

E.T.S. de Ingeniería Industrial,
Informática y de Telecomunicación

Análisis y optimización de ciclos de potencia para plantas CSP



Máster Universitario en
Ingeniería Industrial

Trabajo Fin de Máster

Autor: Ibai Celigueta Erviti

Director: Dr. David Astrain Ulibarrena

Codirector: Dr. Fritz Zaversky

Pamplona, junio de 2018

MEMORIA



CENER

ABSTRACT

Power cycles such as Rankine cycle, Brayton cycle or combined cycle have been developed for almost two centuries, but the rapid technological development recently experienced by the concentrated solar power (CSP) systems makes it necessary to analyze them looking for their optimal point of operation when they are integrated in these kind of solar power plants.

Therefore, this project aims to understand, analyze and optimize these cycles for various parameters such as temperature of the heat transfer fluid (HTF) at the output of the solar field, condenser pressure, type of condenser, environment temperature, etc. Thus, a commercial software (IPSEpro) will be used to simulate thermodynamic cycles.

In summary, the final objective of this project is to compare the performance of these cycles to see how they are affected by the variations made on the parameters cited.

RESUMEN

Los ciclos de potencia como el Rankine, el Brayton o el ciclo combinado se llevan estudiando desde hace casi dos siglos, pero el rápido desarrollo tecnológico que ha sufrido recientemente el sector de la energía solar térmica por concentración (CSP) hace que sea necesario analizar estos ciclos en busca del punto óptimo de operación en cada uno de ellos para las condiciones que requiere esa concentración solar.

Por ello, en este trabajo se pretende comprender, analizar y optimizar estos ciclos para variaciones de distintos parámetros, como pueden ser: temperatura del fluido caloportador (HTF) a la salida del campo solar, presión del condensador, tipo de condensador, temperatura del ambiente, etc. Para ello, se empleará un *software* comercial para simulación de ciclos termodinámicos: IPSEpro.

En resumen, el objetivo final del trabajo es comparar el rendimiento de estos ciclos para ver cómo les afectan las variaciones realizadas sobre los parámetros mencionados.

LABURPENA

Rankine zikloa, Brayton zikloa edota ziklo konbinatua bezalako potentzia zikloak duela ia bi mendetik hona daramatzate ikerketapean, baina kontzentrazio bidezko eguzki-energia termikoak (CSP-ak) jasandako garapen teknologiko azkarrak ziklo horiek haien operazio-puntu optimoaren bila aztertzea beharrezkoa izatea eragiten du, eguzki-kontzentrazio horrek behar dituen baldintzetarako.

Hortaz, lan honen helburua parametro ezberdinen aldaketetarako ziklo horiek ulertzea, aztertzea eta optimizatzea da: eguzki-zelaiaren irteeran fluido termikoak (HTF) duen tenperatura, kondensadorearen presioa, ingurugiroko tenperatura, eta abarren aldaketetarako, alegia. Horretarako, ziklo termodinamikoak simulatzeko balio duen *software* komertziala erabiliko da: IPSEpro.

Laburbilduz, lan honen helburu nagusia ziklo horien errendimendua konparatzea da, aipatutako parametroen aldaketek hartan nola eragiten duen ezagutzeko asmoz.

ÍNDICE

Capítulo 1

Objetivo del proyecto	1
------------------------------------	----------

Capítulo 2

Introducción y situación actual.....	2
2.1 Situación energética	3
2.1.1 Emisiones de dióxido de carbono (CO ₂).....	3
2.1.2 Población mundial.....	4
2.1.3 Clasificación de las energías renovables	6
2.2 Energía termoeléctrica.....	13
2.2.1 Radiación solar	13
2.2.2 Tecnologías CSP.....	14
2.2.3 Campo solar y rendimiento térmico	18
2.2.4 Fluidos empleados	27
2.3 Ciclos de potencia	28
2.3.1 Ciclo Rankine	28
2.3.2 Ciclo Brayton	35
2.3.3 Ciclo combinado.....	38
2.4 Sistemas de almacenamiento de energía	40

Capítulo 3

Optimización de ciclos Rankine	43
3.1 Ciclo Rankine simple	43
3.2 Variación de número de etapas de la turbina	53
3.2.1 Ciclo Rankine con dos etapas de la turbina.....	53
3.2.2 Ciclo Rankine con tres etapas de la turbina.....	55
3.2.3 Ciclo Rankine con n etapas de la turbina	56
3.2.4 Conclusión.....	58
3.3 Ciclo Rankine con aceite térmico sintético como HTF y condensador de agua	59
3.4 Ciclo Rankine con aceite térmico sintético como HTF y condensador de aire	67
3.5 Ciclo Rankine con sales fundidas como HTF y condensador de agua.....	70
3.6 Ciclo Rankine con sales fundidas como HTF y condensador de aire	72
3.7 Conclusión.....	75

Capítulo 4	
Optimización de ciclos Brayton	76
4.1 Ciclo Brayton simple	77
4.2 Ciclo Brayton con recalentamiento	79
Capítulo 5	
Optimización de ciclos combinados	85
5.1 Ciclo combinado nº 1	86
5.1.1 Comparación con el ciclo de referencia	89
5.1.2 Efecto de la variación de la presión del condensador	90
5.1.3 Efecto de la variación de la temperatura de entrada a la turbina de gas.....	91
5.2 Ciclo combinado nº 2	93
5.2.1 Comparación con el ciclo de referencia	96
5.2.2 Efecto de la variación de la presión del condensador	98
5.2.3 Efecto de la variación de la temperatura de entrada a la turbina de gas.....	99
5.3 Comparación entre ambos ciclos.....	101
5.4 Conclusión.....	105
Capítulo 6	
Comparación de los ciclos	106
Referencias	109
Anexos	112
Anexo 1: Programación en VBA del ciclo Rankine simple	112
Anexo 2: Programación en VBA del ciclo Brayton simple	114
Anexo 3: Programación en VBA del ciclo Brayton con recalentamiento	114

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Evolución temporal de las emisiones de CO ₂ [1]	3
Figura 2: Evolución temporal de las emisiones de CO ₂ por países [1]	3
Figura 3: Estimación de la tendencia futura de la población mundial [4]	4
Figura 4: Estimación de la tendencia futura de la población mundial por continentes [4].....	4
Figura 5: Inversión mundial en capacidad de energía, por tipo, entre 2012 y 2016 [5]	5
Figura 6: Potencia mundial instalada de energías renovables, por tipos, entre 2006 y 2015 [6]	11
Figura 7: Potencia total instalada en España, entre 2007 y 2017 [7]	12
Figura 8: Estructura de generación de energía anual en España [8]	12
Figura 9: Radiación Directa Normal en el mundo [9].....	13
Figura 10: Proyectos de CSP en el mundo [10].....	13
Figura 11: Clasificación de las tecnologías CSP	14
Figura 12: Tecnología de Fresnel lineal (Puerto Errado 2).....	15
Figura 13: Tecnología de Torre (Gemasolar).....	15
Figura 14: Tecnología de CCP (NOORo I)	16
Figura 15: Tecnología de disco parabólico (Plataforma Solar de Almería)	17
Figura 16: Reparto de los proyectos de las distintas tecnologías CSP en el mundo [12]	17
Figura 17: Fracción de pérdidas de la planta y potencia bruta restante [13].....	19
Figura 18: Rendimiento térmico y rendimiento de Carnot en una central solar termoeléctrica de receptor central [14]	21
Figura 19: Rendimiento global de una central solar termoeléctrica de receptor central [14].....	22
Figura 20: Representación gráfica simple de los mecanismos de transferencia de calor de un receptor cilindro-parabólico	22
Figura 21: Mecanismos de transferencia de calor del CCP representados como resistencias térmicas [14]	23
Figura 22: Distribución del número de Nusselt local en el exterior del envolvente [11]	25
Figura 23: Esquema y diagrama T-s de un ciclo Rankine simple con sobrecalentamiento [17]	28
Figura 24: Diagrama T-s de un ciclo Rankine simple con sobrecalentamiento e irreversibilidades [17]	29
Figura 25: Esquema y diagrama T-s de un ciclo Rankine con recalentamiento intermedio [17]	32
Figura 26: Esquema y diagrama T-s de un ciclo Rankine regenerativo con calentadores abiertos [19]	32
Figura 27: Calentadores abiertos	33

Figura 28: Esquema y diagrama T-s de un ciclo Rankine regenerativo con calentadores cerrados [19]	34
Figura 29: Calentadores cerrados	34
Figura 30: Esquema de un ciclo Brayton simple abierto (izquierda) y cerrado (derecha) [20]	35
Figura 31: Diagramas P-V y T-s de un ciclo Brayton ideal [21]	35
Figura 32: Efecto de la relación de compresión en el rendimiento térmico [20]	36
Figura 33: Diagrama T-s del ciclo Brayton considerando irreversibilidades y caídas de presión (a) y despreciando las caídas de presión (b) [20]	37
Figura 34: Esquema de un ciclo combinado simple [20]	38
Figura 35: Distribución de temperaturas en intercambiadores de calor a contracorriente [20]	39
Figura 36: Perfil de temperaturas en una unidad HRSG de una sola presión [22]	39
Figura 37: Esquema de una planta CSP con sistema de almacenamiento activo directo [14]	41
Figura 38: Esquema de una planta CSP con sistema de almacenamiento activo indirecto [14]	41
Figura 39: Esquema de una planta CSP con sistema de almacenamiento pasivo [14]	42
Figura 40: Esquema del ciclo Rankine simple	44
Figura 41: Rendimiento del ciclo Rankine analizado para los casos simulados	46
Figura 42: Temperatura de saturación para distintas presiones entre 0,04 bar y 0,30 bar	47
Figura 43: Rendimiento del ciclo Rankine analizado para algunos de los casos simulados	47
Figura 44: Rendimiento del ciclo Rankine analizado frente a la temperatura del HTF para distintos flujos máxicos	48
Figura 45: Rendimiento del ciclo Rankine analizado frente a la presión del condensador para distintos flujos máxicos	48
Figura 46: U·A del economizador del ciclo Rankine analizado en función de m_{HTF} , T_{10} y P_{cond}	50
Figura 47: U·A del evaporador del ciclo Rankine analizado en función de m_{HTF} , T_{10} y P_{cond}	50
Figura 48: U·A del sobrecalentador del ciclo Rankine analizado en función de m_{HTF} , T_{10} y P_{cond}	51
Figura 49: Diferencia en el rendimiento entre el ciclo programado en VBA y el simulado con IPSEpro-PSE	52
Figura 50: Esquema del ciclo Rankine con doble expansión en la turbina	53
Figura 51: Rendimiento del ciclo Rankine en función de la presión intermedia y presión del condensador	54
Figura 52: Rendimiento del ciclo Rankine frente a la presión del condensador	54
Figura 53: Detalle de la turbina del ciclo analizado	55
Figura 54: Rendimiento del ciclo Rankine analizado para distintas presiones de salida de la primera etapa	55
Figura 55: Presiones de salida de cada etapa en función de la cantidad de etapas (gráfica 1: P-n)	57

Figura 56: Presiones de salida de cada etapa en función de la cantidad de etapas (gráfica 2: P-i) ...	57
Figura 57: Rendimiento en función de la cantidad de etapas	58
Figura 58: Esquema del ciclo Rankine empleado como referencia [25].....	59
Figura 59: Ciclo Rankine con aceite térmico sintético como HTF y condensador de agua.....	60
Figura 60: Ciclo Rankine simulado a partir del estudiado por Patnode.....	63
Figura 61: Ciclo Rankine mejorado, partiendo del ciclo estudiado por Patnode	64
Figura 62: Presión de condensación para el 11 de junio de 2005 [26].....	65
Figura 63: Presión de condensación para el 12 de diciembre de 2004 [26].....	65
Figura 64: Presiones óptimas de las dos etapas anteriores a la de salida para cada presión del condensador.....	66
Figura 65: Rendimientos del ciclo para el caso de presiones que optimicen el ciclo en cada presión de salida de la turbina (η_{optim}) y el caso de fijar las presiones (η') al óptimo de $P_{\text{cond}} = 0,3$ bar.....	66
Figura 66: Extracto del ciclo Rankine con condensador de aire	67
Figura 67: Rendimiento del ciclo Rankine con condensador de aire en función de la presión del condensador para distintas temperaturas del aire a la entrada del condensador (ciclo Rankine con aceite sintético).....	69
Figura 68: Temperatura de salida del condensador de aire en función de la presión del condensador para distintas temperaturas del aire a la entrada del condensador (ciclo Rankine con aceite sintético).....	69
Figura 69: Ciclo Rankine con sales fundidas y condensador de agua	71
Figura 70: Ciclo Rankine con sales fundidas y condensador de aire.....	72
Figura 71: Rendimiento del ciclo Rankine con condensador de aire en función de la presión del condensador para distintas temperaturas del aire a la entrada del condensador (ciclo Rankine con sales fundidas).....	73
Figura 72: Temperatura de salida del condensador de aire en función de la presión del condensador para distintas temperaturas del aire a la entrada del condensador (ciclo Rankine con sales fundidas)	74
Figura 73: Ciclo Brayton simple.....	77
Figura 74: Rendimiento del ciclo Brayton simple en función de la relación de compresión y de la temperatura a la entrada de la turbina.....	78
Figura 75: Ciclo Brayton con recalentamiento (aire y combustible) [20]	79
Figura 76: Ciclo Brayton con recalentamiento (solo aire).....	79
Figura 77: Presión intermedia óptima del ciclo Brayton con recalentamiento en función de la relación de compresión y de la temperatura a la entrada de la turbina	80
Figura 78: Rendimiento del ciclo Brayton con recalentamiento en función de la relación de compresión y de la temperatura a la entrada de la turbina	82

Figura 79: Comparación del rendimiento entre el ciclo Brayton simple (rojo) y con recalentamiento (verde) en función de la relación de compresión y de las temperaturas a la entrada de las turbinas	82
Figura 80: Comparación del rendimiento entre el ciclo Brayton con recalentamiento programado en VBA (rojo) con el simulado en IPSEpro-PSE (verde).....	83
Figura 81: Calor absorbido por la etapa principal (kJ/kg) (rojo) y por la de recalentamiento (verde)83	
Figura 82: Ciclo combinado de doble etapa [28], usado como referencia	86
Figura 83: Ciclo combinado nº 1 analizado en IPSEpro	87
Figura 84: Diagrama T-Q del ciclo combinado nº 1.....	89
Figura 85: Rendimiento del ciclo al variar la presión del condensador (ciclo combinado nº 1).....	90
Figura 86: Calor absorbido por el ciclo por unidad de tiempo y el trabajo obtenido en función de la temperatura de entrada a la turbina de gas (ciclo combinado nº 1).....	92
Figura 87: Rendimiento del ciclo en función de la temperatura de entrada a la turbina de gas (ciclo combinado nº 1).....	92
Figura 88: Ciclo primario del ciclo combinado de doble etapa usado como referencia [29]	93
Figura 89: HRSG y ciclo secundario del ciclo combinado de doble etapa usado como referencia [29]	93
Figura 90: Ciclo combinado nº 2 analizado en IPSEpro	94
Figura 91: Diagrama T-Q del ciclo combinado nº 2.....	97
Figura 92: Rendimiento del ciclo al variar la presión del condensador (ciclo combinado nº 2).....	98
Figura 93: Calor absorbido por el ciclo por unidad de tiempo y el trabajo obtenido en función de la temperatura de entrada a la turbina de gas (ciclo combinado nº 2).....	99
Figura 94: Rendimiento del ciclo en función de la temperatura de entrada a la turbina de gas (ciclo combinado nº 2).....	99
Figura 95: Rendimiento del ciclo 1 (rojo) y ciclo 2 (verde) frente a la temperatura del aire a la entrada de la turbina de gas y la presión del condensador	102
Figura 96: Rendimiento del ciclo combinado nº 1 (rojo) y ciclo combinado nº2 modificado (azul) frente a la temperatura del aire a la entrada de la turbina de gas y la presión del condensador ...	104
Figura 97: Rendimiento del ciclo combinado nº 2 con $rc=30$ y $T_{HTF}=1344$ °C en función del flujo másico de aire	105
Figura 98: Rendimiento obtenido en cada uno de los ciclos propuestos para análisis	107

LISTA DE TABLAS

Tabla 1: Potencia mundial instalada de energías renovables, por tipos, entre 2006 y 2015 [6].....	11
Tabla 2: Parámetros fijados para el ciclo Rankine simple.....	45
Tabla 3: Temperatura de saturación del agua para distintas presiones [20]	46
Tabla 4: ΔT_1 y ΔT_2 en los intercambiadores de flujo paralelo y flujo contracorriente	49
Tabla 5: Presiones de salida de cada etapa en función de la cantidad de etapas, y su rendimiento del ciclo asociado	56
Tabla 6: Parámetros fijados para el ciclo Rankine con aceite como HTF y condensador de agua	62
Tabla 7: Presiones de salida de las tres últimas etapas de la turbina y su rendimiento de ciclo	65
Tabla 8: Cantidad mínima de unidades de refrigeración necesarias en función de la presión del condensador y la temperatura de entrada del aire al condensador (ciclo Rankine con aceite sintético).....	68
Tabla 9: Cantidad mínima de unidades de refrigeración necesarias en función de la presión del condensador y la temperatura de entrada del aire al condensador (ciclo Rankine con sales fundidas)	73
Tabla 10: Modificación de la presión anterior a la de salida de la turbina para cada caso (ciclo Rankine con sales fundidas)	74
Tabla 11: Resumen de los resultados obtenidos para el rendimiento del ciclo para las configuraciones de ciclo Rankine analizadas	75
Tabla 12: Presión intermedia óptima para cada relación de compresión y temperatura a la entrada de la turbina	80
Tabla 13: Rendimiento del punto óptimo para cada relación de compresión y temperatura a la entrada de la turbina.....	81
Tabla 14: Salto entálpico en la turbina de gas para cada relación de compresión y temperatura a la entrada de la turbina.....	84
Tabla 15: Parámetros fijados para el ciclo combinado nº 1 con ciclo Brayton simple	88
Tabla 16: Potencia calorífica transferida en cada intercambiador del HRSG (ciclo combinado nº 1) 89	
Tabla 17: Potencia calorífica absorbida, potencia eléctrica obtenida y rendimiento del ciclo al variar la presión del condensador (ciclo combinado nº 1).....	90
Tabla 18: Pinch Point de los dos evaporadores (HP: alta presión, LP: baja presión), potencia calorífica absorbida, trabajo de la turbina de gas, trabajo de la turbina de agua, potencia absorbida por las bombas, potencia eléctrica neta generada y rendimiento del ciclo en función de la temperatura de entrada a la turbina de gas (ciclo combinado nº 1).....	91
Tabla 19: Parámetros fijados para el ciclo combinado nº 2 con ciclo Brayton simple	95
Tabla 20: Resumen de la comparación con el artículo de referencia.....	96
Tabla 21: Potencia calorífica transferida en cada intercambiador del HRSG (ciclo combinado nº 2) 97	

Tabla 22: Potencia calorífica absorbida, potencia eléctrica obtenida y rendimiento del ciclo al variar la presión del condensador (ciclo combinado nº 2).....	98
Tabla 23: Potencia calorífica absorbida, trabajo de la turbina de gas, trabajo de la turbina de agua, potencia absorbida por las bombas, potencia eléctrica neta generada y rendimiento del ciclo en función de la temperatura de entrada a la turbina de gas (ciclo combinado nº 2).....	99
Tabla 24: Potencia calorífica absorbida, potencia eléctrica obtenida y rendimiento del ciclo al variar la temperatura de entrada a la turbina de gas y la presión del condensador (ciclo combinado nº 1 y ciclo combinado nº 2).....	101
Tabla 25: Cambios realizados al ciclo combinado nº 2	102
Tabla 26: Potencia calorífica absorbida, potencia eléctrica obtenida y rendimiento del ciclo al variar la temperatura de entrada a la turbina de gas y la presión del condensador (ciclo combinado nº 1 y ciclo combinado nº 2 modificado)	103
Tabla 27: Rendimiento del ciclo combinado nº 2 con $rc=30$ y $T_{HTF}=1344$ °C en función del flujo másico de aire	105

Capítulo 1

Objetivo del proyecto

El proyecto descrito en la siguiente memoria se engloba dentro de los Trabajos Fin de Máster propuestos por la Cátedra de Energías Renovables de la Universidad Pública de Navarra. El mismo se divide en dos documentos complementarios: Trabajo Fin de Máster (TFM) y Complemento al Trabajo Fin de Máster (CTFM).

El presente trabajo, que corresponde al Trabajo Fin de Máster (TFM), se ha realizado en el Centro Nacional de Energías Renovables (CENER) y consiste en la evaluación y optimización de ciclos de potencia para centrales termosolares innovadoras, las cuales emplean energía solar térmica por concentración (CSP). Se analizarán distintas configuraciones y técnicas que puedan contribuir a aumentar la eficiencia de los ciclos de potencia comparando los resultados obtenidos en las simulaciones entre sí y con los de referencia.

Los ciclos termodinámicos que se estudiarán serán los siguientes:

- Ciclo Rankine.
 - Ciclo Rankine simple.
 - Ciclo Rankine con condensador de agua y que emplea aceite térmico como HTF.
 - Ciclo Rankine con condensador de aire y que emplea aceite térmico como HTF.
 - Ciclo Rankine con condensador de agua y que emplea sales fundidas como HTF.
 - Ciclo Rankine con condensador de aire y que emplea sales fundidas como HTF.
- Ciclo Brayton.
 - Ciclo Brayton simple.
 - Ciclo Brayton con recalentamiento.
- Ciclo combinado: se verán dos configuraciones distintas.

Finalmente, se compararán los rendimientos de los ciclos para condiciones habituales de funcionamiento de cada uno de ellos.

Capítulo 2

Introducción y situación actual

En este capítulo introductorio se pretende poner en contexto para posteriormente exponer el trabajo que se ha realizado. Se analizarán aspectos como las emisiones de dióxido de carbono, la población mundial y la previsión de su evolución, así como la clasificación de las energías renovables y sus características principales, para posteriormente desarrollar con mayor profundidad la energía termoeléctrica. Finalmente, se explicarán los tres ciclos de potencia más empleados en las grandes centrales termoeléctricas, completando la explicación con las ecuaciones que los gobiernan.

2.1 Situación energética

2.1.1 Emisiones de dióxido de carbono (CO₂)

El constante incremento de emisiones de dióxido de carbono a la atmósfera ha llevado a nuestro planeta a una situación crítica en la que si no se actúa con rapidez las consecuencias serán devastadoras e irreparables. Y es que en los últimos 40 años se han duplicado estas emisiones, debido principalmente al elevado desarrollo industrial a nivel global.

En la siguiente gráfica se puede observar cómo ha sido la variación temporal de estas emisiones a lo largo de los últimos 45 años:

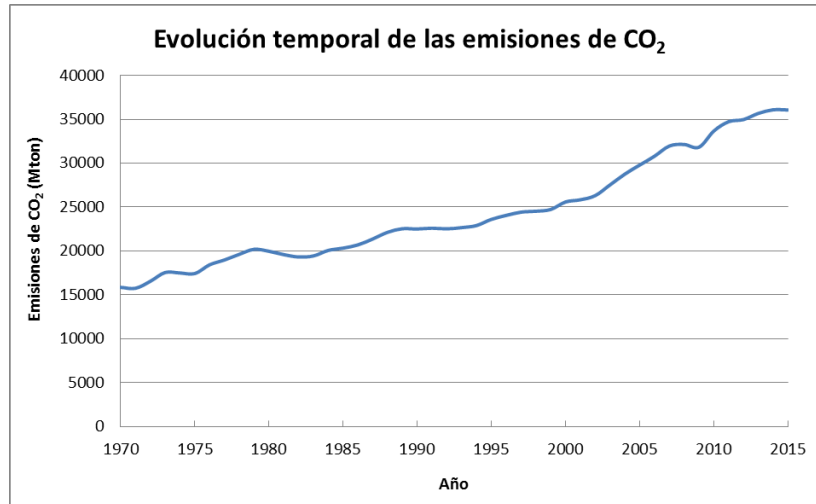


Figura 1: Evolución temporal de las emisiones de CO₂ [1]

Como se aprecia en la gráfica anterior, este aumento ha sido más notable en las últimas décadas, dado que muchos países que antes apenas consumían energía hoy en día se encuentran en un alto grado de desarrollo, por lo que su demanda energética ha crecido a un ritmo vertiginoso. Para poder obtener esa energía y ya que no disponen de la capacidad económica y tecnológica de la que disponen los países ya desarrollados, encuentran como única solución la quema de combustibles fósiles, con lo cual producen emisiones de CO₂ que acaban en la atmósfera, contribuyendo negativamente al ya conocido calentamiento global.

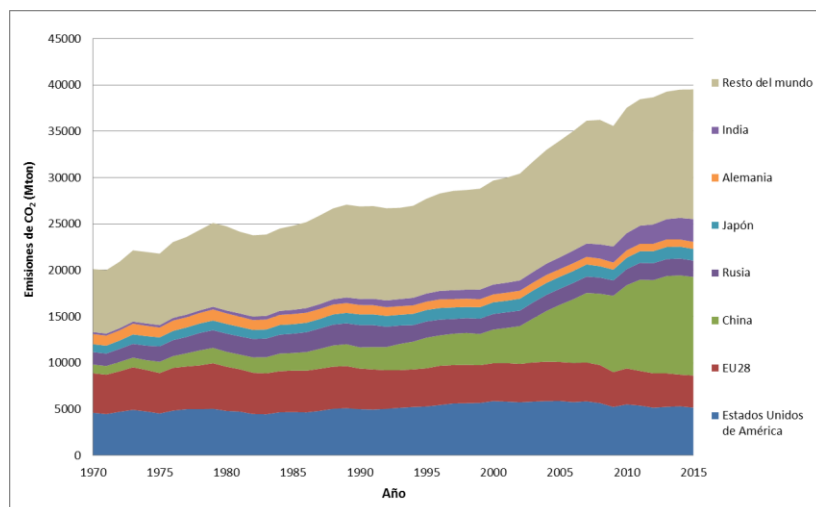


Figura 2: Evolución temporal de las emisiones de CO₂ por países [1]

Para el año 2003 China ya se postulaba como el mayor emisor de dióxido de carbono a la atmósfera, aumentando sus emisiones año tras año hasta 2014. En 2015 estas se redujeron levemente, si bien se estima que seguirán subiendo hasta alcanzar el pico en 2025 con unas emisiones de 12.500-14.000 millones de toneladas de CO₂ (20 % - 30 % más que las emisiones actuales) [2]. India, por su parte, también incrementa sus emisiones año tras año por el desarrollo industrial que está teniendo en la última década. Por otro lado, el resto de países mantienen más o menos constantes sus emisiones de dióxido de carbono, viéndose una ligera reducción en los países más desarrollados. Debido a que en conjunto las emisiones presentan un balance creciente, se prevé que para 2030 las emisiones globales serán el doble de las registradas en 1990 [3].

2.1.2 Población mundial

Además, la población mundial continúa creciendo, y las predicciones para el futuro indican que seguirá esa tendencia, tal y como se ve en la siguiente imagen:

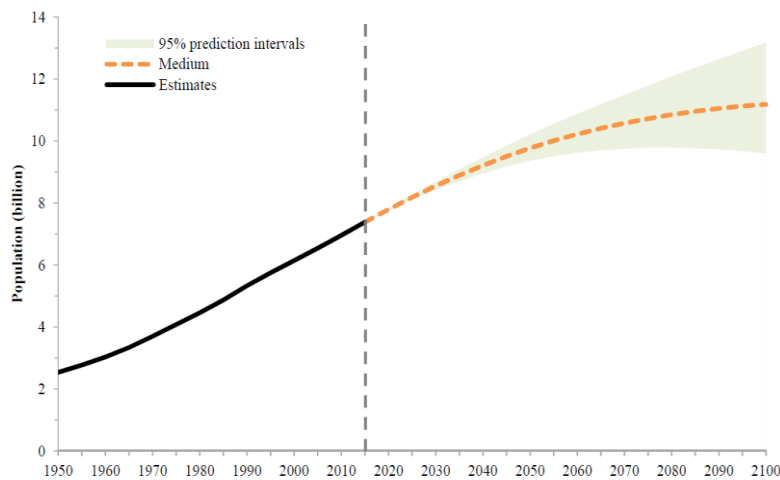


Figura 3: Estimación de la tendencia futura de la población mundial [4]

Si se analiza ese crecimiento global por continentes, se puede ver que Asia llegaría a un máximo de unos 5,2 mil millones para el año 2050, cuando comenzaría a decrecer. La población de África, por su parte, podría suponer un grave problema a nivel mundial, debido a que se estima que crecerá sin cesar hasta 2100, alcanzando casi la misma cifra que el continente asiático. El resto de continentes, por su parte, seguirían con una población similar, sufriendo un ligero incremento:

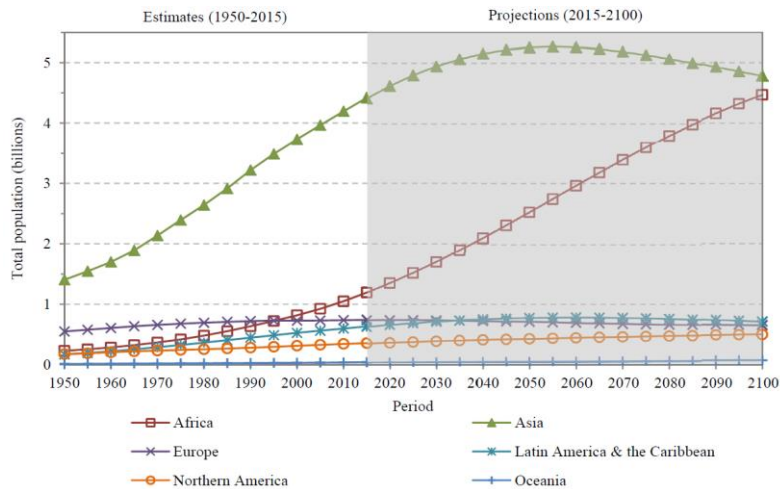


Figura 4: Estimación de la tendencia futura de la población mundial por continentes [4]

Como, por lo general, los aumentos de población vienen seguidos de una mayor demanda energética, no tomar medidas medioambientales a nivel energético supondría un grave error. Como solución a esta crítica situación medioambiental actual y viendo que el futuro se predice peor, muchos países han optado por producir parte de su demanda energética con las denominadas energías renovables. Gracias a ellas se puede obtener energía eléctrica de manera limpia y respetuosa con el medioambiente, y parecen ser la solución ideal para abastecer energéticamente a la población sin emitir contaminantes en su conversión.

En el informe de 2017 de REN21 (*Renewable Energy Policy Network for the 21st Century*) [5] se pueden observar las inversiones a nivel mundial en cada tipo de energía. En el mismo, se aprecia cómo en los últimos años se ha apostado por invertir más en energías renovables, especialmente en energía solar fotovoltaica y en energía eólica, superando los 2000 GW de capacidad instalada de energías renovables. Es de destacar que aproximadamente una tercera parte de estas inversiones provienen de China.

Inversión mundial en capacidad de energía, por tipo (energía renovable, fósil, combustible y nuclear), 2012-2016

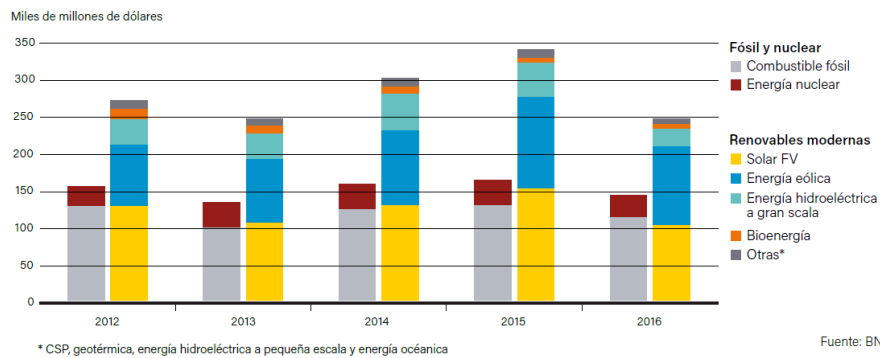


Figura 5: Inversión mundial en capacidad de energía, por tipo, entre 2012 y 2016 [5]

2.1.3 Clasificación de las energías renovables

Las energías renovables son aquellas que son producidas empleando fuentes naturales inagotables tales como el viento, el Sol o el agua, y que no emiten gases contaminantes a la atmósfera. En el caso de la energía nuclear, si bien cumple con las dos propiedades anteriores, no se considera renovable debido a que sus residuos no son tratables y deben ser almacenados durante cientos de años hasta que pierden su radiactividad.

Las energías renovables se emplean básicamente con el fin de obtener energía eléctrica de manera limpia y sostenible. Estas se pueden clasificar por la fuente que emplean para la obtención de dicha energía eléctrica:

- **Energía hidroeléctrica:**

Si bien produce energía de manera limpia, hay clasificaciones que consideran a las grandes centrales hidroeléctricas fuera de las renovables, debido al gran impacto medioambiental que producen.

El fundamento de la energía hidroeléctrica consiste en aprovechar la energía potencial gravitatoria del agua contenida en lugares de almacenamiento de agua a una altura elevada, como presas, la cual se convierte en energía cinética cuando cae libremente. Al golpear esa agua sobre los álabes de una turbina hidráulica la hace girar, convirtiendo ese giro en energía eléctrica a través de un generador eléctrico conectado a la misma. También se puede aprovechar directamente la energía cinética que lleva el agua de los ríos.

Las ventajas que presenta esta tecnología son que, por una parte, se encuentra muy desarrollada, ya que estas centrales se comenzaron a instalar hace muchos años; por otra parte, su vida útil es muy amplia y apenas requieren operación alguna debido a su automatización. Además, pueden emplearse como reguladoras del sistema eléctrico, pues existen centrales que permiten bombear agua y recircular el agua cuando hace falta consumir energía eléctrica para mantener las curvas de generación y demanda eléctrica lo más iguales posible.

Por el contrario, la gran desventaja que presentan es el ya mencionado impacto medioambiental, ya que una central hidroeléctrica requiere mucho espacio para su construcción y altera notablemente el terreno donde es instalada, modificando los ecosistemas e incluso haciendo que ciertas especies desaparezcan, en especial las acuáticas.

▪ **Energía fotovoltaica:**

Junto a la energía solar térmica, son las dos formas de obtener energía aprovechándose directamente del Sol. Sin embargo, la manera en la que lo hacen es completamente distinta en ambos casos.

La energía fotovoltaica transforma la radiación solar (tanto la directa como la difusa) en energía eléctrica por el efecto fotoeléctrico que presentan los materiales semiconductores como el silicio, ya que al incidirles radiación electromagnética estos emiten electrones y crean una corriente continua que posteriormente puede ser directamente utilizada, almacenada o transformada en corriente alterna.

Hoy en día la producción de paneles fotovoltaicos se ha disparado debido principalmente a China e India, que han apostado por este tipo de energía. Esto ha permitido que su precio haya disminuido y su eficiencia haya aumentado, puesto que si bien el efecto fotoeléctrico era conocido desde el siglo XIX, no había sido empleado de forma tan masiva como ahora y no se había investigado tanto como se hace en la actualidad. Por tanto, esta es una tecnología que presenta un gran potencial y que además es susceptible de ser mejorada en el futuro.

La vida útil de los paneles es uno de los puntos en los cuales se está trabajando y se están consiguiendo importantes mejoras, ya que esa es una de las desventajas más destacables de esta tecnología, junto con la baja eficiencia que presentan las células fotovoltaicas. En la actualidad rondan los 30 años de vida útil.

Aun así, la mayor desventaja que presentan es la evidente dependencia del Sol que presentan, ya que cuanto menor radiación solar, menor producción eléctrica tendrán. La eficiencia se ve mermada, además, por el incremento de la temperatura, puesto que afecta a la transferencia de electrones de los átomos de los semiconductores. Por tanto, cuanto mayor radiación y menor temperatura, mejor rendirán los paneles fotovoltaicos. Evidentemente, cuanto mayor suciedad se concentre sobre el panel fotovoltaico, peor rendimiento tendrá, por lo que resulta necesario mantenerlos limpios, aunque es uno de los pocos mantenimientos que requieren.

Como punto a favor cabe destacar su aplicabilidad al uso doméstico; de hecho, no resulta difícil ver casas con paneles solares instalados en sus tejados, especialmente en países como Alemania. O incluso es posible el autoconsumo eléctrico, que permite la independencia eléctrica de las compañías. Sin embargo, esta medida viene regulada por normativas que, como en el caso de España a día de hoy, pueden resultar complejas de comprender para los usuarios, creando incertidumbre o miedo en la población a la hora de instalar esta tecnología en sus hogares.

▪ Energía solar térmica o termosolar:

En este caso, se aprovecha solo la radiación directa del Sol y se emplea para producir calor mediante la concentración de los rayos solares a través de superficies reflectoras como espejos. Este calor puede ser utilizado directamente para calentar los hogares, por ejemplo, en el caso de que sea un sistema de baja concentración, o puede emplearse para calentar un fluido caloportador (HTF, *Heat Transfer Fluid*) a una elevada temperatura en los de media y alta concentración, que luego se usará para producir energía eléctrica mediante ciclos termodinámicos como el ciclo Rankine, ciclo Brayton o ciclo Stirling. Entre las aplicaciones más usuales de los sistemas de baja concentración se encuentran la producción de agua caliente sanitaria y el proceso de desalinización.

Entre las ventajas que presenta esta tecnología se encuentran su adaptabilidad a los cambios de demanda, las elevadas temperaturas que se pueden conseguir (lo cual incrementa la eficiencia de los ciclos termodinámicos) o la posibilidad de almacenar la energía térmica sobrante para utilizarla en momentos en los que no haya suficiente radiación directa (o incluso por la noche).

Como desventaja más evidente hay que mencionar que, al igual que la energía fotovoltaica, depende de la radiación solar, solo que en este caso las nubes o sombras también le afectan, impidiendo que se genere energía si no hay radiación directa. Los paneles fotovoltaicos, por su parte, pueden producir electricidad en ausencia de radiación directa, en el caso de que haya radiación difusa.

Dado que el presente trabajo trata sobre este tipo de energía, se explicará con mayor detalle en el siguiente apartado, donde se nombrarán los distintos tipos de tecnologías que se emplean, los ciclos termodinámicos que usan y su situación global, entre otras características.

▪ Biomasa:

La materia orgánica contiene energía que se puede aprovechar cuando es quemada (directamente o tras su conversión a combustible), produciendo calor o electricidad. Esta se toma como energía renovable debido a que se considera que esta materia, al ser quemada, emite la misma cantidad de CO₂ que la que absorbe a lo largo de su vida a través de la fotosíntesis. Los combustibles fósiles no se consideran biomasa porque no son de origen reciente, lo cual es uno de los requisitos que debe tener la materia orgánica para ser considerada como tal.

Con la biomasa se pueden instalar calderas en las viviendas, que quemen pellets u otras materias orgánicas preparadas para tal fin, con lo que se evita consumir gas natural y se obtiene calor de manera más sostenible.

Si bien se considera que no contamina, en su proceso de distribución se emplean vehículos que sí lo hacen, por lo que es recomendable localizar el proceso de conversión de energía cerca de alguna fuente concentrada de biomasa.

Además, hay que tener en cuenta que cuando la combustión es incompleta, en lugar de emitir CO₂ se emite CO (monóxido de carbono), aparte de otros gases, los cuales resultan peligrosos para la salud, pudiendo llegar a ocasionar la muerte por intoxicación. Si se quema a temperaturas muy elevadas, se emitirán NO_x (óxidos de nitrógeno), también nocivos para la salud. Por tanto, hay que tener estos problemas en cuenta a la hora de quemar la biomasa, y procurar reducir esas emisiones o tratarlas de alguna forma para que no resulten peligrosas.

▪ **Energía eólica:**

La energía eólica utiliza la energía cinética del viento para hacer girar las palas de los aerogeneradores, las cuales están conectadas a un generador eléctrico y permiten obtener energía eléctrica sin contaminar en ese proceso de transformación.

Tanto la localización de los aerogeneradores como su altura respecto al suelo deben estar muy estudiadas, con la finalidad de sacarle el mayor provecho al viento. Estos se pueden situar en tierra firme (*onshore* o eólica terrestre) o en el mar (*offshore* o eólica marina), siendo más comunes los primeros por su mayor facilidad de instalación, aunque cada vez se están instalando más aerogeneradores en el mar debido a que la superficie de este es mayor y es donde el recurso eólico es más abundante. Por otra parte, los aerogeneradores deberán respetar la avifauna del entorno, así como situarse lejos de núcleos urbanos a fin de no contaminarlos acústicamente.

El mayor inconveniente de esta tecnología es su propio funcionamiento, pues para que los aerogeneradores giren hace falta que el viento tenga una velocidad comprendida en un rango. Si es menor de una velocidad determinada, su energía cinética no será capaz de vencer a la inercia de las palas o simplemente no resultará económicamente rentable generar electricidad a ese régimen; si es demasiado elevada, podría literalmente destruir el aerogenerador. Por tanto, la velocidad del viento se convierte en el principal factor a estudiar a la hora de instalar parques eólicos.

Además, el impacto visual puede repercutir a la hora de asignar la obra de parques eólicos, por lo que el factor político también es importante.

Aun así, cada vez son más los países que apuestan por la instalación de más parques eólicos, haciendo que esta tecnología crezca y se desarrolle, siendo la segunda tecnología renovable en cuanto a potencia mundial instalada, por detrás de la energía hidroeléctrica.

▪ **Energía geotérmica:**

El suelo, a cierta profundidad, tiene una inercia térmica que permite mantener su temperatura más o menos constante durante todo el año. Si esta es elevada, puede aprovecharse para calefacción en hogares o grandes edificios; si supera los 100 °C, se puede incluso emplear para generar electricidad.

El funcionamiento es simple: se bombea un fluido (agua con glicol, por ejemplo) a través de una tubería enterrada varios metros, donde la temperatura es elevada, y el suelo le transfiere calor al fluido, que retorna a la superficie caliente. Una vez aquí, existen numerosas posibilidades, como las ya mencionadas: usarlo como calefacción o como generación de electricidad. También puede aprovecharse el calor para aguas termales o emplearlo para refrigeración por absorción.

Los principales problemas que presenta la geotermia son su escaso desarrollo y su imposibilidad de transporte, lo que hace que haya que situar las plantas de energía geotérmica donde el calor del subsuelo sea suficientemente elevado, y que esta energía deba ser consumida *in situ*.

▪ **Energía marina:**

En este caso, la fuente de obtención de energía es el mar. Existen varias formas de aprovechar las energías que brinda el mar:

- Energía de las corrientes marinas: Se aprovecha la energía cinética de las corrientes marinas debidas a las subidas y bajadas de las mareas producidas principalmente por atracciones gravitacionales entre la Tierra, la Luna y el Sol y por la propia rotación del planeta.
- Energía osmótica: Se aprovecha de la diferencia de salinidad del agua de mar y la de río.
- Energía mareomotriz: Al elevarse la marea, se abren unas compuertas del dique que permiten entrar agua al embalse. Las compuertas se cierran cuando se alcanza el máximo del embalse, para que cuando la marea baje de nuevo, abrirlas y dejar que el agua pase por unas turbinas que generan energía eléctrica.
- Energía undimotriz: En este tipo de aprovechamiento de energía, se crean corrientes de aire por el cambio de nivel de agua en una cámara debido al movimiento de las olas que entran en la misma. Cuando las olas entran en la cámara, comprimen el aire que contiene esta hacia arriba, expulsándolo por una apertura. Este movimiento del aire hace mover una turbina situada en la cámara y que, al estar conectada a un generador eléctrico, produce electricidad. Cuando la ola se retira y sale de la cámara, se genera una depresión que hace retornar al aire y vuelve a girar la turbina, la cual está diseñada para girar siempre en el mismo sentido. Por tanto, el generador está en continuo movimiento.
- Energía térmica oceánica (maremotérmica): Emplea las diferencias de temperaturas entre las aguas más profundas (frías) y las más cercanas a la superficie (calientes). Un fluido con bajo punto de ebullición se evapora en un intercambiador situado en la zona superficial, haciendo mover una turbina que genera electricidad. Posteriormente, se lleva hacia otro intercambiador situado en las profundidades, donde se enfría y comienza el ciclo de nuevo.

Todos los tipos de energía renovable descritos anteriormente tienen su origen en el Sol: la fotovoltaica y la termosolar, por razones evidentes; la hidroeléctrica porque el agua se evapora por la radiación solar y las lluvias hacen que el agua se reparta por la superficie de diferente manera; la biomasa por proceder de la fotosíntesis, la cual es inviable sin la luz del Sol; la eólica porque el viento es causado por diferencias de temperaturas del aire; la geotérmica por almacenar el calor producido por los rayos de Sol que impactan en el suelo terrestre; y la marina porque, además de evaporar el agua que posteriormente forma los mares, su gravedad crea corrientes en ellos.

A finales de 2015, el reparto mundial de la potencia instalada de energías renovables quedaba de la siguiente manera:

Potencia total anual (MW)	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015
Hidroeléctrica	892.904	924.541	957.899	992.927	1.027.634	1.057.997	1.090.905	1.135.580	1.173.467	1.208.949
Eólica	73.504	93.707	119.651	158.416	196.331	236.590	282.658	318.280	369.011	431.948
Fotovoltaica	6.065	8.621	14.553	22.386	38.818	68.986	97.349	136.751	175.362	222.360
Bioenergía	54.073	56.885	61.067	66.477	72.720	79.920	85.202	90.930	98.277	103.530
Geotérmica	9.472	9.853	10.316	10.722	10.970	10.926	11.306	11.691	12.482	13.089
Termosolar	412	479	537	782	1.256	1.721	2.584	3.804	4.380	4.650
Marina	265	266	266	269	271	526	530	529	522	547
TOTAL	1.036.694	1.094.352	1.164.288	1.251.978	1.348.000	1.456.665	1.570.533	1.697.567	1.833.501	1.985.074

Tabla 1: Potencia mundial instalada de energías renovables, por tipos, entre 2006 y 2015 [6]

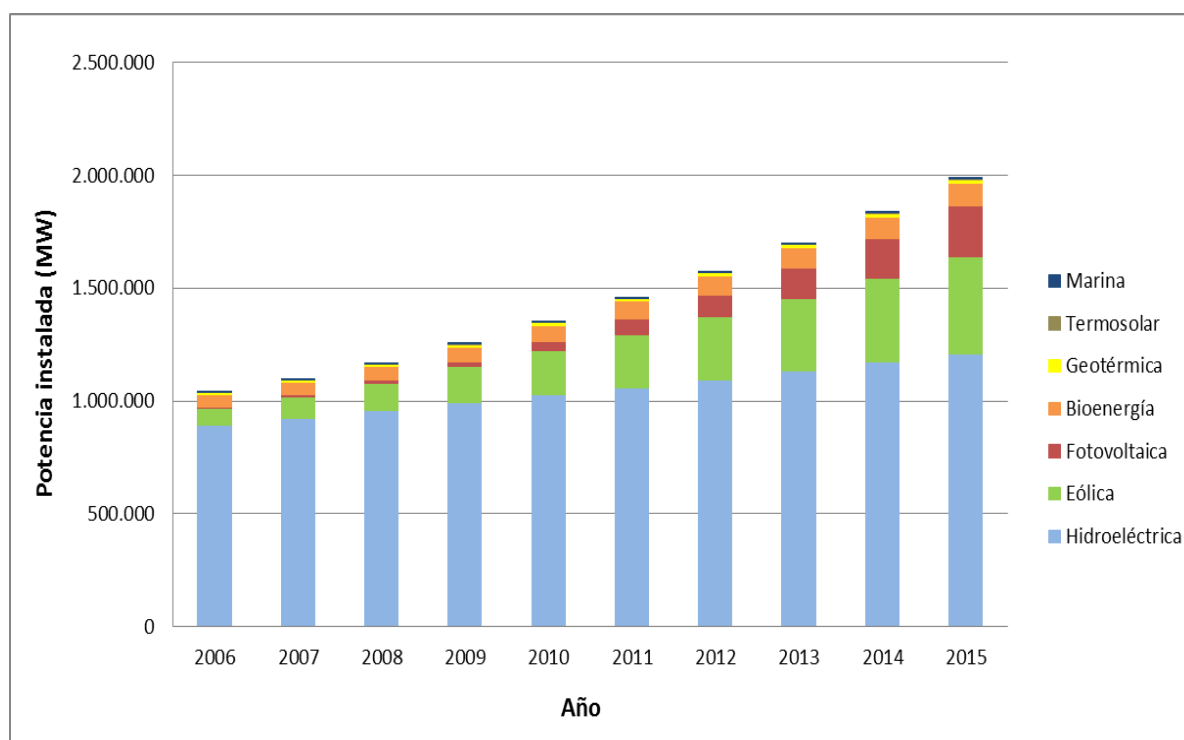


Figura 6: Potencia mundial instalada de energías renovables, por tipos, entre 2006 y 2015 [6]

Como se ve en la imagen anterior, la energía hidroeléctrica ha sido la principal fuente renovable desde siempre. Sin embargo, en la última década tanto la eólica como la fotovoltaica han experimentado un aumento significativo, lo que podría llevar a que entre ambas sumasen la misma capacidad instalada que la hidroeléctrica en los próximos años.

