio a 900 °C.

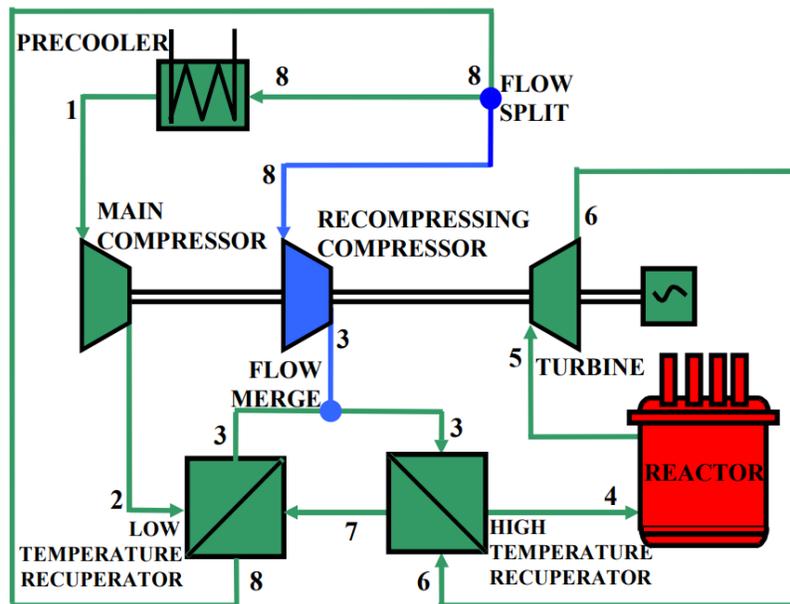


Figura 18: Diseño de Dostal, Driscoll y Hejzlar del ciclo de recompresión [6].

### 2.1.2 Sales Fundidas.

Las sales fundidas se usan en la actualidad como fluido caloportador en numerosas centrales termosolares debido a sus diversas características físicas:

- Son líquidas a presión atmosférica y temperaturas elevadas.
- Son un medio muy eficiente y de bajo coste en el que almacenar energía térmica.
- No son inflamables.
- No son tóxicas.
- Su punto óptimo de funcionamiento es compatible con las turbinas de alta presión y temperatura.

Las sales convencionales, conocidas como “sal solar”, están compuestas principalmente por una mezcla de un 60 % de nitrato de sodio y un 40 % de nitrato potásico, su temperatura de fusión es de 221 °C y se mantienen en estado líquido a partir de los 290 °C, sin embargo, no pueden ser usadas a temperaturas superiores a 600 °C. Por ello, con el objetivo de conseguir un fluido con las mismas características, pero capaz de soportar temperaturas superiores a 700 °C, se desarrollaron unas sales compuestas por NaCl, KCl, MgCl<sub>2</sub>, CaCl<sub>2</sub> y ZnCl<sub>2</sub> capaces de soportar temperaturas de hasta 800 °C [7]. Además,

esta nueva mezcla de sales aumentó el punto de fusión hasta 387 °C y posee un precio muy competitivo comparándolas con las sales de nitrato (cuestan 295 \$/tonelada, mientras que las nítricas valen 1000 \$/tonelada).

Actualmente las sales fundidas son usadas en las centrales termosolares almacenando energía térmica durante las horas de máxima radiación, para ser recuperada durante las horas de menor radiación, y así extender las horas de funcionamiento de la central. Por ello, las sales mencionadas previamente otorgan gran potencial a este tipo de diseños, ya que permiten un almacenamiento frío a 500 °C y uno caliente a 700 °C. Sin embargo, la mayor parte de los ciclos que usan sales fundidas en la actualidad las utilizan como único fluido, tal y como muestra la Figura 19, ya que el principal problema que poseen las sales radica en su paso por los intercambiadores de calor. Se estima que al pasar por intercambiadores como los PCHE las sales pueden provocar atascos en el interior de los tubos si la presión de los mismos es superior a los 200 bar (valores comúnmente encontrados en intercambiadores con S-CO<sub>2</sub>), dificultando enormemente las labores de mantenimiento y limpieza.

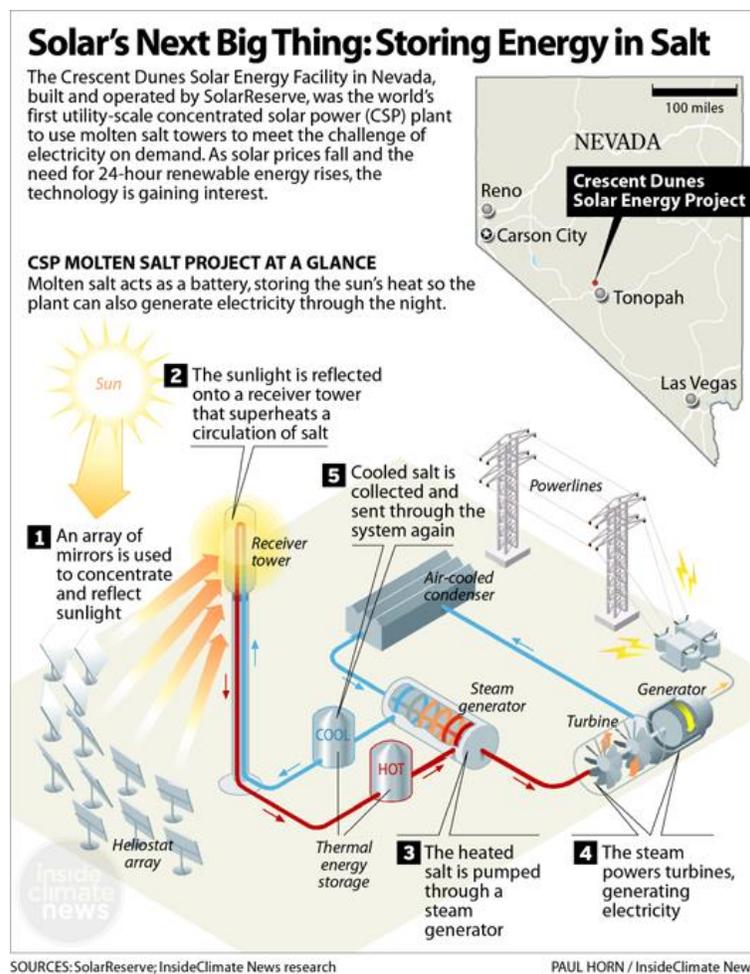


Figura 19: Central termosolar con sales fundidas en su interior [8].

---

## 2.2 Componentes.

Para poder estudiar la viabilidad de un ciclo de potencia hay que diseñar previamente sus componentes. Desde los estudios realizados por Feher hasta los actuales, todos los ciclos presentan:

- Intercambiadores: encargados de la transferencia de calor. Los más utilizados en el área energética son los intercambiadores compactos (en concreto los PCHE) y los intercambiadores de carcasa y tubos.
- Turbomáquinas: encargadas de aportar/retirar presión del fluido. Se categorizan generadoras o motoras según la función que presenten.
- Tuberías: encargadas de transportar el fluido de un elemento a otro. Se utilizarán distintos tipos de tuberías en función del fluido que contengan.

### 2.2.1 Intercambiadores.

Los intercambiadores de calor son aparatos que permiten el intercambio de calor entre dos fluidos que trabajan a temperaturas distintas y evitan simultáneamente que se mezclen.

#### 2.2.1.1 Intercambiadores de carcasa y tubos.

Es el tipo de intercambiador de calor más común. Presenta un gran número de tubos en su interior, por donde circula uno de los fluidos. El segundo fluido se mueve por fuera de estos, pasando por la carcasa. Es habitual el uso de desviadores en este tipo de intercambiadores, ya que fuerzan al segundo fluido a moverse en la dirección transversal a la carcasa, mejorando la transferencia de calor.

A pesar de ser el intercambiador más utilizado, presenta dos desventajas principales:

- Son intercambiadores de gran tamaño, por lo que resultan ineficientes si se necesita algo más compacto.
- Los tubos de su interior deben soportar grandes diferencias de presión. La diferencia de presiones entre el lado de alta y el de baja presión (hasta 200 bar) requiere que los espesores de los tubos sean muy elevados, lo que reduce significativamente su compacidad.

Particularizando, al ser usados en un ciclo de recompresión a baja presión como foco caliente se reduce el espesor de los tubos por el que pasarán las sales fundidas y consiguientemente aumentará su transferencia de calor con el S-CO<sub>2</sub>.

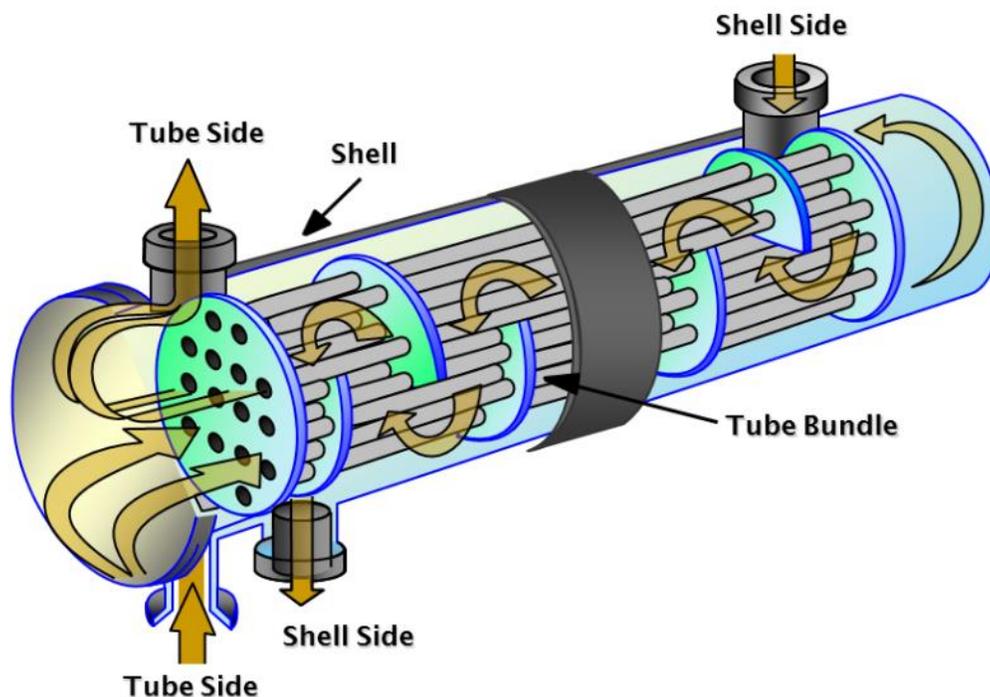


Figura 20: Intercambiador de carcasa y tubos [9].

### 2.2.1.2 Intercambiadores tipo compacto.

Los intercambiadores de tipo compacto son aquellos diseñados para lograr una gran área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen. Por ello son capaces de lograr intercambios de calor con altos rendimientos entre dos fluidos poseyendo estrictas limitaciones de peso y volumen. Usualmente estos modelos poseen bajas capacidades de transferencia de calor, pero gracias a su elevada superficie de intercambio el problema queda subsanado.

Actualmente este tipo de intercambiadores es ampliamente utilizado y se ha potenciado su diseño para la transferencia de calor entre gases. Entre los más destacados, sobresalen los intercambiadores unidos por difusión, especialmente los del tipo de circuito impreso (PCHE). Estos se caracterizan por ser compactos y por su resistencia a los esfuerzos debidos a la diferencia de presiones y a la corrosión. Además, poseen elevados valores de efectividad (aproximadamente un 98 %).

El principal defecto de los intercambiadores PCHE es su propensión a la obstrucción de los microcanales que los forman. Sin embargo, gracias al tratamiento químico al que son sometidos durante su construcción se permite una minimización de la corrosión que se puede producir en su interior.

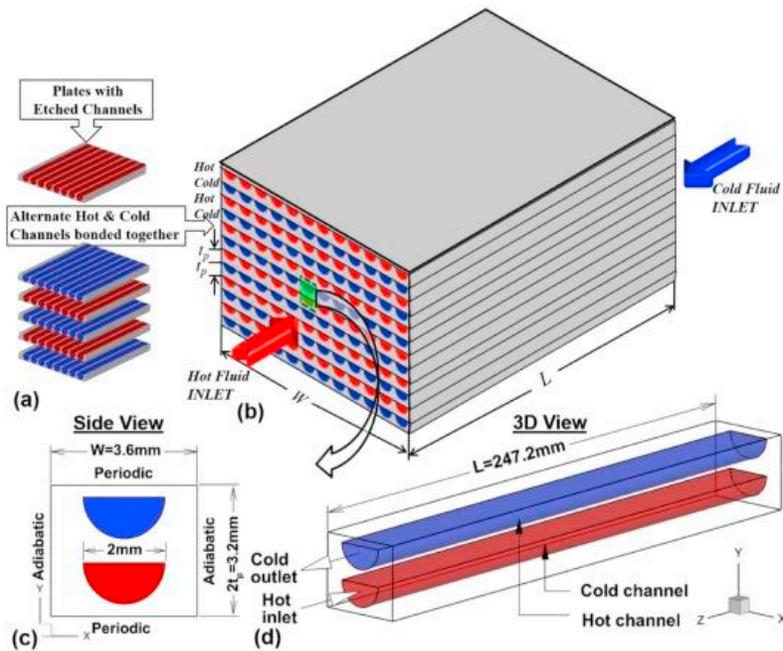


Figura 21: Intercambiador PCHE [10].

Estudios realizados por el KAERI (Korean Atomic Energy Research Institute) demuestran que los intercambiadores PCHE son idóneos para los ciclos que utilicen  $\text{CO}_2$  supercrítico como fluido de trabajo. [11]

## 2.2.2 Turbomáquinas.

Son dispositivos encargados de intercambiar energía con un fluido en movimiento a través de la acción dinámica de una o varias filas de álabes (rodete). Se dividen en dos categorías principales:

- Turbomáquinas generadoras: consumen potencia para incrementar la presión del fluido (ventiladores, compresores y bombas).
- Turbomáquinas motoras: producen potencia disminuyendo la presión del fluido (turbinas).

### 2.2.2.1 Turbomáquinas generadores: compresores.

El mayor desafío que presentan los compresores es la inestabilidad del fluido cuando sus valores de presión y temperatura son cercanos al punto crítico. No obstante, es la propia proximidad a dicho punto lo que permite obtener al compresor un bajo consumo y consiguientemente, incrementar la eficiencia del ciclo. Por ello, la estabilidad del fluido bajo estas condiciones de operación lleva consigo la viabilidad del ciclo.

El S- $\text{CO}_2$  no es una excepción. Aunque la variación de densidad que el fluido puede sufrir dentro del compresor no sea exageradamente grande, se debe prevenir cualquier posible

cambio de fase, evitando así comportamientos imprevistos. Por tanto, resulta imprescindible el control de presión y temperatura a la entrada de las turbomáquinas, obteniendo de esta manera un funcionamiento estable. La Figura 22 muestra la variación de densidad del CO<sub>2</sub> supercrítico respecto a su temperatura bajo distintas cargas de presión.

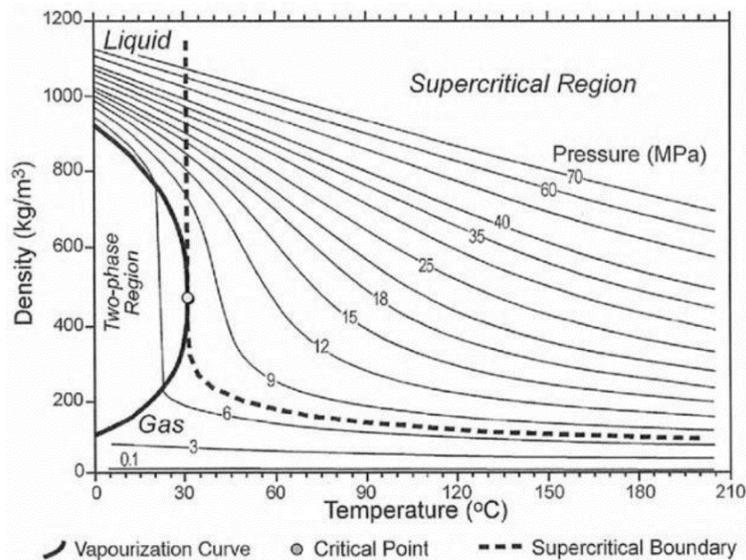


Figura 22: Variaciones de densidad del S-CO<sub>2</sub> [12].

Otra característica fundamental del S-CO<sub>2</sub> es el aumento de su calor específico en condiciones de trabajo próximas al punto crítico (incrementa con bajo factor de 10-30 veces dependiendo de la presión del fluido), lo que afecta también al coeficiente de transferencia de calor del fluido haciéndolo crecer. Estas características adicionales provocan que el rechazo de calor producido durante la refrigeración sea menor, resultando en una mayor eficiencia del ciclo.

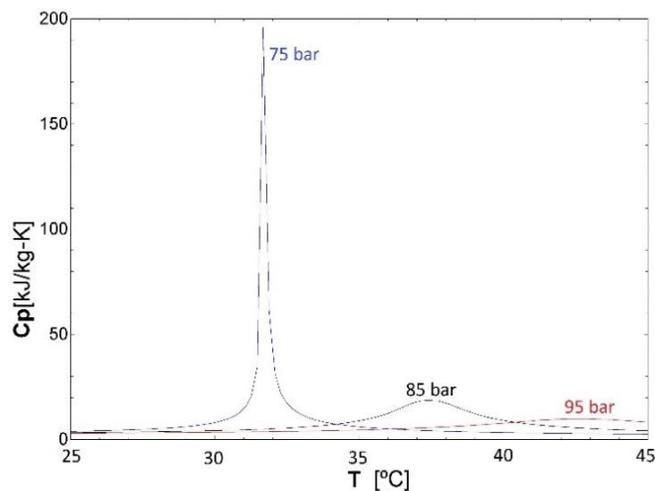


Figura 23: Gráfica Cp-T del S-CO<sub>2</sub>.

### 2.2.2.2 Turbomáquinas motoras: turbinas.

El diseño de las turbinas para ciclos que trabajan con S-CO<sub>2</sub> se realiza de manera más sencilla que el de los compresores, ya que, al trabajar bajo valores de presiones y temperaturas mucho más elevados, se distancia la zona de trabajo del punto crítico evitando con ello las posibles inestabilidades.

En 2004 Dostal [6] afirmó que las turbomáquinas diseñadas para ciclos de CO<sub>2</sub> supercrítico son más compactas y eficientes que las que utilizan otros fluidos. Una turbina que trabaja con helio puede llegar a ser cuatro o cinco veces mayor que una de CO<sub>2</sub>, lo que resulta ser un factor clave a la hora de realizar el diseño de una central y de estimar el coste de la turbomáquina.

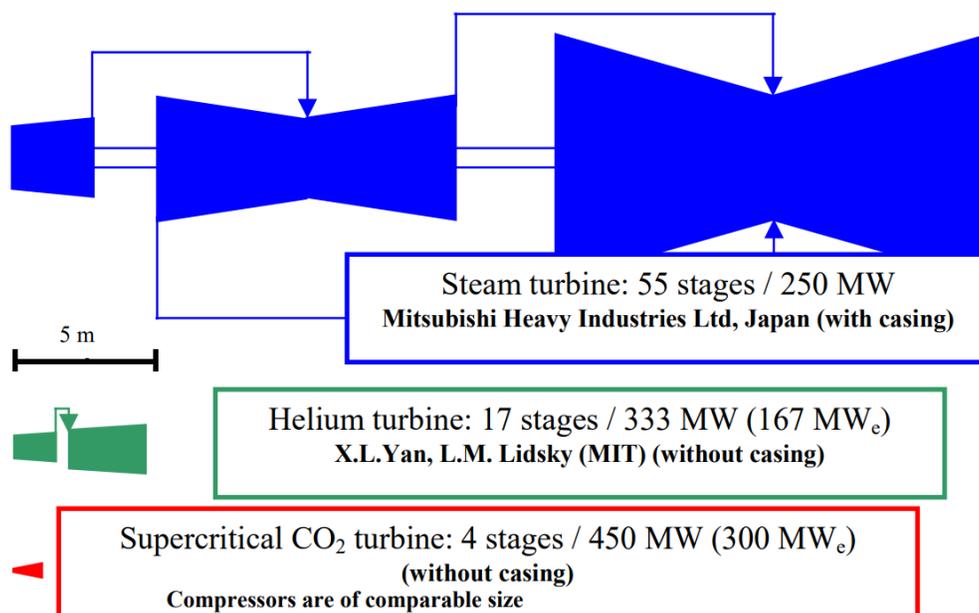


Figura 24: Diferencia de tamaño de las turbinas en función del fluido [6].



**UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLAS**  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería (ICAI)  
Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

---

---

## Capítulo 3. Metodología.

Tras el análisis de los diferentes elementos que constituyen el ciclo, entre los que se encuentran los distintos fluidos de trabajo, se procederá a describir la metodología empleada en el modelado del proyecto.

### ***3.1 Análisis de los ciclos.***

Como se ha mencionado previamente, no se pueden usar sales fundidas en los intercambiadores PCHE, ya que debido a sus estrechos canales (2 mm de diámetro) sería muy probable la aparición de taponamientos. Por ello, se requeriría un intercambiador de carcasa y tubos con la sal circulando en la carcasa. Sin embargo, el uso de dicho componente conllevaría una reducción de presión a la entrada de la turbina, provocando una pérdida de eficiencia en la central.

Finalmente, se escogerá utilizar un intercambiador de carcasa y tubos para realizar el intercambio de temperatura entre las sales fundidas y el CO<sub>2</sub> supercrítico. Para evitar la pérdida de eficiencia en el ciclo por la presión límite establecida en el intercambiador (200 bar) se colocará en el lado de baja presión (85 bar), obteniendo de esta manera el ciclo de recompresión alimentado a baja presión mostrado con anterioridad. Con ello, además de disminuir el tamaño y mejorar el comportamiento del intercambiador, se consigue cierto margen de presión a la entrada de la turbina (variable entre 250 y 300 bar), pudiendo escoger como presión de trabajo el punto en el que se optimiza la eficiencia de la central.

En el caso de los regeneradores (HTR y LTR) se utilizarán intercambiadores PCHE, ya que son intercambiadores de gran eficiencia y al transferir calor de CO<sub>2</sub> a CO<sub>2</sub> no existe riesgo de taponamiento de sus canales. Para el recalentador, cuando existe, se empleará un intercambiador de carcasa y tubos, dado que la presión del recalentamiento es inferior a 200 bar.

### ***3.2 Modelado de la planta***

#### **3.2.1 Ciclos de recompresión.**

Dentro de los ciclos de recompresión alimentados a baja presión, se analizarán cuatro posibles opciones a dos diferentes temperaturas de refrigeración cada uno. Una de ellas es una simulación de refrigeración por aire (disipación seca) que establece una temperatura a la entrada del compresor principal de 50 °C, mientras que la otra emplea una torre de refrigeración (disipación húmeda) que permite reducir la temperatura en la aspiración del compresor principal a 35 °C.