En España, en la última década la potencia total instalada (renovable y no renovable) queda como se puede ver en la siguiente gráfica:

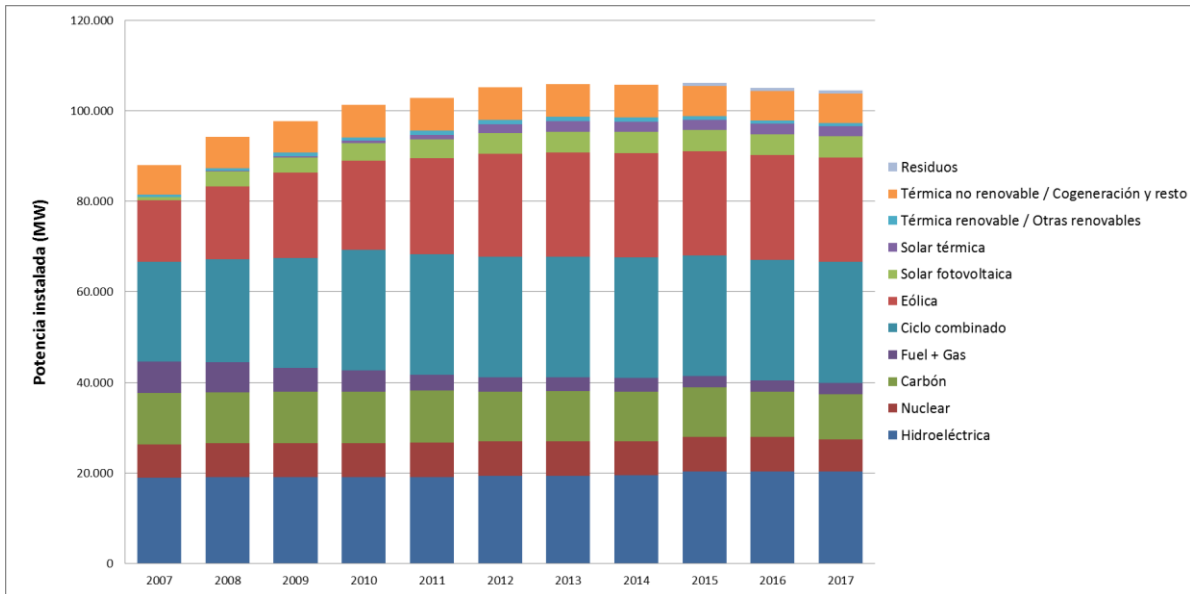


Figura 7: Potencia total instalada en España, entre 2007 y 2017 [7]

Se aprecia la creciente tendencia de instalación de potencia eólica, así como de la solar, aunque en menor medida. Aun así, la potencia total instalada se ha mantenido más o menos constante en el último lustro.

Por su parte, la generación de energía eléctrica también ha sufrido algunos cambios en los últimos 10 años, reduciéndose la cantidad de energía producida por los ciclos combinados y aumentando la renovable, especialmente la eólica. Llama la atención la cantidad de energía generada con energía nuclear (entorno al 21 %) teniendo en cuenta la escasa potencia que hay instalada (algo inferior al 7 % de la total).

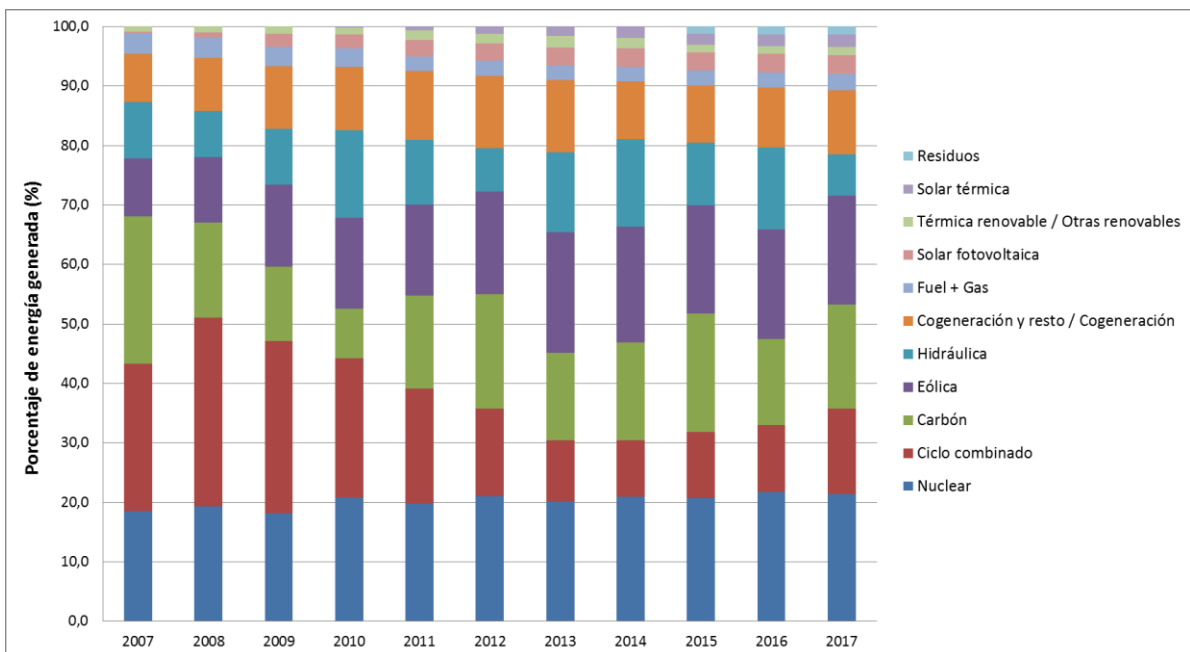


Figura 8: Estructura de generación de energía anual en España [8]

2.2 Energía termoeléctrica

Como se ha comentado en el apartado anterior, la radiación que llega desde el Sol puede transformarse en energía eléctrica ya sea directamente mediante paneles fotovoltaicos o indirectamente a través de ciclos térmicos que conviertan esa radiación en energía térmica y esta pase a generar electricidad mediante turbinas. En este trabajo se analizará la segunda opción, buscando mejorar y optimizar el ciclo.

2.2.1 Radiación solar

La radiación solar es el pilar sobre el que se sostiene la energía solar térmica, termosolar o también denominada CSP (*Concentrated Solar Power*). Siendo este un recurso muy variable con la geolocalización, así como a lo largo del día y del año, para proceder a la instalación de centrales que empleen este tipo de energía se debe tener muy estudiado el recurso solar. Para ello, se puede analizar la distribución de radiación directa normal (DNI, *Direct Normal Irradiation*) sobre la superficie de todo el globo terráqueo:

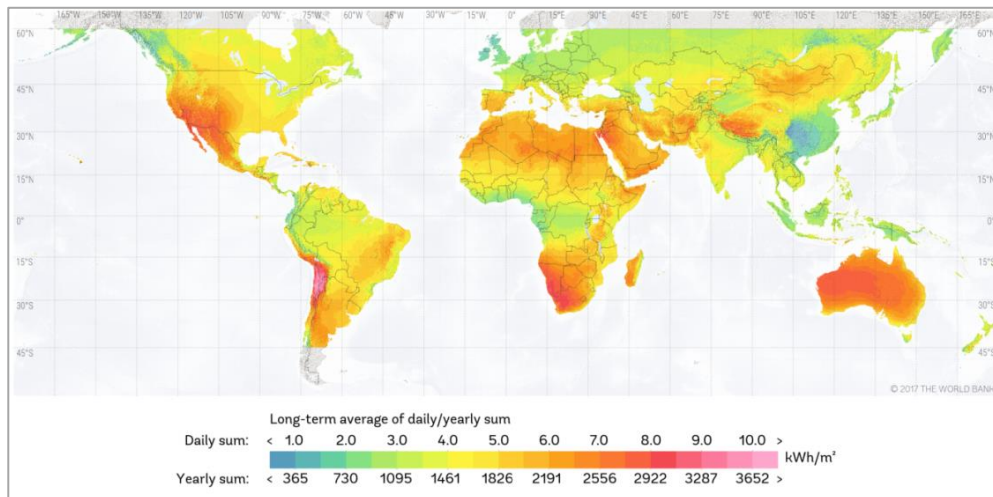


Figura 9: Radiación Directa Normal en el mundo [9]

De hecho, si se observa la potencia termoeléctrica instalada, en proceso de instalación o en desarrollo a lo largo del planeta, se ve que esta tecnología se aplica donde la radiación directa es mayor: desierto de Mojave (California, Estados Unidos de América), desierto de Atacama (Chile), Australia, Sudáfrica, España, Oriente Medio y Norte de África...

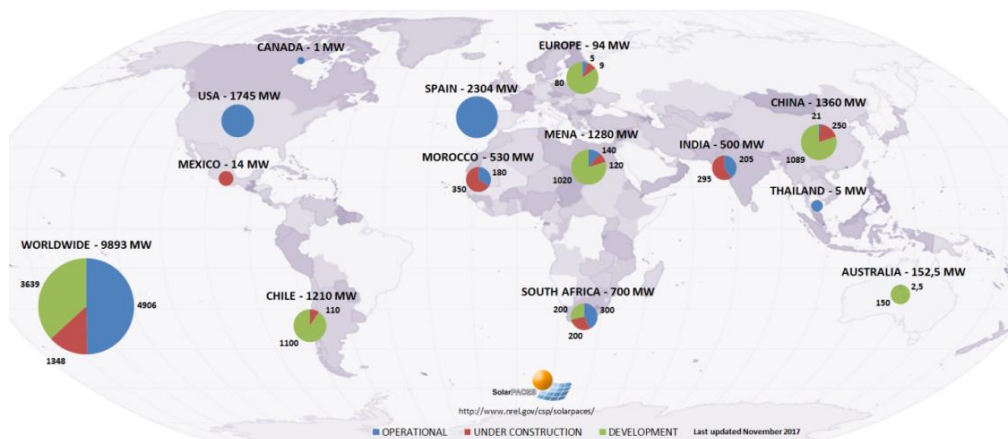


Figura 10: Proyectos de CSP en el mundo [10]

Actualmente, España lleva las riendas de la energía termoeléctrica a nivel mundial, seguida de Estados Unidos de América. En tercer lugar se encuentra Sudáfrica, pero muy lejos de alcanzar el nivel de los dos primeros. Por su parte, Oriente Medio y China están desarrollando esta tecnología y parece que entrarán con fuerza en los próximos años.

2.2.2 Tecnologías CSP

Además de tener una considerable radiación directa, es necesario disponer de grandes superficies en las que poder instalar los reflectores (también denominados heliostatos debido a que siguen el movimiento del Sol para optimizar la energía que les llega en forma de radiación). Estos pueden concentrar la radiación en un punto fijo o a lo largo de una línea. Dentro de cada uno de estos dos tipos, existe la posibilidad de que el reflector sea discreto o continuo, dependiendo de si su superficie curva presenta discontinuidades o no, respectivamente.

Con lo cual, se distinguen las siguientes cuatro tecnologías:

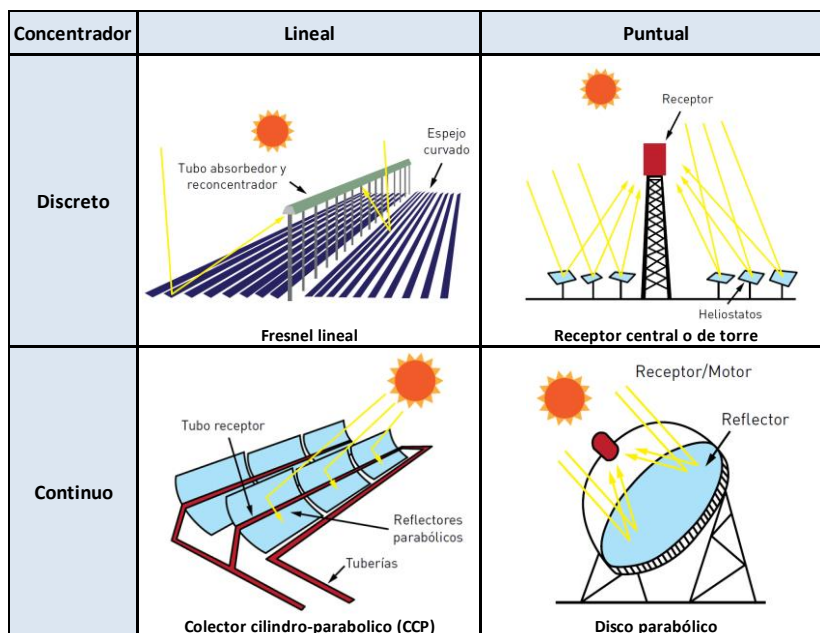


Figura 11: Clasificación de las tecnologías CSP

Los colectores lineales permiten el seguimiento solar en un eje, mientras que los puntuales lo hacen en dos. Por ende, el sistema de seguimiento de los lineales tiene un control más sencillo, aparte de ser más barato.

Por contra, en los receptores puntuales se pueden obtener temperaturas más elevadas que en los lineales, pues la concentración es mayor; por tanto, es posible obtener mejores rendimientos de la planta solar, como se verá más adelante en la Figura 19, donde se muestra la eficiencia total de la central solar en función de la temperatura del receptor y del factor de concentración.

A continuación se expondrán las cuatro tecnologías nombradas:

- **Fresnel lineal**

Esta es una tecnología simple y sencilla de implantar, y con un coste bajo que la hace atractiva en ciertas aplicaciones. Emplea espejos planos (o ligeramente curvados) situados en el suelo en varias filas de tal forma que, disponiéndose paralelamente a distintas alturas a lo largo de estas, simulan formar un espejo curvo. Estos se orientan para que los rayos reflejados impacten sobre un tubo central por el que circula el fluido de trabajo (agua o aceite sintético, por ejemplo) y concentren la radiación que llega a los espejos sobre la superficie del tubo. Sin embargo, al ser una superficie plana, parte de los rayos no impactan sobre el tubo, por lo que se suele añadir un segundo concentrador o varios tubos en serie, buscando aprovechar la mayor parte de los rayos reflejados por los reflectores.



Figura 12: Tecnología de Fresnel lineal (Puerto Errado 2)

Por el hecho de utilizar espejos planos, esta tecnología no logra ser tan eficiente como los cilindro-parabólicos, pero como son más sencillos y además los reflectores están fabricados con espejos de vidrio corrientes, son más económicos y resultan competitivos en muchos sectores.

- **Receptor central o de torre**

En esta tecnología se dispone de varios heliostatos que se inclinan en dos ejes para que los rayos que impactan en ellos sean reflejados hacia un punto situado en lo alto de una torre situada estratégicamente en el campo solar y donde se encuentra el receptor. Gracias al elevado factor de concentración que tienen (entre 200 y 1.000), se pueden obtener altas temperaturas en el fluido (mayores de 1.000 °C), siendo la principal limitación los materiales empleados en el absorbedor y en la distribución del mismo.



Figura 13: Tecnología de Torre (Gemasolar)

Las centrales de torre suelen instalarse en desiertos, puesto que se necesita un amplio campo solar alrededor de la torre donde colocar los espejos. La distribución de estos se calcula con programas de simulación óptica, como Tonatiuh, desarrollado por CENER.

El fluido de absorción de calor (se recuerda, HTF) puede ser agua, aire o sales fundidas. Actualmente se están instalando centrales con este último fluido, pues permite trabajar con temperaturas elevadas (alcanza unos 565 °C, que al transferirle energía al agua puede elevar la temperatura de esta hasta los 500 °C) y tiene buenas propiedades que permiten que sea almacenado en tanques para utilizarlo posteriormente cuando la radiación es inferior (o directamente nula), descartando el intercambiador de calor que posibilita el almacenamiento. Posteriormente, la energía térmica de ese fluido se transforma en energía eléctrica mediante un ciclo de potencia (Rankine o Brayton).

▪ **Colector cilindro-parabólico (CCP)**

Es similar al Fresnel lineal, con la diferencia de que en este caso el reflector tiene forma cilíndrico-parabólica y rodea al tubo absorbedor. El sistema de seguimiento es también a un eje y el factor de concentración va desde 30 hasta 80.

Generalmente, el fluido que se transporta es aceite térmico sintético, que alcanza temperaturas de 393 °C a la salida del campo solar y retorna a 293 °C. Esa diferencia de temperatura es debida a la transferencia de calor al agua que circula por el ciclo Rankine.



Figura 14: Tecnología de CCP (NOORo I)

Los rayos son reflejados y llegan al tubo absorbedor, que consta de dos tubos concéntricos: uno metálico por el que fluye el HTF y otro de vidrio que lo envuelve. El primero está diseñado para captar la máxima radiación en el espectro ultravioleta y minimizar las pérdidas por emisión en el infrarrojo, mientras que la función del segundo es permitir que toda la radiación entre al tubo pero no dejar que la infrarroja salga, produciendo así un efecto invernadero. Entre ambos tubos se intenta crear un vacío perfecto para evitar las pérdidas por convección.

Hay muchos parámetros que afectan a las temperaturas que alcanzan estos tubos, así como a las pérdidas de calor que hay a través de su tubo envolvente: ángulo de apertura del colector, presión del anillo, velocidad del viento, diámetro del tubo envolvente... Estos fueron analizados por Tang *et al.* en [11], que a través de simulaciones obtuvieron relaciones de gran interés para el diseño de estos tubos absorbedores.

▪ **Disco parabólico**

Esta cuarta tecnología consta de un disco formado por espejos que reflejan los rayos en un punto situado a una corta distancia. Debido a esto, el factor de concentración es el más elevado de los cuatro sistemas (desde 1.000 hasta 4.000), pudiendo alcanzar de esta manera temperaturas superiores a 1.000 °C. La gran diferencia de este sistema es que emplea el ciclo Stirling para generar la electricidad. El foco caliente es el propio absorbedor, mientras que el foco frío es el ambiente.



Figura 15: Tecnología de disco parabólico (Plataforma Solar de Almería)

Tiene la ventaja de ser el más eficiente de los cuatro sistemas y de no consumir agua, pero no permite el almacenamiento energético ya que genera directamente la electricidad.

▪ **Situación global de proyectos de CSP**

A nivel global, la mayoría de plantas construidas y en construcción son de CCP (colectores cilindro-parabólicos). Sin embargo, para el futuro se han proyectado más sistemas de receptor central (de torre) que del resto, seguidas de CCP.

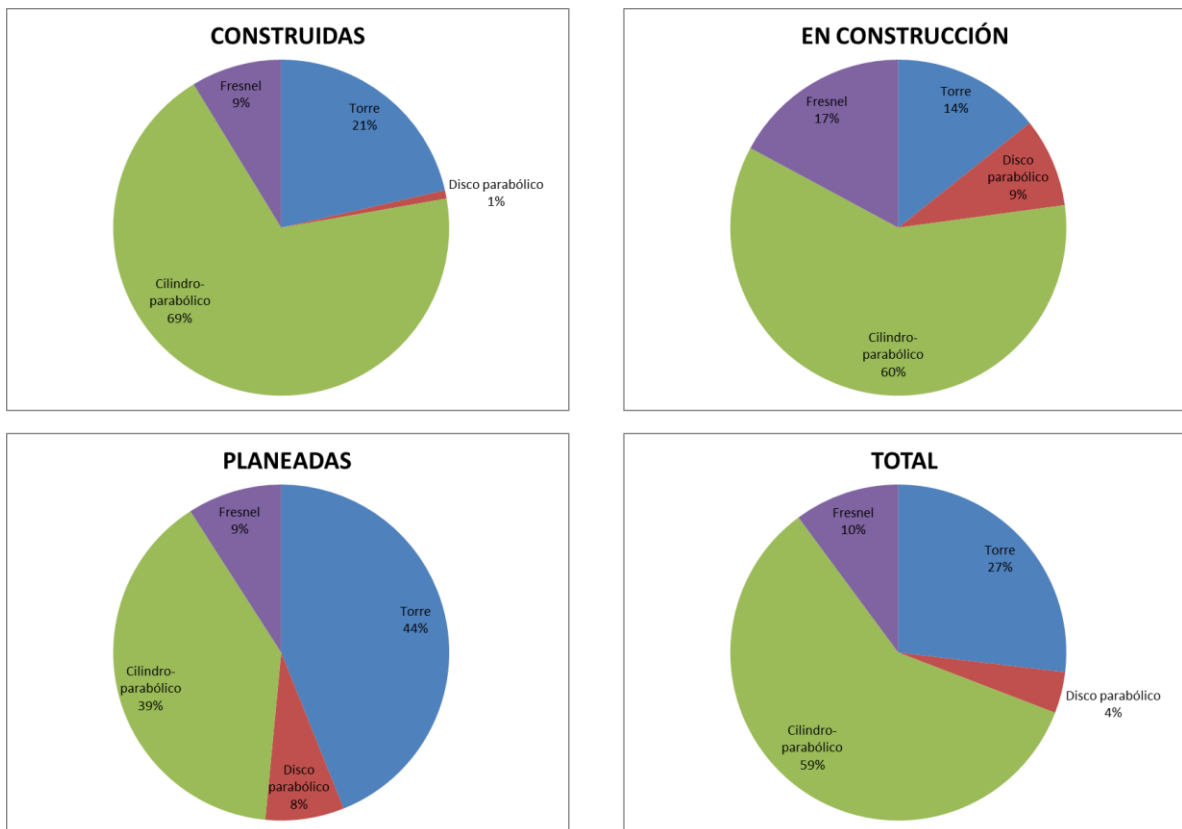


Figura 16: Reparto de los proyectos de las distintas tecnologías CSP en el mundo [12]

2.2.3 Campo solar y rendimiento térmico

En el subapartado anterior se ha comentado que en los receptores puntuales se pueden obtener temperaturas más elevadas que en los lineales debido a que la concentración es mayor. Esta concentración viene definida por el factor de concentración, el cual es adimensional y se define como la relación entre el área primaria sobre la que inciden los rayos solares (A_{ap}) y el área del receptor que atraviesan los rayos reflejados por dicha área primaria (A_{rec}):

$$C = \frac{A_{ap}}{A_{rec}} \quad (1)$$

Se analizará el rendimiento térmico¹ para el caso de tener un campo solar con tecnología de receptor central, así como para el caso de colector cilindro-parabólico.

▪ Receptor central o de torre:

En este caso, se considera para el análisis que se dispone de un receptor central sin vidrio envolvente. El rendimiento térmico viene dado por la relación entre la potencia calorífica transmitida al fluido ($\dot{Q}_{\text{útil}}$, que resulta de la potencia calorífica absorbida por el receptor menos las pérdidas al ambiente por radiación y convección) y la que incide sobre el propio campo solar. Se puede calcular con el desarrollo de las siguientes expresiones:

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{\dot{Q}_{\text{incidente}}} \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \dot{Q}_{\text{absorbido}} - \dot{Q}_{\text{pérdidas}} \quad (3)$$

La potencia que incide sobre el campo solar es aquella que impacta sobre los espejos, por lo que tiene en cuenta tanto la superficie de estos (A_{ap}) como la radiación directa normal que les alcanza:

$$\dot{Q}_{\text{incidente}} = A_{ap} \cdot DNI = A_{rec} \cdot C \cdot DNI \quad (4)$$

¹ Se define el rendimiento térmico como la cantidad de flujo de calor que se aprovecha desde que los rayos del Sol alcanzan el campo solar hasta que calientan el fluido caloportador.

Sin embargo, no toda la potencia incidente llega al receptor y es absorbida por este. La que alcanza el receptor viene delimitada por las pérdidas ópticas del campo solar, descritas a continuación [13]:

- **Efecto coseno:** Describe las pérdidas que aparecen debidas al ángulo del espejo respecto al Sol, ya que cuanto menos perpendicular es este, menor cantidad de rayos impacta sobre el espejo.
- **Absortividad:** El espejo no refleja la totalidad de los rayos que inciden sobre el mismo, pues el material reflector no es perfecto, absorbiendo una pequeña parte de la radiación incidente.
- **Atenuación atmosférica:** El aire situado entre el reflector y el receptor contiene partículas que dificultan o incluso impiden el paso de algunos rayos reflejados.
- **Spillage (dispersión):** Aunque gran parte de los rayos impactan en el receptor, hay algunos que impactan en las cercanías de este o incluso pasan junto al mismo, debido a que los espejos presentan deformaciones de fabricación, el Sol no siempre se encuentra a la misma distancia de la Tierra, los sensores de posición y actuadores de los espejos presentan discontinuidades... Sin embargo, este efecto de dispersión no suele suponer mucho problema.
- **Bloqueos:** Especialmente en el amanecer y atardecer, cuando el ángulo entre el Sol y los espejos es pequeño, algunos de estos pueden ocasionar que los rayos reflejados por un espejo vecino no lleguen a impactar en el receptor porque impacten sobre ellos.
- **Sombras:** Similar a los bloqueos, este efecto sucede cuando uno de los reflectores impide que algunos rayos alcancen el espejo vecino, creando una sombra sobre él. Las aves o aviones pueden también provocar la sombra de algunas partes de los espejos, pero dado que su paso es veloz, no tiene un efecto a considerar. En el caso de nubes, la sombra de estas impide la radiación directa, por lo que no será posible calentar el fluido.

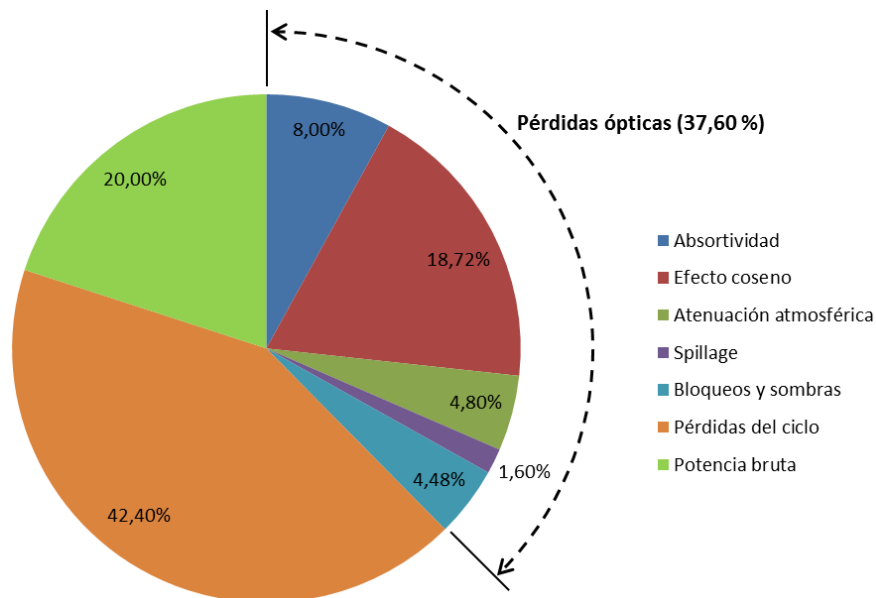


Figura 17: Fracción de pérdidas de la planta y potencia bruta restante [13]

Por tanto, el rendimiento óptico del campo solar queda como sigue, siendo cada término de la ecuación los rendimientos asociados a las pérdidas nombradas anteriormente, respectivamente:

$$\eta_{opt} = \eta_{cos} \cdot \eta_{ref} \cdot \eta_{atm} \cdot \eta_{spill} \cdot \eta_{sombras} \cdot \eta_{bloq} \quad (5)$$

Asimismo, debe considerarse que no toda la potencia calorífica que alcanza el receptor es absorbida por el mismo, ya que el material no alcanza a tener una absorptividad perfecta ($\alpha \neq 1$):

$$\dot{Q}_{\text{absorbido}} = \dot{Q}_{\text{incidente}} \cdot \eta_{\text{opt}} \cdot \alpha = A_{\text{rec}} \cdot C \cdot DNI \cdot \eta_{\text{opt}} \cdot \alpha \quad (6)$$

El receptor, por su parte, presenta unas pérdidas por radiación y convección, lo cual implica que no toda la potencia absorbida pasará a ser útil:

$$\dot{Q}_{\text{pérdidas}} = A_{\text{rec}} \cdot [\sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_{\text{rec}}^4 - T_{\text{amb}}^4) + h \cdot (T_{\text{rec}} - T_{\text{amb}})] \quad (7)$$

Sustituyendo en la (3):

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = A_{\text{rec}} \cdot C \cdot DNI \cdot \eta_{\text{opt}} \cdot \alpha - A_{\text{rec}} \cdot [\sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_{\text{rec}}^4 - T_{\text{amb}}^4) + h \cdot (T_{\text{rec}} - T_{\text{amb}})] \quad (8)$$

Así, el rendimiento térmico se puede obtener desarrollando las ecuaciones anteriores:

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{A_{\text{rec}} \cdot C \cdot DNI \cdot \eta_{\text{opt}} \cdot \alpha - A_{\text{rec}} \cdot [\sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_{\text{rec}}^4 - T_{\text{amb}}^4) + h \cdot (T_{\text{rec}} - T_{\text{amb}})]}{A_{\text{rec}} \cdot C \cdot DNI} \quad (9)$$

Finalmente, simplificando el término del área del receptor, se llega a la expresión final completa para el caso de un campo solar con receptor central sin vidrio envolvente:

$$\eta_{\text{térmico}} = \eta_{\text{opt}} \cdot \alpha - \frac{\sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_{\text{rec}}^4 - T_{\text{amb}}^4) + h \cdot (T_{\text{rec}} - T_{\text{amb}})}{C \cdot DNI} \quad (10)$$

Como las pérdidas por convección pueden considerarse despreciables respecto a las de radiación [14], la ecuación del rendimiento térmico puede simplificarse:

$$\eta_{\text{térmico}} \approx \eta_{\text{opt}} \cdot \alpha - \frac{\sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_{\text{rec}}^4 - T_{\text{amb}}^4)}{C \cdot DNI} \quad (11)$$

A continuación se definen los términos que aparecen en las anteriores ecuaciones:

- A_{ap} : Área primaria del campo solar (m^2).
- A_{rec} : Área del receptor (m^2).
- η_{opt} : Rendimiento óptico del campo solar.
- α : Absortividad del receptor.
- η_{opt} : Rendimiento óptico (adimensional).
- σ : Constante de Stefan – Boltzmann ($\sigma = 5,670373 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$)
- ε : Emisividad del receptor.
- T_{rec} : Temperatura del receptor (K).
- T_{amb} : Temperatura del ambiente (K).

Se toma como ejemplo descriptivo el caso de $\alpha = 1$; $\varepsilon = 0,5$; $\eta_{opt} = 0,8$; $T_{ambiente} = 293,15 \text{ K}$ ($20 \text{ }^\circ\text{C}$) ; $DNI = 900 \text{ W/m}^2$. Se tiene que la eficiencia del receptor varía en función del factor de concentración y temperatura, como se observa en la siguiente gráfica:

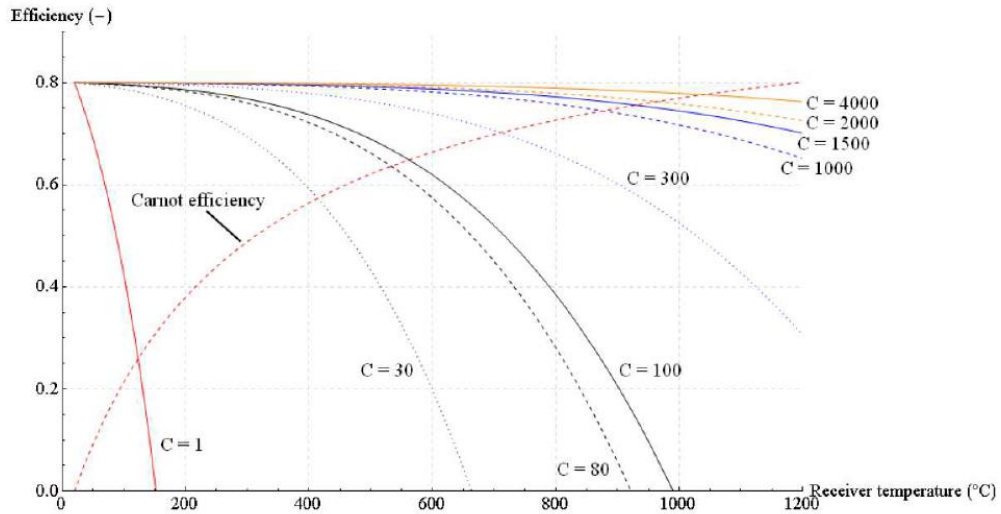


Figura 18: Rendimiento térmico y rendimiento de Carnot en una central solar termoeléctrica de receptor central [14]

Una vez el fluido se calienta, este se emplea directa o indirectamente para generar electricidad. Este proceso se realiza en un ciclo de potencia, por lo que existe también un rendimiento asociado a esta conversión energética, η_{ciclo} , que junto a la del campo solar completan el rendimiento global de la planta:

$$\eta_{global} = \eta_{térmico} \cdot \eta_{ciclo} \quad (12)$$

El rendimiento de Carnot es el máximo rendimiento posible para una máquina térmica que opera entre un foco caliente y otro frío, y se define como:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{foco\ frío} (K)}{T_{foco\ caliente} (K)} = 1 - \frac{T_{amb} (K)}{T_{rec} (K)} \quad (13)$$

En resumen, en una planta solar deben tenerse en cuenta tanto el rendimiento térmico como el del ciclo, cuyo máximo posible lo determina el rendimiento de Carnot. Así, el máximo rendimiento global de una planta solar se calcula como:

$$\eta_{global,máx.} = \eta_{térmico} \cdot \eta_{Carnot} \quad (14)$$

Sean los mismos parámetros que se tenían en la gráfica anterior:

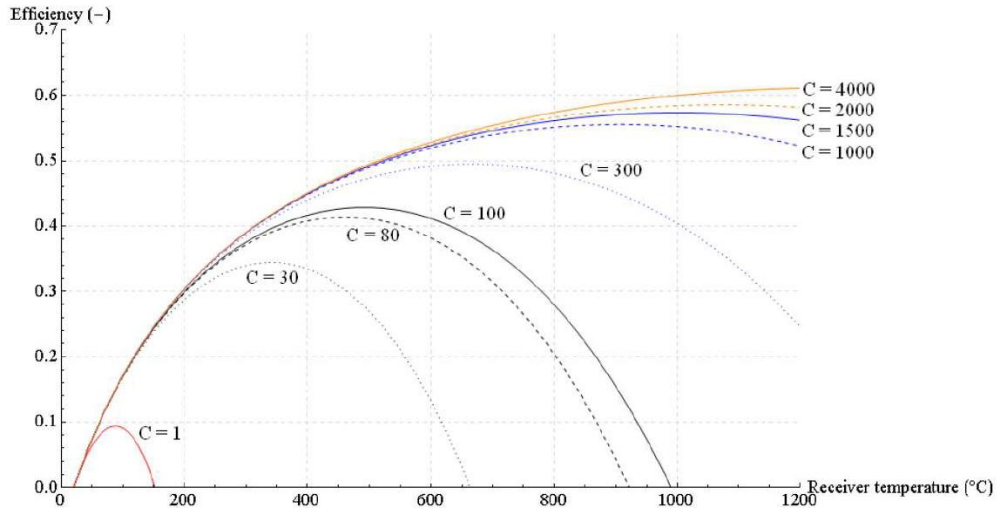


Figura 19: Rendimiento global de una central solar termoeléctrica de receptor central [14]

En esa gráfica se observa que, si bien el rendimiento del ciclo aumenta siempre con la temperatura, el rendimiento global de la planta alcanza un máximo a determinada temperatura, dependiente de cada concentración, tras la cual comienza a descender. Por tanto, cuando se vaya a construir una planta termosolar conviene conocer las características y el comportamiento de la misma para saber así cuál será su temperatura óptima y poder aprovecharla al máximo.

▪ **Colector cilindro-parabólico:**

Se considera un absorbedor cilindro-parabólico recubierto por un tubo concéntrico envolvente de vidrio. Además, se considera que la temperatura del fluido que circula por el receptor es uniforme en toda la sección que describe el tubo. Así, en la siguiente imagen se representan los mecanismos de transferencia de calor que tienen lugar en el receptor:

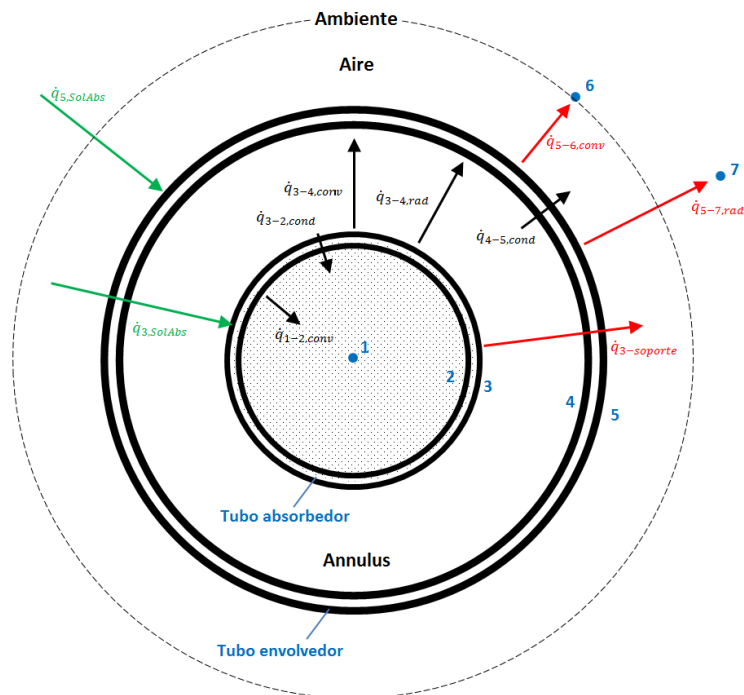


Figura 20: Representación gráfica simple de los mecanismos de transferencia de calor de un receptor cilindro-parabólico

Donde:

- Punto 1: Fluido caloportador que recorre el tubo absorbedor. Se considera que el fluido se encuentra a la misma temperatura² en toda la sección interior del tubo absorbedor.
- Punto 2: Pared interior del absorbedor.
- Punto 3: Pared exterior del absorbedor.
- Punto 4: Pared interior del envolvedor.
- Punto 5: Pared exterior del envolvedor.
- Punto 6: Zona cercana al envolvedor (entorno o ambiente).
- Punto 7: Zona alejada del envolvedor (espacio).

Los mecanismos de transferencia de calor que se producen en todo el receptor se pueden modelizar como las siguientes resistencias térmicas:

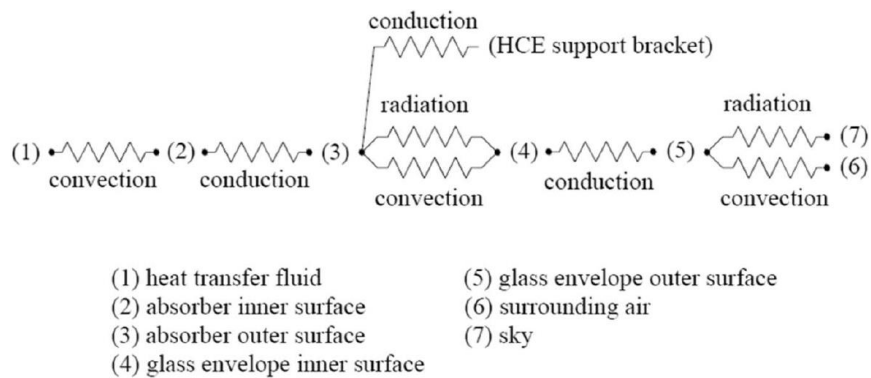


Figura 21: Mecanismos de transferencia de calor del CCP representados como resistencias térmicas [14]

Estos mecanismos se pueden describir con las siguientes ecuaciones [11]:

- 1→2: Convección: Debido al movimiento de las partículas del fluido caloportador aparece una convección en el interior del absorbedor.

$$\dot{q}_{1-2,conv} = h_{1-2} \cdot \pi \cdot D_2 \cdot (T_2 - T_1) \quad (15)$$

$$h_{1-2} = \frac{\lambda_1}{D_2} \cdot Nu_{D2} \quad (16)$$

Aplicando la correlación de Gnielinski [15] (y su corrección en [16]), válida para rango de número de Prandtl $0,5 \leq Pr \leq 2000$ y rango de número de Reynolds $3000 \leq Re_D \leq 5 \cdot 10^6$:

² Esta suposición no concuerda con la realidad, debido a que en un lado los rayos se concentran y en el otro no. Esto provoca una desigualdad térmica que puede ocasionar deformaciones en el tubo, además de conducción térmica en sentido circular a través del tubo. Sin embargo, se ha supuesto que la temperatura es uniforme por mera simplificación. Para observar el comportamiento de flujo de calor no uniforme, se recomienda consultar [11].

$$Nu_{D2} = \frac{\frac{f_2}{8} \cdot (Re_{D2} - 1000) \cdot Pr_1}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{f_2}{8}} \cdot (Pr_1^{2/3} - 1)} \quad (17)$$

$$f_2 = \sqrt{1,82 \cdot \log_{10}(Re_{D2}) - 1,64} \quad (18)$$

- 3→2: Conducción: El calor que entra desde el exterior se transmite por el tubo absorbedor del exterior al interior.

$$\dot{q}_{3-2,cond} = \lambda_{2-3} \cdot \frac{(T_3 - T_2)}{\delta_{2-3}} \quad (19)$$

- 3→4: Radiación: Del exterior del tubo absorbedor al interior del tubo envolvente se transfiere calor principalmente por el mecanismo de radiación.

$$\dot{q}_{3-4,rad} = \frac{\sigma \cdot \pi \cdot D_3 \cdot (T_3^4 - T_4^4)}{\frac{1}{\varepsilon_3} + \frac{(1 - \varepsilon_4)}{\varepsilon_4} \cdot \frac{D_3}{D_4}} \quad (20)$$

- 3→4: Convección: Entre el tubo absorbedor y el envolvente (espacio denominado *Annulus*) se procura generar un vacío perfecto para reducir las pérdidas por convección. Sin embargo, este vacío perfecto no se consigue, por lo que existe una mínima presión que provoca este efecto. En [11] se analiza este efecto para los casos de 0,1 Pa, 1 Pa, 10 Pa y 100 Pa. En este trabajo se considerará un vacío perfecto, debido a que su efecto puede considerarse despreciable.
- 3→soporte: Conducción: También existen pérdidas debidas a la conducción a través de los soportes que unen el receptor al suelo. Sin embargo, se pueden considerar despreciables por su escasa contribución.
- 4→5: Conducción: En el tubo envolvente sucede lo mismo que ocurría en el tubo absorbedor.

$$\dot{q}_{4-5,cond} = \lambda_{4-5} \cdot \frac{(T_5 - T_4)}{\delta_{4-5}} \quad (21)$$

- 5→6: Convección: Entre el perímetro exterior del tubo envolvente y el aire que se encuentra alrededor del mismo existe una convección natural a tener en cuenta.

$$\dot{q}_{5-6,conv} = h_5 \cdot \pi \cdot D_5 \cdot (T_5 - T_6) \quad (22)$$

$$h_5 = \frac{\lambda_6}{D_5} \cdot Nu_{D5} \quad (23)$$

Dado que la temperatura a lo largo del perímetro varía, y que el viento impacta sobre el reflector, impidiendo que en esa zona alcance al receptor, considerarlo uniforme implicaría un error, que si bien será pequeño, deberá considerarse. Por ello, en [11] muestran el efecto del ángulo sobre el valor de Nu_{D5} para tres valores de Re_{D5} correspondientes a tres velocidades de viento distintas:

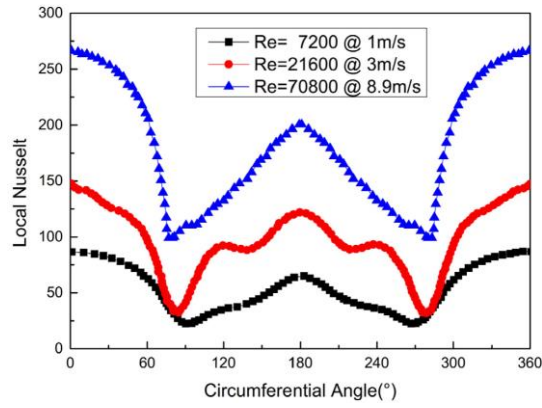


Figura 22: Distribución del número de Nusselt local en el exterior del envolveror [11]

- **5→7: Radiación:** El exterior del tubo envolveror emite radiación. Teniendo como referencia el cielo, puede considerarse T_7 como la temperatura del mismo ($8\text{ }^\circ\text{C}$ inferior a la temperatura ambiente, según [11]).

$$\dot{q}_{5-7,rad} = \varepsilon_5 \cdot \sigma \cdot \pi \cdot D_5 \cdot (T_5^4 - T_7^4) \quad (24)$$

Los términos de las ecuaciones anteriores se definen a continuación:

- \dot{q}_{i-j} : Potencia calorífica transferida por unidad de longitud del punto i al punto j ($\frac{W}{m}$).
- h : Coeficiente de transferencia de calor por convección ($\frac{W}{m^2 \cdot K}$).
- D_i : Diámetro de la circunferencia que contiene al punto i (m).
- T_i : Temperatura del punto i (K).
- λ : Conductividad térmica del material ($\frac{W}{m \cdot K}$).
- Nu_{Di} : Número de Nusselt para la superficie en la que se sitúa punto i .
- f_i : Factor de fricción de Darcy para el punto i .
- Re_{Di} : Número de Reynolds en el punto i .
- Pr_i : Número de Prandtl en el punto i .
- δ_{i-j} : Espesor del tubo entre los puntos i y j (m).
- σ : Constante de Stefan – Boltzmann ($\sigma = 5,670373 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$)
- ε_i : Emisividad del punto i .

A continuación se explica el proceso que sigue la potencia absorbida por el receptor, cuya intención es obtener la potencia que se pierde en el proceso.

Analizando el proceso desde el interior hacia el exterior, y comenzando por la pared interna del tubo absorbedor, se aprecia que la potencia que se transfiere por convección al fluido es la misma que la que le llega al interior del tubo absorbedor por conducción:

$$\dot{q}_{1-2,conv} = \dot{q}_{3-2,cond} \quad (25)$$

La potencia que le alcanza a la superficie exterior del absorbedor se reparte entre la convección y radiación hacia la superficie interior del tubo envolvente, la conducción por el tubo absorbedor y las pérdidas por conducción debidas a los soportes.

$$\dot{q}_{3,SolAbs} = \dot{q}_{3-4,conv} + \dot{q}_{3-4,rad} + \dot{q}_{3-2,cond} + \dot{q}_{3-soporte} \quad (26)$$

A la superficie interior del tubo envolvente le alcanza tanto la transferencia por convección como por radiación de la superficie exterior del tubo absorbedor, las cuales transfiere a la superficie exterior del propio envolvente mediante conducción.

$$\dot{q}_{3-4,conv} + \dot{q}_{3-4,rad} = \dot{q}_{4-5,cond} \quad (27)$$

Finalmente, esta capa exterior absorbe la potencia solar que le llega del exterior y la de conducción mencionada antes, para emitirlas mediante convección hacia el entorno y a través de radiación hacia el espacio.

$$\dot{q}_{4-5,cond} + \dot{q}_{5,SolAbs} = \dot{q}_{5-6,conv} + \dot{q}_{5-7,rad} \quad (28)$$

Así, las pérdidas existentes en el proceso son las que siguen:

$$\dot{q}_{pérdidas} = \dot{q}_{5-6,conv} + \dot{q}_{5-7,rad} + \dot{q}_{3-soporte} \quad (29)$$

Considerando despreciables las pérdidas por conducción a través de los soportes y desarrollando la expresión anterior:

$$\dot{q}_{pérdidas} = h_5 \cdot \pi \cdot D_5 \cdot (T_5 - T_6) + \varepsilon_5 \cdot \sigma \cdot \pi \cdot D_5 \cdot (T_5^4 - T_7^4) \quad (30)$$

Hay que tener en cuenta que a lo largo del colector la temperatura varía, no como en el receptor central, pues este último se considera puntual. En este caso, al disponer de un receptor lineal, se tiene que las pérdidas varían con la temperatura a lo largo del receptor, por lo que habrá que calcular las pérdidas en todo el conjunto del colector, no pudiendo expresar las pérdidas por unidad de área, como en el receptor central.

Una vez se calculen estas pérdidas, se puede calcular el calor útil. Este, al igual que en el receptor central, resulta de restarle las pérdidas a la potencia absorbida:

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = A_{rec} \cdot C \cdot DNI \cdot \eta_{opt} \cdot \alpha - \dot{Q}_{pérdidas} \quad (31)$$

Y el rendimiento térmico quedará como:

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{\dot{Q}_{\text{incidente}}} = \frac{A_{rec} \cdot C \cdot DNI \cdot \eta_{opt} \cdot \alpha - \dot{Q}_{pérdidas}}{A_{rec} \cdot C \cdot DNI} \quad (32)$$

Simplificando:

$$\eta_{\text{térmico}} = \eta_{opt} \cdot \alpha - \frac{\dot{Q}_{pérdidas}}{A_{rec} \cdot C \cdot DNI} \quad (33)$$

2.2.4 Fluidos empleados

En cuanto a los fluidos que se emplean en los campos solares para transportar el calor absorbido, destacan especialmente el aceite sintético y las sales fundidas, pero también se puede trabajar con otros fluidos:

- Aceite sintético: Consiste en una mezcla eutéctica de los hidrocarburos aromáticos difenilo ($C_{12}H_{10}$) y óxido de difenilo ($C_{12}H_{10}O$). El aceite más extendido es el Therminol® VP-1, el cual tiene un 26,5 % de la primera sustancia y 73,5 % de la segunda, siendo térmicamente estable hasta los 400 °C, y solidificándose a 12 °C. Tiene como desventajas que no se puede trabajar a temperaturas mayores que 400 °C, que existen riesgos de contaminación y que es inflamable.
- Sales fundidas: En este caso, el fluido más común es una mezcla entre nitrato sódico ($NaNO_3$) al 60 % y nitrato potásico (KNO_3) al 40 %, en porcentajes de peso. Entre sus ventajas respecto al aceite sintético destaca que permiten trabajar con temperaturas más elevadas (algo inferiores a 600 °C), lo cual aumenta el rendimiento del ciclo de potencia, aparte de que no tiene riesgos medioambientales y se puede almacenar en tanques. Si el HTF son sales fundidas, no es necesario emplear un intercambiador de calor para poder almacenar la energía térmica, ya que se pueden llevar las sales directamente al tanque. Por el contrario, su punto de congelación ronda los 200 °C.
- Agua: Existe la posibilidad de trabajar directamente con agua, lo cual evita las pérdidas de exergía y costes en los intercambiadores de calor entre el receptor y el bloque de potencia. Sin embargo, su almacenamiento es una de las grandes taras que tiene este fluido. Por otra parte, hay que tener en cuenta que en los lugares donde la radiación solar es más abundante, el agua escasea más, por lo que acaba siendo un recurso inviable muchas veces.
- Aire: La gran ventaja que posee el aire es que a su paso por el receptor puede ser calentado hasta la máxima temperatura que permita el material del mismo, además de ser el fluido más barato (siendo gratis *per se*, pero habría que filtrarlo) y de más fácil obtención.
- Lecho fluidizado de partículas: Esta última alternativa consiste en el empleo de partículas sólidas de pequeño tamaño en un fluido gaseoso. Así, se permite alcanzar temperaturas de unos 1000 °C, además de no existir riesgo de congelación y ser fácilmente transportables. También se pueden almacenar con gran facilidad, por lo que se puede tener un almacenamiento térmico de bajo coste, puesto que estas partículas no suponen grandes costes. Entre las desventajas que tiene este “fluido” se encuentra el necesario diseño de intercambiadores de calor basados en lechos fluidizados, puesto que será necesario entregar el calor absorbido por este al fluido de trabajo del ciclo de potencia.

2.3 Ciclos de potencia

Los ciclos de potencia son aquellos que se emplean para transformar la energía térmica de un fluido en energía eléctrica, que posteriormente será distribuida y consumida.

2.3.1 Ciclo Rankine

Este ciclo es el más empleado en las centrales térmicas, por lo que a lo largo de su historia ha sido el más analizado y optimizado. A continuación se expondrá el ciclo simple, para posteriormente explicar las variaciones que suelen aplicársele para optimizarlo. Si bien para generar el vapor de agua puede emplearse una caldera, en el caso de CSP se emplea un intercambiador de calor que transfiere calor del HTF al agua, elevando su temperatura hasta obtener vapor.

▪ Ciclo simple con sobrecalentamiento

El ciclo ideal consta de una caldera por donde entra agua en estado líquido subenfriado (2) y sale vapor (3) sobrecalentado, que entra a una turbina y se expande isoentrópicamente hasta una baja presión (4) en la que se tiene el agua con una fracción de vapor y el resto de líquido. Tras la expansión el agua llega a un condensador, donde esa agua intercambia calor con otro fluido (agua o aire), alcanzando un estado de líquido saturado (1). Es un ciclo cerrado, por lo que al agua de salida del condensador se le eleva la presión con una bomba para que entre de nuevo a la caldera (2). Este último proceso también es isoentrópico.

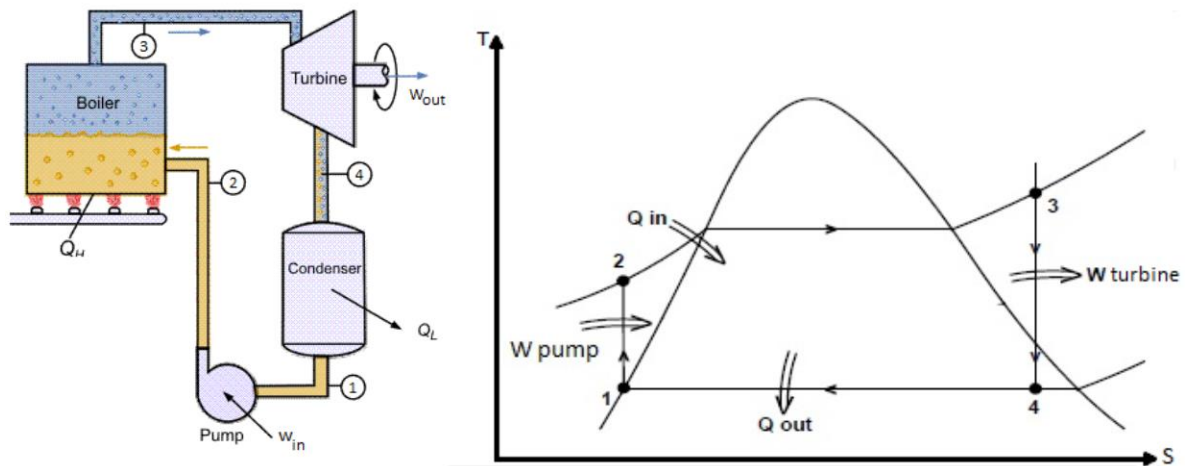


Figura 23: Esquema y diagrama T-s de un ciclo Rankine simple con sobrecalentamiento [17]

Sin embargo, el ciclo presenta irreversibilidades debidas a que sus componentes no son ideales. Por tanto, los procesos de compresión y expansión (bomba y turbina, respectivamente) no son isoentrópicos, quedando el diagrama T-s así:

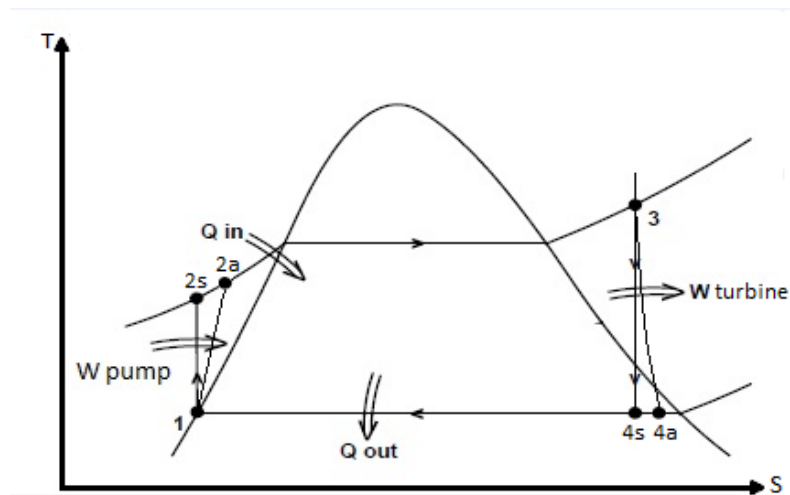


Figura 24: Diagrama T-s de un ciclo Rankine simple con sobrecalentamiento e irreversibilidades [17]

Los puntos 2a y 4a hacen referencia a los estados reales a los que se llegaría debido a las irreversibilidades de la bomba y la turbina.

También existen pequeñas pérdidas de presión en la caldera y en el condensador, así como en las tuberías, que hacen que este ciclo sufra ligeras variaciones. Sin embargo, se van a describir los componentes del último ciclo (con irreversibilidades en bomba y turbina, pero sin tener en cuenta las pérdidas de presión).

- Bomba (1→2):

La bomba es el elemento del ciclo que permite elevar la presión del agua antes de que entre a la caldera. Si la bomba fuera ideal el estado 1 y el estado 2 tendrían la misma entropía (proceso isentrópico) y podría calcularse el trabajo específico de la bomba como:

$$w_{bomba} = h_1 - h_2 \quad (34)$$

Donde:

- w_{bomba} : Trabajo específico realizado por la bomba (kJ/kg).
- h_1 : Entalpía del agua a la entrada de la bomba (estado 1) (kJ/kg).
- h_2 : Entalpía del agua a la salida de la bomba (estado 2) (kJ/kg).

Nótese que el resultado de la ecuación será negativo, puesto que la bomba consume energía.

Sin embargo y como se ha dicho antes, la bomba presenta irreversibilidades, por lo que el estado 2 depende del rendimiento isentrópico de la bomba.

$$\eta_{s,bomba} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (35)$$

De donde se obtiene que:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{s,bomba}} \quad (36)$$

h_{2s} hace referencia al estado de salida de la bomba suponiendo que no existieran irreversibilidades.

Por su parte, h_2 sería la entalpía que tendría el agua considerándolas (h_2 es la entalpía del punto 2a del diagrama T-s, descrito así con intención de simplificar la denominación).

También se puede emplear, con mayor exactitud para estado estacionario, la siguiente fórmula:

$$w_{bomba} = v_1 \cdot (P_1 - P_2) \quad (37)$$

Siendo:

- v_1 : Volumen específico del agua a la entrada de la bomba (estado 1) (m^3/kg).
- P_1 : Presión del agua a la entrada de la bomba (estado 1) (kPa).
- P_2 : Presión del agua a la salida de la bomba (estado 2) (kPa).

Como la bomba se basa en un movimiento mecánico, también debe tenerse en cuenta el rendimiento mecánico de esta. Además, la bomba es accionada por un motor eléctrico, por lo que la potencia requerida para elevar la presión del fluido depende de sus rendimientos eléctrico y mecánico. Y la potencia consumida por la bomba (\dot{W}_{bomba} , en kW) tiene en cuenta el flujo másico (\dot{m} , en kg/s) que circula por misma, quedando como:

$$\dot{W}_{bomba} = \frac{\dot{m} \cdot w_{bomba}}{\eta_{elec} \cdot \eta_{mec,motor} \cdot \eta_{mec,bomba}} = \frac{\dot{m} \cdot v_1 \cdot (P_1 - P_2)}{\eta_{elec} \cdot \eta_{mec,motor} \cdot \eta_{mec,bomba}} \quad (38)$$

- Caldera (2→3):

En la caldera se produce el calentamiento del agua desde líquido subenfriado hasta vapor sobrecalentado a presión constante. Como se ha comentado anteriormente, ese aumento de temperatura del agua se puede realizar quemando combustible (caldera) o, en el caso de CSP, mediante un intercambiador de calor entre el HTF y el agua.

En cualquier caso, la cantidad de energía que absorbe el agua se representa con la fórmula que sigue:

$$q_{caldera} = h_3 - h_2 \quad (39)$$

- $q_{caldera}$: Energía absorbida por el agua en la caldera por unidad de masa (kJ/kg).
- h_3 : Entalpía del agua a la salida de la caldera (estado 3) (kJ/kg).

La potencia calorífica total ($\dot{Q}_{caldera}$, expresado en kW) resulta de multiplicar esa energía absorbida por el flujo másico (en kg/s) que atraviesa la caldera:

$$\dot{Q}_{caldera} = \dot{m} \cdot q_{caldera} \quad (40)$$

- Turbina (3→4):

La turbina es el componente que posibilita la transformación de energía térmica en energía eléctrica, aprovechando el salto entálpico del agua entre la entrada y salida de la misma.

Se define el trabajo específico de la turbina como:

$$w_{turbina} = h_3 - h_4 \quad (41)$$

Como la turbina, al igual que la bomba, presenta irreversibilidades, el estado 4 se puede obtener sabiendo cuál es el rendimiento isoentrópico de la turbina:

$$\eta_{s,turbina} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (42)$$

Donde h_{4s} es la entalpía de la salida de la turbina si el proceso fuera isoentrópico.

Despejando el valor de la entalpía a la salida de la turbina (punto 4a del diagrama):

$$h_4 = h_3 - \eta_{s,turbina} \cdot (h_3 - h_{4s}) \quad (43)$$

La turbina, como sucede con la bomba, tiene unas pérdidas mecánicas internas que deben considerarse. Además, al conectarse la turbina a un generador eléctrico, también se tendrán en cuenta las pérdidas eléctricas y mecánicas de este.

Así, el trabajo producido por la turbina queda como:

$$\dot{W}_{N,turbina} = \eta_{elec} \cdot \eta_{mec,gen} \cdot \eta_{mec,turbina} \cdot \dot{m} \cdot w_{turbina} \quad (44)$$

- Condensador (4→1):

La función del condensador es enfriar nuevamente el fluido que circula por el ciclo hasta obtener líquido saturado (o ligeramente subenfriado) para que la bomba pueda elevar su presión, ya que estas trabajan con líquido. Por ende, se emplea el condensador como intercambiador de calor entre el agua del ciclo y otro fluido (agua o aire, por su facilidad de obtención).

El calor transferido al fluido refrigerante por unidad de tiempo es:

$$\dot{Q}_{condensador} = \dot{m} \cdot q_{condensador} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_1) \quad (45)$$

- Trabajo neto del ciclo:

Una vez obtenidos el trabajo producido por la turbina y el consumido por la bomba, resulta sencillo calcular el trabajo neto del ciclo:

$$\dot{W}_{N,ciclo} = \dot{W}_{N,turbina} + \dot{W}_{N,bomba} = \dot{W}_{N,turbina} - |\dot{W}_{N,bomba}| \quad (46)$$

NOTA: Hay que recordar que $\dot{W}_{N,bomba} < 0$.

- Rendimiento del ciclo:

El rendimiento es la relación entre la energía producida y la consumida para producirla:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{N,ciclo}}{\dot{Q}_{caldera}} = \frac{\dot{W}_{N,turbina} + \dot{W}_{N,bomba}}{\dot{Q}_{caldera}} = \frac{\dot{W}_{N,turbina} - |\dot{W}_{N,bomba}|}{\dot{Q}_{caldera}} \quad (47)$$

El rendimiento del ciclo Rankine en centrales térmicas convencionales suele rondar valores de entre 25 % y 35 %, situándose en torno al 50 % en centrales de ciclo combinado (la máxima eficiencia conseguida hasta ahora es de 62,22 % [18]).

▪ **Ciclo con recalentamiento intermedio**

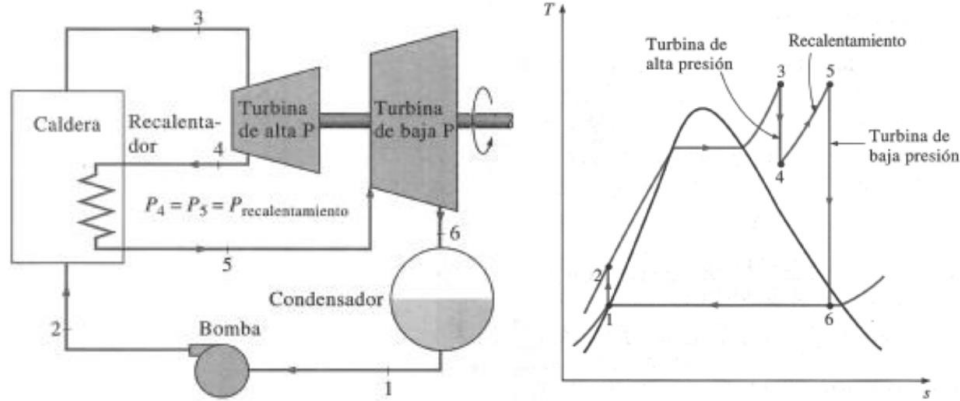


Figura 25: Esquema y diagrama T-s de un ciclo Rankine con recalentamiento intermedio [17]

La expansión de la turbina se produce en dos etapas, donde la salida de una de ellas pasa de nuevo por el generador de vapor (caldera, por ejemplo) y entra en la segunda etapa. Esto permite obtener mayor título a la salida de la turbina (punto 4 en lugar de 4'), además de poder trabajar con presiones superiores en la caldera, lo que incrementa la eficiencia del ciclo.

El trabajo específico neto obtenido es la suma del obtenido en ambas etapas:

$$w_{turbina} = (h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) \tag{48}$$

La potencia calorífica aportada también tiene en cuenta el dedicado al recalentamiento:

$$\dot{Q}_{caldera} = \dot{m} \cdot [(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)] \tag{49}$$

▪ **Ciclo regenerativo con calentadores abiertos**

Se toma como ejemplo el siguiente ciclo con dos calentadores abiertos:

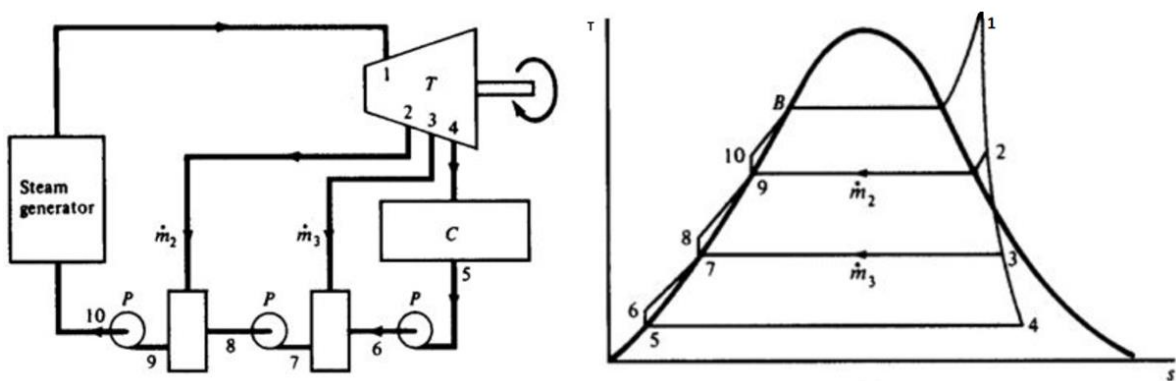


Figura 26: Esquema y diagrama T-s de un ciclo Rankine regenerativo con calentadores abiertos [19]

A la hora de calcular el trabajo neto deben considerarse los distintos flujos másicos de cada etapa de la turbina y de cada bomba.

En los calentadores abiertos, tras aplicar los balances de masa y energía, se pueden obtener los estados energéticos de la salida tal y como sigue:

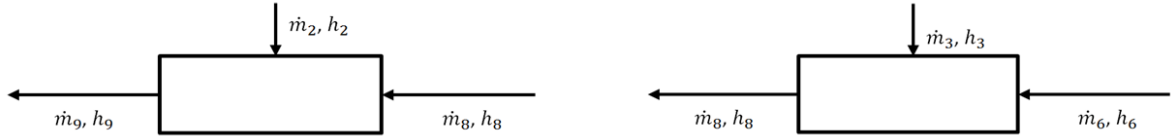


Figura 27: Calentadores abiertos

Balances de masa:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 \quad (50)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (51)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_2 + \dot{m}_8 \quad (52)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_3 + \dot{m}_6 \quad (53)$$

Balances de energía:

$$\dot{m}_9 \cdot h_9 = \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_8 \cdot h_8 \quad (54)$$

$$\dot{m}_8 \cdot h_8 = \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_6 \cdot h_6 \quad (55)$$

El trabajo de la turbina, por su parte, se calcula teniendo en cuenta los distintos flujos másicos:

$$\dot{W}_{N,turbina} = \eta_1 \cdot w_{N,turbina,1} + \eta_2 \cdot w_{N,turbina,2} + \eta_3 \cdot w_{N,turbina,3} \quad (56)$$

$$w_{N,turbina,1} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2) \quad (57)$$

$$w_{N,turbina,2} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot (h_2 - h_3) \quad (58)$$

$$w_{N,turbina,3} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3) \cdot (h_3 - h_4) \quad (59)$$

$$\eta_i = \eta_{elec,i} \cdot \eta_{mec,gen,i} \cdot \eta_{mec,turbina,i} \quad \{i=1,2,3\} \quad (60)$$

▪ **Ciclo regenerativo con calentadores cerrados**

En este caso se considera un sistema con dos calentadores cerrados:

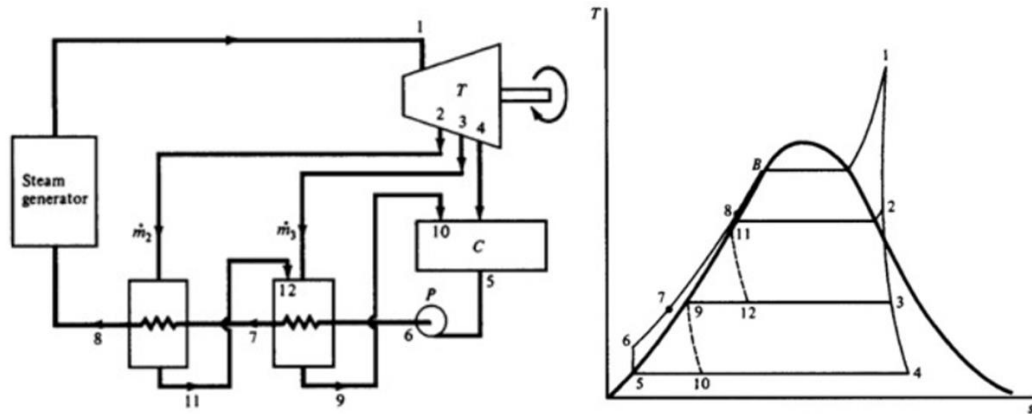


Figura 28: Esquema y diagrama T-s de un ciclo Rankine regenerativo con calentadores cerrados [19]

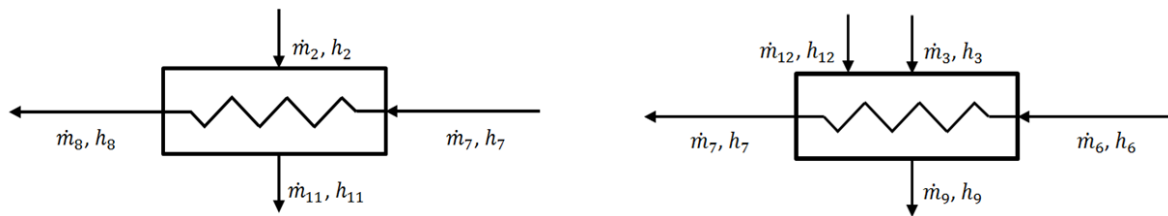


Figura 29: Calentadores cerrados

Balances de masa:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 \quad (61)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{10} \quad (62)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_1 \quad (63)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (64)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (65)$$

Balances de energía:

$$\dot{m}_8 \cdot h_8 = \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_{11} \cdot h_{11} \quad (66)$$

$$\dot{m}_7 \cdot h_7 = \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_{12} \cdot h_{12} - \dot{m}_9 \cdot h_9 \quad (67)$$

$$h_9 = h_{10} \quad (68)$$

$$h_{11} = h_{12} \quad (69)$$

2.3.2 Ciclo Brayton

El ciclo Brayton es un ciclo de potencia cuyo fluido es gaseoso. Este puede ser un ciclo abierto o cerrado:

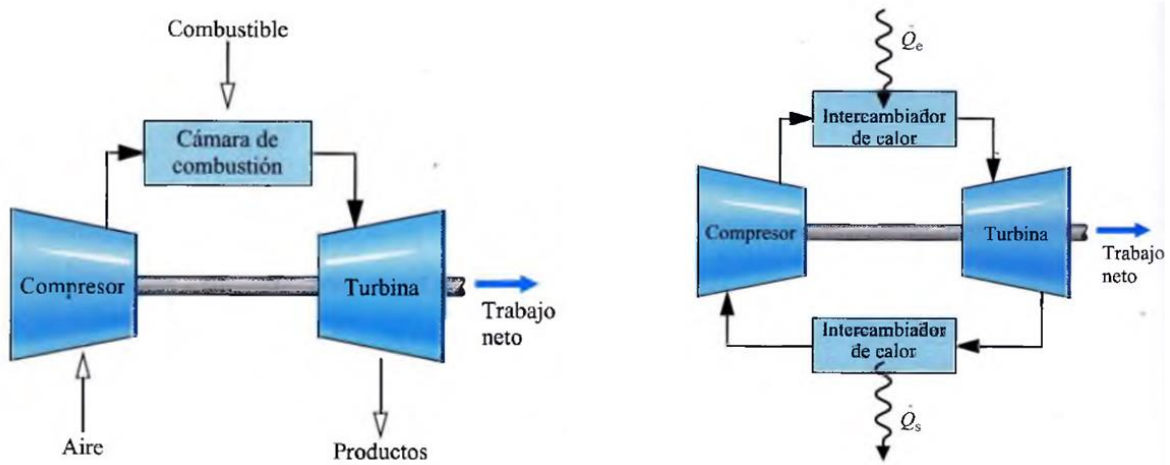


Figura 30: Esquema de un ciclo Brayton simple abierto (izquierda) y cerrado (derecha) [20]

El ciclo comienza con la entrada de aire (1), que tras ser comprimido llega a un intercambiador de calor o a una cámara de combustión (2), donde se le añade calor (mediante intercambiador de calor o combustión de un fluido combustible inyectado). En este punto (3) el fluido gaseoso tiene mayor entalpía, por lo que se lleva a una turbina de gas conectada a un generador eléctrico para que al expandirse produzca energía eléctrica. La salida de la turbina (4) puede expulsarse al ambiente (en caso de ciclo abierto) o recircularse (en caso de ciclo cerrado), para lo cual deberá ceder calor antes de volver a entrar en el compresor.

En el ciclo Brayton ideal no se consideran pérdidas de presión por rozamiento y los procesos de compresión y expansión en el compresor y la turbina, respectivamente, se consideran isoentrópicos.

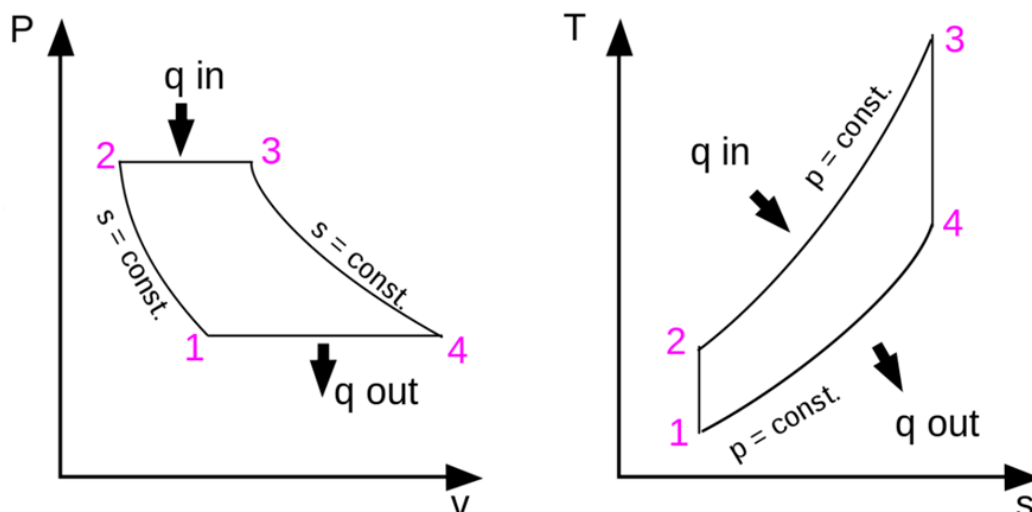


Figura 31: Diagramas P-V y T-s de un ciclo Brayton ideal [21]

El trabajo que realiza el compresor es parte del trabajo producido por la turbina en la expansión del gas, mientras que el resto de trabajo producido es aprovechado para generar electricidad a través de un generador.

- Turbina:

$$w_{turbina} = h_3 - h_4 \quad (70)$$

$$\dot{W}_{N,turbina} = \eta_{elec} \cdot \eta_{mec,gen} \cdot \eta_{mec,turbina} \cdot \dot{m} \cdot w_{turbina} \quad (71)$$

- Compresor:

$$w_{compresor} = h_1 - h_2 \quad (72)$$

$$\dot{W}_{N,compresor} = \eta_{elec} \cdot \eta_{mec,gen} \cdot \eta_{mec,compresor} \cdot \dot{m} \cdot w_{compresor} \quad (73)$$

El trabajo del compresor resulta negativo, pues es consumido por el mismo.

- Trabajo neto del ciclo:

El trabajo neto resulta de la suma de ambos trabajos:

$$\dot{W}_{N,ciclo} = \dot{W}_{N,turbina} + \dot{W}_{N,compresor} = \dot{W}_{N,turbina} - |\dot{W}_{N,compresor}| \quad (74)$$

Esta expresión es idéntica a la obtenida para el ciclo Rankine, sustituyendo la bomba por el compresor.

- Relación de trabajos:

Se define la relación de trabajos como la parte del trabajo total de la turbina que se emplea para mover el compresor:

$$r_w = \frac{\dot{W}_{N,compresor}}{\dot{W}_{N,turbina}} \quad (75)$$

- Relación de compresión:

La relación de compresión, por su parte, es la relación entre la presión de salida del compresor y la de entrada. Por tanto, indica cuánto se ha comprimido el fluido:

$$r = \frac{P_{salida\ compresor}}{P_{entrada\ compresor}} = \frac{P_2}{P_1} \quad (76)$$

La relación de compresión afecta al rendimiento térmico como se describe en [20]:

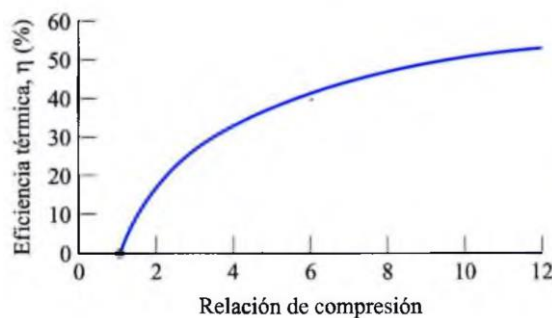


Figura 32: Efecto de la relación de compresión en el rendimiento térmico [20]

- Calor absorbido por unidad de tiempo:

$$\dot{Q}_{absorbido} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) \quad (77)$$

- Calor cedido por unidad de tiempo:

$$\dot{Q}_{cedido} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (78)$$

Este calor también es negativo, pues siguiendo el mismo orden entre entrada y salida que para el análisis energético del calor absorbido, resulta que la entrada tiene mayor valor energético que la salida.

- Rendimiento del ciclo:

Al definir el rendimiento del ciclo como la relación entre la energía eléctrica obtenida y la energía térmica aportada para obtenerla, este resulta como:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{N,ciclo}}{\dot{Q}_{absorbido}} = \frac{\dot{W}_{N,turbina} + \dot{W}_{N,compresor}}{\dot{Q}_{absorbido}} = \frac{\dot{W}_{N,turbina} - |\dot{W}_{N,compresor}|}{\dot{Q}_{absorbido}} \quad (79)$$

El ciclo Brayton ideal se supone sin pérdidas. Sin embargo, aparecen las irreversibilidades dentro del compresor y la turbina, además de caídas de presión tanto en las tuberías como en el intercambiador de calor (o cámara de combustión). Estas últimas suelen ser de un orden pequeño, por lo que pueden ser despreciadas en los análisis del ciclo.

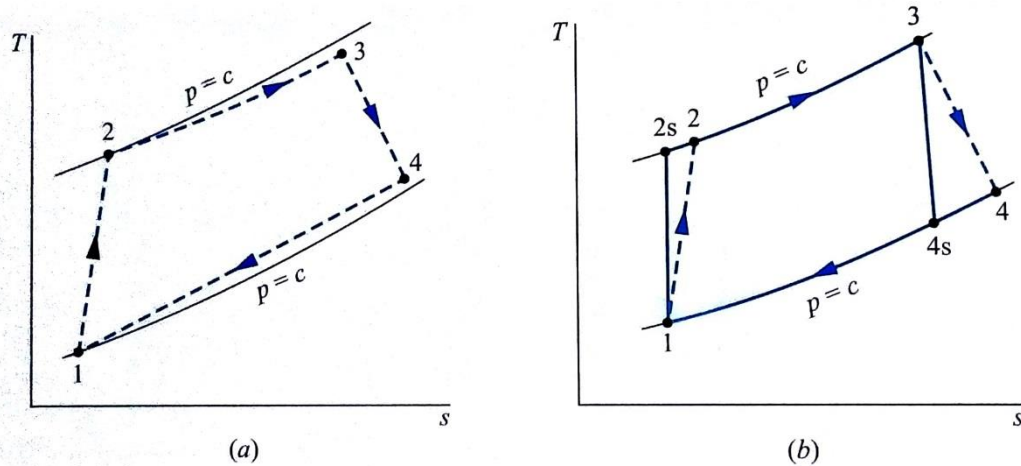


Figura 33: Diagrama T-s del ciclo Brayton considerando irreversibilidades y caídas de presión (a) y despreciando las caídas de presión (b) [20]

2.3.3 Ciclo combinado

El ciclo combinado es aquel que combina el ciclo Rankine con el ciclo Brayton a través de un intercambiador de calor, como se puede observar en el siguiente esquema:

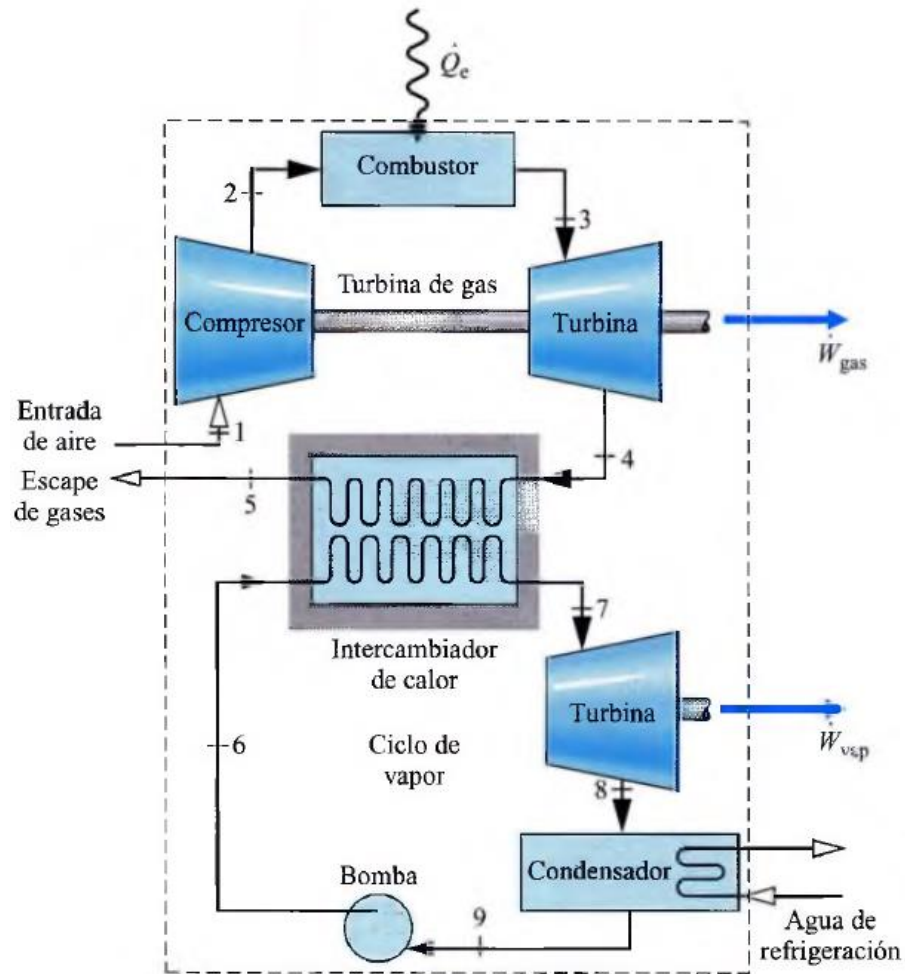


Figura 34: Esquema de un ciclo combinado simple [20]

En ambos ciclos se aprecian sus irreversibilidades en sendos diagramas T-s vistos en los anteriores subapartados.

Con la combinación de ambos ciclos se consigue aprovechar el calor de salida de la turbina de gas (GT en el esquema, *Gas Turbine*) del ciclo Brayton para calentar el agua del ciclo Rankine y generar vapor que posteriormente entrará a la turbina de vapor (ST en el esquema, *Steam Turbine*).

Por tanto, no se desaprovecha esa energía y no se necesita una caldera que produzca ese vapor en el ciclo Rankine, aumentando el rendimiento global del ciclo.

Realizando un balance de energía en el intercambiador de calor (HRSG, *Heat Recovery Steam Generator*), y suponiendo estado estacionario y que no existen pérdidas de calor en el mismo, se tiene que:

$$\dot{m}_v \cdot (h_7 - h_6) = \dot{m}_g \cdot (h_4 - h_5) \quad (80)$$

Donde \dot{m}_v es el flujo másico de agua que circula por el ciclo Rankine (de vapor), y \dot{m}_g el flujo másico de gas que circula por el ciclo Brayton (de gas).

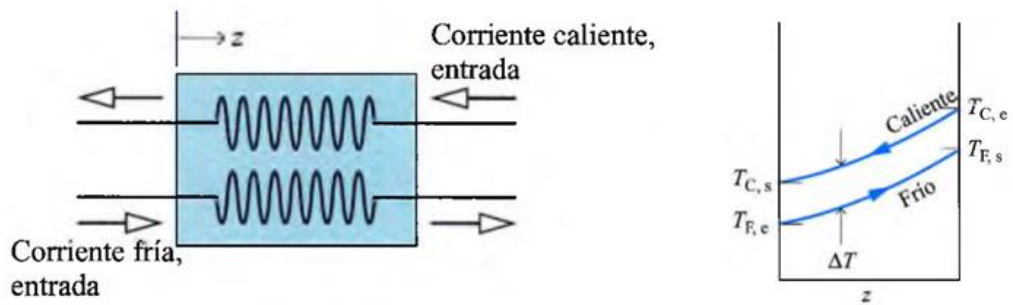


Figura 35: Distribución de temperaturas en intercambiadores de calor a contracorriente [20]

En la Figura 36 se puede apreciar cómo a medida que los fluidos avanzan por el intercambiador, el gas (en azul, que avanza de izquierda a derecha) le transfiere calor al agua (en rojo, que avanza de derecha a izquierda).

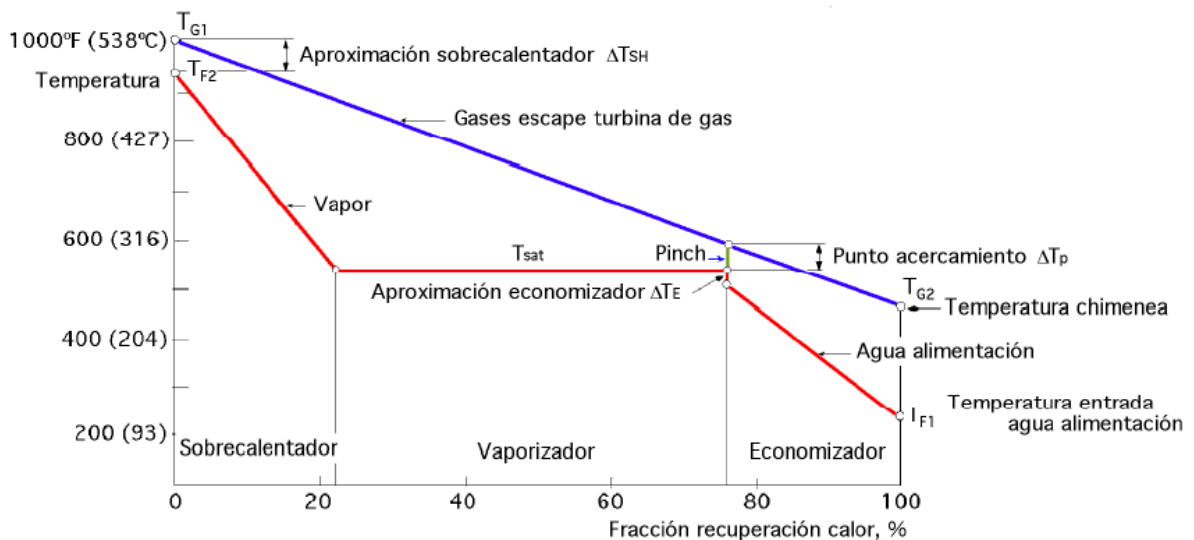


Figura 36: Perfil de temperaturas en una unidad HRSG de una sola presión [22]

En la imagen anterior se observa que el agua se calienta en tres fases distinguidas:

- La primera es el economizador, cuyo objetivo es aumentar la temperatura de partida hasta casi alcanzar la correspondiente a líquido saturado. Se deja un margen de seguridad (denominado *Approach Point*) para que el agua no se evapore en el economizador. Se recomienda que este margen no sea inferior a 3 °C, aunque vendrá determinado por la presión [14].
- En la segunda fase se produce el paso de líquido saturado (o ligeramente subenfriado) a vapor saturado. Esta es la fase de vaporización, pues su objetivo es convertir toda el agua en vapor, para posteriormente sobrecalentarlo. Aquí aparece un parámetro denominado *Pinch Point*, que representa la diferencia de temperaturas entre la salida del gas del evaporador y la de saturación del agua a esa presión de trabajo. Interesa que el *Pinch Point* sea lo más bajo posible para que el rendimiento sea mayor, pero reducirlo supone aumentar el área de intercambio de calor, por lo que se incrementa el coste del intercambiador.
- La última fase corresponde a ese sobrecalentamiento, donde el vapor saturado es calentado para obtener vapor sobrecalentado.

Este proceso es idéntico al que ocurre en los ciclos Rankine para CSP, donde también se tienen estas tres fases, como se verá posteriormente.

2.4 Sistemas de almacenamiento de energía

La gran ventaja de la que presumen las tecnologías CSP respecto a otras renovables es precisamente esta: la posibilidad de almacenar la energía.

Los campos solares que no disponen de almacenamiento de energía se suelen dimensionar para días estándar de primavera u otoño, dado que si se dimensionasen para el día de máxima radiación solar, el resto de días del año los campos estarían sobredimensionados, con los costes que ello implica; y si lo estuvieran para un día tipo de invierno, se estaría desaprovechando mucha de su capacidad.

Pero ello implica que el ciclo de potencia no funcionará en estado estacionario, lo cual no es nada recomendable para elementos como la turbina, que se prefiere que trabajen con una alta constancia.

Por tanto, actualmente la tendencia está siendo sobredimensionar el campo para poder alimentar a la turbina a ritmo constante, cuando la radiación solar disminuye o incluso cuando es de noche, gracias a que el fluido caloportador habrá sido almacenado con la temperatura necesaria para ello. Así, se alarga la vida útil de los componentes de la instalación, se mantiene una producción de energía eléctrica constante y se reducen los costes debidos a paradas y arranques.

Existen sistemas de almacenamiento activos y pasivos:

▪ **Activos**

Son aquellos que emplean tanques o depósitos de almacenamiento aislados térmicamente para almacenar el fluido que guardará el calor adicional absorbido en el campo solar.

Los hay de dos tanques (uno para el fluido frío y otro para el caliente) y de un tanque (almacena tanto el fluido frío como el caliente).

- Dos tanques:

Uno de los tanques contiene el fluido frío (aceite térmico o sales fundidas, habitualmente), que es calentado por el fluido que recorre el campo solar (si es que no es el propio fluido del depósito el que lo recorre) y es enviado al que contiene fluido caliente para ser almacenado. Cuando no hay suficiente radiación para suplir la demanda eléctrica del ciclo, se extrae fluido del depósito caliente y se envía al ciclo de potencia, donde resulta enfriado y se devuelve al tanque frío, de donde se volverá a extraer cuando haya radiación sobrante como para poder almacenar de nuevo.

- Un solo tanque:

El mismo tanque es el encargado de contener tanto el fluido frío como el caliente. La propia diferencia de densidad entre ambos produce que el fluido caliente se posicione en la parte superior del tanque y el frío en la inferior, estratificando la mezcla. Así pues, cuando se desea alimentar el tanque con fluido caliente, el fluido frío se extrae desde la parte baja del mismo, para fluir por el campo solar y ser retornado al mismo tanque por la parte de arriba.

Asimismo, los sistemas de almacenamiento pueden ser directos o indirectos:

- Directos:

El fluido empleado en el tanque es el mismo que se calienta en el campo solar, por lo que se puede enviar directamente desde el tanque frío a las tuberías que circulan a través del mismo para devolverlo posteriormente al tanque de fluido caliente o el mismo, en caso de ser un sistema de tanque único.

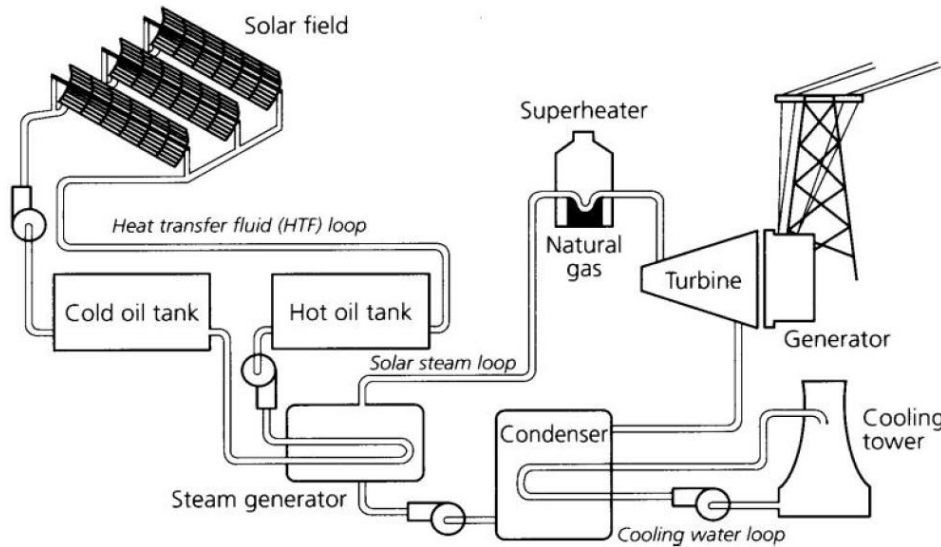


Figura 37: Esquema de una planta CSP con sistema de almacenamiento activo directo [14]

- Indirectos:

Este sistema dispone de un fluido (generalmente aceite sintético) que se calienta al circular por el campo solar y otro distinto (sales fundidas) que se emplea para almacenar la energía térmica. El primero es utilizado, además, para transferir calor al ciclo de potencia. La transferencia de calor del HTF al de almacenamiento se realiza empleando un intercambiador de calor.