Los ciclos a analizar son el ciclo de recompresión alimentado a baja presión básico (RC-LP), con un sistema de interrefrigeración entre los compresores o *intercooling* (RC-IC-LP), con recalentamiento entre las turbinas o *reheating* (RC-RH-LP) y finalmente combinando ambas (RC-IC-RH-LP). Los diagramas se muestran en la Figura 25:

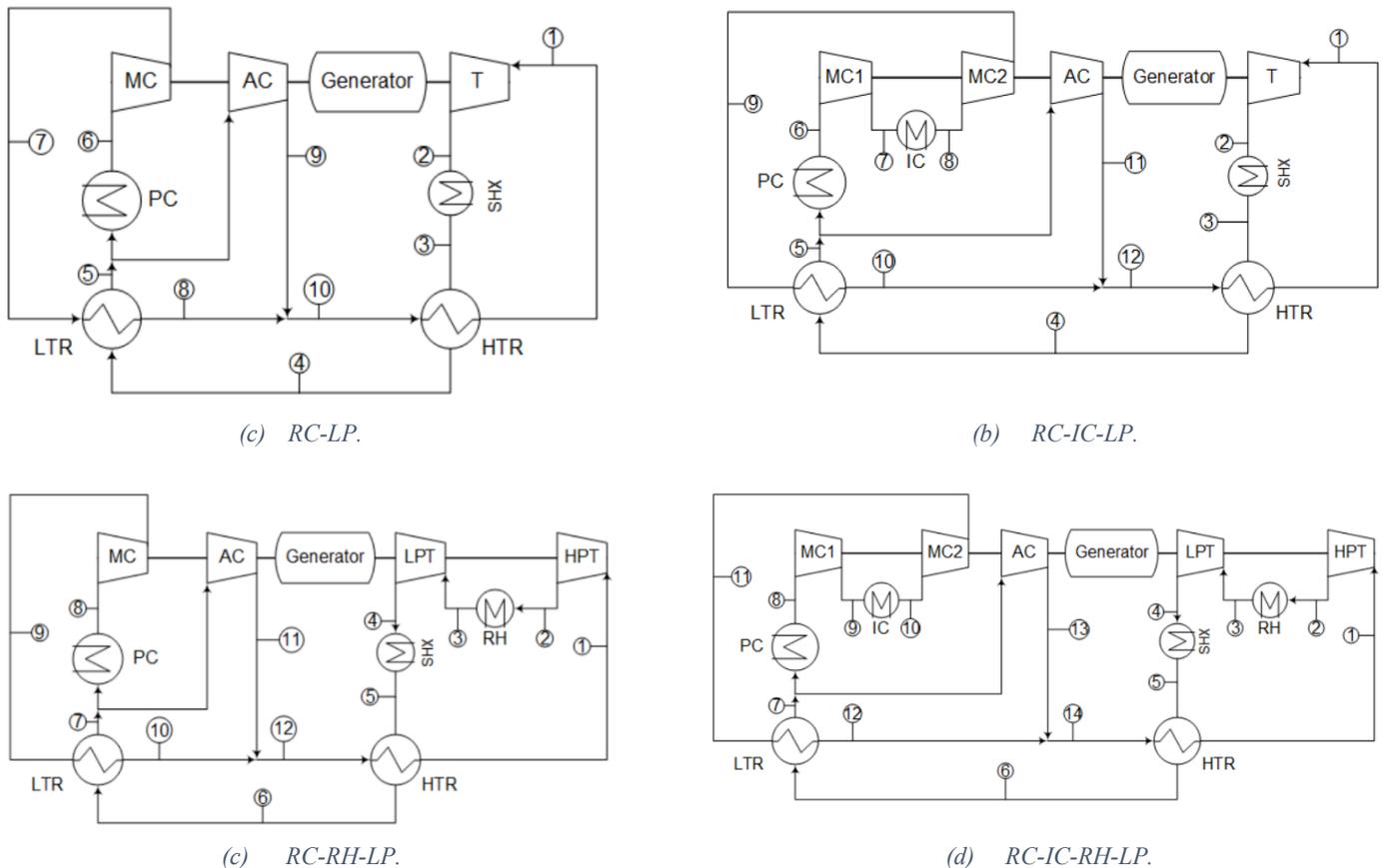


Figura 25: Ciclos de recompresión a baja presión.

Las condiciones establecidas en los distintos ciclos para su resolución son las siguientes:

- El foco frío permite una temperatura de 35 °C para disipación húmeda y de 50 °C para disipación seca a la salida del prerrefrigerador (*precooling*, PC). A su vez, la presión de entrada al compresor es de 85 bar.
- La presión de entrada a la turbina variará entre los 250 y los 300 bar dependiendo de a qué presión se maximice el rendimiento.
- La temperatura a la salida del foco caliente es de 688 °C que será la temperatura máxima del ciclo.
- Las eficiencias de los compresores se estimarán en un 88 % de rendimiento, mientras que la de las turbinas será de un 92 %.

- La caída de presión de los intercambiadores de calor es de 40 kPa en el lado del CO<sub>2</sub>.
- El acercamiento mínimo en los regeneradores es de 5 °C para el LTR y de 10 °C para el HTR.
- La potencia neta obtenida en forma de electricidad es de 50 MW.
- Se despreciarán las pérdidas de presión en intercambiadores y conductos.

### 3.2.2 Circuitos de refrigeración y de aporte de calor.

La gestión del calor absorbido y cedido por el ciclo se ilustra en la Figura 26. La refrigeración se lleva a cabo de manera distinta dependiendo de las condiciones climáticas del entorno. La disipación seca se produce a través de intercambiadores compactos de flujo cruzado que enfrían el CO<sub>2</sub> hasta la temperatura de 50°C. En cambio, si la disipación es húmeda, se refrigera mediante un intercambiador con agua que disipa el calor recogido del ciclo a través de una torre de refrigeración. Sus condiciones de trabajo son:

- En la disipación húmeda, la entrada del fluido (agua) al intercambiador (*pre-refrigerador* o *pre-cooler*) se produce a 25 °C y su salida a 35 °C, mientras que, en la disipación seca, el fluido (aire) entra a 35 °C y sale a 60 °C.
- En disipación húmeda, la presión del agua a la entrada del intercambiador es de 6 bar y a su salida es de 5 bar.

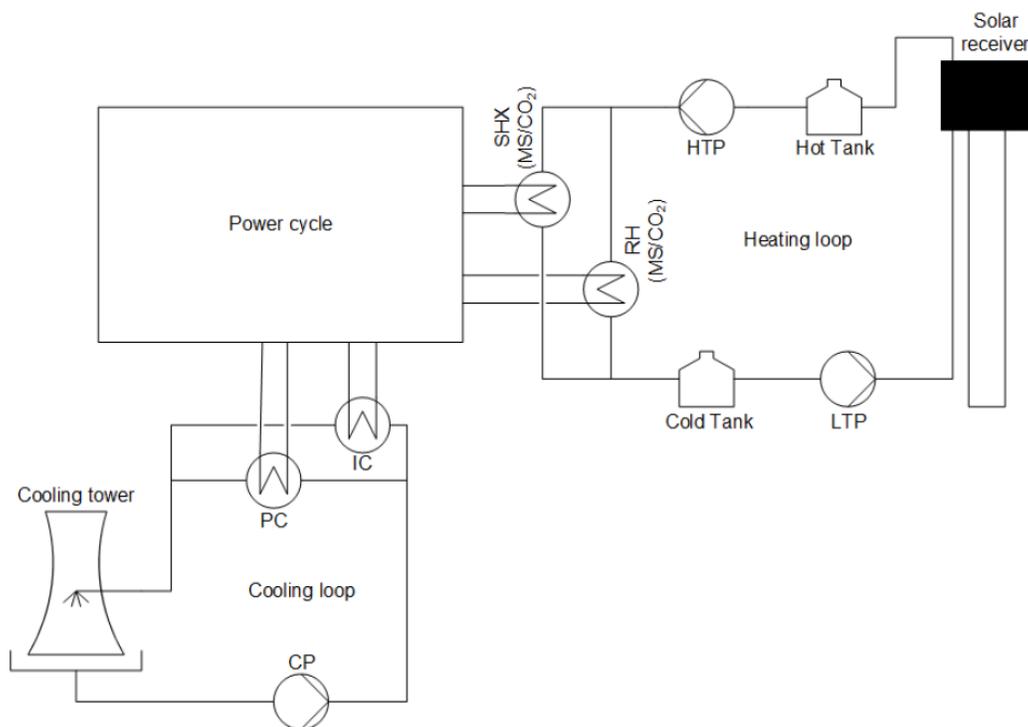


Figura 26: Detalle de los circuitos de absorción y cesión de calor del ciclo.

---

A diferencia del ciclo de refrigeración, el ciclo de calor se mantiene constante independientemente de las condiciones externas. Este consta de un receptor solar, encargado de aumentar la temperatura de las sales fundidas hasta 700°C, dos tanques de almacenamiento de sales, dos bombas y los intercambiadores usados como foco caliente. El sistema de funcionamiento de este ciclo consta en los siguientes pasos:

1. Las sales son calentadas por el receptor solar.
2. Durante el día (cuando hay radiación disponible), parte de las sales son almacenadas en el tanque caliente, mientras que el resto es impulsado mediante la bomba HTP hacia los intercambiadores de calor SHX y RH. Por la noche, se comienza a vaciar el tanque caliente disminuyendo la cantidad de sales almacenadas y enviándolas hacia el intercambiador.
3. Las sales son almacenadas en el tanque frío durante la noche (o en momentos de baja radiación), ya que, durante ese tiempo, la bomba LTP se encuentra apagada con lo que no hay circulación por el colector.
4. Durante el día, las sales son impulsadas nuevamente gracias la bomba LTP hacia el receptor solar para iniciar nuevamente el ciclo, descargándose así el depósito frío.

Las condiciones de funcionamiento del ciclo de calor serán consiguientemente:

- El ciclo de día (carga del tanque caliente/descarga del frío) dura 6 horas equivalentes a potencia nominal, mientras que el de noche (descarga del tanque caliente/carga del frío) dura 3 horas. Es decir, se requiere un múltiplo solar (sobredimensionamiento del campo de heliostatos) de 1,5.
- La bomba HTP impulsará en ambos ciclos el flujo nominal que pasa por los intercambiadores, mientras que la LTP impulsará 1,5 veces dicho flujo durante la operación del día, quedando almacenado 0,5 veces de dicho flujo en el tanque caliente.
- La velocidad máxima del fluido (sales fundidas) será de 3 m/s.
- La temperatura de entrada de las sales al intercambiador es de 700 °C.
- El intercambiador de calor sales/CO<sub>2</sub> (tanto el SHX como el RH) operará de forma equilibrada, con un acercamiento de entre 10 °C y 12 °C.
- La presión de las sales es de 25 bar a la salida de la bomba HTP.

### 3.2.3 Cálculo de los ciclos.

Las turbomáquinas han sido modeladas como adiabáticas para maximizar su eficiencia. Además, las presiones en los sistemas de interrefrigeración y recalentamiento intermedios han sido escogidos para maximizar el rendimiento de la planta.

El significado de las abreviaturas utilizadas en la Tabla 5 es:

- De manera común en todos los puntos, “m” se refiere al flujo másico, “h” indica la entalpía, “s” la entropía y “p” la presión.

- En las turbomáquinas se utiliza “i” para entrada (inlet) y “o” para salida (outlet). Además,  $\dot{W}_C$  indica la potencia consumida por el compresor, mientras que  $\dot{W}_T$  muestra la generada por la turbina.
- En los intercambiadores “RH” representa “Reheating”, “SC” indica “Source” (foco caliente), “IC” se usa para “Intercooler” y “PC” para “Precooler” (foco frío).
- En los recuperadores se usa “c” para flujo frío (cold) y “h” para flujo caliente (hot). “ $\alpha$ ” indica el porcentaje de fluido que sale de la turbina y transcurre a través del compresor auxiliar.
- En el compresor auxiliar “LTR;co” significa “LTR cold outlet” y “AC;o” “auxiliar compresor outlet”, mientras que “mix” se refiere al estado mezcla final de los dos puntos previamente indicados.

Tabla 5: Fórmulas comunes para todos los ciclos

<b>Fórmulas comunes para todos los ciclos</b>		
Compresores	Eficiencia isentrópica	$\eta_c = \frac{h_{os} - h_i}{h_o - h_i}$
	Entalpía isentrópica	$h_{os} = h(s_i; p_o)$
	Potencia consumida	$\dot{W}_c = \dot{m}_c \cdot (h_o - h_i)$
Turbinas	Eficiencia isentrópica	$\eta_T = \frac{h_i - h_o}{h_i - h_{os}}$
	Entalpía isentrópica	$h_{os} = h(s_i; p_o)$
	Potencia consumida	$\dot{W}_T = \dot{m}_T \cdot (h_i - h_o)$
Intercambiadores	Foco caliente/Reheater	$\dot{Q}_{SC/RH} = \dot{m}_{SC/RH} (h_o - h_i)$
	Foco frío/Intercooler	$\dot{Q}_{PC/IC} = \dot{m}_{PC/IC} (h_i - h_o)$
Recuperadores	HTR	$h_{hi} - h_{ho} = h_{co} - h_{ci}$
	LTR	$h_{hi} - h_{ho} = \alpha \cdot (h_{co} - h_{ci})$
Compresor auxiliar	Balance de energía	$\alpha \cdot h_{LTR;co} + (1 - \alpha) \cdot h_{AC;o} = h_{mix}$
Potencia del ciclo	Potencia de ciclo	$\dot{W}_{CICLO} = \dot{W}_{HTP} + \dot{W}_{LPT} - \dot{W}_{MC1} - \dot{W}_{MC2} - \dot{W}_{AC}$
	Potencia bruta	$\dot{W}_{BRUTA} = \dot{W}_{CICLO} \cdot \eta_{generador}$
	Potencia neta	$\dot{W}_{NETA} = \dot{W}_{BRUTA} - \dot{W}_{HTP} - \dot{W}_{LTP} - \dot{W}_{CP}$

Tabla 6: Ecuaciones usadas para calcular el ciclo RC

	<b>RC</b>
MC	$\dot{W}_{MC} = \dot{m} \cdot (1 - \alpha) \cdot (h_6 - h_5)$
AC	$\dot{W}_{AC} = \dot{m} \cdot \alpha \cdot (h_8 - h_4)$
T	$\dot{W}_T = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2)$
SHX	$\dot{Q}_{PCHE} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_{10})$ $\Delta p_{CO_2} = p_{10} - p_1$ $PP_{SHX} = T_{so} - T_{10}$ $PP_{SHX} = T_{Si} - T_1$
HTR	$\dot{Q}_{HTR} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3)$ $h_2 - h_3 = h_{10} - h_9$ $\Delta p_{CO_2} = p_2 - p_3$ $\Delta p_{CO_2} = p_9 - p_{10}$ $PP_{HTR} = T_3 - T_9$ $PP_{HTR} = T_2 - T_{10}$
LTR	$\dot{Q}_{LTR} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4)$ $h_3 - h_4 = \alpha \cdot (h_7 - h_6)$ $\Delta p_{CO_2} = p_3 - p_4$ $\Delta p_{CO_2} = p_6 - p_7$ $PP_{HTR} = T_3 - T_7$ $PP_{HTR} = T_4 - T_6$
PC	$\dot{Q}_{PC} = \dot{m} \cdot \alpha \cdot (h_4 - h_5)$
Nudo	$p_8 = p_9 = p_7$ $\alpha \cdot h_7 + (1 - \alpha) \cdot h_8 = h_9$

Tabla 7: Ecuaciones usadas para calcular el ciclo RC-LP

	<b>RC-LP</b>
MC	$\dot{W}_{MC} = \dot{m} \cdot (1 - \alpha) \cdot (h_7 - h_6)$
AC	$\dot{W}_{AC} = \dot{m} \cdot \alpha \cdot (h_9 - h_5)$
T	$\dot{W}_T = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2)$
SHX	$\dot{Q}_{SHX} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2)$ $\Delta p_{CO_2} = p_2 - p_3$ $PP_{SHX} = T_{so} - T_2$ $PP_{SHX} = T_{Si} - T_3$
HTR	$\dot{Q}_{HTR} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4)$ $h_3 - h_4 = h_1 - h_{10}$ $\Delta p_{CO_2} = p_3 - p_4$ $\Delta p_{CO_2} = p_{10} - p_1$ $PP_{HTR} = T_4 - T_{10}$ $PP_{HTR} = T_3 - T_1$
LTR	$\dot{Q}_{LTR} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_5)$ $h_4 - h_5 = \alpha \cdot (h_8 - h_7)$ $\Delta p_{CO_2} = p_4 - p_5$ $\Delta p_{CO_2} = p_7 - p_8$ $PP_{HTR} = T_4 - T_8$ $PP_{HTR} = T_5 - T_7$
PC	$\dot{Q}_{PC} = \dot{m} \cdot \alpha \cdot (h_5 - h_6)$
Nudo	$p_8 = p_9 = p_{10}$ $\alpha \cdot h_8 + (1 - \alpha) \cdot h_9 = h_{10}$

Tabla 8: Ecuaciones usadas para calcular el ciclo RC-IC-LP

	<b>RC-IC-LP</b>
MC1	$\dot{W}_{MC1} = \dot{m} \cdot (1 - \alpha) \cdot (h_7 - h_6)$
MC2	$\dot{W}_{MC2} = \dot{m} \cdot (1 - \alpha) \cdot (h_9 - h_8)$
AC	$\dot{W}_{AC} = \dot{m} \cdot \alpha \cdot (h_{11} - h_5)$
T	$\dot{W}_T = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2)$
SHX	$\dot{Q}_{SHX} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2)$ $\Delta p_{CO_2} = p_2 - p_3$ $PP_{SHX} = T_{s0} - T_2$ $PP_{SHX} = T_{s1} - T_3$
HTR	$\dot{Q}_{HTR} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4)$ $h_3 - h_4 = h_1 - h_{12}$ $\Delta p_{CO_2} = p_3 - p_4$ $\Delta p_{CO_2} = p_{12} - p_1$ $PP_{HTR} = T_4 - T_{12}$ $PP_{HTR} = T_5 - T_1$
LTR	$\dot{Q}_{LTR} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_5)$ $h_4 - h_5 = \alpha \cdot (h_{10} - h_9)$ $\Delta p_{CO_2} = p_4 - p_5$ $\Delta p_{CO_2} = p_9 - p_{10}$ $PP_{HTR} = T_4 - T_{10}$ $PP_{HTR} = T_5 - T_9$
PC	$\dot{Q}_{PC} = \dot{m} \cdot \alpha \cdot (h_5 - h_6)$
IC	$\dot{Q}_{IC} = \dot{m} \cdot \alpha \cdot (h_7 - h_8)$
Nudo	$p_{11} = p_{12} = p_{10}$ $\alpha \cdot h_{10} + (1 - \alpha) \cdot h_{11} = h_{12}$

Tabla 9: Ecuaciones usadas para calcular el ciclo RC-RH-LP

	<b>RC-RH-LP</b>
MC	$\dot{W}_{MC} = \dot{m} \cdot (1 - \alpha) \cdot (h_9 - h_8)$
AC	$\dot{W}_{AC} = \dot{m} \cdot \alpha \cdot (h_{11} - h_7)$
HPT	$\dot{W}_{HPT} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2)$
LPT	$\dot{W}_{LPT} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4)$
SHX	$\dot{Q}_{SHX} = \dot{m} \cdot (h_5 - h_4)$ $\Delta p_{CO_2} = p_4 - p_5$ $PP_{SHX} = T_{soS} - T_4$ $PP_{SHX} = T_{Si} - T_5$
RH	$\dot{Q}_{RH} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2)$ $\Delta p_{CO_2} = p_2 - p_3$ $PP_{RH} = T_{soR} - T_2$ $PP_{RH} = T_{Si} - T_3$
HTR	$\dot{Q}_{HTR} = \dot{m} \cdot (h_5 - h_6)$ $h_5 - h_6 = h_1 - h_{12}$ $\Delta p_{CO_2} = p_5 - p_6$ $\Delta p_{CO_2} = p_{12} - p_1$ $PP_{HTR} = T_6 - T_{12}$ $PP_{HTR} = T_7 - T_1$
LTR	$\dot{Q}_{LTR} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_5)$ $h_6 - h_7 = \alpha \cdot (h_{10} - h_9)$ $\Delta p_{CO_2} = p_6 - p_7$ $\Delta p_{CO_2} = p_9 - p_{10}$ $PP_{HTR} = T_6 - T_{10}$ $PP_{HTR} = T_7 - T_9$
PC	$\dot{Q}_{PC} = \dot{m} \cdot \alpha \cdot (h_7 - h_8)$
Nudo	$p_{11} = p_{12} = p_{10}$ $\alpha \cdot h_{10} + (1 - \alpha) \cdot h_{11} = h_{12}$

Tabla 10: Ecuaciones usadas para calcular el ciclo RC-IC-RH-LP

	<b>RC-IC-RH-LP</b>
MC1	$\dot{W}_{MC1} = \dot{m} \cdot (1 - \alpha) \cdot (h_9 - h_8)$
MC2	$\dot{W}_{MC2} = \dot{m} \cdot (1 - \alpha) \cdot (h_{11} - h_{10})$
AC	$\dot{W}_{AC} = \dot{m} \cdot \alpha \cdot (h_{13} - h_7)$
HPT	$\dot{W}_{HPT} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2)$
LPT	$\dot{W}_{LPT} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4)$
SHX	$\dot{Q}_{SHX} = \dot{m} \cdot (h_5 - h_4)$ $\Delta p_{CO_2} = p_4 - p_5$ $PP_{SHX} = T_{soS} - T_4$ $PP_{SHX} = T_{Si} - T_5$
RH	$\dot{Q}_{RH} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2)$ $\Delta p_{CO_2} = p_2 - p_3$ $PP_{RH} = T_{soR} - T_2$ $PP_{RH} = T_{Si} - T_3$
HTR	$\dot{Q}_{HTR} = \dot{m} \cdot (h_5 - h_6)$ $h_5 - h_6 = h_1 - h_{14}$ $\Delta p_{CO_2} = p_5 - p_6$ $\Delta p_{CO_2} = p_{14} - p_1$ $PP_{HTR} = T_6 - T_{14}$ $PP_{HTR} = T_7 - T_1$
LTR	$\dot{Q}_{LTR} = \dot{m} \cdot (h_6 - h_7)$ $h_6 - h_7 = \alpha \cdot (h_{12} - h_{11})$ $\Delta p_{CO_2} = p_6 - p_7$ $\Delta p_{CO_2} = p_{11} - p_{12}$ $PP_{HTR} = T_6 - T_{12}$ $PP_{HTR} = T_7 - T_{11}$
PC	$\dot{Q}_{PC} = \dot{m} \cdot \alpha \cdot (h_7 - h_8)$
IC	$\dot{Q}_{IC} = \dot{m} \cdot \alpha \cdot (h_9 - h_{10})$
Nudo	$p_{13} = p_{12} = p_{14}$ $\alpha \cdot h_{12} + (1 - \alpha) \cdot h_{13} = h_{14}$

### 3.2.4 Propiedades de los fluidos.

El CO<sub>2</sub> supercrítico, el agua y el aire han sido modelados como sustancias puras usando el programa “Engineering Equation Solver” (EES). No obstante, las sales fundidas cuya composición consiste en 24,5 % NaCl, 20,5 % KCl y 55,0 % MgCl<sub>2</sub> no aparecen en dicho software, por lo que hay que modelarlas manualmente a partir de las ecuaciones dadas en la Tabla 11.

Tabla 11: Propiedades de las sales fundidas.

Propiedades	Correlación
Temperatura de trabajo [°C]	387 – 800
Capacidad volumétrica [J/cm <sup>3</sup> -K]	1,9
Calor específico [J/kg-K]	1180
Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	$1899,3 - 0,43 \cdot T$ [°C]
Conductividad [W/m-K]	$0,5423 - 0,0002 \cdot T$ [°C]
Viscosidad dinámica [Pa·s]	$8,25 \cdot 10^{-6} \cdot e^{\frac{11874,71735}{1350,84595+T}}$ [°C]

Las sales fundidas escogidas poseen gran estabilidad a altas temperaturas además de buenas propiedades físicas y un bajo coste, lo que las convierte en un candidato prometedor. Sin embargo, todavía son necesarias futuras investigaciones sobre este fluido, en especial, lo relacionado con su corrosión.

### 3.3 Modelado de intercambiadores.

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.

Las abreviaturas utilizadas en este apartado para calcular el intercambio de calor en cada elemento son las siguientes:

- Se utiliza la letra “i” para referirse a un elemento cualquiera.
- “U<sub>i</sub>” es el coeficiente de transferencia de calor mientras que “Q<sub>i</sub>” es el calor transferido.
- El área de transferencia de calor se obtiene a través del perímetro “P<sub>i</sub>” y la longitud “L<sub>i</sub>”.
- “f<sub>i</sub>” es el factor de fricción, “Δp<sub>i</sub>” es la caída de presión del elemento “i” y “D<sub>i</sub>” el diámetro hidráulico del canal.
- Dentro de las propiedades del fluido, “c<sub>i</sub>” indica su velocidad y “ρ<sub>i</sub>” su densidad.

Tabla 12: Ecuaciones usadas para el cálculo de los intercambiadores PCHE

$\dot{Q}_i = U_i \cdot L_i \cdot P_i \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})$
$\Delta p_i = f_i \cdot \frac{L_i}{D_i} \cdot \rho_i \cdot \frac{c_i^2}{2}$

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 [13].

En el caso de disipación seca, dado que la refrigeración se produce mediante aire, se utilizará un banco de flujo cruzado compacto de tipo SCF-734. La longitud de paso del aire ha sido controlada para obtener un consumo menor de 50 kW y el número de tuberías de CO<sub>2</sub> se controla para que la caída de presión no supere los 40 kPa. Además, el aire ha sido modelado como gas ideal mediante el software EES.

El intercambiador de carcasa y tubos (foco caliente) utilizará como fluido primario (fluido caliente que transcurre por la carcasa) las sales fundidas y como secundario (fluido frío que circula por el interior de los tubos) al CO<sub>2</sub>. Además, el intercambiador usará como material de construcción para los tubos y la carcasa una aleación de Níquel (Inconel 625) que presenta apropiadas características mecánicas y soporta bien las altas temperaturas.

### 3.4 Prediseño de turbomáquinas.

Las características del CO<sub>2</sub> supercrítico provocan que los compresores trabajen con valores cercanos al punto crítico y las turbinas a altas presiones y temperaturas, consiguiendo con ello una alta densidad. Además, otra ventaja que ofrece el S-CO<sub>2</sub> es la reducción de tamaño que sufren los componentes en comparación con los ciclos habituales.