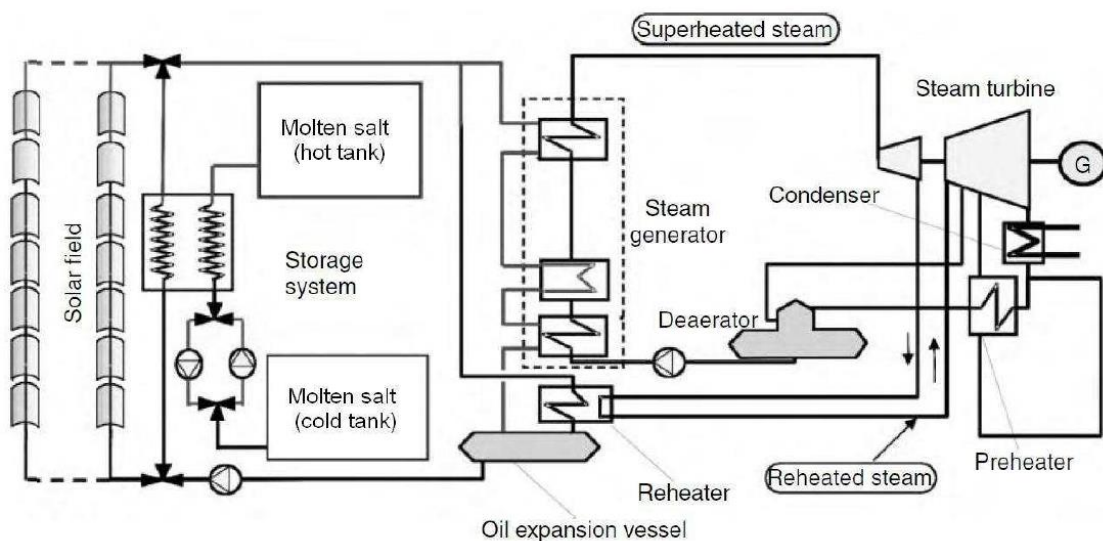


Figura 38: Esquema de una planta CSP con sistema de almacenamiento activo indirecto [14]

▪ **Pasivos**

En estos sistemas, el medio de almacenamiento es un sólido (de hormigón o cerámica), por el cual fluye el HTF para realizar la transferencia de energía entre ambos.

La gran ventaja de estos sistemas si emplean aire como HTF es que no tienen límite de temperatura, por no haber inestabilidades químicas debidas a altas temperaturas, ni hay riesgo de solidificación, como sí ocurre con los aceites sintéticos o las sales fundidas.

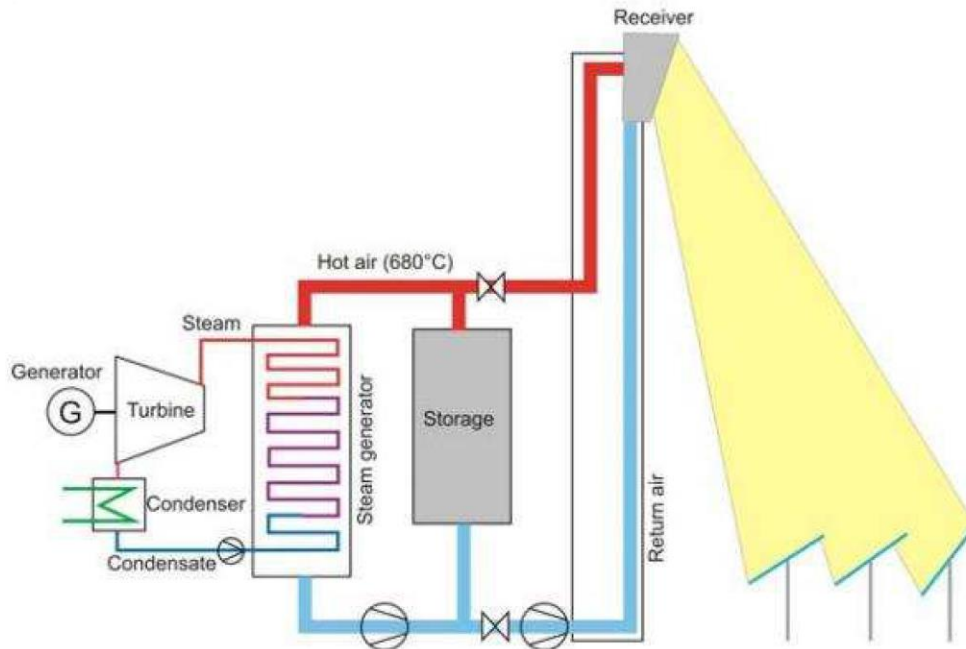


Figura 39: Esquema de una planta CSP con sistema de almacenamiento pasivo [14]

Los explicados en los dos párrafos anteriores corresponden a los pasivos de calor sensible, si bien existen también los de calor latente, que emplean calor latente de cambio de fase, que durante el proceso de descarga lo entregan prácticamente a temperatura constante. Sin embargo, estos sistemas se encuentran en fase de investigación.

Capítulo 3

Optimización de ciclos Rankine

IPSEpro-PSE es un módulo para simulación de procesos del *software* IPSEpro. Para la realización de este trabajo se ha empleado esta herramienta con el fin de calcular la potencia neta de los ciclos simulados.

En este capítulo se van a simular distintas configuraciones del ciclo Rankine, con el objetivo de buscar el mejor rendimiento para cada uno de los casos que se simularán en cada una de ellas.

Primero, se analizará un ciclo Rankine con los componentes mínimos para su funcionamiento, para posteriormente analizar configuraciones que deriven del mismo: suponiendo más etapas en la turbina, cambiando el condensador, variando la temperatura de salida del campo solar, etc.

3.1 Ciclo Rankine simple

Antes de comenzar a comparar las distintas configuraciones, se va a realizar un análisis de un ciclo Rankine básico, suponiendo estado estacionario, con los siguientes componentes:

- Aceite térmico sintético Therminol® VP-1 como HTF.
- Una única etapa de la turbina.
- Un condensador de agua.
- Una bomba de recirculación del circuito de agua (B1) con su motor (M1).
- Tres intercambiadores de calor HTF-agua: economizador, evaporador y sobrecalentador.
- Un calderín en el evaporador.
- Una bomba en el evaporador (B2) con su motor (M2).
- Una bomba de recirculación del HTF al campo solar (B3) con su motor (M3).

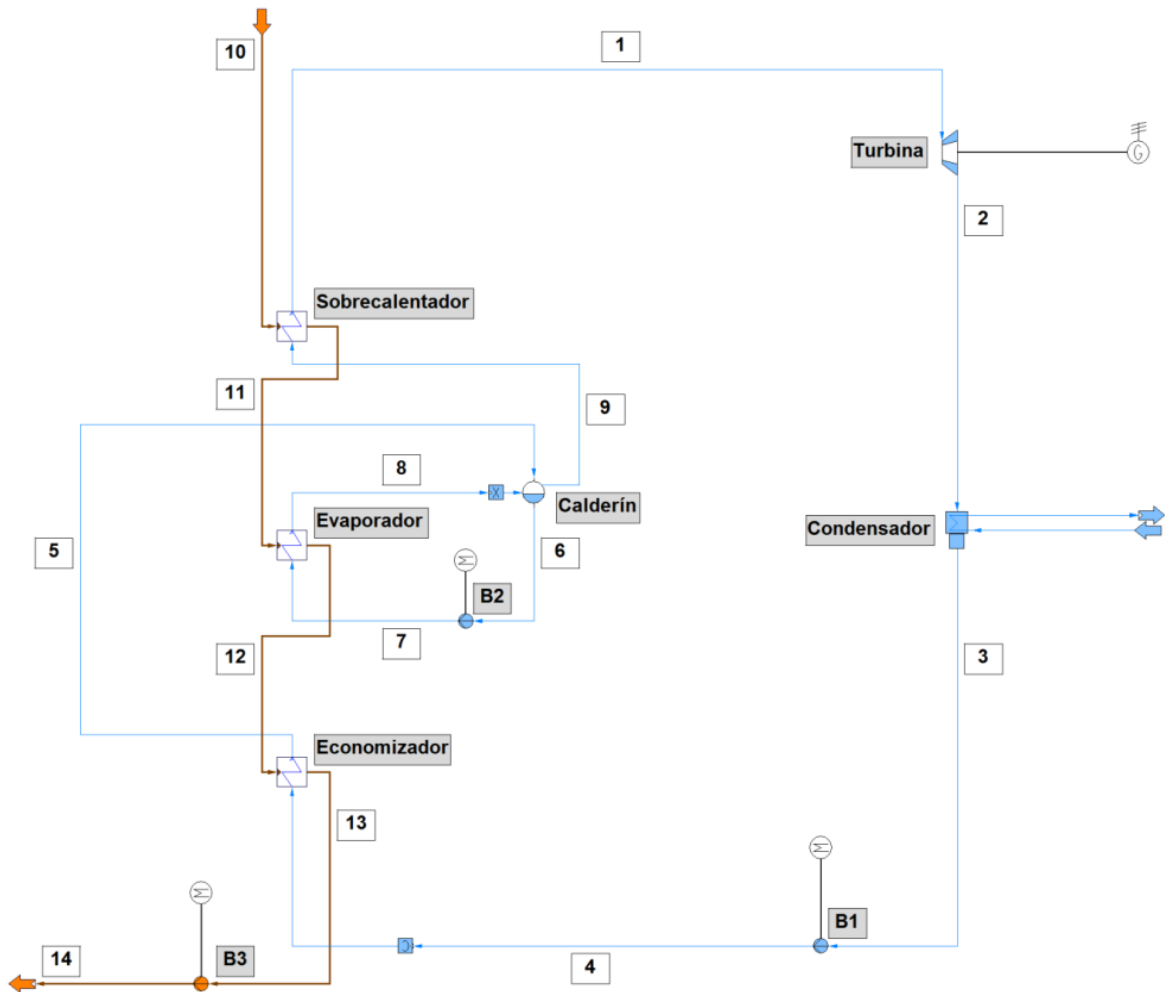


Figura 40: Esquema del ciclo Rankine simple

En el ciclo expuesto aparece un componente nuevo: el calderín. Como se ha explicado antes, el agua que sale del economizador debe estar en la forma de líquido subenfriado o, como límite, ser líquido saturado. Esta agua se mezcla en el calderín con el agua en forma de vapor que sale del evaporador, donde se separa el líquido del vapor. Ese líquido es enviado de nuevo al evaporador, mientras que el vapor se envía al sobrecalentador.

Para ese ciclo básico se desean estudiar los efectos que tienen las variaciones de distintos parámetros sobre la eficiencia global del mismo, así como sobre otros parámetros que se vean afectados. Concretamente, se analizará cómo afecta variar los siguientes factores:

- Flujo másico del HTF ($\dot{m}_{HTF} = \dot{m}_{10}$).
- Presión del condensador ($P_{cond} = P_2$).
- Temperatura de salida del campo solar: (T_{10}).

Antes de comenzar con el análisis, se fijan los siguientes valores como referencia:

PARÁMETRO	VALOR	UNIDAD	PARÁMETRO	VALOR	UNIDAD
<u>Intercambiadores</u>			<u>Agua</u>		
$\Delta P_{c,sobrecalentador}$	0,551	bar	P_1	100	bar
$\Delta P_{f,sobrecalentador}$	3,42	bar	T_1	371	°C
Pérdidas de calor sobrecalentador	0	%	P_5-P_9	0	bar
Sobrecalentador, tipo:	Contracorriente		P_8-P_9	0,5	bar
$\Delta P_{c,evaporador}$	1,586	bar	<i>Approach Point</i>	5	bar
$\Delta P_{f,evaporador}$	0	bar	x_8	0,2	—
Pérdidas de calor evaporador	0	%	<u>Bombas y turbinas</u>		
Evaporador, tipo:	Contracorriente		$\eta_{el,M1}$	0,98	—
$\Delta P_{c,economizador}$	0,827	bar	$\eta_{mec,M1}$	0,98	—
$\Delta P_{f,economizador}$	0,64	bar	$\eta_{s,B1}$	0,7125	—
Pérdidas de calor economizador	0	%	$\eta_{mec,B1}$	1	—
Economizador, tipo:	Contracorriente		$\eta_{el,M2}$	0,98	—
<u>Condensador</u>			$\eta_{mec,M2}$	0,98	—
$P_{e,refr.condensador}$	1	bar	$\eta_{s,B2}$	0,75	—
$T_{e,refr.condensador}$	25	°C	$\eta_{mec,B2}$	1	—
$m_{refr.condensador}$	1500	kg/s	$\eta_{el,M3}$	0,98	—
$\Delta T_{subenfriamiento}$	1	°C	$\eta_{mec,M3}$	0,98	—
$\Delta P_{c,condensador}$	0	bar	$\eta_{s,B3}$	0,6797	—
$\Delta P_{f,condensador}$	0	bar	$\eta_{mec,B3}$	1	—
<u>HTF</u>			$\eta_{s,T1}$	0,85	—
P_{10}	12,24	bar	$\eta_{mec,T1}$	1	—
P_{14}	29,1	bar	$\eta_{el,G}$	0,98	—
T_{14}	293	°C	$\eta_{mec,G}$	0,98	—
			$P_{refrigeración}$	990	kW

Tabla 2: Parámetros fijados para el ciclo Rankine simple

Se calcula la entalpía del aceite sintético con la siguiente expresión:

$$h_{aceite}(T) = 0,001355 \cdot T^2 + 1,5059 \cdot T - 0,0135 \quad (\text{kJ/kg, con } T \text{ en } ^\circ\text{C}).$$

Este dato se ha obtenido tomando varias temperaturas del aceite térmico de IPSEpro comprendidas entre 293 °C y 393 °C, si bien para ese rango el aceite Therminol® VP-1 tendría una función de entalpía diferente (obtenida con los datos de [23] y [24]):

$$h_{aceite}(T) = 0,001866 \cdot T^2 + 1,1575 \cdot T + 39,707 \quad (\text{kJ/kg, con } T \text{ en } ^\circ\text{C}).$$

Con todo lo anterior, se han realizado numerosas simulaciones del ciclo Rankine. Para poder disponer de la mayor cantidad de datos representativos posibles, y dada la sencillez del ciclo, se ha procedido a programar el ciclo en VBA en Excel (se detalla la programación del ciclo en el Anexo 1).

Se ha analizado el efecto del flujo másico del HTF para unos valores comprendidos entre 50 kg/s y 450 kg/s, variándolos cada 25 kg/s. Asimismo, se ha estudiado el efecto de la temperatura del HTF a la salida del campo solar en un rango entre 373 °C y 393 °C, cada 1 °C. Por último, la presión de salida de la turbina (presión del condensador) se ha incrementado desde 0,06 bar hasta 0,30 bar, cada 0,005 bar. Por tanto, se han realizado 17.493 casos para el mismo ciclo Rankine (17x21x49).

Los resultados se muestran en la siguiente gráfica tridimensional realizada en Octave:

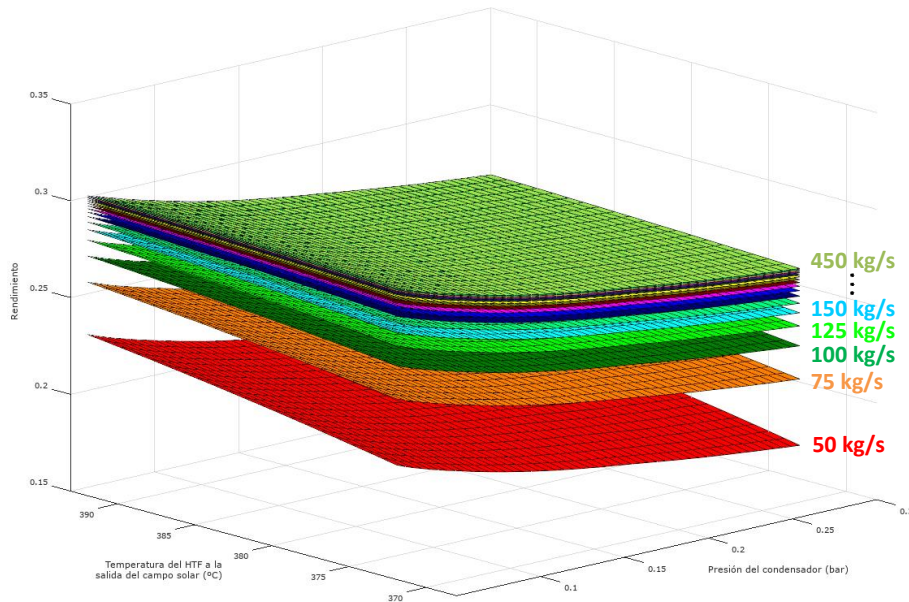


Figura 41: Rendimiento del ciclo Rankine analizado para los casos simulados

Si bien no resulta apreciable, en la gráfica hay seis huecos que corresponden a los rendimientos de los casos de un flujo másico del HTF de 450 kg/s, una presión del condensador de 0,06 bar y temperaturas de salida del HTF del campo solar desde 388 °C hasta 393 °C, ambas inclusive. Esto es debido a que esos casos no eran factibles porque la temperatura de salida de la turbina era menor que la del agua de refrigeración a la salida del condensador, lo cual no es posible si no actúa un agente externo que pudiera calentar el agua de refrigeración más allá del límite fijado por el agua que circula por el ciclo termodinámico.

Por tanto, en el análisis de un ciclo Rankine la temperatura de saturación para una presión determinada es un parámetro importante. Esta se puede representar de la siguiente manera para un intervalo entre 0,04 bar y 0,30 bar, donde se supone se situará:

Presión (bar)	Temperatura de saturación (°C)
0,04	28,96
0,06	36,16
0,08	41,51
0,10	45,81
0,20	60,06
0,30	69,10

Tabla 3: Temperatura de saturación del agua para distintas presiones [20]

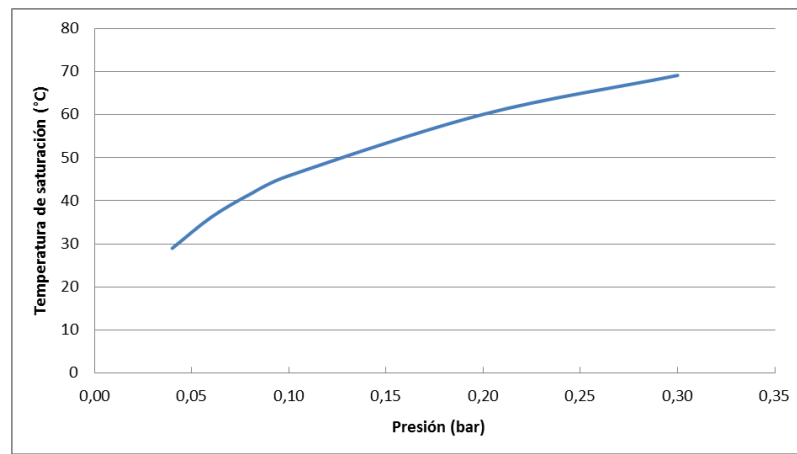


Figura 42: Temperatura de saturación para distintas presiones entre 0,04 bar y 0,30 bar

Dado que a elevados flujos másicos el rendimiento es muy similar y en la visualización anterior se solapan las superficies que representan los valores de los mismos, en la posterior figura se pueden ver los resultados para algunos de los flujos másicos analizados, eliminando de la gráfica aquellas superficies que se encontraban muy próximas entre sí. Así, en la gráfica que sigue se representan únicamente los resultados obtenidos para los siguientes flujos másicos: 50 kg/s, 75 kg/s, 100 kg/s, 150 kg/s, 200 kg/s, 300 kg/s y 450 kg/s.

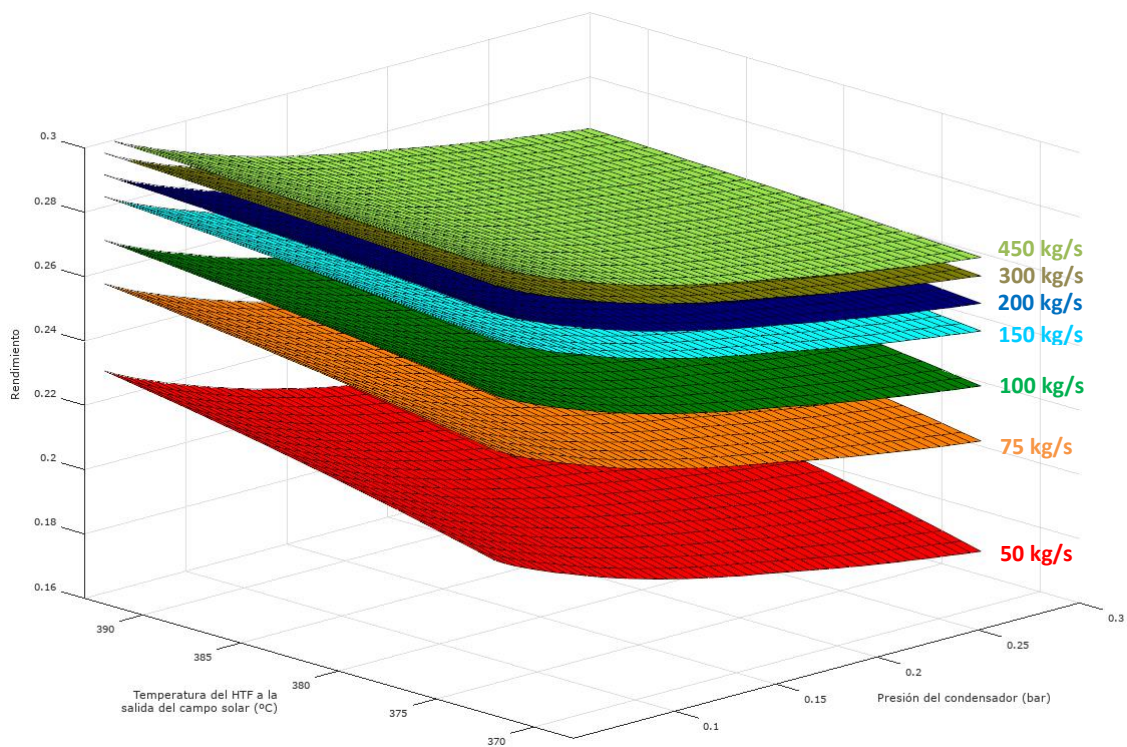


Figura 43: Rendimiento del ciclo Rankine analizado para los algunos de los casos simulados

El aumento de rendimiento para los distintos flujos másicos se debe a que el consumo del condensador de agua se ha supuesto constante e igual a 990 KW según Lippke [25], por lo que si bien el flujo másico de agua del ciclo que incide sobre las potencias de la turbina y las consumidas por las bombas crecen proporcionalmente al flujo másico del HTF, el consumo constante del condensador hace que el rendimiento cambie drásticamente entre 50 kg/s y 450 kg/s. Por tanto, es necesario ajustar el consumo del condensador de agua para que el rendimiento del ciclo no decaiga tan bruscamente.

Al mostrar esa gráfica tridimensional en 2D donde el eje de abscisas representa la temperatura del HTF y el eje de ordenadas el rendimiento se ve cómo el rendimiento es más sensible a las variaciones de T_{10} y P_{cond} cuando el flujo másico del HTF es menor:

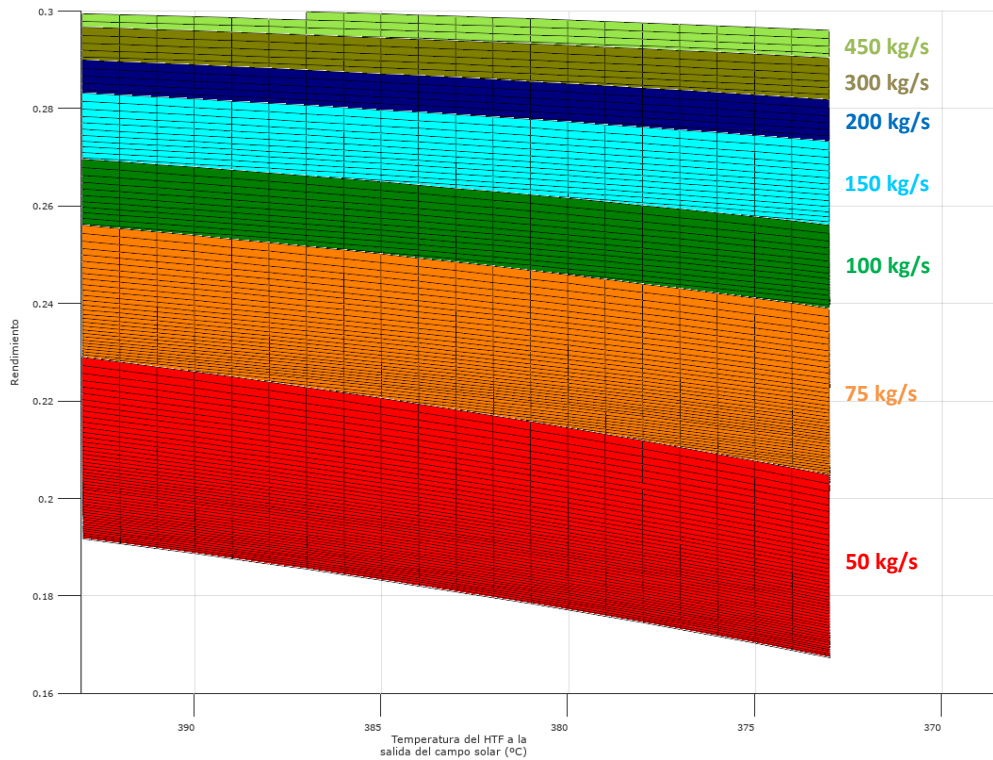


Figura 44: Rendimiento del ciclo Rankine analizado frente a la temperatura del HTF para distintos flujos másicos

Por el contrario, el flujo másico del HTF no afecta a la diferencia de caída de rendimiento cuando se varía la presión del condensador, aunque a mayor flujo másico el rendimiento también es mayor.

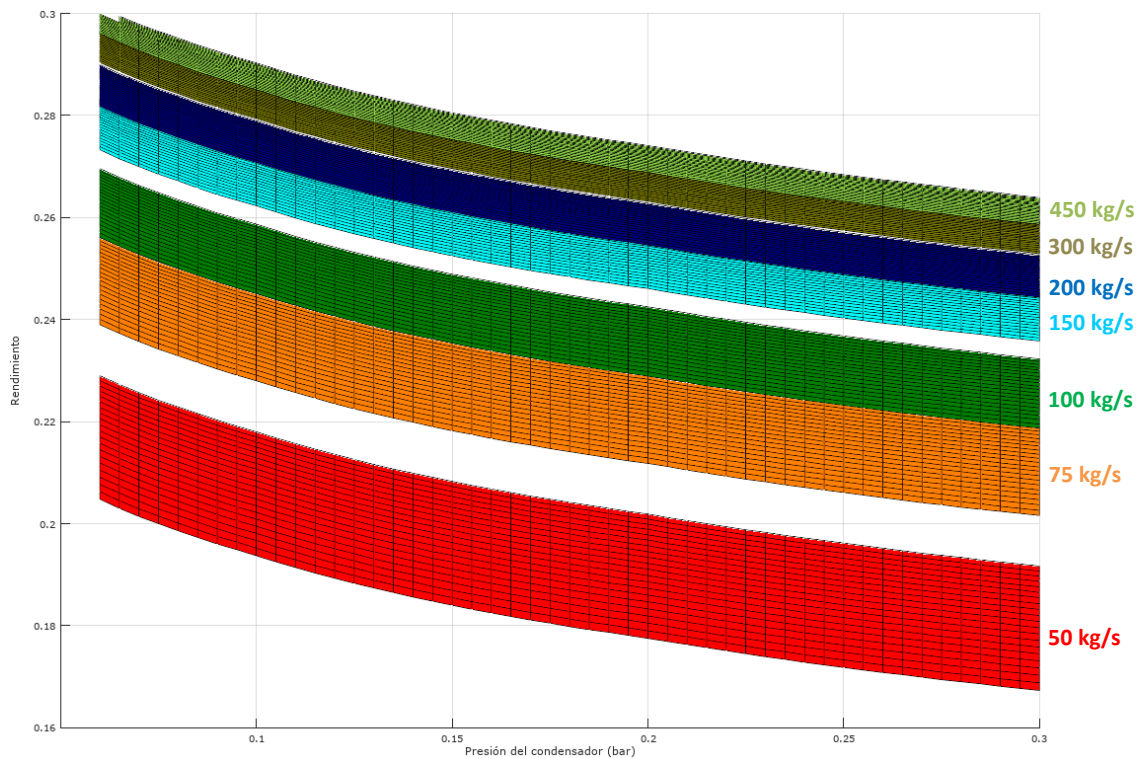


Figura 45: Rendimiento del ciclo Rankine analizado frente a la presión del condensador para distintos flujos másicos

Para calcular la potencia calorífica transferida por el fluido caliente al frío en un intercambiador de calor existen dos métodos: LMTD y NTU. En este trabajo se empleará el primero de los dos métodos, debido a que se conocen las temperaturas de los fluidos, y no las características funcionales de los intercambiadores de calor.

El término LMTD hace referencia a la diferencia media logarítmica de temperaturas, y la ecuación que rige este método es la siguiente:

$$P = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (81)$$

Donde:

- **P**: Potencia calorífica transferida desde el fluido caliente al fluido frío (W).
- **U**: Coeficiente global de transferencia de calor (W/m²K).
- **A**: Área de la superficie de intercambio de calor (m²).
- **ΔT_{LMTD}**: Diferencia media logarítmica de temperaturas (K).

Este último término de la ecuación (ΔT_{LMTD}) se halla conociendo la diferencia de temperaturas entre la salida del fluido caliente y entrada del frío y la entrada del caliente y salida del frío, como se describe en la siguiente ecuación:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (82)$$

Las diferencias de temperatura ΔT₁ y ΔT₂ dependen de si el intercambiador de calor es de flujo paralelo o contracorriente:

	FLUJO PARALELO	FLUJO CONTRACORRIENTE
ΔT ₁	ΔT ₁ = T _{cs} - T _{fs}	ΔT ₁ = T _{cs} - T _{fe}
ΔT ₂	ΔT ₂ = T _{ce} - T _{fe}	ΔT ₂ = T _{ce} - T _{fs}

Tabla 4: ΔT₁ y ΔT₂ en los intercambiadores de flujo paralelo y flujo contracorriente

Los subíndices *c* y *f* hacen referencia al fluido caliente y frío, y *s* y *e* a la salida y entrada del intercambiador, respectivamente.

En el ciclo Rankine descrito anteriormente se han elegido intercambiadores de flujo contracorriente, por lo que la ecuación de ΔT_{LMTD} quedaría como sigue:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}\right)} \quad (83)$$

A continuación se van a mostrar los efectos de los tres parámetros variables mencionados anteriormente sobre el producto U·A (en kW/K) para los tres intercambiadores de calor que se muestran en el ciclo analizado: economizador, evaporador y sobrecalentador.

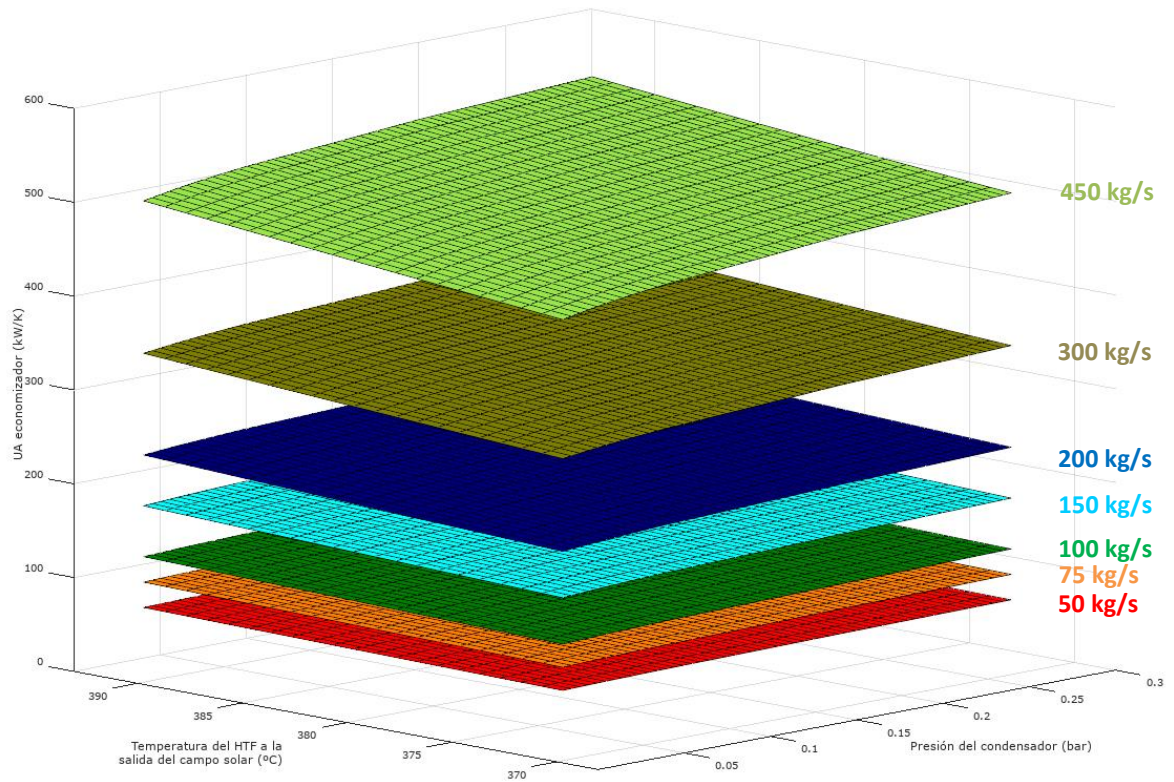


Figura 46: U·A del economizador del ciclo Rankine analizado en función de \dot{m}_{HTF} , T_{10} y P_{cond}

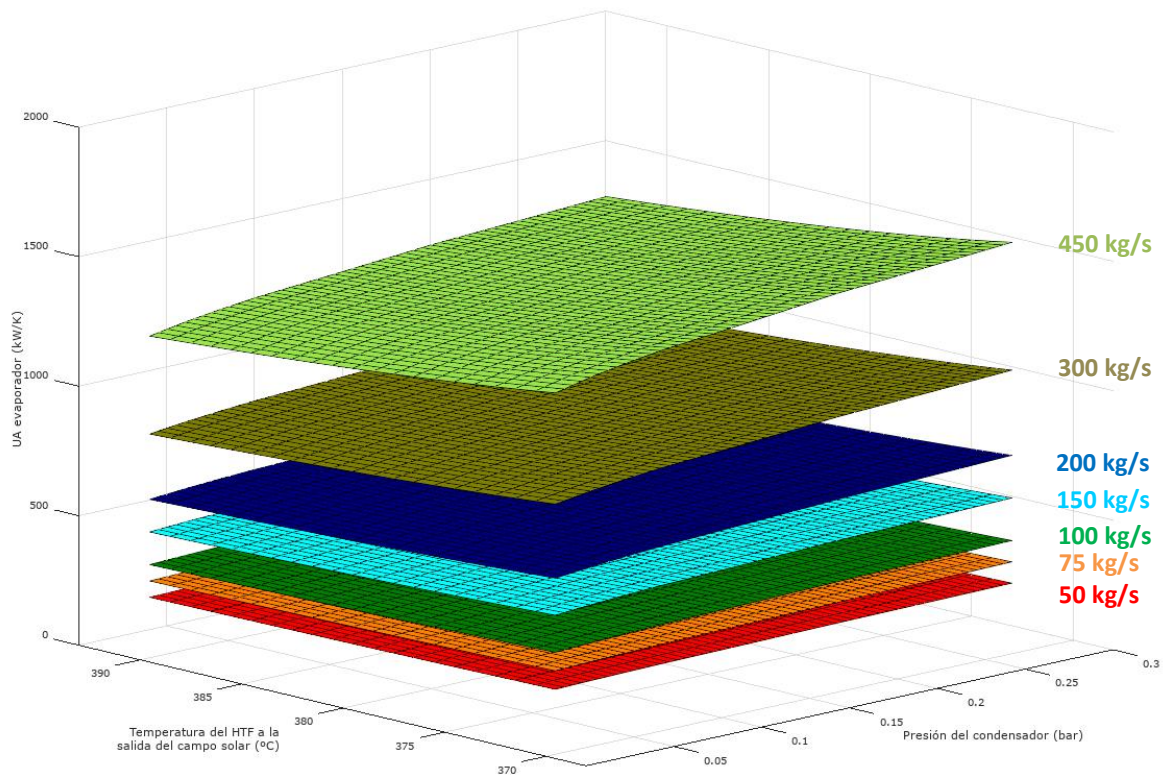


Figura 47: U·A del evaporador del ciclo Rankine analizado en función de \dot{m}_{HTF} , T_{10} y P_{cond}

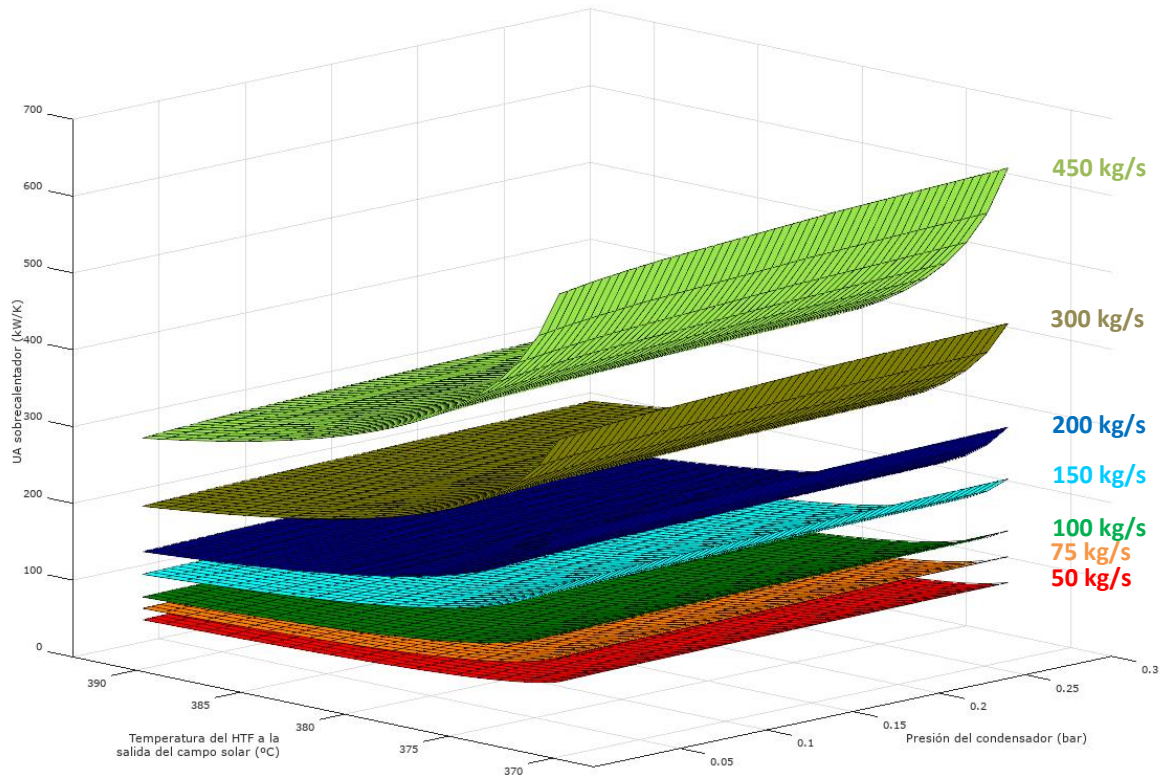


Figura 48: U·A del sobrecalentador del ciclo Rankine analizado en función de \dot{m}_{HTF} , T_{10} y P_{cond}

De las tres gráficas anteriores se concluye que el efecto de la presión del condensador apenas afecta al U·A de los tres intercambiadores, incrementándose ligeramente al aumentar esta. El aumento de la temperatura del HTF a la salida del campo solar, por su parte, hace crecer el producto U·A del economizador levemente, pero disminuye considerablemente en el evaporador y drásticamente en el sobrecalentador. En este último intercambiador ocurre que, cuanto más próxima se encuentre la temperatura del HTF a la entrada del mismo respecto a la temperatura de salida del agua, la diferencia media logarítmica (MTD) es menor, y aunque el calor transferido también disminuye, lo hace en menor medida, por lo que el resultante de U·A se eleva. Por último, se deduce que cuanto mayor es el flujo máxico del HTF el efecto producido por la variación de P_{cond} y T_{10} es más notable.

Para comprobar la validez de los resultados se han tomado algunos de los casos y se han comparado los rendimientos del ciclo programado con los rendimientos de IPSEpro-PSE. Concretamente, se han tomado los flujos máxicos del HTF de 50 kg/s, 250 kg/s y 450 kg/s, las temperaturas del HTF a la salida del campo solar de 373 °C, 378 °C, 383 °C, 388 °C y 393 °C, y las presiones de salida de la turbina de 0,06 bar, 0,10 bar, 0,16 bar, 0,23 bar y 0,3 bar. Dichos valores han sido escogidos con la intención de ver las diferencias que pudiera haber a lo largo de todo el rango de cada una de las variables. De los 75 casos, la mayor diferencia existente entre los rendimientos de ambos métodos de cálculo es de -0,239 % (en el caso de 50 kg/s, 373 °C y 0,30 bar), por lo que los resultados expuestos en las gráficas anteriores quedan respaldados por la validez del software IPSEpro-PSE. Estas diferencias se muestran en la siguiente figura:

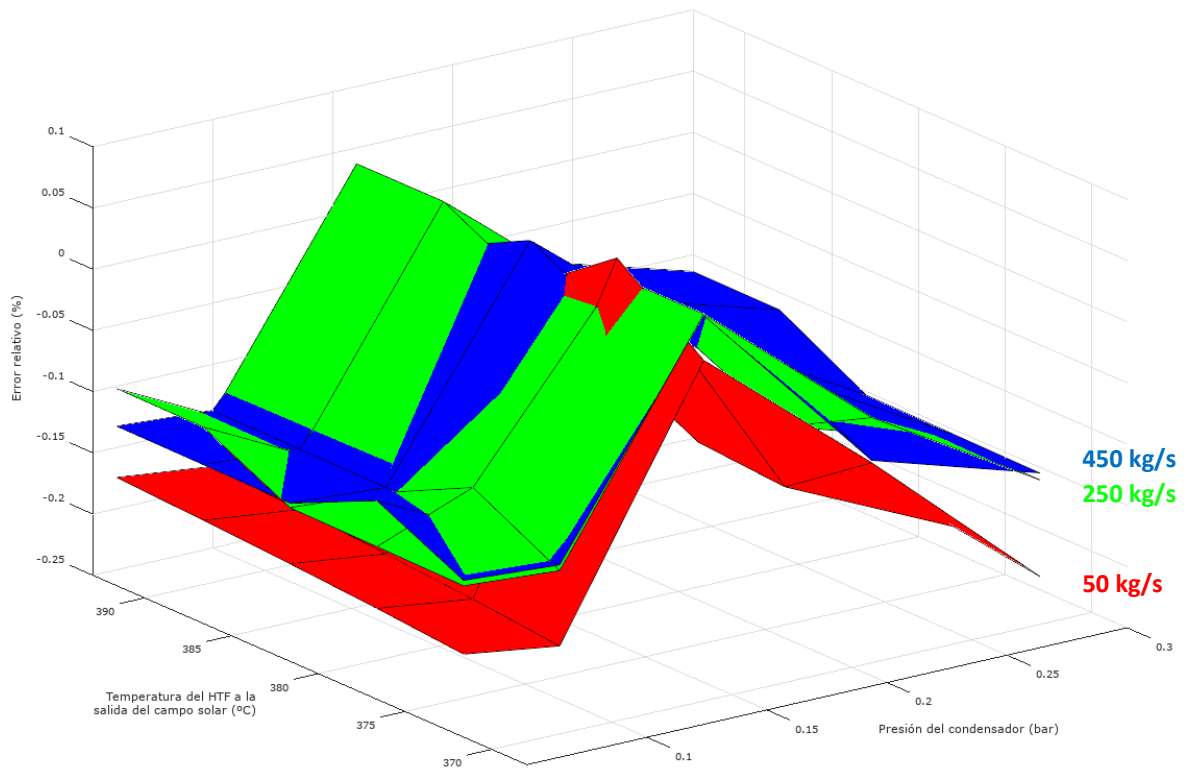


Figura 49: Diferencia en el rendimiento entre el ciclo programado en VBA y el simulado con IPSEpro-PSE

3.2 Variación de número de etapas de la turbina

Para los siguientes ciclos que se van a analizar, se tomará que $T_{10}=393\text{ °C}$ y $\dot{m}_{HTF}=400\text{ kg/s}$.

3.2.1 Ciclo Rankine con dos etapas de la turbina

En este primer caso de análisis se ha procedido a realizar un nuevo ciclo Rankine, en el cual existen dos expansiones en la turbina:

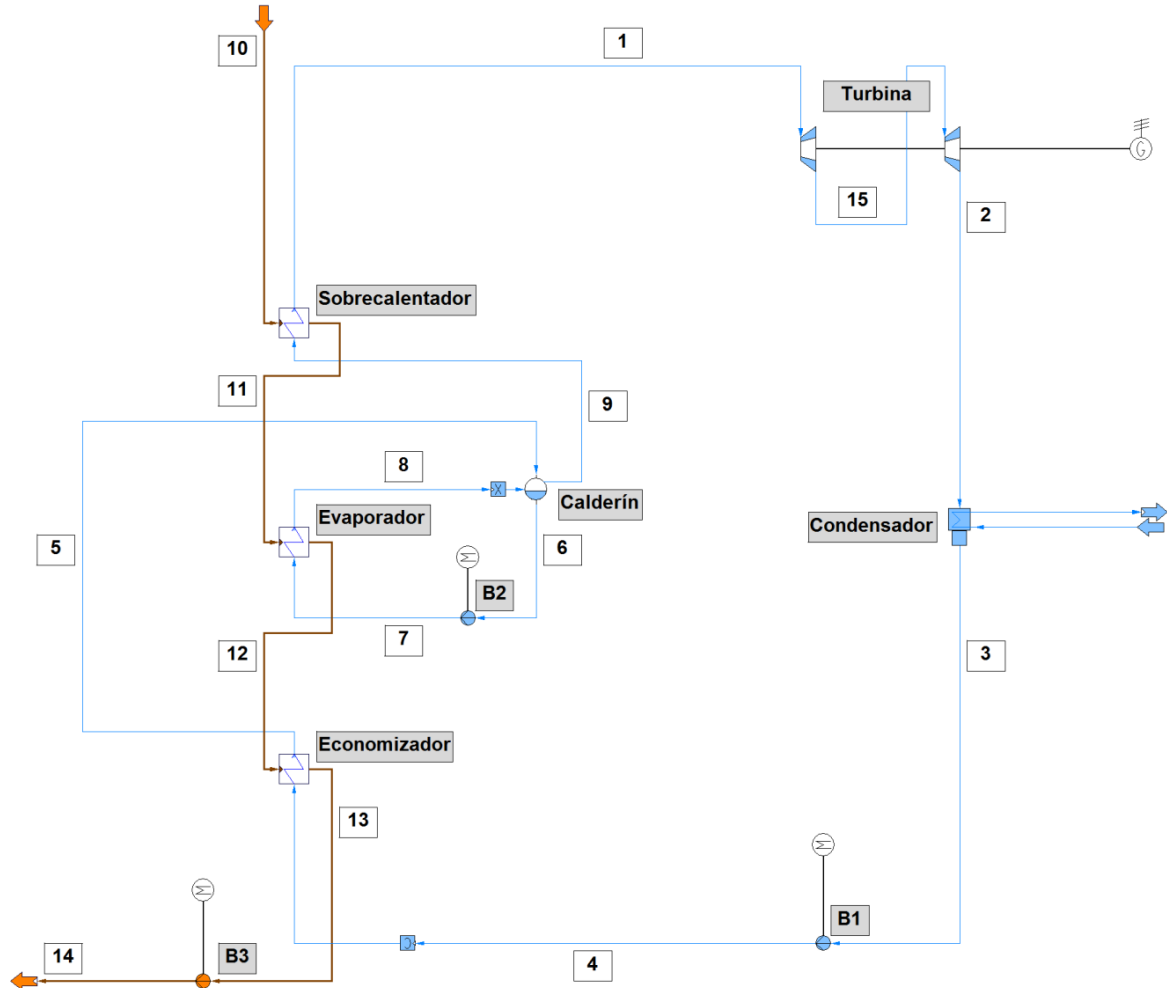


Figura 50: Esquema del ciclo Rankine con doble expansión en la turbina

Para este ciclo se ha querido analizar cuál es el rendimiento del ciclo obtenido en función de las presiones de salida de sendas etapas de la turbina, por lo que se ha modificado el código del ciclo anterior y se ha calculado la entalpía del punto 15 empleando como rendimiento isoentrópico del primer tramo de la turbina igual al segundo: $\eta_{s1} = \eta_{s2} = 0,85$.