El prediseño de las turbomáquinas que trabajan con CO<sub>2</sub> supercrítico se lleva a cabo en dos pasos distintos:

1. Se realiza un diseño conceptual del componente, eligiendo el tipo de turbomáquina (axial o radial) y el número de etapas. Si los valores de rendimiento obtenidos en el siguiente paso no son adecuados, se pueden separar las turbomáquinas para tener o bien diversas líneas en paralelo o varias etapas en serie, pudiendo así optimizar el rendimiento.
2. Se establecen los parámetros de trabajo de los elementos, como pueden ser la velocidad angular o el rendimiento.

Para realizar el prediseño de las turbomáquinas, previamente se establecerán la nomenclatura utilizada.

Tabla 13: Nomenclatura utilizada en el diseño de las turbomáquinas.

Nomenclatura	Abreviatura	Unidades
Diámetro específico	$D_s$	[-]
Gravedad	$g$	$[m/s^2]$
Altura	$H$	$[m]$
Velocidad específica	$N_s$	[-]
Flujo volumétrico	$V$	$[m^3/s]$
Diámetro del rotor	$D$	$[m]$
Salto de presión	$p_r$	[-]
Velocidad angular	$w$	$[rad/s]$
Adiabático	$ad$	[-]

El prediseño de las turbinas y compresores se realiza mediante dos variables principales,  $N_s$  (velocidad específica) y  $D_s$  (diámetro específico). Baljé [14] demostró que en las turbomáquinas existe una relación directa entre dichos valores y su eficiencia, desarrollando de esta manera los diagramas  $N_s$ - $D_s$ .

Tabla 14: Ecuaciones usadas en el diseño de las turbomáquinas.

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

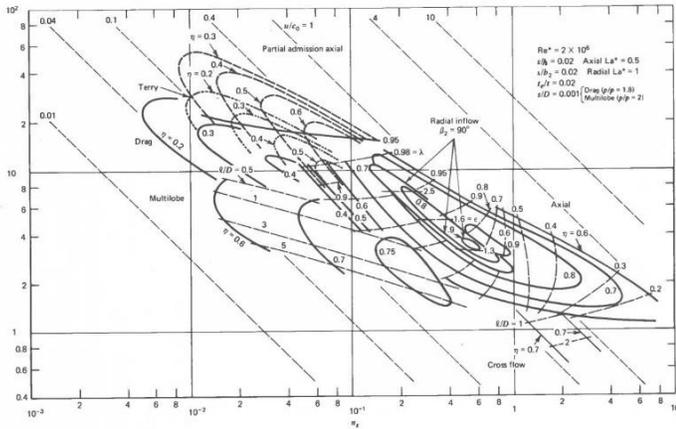


FIGURE 3.5  $n_1 d_1$  diagram for single stage turbines and expanders operating with compressible

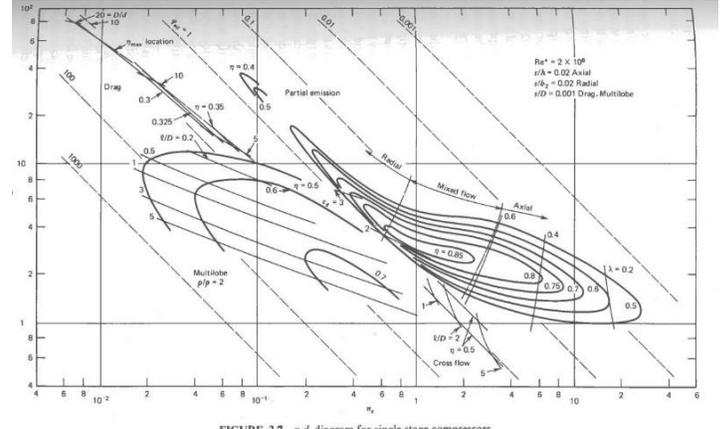


FIGURE 3.7  $n_1 d_1$  diagram for single stage compressors.

Figura 27: Diagrama de Baljé de las turbinas [14].

Figura 28: Diagrama de Baljé de los compresores [14].

### 3.5 Diseño de tuberías.

Las tuberías son los elementos encargados de transportar el fluido a través del ciclo por lo que se debe optimizar su diseño para garantizar el funcionamiento del mismo. Para ello, las tuberías han sido dimensionadas mediante el criterio de la velocidad máxima admisible, en el que se establece una variable “ $v_{max}$ ” que limita la velocidad del fluido, evitando los posibles problemas ocasionados por el ruido y las vibraciones. No obstante, en un segundo paso se ha comprobado que la pérdida de carga en cada tubería no supera los valores recomendados por la normativa aplicada, modificando el diámetro y/o número de tuberías en caso contrario. La planta posee tres tipos de fluido distintos, lo que provocará distintas características en cada uno de ellos.

- Circuito de potencia: su fluido de trabajo es el  $CO_2$  supercrítico y el material elegido para sus tuberías es el Inconel 740-H, el cual está formado por una aleación de Ni – Cr – Co. Su velocidad máxima admisible son 60 m/s o  $v_{max}$  (calculada en la Tabla 12), la otorgue mayor limitación [15].
- Circuito de refrigeración: su fluido de trabajo es el agua y el material de sus tuberías es el A-106B (acero al carbono). Su velocidad máxima admisible son 6 m/s [15].
- Circuito de aporte de calor: su fluido de trabajo son las sales fundidas y el material de sus tuberías es el SS347H (acero inoxidable). Su velocidad máxima admisible son 3 m/s [15].

Tabla 15: Nomenclatura utilizada en el dimensionamiento de las tuberías.

Nomenclatura	Abreviatura	Unidades
Presión	p	[bar]
Temperatura	T	[°C]

Densidad	$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]
Viscosidad	$\mu$	[m <sup>2</sup> /s]
Flujo másico	$\dot{m}$	[kg/s]
Número de tuberías	$n$	[-]
Velocidad del fluido	$v$	[m/s]
Diámetro de la tubería	$D$	[mm]
Diámetro interior de la tubería	$d$	[mm]
Máxima tensión admisible	$S$	[MPa]
	$y$	[-]
Espesor de la tubería	$t$	[mm]
Número de Reynolds	$Re$	[-]
Rugosidad	$\varepsilon$	[mm]
Factor de fricción	$f$	[-]

Tabla 16: Ecuaciones utilizadas en el dimensionamiento de las tuberías.

$v_{max} = 175 \cdot \left(\frac{1}{\rho}\right)^{0.43}$
$D_{min} = 1000 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{n \cdot \pi \cdot \rho \cdot v_{max}}}$
$t_{min} = \frac{T \cdot 100 \cdot D_o}{2 \cdot (S \cdot 1000 + T \cdot 100 \cdot y)}$
$d = D_o - 2 \cdot t$
$v = \frac{\dot{m}}{n \cdot \rho \cdot \left(\pi \cdot \frac{d}{1000}\right)^{2/4}}$
$Re = v \cdot \frac{d}{1000 \cdot \mu}$
$\frac{h_f}{L} = \frac{1000 \cdot f \cdot v^2}{d \cdot 2 \cdot 9.81}$
$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log\left(\frac{\varepsilon/d}{3.7} + \frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{f}}\right)$

El dimensionamiento de las tuberías se ha realizado mediante un proceso iterativo que se inicia con el criterio de velocidad máxima admisible y consta de los siguientes pasos:

1. Se escoge un valor de diámetro de la tubería normalizado ( $D_N$ ), mayor que el diámetro mínimo ( $D_{min}$ ) previamente calculado.

2. Para el valor de diámetro escogido, se elige un espesor de tubería (schedule) mayor que el espesor mínimo ( $t_{\min}$ ), que se calcula siguiendo la norma ASME/ANSI B36.10M [16]. De no existir dicho espesor normalizado se deberán introducir tuberías en paralelo que se encargarán de dividir el flujo másico ( $\dot{m}$ ) de manera equitativa consiguiendo una reducción de diámetro y consiguientemente, de espesor.

Tras escoger la tubería adecuada mediante el criterio anterior, se procederá a continuar con el criterio de pérdida de carga máxima.

3. Se calculará la pérdida de carga de cada tubería mediante la ecuación de Darcy-Weisbach, utilizando para el factor de fricción la ecuación de Colebrook<sup>1</sup>.
4. Si la pérdida de carga supera al valor recomendado por la norma Norsok [15], será necesario incrementar el diámetro de la tubería hasta que la caída de presión alcance un valor aceptable.

### 3.6 *Análisis económico.*

La inversión necesaria (FCI) para la construcción de las centrales se ha calculado incluyendo tanto los costes directos, como los indirectos. Dentro de los costes directos se diferencian dos categorías:

- ONSC (on-site cost): incluyen la compra de equipamiento, la instalación, las tuberías, la instrumentación necesaria y los equipos eléctricos y de control.
- OFFSC (off-site cost): incluyen el terreno, el trabajo civil y las instalaciones de mantenimiento.

La Tabla 17 muestra la ley de escala empleada en diversos costes.

*Tabla 17: Ecuación utilizada para escalar el coste.*

Nomenclatura	Abreviación
Coste base	$C_o$
Coste actual	$C$
Magnitud base	$M_o$
Magnitud actual	$M$
Factor de escala	$a$
$C = C_o \cdot \left(\frac{M}{M_o}\right)^a$	

<sup>1</sup> Ecuación de Colebrook.  $\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log\left(\frac{\epsilon/d}{3.7} + \frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{f}}\right)$

Los gastos en la compra de equipamiento o PEC (*purchased-equipment cost*) se dividen de la siguiente manera:

- Intercambiadores PCHE: su factor de escala es 0,4 y su coste ha sido calculado en función del número de módulos [17]. Para el HTR el coste de 4,46 módulos es de 5 M\$, mientras que, para el LTR el coste de 3,1 módulos es de 3 M\$. El incremento de precio en el intercambiador HTR radica en su elevada temperatura de trabajo, que a diferencia del LTR, necesita ser construido con la aleación Inconel 617 en lugar de SS 316(acero inoxidable) [18].
- Intercambiadores de disipación seca: los costes de un intercambiador para altas presiones (en las tuberías de SS 316) y con un área de intercambio de 1000 m<sup>2</sup> con un factor de escala de 0,526 son de 836500\$ [19].
- Turbomáquinas y generador: los factores de escala de cada componente y el precio final de cada uno se calcula mediante la Tabla 18.

Tabla 18: Ecuaciones utilizadas en el cálculo de turbomáquinas y del generador.

Factor de potencia	$f_W = \left(\frac{W}{10 \text{ MW}}\right)^{0.68}$
Factor de presión	$f_p = \left(\frac{p}{200 \text{ bar}}\right)^{-0.6}$
Factor de temperatura	$f_T = \frac{3.35 + \left(\frac{T [^\circ\text{C}]}{1000}\right)^{7.8}}{3.35 + \left(\frac{650 \text{ }^\circ\text{C}}{1000}\right)^{7.8}}$
Precio del componente	$PEC_{TMG} = f_W \cdot f_p \cdot f_T \cdot 6 \text{ M\$}$

- Intercambiador de carcasa y tubos: su PCE se ha obtenido mediante la estimación de un intercambiador base que ha sido corregido mediante diferentes factores, teniendo en consideración características como son los materiales utilizados o la presión del intercambiador [20]. El proceso de cálculo aparece esquematizado en las Tablas 19 y 20.

Tabla 19: Nomenclatura utilizada en el análisis de costes del intercambiador de carcasa y tubos.

Nomenclatura	Abreviación	Unidades
Coste estimado del año actual	C <sub>E</sub>	[\$]
Coste base del intercambiador en 1982	C <sub>b</sub>	[\$/ft <sup>2</sup> ]
Diámetro interior de la carcasa	D <sub>Sh</sub>	[in]
Multiplicador de coste para el diámetro del tubo	p	[-]
Multiplicador de coste para la cara frontal del intercambiador	f	[-]
Multiplicador de coste para la cara trasera del intercambiador	r	[-]

Factor de corrección del coste base debido al intercambiador de calor	$C_i$	[-]
Área de transferencia de calor	A	[ft <sup>2</sup> ]
Coste estimado al año	$C_{ERY}$	[\$]
Ratio del coste en las dos fechas (actualidad y 1982)	$CI_{Ry}/CI_{Oy}$	[-]

Tabla 20: Ecuaciones usadas en el análisis económico del intercambiador de carcasa y tubos.

$C_E = C_b \cdot (1 + \sum_i C_i) \cdot A$
$C_b = \left[ \frac{6.6}{1 - e^{((7-D_{sh})/27)}} \right] \cdot p \cdot f \cdot r$
$C_{ERY} = C_E \cdot \frac{CI_{Ry}}{CI_{Oy}}$

- Almacenamiento de energía térmica (TES): el volumen base de los tanques de almacenamiento es de 30000 m<sup>3</sup> y su factor de escala es de 0,8. Además, los costes base de cada componente de este ciclo son [21]:
  - o Tanque frío: 16,794 M\$.
  - o Tanque caliente: 110,119 M\$.
  - o Acero estructural: 1,117 M\$.
  - o Almacenamiento térmico del tanque: 6,6243 M\$.
  - o Instalación eléctrica: 1,161 M\$.
  - o Cimientos: 5,113 M\$.
  - o Lugar de trabajo: 0,581 M\$.
  - o Coste de las sales: 295 \$/tonelada.
- Torre, receptor y campo de heliostatos: dentro de los ONSC el receptor se diseña con un coste base de 103 M\$, un área de 1571 m<sup>2</sup> y un factor de escala de 0,7; el campo de heliostatos posee un coste de 145 \$/m<sup>2</sup> por área refractiva y la torre varía su coste en función de su altura ( $h_t$ ) según la ecuación mostrada en la Tabla 21. Por el contrario, los OFFSC se estiman en 24714 \$/ha como precio del terreno y 16 \$/m<sup>2</sup> para posibles mejoras [22].

Tabla 21: Ecuación usada para el cálculo de costes de la torre.

$ONSC_{torre} [M\$] = 3 \cdot e^{0.0113 \cdot h_t [m]}$
---

## Capítulo 4. Resultados.

### 4.1 Diagramas Rendimiento-Temperatura-Presión.

Estos diagramas muestran la evolución del rendimiento máximo del ciclo y la temperatura a la entrada al intercambiador de la fuente en función de la presión de entrada en turbina. En color azul se muestran los casos de refrigeración húmeda (35°C de temperatura de aspiración del compresor) y en rojo los de seca (50°C de temperatura de entrada al compresor), mientras que las líneas discontinuas indican temperaturas y las continuas rendimientos. Se ilustran algunos de los ciclos convencionales (alimentación en alta presión) y todos los nuevos (alimentación en baja presión).

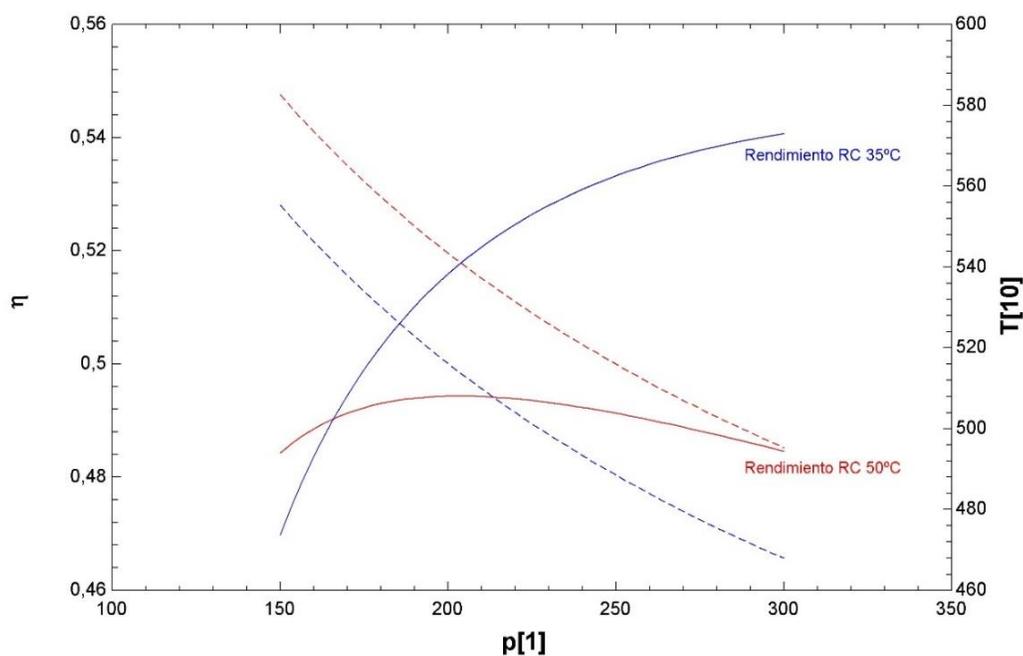


Figura 29: Diagrama PTR del ciclo RC.

La Figura 29 muestra, con fines comparativos, los resultados para el ciclo básico de recompresión en la configuración convencional. Se aprecia la importante caída de rendimiento al emplear la disipación seca. En cuanto a la mejora del rendimiento al aumentar la presión, ha de tenerse en cuenta que en la configuración convencional la presión máxima de entrada en turbina es de 200 bar, impuesta por la presión soportada por el intercambiador de la fuente. Esta limitación desaparece en el ciclo propuesto debido a que el intercambiador se coloca en baja presión<sup>2</sup> (85 bar), permitiendo sacar partido de

<sup>2</sup> En los ciclos con recalentamiento, se verificará que la presión del recalentador no supere los 200 bar.

la mejora del rendimiento al crecer la presión, alcanzando esta, si es preciso, valores de hasta 300 bar.

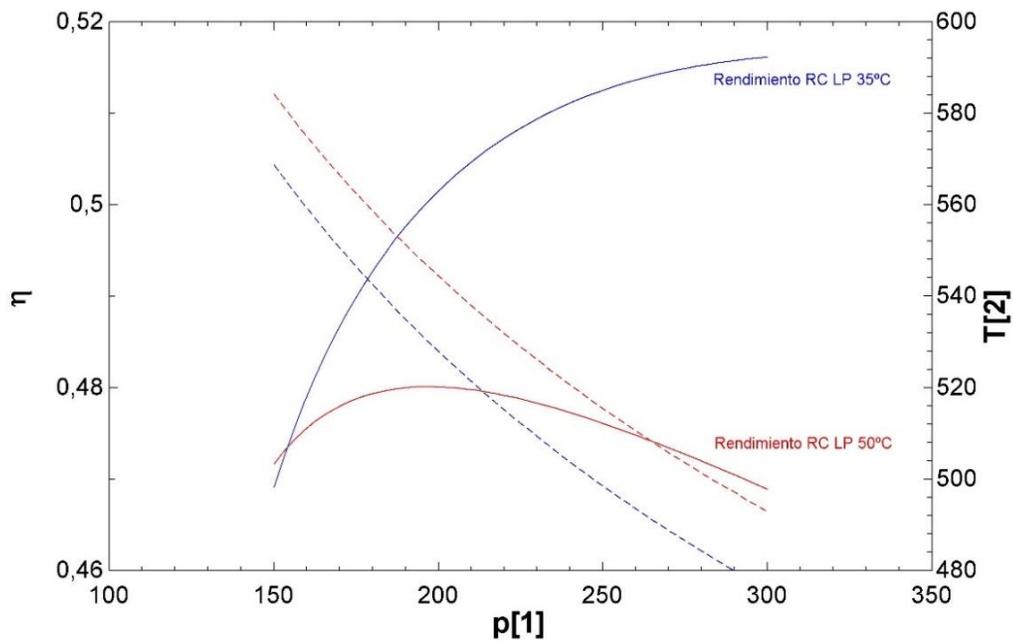


Figura 30: Diagrama PTR del ciclo RC-LP.

Como se puede observar en las Figuras 29 y 30, el rendimiento disminuye significativamente al convertir el ciclo de recompresión normal en uno de baja presión.

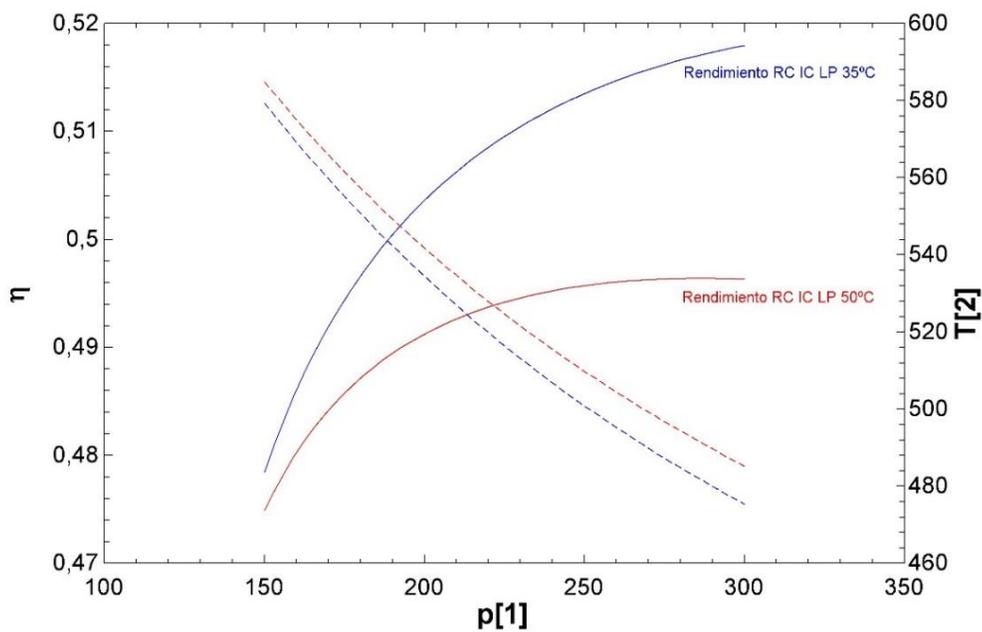


Figura 31: Diagrama PTR del ciclo RC-IC-LP.

Con objeto de compensar esta caída se exploran las configuraciones con interrefrigeración (IC) y recalentamiento (RH).

En la Figura 31 se dan los resultados para el ciclo propuesto con interrefrigeración, apreciándose una mejora sustancial en el rendimiento para la opción de disipación seca. En cambio, en la opción de disipación húmeda apenas hay cambios significativos. Así, el máximo rendimiento en el caso seco pasa de un 48% a 200 bar a 49,5% a 290 bar.

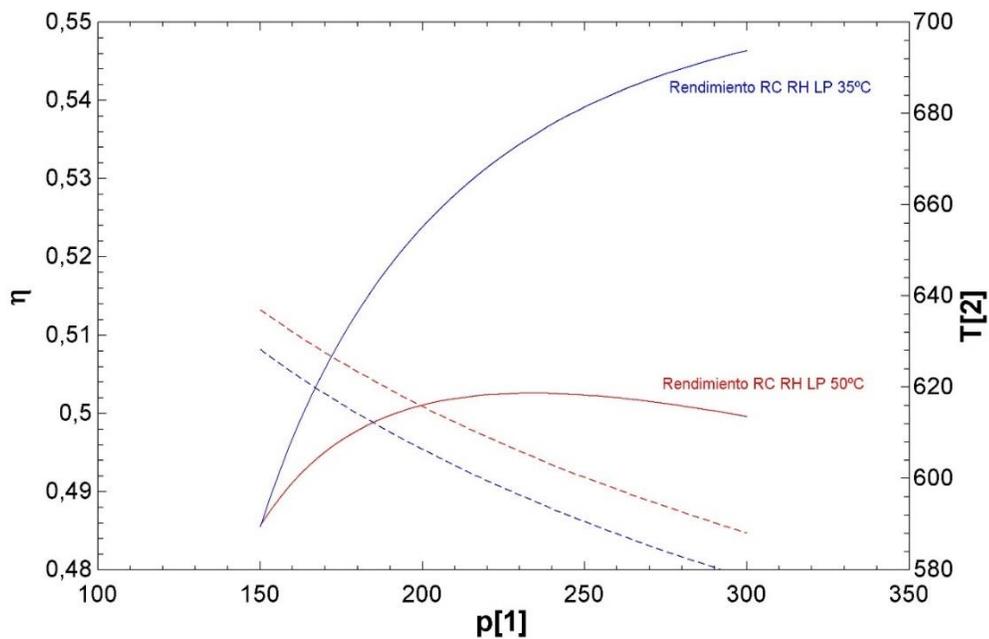


Figura 32: Diagrama PTR del ciclo RC-RH-LP.

Por otra parte, la Figura 32 muestra los resultados del recalentamiento. Se observa un incremento cercano a 3 puntos porcentuales en el ciclo de disipación húmeda, mientras que en el de disipación seca se logran aproximadamente 2,5 puntos de mejora.

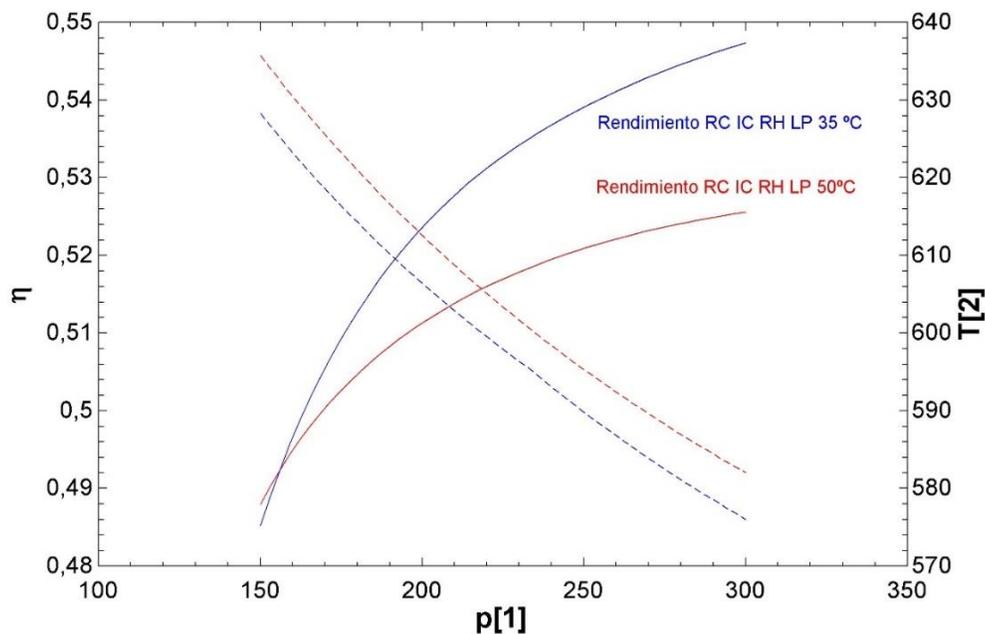


Figura 33: Diagrama PTR del ciclo RC-IC-RH-LP.

Finalmente, en la Figura 33 se analiza el ciclo de baja presión que incorpora tanto interrefrigeración como recalentamiento, notándose una importante mejora de rendimiento en el caso de disipación seca, pasando de un 48 % a 200 bar (Figura 29) a un 52,5 % a 300 bar. Por el contrario, en disipación húmeda no se percibe cambio alguno respecto al ciclo de recompresión con recalentamiento.

## 4.2 Mapas Isobáricos-Isotérmicos

Tras el análisis de las condiciones óptimas para maximizar el rendimiento halladas en la sección anterior, se estudian en ésta la influencia de la presión a la entrada de la turbina y la temperatura a la salida del intercambiador de la fuente en el rendimiento del ciclo y en el incremento de temperatura del CO<sub>2</sub> en el intercambiador de la fuente ( $\Delta T$ ), que está relacionado con el volumen de los depósitos de sales.

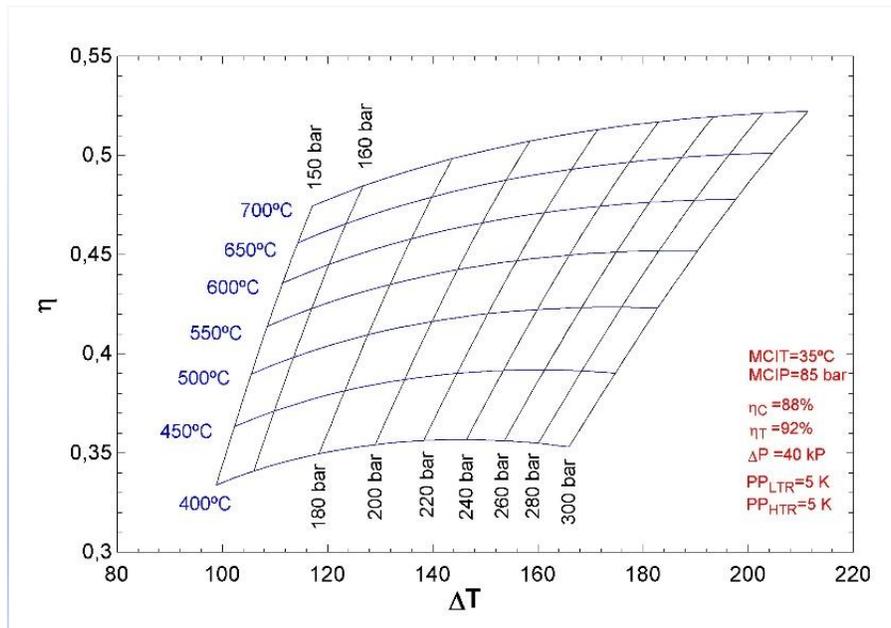


Figura 34: Diagrama  $\eta$ - $\Delta T$  del ciclo RC-LP a 35°C.

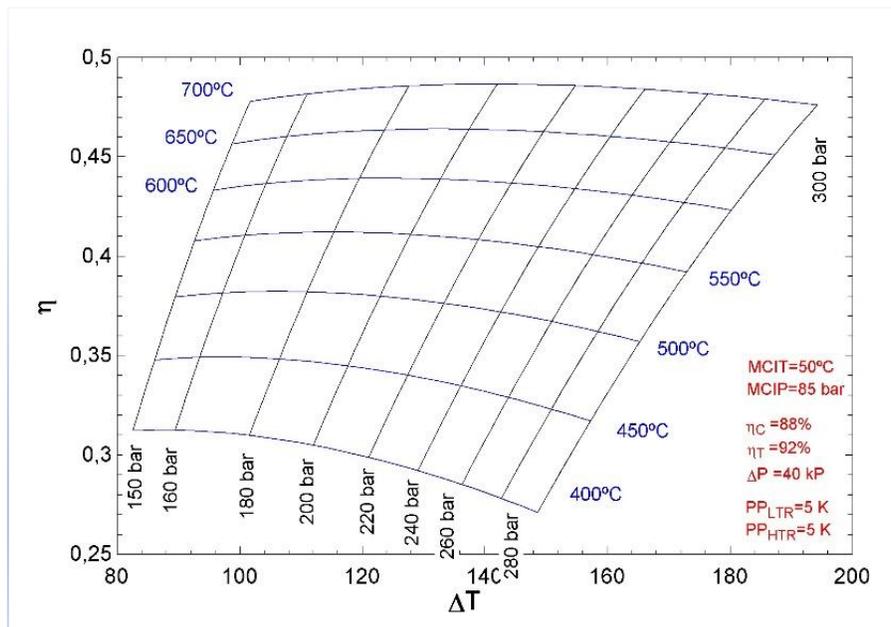


Figura 35: Diagrama  $\eta$ - $\Delta T$  del ciclo RC-LP a 50°C.

Las Figuras 34 y 35 muestran que la disipación húmeda supone una importante mejora de rendimiento respecto de la seca. Además, cabe destacar que lógicamente los puntos de mayor rendimiento son aquellos que poseen una mayor temperatura a la salida del foco caliente.

Por otra parte, se muestra muy claramente en las Figuras 34 y 35 los puntos de rendimiento óptimo del ciclo para los distintos valores de temperatura y presión. Sin embargo, debido a las especificaciones de la planta, resulta de especial interés el punto

de máximo rendimiento a 700°C, el cual se obtiene en la Figura 34 a 280 bar, mientras que en la Figura 35, este se encuentra a 200 bar.

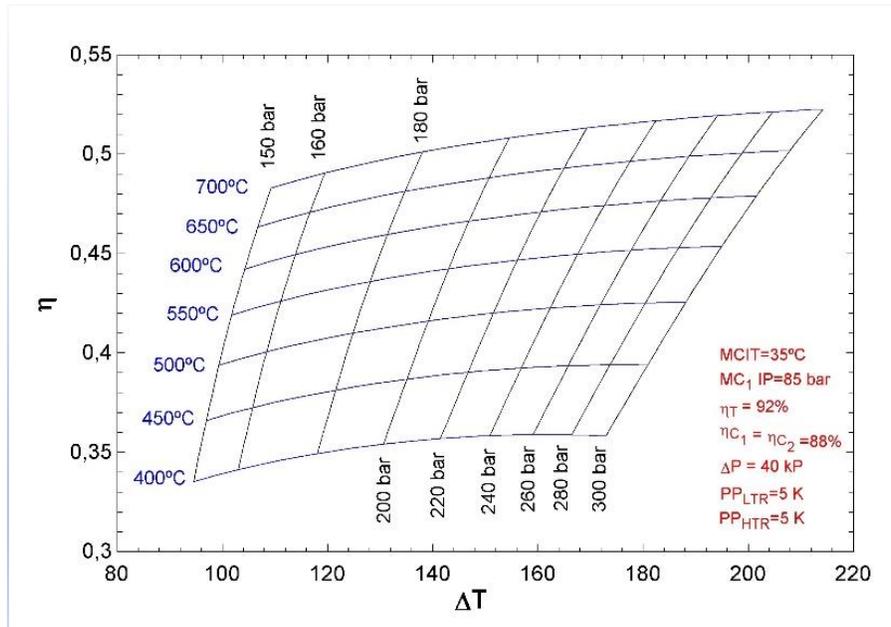


Figura 36: Diagrama  $\eta$ - $\Delta T$  del ciclo RC-IC-LP a 35°C.

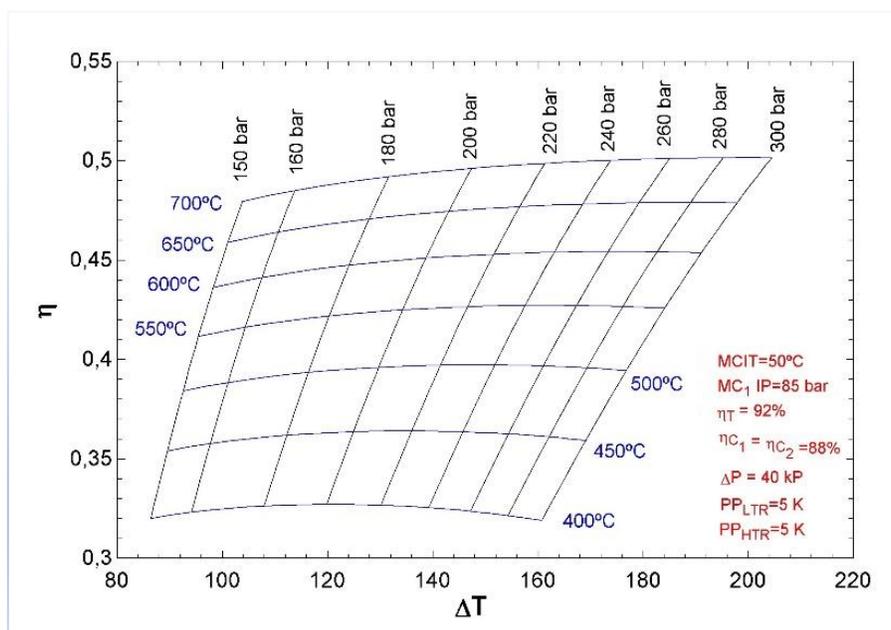


Figura 37: Diagrama  $\eta$ - $\Delta T$  del ciclo RC-IC-LP a 50°C.

Como se ve en las Figuras 36 y 37 la interrefrigeración apenas produce modificaciones en el caso de disipación húmeda, pero consigue mejorar el rendimiento

considerablemente en la refrigeración seca, alcanzando valores similares a los del caso con la disipación húmeda.

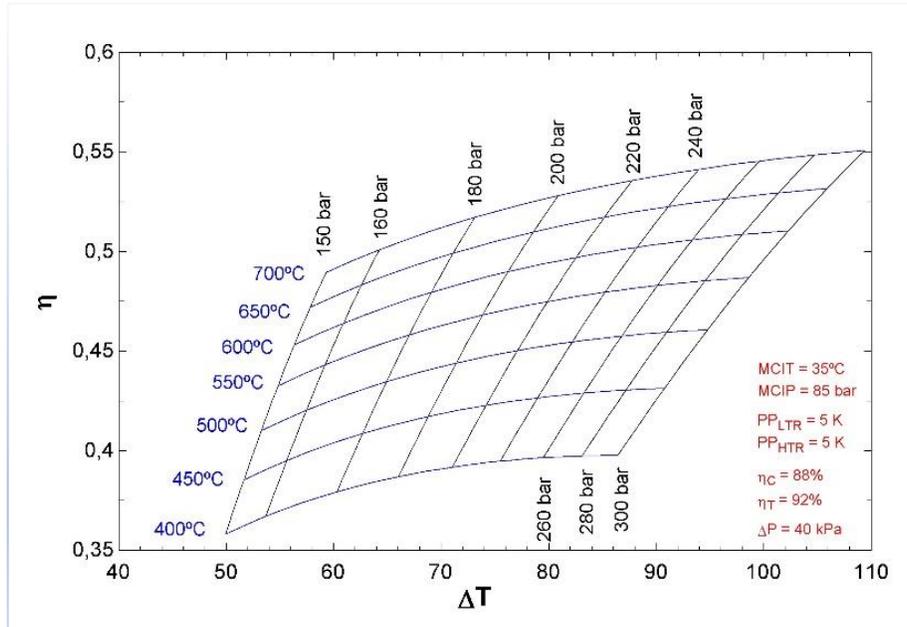


Figura 38: Diagrama  $\eta$ - $\Delta T$  del ciclo RC-RH-LP a 35°C.

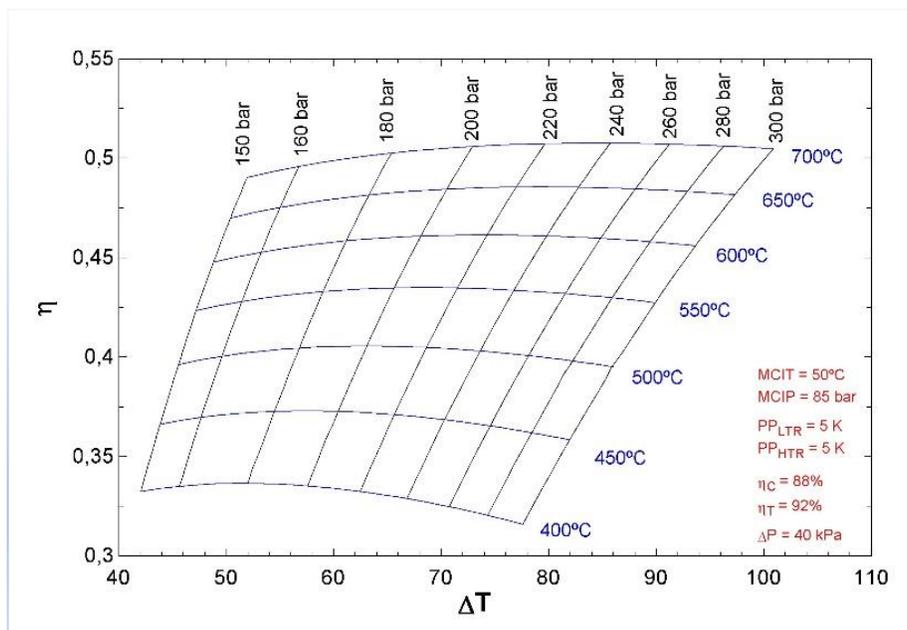


Figura 39: Diagrama  $\eta$ - $\Delta T$  del ciclo RC-RH-LP a 50°C.

En el caso del recalentamiento (Figuras 38 y 39), lo más llamativo es la reducción en el incremento de la temperatura del CO<sub>2</sub> en el intercambiador, que provocará un aumento

del volumen de sales fundidas. En cuanto al rendimiento, la caída por la disipación seca es menor que en el ciclo básico.

Finalmente, si en el ciclo con recalentamiento se añade la interrefrigeración no hay cambios relevantes en el caso de disipación húmeda, mientras que se produce un incremento apreciable en el rendimiento en el caso de disipación seca (Figuras 40 y 41).

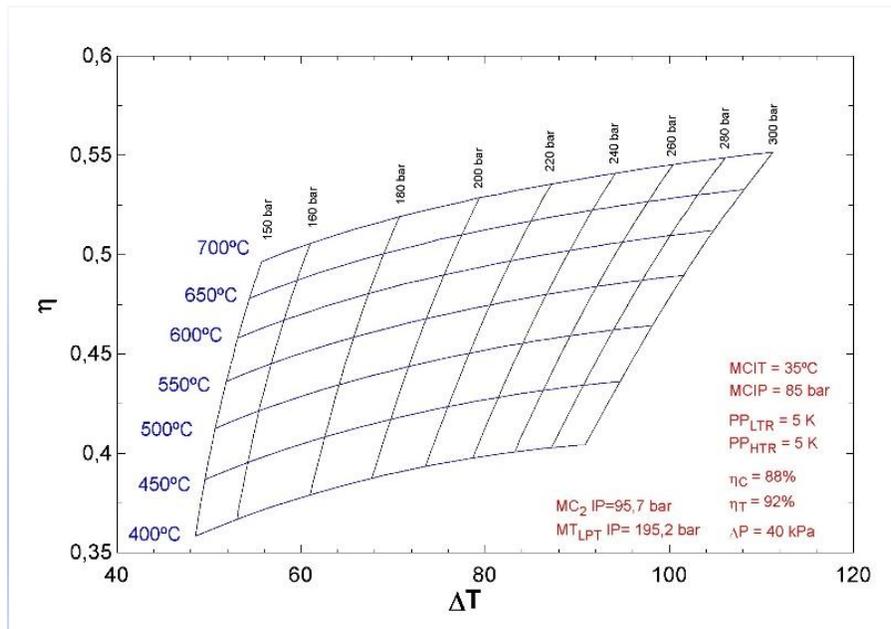


Figura 40: Diagrama  $\eta$ - $\Delta T$  del ciclo RC-IC-RH-LP a 35°C.

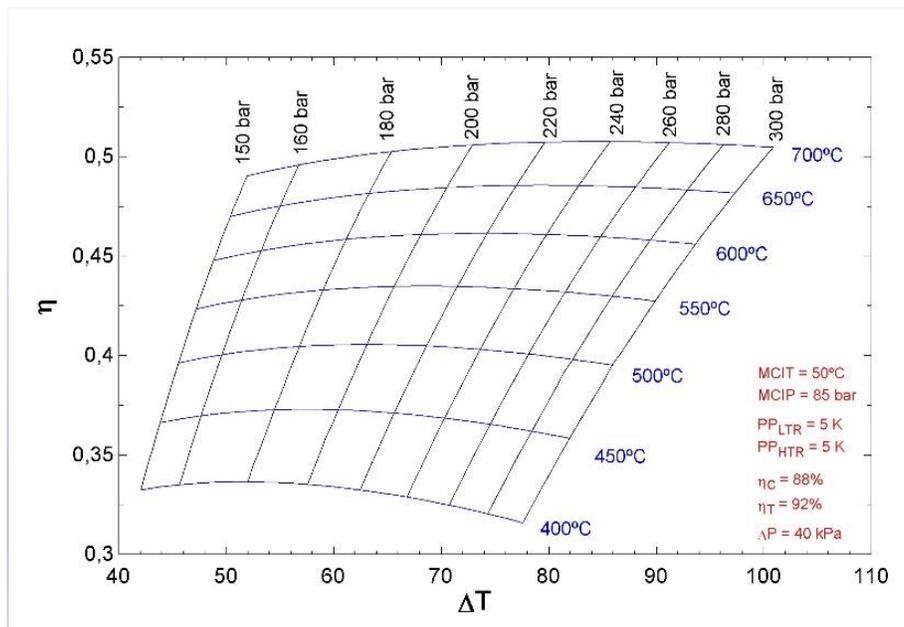


Figura 41: Diagrama  $\eta$ - $\Delta T$  del ciclo RC-IC-RH-LP a 50°C.

La Figura 42 resume las envolventes de los mapas anteriores. Teniendo en cuenta los resultados obtenidos se descartan del estudio los casos con disipación seca básico (RC LP 50) y con recalentamiento (RC RH LP 50) por su bajo rendimiento y los casos de interrefrigeración con disipación húmeda (RC IC LP 35 y RC IC RH 35) porque la interrefrigeración apenas modifica el comportamiento del caso básico y recalentado, respectivamente.

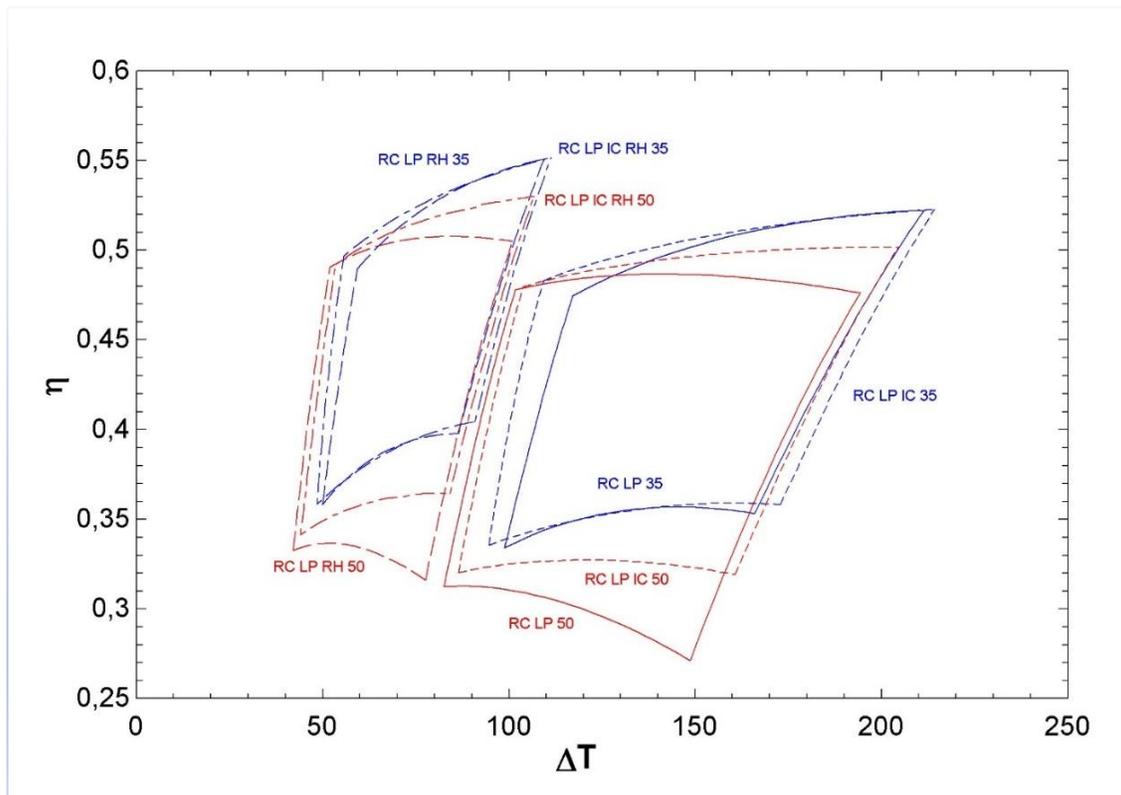


Figura 42: Diagramas  $\eta$ - $\Delta T$  unidos.

La eliminación de estas configuraciones puede ser enfatizada observado la Figura 42:

- RC LP 50: muestra un rendimiento muy inferior respecto al resto de diagramas.
- RC IC LP 35: su diagrama es casi exactamente igual al del *RL LP 35*, lo que conlleva que, a pesar de no existir ninguna mejora respecto al diagrama más simple, solamente se incrementaría el coste del ciclo si se llevara a cabo.
- RC RH LP 50: posee un punto de rendimiento máximo muy similar al *RC IC LP 50*, que, a su vez, se encuentra muy por debajo del *RC IC RH LP 50*. Por lo tanto, ambas opciones serán rechazadas y se escogerá el diagrama más completo.
- RC IC RH LP 35: no presenta ninguna mejora considerable respecto al *RC RH LP 35*, por lo que se escoge el más simple de los dos para estudiarse.

Por lo tanto, los diagramas escogidos finalmente serán:

- RC LP 35.
- RC RH LP 35.
- RC IC RH LP 50.