Los rangos de presiones que se han tomado han sido: $P_{15} \in [0,5, 14]$ bar, variándola cada 0,5 bar; y $P_2 \in [0,06, 0,3]$ bar, aumentando 0,005 bar cada vez. Por tanto, se han obtenido 1372 casos (28x49).

Así, se ha obtenido la siguiente gráfica tridimensional:

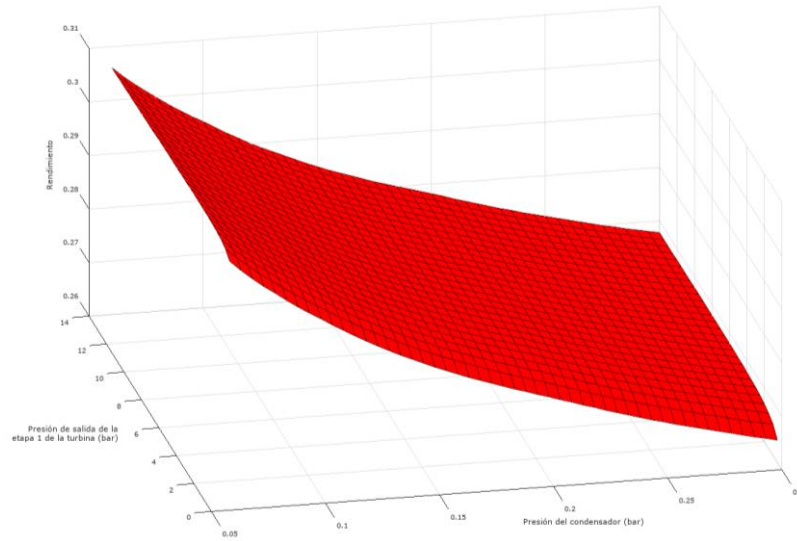


Figura 51: Rendimiento del ciclo Rankine en función de la presión intermedia y presión del condensador

Para presiones de salida de la primera etapa superiores a 1,5 bar la diferencia en el rendimiento es insignificante, por lo que resulta más interesante observar la variación sufrida con la variación de la presión de la segunda etapa (la presión del condensador):

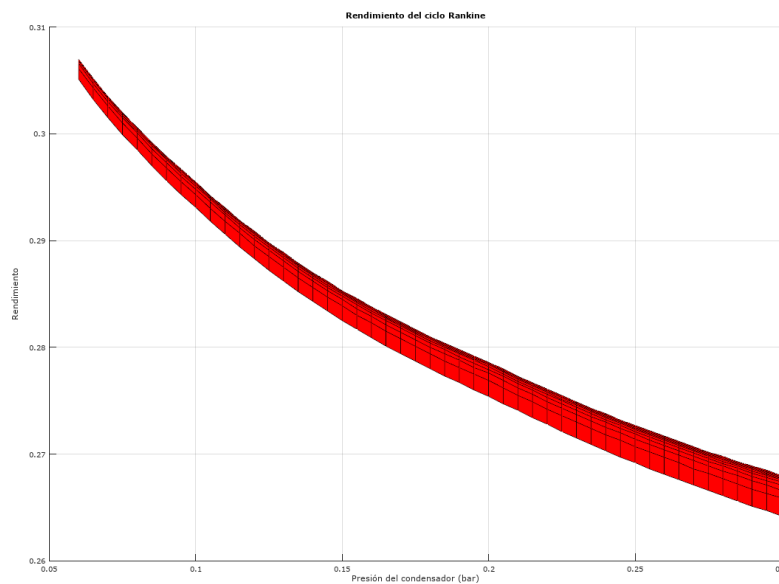


Figura 52: Rendimiento del ciclo Rankine frente a la presión del condensador

El rendimiento máximo de este ciclo es de 30,70 %, y se da en el caso de $P_{15}=4$ bar y $P_2=0,06$ bar. Se obtiene una potencia neta de 29,906 MW, con un aporte calorífico de 97,417 MW.

En el ciclo anterior de una única etapa, para una presión del condensador de 0,06 bar y con los mismos valores de temperatura de salida del campo solar y flujo másico del HTF, se ha obtenido un rendimiento de 30,01 %, con una potencia neta de 29,237 MW y el mismo calor aportado por unidad de tiempo, por lo que la expansión en dos etapas resulta mejor que la realizada en una única etapa.

También se concluye que cuanto mayor sea la presión del condensador mayor será la diferencia en el rendimiento del ciclo de una presión intermedia a otra, aunque esta no resulta muy relevante a bajas presiones de salida de la turbina.

3.2.2 Ciclo Rankine con tres etapas de la turbina

El hecho de añadir más etapas aumenta el salto entálpico global de la turbina, lo que resulta en un incremento de rendimiento del ciclo. La turbina queda como se aprecia en la figura que sigue:

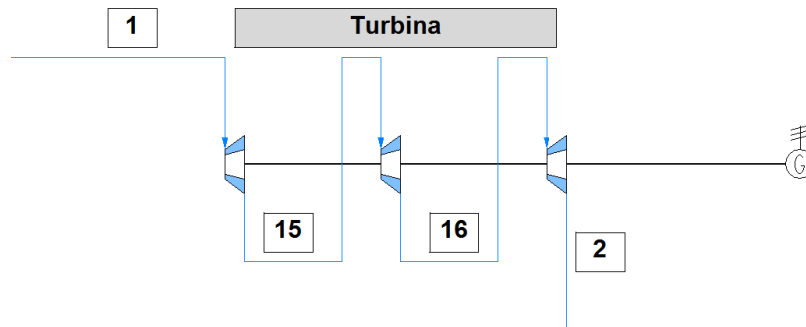


Figura 53: Detalle de la turbina del ciclo analizado

Las tres zonas de la turbina se han supuesto con el mismo rendimiento isoentrópico:

$$\eta_{s1} = \eta_{s2} = \eta_{s3} = 0,85.$$

Se han variado las presiones a la salida de las tres etapas de la siguiente manera:

- P_{15} de 10 bar a 30 bar, cada 0,5 bar.
- P_{16} de 0,5 bar a 5 bar, cada 0,1 bar.
- P_2 de 0,06 bar a 0,3 bar, cada 0,005 bar.

El rendimiento máximo obtenido ha sido del 30,92 %, con una potencia neta de 30,122 MW, para el caso de $P_{15}=12,5$ bar, de $P_{16}=1,1$ bar y de $P_2=0,06$ bar.

Sin embargo, se ha decidido no mostrar todos los casos simulados, sino solo los casos de $P_{15}=10$ bar y 30 bar, dado que los valores obtenidos para cada presión de salida de la primera etapa son similares y se llegan a solapar. Por su parte, P_{16} se varía desde 0,5 bar hasta 5 bar cada 0,3 bar. Así, se reduce el coste computacional que conlleva realizar las gráficas tridimensionales, además de facilitar su análisis visual.

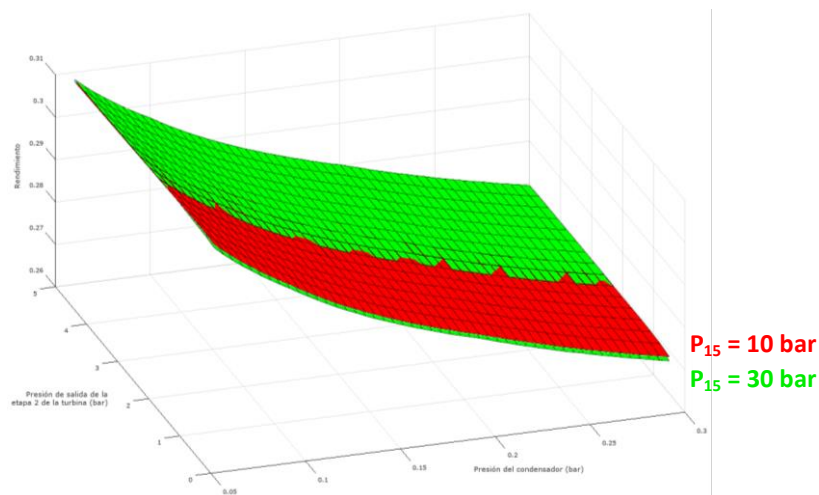


Figura 54: Rendimiento del ciclo Rankine analizado para distintas presiones de salida de la primera etapa

En la gráfica se aprecia que apenas hay variaciones considerables entre ambos casos, si bien a partir de $P_{16}=2,3$ bar cambia la presión óptima de salida de la primera etapa de 10 bar a 30 bar.

3.2.3 Ciclo Rankine con n etapas de la turbina

Para el caso de n etapas, se ha comprobado que cuanto mayor es la cantidad de etapas, el mejor rendimiento se da para presiones cercanas a las obtenidas cuando el salto de presión entre la entrada y la salida se reparte en la misma relación a lo largo de todas las etapas. Estas presiones se pueden expresar con la siguiente fórmula:

$$P_i = P_0 \cdot \left(\frac{P_n}{P_0}\right)^{\frac{i}{n}} \quad (84)$$

Donde:

- P_i : Presión de salida de la etapa i.
- P_0 : Presión de entrada a la turbina.
- P_n : Presión de salida de la turbina y entrada al condensador.
- i : Número de la etapa de la que se desea obtener la presión óptima ($i = 1, 2, 3, \dots, n$).
- n : Cantidad total de etapas de la turbina.

Nótese que las presiones de dicha fórmula deberán expresarse en las mismas unidades para que esta tenga sentido (bar, Pa, mmHg, Torr...). Por su parte, i y n son parámetros adimensionales, pertenecientes al conjunto de números naturales.

Se obtiene, así, la tabla que sigue:

Cantidad de etapas, n	Presiones de salida de cada etapa i-ésima para n etapas (bar)										Rendimiento del ciclo, η (%)
	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6	P_7	P_8	P_9	P_{10}	
1 etapa	0,06	-	-	-	-	-	-	-	-	-	29,98
2 etapas	2,45	0,06	-	-	-	-	-	-	-	-	30,65
3 etapas	8,43	0,71	0,06	-	-	-	-	-	-	-	30,88
4 etapas	15,65	2,45	0,38	0,06	-	-	-	-	-	-	30,99
5 etapas	22,68	5,14	1,17	0,26	0,06	-	-	-	-	-	31,06
6 etapas	29,04	8,43	2,45	0,71	0,21	0,06	-	-	-	-	31,10
7 etapas	34,65	12,01	4,16	1,44	0,50	0,17	0,06	-	-	-	31,13
8 etapas	39,56	15,65	6,19	2,45	0,97	0,38	0,15	0,06	-	-	31,16
9 etapas	43,85	19,23	8,43	3,70	1,62	0,71	0,31	0,14	0,06	-	31,18
10 etapas	47,62	22,68	10,80	5,14	2,45	1,17	0,56	0,26	0,13	0,06	31,20

Tabla 5: Presiones de salida de cada etapa en función de la cantidad de etapas, y su rendimiento del ciclo asociado

El ciclo también ha sido simulado con 20 etapas, resultando en un rendimiento del 31,27 %, lo cual puede llevar a la conclusión de que no merece la pena realizar tantas etapas, debido al elevado coste que ello supone, para obtener una paupérrima mejora en el rendimiento.

La tabla anterior puede representarse en las siguientes dos gráficas, empleando una escala logarítmica en el eje de ordenadas para que los datos sean más fácilmente visibles:

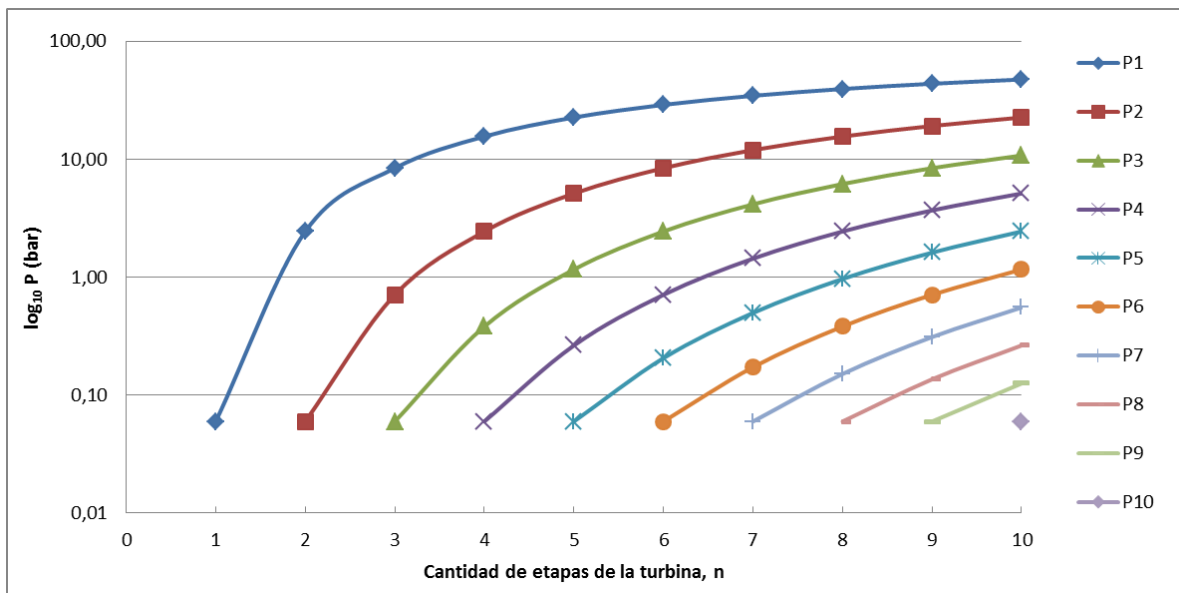


Figura 55: Presiones de salida de cada etapa en función de la cantidad de etapas (gráfica 1: P-n)

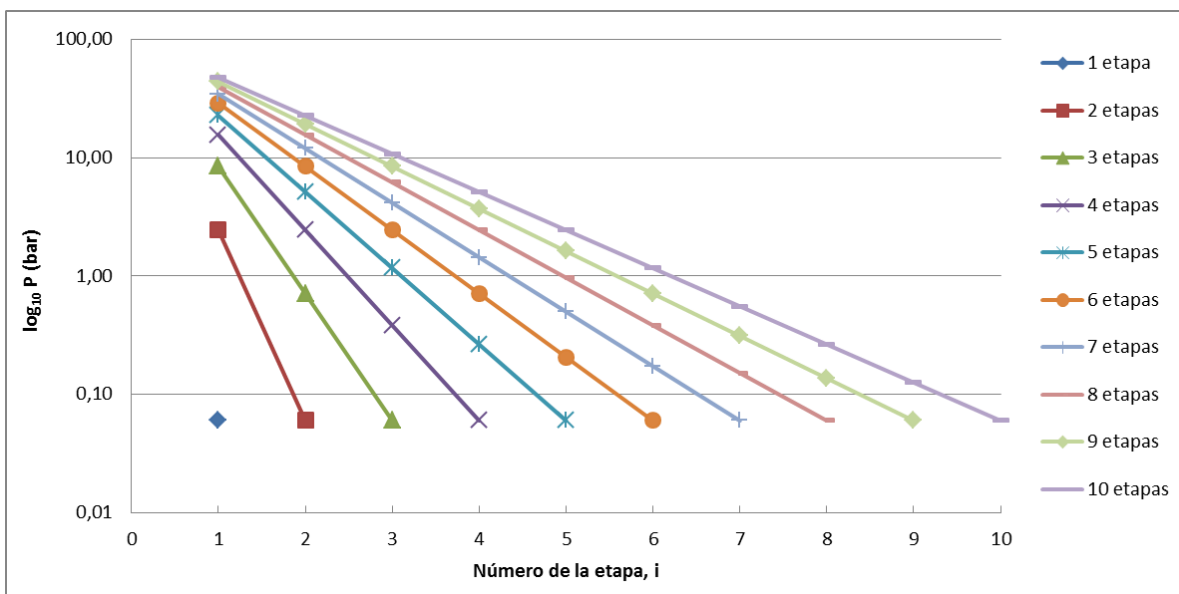


Figura 56: Presiones de salida de cada etapa en función de la cantidad de etapas (gráfica 2: P-i)

Analizando ambas gráficas se puede ver cómo a medida que aumenta la cantidad de etapas el salto de presión se produce más suavemente, lo cual era evidente. Además, llama la atención el elevado aumento que sufren las presiones de salida de las primeras etapas cuando la cantidad total de etapas crece.

Finalmente, cabe destacar que para el caso de $n=2$ y $n=3$ etapas, los valores de presiones óptimas no concuerdan con las obtenidas en los subapartados 3.2.1 y 3.2.2, respectivamente, pero se aprecia un acercamiento mayor en el caso de 3 etapas, lo que da a suponer que cuanto mayor cantidad de etapas se realicen, más se acercará la expresión obtenida a las simulaciones realizadas.

Esta última suposición es de gran utilidad a la hora de realizar cálculos de optimización de presiones de salida de cada etapa para cantidades de etapas superiores a 4, dado que el coste computacional que supone se eleva exponencialmente con cada etapa agregada.

Por otra parte, el rendimiento aumenta de la siguiente manera con el aumento de etapas:

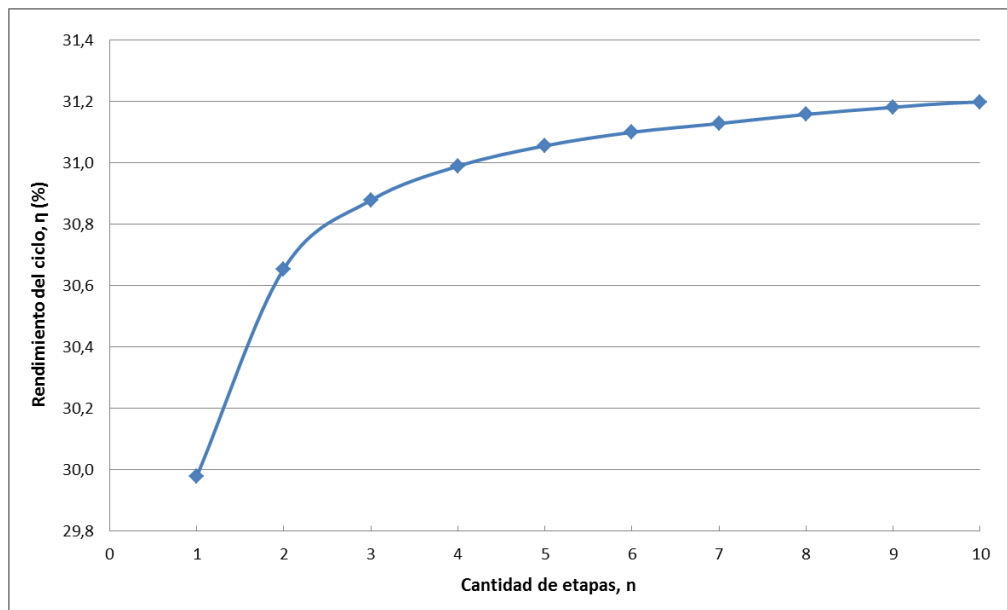


Figura 57: Rendimiento en función de la cantidad de etapas

El problema en este caso es que el incremento de etapas implica un aumento de coste, por lo que en la práctica no suelen emplearse turbinas de más de 7 etapas, aunque se emplean con extracciones hacia regeneradores, los cuales contribuyen a optimizar el ciclo.

3.2.4 Conclusión

Como se ha comentado previamente, cuantas más etapas se realicen, mayor será el rendimiento del ciclo. Esto se debe a que las propiedades del agua no son lineales, por lo que si se supone el mismo rendimiento isentrópico en todas las etapas el salto entálpico será distinto para cada cantidad de etapas de la turbina. Sin embargo, es físicamente imposible realizar infinitas etapas puesto que la turbina es un componente discreto (su cantidad de álabes es un factor discreto). Además, realizar más etapas supone un mayor coste, por lo que sería necesario realizar un análisis económico para obtener la cantidad de etapas necesarias para obtener el mayor beneficio posible.

Asimismo, es remarcable que se ha considerado que todas las etapas tienen el mismo rendimiento isentrópico, lo cual no se corresponde con la realidad, por lo que convendría realizar este análisis teniendo esto en cuenta.

Por último, cabe recordar que el ciclo presentado en este apartado ha sido un ciclo Rankine básico, con las mínimas prestaciones posibles. Sin embargo, el ciclo Rankine se puede optimizar empleando las metodologías explicadas en el apartado 2.3.1.

3.3 Ciclo Rankine con aceite térmico sintético como HTF y condensador de agua

Tras haber analizado el ciclo Rankine simple se procede a exponer un ciclo Rankine muy completo, con recalentamiento intermedio, varios intercambiadores de calor cerrados y uno abierto. Para ello, se ha tomado como referencia el ciclo Rankine de una planta típica de 30 MWe de SEGS (*Solar Energy Generating Systems*, situadas en el desierto de Mojave, California), analizado por Patnode [26], previo diseño de Lippke [25], que a su vez se basa en el diseñado por Kearney y Miller [27], a partir del cual se realizarán modificaciones para obtener los ciclos de los distintos casos.

Este ciclo emplea aceite sintético como HTF y un condensador de agua que refrigera el agua a la salida de la turbina. Se realizan 7 extracciones de la turbina (7 etapas), tal y como se ve en la Figura 58. Para terminar, se emplean 5 intercambiadores de calor agua-agua cerrados y uno abierto (desaireador), aparte de los 4 intercambiadores cerrados aceite-agua que corresponden al economizador, evaporador, sobrecalentador y recalentador.

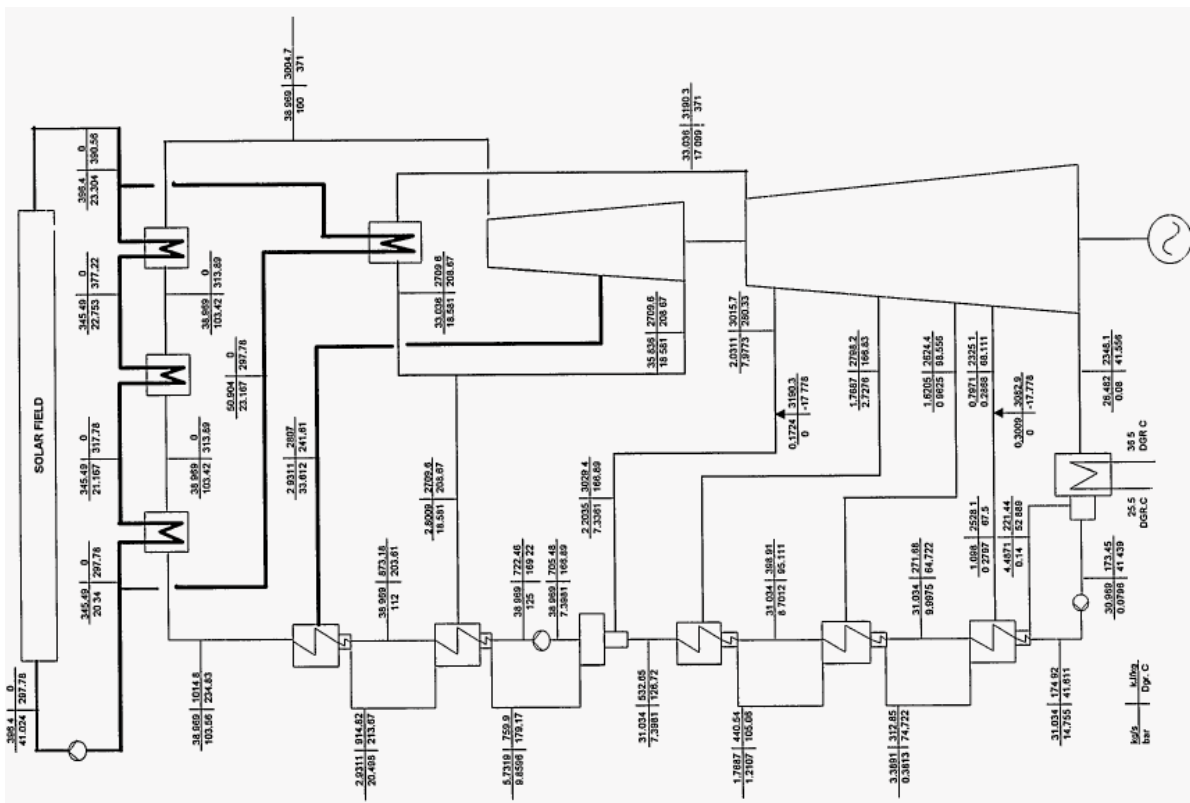


Figura 58: Esquema del ciclo Rankine empleado como referencia [25]

La primera simulación que se ha realizado ha consistido en tratar de reproducir el ciclo Rankine empleado por Lippke y estudiado posteriormente por Patnode.

Se han realizado algunos leves cambios respecto al expuesto anteriormente. Entre ellos, suprimir las fugas que se introducen en distintas corrientes de agua de extracciones de la turbina o añadir un calderín en el evaporador.

Para ello, primero se expone el ciclo dibujado en IPSEpro-PSE:

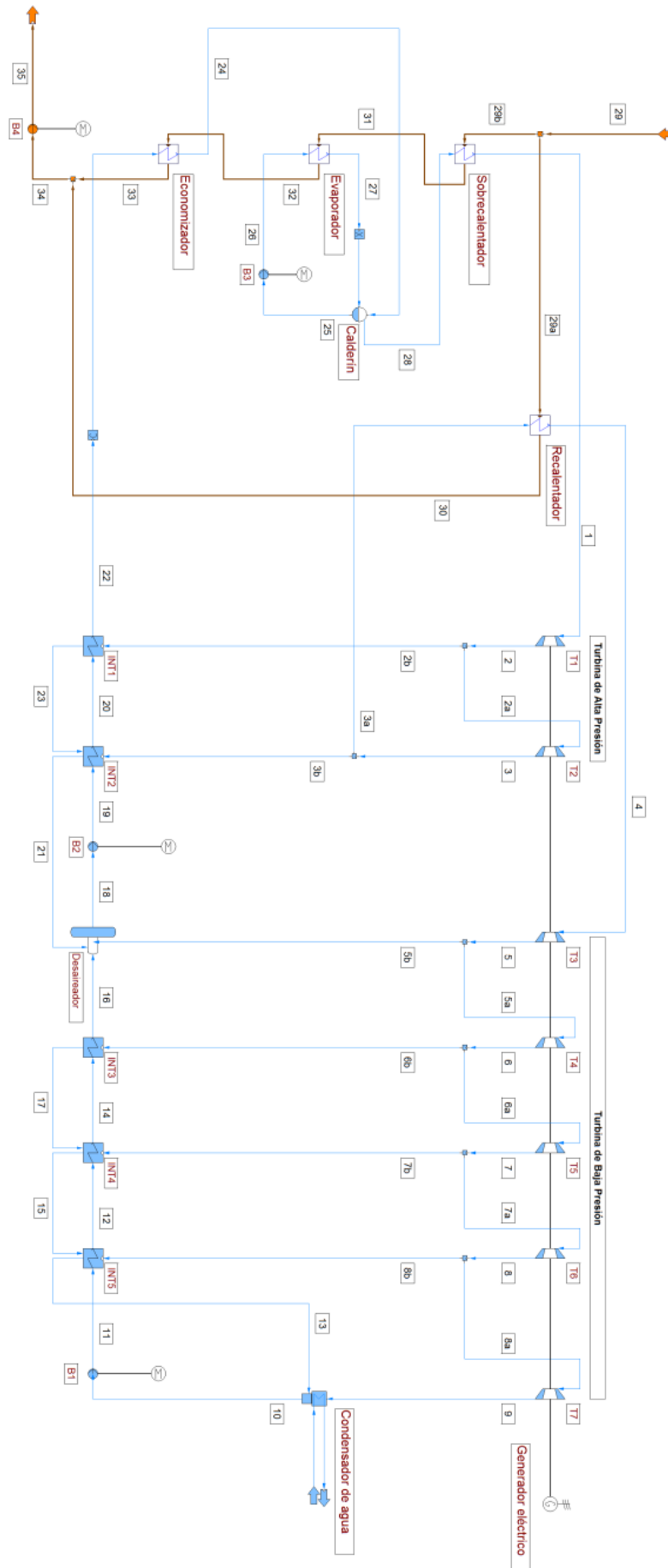


Figura 59: Ciclo Rankine con aceite térmico sintético como HTF y condensador de agua

El elemento situado en la línea 22 es el conector que permite cerrar el ciclo, y el añadido en la línea 27 es el elemento que permite definir la fracción de vapor a la salida del evaporador y entrada al calderín.

Como se puede apreciar, en este ciclo Rankine aparecen componentes que no se han explicado anteriormente: el desaireador y el calderín.

- Desaireador: Es el elemento encargado de extraer el aire contenido en el agua que circula por el ciclo. El oxígeno del aire puede corroer los componentes metálicos del ciclo, como las turbinas, tuberías, calderas, etc., por lo que el desaireador resulta indispensable.

Este actúa como un mezclador al que van a parar el flujo proveniente de la salida de la tercera etapa de la turbina (primera etapa de la turbina de baja presión), el del intercambiador de calor INT3 y el recirculado desde INT2. En ese proceso de mezcla se produce una leve caída de presión que deberá considerarse.

- Calderín: Como se ha explicado antes, el agua que sale del economizador debe estar en la forma de líquido subenfriado o, como límite, ser líquido saturado. Esta agua se mezcla en el calderín con el agua en forma de vapor que sale del evaporador, donde se separa el líquido del vapor. Ese líquido es enviado de nuevo al evaporador, mientras que el vapor se envía al sobrecalentador.

Reproduciendo el ciclo estudiado por Patnode en IPSEpro-PSE, y para una presión del condensador de 0,08 bar, se ha obtenido una potencia neta de 31,36 MW, con un aporte calorífico de 94,01 MW, lo que da lugar a un rendimiento del ciclo del 33,36 %.

PARÁMETRO	VALOR	UNIDAD	PARÁMETRO	VALOR	UNIDAD
<u>Intercambiadores</u>			<u>Agua</u>		
$\Delta P_{c,INT1}$	13,112	bar	P_1	100	bar
$\Delta P_{f,INT1}$	8,94	bar	P_2	33,612	bar
$U \cdot A_{INT1}$	316	kW/K	P_3	18,581	bar
$\Delta P_{c,INT2}$	8,721	bar	T_4	371	°C
$\Delta P_{f,INT2}$	13	bar	P_5	7,98	bar
$U \cdot A_{INT2}$	360	kW/K	P_6	2,7276	bar
$\Delta P_{c,desaireador}$	0	bar	P_7	0,9625	bar
$\Delta P_{f,desaireador}$	0	bar	P_8	0,28	bar
$\Delta P_{c,INT3}$	1,5176	bar	P_9	0,08	bar
$\Delta P_{f,INT3}$	0,72	bar	T_{16}	101,73	°C
$U \cdot A_{INT3}$	77	kW/K	m_{22}	38,97	kg/s
$\Delta P_{c,INT4}$	0,5825	bar	$P_{24}-P_{28}$	0	bar
$\Delta P_{f,INT4}$	1,3	bar	$P_{27}-P_{28}$	0,5	bar
$U \cdot A_{INT4}$	300	kW/K	<i>Approach Point</i>	3	bar
$\Delta P_{c,INT5}$	0,14	bar	x_{13}	0	—
$\Delta P_{f,INT5}$	4,6	bar	x_{17}	0	—
$U \cdot A_{INT5}$	260	kW/K	x_{23}	0	—
$\Delta P_{c,sobrecalentador}$	0,551	bar	x_{27}	0,2	—
$\Delta P_{f,sobrecalentador}$	3,42	bar	<u>Bombas y turbinas</u>		
$U \cdot A_{sobrecalentador}$	292	kW/K	$\eta_{el,M1}$	1	—
Pérdidas de calor sobrecalentador	0	%	$\eta_{mec,M1}$	0,95	—
Sobrecalentador, tipo:	Contracorriente		$\eta_{s,B1}$	0,75	—
$\Delta P_{c,evaporador}$	1,566	bar	$\eta_{mec,B1}$	0,7125	—
$\Delta P_{f,evaporador}$	0	bar	$\eta_{el,M2}$	1	—
Pérdidas de calor evaporador	0	%	$\eta_{mec,M2}$	0,95	—
Evaporador, tipo:	Contracorriente		$\eta_{s,B2}$	0,75	—
$\Delta P_{c,economizador}$	0,827	bar	$\eta_{mec,B2}$	0,7125	—
$\Delta P_{f,economizador}$	0,64	bar	$\eta_{el,M3}$	1	—
Pérdidas de calor economizador	0	%	$\eta_{mec,M3}$	0,95	—
Economizador, tipo:	Contracorriente		$\eta_{s,B3}$	0,7	—
$\Delta P_{c,recalentador}$	0,137	bar	$\eta_{mec,B3}$	0,9	—
$\Delta P_{f,recalentador}$	1,481	bar	$\eta_{el,M4}$	1	—
Pérdidas de calor recalentador	0	%	$\eta_{mec,M4}$	0,95	—
Recalentador, tipo:	Contracorriente		$\eta_{s,B4}$	0,75	—
<u>Condensador</u>			$\eta_{mec,B4}$	0,6769	—
$P_{e,refr.condensador}$	1	bar	$\eta_{s,T1}$	0,838	—
$T_{e,refr.condensador}$	25	°C	$\eta_{mec,T1}$	1	—
$m_{refr.condensador}$	1500	kg/s	$\eta_{s,T2}$	0,843	—
$\Delta T_{subenfriamiento}$	≈0	°C	$\eta_{mec,T2}$	1	—
$\Delta P_{c,condensador}$	≈0	bar	$\eta_{s,T3}$	0,859	—
$\Delta P_{f,condensador}$	0	bar	$\eta_{mec,T3}$	1	—
<u>HTF</u>			$\eta_{s,T4}$	0,919	—
P_{29}	12,24	bar	$\eta_{mec,T4}$	1	—
T_{29}	390,56	°C	$\eta_{s,T5}$	0,936	—
m_{29a}	345,49	kg/s	$\eta_{mec,T5}$	1	—
m_{29b}	50,9	kg/s	$\eta_{s,T6}$	0,88	—
$P_{33}-P_{34}$	0	bar	$\eta_{mec,T6}$	1	—
P_{35}	29,1	bar	$\eta_{s,T7}$	0,6445	—
T_{35}	293	°C	$\eta_{mec,T7}$	1	—
			$\eta_{el,gen}$	1	—
			$\eta_{mec,gen}$	0,97	—

Tabla 6: Parámetros fijados para el ciclo Rankine con aceite como HTF y condensador de agua

Los resultados se muestran en la siguiente imagen:

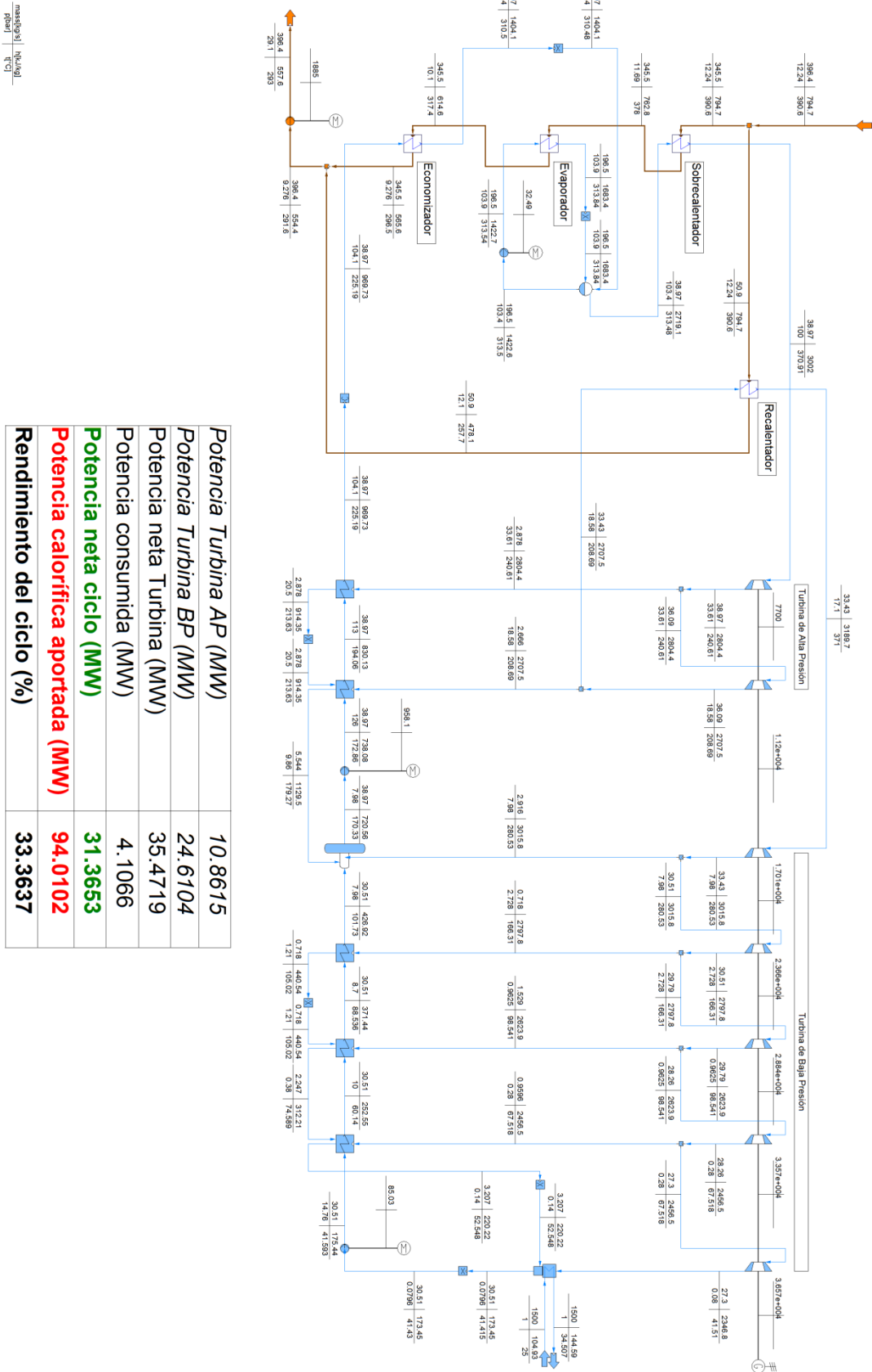


Figura 60: Ciclo Rankine simulado a partir del estudio por Patnode

Una parte de este trabajo ha consistido en optimizar dicho ciclo Rankine. Para ello, se han modificado las presiones de salida de las turbinas, así como se ha fijado la temperatura de salida del campo solar como 393 °C en lugar de los 390,56 °C a los que sale en el estudio de Patnode. Con estas modificaciones se ha llegado a obtener una potencia neta de 31,51 MW cuando se le aportan 93,58 MW de potencia calorífica. El rendimiento del ciclo, por tanto, se ha incrementado hasta 33,67 %. Para este ciclo se ha decidido mantener los valores de U·A en cada uno de los 5 intercambiadores cerrados intermedios.

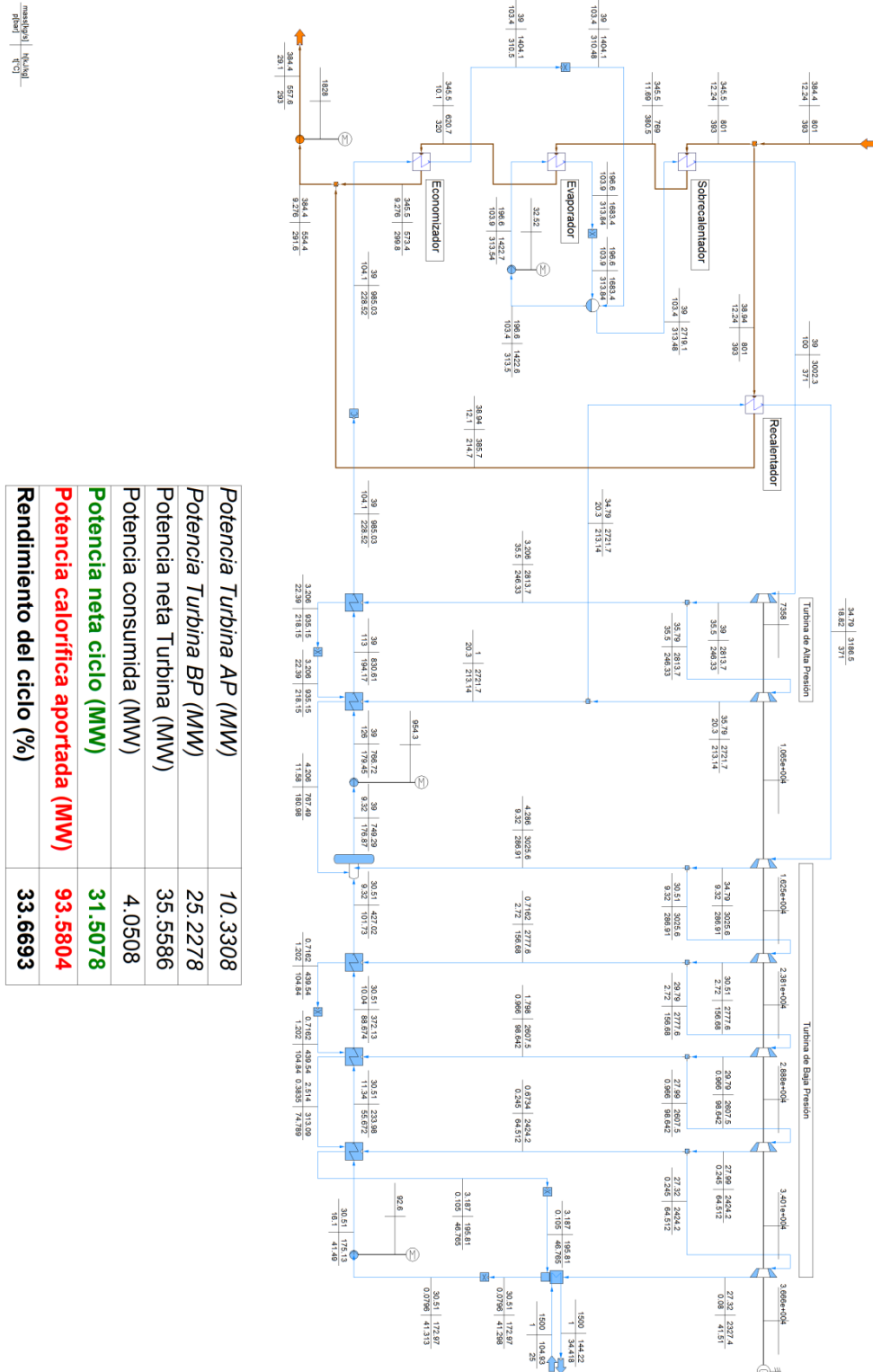


Figura 61: Ciclo Rankine mejorado, partiendo del ciclo estudiado por Patnode

A este ciclo todavía se le puede sacar un mayor rendimiento si se varían los flujos máxicos de cada extracción de la turbina, pero por el contrario, se obtendrán valores de U·A muy elevados en los intercambiadores cerrados, lo que implicaría mayor superficie de intercambio de calor, incurriendo a su vez en un mayor coste de la instalación. Como el ciclo apenas alcanzaría el 34 % de rendimiento, *a priori* no se considera una opción viable, pese a que habría que realizar un exhaustivo análisis termoeconómico para comprobar su viabilidad.

El hecho de cambiar las presiones de salida de la turbina requiere que la turbina esté diseñada a medida, y así poder obtener el máximo rendimiento en el ciclo de potencia. Sin embargo, las presiones de salida óptimas variarán en función de la presión del condensador, como se ha visto en el apartado anterior. Esta presión, como se puede observar en las siguientes dos gráficas realizadas por Patnode [26], variará en función de la temperatura del ambiente, por lo que la turbina debería diseñarse teniendo en cuenta esta variación y buscar el funcionamiento óptimo para todo el año.

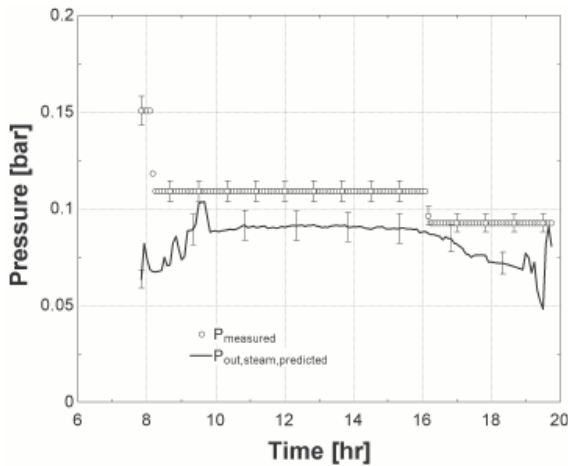


Figura 62: Presión de condensación para el 11 de junio de 2005 [26]

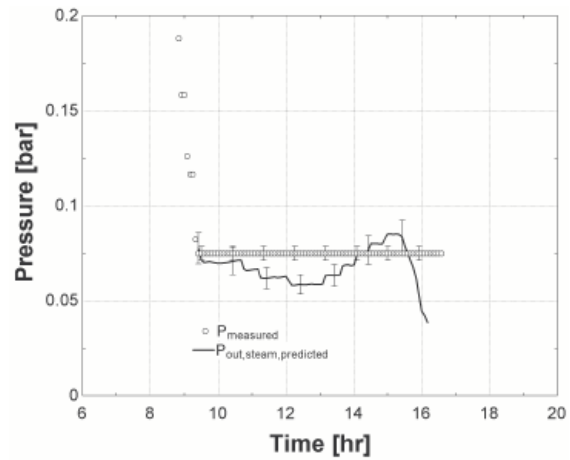


Figura 63: Presión de condensación para el 12 de diciembre de 2004 [26]

Para cada presión de salida de la turbina (presión del condensador) entre 0,06 bar y 0,30 bar se ha buscado cuáles son las presiones de salida de las dos etapas anteriores que optimizarían el ciclo de potencia. El resultado se muestra en la siguiente tabla, donde también se puede observar cuál sería el rendimiento obtenido si se fijasen esas dos presiones en los valores que permitirían que el ciclo funcionase con una presión de 0,3 bar, haciéndolo en su punto óptimo.