### 4.3 Diagramas T-s

La Figura 44 muestra los diagramas T-s de los tres escenarios seleccionados, en comparación con los equivalentes convencionales (alimentación en alta presión). Por comodidad, la Figura 43 muestra las plantas, tanto de los ciclos propuestos (alimentación en baja presión) como de sus homólogos convencionales

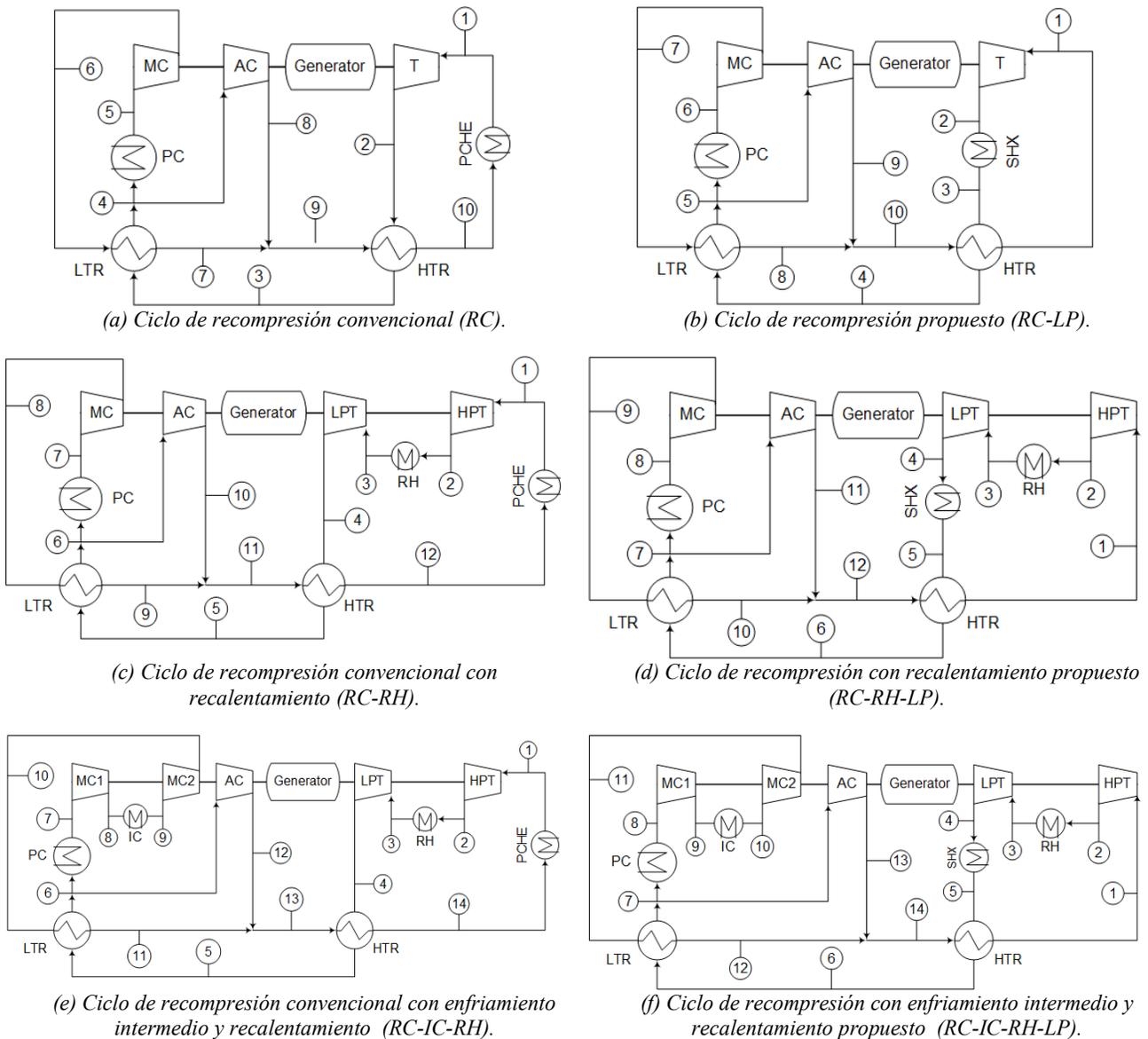
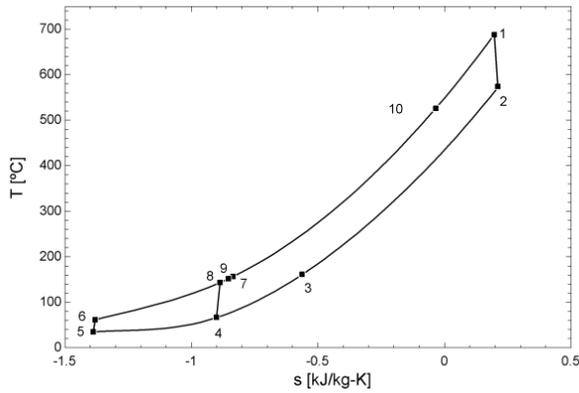
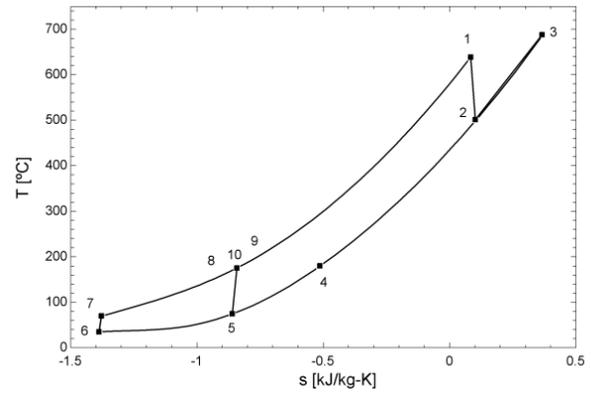


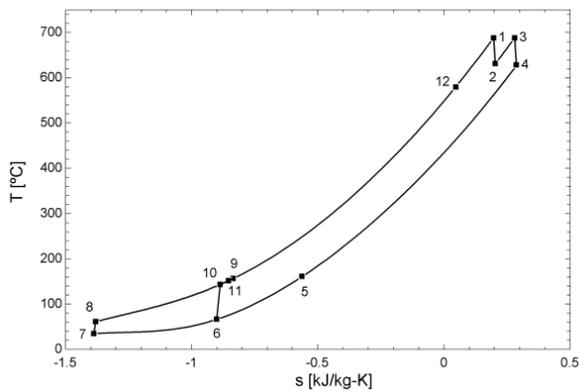
Figura 43: Análisis de ciclos convencionales (a, c y e) y propuestos (b, d y f).



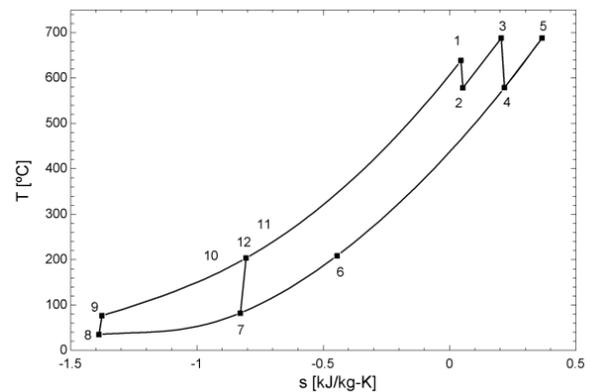
(a) RC (disipación húmeda).



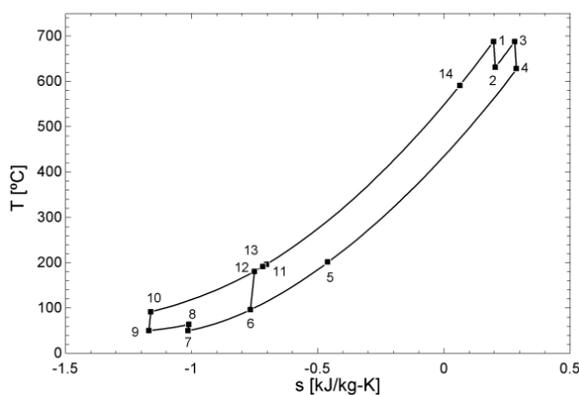
(b) RC-LP (disipación húmeda).



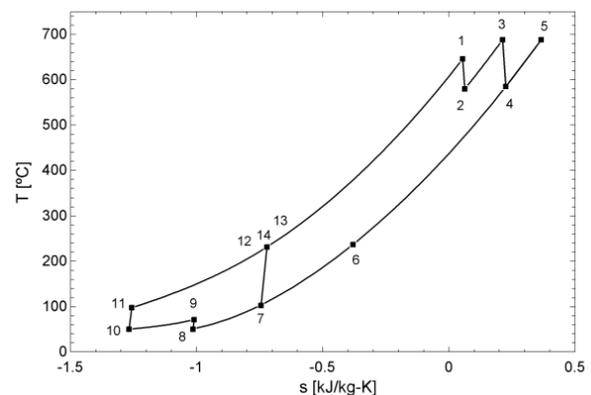
(c) RC-RH (disipación húmeda).



(d) RC-RH-LP (disipación húmeda).



(e) RC-IC-RH (disipación seca).



(f) RC-IC-RH-LP (disipación seca).

Figura 44: Diagramas T-s de los ciclos seleccionados (b, d y f) y sus equivalentes convencionales (a, c y e).

## 4.4 Prestaciones de las plantas seleccionadas.

### 4.4.1 Intercambios de potencia.

Los intercambios de potencia obtenidos tras la optimización de los ciclos finalistas, escogidos en el apartado anterior se muestran en la Tabla 22.

Tabla 22: Intercambios de potencia en la central.

		Disipación húmeda		Disipación seca
		RC-LP	RC-RH-LP	RC-IC-RH-LP
Compresores	MC1[MW]	7,65	8,00	2,80
	MC2[MW]	-----	-----	8,87
	AC[MW]	9,91	9,20	10,72
Turbinas	HPT[MW]	67,53	23,76	28,04
	LPT[MW]	-----	43,44	44,36
Intercambiadores	SHX[MW]	97,33	45,09	45,99
	RH[MW]	-----	46,42	49,14
	PC[MW]	47,33	41,52	23,50
	IC[MW]	-----	-----	21,64
Bombas	HTP[MW]	0,18	0,22	0,32
	LTP[MW]	0,26	0,32	0,47
	CP[MW]	0,76	0,67	0,10
W <sub>CICLO</sub> [MW]		50,00	50,00	50,00
W <sub>BRUTA</sub> [MW]		48,50	48,50	48,50
W <sub>NETA</sub> periodo de carga[MW]		47,30	47,29	47,61
W <sub>NETA</sub> periodo de descarga[MW]		47,56	47,61	48,08
Eficiencia del ciclo[%]		51,37	54,64	52,56

#### 4.4.2 Intercambiadores.

La Tabla 23 muestra las dimensiones de regeneradores, que son del tipo PCHE. Estas dimensiones son las equivalentes, asumiendo que se construyen en una unidad. Más adelante se tendrán en cuenta las restricciones de fabricación, que limitan la longitud máxima a 8,5 m (14 módulos) y la altura a 1,5 m.

Tabla 23: Dimensionamiento de los intercambiadores LTR y HTR.

			LTR	HTR
Enfriamiento húmedo	RC-LP	Potencia[MW]	58,62	255,84
		Altura[m]	3,90	2,66
		Longitud[m]	10,74	12,64
		Anchura[m]	0,60	0,60
		Volumen[m <sup>3</sup> ]	25,11	20,17
		Número de módulos	35,80	42,12
	RC-RH-LP	Potencia[MW]	53,36	191,13
		Altura[m]	4,39	2,62
		Longitud[m]	9,36	10,02
		Anchura[m]	0,60	0,60
		Volumen[m <sup>3</sup> ]	24,64	15,72
		Número de módulos	46,80	33,40
Enfriamiento seco	RC-IC-RH-LP	Potencia[MW]	57,97	193,59
		Altura[m]	3,37	2,82
		Longitud[m]	9,35	11,45
		Anchura[m]	0,60	0,60
		Volumen[m <sup>3</sup> ]	18,91	19,36
		Número de módulos	46,74	38,16

Como ya se ha explicado con anterioridad, en disipación húmeda se realizará el enfriamiento del fluido mediante un intercambiador PCHE que transporta por un lado CO<sub>2</sub> supercrítico y por el otro, agua.

En el caso de disipación seca, la refrigeración se producirá mediante aire, con un intercambiador compacto de flujo cruzado. La Tabla 24 resume las dimensiones de los intercambiadores del foco frío.

Tabla 24: Dimensionamiento del foco frío.

			PC	IC
Enfriamiento húmedo	RC-LP	Potencia[MW]	47,33	-----
		Altura[m]	0,66	-----
		Longitud[m]	3,12	-----
		Anchura[m]	0,60	-----
		Volumen[m <sup>3</sup> ]	1,25	-----
		Número de módulos	5,21	-----
	RC-RH-LP	Potencia[MW]	41,52	-----
		Altura[m]	0,66	-----
		Longitud[m]	2,75	-----
		Anchura[m]	0,60	-----
		Volumen[m <sup>3</sup> ]	1,09	-----
		Número de módulos	4,59	-----
Enfriamiento seco	RC-IC-RH-LP	Potencia[MW]	23,50	21,64
		Longitud de tuberías[m]	18,20	29,75
		Longitud del aire[m]	0,17	0,23
		Área frontal[m <sup>2</sup> ]	475,00	510,00
		Área interna de transferencia de calor[m <sup>2</sup> ]	3,94	5,90
		Volumen[m <sup>3</sup> ]	78,97	118,10

Finalmente, los intercambiadores restantes necesarios son los encargados de realizar la transferencia de calor entre las sales y el CO<sub>2</sub> supercrítico (intercambiadores fuente). A diferencia del foco frío, el foco caliente usa el mismo tipo de intercambiadores en cualquiera de los diseños estudiados (carcasa y tubos). Sin embargo, en el RC-RH-LP y en el RC-IC-RH-LP, es necesario añadir el recalentador (RH) además del foco caliente

(SHX). En la Tabla 25 se observan las especificaciones necesarias que debe poseer cada uno.

Tabla 25: Dimensionamiento del foco caliente.

			SHX	RH
Enfriamiento húmedo	RC-LP	Número de unidades	1	-----
		Potencia[MW]	97,33	-----
		Diámetro exterior de la tubería[mm]	22,23	-----
		Espesor de la tubería[mm]	3,40	-----
		Paso de la tubería[mm]	27,78	-----
		Separación del deflector[m]	2	-----
		Número de pasos de la tubería	2	-----
		Número de pasos de la carcasa	2	-----
		Área de transferencia de calor[m <sup>2</sup> ]	35,90	-----
		Longitud[m]	23,66	-----
		Diámetro de la carcasa[m]	4,87	-----
		RC-RH-LP	Número de unidades	1
	Potencia[MW]		45,09	46,42
	Diámetro exterior de la tubería[mm]		19,05	19,05
	Espesor de la tubería[mm]		3,40	5,30
	Paso de la tubería[mm]		23,81	23,81
	Separación del deflector[m]		2	1,7
	Número de pasos de la tubería		1	1
	Número de pasos de la carcasa		1	1
	Área de transferencia de calor[m <sup>2</sup> ]		12,79	16,55
	Longitud[m]		20,43	26,04
	Enfriamiento seco	RC-IC-RH-LP	Número de unidades	1
Potencia[MW]			45,94	24,57
Diámetro exterior de la tubería[mm]			19,05	19,05
Espesor de la tubería[mm]			3,40	5,30

	Paso de la tubería[mm]	23,81	23,81
	Separación del deflector[m]	2	1,7
	Número de pasos de la tubería	1	1
	Número de pasos de la carcasa	1	1
	Área de transferencia de calor[m <sup>2</sup> ]	10,32	8,43
	Longitud[m]	16,72	15,59
	Diámetro de la carcasa[m]	2,88	2,69

#### 4.4.2.1 Diseño de los intercambiadores.

Las Figuras 45-50 muestran las distintas conexiones que deben tener los regeneradores (LTR y HTR) según a que ciclo correspondan. Se han empleado conexiones en serie para respetar la limitación de máxima altura por intercambiador de 1,5 m y en paralelo para respetar la máxima longitud (8,5 m). En los PCHE destinados a la disipación húmeda (PC) no se requieren conexiones serie/paralelo.

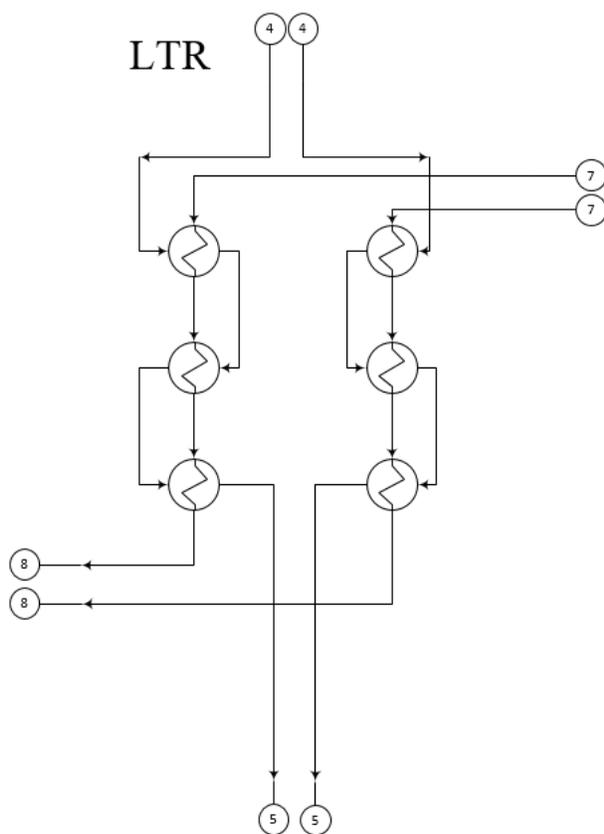


Figura 45: Intercambiador LTR del ciclo RC-LP.

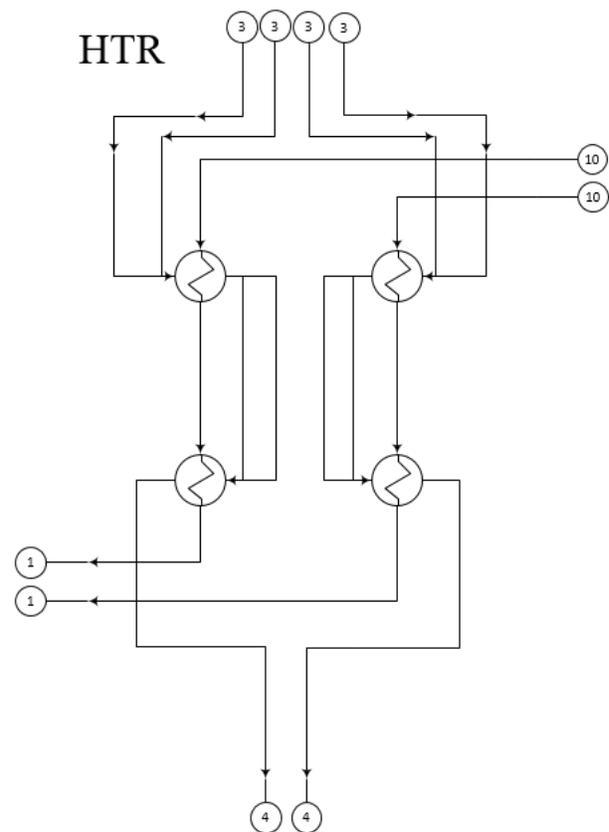


Figura 46: Intercambiador HTR del ciclo RC-LP.

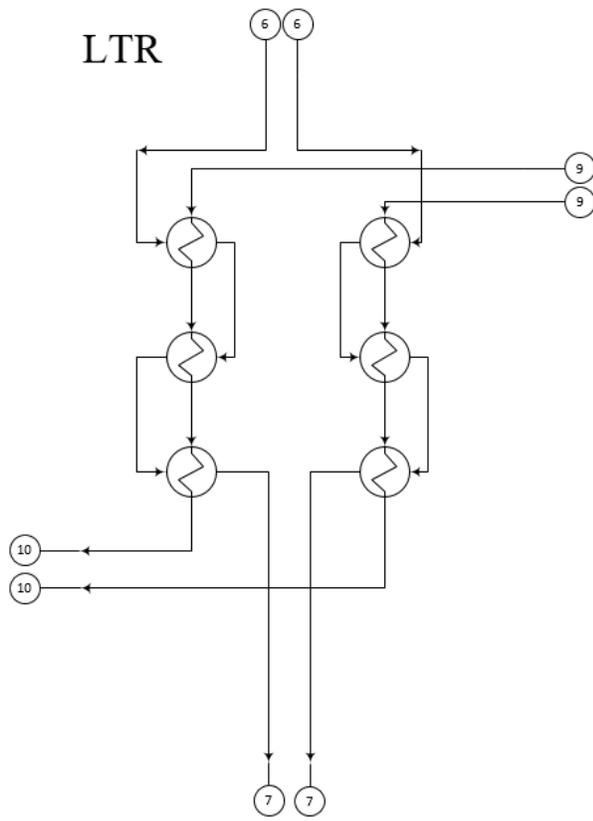


Figura 47: Intercambiador LTR del ciclo RC-RH-LP.

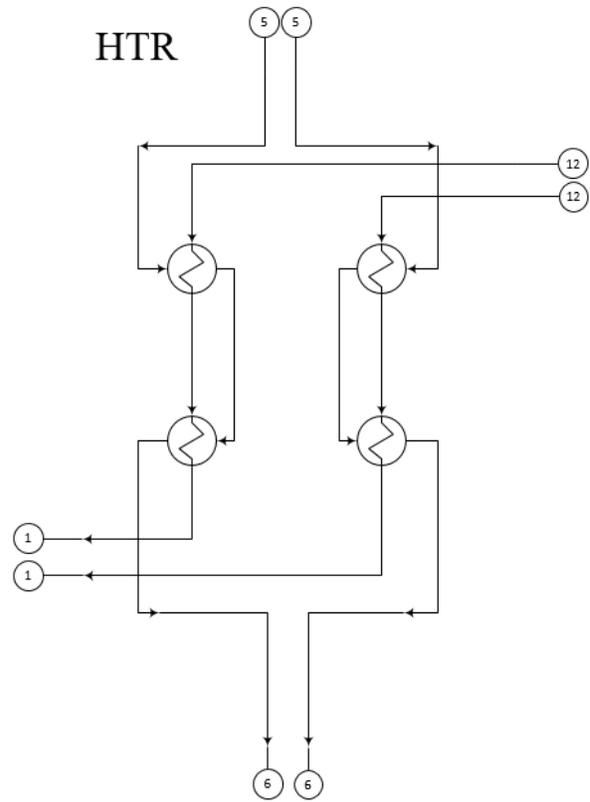
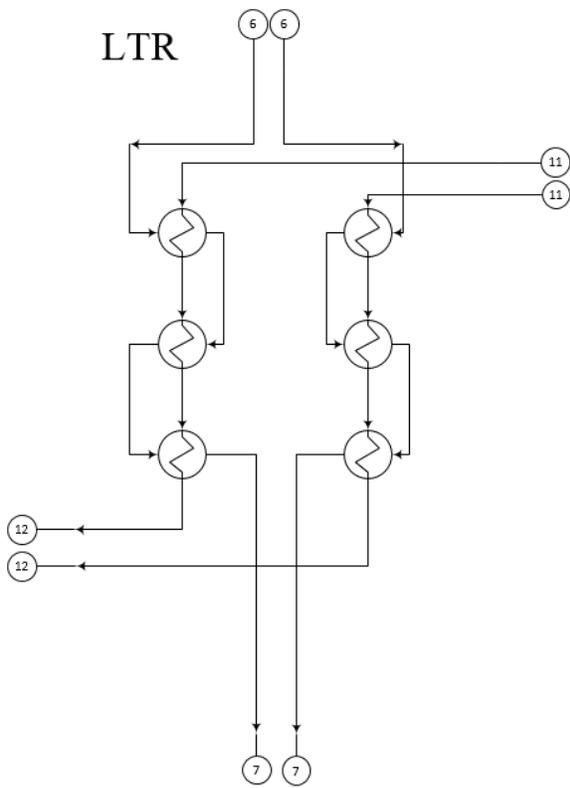
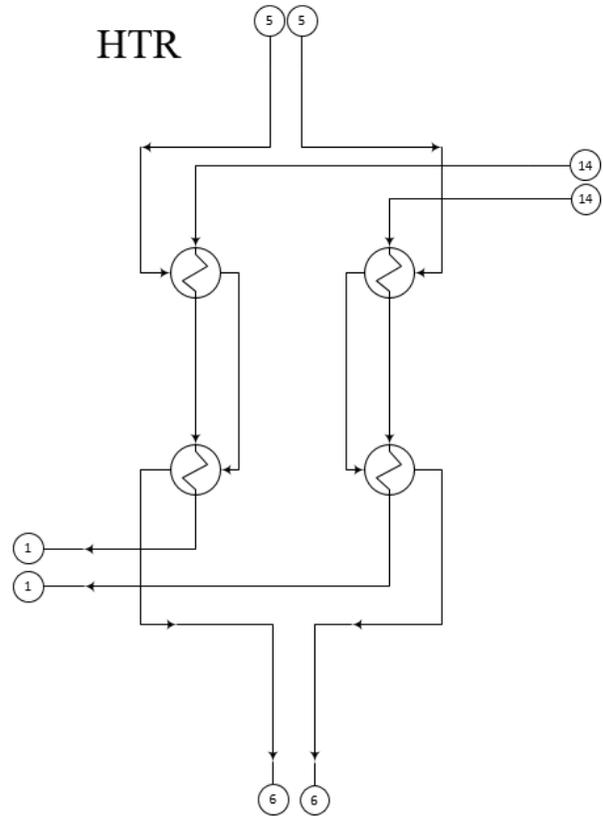


Figura 48: Intercambiador HTR del ciclo RC-RH-LP.



*Figura 49: Intercambiador LTR del ciclo RC-IC-RH-LP.*



*Figura 50: Intercambiador HTR del ciclo RC-IC-RH-LP.*

### 4.4.3 Tanques de almacenamiento.

La Tabla 26 recoge el dimensionamiento de los tanques de sales.

Tabla 26: Dimensionamiento de los tanques de almacenamiento.

	Enfriamiento húmedo		Enfriamiento seco
	RC-LP	RC-RH-LP	RC-IC-RH-LP
Existencias de sales[toneladas]	5,157	6,352	9,127
Energía almacenada[MWh]	292	274,6	285,4
Tanque caliente			
Temperatura[°C]	700	700	700
Volumen[m <sup>3</sup> ]	3,549	4,371	6,281
Tanque frío			
Temperatura[°C]	510	555	595
Volumen[m <sup>3</sup> ]	3,376	4,207	6,109

### 4.4.4 Turbomáquinas.

El prediseño de las turbomáquinas se centra en la selección del tipo de máquina (radial o axial) y en la velocidad de giro que deben poseer para maximizar su rendimiento. Además, el número de etapas que debe poseer cada componente afecta de manera directa al coste de la instalación. Por ello, para reducir el gasto en maquinaria se debe minimizar la cantidad de componentes de cada ciclo.

Para el estudiar la eficiencia de cada turbomáquina se usará el diagrama de Baljé [14], previamente mencionado, escogiendo los valores de  $N_s$  con los que se obtiene mayor rendimiento en cada uno de los componentes.

- Turbinas: para obtener un elevado rendimiento en turbinas radiales, el valor de  $N_s$  que se debe obtener se encuentra en el intervalo de 0,4 a 0,9. Sabiendo esto, se escogerá el número de etapas de tal forma que el  $N_s$  de la máquina se encuentre siempre dentro de dicho intervalo.
- Compresores: el rendimiento máximo en los compresores radiales se consigue con un  $N_s$  de 0.7 mientras, en los compresores axiales la mayor eficiencia se alcanza con un  $N_s$  de 3 aproximadamente. Por ello, debido a su estrecho margen, se comenzará haciendo el prediseño del compresor a la hora de diseñar la velocidad de trabajo de las turbomáquinas de cada ciclo.

#### 4.4.4.1 RC-LP.

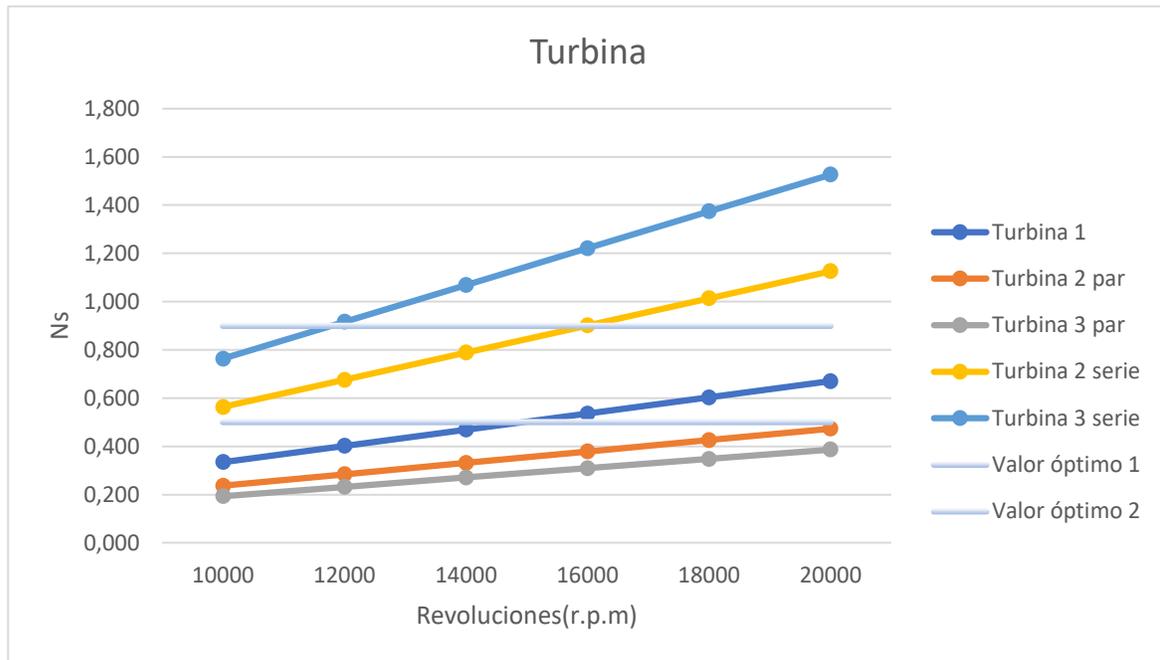


Figura 51: Diagrama Ns-rpm turbina.

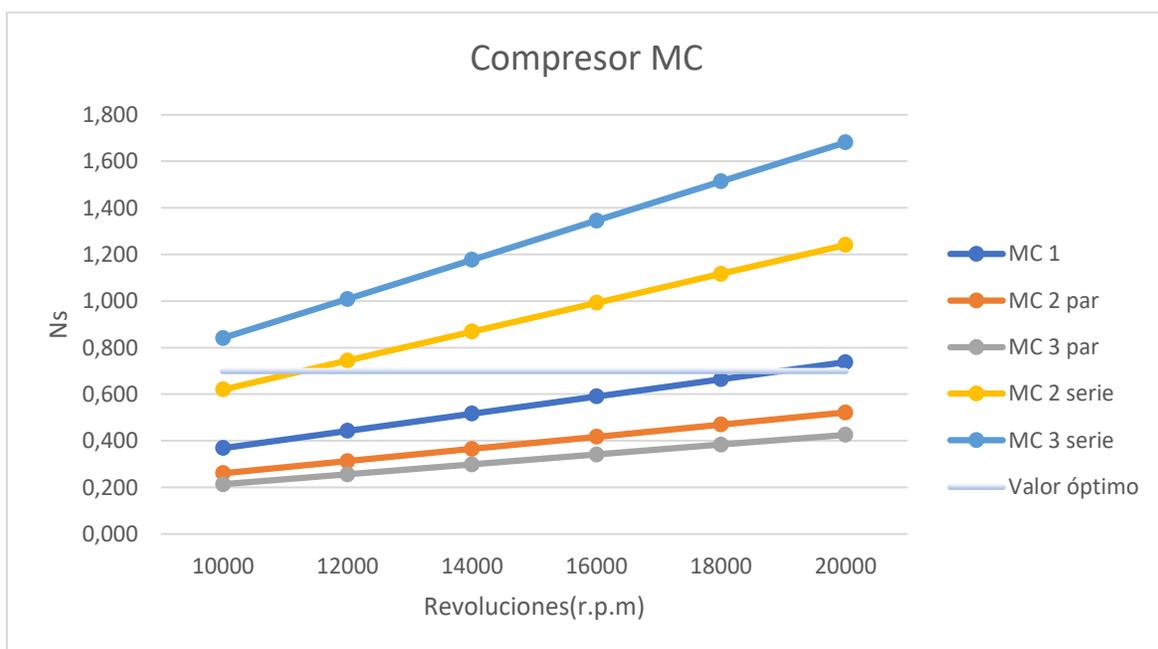


Figura 52: Diagrama Ns-rpm compresor MC.

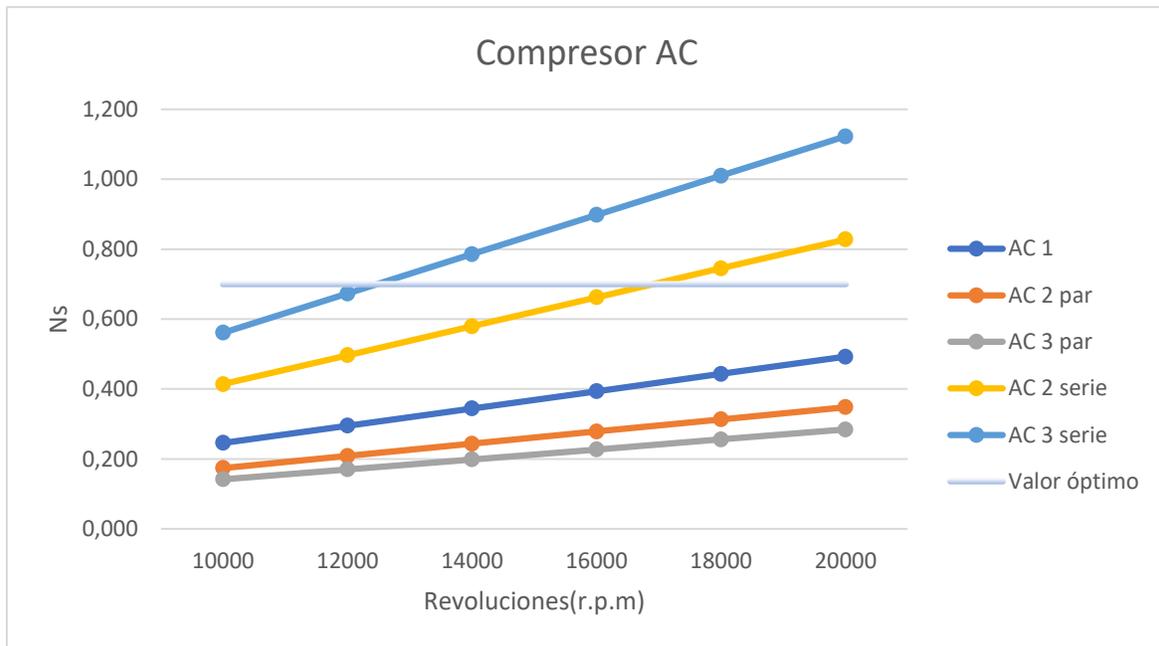


Figura 53: Diagrama Ns-rpm Compresor AC.

Se escogen 17000 rpm como valor óptimo de velocidad debido a:

- El compresor AC tiene un Ns de 0,7 al poner dos etapas en serie.
- El compresor MC aunque tiene un Ns algo menor al deseado, todavía se encuentra muy próximo a dicho valor obteniendo un rendimiento prácticamente exacto con una única etapa.
- La turbina se diseña con una sola etapa, quedando dentro de los márgenes establecidos.

Tabla 27: Dimensionamiento de turbomáquinas en el ciclo RC-LP-35.

	Turbina	Compresor MC	Compresor AC
w [rpm]	17000		
Rendimiento	0,91	0,85	0,87
Ns	0,57	0,63	0,7
Ds	4,2	4,1	4,1
Diametro del rotor [m]	0,557	0,223	0,235
Número turbomáquinas	1 etapa	1 etapa	2 serie

#### 4.4.4.2 RC-RH-LP.

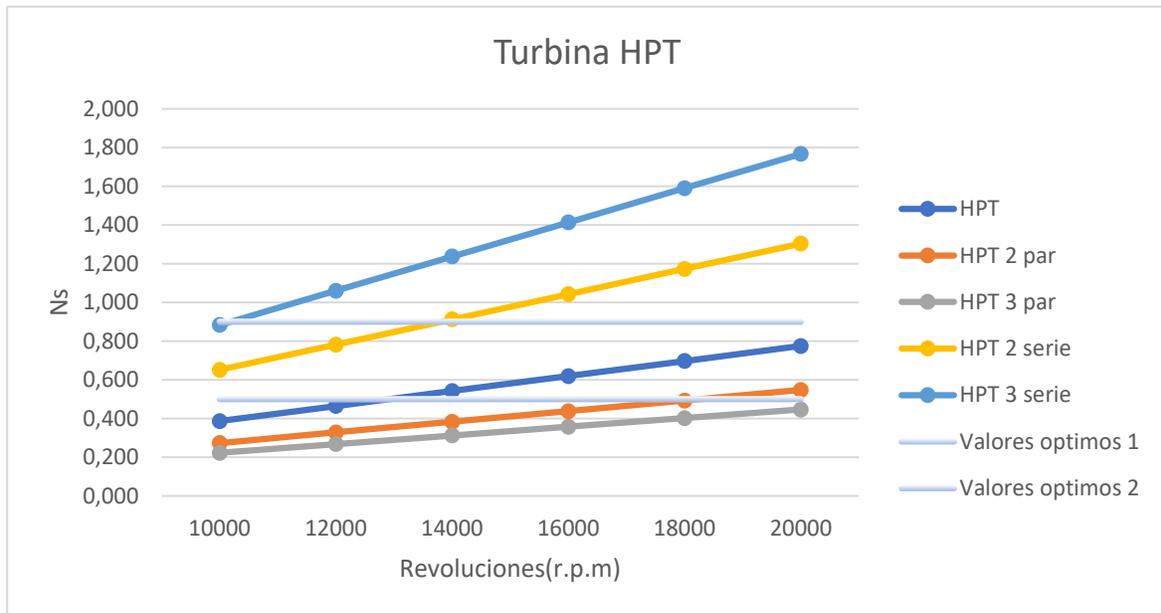


Figura 54: Diagrama Ns-rpm turbina HPT.

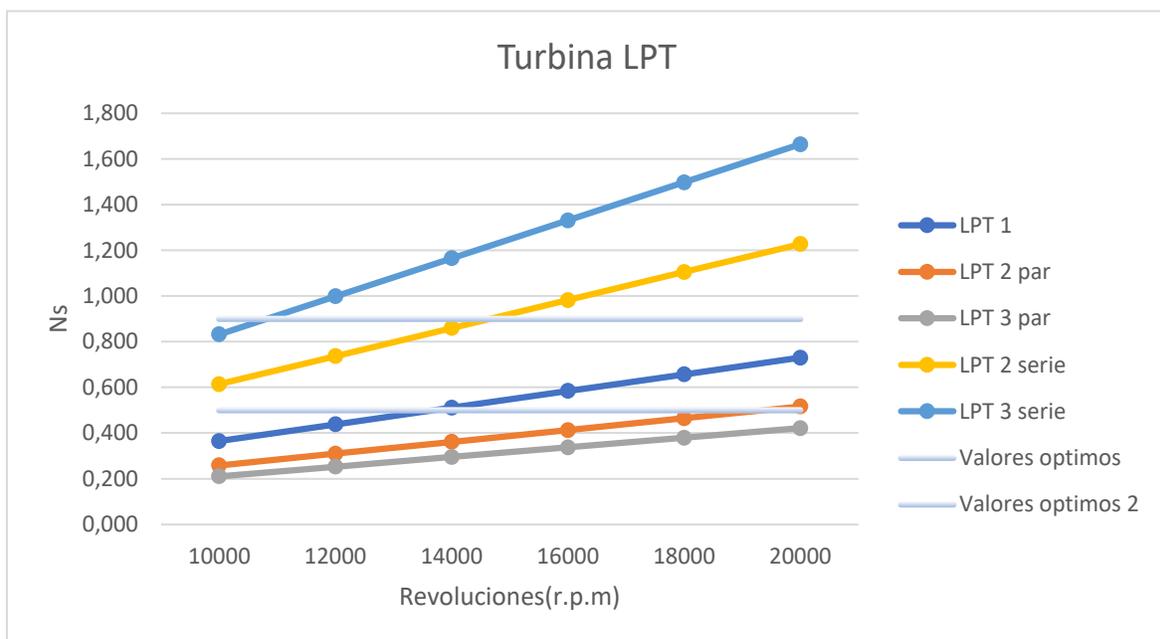


Figura 55: Diagrama Ns-rpm turbina LPT.

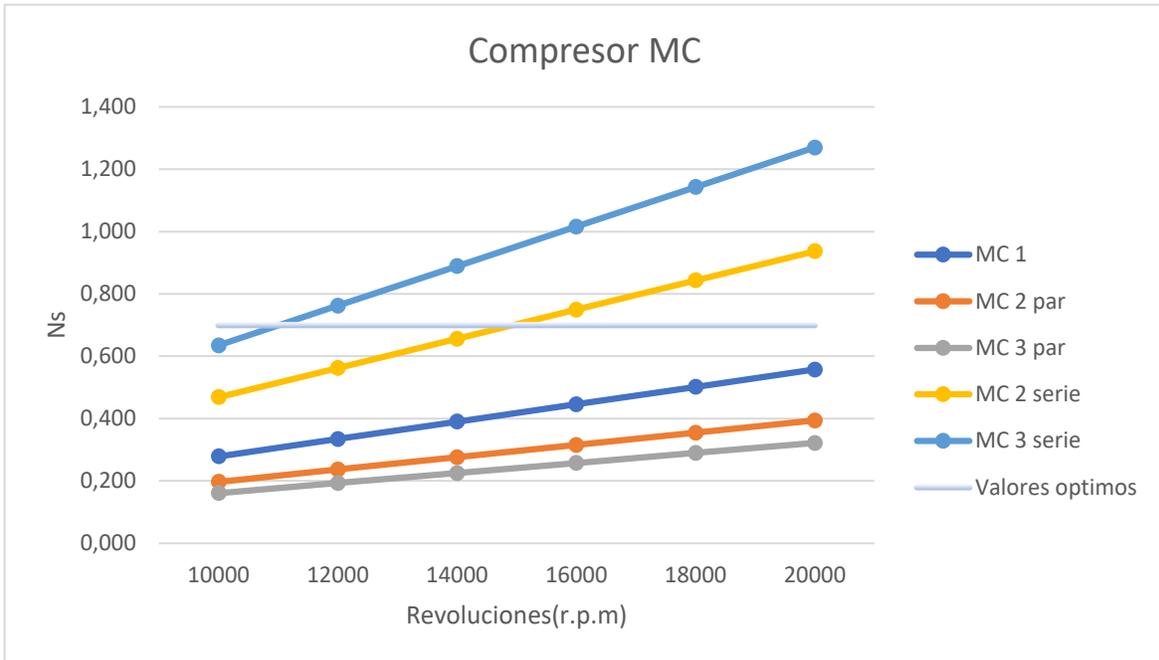


Figura 56: Diagrama Ns-rpm compresor MC.

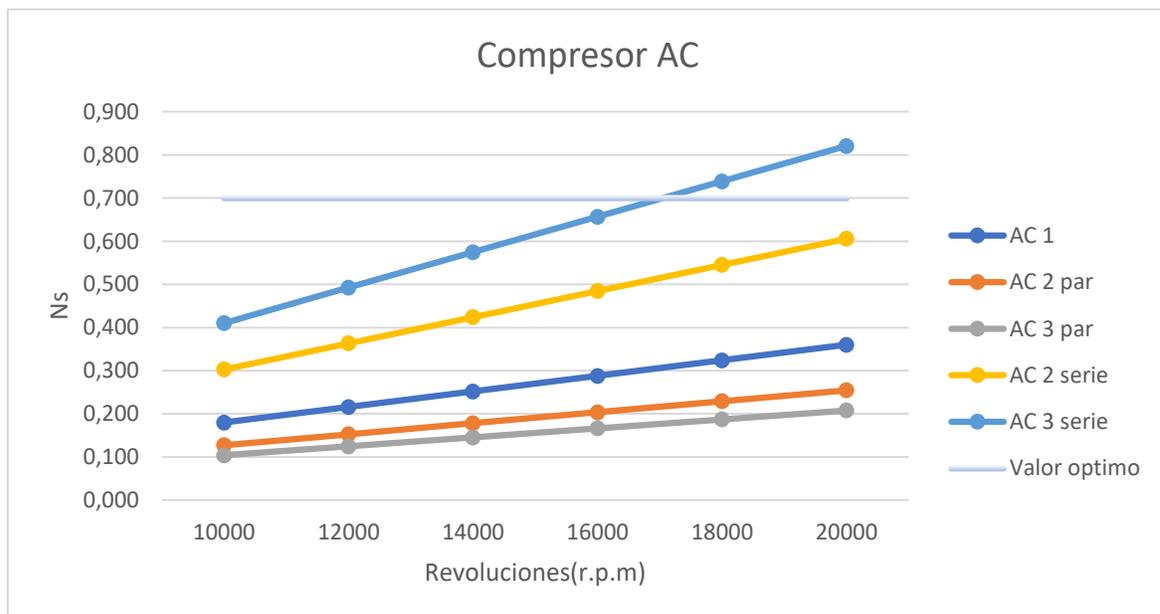


Figura 57: Diagrama Ns-rpm compresor AC.

Se escogen 15000 rpm como valor óptimo de velocidad debido a:

- Los compresores MC y AC tienen un  $N_s$  cercano a 0,7 al poner respectivamente dos y tres etapas en serie.
- Las turbinas HTP y LTP se diseñan como una única etapa dentro de los márgenes establecidos.

Tabla 28: Dimensionamiento de turbomáquinas en el ciclo RC-RH-LP-35.

	Turbina HTP	Turbina LTP	Compresor MC	Compresor AC
w [rpm]	15000			
Rendimiento	0,91	0,91	0,87	0,85
$N_s$	0,58	0,55	0,7	0,62
$D_s$	4,2	4,2	4,1	4,1
Diametro del rotor [m]	0,43	0,548	0,19	0,194
Número turbomáquinas	1 etapa	1 etapa	2 serie	3 serie

#### 4.4.4.3 RC-IC-RH-LP.

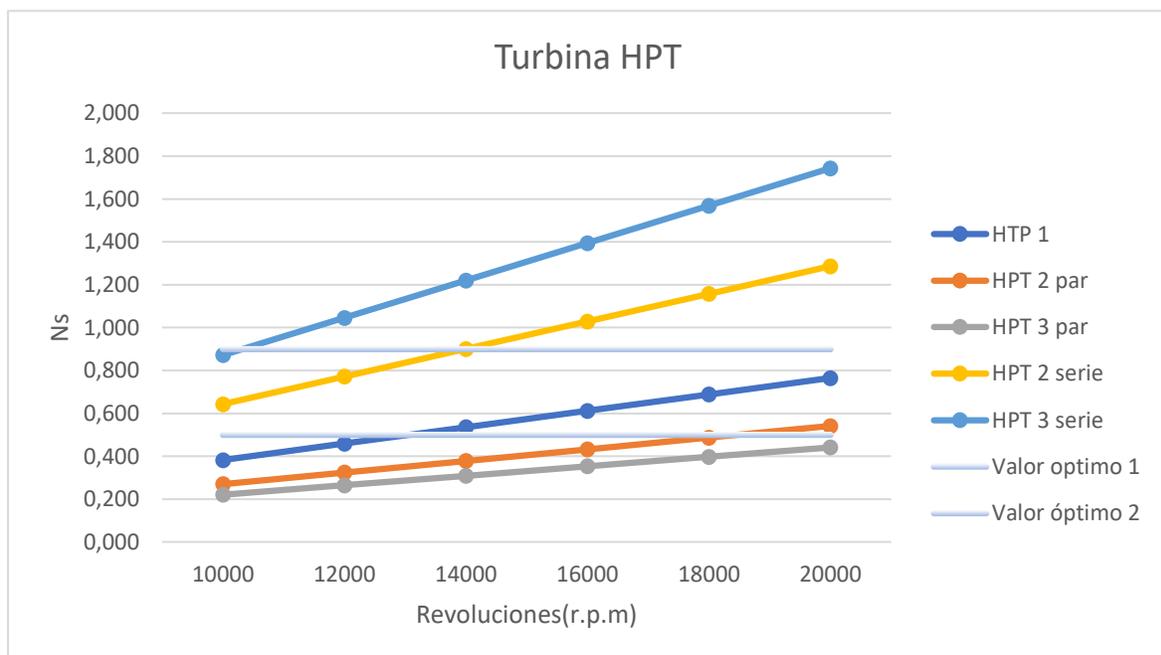


Figura 58: Diagrama  $N_s$ -rpm turbina HTP.

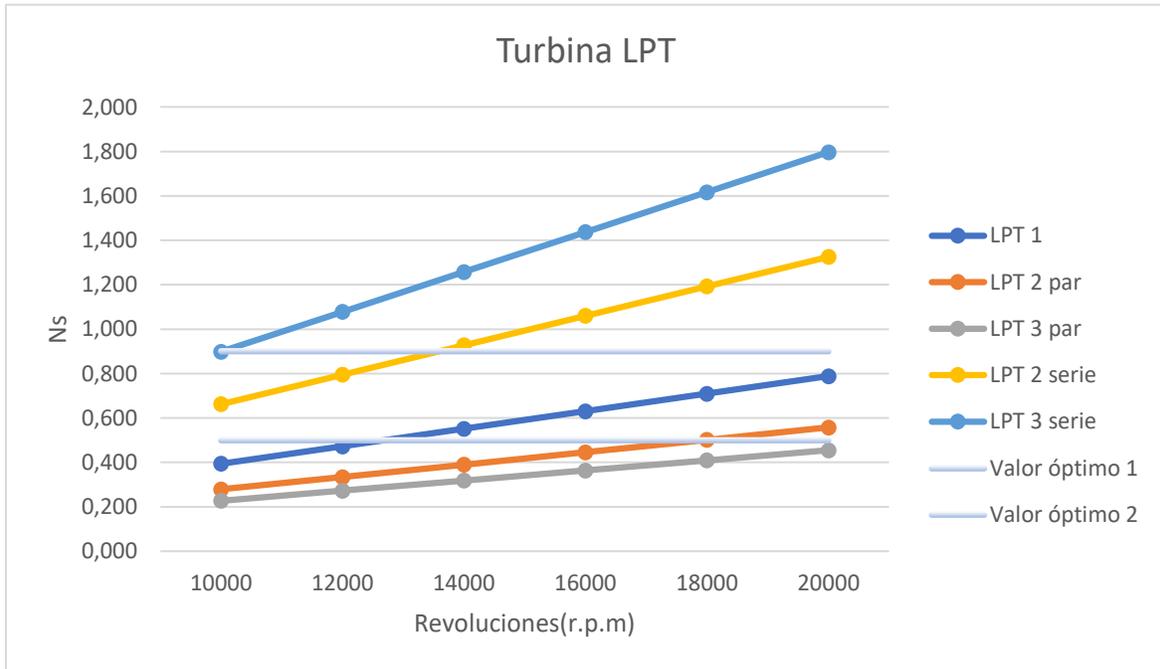


Figura 59: Diagrama  $N_s$ -rpm turbina LTP.