P_{cond} (bar)	Punto óptimo para cada P_{cond}			Presiones fijadas para posibilitar que $P_{cond} = 0,3$ bar ($P_{8'} = 0,443$ bar, $P_{7'} = 0,995$ bar)	
	$P_{8,optim}$ (bar)	$P_{7,optim}$ (bar)	η_{optim} (%)	η' (%)	
0,06	0,243	0,966	34,30	33,59	
0,08	0,245	0,966	33,67	33,00	
0,10	0,251	0,966	33,14	32,53	
0,12	0,263	0,966	32,68	32,12	
0,14	0,281	0,966	32,25	31,76	
0,16	0,301	0,967	31,88	31,43	
0,18	0,322	0,970	31,54	31,15	
0,20	0,342	0,973	31,22	30,89	
0,22	0,362	0,981	30,93	30,65	
0,24	0,382	0,981	30,66	30,43	
0,26	0,402	0,981	30,40	30,22	
0,28	0,422	0,987	30,16	30,02	
0,30	0,443	0,995	29,83	29,83	

Tabla 7: Presiones de salida de las tres últimas etapas de la turbina y su rendimiento de ciclo

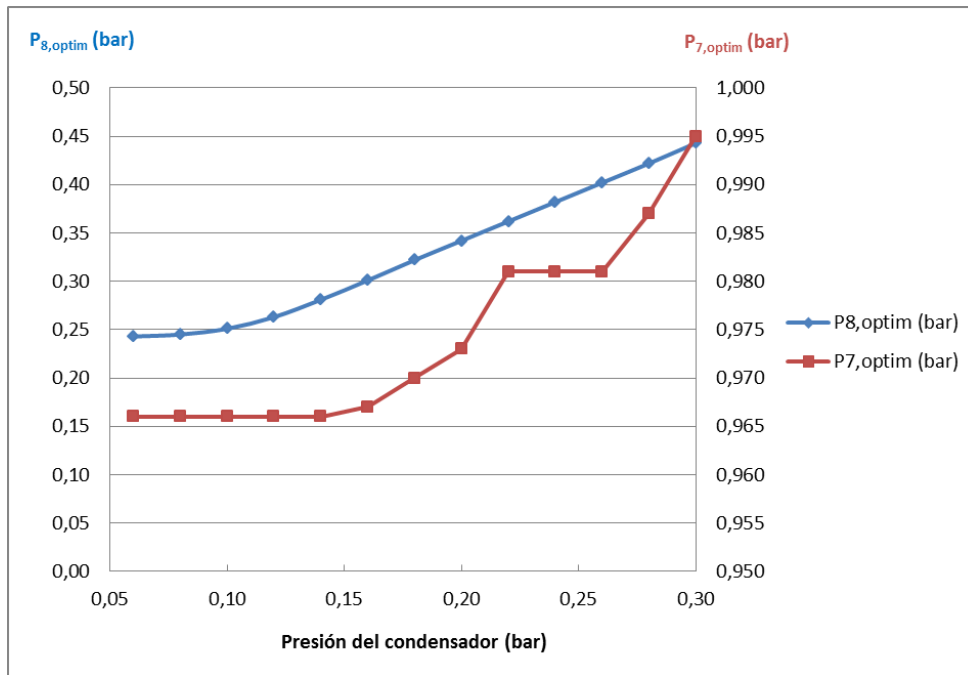


Figura 64: Presiones óptimas de las dos etapas anteriores a la de salida para cada presión del condensador

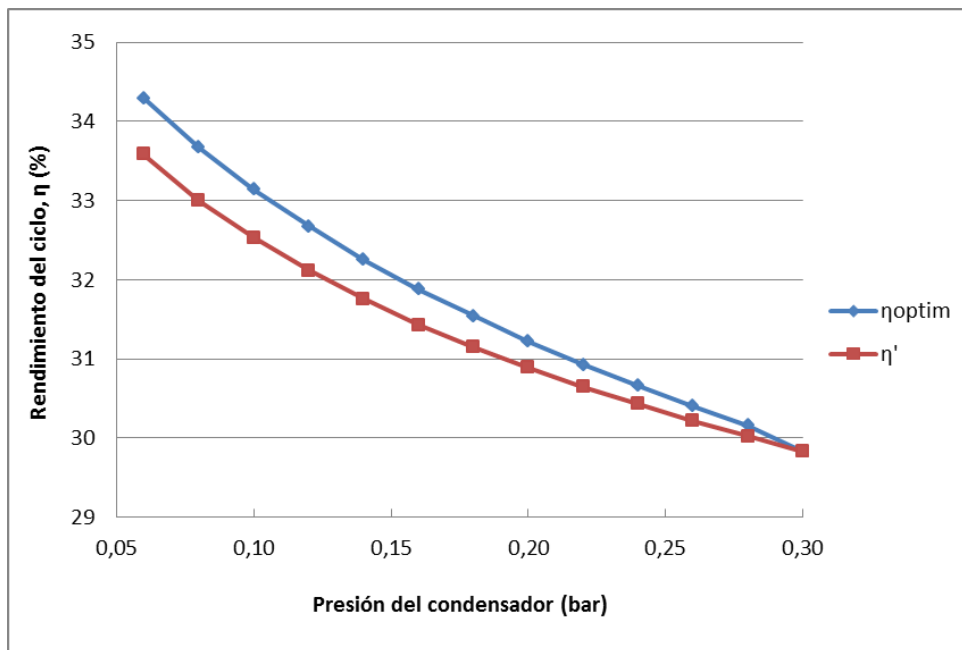


Figura 65: Rendimientos del ciclo para el caso de presiones que optimicen el ciclo en cada presión de salida de la turbina (η_{optim}) y el caso de fijar las presiones (η') al óptimo de $P_{cond} = 0,3$ bar

Se puede concluir que el rendimiento en el caso de fijar la presión de salida de las etapas de la turbina hace disminuir ligeramente el rendimiento del ciclo óptimo, y que cuanto mayor es la presión de salida de la turbina esta diferencia se vuelve menor. Pero por lo general la diferencia es baja, por lo que se puede diseñar la turbina de modo que las presiones de salida de cada etapa sean las óptimas para el caso de $P_{cond} = 0,3$ bar, sin que ello implique un descenso muy notable en el rendimiento del ciclo.

3.4 Ciclo Rankine con aceite térmico sintético como HTF y condensador de aire

En la mayoría de ocasiones, las plantas termosolares se ubican en zonas donde el agua es un recurso que escasea. Por tanto, contar con un condensador de agua no resulta la mejor opción, y se opta por refrigerar el agua con condensadores de aire. Estos pueden tener diseños muy diversos, por lo que se empleará un condensador como el empleado por Patnode [26], con el fin de poder comparar este trabajo con el suyo.

Este consume 101 kW por cada unidad de ventilador, por lo que habrá de saberse la potencia mínima necesaria para refrigerar el agua del ciclo de potencia en función de la presión del condensador de aire. Para ello, habrá que saber cuántas unidades son necesarias emplear en cada caso, teniendo en cuenta que la presión de salida de la turbina marcará el límite de la temperatura de salida del aire, teniendo que ser esta última menor que la primera. Así, se ha simulado el ciclo de la imagen para distintos valores de presión de salida de la turbina y distintas temperaturas del aire a la entrada del condensador:

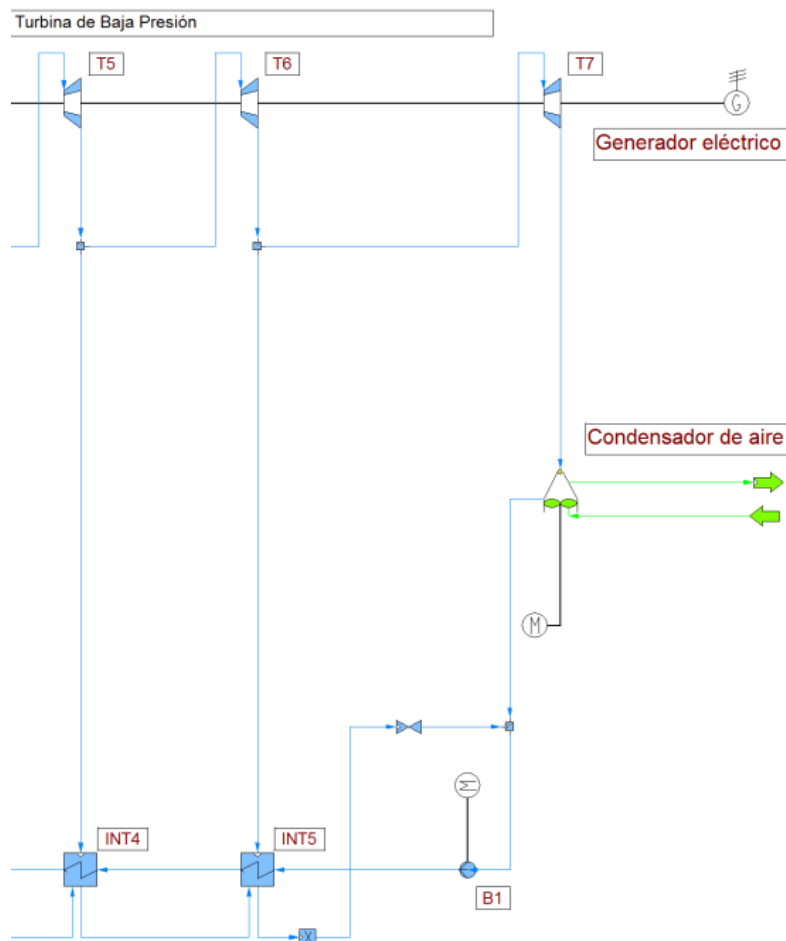


Figura 66: Extracto del ciclo Rankine con condensador de aire

Para el condensador de aire escogido, se han analizado los efectos que ocasionarían los cambios en la temperatura del aire a la entrada del condensador (temperatura del ambiente) o la presión del condensador sobre la temperatura de salida del aire, el flujo másico de este y el rendimiento del ciclo empleando las mínimas unidades de refrigeración posibles para que el ciclo sea factible.

La cantidad mínima de unidades de refrigeración para cada caso analizado son las siguientes:

P_{cond} (bar)	Temperatura de entrada del aire en el condensador								
	5 °C	10 °C	15 °C	20 °C	25 °C	30 °C	35 °C	40 °C	45 °C
0,06	4	5	6	9	12	23	-	-	-
0,08	4	4	5	7	9	12	22	-	-
0,10	4	4	4	6	7	9	13	25	-
0,12	3	4	4	5	6	8	10	16	34
0,14	3	4	4	5	5	7	9	12	20
0,16	3	3	4	4	5	6	7	10	15
0,18	3	3	3	4	5	6	7	9	12
0,20	3	3	3	4	4	5	6	8	10
0,22	3	3	3	4	4	5	6	7	9
0,24	3	3	3	4	4	5	5	7	8
0,26	3	3	3	3	4	4	5	6	8
0,28	3	3	3	3	4	4	5	6	7
0,30	3	3	3	3	4	4	5	6	7

Tabla 8: Cantidad mínima de unidades de refrigeración necesarias en función de la presión del condensador y la temperatura de entrada del aire al condensador (ciclo Rankine con aceite sintético)

Si bien en los casos de 0,06 bar con 35 °C, 0,08 bar con 40 °C y 0,10 bar con 45 °C la refrigeración sería posible, ello requeriría una elevadísima cantidad de unidades de refrigeración debido a que la temperatura de entrada se encontraría muy cercana a la de saturación para dichas presiones, por lo que se han descartado esas tres opciones. Las otras tres opciones han sido descartadas por el mero hecho de que resulta imposible refrigerar el agua con una temperatura de entrada de aire mayor a la de saturación del agua a la presión del condensador.

Cada unidad de refrigeración consumirá 101 kW, por lo que cuantas más unidades se requieran para que el agua de salida de la turbina pueda ser refrigerada, el consumo eléctrico de los ventiladores será mayor, y el rendimiento del ciclo descenderá.

El rendimiento del ciclo con condensador de aire se muestra en la siguiente figura, donde para el caso de $P_{\text{cond}}=0,08$ bar y $T_{\text{ambiente}}=25$ °C se obtiene un rendimiento del ciclo del 33,65 %, siendo prácticamente el mismo que el obtenido con condensador de agua para la misma presión y temperatura de refrigeración, y es que la potencia de refrigeración es de 909 kW en lugar de los 990 kW que se suponían en el caso del condensador de agua.

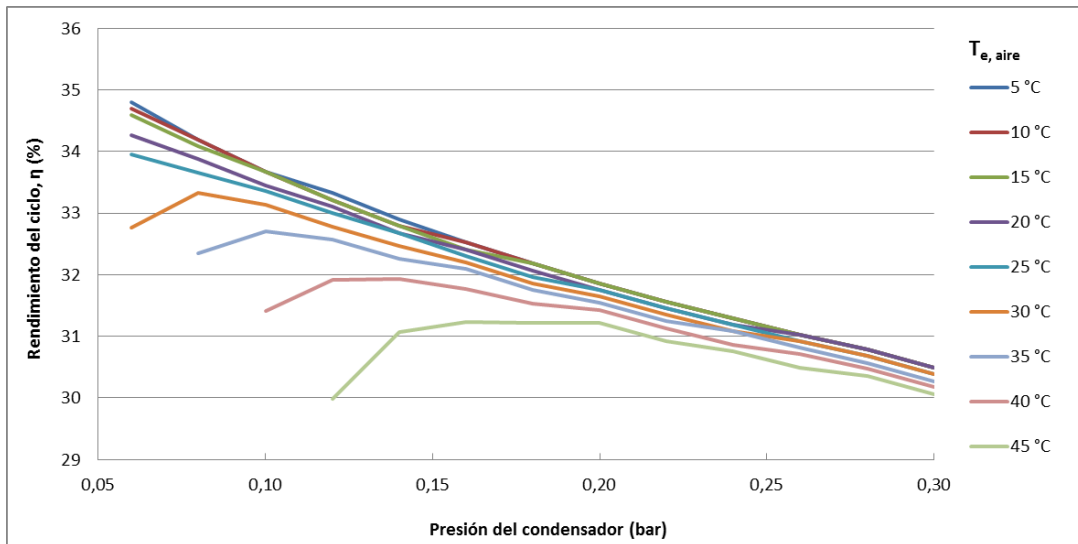


Figura 67: Rendimiento del ciclo Rankine con condensador de aire en función de la presión del condensador para distintas temperaturas del aire a la entrada del condensador (ciclo Rankine con aceite sintético)

Se aprecia claramente cómo el rendimiento del ciclo se ve mermado por el incremento de temperatura del ambiente, así como con el aumento de la presión del condensador.

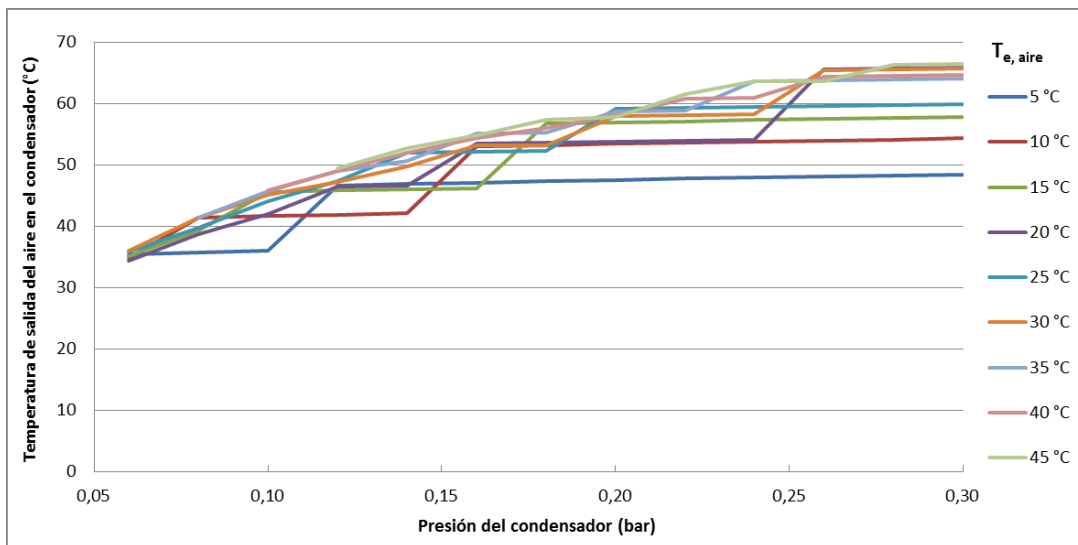


Figura 68: Temperatura de salida del condensador de aire en función de la presión del condensador para distintas temperaturas del aire a la entrada del condensador (ciclo Rankine con aceite sintético)

Para bajas temperaturas de ambiente el comportamiento del rendimiento del ciclo frente a la presión del condensador es similar al caso anterior donde el condensador era de agua. En el caso de elevadas temperaturas y baja presión del condensador, son necesarias muchas unidades de refrigeración para poder refrigerar, ya que la temperatura de saturación es casi la misma que la de ambiente, por lo que el rendimiento es bajo. Cuanto más aumenta la presión, la temperatura de saturación aumenta también, siendo necesarias menos unidades de refrigeración y, por ende, consumiendo menos potencia de refrigeración y aumentando así el rendimiento, hasta llegar a una presión en la que el rendimiento del ciclo desciende de nuevo por tener mayor peso el descenso de rendimiento debido al aumento de presión que el incremento de rendimiento debido a emplear menos unidades de refrigeración (menor consumo de potencia de refrigeración).

3.5 Ciclo Rankine con sales fundidas como HTF y condensador de agua

Tomando en IPSEpro como fluido las sales fundidas de composición $\text{NaNO}_3\text{-KNO}_3$ (60 % - 40 %), para un rango comprendido entre 221 °C y 600 °C (rango en el cual estas sales son estables), se puede obtener la entalpía del HTF con la siguiente correlación:

$$h_{\text{sales fundidas}}(T) = 0,000087 \cdot T^2 + 1,4458 \cdot T \quad (\text{kJ/kg, con } T \text{ en } ^\circ\text{C})$$

En la planta Solar Two (desierto de Mojave, California) se emplea un sistema con un tanque caliente a 565 °C y otro frío a 290 °C, por lo que se ha procedido a simular el ciclo de potencia con estas temperaturas de entrada y salida al ciclo, respectivamente.

Además, se han modificado las presiones de salida de las distintas etapas de la turbina. La presión del condensador, por su parte, se ha mantenido en 0,08 bar con el fin de poder comparar este ciclo con el de aceite térmico.

Teóricamente, como las sales fundidas salen del campo solar con una temperatura más elevada que la que se tenía para el caso del aceite, debería obtenerse un rendimiento del ciclo mayor que en el caso anterior, pues el vapor puede llevarse a una temperatura más elevada y, por tanto, al tener una entalpía mayor, en la turbina habría un salto entálpico mayor que haría aumentar la potencia bruta del ciclo.

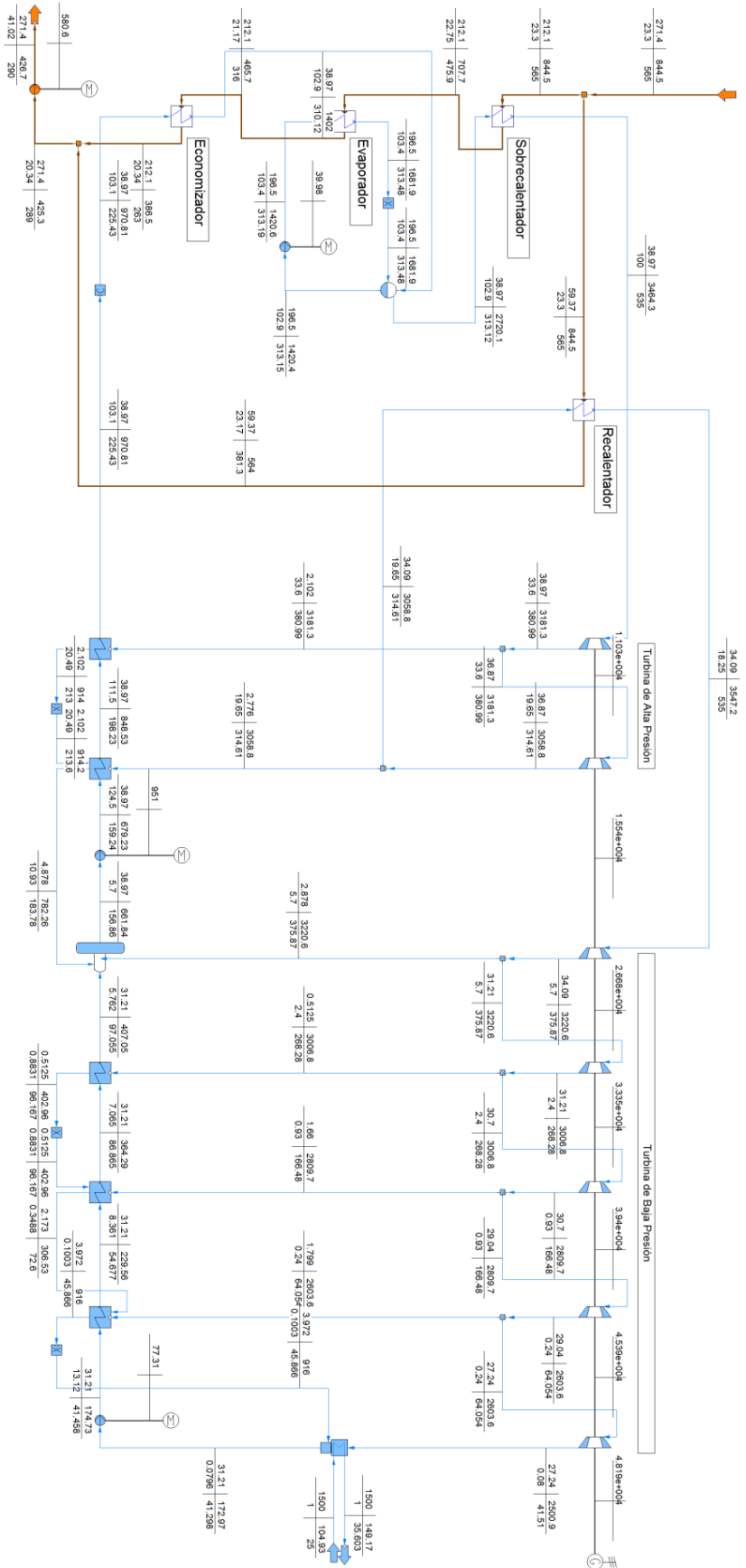
También será mayor la potencia calorífica aportada en el ciclo, pero el rendimiento del ciclo debería aumentar, según el teorema de Carnot.

Por tanto, en este apartado se comprobará si el rendimiento del ciclo se ve incrementado al aumentar la temperatura de salida del campo solar del HTF.

Para ello, se mantiene el esquema anterior con condensador de agua, mientras que se realizan las modificaciones pertinentes como cambiar el fluido caloportador de aceite sintético a sales fundidas o variar las presiones en la turbina para optimizar el ciclo, entre otras.

Viendo el resultado que ofrece el ciclo que se muestra en la siguiente página se concluye que, como se predecía, con las sales fundidas se puede obtener un mayor rendimiento que con el aceite sintético (38,82 %, aumentando más de 5 puntos porcentuales), dado que se puede trabajar con temperaturas más elevadas, pero será necesario un mayor aporte calorífico en el campo solar. Sin embargo, para comprobar si merece la pena el cambio de fluido será necesario un análisis del ciclo completo, teniendo en cuenta el campo solar, pues las pérdidas por convección y radiación también aumentarán cuando aumente la temperatura del HTF.

masflops | hku |
plear | tco



Potencia Turbina AP (MW)	15.0775
Potencia Turbina BP (MW)	31.6627
Potencia neta Turbina (MW)	46.7402
Potencia consumida (MW)	2.7256
Potencia neta ciclo (MW)	44.0146
Potencia calorífica aportada (MW)	113.3908
Rendimiento del ciclo (%)	38.8167

Figura 69: Ciclo Rankine con sales fundidas y condensador de agua

3.6 Ciclo Rankine con sales fundidas como HTF y condensador de aire

En este caso, con sales fundidas y un condensador de aire, y tratando de optimizarlo al máximo, se ha alcanzado un rendimiento de 37,74 %, un punto porcentual menor que el ciclo anterior donde el condensador era de agua. Sin embargo, con el aceite térmico y condensador de agua, para una temperatura de 25 °C se tenía un rendimiento del 33,65 %, por lo que se ha aumentado 4 puntos.

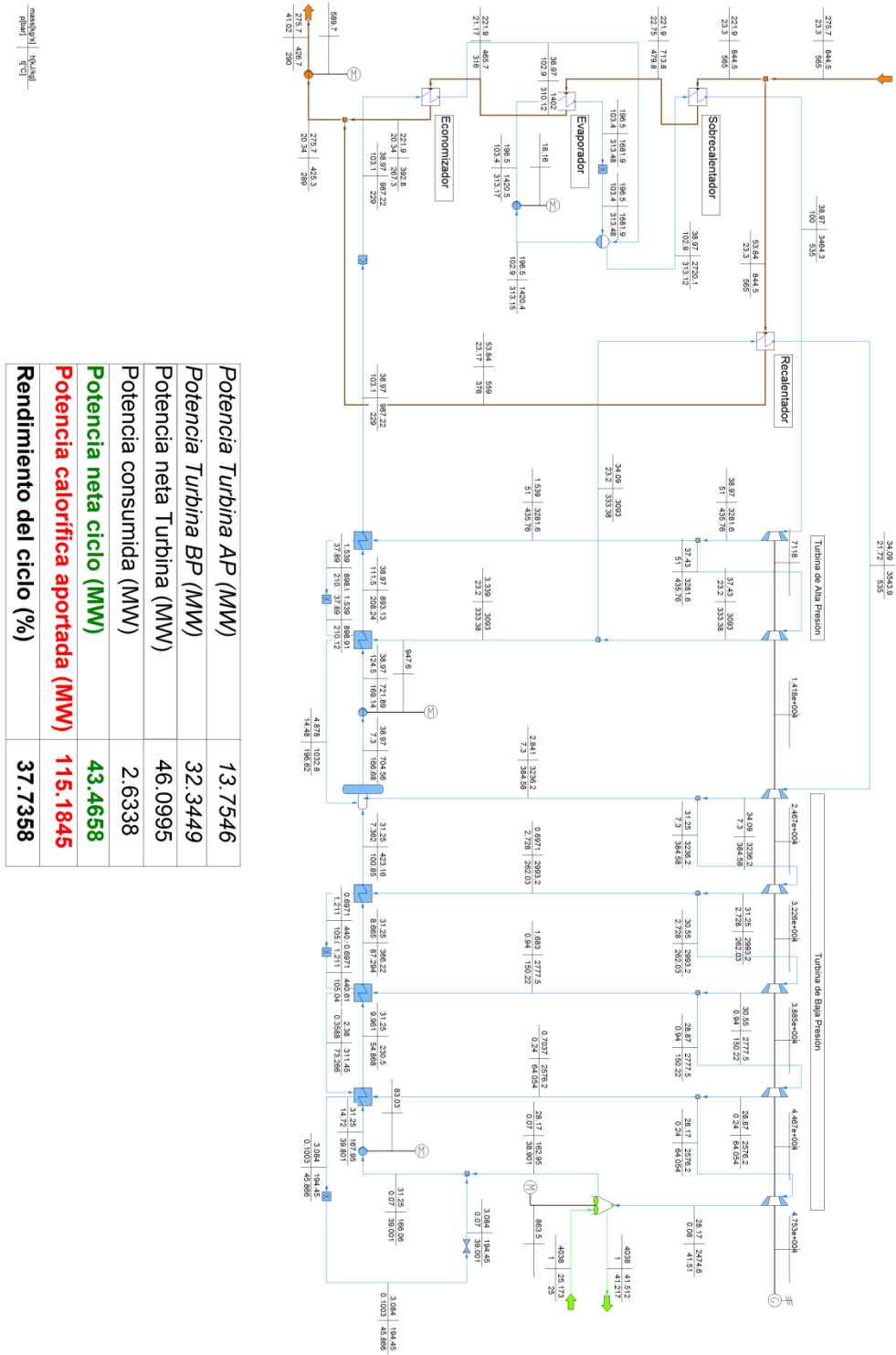


Figura 70: Ciclo Rankine con sales fundidas y condensador de aire

Para este ciclo de sales fundidas con condensador de aire también se ha analizado cuál es la cantidad mínima de unidades de refrigeración necesarias, tomando 101 kW como consumo unitario de refrigeración:

P_{cond} (bar)	Temperatura de entrada del aire en el condensador								
	5 °C	10 °C	15 °C	20 °C	25 °C	30 °C	35 °C	40 °C	45 °C
0,06	5	6	7	9	14	25	-	-	-
0,08	4	5	6	7	9	13	24	-	-
0,10	4	4	5	6	8	10	15	28	-
0,12	4	4	5	5	7	8	11	17	37
0,14	3	4	4	5	6	7	9	13	21
0,16	3	4	4	5	5	6	8	11	16
0,18	3	3	4	4	5	6	7	9	13
0,20	3	3	4	4	5	6	7	8	11
0,22	3	3	4	4	5	5	6	8	10
0,24	3	3	3	4	4	5	6	7	9
0,26	3	3	3	4	4	5	6	7	8
0,28	3	3	3	4	4	5	5	6	8
0,30	3	3	3	4	4	4	5	6	7

Tabla 9: Cantidad mínima de unidades de refrigeración necesarias en función de la presión del condensador y la temperatura de entrada del aire al condensador (ciclo Rankine con sales fundidas)

Se puede observar que, por lo general, son necesarias más unidades de refrigeración que en el caso del aceite sintético, y es que el flujo másico en el ciclo con sales fundidas es ligeramente mayor que en el anterior, por lo que será necesario refrigerar con algo más de potencia.

El rendimiento del ciclo es entre 4 y 5 puntos porcentuales mayor que en el ciclo de aceite sintético en el conjunto de valores analizados, siendo la gráfica casi idéntica a la anterior:

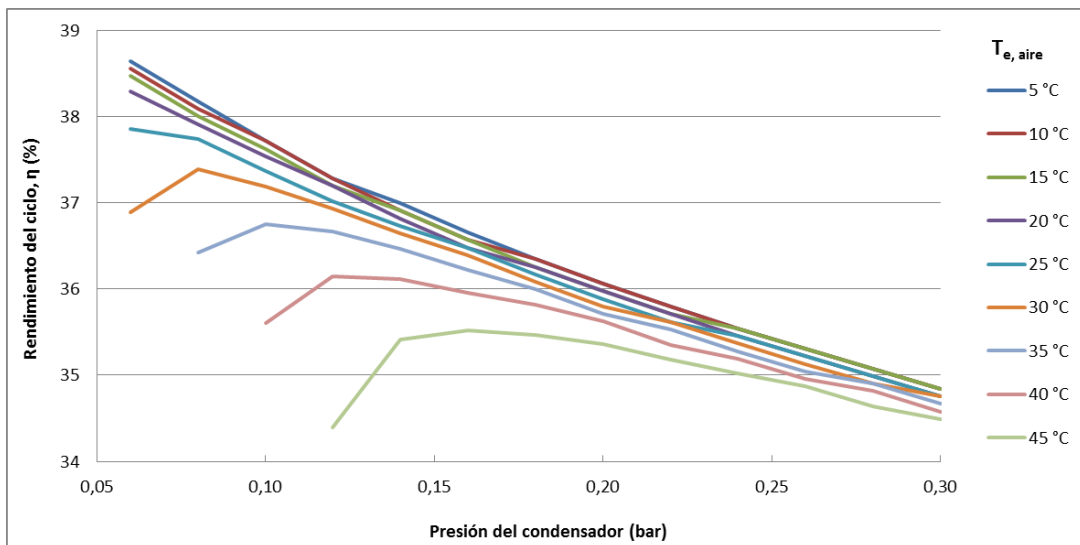


Figura 71: Rendimiento del ciclo Rankine con condensador de aire en función de la presión del condensador para distintas temperaturas del aire a la entrada del condensador (ciclo Rankine con sales fundidas)

La temperatura de salida del condensador de aire, por su parte, es muy similar a la obtenida en el ciclo con aceite sintético:

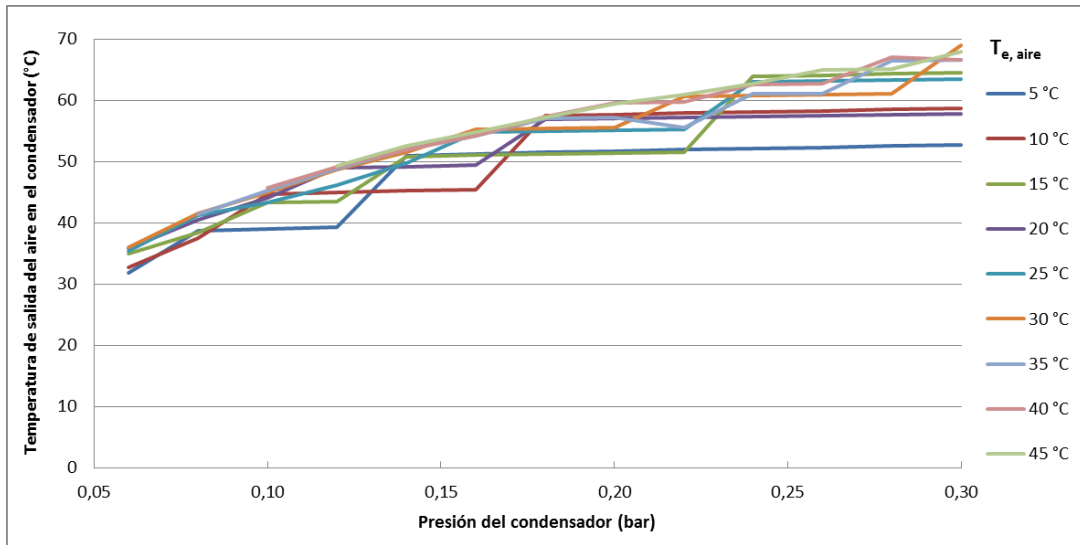


Figura 72: Temperatura de salida del condensador de aire en función de la presión del condensador para distintas temperaturas del aire a la entrada del condensador (ciclo Rankine con sales fundidas)

Cabe destacar que para poder realizar las simulaciones ha habido que modificar la presión anterior a la de la salida de la turbina como se indica en la siguiente tabla:

P_{cond} (bar)	P_g (bar)
0,06	0,24
0,08	0,24
0,10	0,24
0,12	0,26
0,14	0,28
0,16	0,30
0,18	0,32
0,20	0,34
0,22	0,36
0,24	0,38
0,26	0,40
0,28	0,42
0,30	0,44

Tabla 10: Modificación de la presión anterior a la de salida de la turbina para cada caso (ciclo Rankine con sales fundidas)

3.7 Conclusión

Este capítulo ha servido como guía para comparar distintas configuraciones del ciclo Rankine. Tras el análisis de cada configuración se concluye que el ciclo con mayor eficiencia es el que trabaja con sales fundidas como HTF y con condensador de agua. Para el caso de 0,08 bar de presión del condensador se han obtenido los siguientes resultados:

	Condensador de agua	Condensador de aire
Aceite sintético	33,67 %	33,65 %
Sales fundidas	38,82 %	37,74 %

Tabla 11: Resumen de los resultados obtenidos para el rendimiento del ciclo para las configuraciones de ciclo Rankine analizadas

Sin embargo, empleando el ciclo con condensador de aire se consigue un rendimiento similar al de agua, aunque ligeramente menor. Por ello, resulta una opción interesante emplear este tipo de condensadores en aquellos lugares donde el agua es un recurso escaso, que, por lo general, coincide con aquellos en los cuales la radiación directa es mayor.

Como nota de cara a posteriores análisis, cabe recordar que a los ciclos que se han analizado no se les ha supuesto pérdidas de presión en las tuberías, se han analizado en estado estacionario, las propiedades de los fluidos han sido definidas por el programa (sin acceso posible por parte de usuario, lo que imposibilita trabajar con algunos fluidos), la potencia de refrigeración del condensador de agua se ha supuesto constante e igual a 990 kW, y los intercambiadores de calor se han considerado perfectamente aislados, dando lugar a una transferencia de calor sin pérdidas.

Capítulo 4

Optimización de ciclos Brayton

Los ciclos Brayton convencionales comprimen aire para posteriormente mezclarlo con un combustible en la cámara de combustión, donde absorbe calor y aumenta su temperatura. Posteriormente se expande en una turbina, con la que se obtiene energía eléctrica.

Sin embargo, en centrales termosolares existe la opción de trabajar solamente con aire, sin necesidad de emplear un combustible para aumentar la temperatura a través de la combustión, ya que ese aumento se puede obtener gracias a la concentración de los rayos solares.

Esta concentración es mayor en las centrales de tipo torre que en las Fresnel o las cilindro-parabólicas, dado que todos los reflectores están orientados hacia el mismo punto, obteniendo un factor de concentración mayor. La tecnología de disco, debido a sus características explicadas anteriormente, está más reservada a ciclos Stirling.

Por tanto, en este apartado se van a analizar ciclos Brayton que únicamente emplean aire como fluido y que su calentamiento viene dado por la concentración de rayos solares sobre un receptor en centrales de tipo torre.

4.1 Ciclo Brayton simple

Se ha decidido comenzar con un análisis de un ciclo básico, como es el de la figura que sigue:

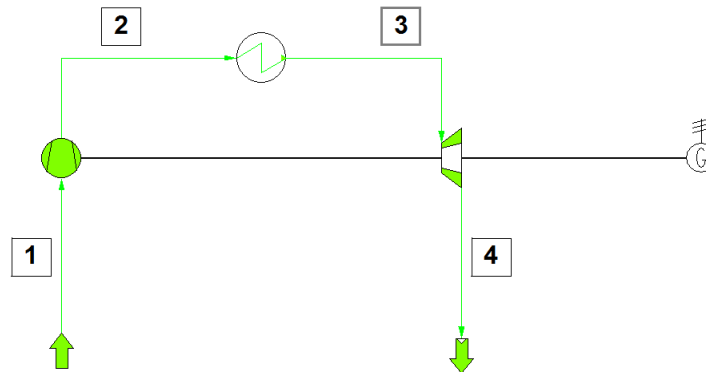


Figura 73: Ciclo Brayton simple

En el ciclo expuesto, el punto 1 hace referencia a la entrada del aire desde el ambiente. El aire pasa por un compresor donde se eleva su presión (punto 2) y se envía al receptor de torre. Es aquí donde se produce el aumento de temperatura, gracias a la concentración de los rayos solares, como se ha comentado previamente. Así, llega al punto 3 con una entalpía mayor, lo cual se aprovecha para pasar el aire por una turbina de gas y expandirlo, generando energía eléctrica a su paso. El giro de la turbina hace mover el compresor, ya que están conectados con un eje solidario, por lo que parte de la energía obtenida gracias a la expansión en la turbina se emplea para comprimir el aire.

En las siguientes líneas se va a estudiar el efecto de variar la relación de compresión y de la temperatura de entrada a la turbina (la salida del receptor de la torre). Para ello, se han partido de los siguientes datos:

- Presión atmosférica: $P_1 = 1,01325 \text{ bar}$ (1 atm).
- Temperatura del entorno: $T_1 = 30 \text{ °C}$.
- Rendimiento mecánico del compresor: $\eta_{\text{mec},c} = 0,99$.
- Rendimiento isoentrópico del compresor: $\eta_{s,c} = 0,922$.
- Caída de presión del aire en la torre: $\Delta P = 0,22214 \text{ bar}$.
- Rendimiento mecánico de la turbina: $\eta_{\text{mec},t} = 1$.
- Rendimiento isoentrópico de la turbina: $\eta_{s,t} = 0,85$.
- Presión de salida de la turbina: $P_4 = 1,01325 \text{ bar}$ (1 atm).

La relación de compresión viene definida en la (76). Esta se variará entre los valores de 2 y 30, aumentando unitariamente, mientras que la temperatura de entrada a la turbina de gas se incrementará desde 500 °C hasta 1500 °C, cada 100 °C.

Se ha simulado el ciclo programándolo en VBA (ver Anexo 2) empleando como referencia de entalpías y de presiones aparentes la tabla de propiedades de gas ideal para el aire proporcionada por Moran y Shapiro [20], e interpolando linealmente para aquellos valores intermedios. El rendimiento del ciclo obtenido para cada uno de los casos se ha representado en la siguiente gráfica tridimensional:

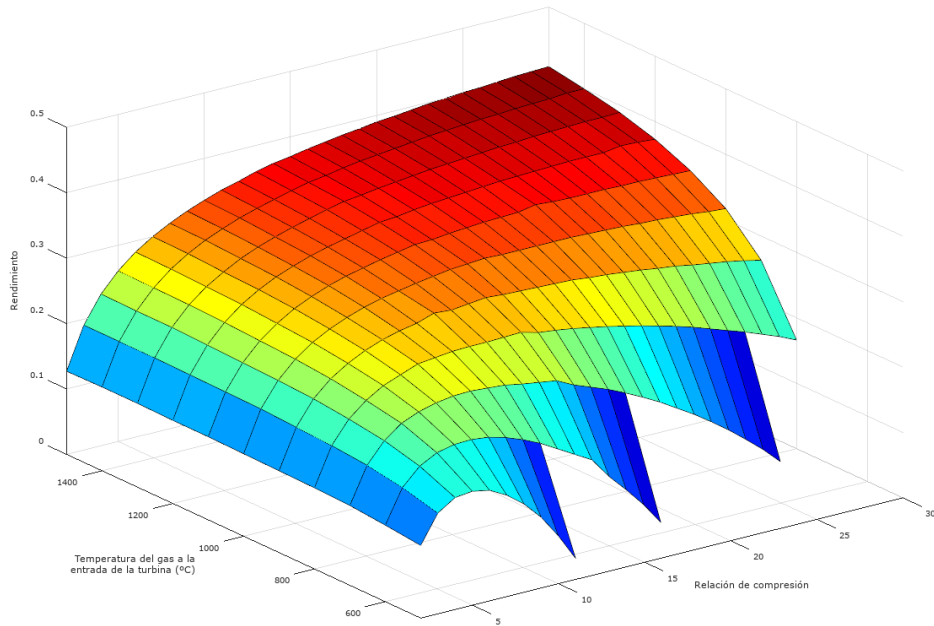


Figura 74: Rendimiento del ciclo Brayton simple en función de la relación de compresión y de la temperatura a la entrada de la turbina

Se aprecia que aparecen casos que no han sido mostrados, puesto que el rendimiento resultaba ser negativo, por lo que han sido suprimidos de la representación gráfica.

Viendo la curva que representan las temperaturas más bajas se puede observar que existe un óptimo en la relación de compresión para cada temperatura, y que a medida que la temperatura es mayor, el mayor rendimiento se encuentra en relaciones de compresión más altas.

4.2 Ciclo Brayton con recalentamiento

El ciclo Brayton puede mejorarse si se aplica un recalentamiento intermedio:

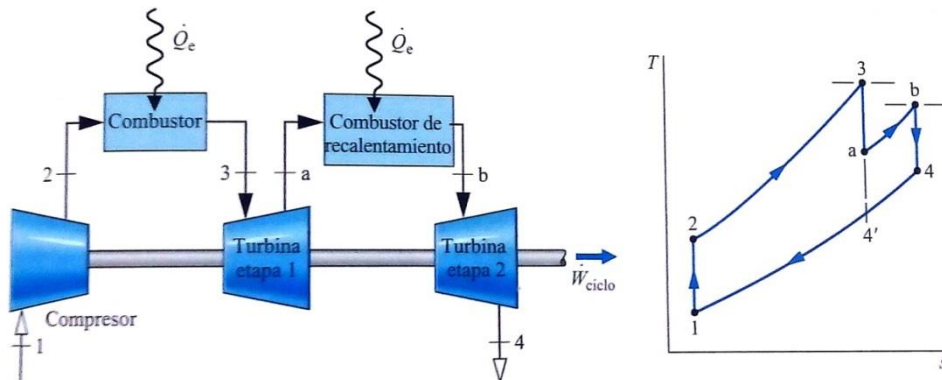


Figura 75: Ciclo Brayton con recalentamiento (aire y combustible) [20]

Sin embargo, se desea prescindir del combustible y emplear solamente aire calentado a su paso por el absorbedor de la torre solar. Por ello, se ha modificado el ciclo, dejándolo como sigue:

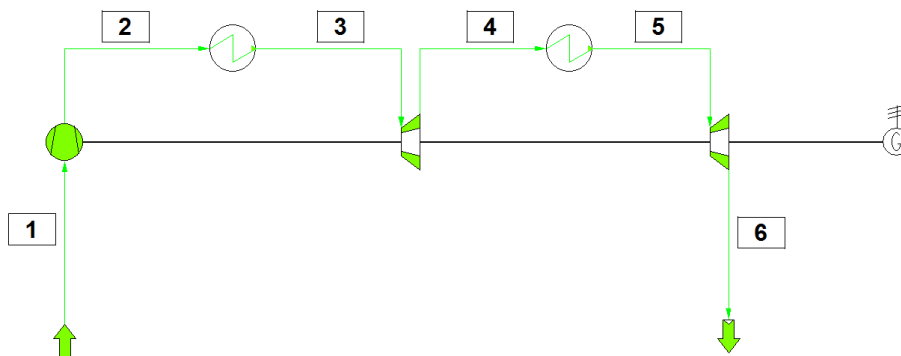


Figura 76: Ciclo Brayton con recalentamiento (solo aire)

El aire entra del ambiente (1) y, tras pasar por el compresor (2), se calienta en el absorbedor (3) para posteriormente llegar a la turbina, donde se transformará parte de la energía térmica en energía eléctrica. La salida de esta etapa de la turbina (4) se recalienta (5) para poder hacer pasar el aire por la siguiente etapa de la turbina de gas (5), expulsándolo finalmente al ambiente (6).

Para buscar el punto óptimo de este ciclo, los factores más importantes a tener en cuenta son la relación de compresión y las presiones y temperaturas a la salida de las turbinas. Suponiendo que las temperaturas de entrada a las dos turbinas (puntos 3 y 5) fueran iguales, se ha analizado este ciclo en los siguientes rangos:

- Relación de compresión: $rc \in [2, 30]$.
- Presión de salida de la primera etapa de la turbina: $P_4 \in [1, 30]$ bar.
- Temperatura de entrada a ambas etapas de la turbina: $T_3, T_5 \in [500, 1500]$ °C.