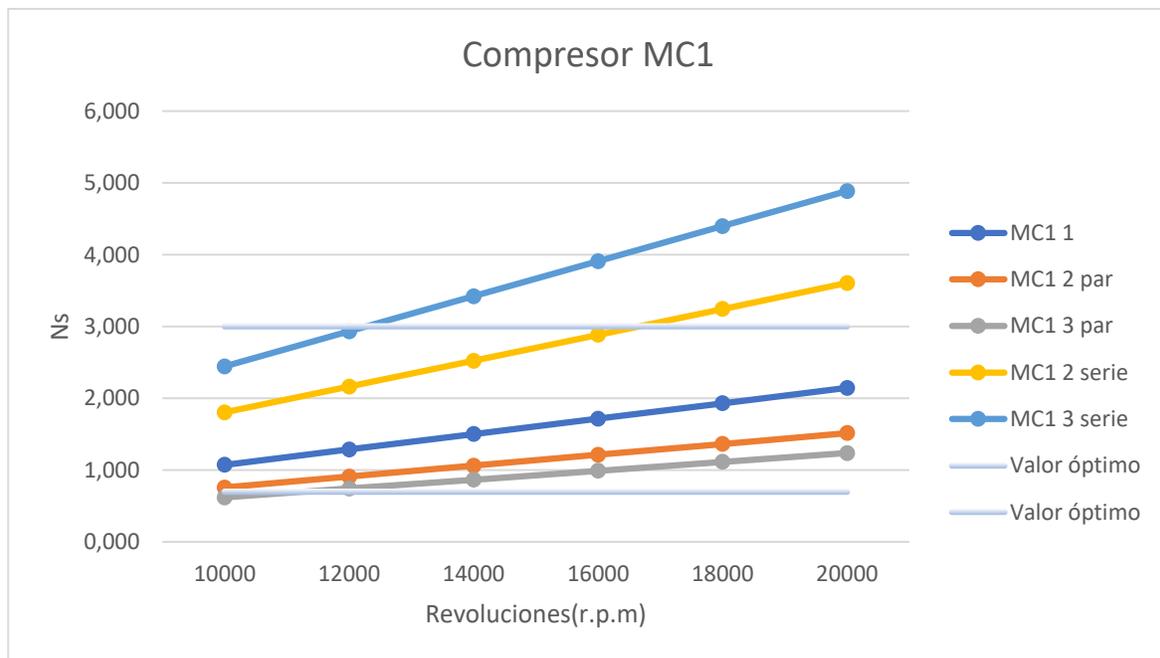


Figura 60: Diagrama  $N_s$ -rpm compresor MC1.

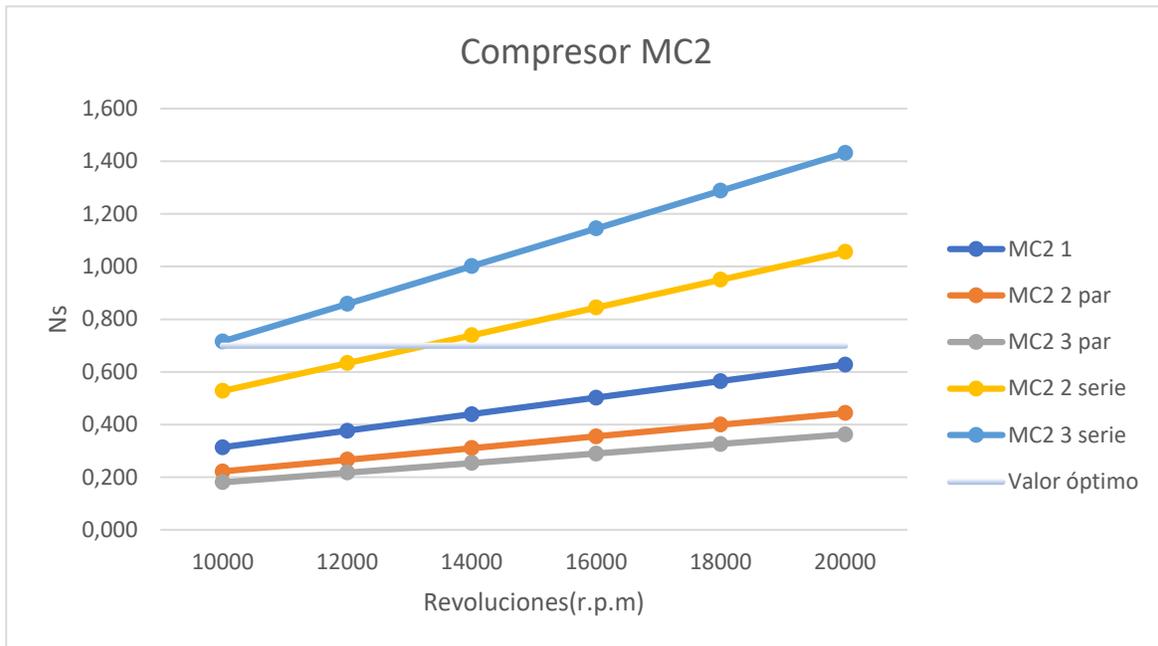


Figura 61: Diagrama Ns-rpm compresor MC2.

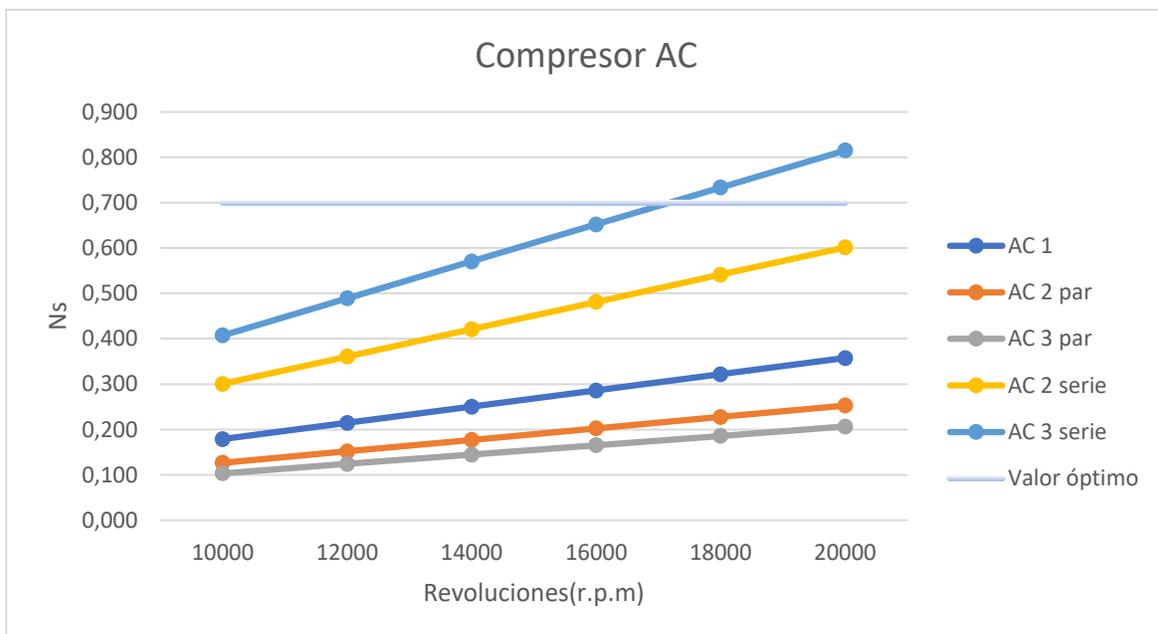


Figura 62: Diagrama Ns-rpm compresor AC

Se escogen 17000 rpm como valor óptimo de velocidad debido a:

- El compresor AC tiene un Ns de 0,7 al poner dos etapas en serie.

- Para poder diseñar el compresor MC1 de tal manera que este fuera radial, habría que escoger un número de revoluciones muy bajo, junto a dos o tres compresores en paralelo. Por ello, resulta mucho más rentable escoger un compresor axial; de esta forma a 17000 rpm se obtiene un Ns cercano a 3, lo que implica un rendimiento óptimo para este tipo de compresores.
- En el caso del compresor MC2 no es recomendable poner dos etapas, ya que se entraría en la zona de diseño de compresores de flujo mixtos, por tanto, se decide escoger una única etapa provocando un rendimiento ligeramente inferior.
- Las turbinas HTP y LTP se diseñan con una única etapa dentro de los márgenes establecidos.

Tabla 29: Dimensionamiento de turbomáquinas en el ciclo RC-IC-RH-LP-50.

	Turbina HTP	Turbina LTP	Compresor MC1	Compresor MC2	Compresor AC
w [rpm]	17000				
Rendimiento	0,91	0,91	0,83	0,82	0,85
Ns	0,65	0,67	3,06	0,53	0,69
Ds	3,8	3,8	2,5	5,1	4,1
Diametro del rotor [m]	0,402	0,522	0,253	0,269	0,205
Número turbomáquinas	1 etapa	1 etapa	2 serie	1 etapa	3 serie

#### 4.4.5 Tuberías.

Las Tablas 30-34 muestran el dimensionamiento de las tuberías de los ciclos. Cada tipo de tubería ha sido diseñada con un material distinto:

- Tuberías de S-CO<sub>2</sub>: Inconel 740-H, el cual consiste en una aleación de Ni-Cr-Co.
- Tuberías de sales fundidas: SS347H (acero inoxidable 347H).
- Tuberías de agua: A-106B (acero al carbono).

Tabla 30: Dimensionamiento de las tuberías de S-CO<sub>2</sub> en disipación húmeda.

S-CO <sub>2</sub>	RC-LP-35			RC-RH-LP-35		
	Puntos del ciclo	Nºtuberías	Diámetro nominal	Schedule	Nºtuberías	Diámetro nominal
1	2	500,00	80	2	400,00	100
2	2	600,00	20	2	450,00	60

3	4	500,00	40	2	500,00	100
4	2	550,00	STD	2	550,00	20
5	2	500,00	20	2	600,00	40
6	2	350,00	20	2	500,00	20
7	2	300,00	60	2	450,00	20
8	2	300,00	60	2	300,00	20
9	2	250,00	60	2	250,00	80
10	2	400,00	80	2	300,00	80
11	-----	-----	-----	2	300,00	80
12	-----	-----	-----	2	350,00	80
13	-----	-----	-----	-----	-----	-----
14	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Tabla 31: Dimensionamiento de las tuberías de S-CO<sub>2</sub> en disipación seca.

S-CO <sub>2</sub>	RC-IC-RH-LP-50		
	Puntos del ciclo	Nº tuberías	Diámetro nominal Schedule
1	2	400,00	100
2	2	450,00	60
3	2	500,00	100
4	2	550,00	20
5	2	600,00	40
6	2	500,00	20
7	2	450,00	20
8	2	400,00	20
9	2	350,00	20
10	2	300,00	20
11	2	300,00	80
12	2	300,00	80
13	2	250,00	80
14	2	350,00	80

Tabla 32: Dimensionamiento de las tuberías de sales en disipación húmeda.

Sales	RC-LP-35			RC-RH-LP-35		
	Puntos del ciclo	Nºtuberías	Diámetro nominal	Schedule	Nºtuberías	Diámetro nominal
21	4	250	20	4	300	20
22	2	250	20	2	250	20
23	2	250	20	2	250	20
24	4	200	20	2	250	20
25	-----	-----	-----	2	250	20
26	-----	-----	-----	4	300	20

Tabla 33: Dimensionamiento de las tuberías de sales en disipación seca.

Sales	RC-IC-RH-LP-50		
	Puntos del ciclo	Nºtuberías	Diámetro nominal
21	4	300	20
22	2	250	20
23	2	250	20
24	2	250	20
25	2	250	20
26	4	300	20

Tabla 34: Dimensionamiento de las tuberías de agua.

H <sub>2</sub> O	RC-LP-35			RC-RH-LP-35		
	Puntos del ciclo	Nºtuberías	Diámetro nominal	Schedule	Nºtuberías	Diámetro nominal
31	4	250	20	4	250	20
32	4	250	20	4	250	20
33	4	250	20	4	250	20

Las Figuras 63, 64 y 65 muestran el esquema de tuberías, con indicación del número de las mismas, diámetro nominal y schedule. Se ha empleado un número par para facilitar el acoplamiento con los intercambiadores.

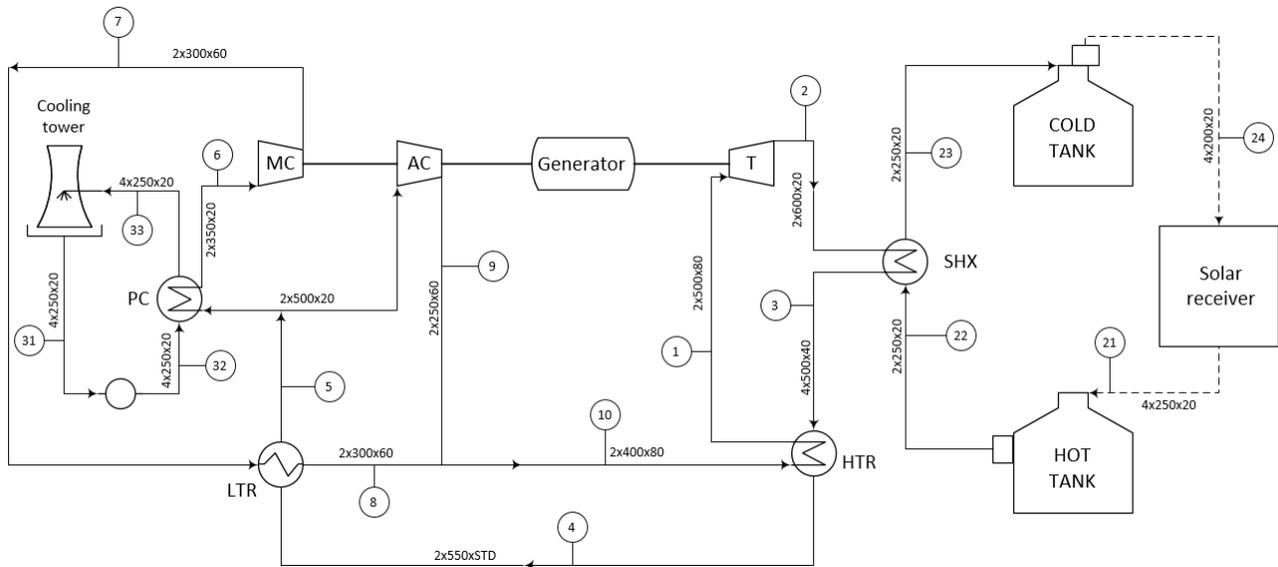


Figura 63: Diagrama RC-LP-35 completo con diseño de tuberías

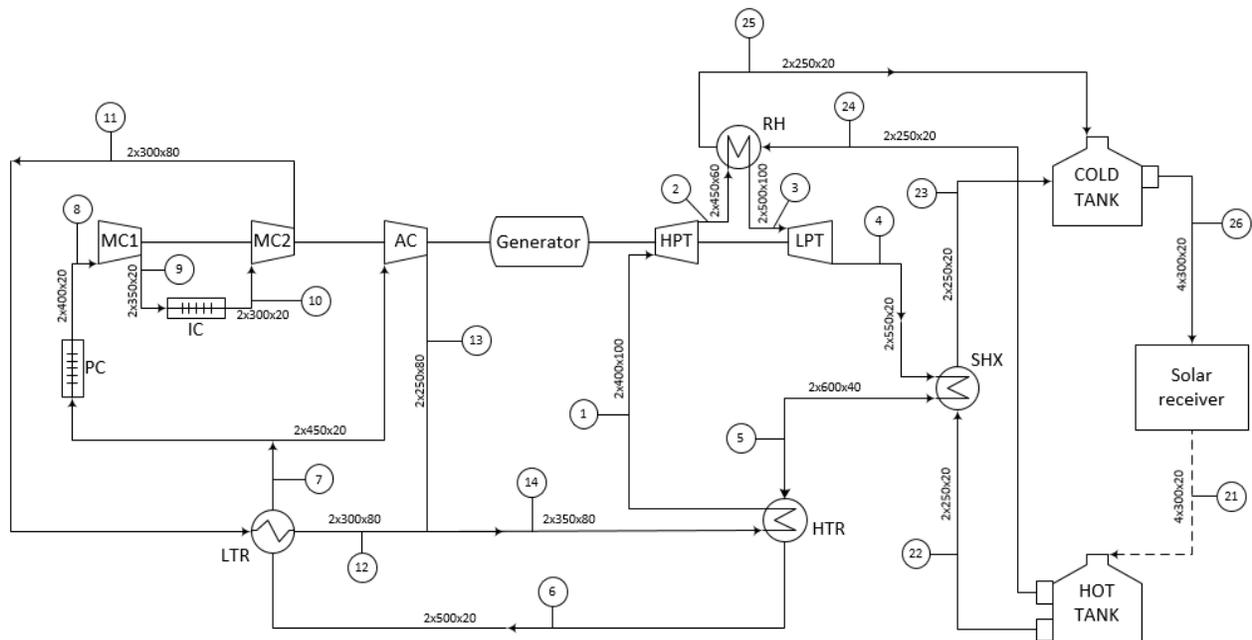


Figura 64: Diagrama RC-IC-RH-LP-50 completo con diseño de tuberías

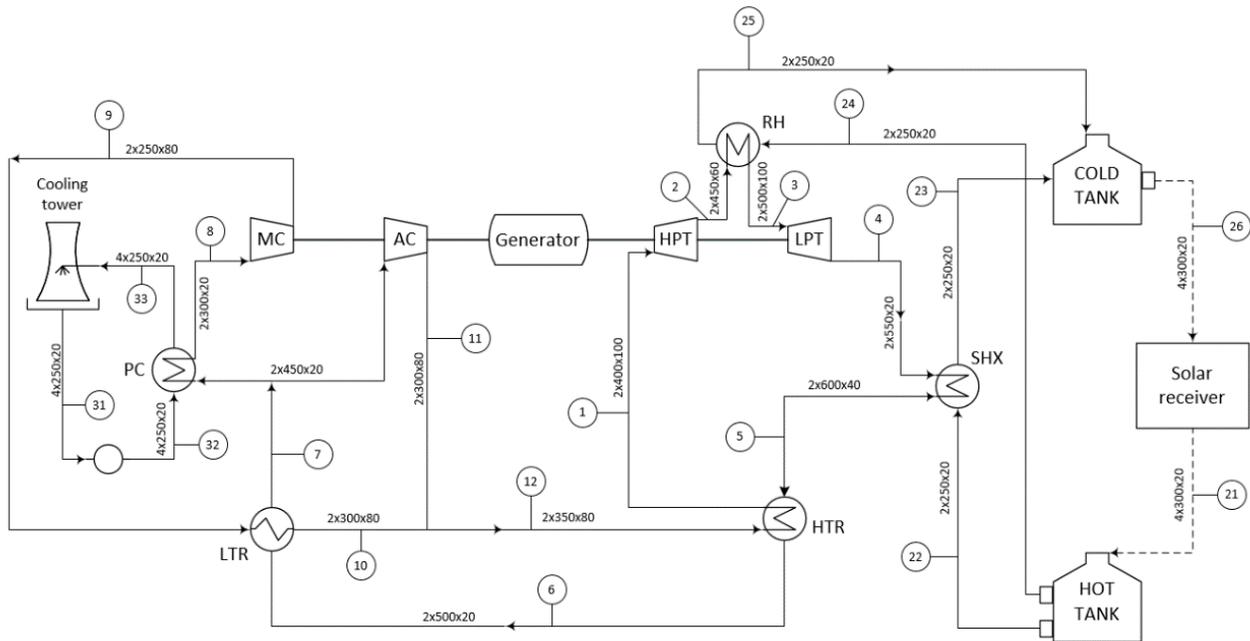


Figura 65: Diagrama RC-RH-LP-35 completo con diseño de tuberías



## Capítulo 5. Análisis Económico.

Para realizar el análisis económico se han calculado los costes de cada componente de los diferentes ciclos por separado.

### 5.1 Turbomáquinas.

Para en análisis de las turbomáquinas se comparará el ciclo pertinente (ACES) con el estudiado por el SNL (*Sandia National Laboratory*) [23] el cual estima los costes de los componentes de un ciclo de recompresión convencional que produce 10 MW de potencia.

Tabla 35: Análisis de turbomáquinas en el ciclo RC-LP.

RC-LP (disipación húmeda)			
Turbomáquinas	SNL	ACES	f
W [Potencia neta, MW]	10	50	2,987
P [TIP, bar]	200	250	0,875
T [TIT, °C]	650	688	1,006
PEC [M\$]	6	15,8	---
ONSC [M\$]	13,08	34,4	---

Tabla 36: Análisis de turbomáquinas en el ciclo RC-RH-LP.

RC-RH-LP (disipación húmeda)			
Turbomáquinas	SNL	ACES	f
W [Potencia neta, MW]	10	50	2,987
P [TIP, bar]	200	300	0,784
T [TIT, °C]	650	688	1,006
PEC [M\$]	6	14,1	---
ONSC [M\$]	13,08	30,8	---

Tabla 37: Análisis de turbomáquinas en el ciclo RC-IC-RH-LP.

RC-IC-RH-LP (disipación seca)			
Turbomáquinas	SNL	ACES	f
W [Potencia neta, MW]	10	50	2,987
P [TIP, bar]	200	300	0,784
T [TIT, °C]	650	688	1,006
PEC [M\$]	6	14,1	---
ONSC [M\$]	13,08	30,8	---

## 5.2 Intercambiadores.

Debido a la diferencia de costes entre los distintos tipos de intercambiadores hay que distinguir en la estimación de costes entre los PCHE, los de carcasa y tubos y los bancos de flujo cruzado encargados de la disipación seca.

### 5.2.1 Intercambiadores PCHE.

Para analizar el capital invertido en los intercambiadores primero hay que analizar sus características de trabajo, con lo que se podrá calcular su coste.

Tabla 38: Características de trabajo de los intercambiadores PCHE en el ciclo RC-LP.

RC-LP (disipación húmeda)			
	HTR	LTR	PC
Q [kW]	255838	58616	47330
	CO2 Caliente		
m_dot [kg/s]	427,4	427,4	280,6
T entrada [°C]	688	180,2	74,6
p entrada [bar]	86,2	85,8	85,4
T salida [°C]	180,2	74,6	35
p salida [bar]	85,8	85,4	85
Dp [bar]	0,4	0,4	0,4
	CO2 Frío		Agua fría
m_dot [kg/s]	427,4	280,6	1133
T entrada [°C]	175,2	69,6	25
p entrada [bar]	250,4	250,8	6
T salida [°C]	638,6	175,2	35
p salida [bar]	250	250,4	5
Dp [bar]	0,4	0,4	1
V [m <sup>3</sup> ]	20,17	25,11	1,245
H [m]	2,66	3,898	0,6638
W [m]	0,6	0,6	0,6
L[m]	12,64	10,7	3,1
Nm	21,06	17,9	5,21
Nm para inversión	42,12	35,8	5,21

Tabla 39: Características de trabajo de los intercambiadores PCHE en el ciclo RC-RH-LP.

RC-RH-LP (disipación húmeda)			
	HTR	LTR	PC
Q [kW]	191125	53360	41516
	CO2 Caliente		
m_dot [kg/s]	337,5	337,5	230,6
T entrada [°C]	688	208,2	81,62
p entrada [bar]	86,2	85,8	85,4
T salida [°C]	208,2	81,62	35
p salida [bar]	85,8	85,4	85
Dp [bar]	0,4	0,4	0,4
	CO2 Frío		Agua fría
m_dot [kg/s]	337,5	230,6	993,5
T entrada [°C]	203,2	76,62	25
p entrada [bar]	300,4	300,8	6
T salida [°C]	638,4	203,2	35
p salida [bar]	300	300,4	5
Dp [bar]	0,4	0,4	1
V [m <sup>3</sup> ]	15,72	24,64	1,085
H [m]	2,615	4,387	0,657
W [m]	0,6	0,6	0,6
L[m]	10,02	9,36	2,751
Nm	16,7	15,6	4,585
Nm para inversión	33,4	46,8	4,585

Tabla 40: Características de trabajo de los intercambiadores PCHE en el ciclo RC-IC-RH-LP.