De nuevo, se ha programado el ciclo en VBA (ver Anexo 2), para comprobar cuál es el punto de trabajo óptimo para cada caso estudiado. Así, se ha obtenido que la presión intermedia óptima para cada caso varía como se muestra en la siguiente tabla y su representación gráfica:

Relación de compresión	Presión intermedia óptima (bar)										
	Temperatura a la entrada de la turbina (°C)										
	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
2	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80
3	2,40	2,60	2,75	2,80	2,80	2,80	2,80	2,80	2,80	2,80	2,80
4	3,05	3,65	3,40	3,30	3,55	3,55	3,55	3,75	3,75	3,75	3,80
5	3,45	3,65	3,95	4,00	4,25	4,20	4,45	4,30	4,50	4,50	4,40
6	3,90	3,65	5,45	4,65	4,65	4,85	5,10	4,95	5,20	5,20	5,25
7	4,15	3,65	5,45	5,35	5,45	5,70	5,60	5,75	6,05	5,85	6,05
8	3,75	4,85	5,45	5,70	5,75	6,00	6,10	6,25	6,50	6,65	6,85
9	4,20	5,40	5,45	6,00	6,50	6,35	6,75	6,90	7,05	7,20	7,55
10	4,70	5,70	5,45	7,95	6,90	7,05	7,25	7,40	7,55	7,85	8,00
11	5,15	5,85	5,45	7,95	7,40	7,70	7,95	8,05	8,20	8,35	8,45
12	5,65	6,15	5,45	7,95	7,65	7,85	8,15	8,75	8,90	9,05	9,15
13	6,10	6,25	6,85	7,95	8,15	8,55	8,65	8,90	9,10	9,80	9,90
14	6,60	6,50	7,25	7,95	8,40	8,70	9,40	9,60	9,80	10,00	10,15
15	5,35	6,55	7,60	7,95	8,85	9,20	9,55	10,40	10,50	10,65	10,60
16	5,35	6,60	8,00	7,95	11,30	9,70	10,25	10,55	10,65	10,85	10,95
17	5,35	6,65	8,25	7,95	11,30	9,90	10,55	11,10	11,40	11,60	11,70
18	5,35	7,00	8,10	7,95	11,30	10,20	10,65	11,15	11,50	11,70	12,50
19	5,20	5,65	8,30	7,95	11,30	10,70	11,30	11,50	11,85	12,40	12,60
20	5,40	5,95	8,20	7,95	11,30	10,70	11,80	11,55	12,60	12,80	13,35
21	5,40	6,25	8,60	7,95	11,30	11,25	11,80	12,70	12,65	13,55	13,75
22	5,20	6,55	8,80	7,95	11,30	11,75	12,30	12,70	13,85	13,65	13,80
23	-	6,85	9,15	7,95	11,30	12,00	12,85	13,00	13,90	13,95	14,60
24	-	7,15	9,10	7,95	11,30	12,50	13,15	13,80	14,20	14,80	14,95
25	-	7,45	9,25	10,10	11,30	15,75	13,10	13,80	14,75	15,10	15,75
26	-	7,75	9,25	10,50	11,30	15,75	13,60	14,10	14,75	15,10	16,15
27	-	8,05	9,25	10,70	11,30	15,75	13,90	14,40	15,05	15,95	16,15
28	-	8,35	9,40	10,40	11,30	15,75	14,40	15,10	14,95	16,25	16,45
29	-	8,60	9,35	10,60	11,30	15,75	14,25	15,65	15,25	16,55	17,35
30	-	8,95	9,30	11,05	11,30	15,75	14,50	15,50	16,65	17,65	17,65

Tabla 12: Presión intermedia óptima para cada relación de compresión y temperatura a la entrada de la turbina

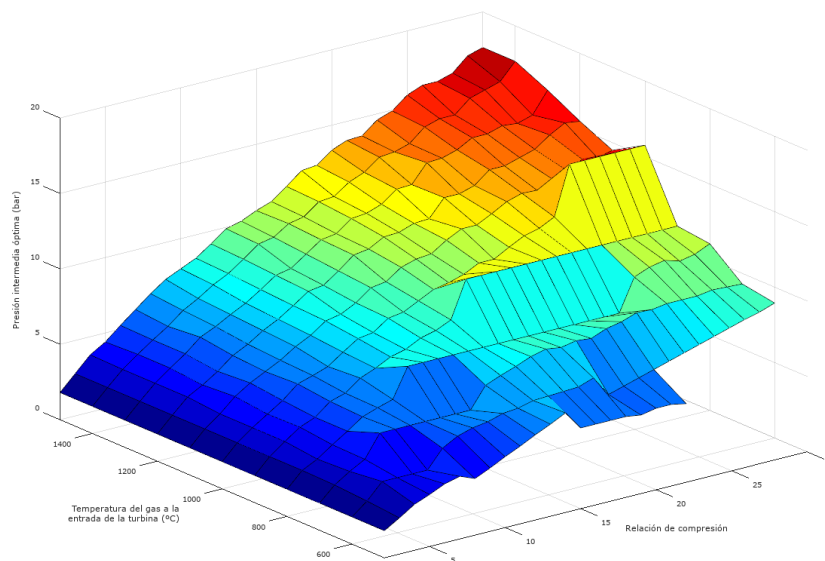


Figura 77: Presión intermedia óptima del ciclo Brayton con recalentamiento en función de la relación de compresión y de la temperatura a la entrada de la turbina

Si bien la superficie que describen los resultados no resulta uniforme, se puede extraer la conclusión de que a medida que la relación de compresión aumenta y la presión a la salida del compresor es mayor, la presión intermedia crecerá más a elevadas temperaturas que a bajas. También se ve cómo es necesario aumentar la presión intermedia cuanto mayor es la presión de salida del compresor, lo cual puede resultar evidente.

El rendimiento obtenido en esos puntos óptimos se muestra en la siguiente tabla y la gráfica tridimensional que la representa:

Relación de compresión	Rendimiento para la presión intermedia óptima (%)										
	Temperatura a la entrada de las turbinas (°C)										
	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
2	1,44	3,11	4,21	4,91	5,46	5,86	6,17	6,41	6,60	6,76	6,85
3	9,90	11,47	12,82	13,66	14,27	14,69	15,01	15,24	15,41	15,56	15,63
4	13,17	16,24	17,42	18,45	19,17	19,66	20,02	20,30	20,49	20,65	20,74
5	15,20	19,05	20,35	21,56	22,44	22,99	23,40	23,71	23,96	24,13	24,23
6	16,26	20,47	22,51	23,76	24,76	25,41	25,89	26,24	26,51	26,71	26,84
7	16,68	21,18	24,20	25,36	26,49	27,25	27,79	28,19	28,48	28,73	28,87
8	16,91	21,83	25,33	26,60	27,85	28,73	29,32	29,77	30,10	30,36	30,52
9	16,92	22,22	26,02	27,55	28,93	29,89	30,55	31,05	31,42	31,70	31,88
10	16,48	22,36	26,48	28,46	29,81	30,85	31,59	32,13	32,53	32,85	33,04
11	15,84	22,39	26,78	29,22	30,54	31,67	32,49	33,07	33,51	33,84	34,06
12	14,86	22,27	26,86	29,78	31,13	32,35	33,25	33,86	34,34	34,70	34,93
13	13,93	22,23	27,03	30,31	31,72	33,01	33,96	34,62	35,12	35,50	35,75
14	12,99	22,21	27,32	30,77	32,27	33,63	34,61	35,32	35,84	36,25	36,51
15	10,81	21,35	26,98	30,71	32,42	33,89	34,95	35,73	36,30	36,74	37,03
16	9,48	20,88	26,92	30,83	32,83	34,27	35,39	36,22	36,82	37,28	37,59
17	8,08	20,36	26,80	30,92	33,15	34,59	35,78	36,66	37,28	37,78	38,11
18	6,62	19,82	26,65	30,95	33,44	34,89	36,13	37,05	37,71	38,23	38,58
19	5,07	19,30	26,45	30,92	33,66	35,14	36,43	37,40	38,09	38,64	39,01
20	3,47	18,83	26,23	30,88	33,83	35,36	36,71	37,71	38,45	39,01	39,40
21	1,81	18,32	26,00	30,79	33,97	35,56	36,96	38,00	38,77	39,36	39,78
22	0,08	17,72	25,73	30,72	34,07	35,73	37,19	38,27	39,08	39,69	40,12
23	-	17,05	25,42	30,59	34,12	35,87	37,39	38,50	39,36	39,98	40,43
24	-	16,34	25,09	30,44	34,18	36,00	37,57	38,74	39,62	40,26	40,73
25	-	15,57	24,75	30,29	34,19	36,16	37,73	38,94	39,85	40,51	41,00
26	-	14,70	24,39	30,17	34,20	36,31	37,88	39,12	40,07	40,75	41,26
27	-	13,82	24,01	30,02	34,17	36,44	38,01	39,29	40,26	40,97	41,50
28	-	12,89	23,64	29,88	34,16	36,55	38,14	39,45	40,45	41,19	41,73
29	-	11,89	23,24	29,73	34,11	36,65	38,24	39,60	40,62	41,39	41,94
30	-	10,75	22,79	29,53	34,02	36,70	38,33	39,72	40,77	41,57	42,14

Tabla 13: Rendimiento del punto óptimo para cada relación de compresión y temperatura a la entrada de la turbina

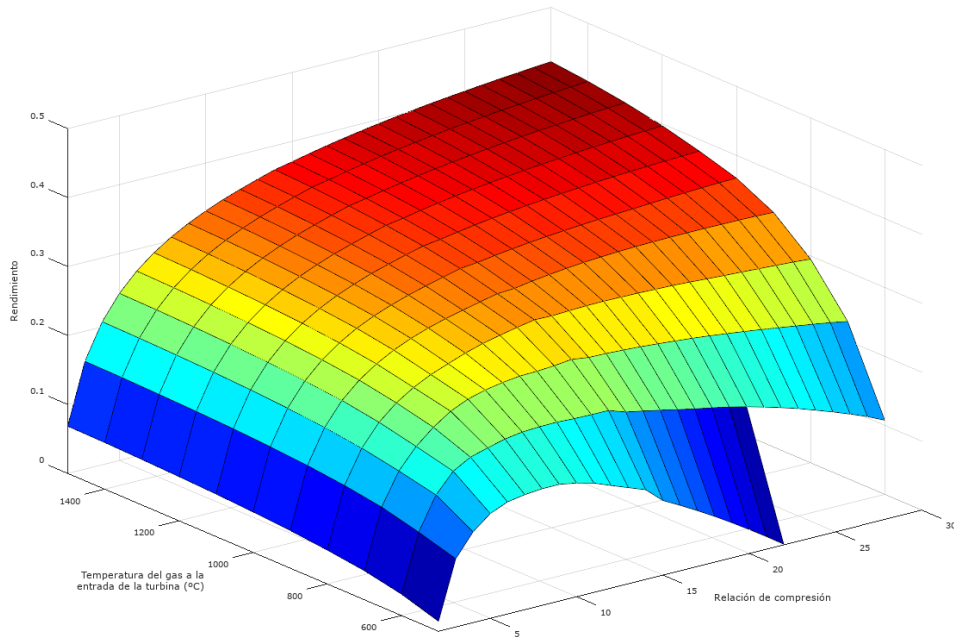


Figura 78: Rendimiento del ciclo Brayton con recalentamiento en función de la relación de compresión y de la temperatura a la entrada de la turbina

El comportamiento del rendimiento del ciclo con recalentamiento con las temperaturas de entrada a las turbinas iguales es muy similar al de un ciclo simple. Sin embargo, presentan algunas diferencias, por lo que habrá casos en los que sea más eficiente emplear un ciclo que otro, como se puede comprobar en la siguiente imagen:

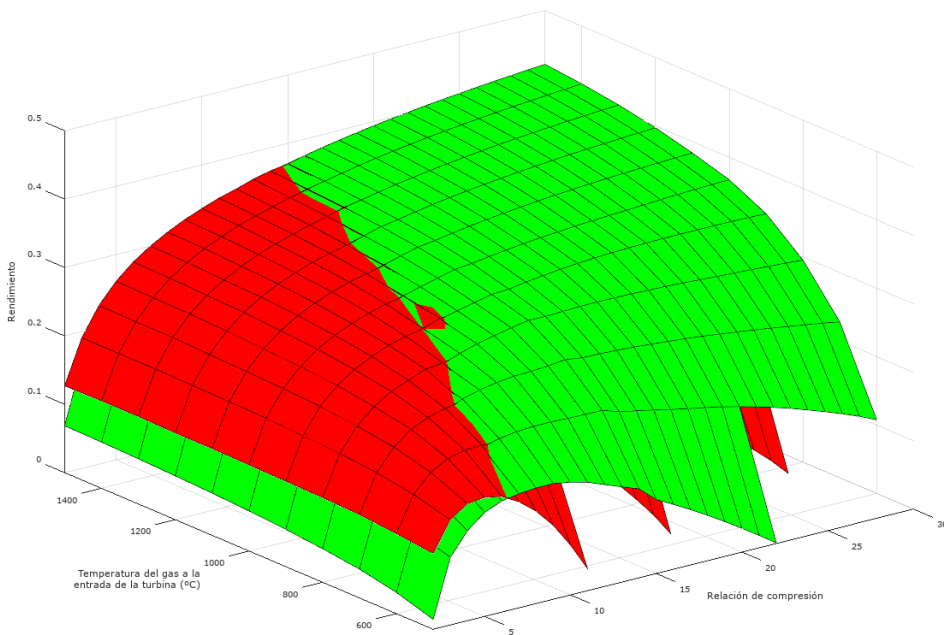


Figura 79: Comparación del rendimiento entre el ciclo Brayton simple (rojo) y con recalentamiento (verde) en función de la relación de compresión y de las temperaturas a la entrada de las turbinas

Se extrae la conclusión de que a bajas relaciones de compresión y menores valores de temperatura a la entrada de las turbinas no merece la pena realizar un recalentamiento, ya que se obtiene mayor rendimiento con el ciclo básico.

Con intención de verificar si el ciclo programado en VBA se atiene a los mismos resultados que ofrecería el *software* comercial IPSEpro-PSE, se han realizado 40 casos repartidos en todo el rango tanto de relación de compresión como de temperaturas a la entrada de las turbinas. Los resultados se muestran en la siguiente figura, donde se concluye que son suficientemente aproximados como para poder validar el modelo realizado en VBA.

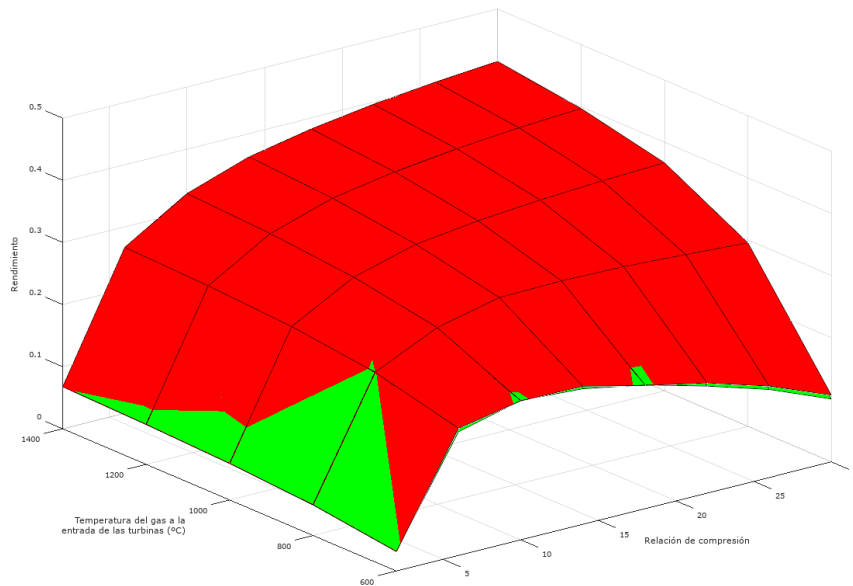


Figura 80: Comparación del rendimiento entre el ciclo Brayton con recalentamiento programado en VBA (rojo) con el simulado en IPSEpro-PSE (verde)

En el ciclo expuesto en este apartado aparecen dos etapas de absorción de calor: la primera corresponde a la etapa principal, donde el aire se calienta hasta la temperatura deseada; la segunda, por su parte, es la etapa de recalentamiento, en la cual el aire caliente de la salida de la turbina se calienta más para poder emplearlo nuevamente en la siguiente turbina de gas, antes de expulsarlo al ambiente. Resulta interesante estudiar cuánto calor es necesario absorber en cada una de las dos etapas. En la mayoría de los casos se absorberá más calor en la primera, puesto que parte de una temperatura ambiente y la segunda de una temperatura elevada, mientras que en ambas etapas el aire entra a la turbina a la misma temperatura.

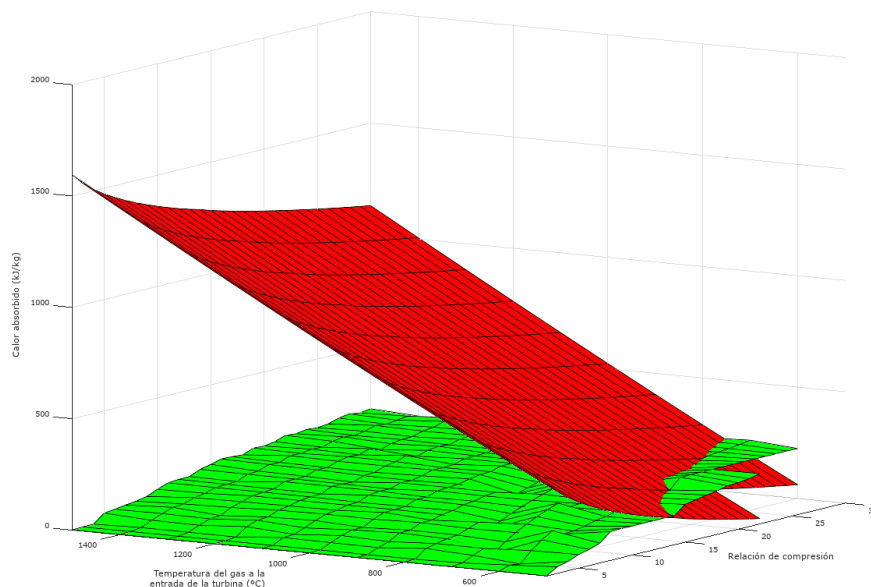


Figura 81: Calor absorbido por la etapa principal (kJ/kg) (rojo) y por la de recalentamiento (verde)

A elevadas relaciones de compresión el aire comprimido alcanza temperaturas muy cercanas a las de la entrada a la turbina, por lo que el calor absorbido en la etapa principal es muy bajo, menor incluso que el de la etapa de recalentamiento. Sin embargo, se puede comprobar cómo, por norma general, el calor absorbido en el recalentamiento es mucho menor que el de la etapa principal.

En las gráficas anteriores a esta última se ha mostrado únicamente el rendimiento del ciclo, sin mencionar en ningún momento la potencia neta obtenida ni la potencia calorífica necesaria. Esto se debe a que estas dependen proporcionalmente del flujo másico. Por tanto, en lugar de la potencia obtenida se ha optado por mostrar el resultado del salto entálpico en la turbina (considerando las dos etapas), el cual multiplicado por el flujo másico resulta en la potencia obtenida:

Relación de compresión	Salto entálpico en la turbina (kJ/kg)										
	Temperatura a la entrada de las turbinas (°C)										
	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
2	6,0	16,4	27,0	37,1	47,6	58,0	68,4	78,8	89,1	99,5	109,3
3	39,3	56,7	76,4	96,5	117,4	138,2	159,1	179,9	200,7	221,6	242,0
4	48,7	73,0	101,0	129,9	154,1	181,6	209,2	232,9	260,1	287,4	313,1
5	54,3	88,6	115,3	147,2	176,6	209,6	237,6	272,6	301,1	333,1	367,1
6	55,5	97,0	114,5	157,9	194,8	228,0	260,2	298,8	330,3	366,2	400,7
7	55,5	101,3	125,9	163,5	201,9	237,6	278,3	315,0	348,7	391,5	426,0
8	59,4	93,7	133,8	170,4	212,4	251,5	291,9	331,6	369,1	408,1	445,3
9	56,2	91,4	138,9	175,5	214,6	261,1	299,9	341,9	383,5	424,9	461,6
10	51,5	90,0	142,3	163,9	219,2	263,9	307,7	351,8	395,5	436,7	479,1
11	46,9	89,2	144,5	170,2	221,4	266,3	311,4	357,7	403,4	448,8	493,8
12	41,5	86,6	145,2	174,9	225,1	273,1	319,7	361,4	408,6	455,5	502,1
13	37,0	85,8	134,4	179,4	226,2	273,5	323,9	371,9	420,2	461,1	509,1
14	32,8	84,2	133,2	183,4	229,6	279,6	324,7	374,7	424,3	473,7	522,5
15	29,7	79,8	128,5	183,0	227,0	277,7	328,1	372,2	424,0	475,2	528,0
16	25,7	77,4	125,4	184,1	210,4	277,5	327,0	378,6	431,8	483,9	535,9
17	21,6	74,8	123,1	184,9	213,6	279,6	329,6	379,9	431,8	484,8	537,8
18	17,4	70,6	123,1	185,3	216,4	280,5	333,7	385,8	438,6	492,9	538,6
19	13,3	75,3	120,7	185,0	218,7	279,1	331,8	388,0	441,9	493,3	547,3
20	8,8	71,4	120,0	184,7	220,4	281,8	331,1	392,7	440,5	496,6	547,5
21	4,5	67,5	116,2	184,0	221,8	279,6	334,8	386,1	446,1	495,8	551,5
22	0,2	63,5	113,5	183,5	222,8	277,6	333,6	390,7	439,8	501,5	558,9
23	-	59,4	109,9	182,4	223,5	277,4	331,8	391,8	444,6	504,6	557,5
24	-	55,3	108,3	181,1	224,0	275,1	332,0	388,4	446,6	501,9	560,6
25	-	51,3	105,6	165,2	224,2	254,3	334,7	391,8	445,9	504,4	558,8
26	-	47,1	103,6	161,8	224,4	256,0	332,8	392,3	450,0	509,4	560,8
27	-	43,1	101,6	159,5	224,1	257,5	332,4	392,5	451,0	506,1	566,6
28	-	39,1	98,8	160,3	224,0	258,8	330,3	389,5	455,5	508,0	569,0
29	-	35,1	96,9	158,0	223,6	259,9	333,0	387,5	456,1	509,4	565,6
30	-	30,8	94,7	154,0	222,8	260,6	332,4	390,7	447,1	503,7	567,4

Tabla 14: Salto entálpico en la turbina de gas para cada relación de compresión y temperatura a la entrada de la turbina

Capítulo 5

Optimización de ciclos combinados

Como se ha explicado en el Capítulo 2, los ciclos combinados permiten obtener mayores rendimientos que los ciclos Rankine o Brayton. Esto es debido al aprovechamiento de la energía que tienen los gases a la salida de la turbina de gas del ciclo Brayton, los cuales se emplean para calentar el agua que circula por el ciclo Rankine, produciendo vapor y generando a su vez más energía eléctrica.

Al intercambiador de calor en el cual se efectúa este traspaso de calor del gas al agua se le denomina HRSG, por sus siglas en inglés (*Heat Recovery Steam Generator*), ya que consiste en recuperar el calor del gas y reaprovecharlo generando vapor. El diseño de este es crucial en la optimización del ciclo combinado, puesto que es el que va a limitar las temperaturas en cada punto del ciclo, prácticamente.

Asimismo, es igual de importante determinar si se realizará un ciclo combinado con varios niveles de presión o no. Esto último se refiere a la cantidad de etapas que tendrá la turbina de vapor, ya que cuantas más tenga mayor será el rendimiento, como se ha visto en el capítulo dedicado al ciclo Rankine.

En este capítulo se analizarán dos ciclos combinados diferentes, sobre los cuales se procederá a variar la temperatura de los gases a la salida de la turbina de gas, tratando de optimizarlos para cada caso.

Para ello, primero se parte de un ciclo combinado basado en la Fig. 1 de [28], de dos niveles de presión, con el matiz de que en este caso el fluido gaseoso no es una mezcla de aire y combustible, sino solo aire que se ha calentado a su paso por una torre solar.

El segundo ciclo a analizar se basará en el ciclo combinado de dos niveles de presión propuesto en la Fig. 2 de [29], también empleando solo aire como fluido gaseoso.

5.1 Ciclo combinado nº 1

El primer ciclo combinado del que se parte en este trabajo es el siguiente:

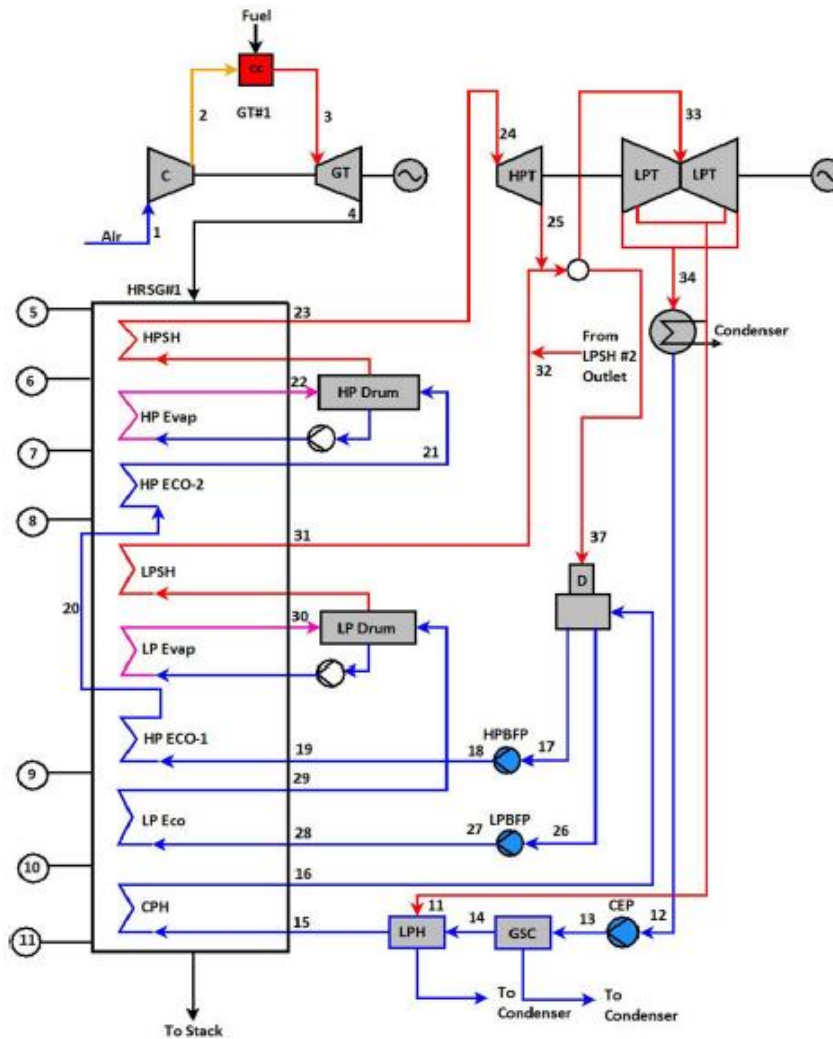


Figura 82: Ciclo combinado de doble etapa [28], usado como referencia

Donde:

- **HPSH:** Sobrecalentador de alta presión.
- **HP Evap:** Evaporador de alta presión.
- **HP Eco-2:** Economizador de alta presión nº 2.
- **LPSH:** Sobrecalentador de baja presión.
- **LP Evap:** Evaporador de baja presión.
- **HP Eco-1:** Economizador de alta presión nº 1.
- **LP Eco:** Economizador de baja presión.
- **CPH:** Precalentador del condensado.

Este nuevo ciclo requiere un estudio exhaustivo, puesto que tiene muchas variables que se pueden modificar para buscar el punto óptimo para cada caso. En este apartado se estudiará el efecto que tiene la temperatura de entrada a la entrada de la turbina de gas.

Como se aprecia, el ciclo de gas es simple, sin recalentamiento, por lo que se simulará así. Sin embargo, se ha visto en el capítulo anterior que el rendimiento del ciclo se puede mejorar si se

emplea recalentamiento entre dos etapas de la turbina, por lo que podría emplearse esta configuración para mejorar el ciclo.

Para este trabajo se ha decidido simplificar ligeramente el ciclo, como sigue:

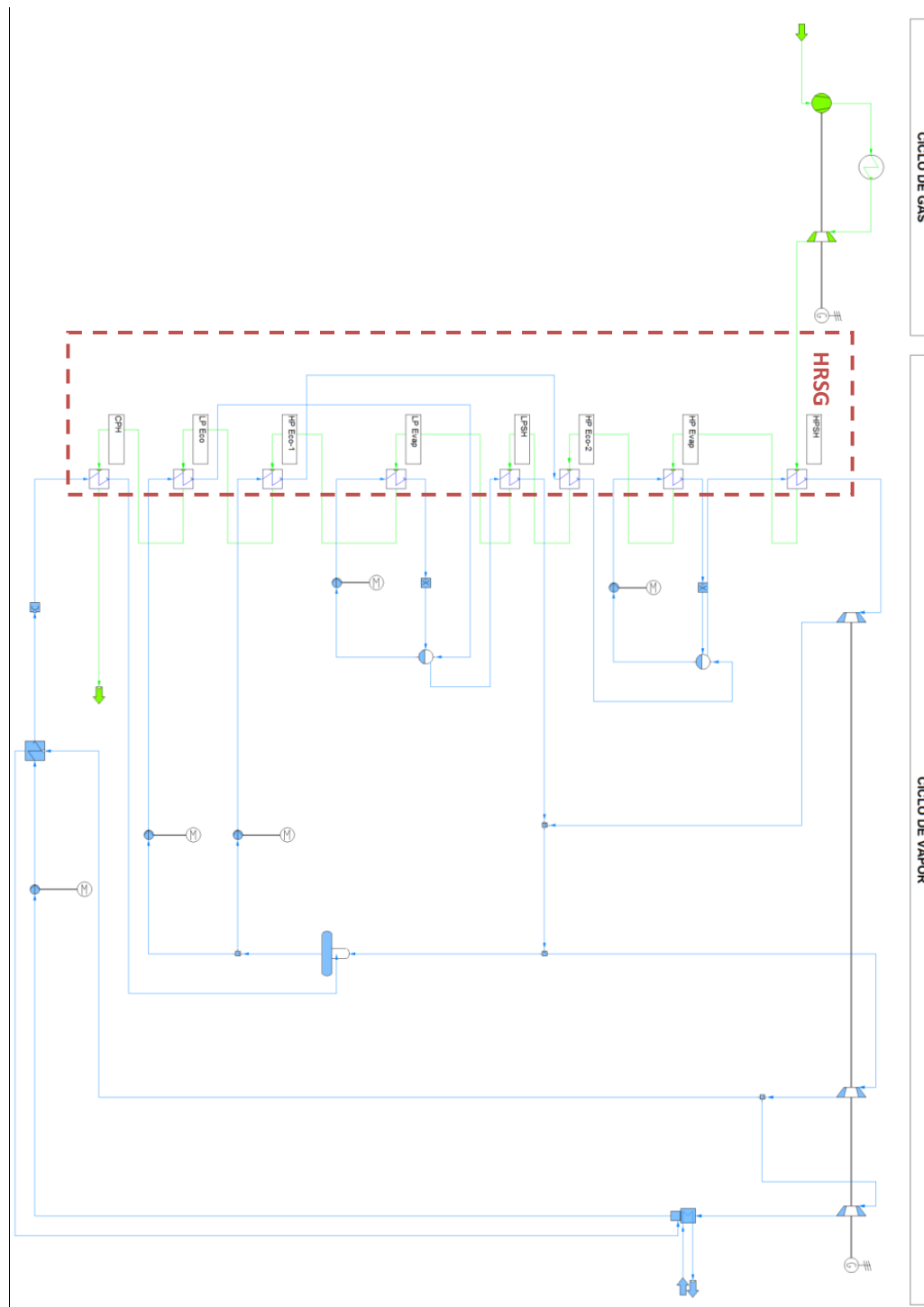


Figura 83: Ciclo combinado nº 1 analizado en IPSEpro

Si bien se ha procurado reproducir el ciclo lo más fielmente posible, se aprecian los cambios realizados en el condensador, con el objetivo de simplificar el esquema afectando lo mínimo posible al diseño del ciclo.

Los parámetros que se han fijado para el análisis de este ciclo son los siguientes:

PARÁMETRO	VALOR	UNIDAD	PARÁMETRO	VALOR	UNIDAD
<u>Ciclo de gas</u>			<u>HRSG</u>		
Flujo másico de aire	482,33	kg/s	$\Delta P_{c, HPSH}$	0,001875	bar
$P_{\text{entrada al compresor}}$	1,00975	bar	$\Delta P_{f, HPSH}$	3	bar
$T_{\text{entrada al compresor}}$	27	°C	Pérdidas de calor HPSH	0	%
Relación de compresión	11	-	HPSH, tipo:	Contracorriente	
$\Delta P_{\text{receptor 1}}$	0,22214	bar	$\Delta P_{c, HP \text{ Evap}}$	0,001875	bar
<u>Agua</u>			$\Delta P_{f, HP \text{ Evap}}$	0	bar
$P_{\text{entrada a 1ª etapa de la turbina}}$	76,45	bar	Pérdidas de calor HP Evap	0	%
$T_{\text{entrada a 1ª etapa de la turbina}}$	528,2	°C	HP Evap, tipo:	Contracorriente	
$P_{\text{entrada a la 2ª etapa de la turbina}}$	5,07	bar	$X_{\text{salida agua HP Evap}}$	0,2	-
$T_{\text{entrada a 2ª etapa de la turbina}}$	182,5	°C	$\Delta P_{1, \text{calderín HP Evap}}$	0	bar
$P_{\text{entrada a la 3ª etapa de la turbina}}$	0,3	bar	$\Delta P_{2, \text{calderín HP Evap}}$	0	bar
$P_{\text{salida de la turbina (P condensador)}}$	0,1	bar	$AP_{HP \text{ Evap}}$	8	°C
$\Delta P_{c, \text{desaireador}}$	0	bar	$\Delta P_{c, HP \text{ Eco-2}}$	0,001875	bar
$\Delta P_{f, \text{desaireador}}$	0,28	bar	$\Delta P_{f, HP \text{ Eco-2}}$	0	bar
$\Delta P_{c, \text{recalentador}}$	0	bar	Pérdidas de calor HP Eco-2	0	%
$\Delta P_{f, \text{recalentador}}$	0	bar	HP Eco-2, tipo:	Contracorriente	
Pérdidas de calor recalentador	0	%	$\Delta P_{c, LPSH}$	0,001875	bar
Recalentador, tipo:	Contracorriente		$\Delta P_{f, LPSH}$	1	bar
<u>Condensador</u>			Pérdidas de calor LPSH	0	%
$P_{e, \text{refr. condensador}}$	1	bar	LPSH, tipo:	Contracorriente	
$T_{e, \text{refr. condensador}}$	25	°C	$\Delta P_{c, LP \text{ Evap}}$	0,001875	bar
$m_{\text{refr. condensador}}$	1750	kg/s	$\Delta P_{f, LP \text{ Evap}}$	0	bar
$\Delta T_{\text{subenfriamiento}}$	≈0	°C	Pérdidas de calor LP Evap	0	%
$\Delta P_{c, \text{condensador}}$	0	bar	LP Evap, tipo:	Contracorriente	
$\Delta P_{f, \text{condensador}}$	0	bar	$X_{\text{salida agua LP Evap}}$	0,2	-
$T_{e, \text{recirc. condensador}}$	55	°C	$\Delta P_{1, \text{calderín LP Evap}}$	0	bar
<u>Compresor, bombas y turbinas</u>			$\Delta P_{2, \text{calderín LP Evap}}$	0	bar
$\eta_{m, \text{compresor}}$	0,99	-	$AP_{LP \text{ Evap}}$	8	°C
$\eta_{s, \text{compresor}}$	0,922	-	$\Delta P_{c, HP \text{ Eco-1}}$	0,001875	bar
$\eta_{el, \text{motores bombas}}$	1	-	$\Delta P_{f, HP \text{ Eco-1}}$	0	bar
$\eta_{mec, \text{motores bombas}}$	0,95	-	Pérdidas de calor HP Eco-1	0	%
$\eta_{s, \text{bombas}}$	0,7	-	HP Eco-1, tipo:	Contracorriente	
$\eta_{mec, \text{bombas}}$	0,9	-	$\Delta P_{c, LP \text{ Eco}}$	0,001875	bar
$\eta_{s, \text{turbina de gas}}$	0,85	-	$\Delta P_{f, LP \text{ Eco}}$	0	bar
$\eta_{mec, \text{turbina de gas}}$	1	-	Pérdidas de calor LP Eco	0	%
$\eta_{mec, G1}$	0,98	-	LP Eco, tipo:	Contracorriente	
$\eta_{el, G1}$	0,98	-	$\Delta P_{c, CPH}$	0,001875	bar
$\eta_{s, \text{turbina de vapor}}$	0,88	-	$\Delta P_{f, CPH}$	0	bar
$\eta_{mec, \text{turbina de vapor}}$	1	-	Pérdidas de calor CPH	0	%
$\eta_{mec, G2}$	1	-	CPH, tipo:	Contracorriente	
$\eta_{el, G2}$	0,97	-	$T_{\text{agua, entrada al HRSG}}$	60	°C
			$T_{\text{aire, salida del HRSG}}$	102,77	°C
			$P_{\text{aire, salida del HRSG}}$	1,01325	bar

Tabla 15: Parámetros fijados para el ciclo combinado nº 1 con ciclo Brayton simple

Como se observa, se ha supuesto una caída de presión del aire de 1,5 kPa (0,015 bar) repartida uniformemente a lo largo de todas las fases de intercambio de calor del HRSG.

En el siguiente subapartado se comparará el ciclo simulado con el tomado como referencia, para posteriormente pasar a analizar el efecto de la variación de la presión del condensador y finalmente estudiar el efecto del aumento de la temperatura del aire a la entrada a la turbina.

5.1.1 Comparación con el ciclo de referencia

Partiendo de una temperatura de entrada a la turbina de gas de 1060 °C como en el ciclo combinado empleado como referencia que hace uso de combustión en lugar de solo aire, y suponiendo un consumo de 990 kW para la circulación del agua del condensador, se ha obtenido un 48,35 % de rendimiento del ciclo combinado, frente al 49,93 % del ciclo de referencia [28]. Este leve descenso puede deberse a emplear aire en lugar de gas combustible, así como a la simplificación del ciclo o a valores supuestos como: rendimientos de las bombas, motores y generadores, consumo del condensador, valores de *Approach Point...* Con todo, el resultado obtenido es similar y sirve para contrastar la validez del modelo simulado en IPSEpro.

Como el ciclo presenta una discontinuidad en el economizador de alta presión nº 1, el diagrama temperatura frente a potencia calorífica ($T-\dot{Q}$) no es exactamente como se describe en la teoría en el apartado 2.3.3, pero como se puede comprobar, tiene mucha similitud:

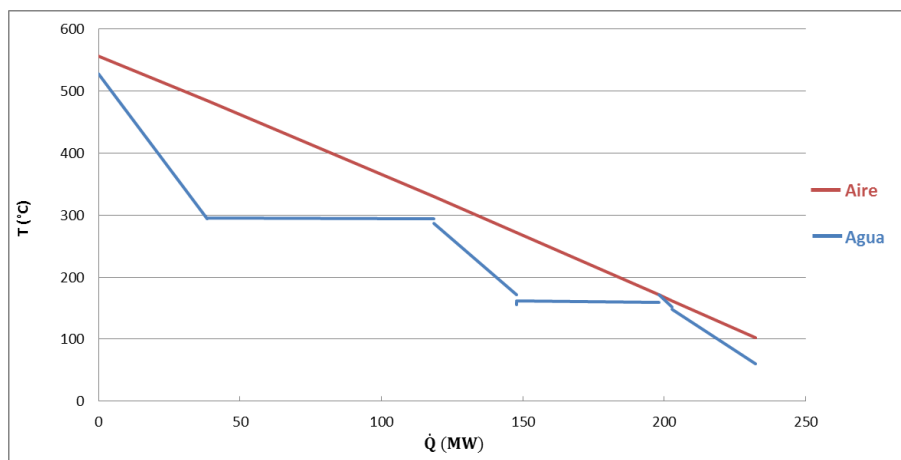


Figura 84: Diagrama $T-\dot{Q}$ del ciclo combinado nº 1

Atendiendo al diagrama, resulta llamativo que en el sobrecalentador de alta presión (HPSH) se caliente más de 200 °C el vapor desde que sale del evaporador de alta presión a vapor saturado, así como que en el propio evaporador se transfiera una tercera parte del calor total aportado del aire al agua.

Por otro lado, es curioso que para la configuración óptima del ciclo el sobrecalentador de baja presión no trabaje y sea completamente prescindible, al igual que el economizador que le precede. Esto se puede resumir en la siguiente tabla:

Intercambiador	Potencia calorífica transferida, \dot{Q} (MW)	% de calor transferido que supone
HPSH	38,33	16,50 %
HP Evap	80,19	34,53 %
HP Eco-2	29,27	12,60 %
LPSH	0,00	0,00 %
LP Evap	50,45	21,72 %
HP Eco-1	4,53	1,95 %
LP Eco	0,10	0,04 %
CPH	29,39	12,65 %

Tabla 16: Potencia calorífica transferida en cada intercambiador del HRSG (ciclo combinado nº 1)

5.1.2 Efecto de la variación de la presión del condensador

Manteniendo el resto de parámetros constantes, se varía la presión del condensador desde 0,06 bar hasta 0,155 bar, obteniendo la siguiente tabla y su correspondiente gráfica:

Presión del condensador (bar)	\dot{Q}_{abs} (MW)	W_e (MW)	η (%)
0,060	393,90	199,66	50,69
0,065	393,90	199,09	50,54
0,070	393,90	198,55	50,41
0,075	393,90	198,05	50,28
0,080	393,90	197,57	50,16
0,085	393,90	197,11	50,04
0,090	393,90	196,68	49,93
0,095	393,90	196,27	49,83
0,100	393,90	195,87	49,73
0,105	393,90	195,49	49,63
0,110	393,90	195,13	49,54
0,115	393,90	194,78	49,45
0,120	393,90	194,44	49,36
0,125	393,90	194,11	49,28
0,130	393,90	193,79	49,20
0,135	393,90	193,48	49,12
0,140	393,90	193,18	49,04
0,145	393,90	192,89	48,97
0,150	393,90	192,61	48,90
0,155	393,90	192,34	48,83

Tabla 17: Potencia calorífica absorbida, potencia eléctrica obtenida y rendimiento del ciclo al variar la presión del condensador (ciclo combinado nº 1)

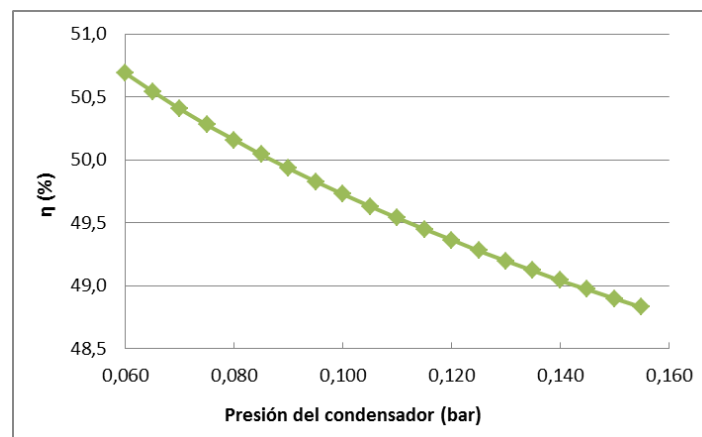


Figura 85: Rendimiento del ciclo al variar la presión del condensador (ciclo combinado nº 1)

El efecto que ocasiona el aumento de presión del condensador es, obviamente, similar al de la Figura 52, dado que el condensador corresponde a la parte del ciclo Rankine.

5.1.3 Efecto de la variación de la temperatura de entrada a la turbina de gas

El aumento de la temperatura a la entrada de la turbina implica una entrada del gas al HRSG de mayor temperatura, por lo que si se mantiene la misma temperatura de salida del HRSG se producirá una mayor transferencia de calor, incrementando así la temperatura del agua a la salida del intercambiador. Como a la entrada de ambos ciclos la temperatura sería mayor, la potencia obtenida en ambos aumentará en mayor medida que el calor aportado, por lo que el rendimiento del ciclo combinado se verá incrementado.

Se simularán los ciclos con una presión del condensador de 0,1 bar y la temperatura de entrada a la turbina de gas se incrementará desde 1020 °C hasta 1450 °C.

Dos de los parámetros más importantes en el estudio de un ciclo combinado son el *Pinch Point* y el *Approach Point*, los cuales quedaban definidos en el Capítulo 2, apartado 2.3.3.

Se suponen los dos evaporadores con un *Approach Point* de 8 °C, mientras que el *Pinch Point* de cada uno de ellos será variado buscando el rendimiento óptimo para cada uno de los casos.

Los resultados se pueden resumir en la siguiente tabla y sucesivas gráficas:

Temperatura de entrada a la turbina de gas (°C)	Pinch Point HP Evap (°C)	Pinch Point LP Evap (°C)	\dot{Q}_{abs} (MW)	W_g (MW)	W_t (MW)	W_b (MW)	W_e (MW)	η (%)
1020	23,5	2,1	370,9	111,0	68,1	1,76	177,3	47,80
1050	32,0	8,1	388,1	117,3	71,6	1,80	187,1	48,21
1100	45,5	7,6	417,0	127,9	77,7	1,88	203,7	48,84
1150	60,5	9,6	446,0	138,4	83,61	1,95	220,1	49,34
1200	74,5	9,1	475,2	149,0	89,7	2,03	236,6	49,80
1250	89,0	10,6	504,5	159,5	95,8	2,10	253,2	50,20
1300	103,5	10,6	533,8	170,1	101,9	2,18	269,8	50,54
1350	118,5	10,6	563,4	180,6	108,0	2,26	286,4	50,84
1400	132,0	10,6	593,0	191,2	114,4	2,34	303,2	51,14
1450	146,5	10,6	622,7	201,7	120,6	2,41	320,0	51,38

Tabla 18: Pinch Point de los dos evaporadores (HP: alta presión, LP: baja presión), potencia calorífica absorbida, trabajo de la turbina de gas, trabajo de la turbina de agua, potencia absorbida por las bombas, potencia eléctrica neta generada y rendimiento del ciclo en función de la temperatura de entrada a la turbina de gas (ciclo combinado nº 1)

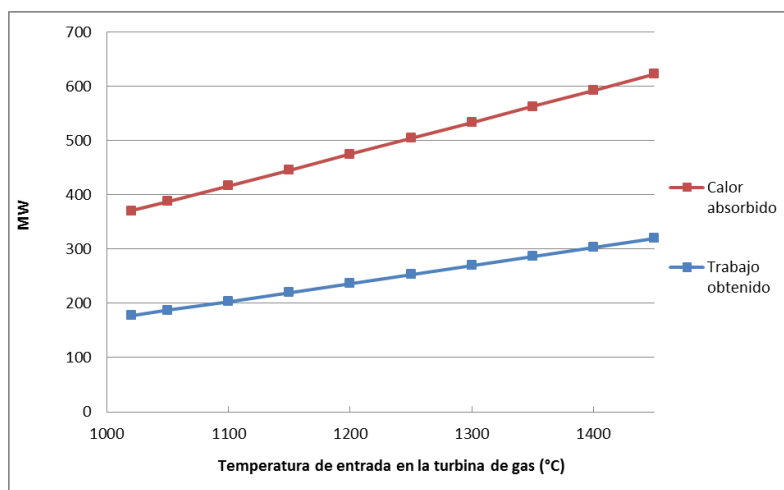


Figura 86: Calor absorbido por el ciclo por unidad de tiempo y el trabajo obtenido en función de la temperatura de entrada a la turbina de gas (ciclo combinado nº 1)

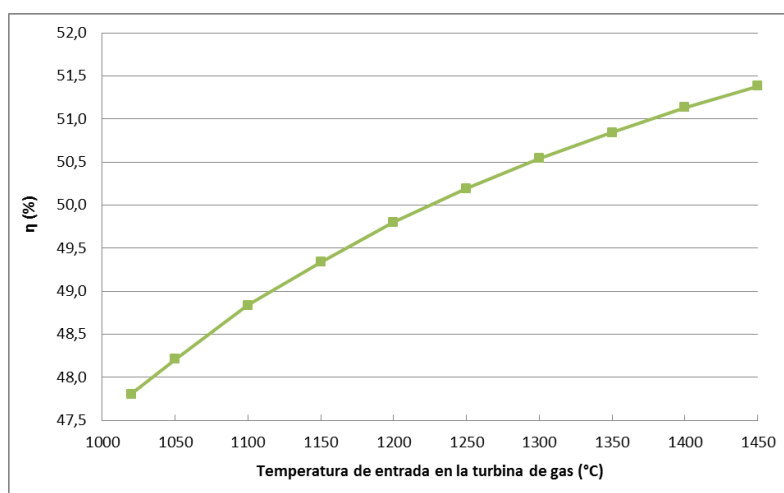


Figura 87: Rendimiento del ciclo en función de la temperatura de entrada a la turbina de gas (ciclo combinado nº 1)

Como era esperable, los tres parámetros arriba expuestos ven un incremento notable cuando la temperatura aumenta. Sin embargo, el gran problema que presentan hoy en día las altas temperaturas es encontrar materiales que sean capaces de soportarlas sin degradarse, por lo que su empleo no resulta factible hoy en día.

Asimismo, el *Pinch Point* del evaporador de alta presión aumenta a un ritmo de 30 °C por cada 100 °C que crece la temperatura a la entrada de la turbina de gas, mientras que el *Pinch Point* del evaporador de baja presión se ha decidido no dejar que supere los 11 °C, ya que el óptimo se encontraba en valores inferiores.

5.2 Ciclo combinado nº 2

Este otro ciclo tiene una configuración ligeramente más compleja al estudiado en el apartado anterior, debido a su mayor cantidad de intercambiadores de calor. Si bien en el artículo original el ciclo Brayton se muestra aparte del HRSG y del ciclo Rankine, hay que tener en cuenta que el ciclo combinado está formado por ambos ciclos.