RC-IC-RH-LP (disipación seca)		
	HTR	LTR
Q [kW]	193588	57965
CO2 Caliente		
m_dot [kg/s]	362,4	362,4
T entrada [°C]	688	236,3
p entrada [bar]	86,2	85,8
T salida [°C]	236,3	102,4
p salida [bar]	85,8	85,4
Dp [bar]	0,4	0,4
CO2 Frío		
m_dot [kg/s]	362,4	252,1
T entrada [°C]	231,3	97,43
p entrada [bar]	300,4	300,8
T salida [°C]	645,6	231,3
p salida [bar]	300	300,4
Dp [bar]	0,4	0,4
V [m <sup>3</sup> ]	19,36	18,91
H [m]	2,818	3,37
W [m]	0,6	0,6
L[m]	11,448	9,348
Nm	19,08	15,58
Nm para inversión	38,16	46,74

Tabla 41: Análisis económico de los intercambiadores PCHE en el ciclo RC-LP.

RC-LP (disipación húmeda)				
HXs	HTR	LTR	PC	TOTAL
Factor de escala	0,4	0,4	0,4	---
Nm HX <sub>0</sub>	4,46	3,1	3,1	---
Nm HX	42,12	53,70	5,21	---
PEC <sub>0</sub> [M\$]	5	3	3	---
PEC [M\$]	12,3	9,4	3,7	25,4
ONSC [M\$]	26,8	20,5	8,0	55,3

Tabla 42: Análisis económico de los intercambiadores PCHE en el ciclo RC-RH-LP.

RC-RH-LP (disipación húmeda)				
HXs	HTR	LTR	PC	TOTAL
Factor de escala	0,4	0,4	0,4	---
Nm HX <sub>0</sub>	4,46	3,1	3,1	---
Nm HX	33,40	46,80	4,59	---
PEC <sub>0</sub> [M\$]	5	3	3	---
PEC [M\$]	11,2	8,9	3,5	23,6
ONSC [M\$]	24,4	19,4	7,6	51,4

Tabla 43: Análisis económico de los intercambiadores PCHE en el ciclo RC-IC-RH-LP.

RC-IC-RH-LP (disipación seca)			
HXs	HTR	LTR	TOTAL
Factor de escala	0,4	0,4	---
Nm HX <sub>0</sub>	4,46	3,1	---
Nm HX	38,16	46,74	---
PEC <sub>0</sub> [M\$]	5	3	---
PEC [M\$]	11,8	8,9	20,7
ONSC [M\$]	25,7	19,4	45,1

## 5.2.2 Intercambiadores de carcasa y tubos.

Tabla 44: Análisis económico de los intercambiadores.

	RC-LP (Disipación húmeda)		RC-RH-LP (Disipación húmeda)		RC-IC-RH-LP (Disipación seca)	
	SHX	R H	SHX	RH	SHX	RH
p	0.622	--	0.747	0.747	0.751	0.747
f	1	--	1	1	1	1
r	1	--	1	1	1	1
D <sub>Sh</sub> (in)	102.91	--	114.08	100.25	113.32	106.02
D <sub>Sh</sub> (cm)	261.39	--	289.76	254.64	287.83	269.29
C <sub>b</sub> (\$/ft <sup>2</sup> )	4.231	--	5.026	5.092	5.055	5.056
C <sub>b</sub> (\$/m <sup>2</sup> )	45.54	--	54.01	54.81	54.41	54.42
C <sub>s</sub>	0.000	--	0.000	0.000	0.000	0.000
C <sub>x</sub>	0.000	--	0.000	0.000	0.000	0.000
C <sub>L</sub>	0.000	--	0.000	0.000	0.000	0.000
C <sub>NTP</sub>	0.000	--	0.000	0.000	0.000	0.000
C <sub>PS</sub>	0.000	--	0.000	0.000	0.000	0.000

C <sub>PT</sub>	1.060	--	1.143	2.441	1.138	2.455
C <sub>mt</sub>	11.442	--	11.020	10.080	9.905	10.472
C <sub>ms</sub>	2.640	--	2.640	2.640	2.640	2.640
C <sub>mch</sub>	1.584	--	1.584	1.584	1.584	1.584
C <sub>mtsh</sub>	1.056	--	1.056	1.056	1.056	1.056
C <sub>g</sub>	0.141	--	0.136	0.124	0.122	0.129
ΣC <sub>i</sub>	17.923	--	17.578	17.926	16.444	18.336
A(ft <sup>2</sup> )	183,905.2	--	137,623.0	79,101.5	111,081.18	90,699.0
A(m <sup>2</sup> )	17,085.35	--	12,785.60	7,348.77	10,319.78	8,426.21
C <sub>E</sub> (\$)	14,723,301.4	--	12,850,394.2 8	7,622,628.38	9,796,555.37	8,873,947.09
C <sub>ERy</sub> (\$ 2017)	29,630,534.5 5	--	25,861,322.9 4	15,340,482.9 4	19,715,494.8 3	17,858,752.5 4
Número de unidades	2	--	1	2	1	2
PEC [M\$]	59.3	--	25.9	30.7	19.7	35.7

### 5.2.3 Bancos de flujo cruzado.

Tabla 45: Análisis económico de los bancos de flujo cruzado del ciclo RC-IC-RH-LP.

RC-IC-RH-LP (disipación seca)	
PC	
Área <sub>0</sub> [m <sup>2</sup> ]	1000
Área [m <sup>2</sup> ]	3943
PEC [\$]	1.721.357
ONSC [\$]	3.752.557
IC	
Área <sub>0</sub> [m <sup>2</sup> ]	1000
Área [m <sup>2</sup> ]	5899
PEC [\$]	2.127.626
ONSC [\$]	4.638.226
ONSC [M\$] (Total)	8,4

### 5.3 Circuito de aporte de calor.

Para el análisis económico del circuito de aporte de calor se utilizará como base el ciclo estudiado por NREL Gen3 roadmap [21].

Tabla 46: Análisis económico del circuito de aporte de calor del ciclo RC-LP.

RC-LP (disipación húmeda)				
	ROADMAP		ACES [3 h]	
TES [MWht]	2.703		292,989	
Coste de las sales [\$/ton]	350		295	
		\$		\$
Tanques de sales				
Tanque frío [m <sup>3</sup> ]	30.000	16.794.000	3.376	2.925.358
Tanque caliente [m <sup>3</sup> ]	31.500	110.119.000	3.549	19.199.884
Cantidad de sales [ton]	47.014	16.455.000	5.157	1.521.315
Acero estructural		1.117.000		188.824
Aislamiento térmico del tanque		6.243.000		1.055.353
Equipo eléctrico		1.161.000		196.262
Cimientos		5.113.000		864.331
Obras en el terreno		581.000		98.216
ONSC [€]		157.583.000		26.049.543
ONSC [M€]		157,583		26,0
Coste específico [€/kWh-th]		58,30		88,91

Tabla 47: Análisis económico del circuito de aporte de calor del ciclo RC-RH-LP.

RC-RH-LP (disipación húmeda)				
	ROADMAP		ACES [3 h]	
TES [MWht]	2.703		274,548	
Coste de las sales [\$/ton]	350		295	
		\$		\$
Tanques de sales				
Tanque frío [m <sup>3</sup> ]	30.000	16.794.000	5.598	4.384.130
Tanque caliente [m <sup>3</sup> ]	31.500	110.119.000	5.764	28.300.427
Cantidad de sales [ton]	47.014	16.455.000	8.374	2.470.448
Acero estructural		1.117.000		179.255
Aislamiento térmico del tanque		6.243.000		1.001.869
Equipo eléctrico		1.161.000		186.316
Cimientos		5.113.000		820.528
Obras en el terreno		581.000		93.238
ONSC [€]		157.583.000		37.436.213
ONSC [M€]		157,583		37,4
Coste específico [€/kWh-th]		58,30		136,36

Tabla 48: Análisis económico del circuito de aporte de calor del ciclo RC-IC-RH-LP.

RC-IC-RH-LP (disipación seca)				
	ROADMAP		ACES [3 h]	
TES [MWht]	2.703		285,409	
Coste de las sales [\$/ton]	350		295	
		\$		\$
Tanques de sales				
Tanque frío [m <sup>3</sup> ]	30.000	16.794.000	6.109	4.701.465
Tanque caliente [m <sup>3</sup> ]	31.500	110.119.000	6.281	30.313.554
Cantidad de sales [ton]	47.014	16.455.000	9.127	2.692.465
Acero estructural		1.117.000		184.906
Aislamiento térmico del tanque		6.243.000		1.033.453
Equipo eléctrico		1.161.000		192.189
Cimientos		5.113.000		846.395
Obras en el terreno		581.000		96.177
ONSC [€]		157.583.000		40.060.604
ONSC [M€]		157,583		40,1
Coste específico [€/kWh-th]		58,30		140,36

## 5.4 Resumen.

El capital económico estimado para la construcción de la central dependerá del escenario deseado. Las Tablas 49 ,50 y 51 resumen los componentes de la inversión, resultando:

- Disipación húmeda: los costes se estiman en 434,6 M€ en el ciclo de recompresión básico y en 433,1 M€ en el ciclo con recalentamiento intermedio. Lo que conlleva una inversión específica de 8691 €/kWe y 8662 €/kWe respectivamente.
- Disipación seca: el capital necesario son 437,1 M€, lo que conlleva una inversión específica de 8742 €/kWe.

Tabla 49: Inversión de capital en el ciclo RC-LP (disipación húmeda).

RC-LP (disipación húmeda)				
	PEC [M\$]	Costes directos [M\$]		Costes indirectos[M\$]
		ONSC	OFFSC	
Turbomáquinas	15.8	34.4	---	61.2
Intercambiadores PCHE				
LTR	9.4	20.5	---	
HTR	12.3	26.8	---	
PC	3.7	8.0	---	
Intercambiadores de aire				
PC	---	---	---	
IC	---	---	---	
Intercambiadores de carcasa y tubos				
SHX	59.3	129.2	---	
RH	---	---	---	
TES	---	26.1		
Torre	---	16.34	---	15.0
Receptor	---	18.82	---	
Campo solar	---	70.80	---	
Terreno	---	---	7.42	
Capital fijo a invertir [M\$]		434.6		

Tabla 50: Inversión de capital en el ciclo RC-RH-LP (disipación húmeda).

RC-RH-LP (disipación húmeda)				
	PEC [M\$]	Costes directos [M\$]		Costes indirectos[M\$]
		ONSC	OFFSC	
Turbomáquinas	14.1	30.8	---	61.1
Intercambiadores PCHE				
LTR	8.9	19.4	---	
HTR	11.2	24.4	---	
PC	3.5	7.6	---	
Intercambiadores de aire				
PC	---	---	---	
IC	---	---	---	
Intercambiadores de carcasa y tubos				
SHX	25.9	56.4	---	
RH	30.7	66.9	---	
TES	---	38.9		
Torre	---	16.3	---	
Receptor	---	18.2	---	
Campo solar	---	70.8	---	
Terreno	---	---	7.4	
Capital fijo a invertir [M\$]		433.1		

Tabla 51: Inversión de capital en el ciclo RC-IC-RH-LP (disipación seca).

RC-IC-RH-LP (disipación seca)				
	PEC [M\$]	Costes directos [M\$]		Costes indirectos[M\$]
		ONSC	OFFSC	
Turbomáquinas	14.1	30.8	---	61.7
Intercambiadores PCHE				
LTR	8.9	19.4	---	
HTR	11.8	25.7	---	
PC	---	---	---	
Intercambiadores de aire				
PC	1.72	3.75	---	
IC	2.13	4.64	---	
Intercambiadores de carcasa y tubos				
SHX	19.7	43.0	---	
RH	35.7	77.9	---	
TES	---	41.7		
Torre	---	16.3	---	15.0
Receptor	---	19.0	---	
Campo solar	---	70.8	---	
Terreno	---	---	7.43	
Capital fijo a invertir [M\$]		437.1		

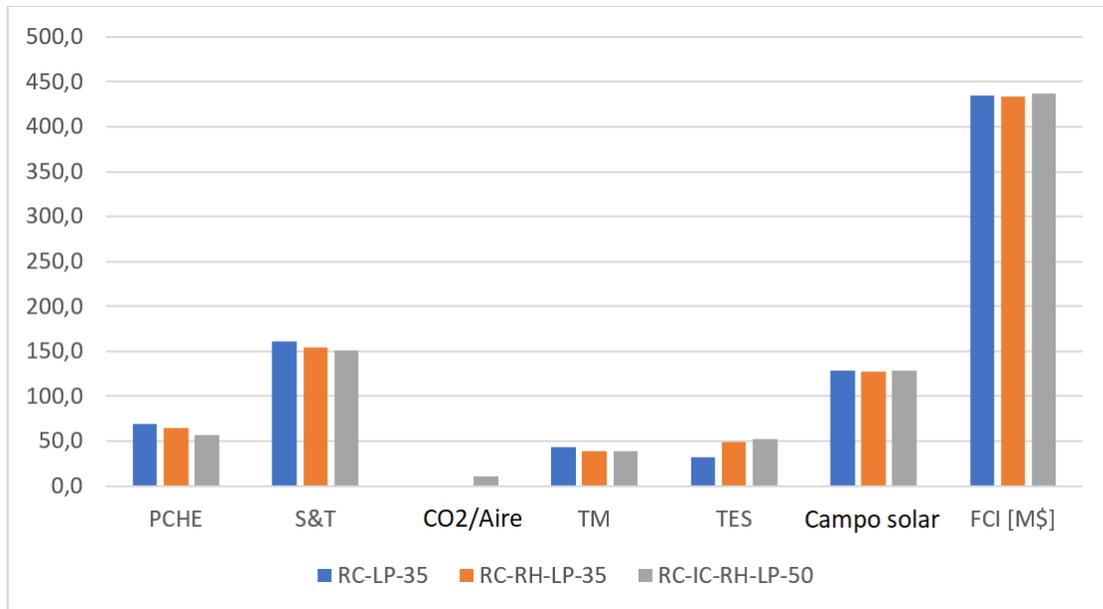


Figura 66: Comparación de costes entre los componentes de los distintos ciclos.

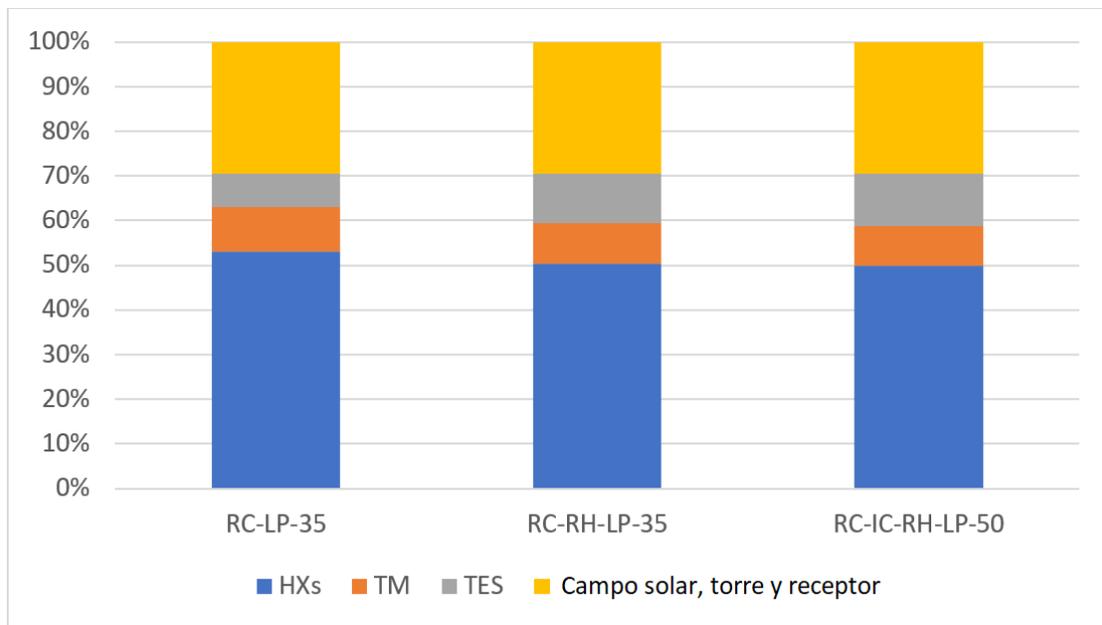


Figura 67: Comparación porcentual del capital a invertir en los distintos ciclos.

Los costes de los componentes de cada ciclo se pueden agrupar de manera genérica en los siguientes conceptos:

- Alrededor del 50 % del coste proviene de los intercambiadores.
- El campo solar, la torre y el receptor resulta en un 30 % del capital.
- La contribución de las turbomáquinas conlleva aproximadamente un 10 % del coste.

- La inversión en el sistema de almacenamiento energético varía entre un 8 % y un 11 % del capital dependiendo del tipo de ciclo que se desea construir.

El aumento de costes producido por el sistema de almacenamiento se debe a la caída de temperatura existente en el ciclo de sales, que es provocada por los sistemas de recalentamiento intermedio (80 °C en el RC-RH-LP y 85 °C en el RC-IC-RH-LP), incrementando la cantidad de fluido necesario entre un 62 % y un 77 %.

Los intercambiadores de carcasa y tubos, cuando son diseñados para trabajar bajo presiones cercanas a 200 bar demandan aproximadamente el doble de coste que cuando trabajan a 85 bar (19,7 M\$ a 85 bar y 35,7 M\$ a 200 bar), lo que resulta en importantes ahorros en comparación con los ciclos de recompresión habituales.



---

## Capítulo 6. Bibliografía.

- [1] «Las claves del sector energético,» Energía y sociedad, [En línea]. Available: <http://www.energiaysociedad.es/manenergia/1-6-insostenibilidad-del-sistema-energetico-y-vias-de-solucion/>. [Último acceso: 2020 Junio 10].
- [2] «Centrales Termosolares Situación a nivel mundial,» Protermo Solar, [En línea]. Available: <https://www.protermosolar.com/la-energia-termosolar/situacion-internacional/>. [Último acceso: 2020 Junio 10].
- [3] «National Renewable Energy Laboratory (NREL),» *Concentrating Solar Power Gern3 Demonstration Roadmap*, Enero 2017.
- [4] Z. Wang, «ScienceDirect Solar Tower,» 2019. [En línea]. Available: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/solar-tower>. [Último acceso: 2020 Junio 11].
- [5] E. Feher, «The supercritical thermodynamic power cycle, Energy Conversion 8,» 1968, pp. 85 - 90.
- [6] V. Dostal, A supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors, Doctoral Thesis, Massachusetts Institute of Technology, 2004.
- [7] J. I. Linares, M. J. Montes, A. Cantizano y C. Sánchez, A novel supercritical CO<sub>2</sub> recompression Brayton power cycle for power tower concentrating solar plants, Applied Energy 263, Madrid: 114644, 2020.
- [8] R. Dieterich, «Inside Climate News,» 16 Enero 2018. [En línea]. Available: <https://insideclimatenews.org/news/16012018/csp-concentrated-solar-molten-salt-storage-24-hour-renewable-energy-crescent-dunes-nevada>.
- [9] J. Tirenti, «Diseño de intercambiadores de carcasa y tubos,» arveng training & engineering, [En línea]. Available: <https://arvengtraining.com/wp-content/uploads/2016/12/TEMA-NOTAS-DE-ESTUDIO-MUESTRA.pdf>.
- [10] «Thermal-hydraulic characteristics and performance of 3D straight channel based printed circuit heat exchanger,» 5 Abril 2016. [En línea]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359431115014271>. [Último acceso: 2020 Junio 8].
- [11] I. P. Serrano, *Análisis de sistemas de conversión de potencia en reactores nucleares de fusión con envolturas regeneradoras de doble refrigerante*, Tesis Doctoral, COMILLAS, 2014.

- [12] D. Hanak, «Variation of carbon dioxide density with temperature,» 2013.
- [13] I. P. Serrano, A. Cantizano, J. I. Linares y B. Y. Moratilla, «Modelling and sizing of the heat exchangers of a new supercritical CO<sub>2</sub> Brayton power cycle for energy conversion for fusion reactors.,» de *Fusion Engineering and Design* 89, 2014, pp. 1905-1908.
- [14] O. E. Balje, *Turbomachines: A Guide to Design, Selection and Theory*, Wiley and Sons, 1981.
- [15] Norsok Standard P-001, *Process Design*, Edition 5, sept. 2006.
- [16] *Pipe Schedules ASME/ANSI B36.10 M*.
- [17] A. Bejan, G. Tsatsaronis y M. Moran, *Thermal Design & Optimization*, Wiley, 1996.
- [18] D. Southall, R. L. Pierres y S. J. Dewson, *Design considerations for compact heat exchangers*, Proceedings of ICAPP'08, California, USA, Mayo 2011.
- [19] «Heat Exchanger Cost Estimate,» [En línea]. Available: <https://www.matche.com/equipcost/Exchanger.html>.
- [20] G. P. Purohit, «Estimating costs of shell-and-tube heat exchangers, *Chemical Engineering* 22,» 1983, pp. 56-67.
- [21] M. Mehos, C. Turchi, J. Vidal, M. Wagner, Z. Ma, C. Ho, W. Kolb, C. Andraka y A. Kruizenga, *Concentrating Solar Power Gen3 Demonstration Roadmap*, NREL, NREL/TP-5500-67464, 2017.
- [22] M. J. Wagner, «SolarPILOT. Software version 1.3.8 (2018), National Renewable Energy Laboratory (NREL), Golden, Colorado, USA,» [En línea]. Available: <https://www.nrel.gov/csp/solarpilot.html>.
- [23] D. D. Fleming y et al., *Scaling Considerations for a Multi-Megawatt Class Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton Cycle and Commercialization*, SANDIA REPORT SAND2013-9106, 2013.
- [24] M. A. R.-I. I. Energía, «Fundación para el conocimiento Madrid,» 11 enero 2016. [En línea]. Available: <https://www.madrimasd.org/blogs/energiasalternativas/2016/01/11/132826>.
- [25] H. s. t. e. news, «Advantages of Using Molten Salt,» 2 Junio 2011.
- [26] A. J. G. Yunus A. Cengel, «Transferencia de calor y masa fundamentos y aplicaciones,» Mc Graw Hill, 2011, pp. 630 - 632.
-

- [27] O. V. Combs, An Investigation of the supercritical CO<sub>2</sub> cycle (Feher cycle for shipboard application), Massachusetts, 1977.
- [28] Protermo Solar, [En línea]. Available: <https://www.protermosolar.com/la-energia-termosolar/que-es-tipos-de-plantas-beneficios/>. [Último acceso: 2020 Junio 10].
- [29] J. I. Linares, «Guide to design Bryton supercritical CO<sub>2</sub> power Cycles,» *COMILLAS*, 2019.
- [30] S. A. Wright, et al., Operation and Analysis of Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton Cycle, SANDIA Report, SAND2010-0171, 2010.



---

# Anexo 1. Objetivos de desarrollo sostenible.

Dentro de los numerosos objetivos de desarrollo sostenible, los que categorizan a este proyecto son:

- Energía limpia y sostenible: dado que el proyecto desarrolla la implementación de un nuevo modelo de central termosolar, la energía que se obtendrá de ella producirá cero emisiones de carbono y además, su futuro desarrollo podrá disminuir el número de centrales que trabajan con energías no renovables. Con ello se consigue alcanzar un servicio energético asequible, fiable y moderno.
- Crecimiento económico: con la investigación, desarrollo y construcción de centrales energéticas se consigue dar un empleo de calidad a sus trabajadores, disminuyendo la tasa de desempleo y aportando liquidez a la economía del país que lo desarrolla.
- Ciudades y comunidades sostenibles: el desuso de fuentes energéticas no renovables y su futuro cambio a fuentes alternativas, conducirá al desarrollo de ciudades y comunidades energéticamente sostenibles, que podrán ser desarrolladas sin necesidad de contaminar el medio ambiente, mejorando la calidad del aire y del agua de las zonas urbanas.
- Cambio climático: en la actualidad los gases de efecto invernadero se encuentran en el punto más alto de la historia, lo que provoca cambios en la calidad del aire y del agua entre otros aspectos. Con la implantación de centrales energéticas renovables, se puede reducir la huella de carbono dejada en la atmósfera, ayudando a su vez a disminuir la cantidad de gases de efecto invernadero del planeta.
- Vida y tierra: con el desuso de los combustibles fósiles, el gasto masivo de los limitados recursos del planeta podrá disminuir en gran cantidad, permitiendo la conservación y el desarrollo de espacios naturales y del medio ambiente.