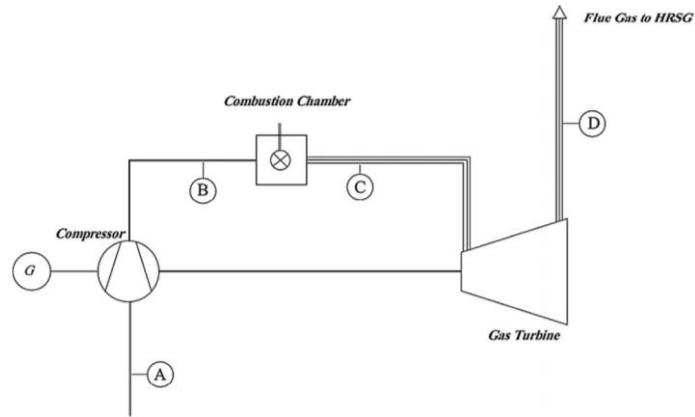


Figura 88: Ciclo primario del ciclo combinado de doble etapa usado como referencia [29]

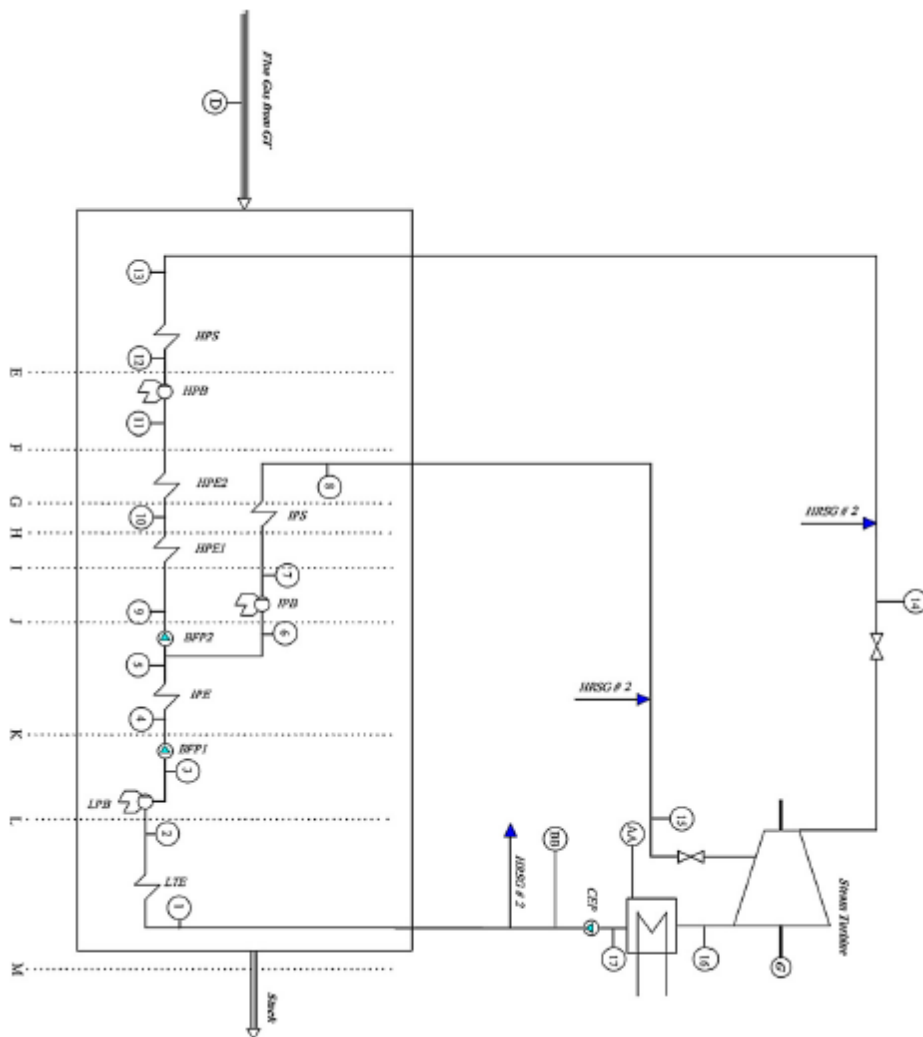


Figura 89: HRSG y ciclo secundario del ciclo combinado de doble etapa usado como referencia [29]

Donde:

- **HPS:** Sobrecalentador de alta presión.
- **HPB:** Evaporador de alta presión.
- **HPE2:** Economizador de alta presión nº 2.
- **HPE1:** Economizador de alta presión nº 1.
- **IPS:** Sobrecalentador de presión intermedia.
- **IPB:** Evaporador de presión intermedia.
- **IPE:** Economizador de presión intermedia.
- **LPB:** Evaporador de baja presión.
- **LTE:** Economizador de baja temperatura.

Dado que el ciclo de referencia contiene entradas y salidas a otro HRSG paralelo (denominado como *HRSG #2*), en este estudio se ha decidido analizar el ciclo sin esos flujos de traspaso, estudiando así si solamente con un HRSG sería suficiente para tener un rendimiento elevado. Por tanto, el flujo diseñado queda de la siguiente manera:

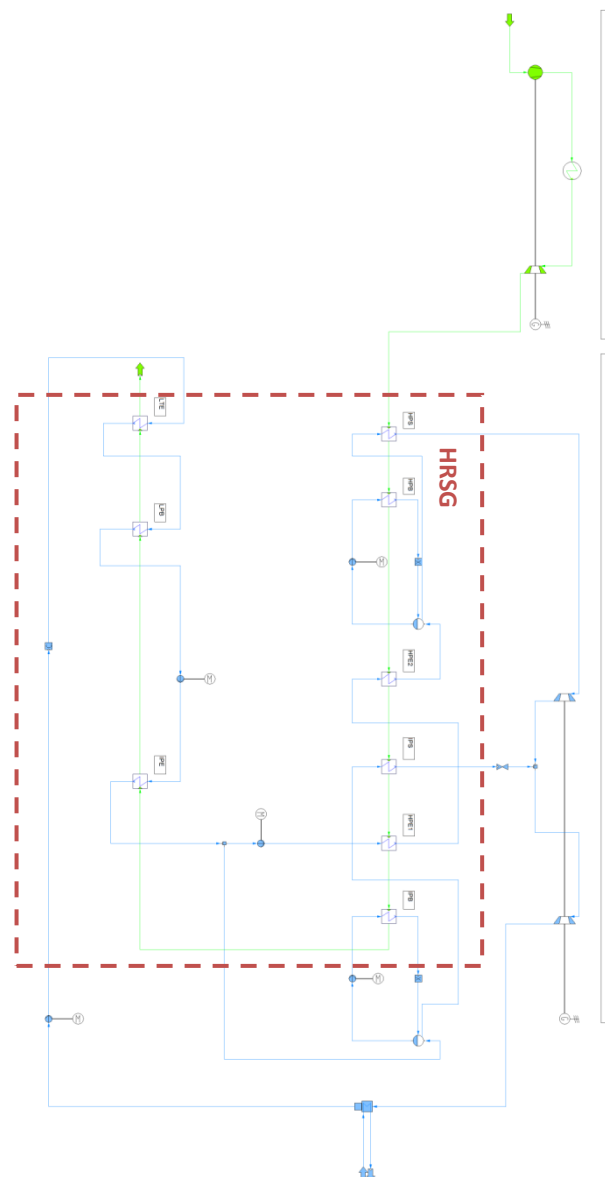


Figura 90: Ciclo combinado n° 2 analizado en IPSEpro

Los parámetros establecidos para este análisis son los que siguen, la mayoría determinados partiendo de la referencia:

PARÁMETRO	VALOR	UNIDAD	PARÁMETRO	VALOR	UNIDAD
<u>Ciclo de gas</u>					
Flujo másico de aire	640,65	kg/s	Pérdidas de calor HPB	0	%
$P_{\text{entrada al compresor}}$	1,01325	bar	HPB, tipo:	Contracorriente	
$T_{\text{entrada al compresor}}$	15	°C	$X_{\text{salida agua HPB}}$	0,2	-
$\eta_{\text{m, compresor}}$	0,99	-	$\Delta P_{1, \text{calderín HPB}}$	0	bar
$\eta_{\text{s, compresor}}$	0,922	-	$\Delta P_{2, \text{calderín HPB}}$	0,5	bar
Relación de compresión	16,9	-	AP_{HPB}	8	°C
$\Delta P_{\text{receptor 1}}$	0,22214	bar	$\Delta P_{\text{c, HP Eco-2}}$	0,00264	bar
<u>Agua</u>			$\Delta P_{\text{f, HP Eco-2}}$	2	bar
$P_{\text{entrada a 1ª etapa de la turbina}}$	120,9	bar	Pérdidas de calor HP Eco-2	0	%
$T_{\text{entrada a 1ª etapa de la turbina}}$	542	°C	HP Eco-2, tipo:	Contracorriente	
$P_{\text{entrada a la 2ª etapa de la turbina}}$	10,3	bar	$T_{\text{agua, entrada al HPE2}}$	280	°C
$P_{\text{salida de la turbina (P}_{\text{condensador}})$	0,0483	bar	$\Delta P_{\text{c, IPS}}$	0,00014	bar
$\Delta P_{\text{válvula salida de IPS}}$	0	bar	$\Delta P_{\text{f, IPS}}$	0,43	bar
$P_{\text{salida de la turbina}} = P_{\text{entrada a la 2ª etapa de la turbina}}$			Pérdidas de calor IPS	0	%
<u>Condensador</u>			IPS, tipo:	Contracorriente	
$P_{\text{e, refr. condensador}}$	1	bar	$T_{\text{agua, salida del IPS}}$	258	°C
$T_{\text{e, refr. condensador}}$	25	°C	$\Delta P_{\text{c, HPE1}}$	0,00226	bar
$T_{\text{s, refr. condensador}}$	30	°C	$\Delta P_{\text{f, HPE1}}$	2	bar
$\Delta T_{\text{subenfriamiento}}$	≈0	°C	Pérdidas de calor HPE1	0	%
$\Delta P_{\text{c, condensador}}$	0	bar	HPE1, tipo:	Contracorriente	
$\Delta P_{\text{f, condensador}}$	0	bar	$\Delta P_{\text{c, IPB}}$	0,00192	bar
<u>Bombas y turbinas</u>			$\Delta P_{\text{f, IPB}}$	0	bar
$\eta_{\text{s, turbina de gas}}$	0,85	-	Pérdidas de calor IPB	0	%
$\eta_{\text{mec, turbina de gas}}$	1	-	IPB, tipo:	Contracorriente	
$\eta_{\text{mec, G1}}$	0,98	-	$X_{\text{salida agua IPB}}$	0,2	-
$\eta_{\text{el, G1}}$	0,98	-	$\Delta P_{1, \text{calderín IPB}}$	0	bar
$\eta_{\text{s, turbina de vapor}}$	0,87	-	$\Delta P_{2, \text{calderín IPB}}$	0,5	bar
$\eta_{\text{mec, turbina de vapor}}$	1	-	AP_{IPB}	8	°C
$\eta_{\text{mec, G2}}$	1	-	$T_{\text{aire, salida del IPB}}$	186,5	°C
$\eta_{\text{el, G2}}$	0,97	-	$\dot{m}_{\text{agua, entrada al calderín de IPB}}$	16,75	kg/s
$\eta_{\text{el, motores bombas}}$	1	-	$\Delta P_{\text{c, IPE}}$	0,00231	bar
$\eta_{\text{mec, motores bombas}}$	0,95	-	$\Delta P_{\text{f, IPE}}$	0,35	bar
$\eta_{\text{s, bombas}}$	0,7	-	Pérdidas de calor IPE	0	%
$\eta_{\text{mec, bombas}}$	0,9	-	IPE, tipo:	Contracorriente	
<u>HRS</u>			$P_{\text{agua, salida del IPE}}$	11,7	bar
$P_{\text{aire, entrada al HPS}}$	1,04	bar	$T_{\text{aire, salida del IPE}}$	140,5	°C
$\Delta P_{\text{c, HPS}}$	0,01284	bar	$T_{\text{agua, entrada al LPB}}$	104,97	°C
$\Delta P_{\text{f, HPS}}$	4,5	bar	$\Delta P_{\text{c, LPB}}$	0,00026	bar
Pérdidas de calor HPS	0	%	$\Delta P_{\text{f, LPB}}$	0	bar
HPS, tipo:	Contracorriente		Pérdidas de calor LPB	0	%
$\Delta P_{\text{c, HPB}}$	0,00405	bar	LPB, tipo:	Contracorriente	
$\Delta P_{\text{f, HPB}}$	0,9	bar	$T_{\text{agua, salida del LPB}}$	95	°C
			$\Delta P_{\text{c, LTE}}$	0,00073	bar
			$\Delta P_{\text{f, LTE}}$	0,036	bar
			Pérdidas de calor LTE	0	%
			LTE, tipo:	Contracorriente	

Tabla 19: Parámetros fijados para el ciclo combinado nº 2 con ciclo Brayton simple

5.2.1 Comparación con el ciclo de referencia

Como en el ciclo combinado analizado en primer lugar, en este también existe la diferencia de que el ciclo de referencia emplea una mezcla de aire y combustible, mientras que en este estudio se ha analizado cómo sería si se pudiera emplear solamente aire como gas.

Al igual que en el ciclo combinado nº 1, se ha supuesto un consumo de refrigeración de 990 kW, pero en este caso la temperatura de entrada a la turbina de gas se ha impuesto como 1344 °C, pues el ciclo de referencia emplea esa temperatura a la salida del combustor. Así, se obtiene un rendimiento del ciclo de 56,94 % frente al 56,06 % del ciclo de referencia. Esta sutil mejora puede ser debida a las mismas causas que en el anterior ciclo afectaban negativamente, aparte de haber simplificado el ciclo quitando las aportaciones del HRSG #2 que aparecen en el ciclo de referencia. Sin embargo, el resultado es similar al de referencia, por lo que queda validado para posteriormente analizar los efectos que pueden causar los cambios en la presión del condensador o la temperatura de entrada a la turbina.

Dado que en el artículo [29] se muestran los valores de temperatura, presión, flujo másico y entalpía de cada uno de los puntos del ciclo combinado, se procede a comparar los resultados obtenidos:

Línea de corriente	Artículo de referencia				IPSEpro-PSE				Diferencias respecto al artículo			
	T (°C)	P (bar)	Flujo másico (kg/s)	Entalpía (kJ/kg)	T (°C)	P (bar)	Flujo másico (kg/s)	Entalpía (kJ/kg)	T (°C)	P (bar)	Flujo másico (kg/s)	Entalpía (kJ/kg)
1	32,19	1,24	106,90	135,00	32,19	1,24	104,20	134,92	0,0%	0,0%	-2,5%	-0,1%
2	95,00	1,21	106,90	398,10	95,00	1,21	104,20	398,05	0,0%	0,0%	-2,5%	0,0%
3	105,00	1,21	106,90	440,20	104,97	1,21	104,20	440,09	0,0%	0,0%	-2,5%	0,0%
4	105,40	11,70	106,90	442,70	105,16	11,70	104,20	441,66	-0,2%	0,0%	-2,5%	-0,2%
5	182,50	11,35	106,90	774,30	180,48	11,35	104,20	765,30	-1,1%	0,0%	-2,5%	-1,2%
6	182,50	11,35	17,18	774,30	180,48	11,35	16,75	765,30	-1,1%	0,0%	-2,5%	-1,2%
7	185,00	11,35	17,01	2780,50	185,46	11,35	16,75	2781,80	0,2%	0,0%	-1,5%	0,0%
8	260,00	10,92	17,01	2961,80	260,00	10,92	16,75	2962,00	0,0%	0,0%	-1,5%	0,0%
9	186,40	136,20	89,70	797,90	183,60	136,20	87,47	785,36	-1,5%	0,0%	-2,5%	-1,6%
10	280,00	134,20	89,70	1236,10	280,00	134,20	87,47	1233,40	0,0%	0,0%	-2,5%	-0,2%
11	329,00	132,20	89,70	1520,40	327,17	132,20	87,47	1504,70	-0,6%	0,0%	-2,5%	-1,0%
12	332,00	132,20	88,80	2661,00	332,17	132,20	87,47	2657,60	0,1%	0,0%	-1,5%	-0,1%
13	545,00	127,70	88,80	3459,00	545,00	127,70	87,47	3460,70	0,0%	0,0%	-1,5%	0,0%
14	542,00	120,90	174,30	3457,00	542,00	120,90	174,30	3460,00	0,0%	0,0%	0,0%	0,1%
15	258,00	10,30	34,02	2959,30	258,00	10,92	37,30	2957,60	0,0%	6,0%	9,6%	-0,1%
16	32,00	0,05	211,60	2198,80	32,26	0,05	211,60	2209,50	0,8%	0,0%	0,0%	0,5%
17	32,27	0,41	211,60	135,20	32,26	0,05	211,60	135,20	0,0%	-88,1%	0,0%	0,0%
AA	485,70	1,24	0,02	3457,00	485,70	1,24	0,02	3458,00	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%
BB	15,00	3,45	2,18	63,27	15,00	3,45	2,18	63,31	0,0%	0,0%	0,0%	0,1%
A	15,00	1,01	627,19	30,99	15,00	1,01	640,65	15,10	0,0%	0,0%	2,1%	-51,3%
B	418,00	16,96	627,19	448,91	392,22	17,12	640,65	403,98	-6,2%	0,9%	2,1%	-10,0%
C	1344,00	16,45	640,65	1758,10	1344,00	16,90	640,65	1508,90	0,0%	2,7%	0,0%	-14,2%
D	584,00	1,04	640,65	775,98	584,00	1,04	640,65	613,36	0,0%	0,0%	0,0%	-21,0%
E	486,00	1,03	640,65	662,10	484,56	1,03	640,65	503,71	-0,3%	0,0%	0,0%	-23,9%
F	345,00	1,02	640,65	502,75	338,18	1,02	640,65	346,56	-2,0%	0,0%	0,0%	-31,1%
G	309,00	1,02	640,65	462,64	302,97	1,02	640,65	309,52	-2,0%	0,0%	0,0%	-33,1%
H	305,00	1,02	640,65	457,85	298,47	1,02	640,65	304,80	-2,1%	0,0%	0,0%	-33,4%
I	248,00	1,02	640,65	396,04	239,70	1,02	640,65	243,64	-3,3%	0,0%	0,0%	-38,5%
J	198,00	1,02	640,65	342,31	185,49	1,02	640,65	190,92	-6,3%	0,0%	0,0%	-44,2%
K	146,00	1,01	640,65	286,56	136,90	1,01	640,65	138,28	-6,2%	0,0%	0,0%	-51,7%
L	140,00	1,01	640,65	279,47	130,17	1,01	640,65	131,43	-7,0%	0,0%	0,0%	-53,0%
M	98,00	1,01	640,65	235,25	87,91	1,01	640,65	88,63	-10,3%	0,0%	0,0%	-62,3%

Tabla 20: Resumen de la comparación con el artículo de referencia

Las diferencias de entalpía en las líneas de gas son notables debido a que el artículo de referencia emplea aire y combustible, mientras que en este estudio se emplea solamente aire.

Además, esta magnitud puede tomar distintos valores para el mismo fluido en las mismas condiciones, pues depende de cuál sea la referencia que se toma. Por tanto, lo importante no es el valor de la entalpía en un punto, sino la diferencia de entalpía entre dos puntos.

En cuanto a la discordancia que presenta la presión del punto 17, no se comprende cómo es posible que esa presión supere la de la entrada al condensador, puesto que en este se supone que aparecen pérdidas de presión. Sin embargo, este valor no afecta al resultado del rendimiento, ya que la entalpía es prácticamente igual a la presión de 0,41 bar como a la de 0,05 bar.

En este ciclo combinado el diagrama temperatura frente a potencia calorífica ($T-\dot{Q}$) tampoco es como se describe en la teoría debido a que el flujo de agua se intercala entre distintos intercambiadores:

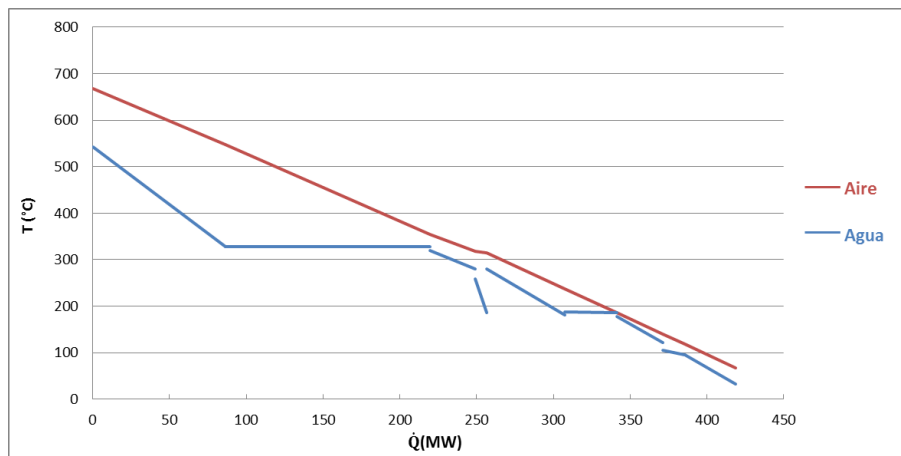


Figura 91: Diagrama $T-\dot{Q}$ del ciclo combinado n° 2

Intercambiador	Potencia calorífica transferida, \dot{Q} (MW)	% de calor transferido que supone
HPS	86,37	20,62 %
HPB	133,15	31,79 %
HPE2	29,49	7,04 %
IPS	7,49	1,79 %
HPE1	50,80	12,13 %
IPB	33,99	8,11 %
IPE	30,08	7,18 %
LPB	14,25	3,40 %
LTE	33,25	7,94 %

Tabla 21: Potencia calorífica transferida en cada intercambiador del HRSG (ciclo combinado n° 2)

Similar a lo que ocurría en el primer ciclo combinado, en el sobrecalentador de alta presión se transfiere una quinta parte del calor total y en el evaporador aproximadamente una tercera parte.

Este ciclo, con las presiones indicadas en [29], no admite temperaturas de entrada a la turbina de gas inferiores a 1190 °C, debido a que a la salida del evaporador de alta presión (HPB) el gas no puede tener una temperatura inferior a la del agua a la entrada del mismo, delimitada por la presión del calderín. Tampoco admite temperaturas superiores a 1560 °C, puesto que la temperatura del gas a la salida del HRSG se encontraría por debajo de la temperatura del agua a la entrada del mismo, un fenómeno termodinámica imposible debido a que es el gas el que tiene que calentar el agua que entra. Por tanto, en el análisis de variación de temperatura se analizarán temperaturas comprendidas entre 1200 °C y 1550 °C.

5.2.2 Efecto de la variación de la presión del condensador

Se procede a estudiar el efecto que causa aumentar la presión del condensador en este ciclo combinado, concretamente en el rendimiento del mismo. Para ello, se partirá con una temperatura de entrada a la turbina de gas de 1344 °C, y se variará la presión desde 0,06 bar hasta 0,155 bar, al igual que en el ciclo combinado anterior. Con el objetivo de poder compararlo con los resultados de ese ciclo se simulará con el mismo flujo másico, resultando como sigue:

Presión del condensador (bar)	\dot{Q}_{abs} (MW)	W_e (MW)	η (%)
0,060	707,86	400,33	56,55
0,065	707,86	399,31	56,41
0,070	707,86	398,36	56,28
0,075	707,86	397,48	56,15
0,080	707,86	396,64	56,03
0,085	707,86	395,85	55,92
0,090	707,86	395,10	55,82
0,095	707,86	394,38	55,71
0,100	707,86	393,70	55,62
0,105	707,86	393,05	55,53
0,110	707,86	392,43	55,44
0,115	707,86	391,83	55,35
0,120	707,86	391,26	55,27
0,125	707,86	390,70	55,19
0,130	707,86	390,17	55,12
0,135	707,86	389,65	55,05
0,140	707,86	389,16	54,98
0,145	707,86	388,67	54,91
0,150	707,86	388,20	54,84
0,155	707,86	387,75	54,78

Tabla 22: Potencia calorífica absorbida, potencia eléctrica obtenida y rendimiento del ciclo al variar la presión del condensador (ciclo combinado nº 2)

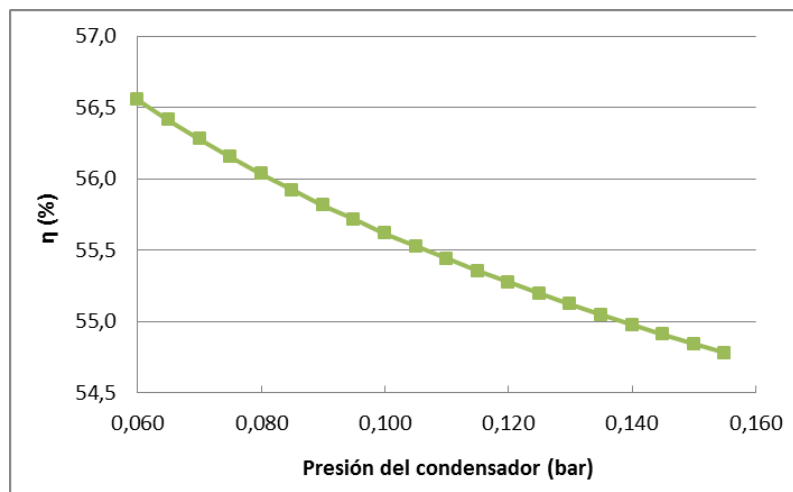


Figura 92: Rendimiento del ciclo al variar la presión del condensador (ciclo combinado nº 2)

Se observa que la caída de rendimiento en este ciclo es la misma que en el ciclo anterior (casi 2 puntos), pese a haberse simulado otro ciclo y con una temperatura de entrada a la turbina diferente.

5.2.3 Efecto de la variación de la temperatura de entrada a la turbina de gas

Al igual que en el primer ciclo combinado estudiado, el rango de temperaturas de entrada a la turbina de gas queda limitado por las presiones establecidas en el agua. Con los parámetros fijados y que se han expuesto anteriormente, el rango en el cual se puede encontrar dicha temperatura queda limitado desde 1190 °C hasta 1560 °C, ofreciendo menor flexibilidad que el anterior, pero permitiendo temperaturas superiores.

La presión del condensador de diseño elegida ha sido de nuevo de 0,1 bar.

Temperatura de entrada a la turbina de gas (°C)	\dot{Q}_{abs} (MW)	W_g (MW)	W_t (MW)	W_b (MW)	W_e (MW)	η (%)
1200	595,45	205,78	114,78	1,39	319,17	53,60
1250	634,33	221,68	124,84	1,50	345,02	54,39
1300	673,38	237,59	134,96	1,64	370,91	55,08
1350	712,57	253,50	145,15	1,83	396,82	55,69
1400	751,91	268,42	155,40	2,05	421,77	56,09
1450	791,38	285,32	165,71	2,28	448,75	56,70
1500	830,98	301,24	176,08	2,54	474,78	57,13
1550	870,71	317,15	186,51	2,82	500,84	57,52

Tabla 23: Potencia calorífica absorbida, trabajo de la turbina de gas, trabajo de la turbina de agua, potencia absorbida por las bombas, potencia eléctrica neta generada y rendimiento del ciclo en función de la temperatura de entrada a la turbina de gas (ciclo combinado nº 2)

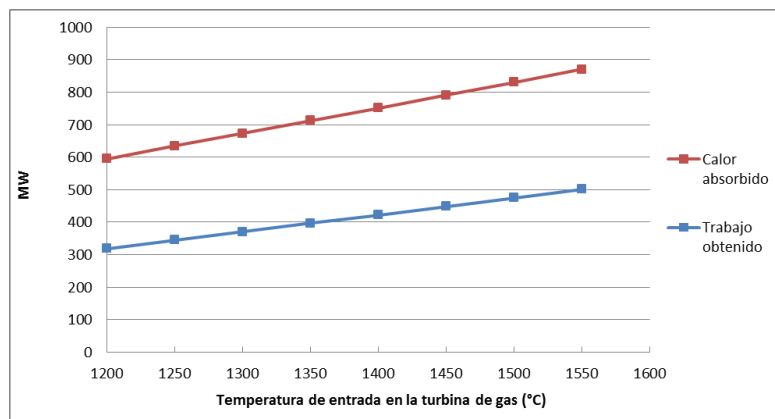


Figura 93: Calor absorbido por el ciclo por unidad de tiempo y el trabajo obtenido en función de la temperatura de entrada a la turbina de gas (ciclo combinado nº 2)

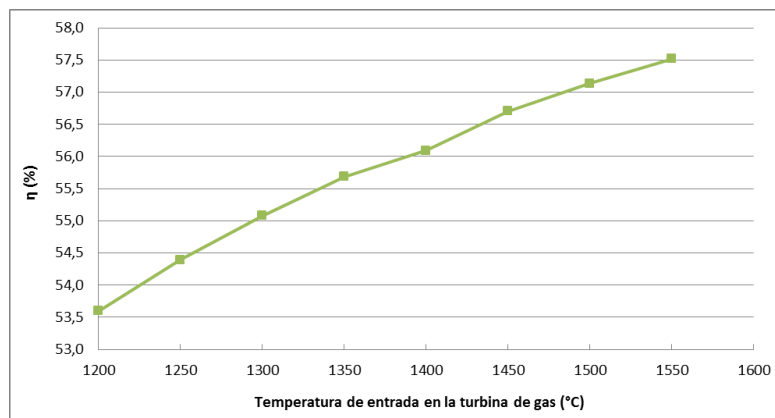


Figura 94: Rendimiento del ciclo en función de la temperatura de entrada a la turbina de gas (ciclo combinado nº 2)

Es visible cómo tanto el calor absorbido como el trabajo obtenido aumentan. El primero, debido a que se requiere aplicar más cantidad de calor para obtener una temperatura más elevada a la entrada de la turbina de gas; el segundo, por su parte, porque al incrementar la temperatura del gas a la salida de la turbina de gas manteniendo el flujo másico del mismo y haber fijado la temperatura del agua a la entrada de la turbina de vapor cuando la entrada al HPS se mantiene a la misma temperatura (vapor saturado, establecido por la presión del calderín del HPB), el flujo másico del vapor aumenta y provoca que el trabajo producido por la turbina también aumente proporcionalmente.

Asimismo, se aprecia cómo el aumento de rendimiento es menor a medida que la temperatura se hace mayor, aunque el incremento no deja de ser notable aún con elevadas temperaturas.

5.3 Comparación entre ambos ciclos

Se concluye que el segundo de los ciclos permite obtener rendimientos superiores para la misma temperatura de entrada a la turbina de gas y la misma presión de condensador, pudiendo llegar hasta un 59 % de rendimiento del ciclo con 1560 °C y 0,0483 bar.

En la siguiente tabla se ha pretendido reunir los resultados obtenidos al simular los dos ciclos combinados expuestos en el trabajo, con la intención de que sirva de comparación para ver cuál de los dos presenta mejores resultados. Para ello, se han simulado temperaturas de entrada a la turbina de gas desde 1200 °C hasta 1450 °C, y presiones del condensador desde 0,06 bar hasta 0,14 bar, ya que ambos ciclos pueden trabajar en los dos rangos analizados.

Temperatura de entrada a la turbina de gas (°C)	Presión del condensador (bar)	Ciclo combinado nº 1			Ciclo combinado nº 2		
		\dot{Q}_{abs} (MW)	W_e (MW)	η (%)	\dot{Q}_{abs} (MW)	W_e (MW)	η (%)
1200	0,06	475,18	241,24	50,77	595,45	324,54	54,50
	0,08	475,18	238,70	50,23	595,45	321,55	54,00
	0,10	475,18	236,64	49,80	595,45	319,17	53,60
	0,12	475,18	234,90	49,43	595,45	317,19	53,27
	0,14	475,18	233,37	49,11	595,45	315,49	52,98
1250	0,06	504,46	258,10	51,16	634,33	350,83	55,31
	0,08	504,46	255,40	50,63	634,33	347,59	54,80
	0,10	504,46	253,21	50,19	634,33	345,02	54,39
	0,12	504,46	251,36	49,83	634,33	342,88	54,05
	0,14	504,46	249,74	49,51	634,33	341,04	53,76
1300	0,06	533,85	275,01	51,51	673,38	377,15	56,01
	0,08	533,85	272,14	50,98	673,38	373,67	55,49
	0,10	533,85	269,82	50,54	673,38	370,91	55,08
	0,12	533,85	267,85	50,17	673,38	368,60	54,74
	0,14	533,85	266,14	49,85	673,38	366,62	54,45
1350	0,06	563,36	291,90	51,81	712,57	403,49	56,62
	0,08	563,36	288,88	51,28	712,57	399,77	56,10
	0,10	563,36	286,42	50,84	712,57	396,82	55,69
	0,12	563,36	284,34	50,47	712,57	394,35	55,34
	0,14	563,36	282,53	50,15	712,57	392,23	55,04
1400	0,06	592,98	309,00	52,11	751,91	429,89	57,17
	0,08	592,98	305,82	51,57	751,91	425,92	56,65
	0,10	592,98	303,23	51,14	751,91	422,77	56,23
	0,12	592,98	301,04	50,77	751,91	420,14	55,88
	0,14	592,98	299,13	50,44	751,91	417,88	55,58
1450	0,06	622,69	326,04	52,36	791,38	456,32	57,66
	0,08	622,69	322,68	51,82	791,38	452,10	57,13
	0,10	622,69	319,96	51,38	791,38	448,75	56,70
	0,12	622,69	317,66	51,01	791,38	445,96	56,35
	0,14	622,69	315,65	50,69	791,38	443,56	56,05

Tabla 24: Potencia calorífica absorbida, potencia eléctrica obtenida y rendimiento del ciclo al variar la temperatura de entrada a la turbina de gas y la presión del condensador (ciclo combinado nº 1 y ciclo combinado nº 2)

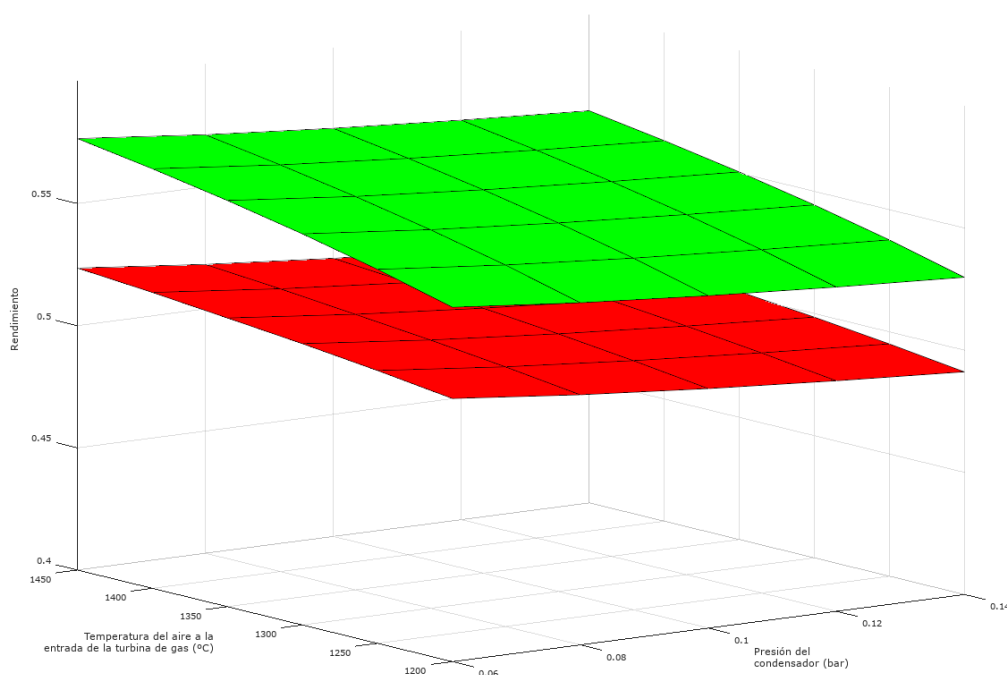


Figura 95: Rendimiento del ciclo 1 (rojo) y ciclo 2 (verde) frente a la temperatura del aire a la entrada de la turbina de gas y la presión del condensador

Se puede comprobar que la diferencia del segundo ciclo respecto al primero se hace cada vez más grande a medida que aumenta la temperatura de entrada a la turbina de gas, pues el rendimiento crece más en el segundo ciclo simulado, mientras que la diferencia se mantiene más o menos constante en lo referido a la variación de la presión.

Pero se deberán modificar los parámetros del ciclo combinado nº 2 para que sean los mismos que los del ciclo combinado nº 1 y, así, poder comparar la estructura de ambos ciclos en lugar de comparar la totalidad de ellos. Por tanto, se le realizan las siguientes modificaciones al segundo ciclo:

PARÁMETRO	VALOR	UNIDAD
<u>Ciclo de gas</u>		
Flujo másico de aire	482,33	kg/s
T _{entrada al compresor}	27	°C
Relación de compresión	11	-
<u>Aqua</u>		
P _{entrada a 1ª etapa de la turbina}	76,45	bar
T _{entrada a 1ª etapa de la turbina}	528,2	°C
P _{entrada a la 2ª etapa de la turbina}	5,07	bar
<u>HRSG</u>		
P _{aire, salida del HRSG}	1,01325	bar

Tabla 25: Cambios realizados al ciclo combinado nº 2

El hecho de haber modificado algunos de los parámetros afecta levemente al rango en el que puede encontrarse la temperatura a la entrada de la turbina de gas, siendo ahora de 1060 °C - 1430 °C, muy similar al del ciclo combinado nº 1 (1020 °C - 1450 °C). Por tanto, se pueden realizar nuevas simulaciones con los nuevos parámetros del segundo ciclo, y con ello tener una idea de cuál de los dos ciclos aprovecha mejor el calor aportado. Dado que el rango se ha ampliado, se variará la temperatura desde 1100 °C hasta 1400 °C:

Temperatura de entrada a la turbina de gas (°C)	Presión del condensador (bar)	Ciclo combinado nº 1			Ciclo combinado nº 2 modificado		
		\dot{Q}_{abs} (MW)	W_e (MW)	η (%)	\dot{Q}_{abs} (MW)	W_e (MW)	η (%)
1100	0,06	417,01	207,68	49,80	416,99	211,61	50,75
	0,08	417,01	205,46	49,27	416,99	209,21	50,17
	0,10	417,01	203,66	48,84	416,99	207,30	49,71
	0,12	417,01	202,13	48,47	416,99	205,71	49,33
	0,14	417,01	200,80	48,15	416,99	204,34	49,00
1150	0,06	446,03	224,38	50,31	446,01	230,14	51,60
	0,08	446,03	222,00	49,77	446,01	227,54	51,02
	0,10	446,03	220,07	49,34	446,01	225,46	50,55
	0,12	446,03	218,43	48,97	446,01	223,74	50,16
	0,14	446,03	217,01	48,65	446,01	222,25	49,83
1200	0,06	475,18	241,24	50,77	475,16	248,69	52,34
	0,08	475,18	238,70	50,23	475,16	245,88	51,75
	0,10	475,18	236,64	49,80	475,16	243,65	51,28
	0,12	475,18	234,90	49,43	475,16	241,79	50,88
	0,14	475,18	233,37	49,11	475,16	240,19	50,55
1250	0,06	504,46	258,10	51,16	504,44	267,26	52,98
	0,08	504,46	255,40	50,63	504,44	264,25	52,39
	0,10	504,46	253,21	50,19	504,44	261,86	51,91
	0,12	504,46	251,36	49,83	504,44	259,86	51,51
	0,14	504,46	249,74	49,51	504,44	258,14	51,17
1300	0,06	533,85	275,01	51,51	533,83	285,88	53,55
	0,08	533,85	272,14	50,98	533,83	282,66	52,95
	0,10	533,85	269,82	50,54	533,83	280,10	52,47
	0,12	533,85	267,85	50,17	533,83	277,97	52,07
	0,14	533,85	266,14	49,85	533,83	276,14	51,73
1350	0,06	563,36	291,90	51,81	563,34	304,52	54,06
	0,08	563,36	288,88	51,28	563,34	301,10	53,45
	0,10	563,36	286,42	50,84	563,34	298,38	52,97
	0,12	563,36	284,34	50,47	563,34	296,11	52,56
	0,14	563,36	282,53	50,15	563,34	294,16	52,22
1400	0,06	592,98	309,00	52,11	592,96	323,21	54,51
	0,08	592,98	305,82	51,57	592,96	319,57	53,89
	0,10	592,98	303,23	51,14	592,96	316,68	53,41
	0,12	592,98	301,04	50,77	592,96	314,28	53,00
	0,14	592,98	299,13	50,44	592,96	312,21	52,65

Tabla 26: Potencia calorífica absorbida, potencia eléctrica obtenida y rendimiento del ciclo al variar la temperatura de entrada a la turbina de gas y la presión del condensador (ciclo combinado nº 1 y ciclo combinado nº 2 modificado)

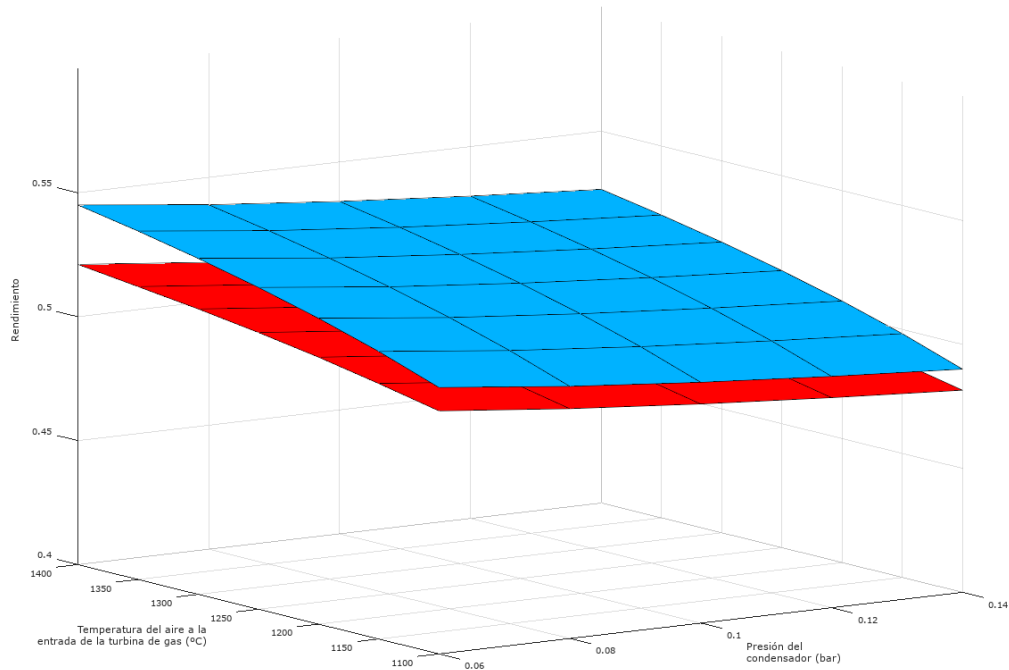


Figura 96: Rendimiento del ciclo combinado nº 1 (rojo) y ciclo combinado nº2 modificado (azul) frente a la temperatura del aire a la entrada de la turbina de gas y la presión del condensador

Al modificar el segundo ciclo combinado, su ciclo primario (el ciclo de gas) pasa a ser idéntico al ciclo primario del primer ciclo combinado, ya que sus parámetros son los mismos. En el calor aportado aparece una ligera diferencia de 20 kW de potencia calorífica entre ambos ciclos, debida seguramente a decimales arrastrados por el *software*. El ciclo secundario (el correspondiente al ciclo de vapor), por su parte, presenta cambios significativos, ya que el rendimiento del ciclo desciende considerablemente. Este descenso viene propiciado principalmente por haber bajado la relación de compresión de 16,9 a 11, además del cambio producido en la presión y temperatura a la entrada a la turbina de vapor. El cambio de flujo másico también afecta considerablemente, aunque en menor medida, mientras que el resto de cambios realizados no tienen gran importancia en el resultado del rendimiento.

5.4 Conclusión

Puede extraerse la conclusión de que con el segundo ciclo combinado simulado es capaz de obtenerse mayor rendimiento que con el primero, aún con los mismos parámetros de entrada, por lo que el diseño del ciclo resulta de gran importancia para aprovechar al máximo el recurso solar.

Sin embargo, cabe destacar que en el segundo ciclo en ningún momento se ha restringido la temperatura de salida del HRSG (véase el denominado *stack* en las figuras de los ciclos originales), mientras que en el primero sí se ha hecho, lo cual ha permitido que a mayores temperaturas a la entrada de la turbina de gas el aire salga a temperaturas inferiores, debido a que los parámetros fijados hacen que se transfiera mayor cantidad de calor, lo que causa que se incremente el rendimiento del ciclo de vapor.

Además, se ha podido observar que el ciclo combinado se comporta como los ciclos Brayton y Rankine por individual, ya que el rendimiento crece cuando así lo hace la temperatura y cuando se disminuye la presión del condensador.

Por último, podría mejorarse el rendimiento del ciclo empleando técnicas ya vistas anteriormente, como aumentar la cantidad de etapas de la turbina de vapor o emplear un recalentamiento en el ciclo primario. Así, se puede obtener un 60,12 % de rendimiento de ciclo en el ciclo combinado nº 2 si se emplea un compresor que sea capaz de ofrecer una relación de compresión de 30 y además se utiliza la técnica del recalentamiento llevando las dos salidas del campo solar hasta los 1344 °C con los que se ha analizado en el primer subapartado. Pero este valor solo es posible con el flujo másico de aire de 640,65 kg/s con el que se han analizado los casos, ya que el rendimiento del ciclo disminuye más cuanto menor es este flujo:

\dot{m} (kg/s)	η_{ciclo} (%)
100	56,05
200	58,46
300	59,27
400	59,67
500	59,91
600	60,07
640,65	60,12
700	60,18

Tabla 27: Rendimiento del ciclo combinado nº 2 con $rc=30$ y $T_{HTF}=1344$ °C en función del flujo másico de aire

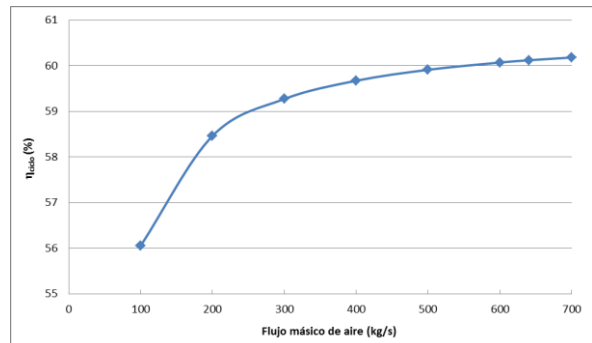


Figura 97: Rendimiento del ciclo combinado nº 2 con $rc=30$ y $T_{HTF}=1344$ °C en función del flujo másico de aire

Capítulo 6

Comparación de los ciclos

Este último capítulo tiene como objetivo comparar los rendimientos obtenidos en ciclos termodinámicos analizados en los capítulos anteriores. Para ello, se emplearán condiciones de funcionamiento habituales para cada uno de los casos:

- En el caso de los ciclos Rankine que emplean aceite térmico, se supondrá que este sale del campo solar con una temperatura de 393 °C (para el caso del ciclo que emplea un condensador de agua se usará el ciclo de la Figura 61 del apartado 3.3, mientras que para el que emplea el de aire se utilizará el ciclo del apartado 3.4). La presión del condensador de ambos ciclos será de 0,08 bar.
- Para los ciclos Rankine que utilizan sales fundidas como fluido caloportador, por su parte, se supondrá que sale a 565 °C (ciclo del apartado 3.5 para el de condensador de agua y el del apartado 3.6 para el de condensador de aire). La presión del condensador se supondrá 0,08 bar en ambos ciclos.
- El ciclo Brayton que se comparará será el que hace uso del recalentamiento (apartado 4.2), con la suposición de que el aire se comprime con una relación de 15, y entra a ambas etapas de la turbina de gas a 900 °C. La temperatura ambiente se supondrá de 25 °C y la presión intermedia la obtenida para el rendimiento de ciclo óptimo para esas condiciones: 8,85 bar.
- El ciclo combinado nº 1 (apartado 5.1) se supondrá con una temperatura de entrada a la turbina de gas de 1060 °C y una presión del condensador de 0,08 bar.
- El ciclo combinado nº 2 (apartado 5.2) se supondrá con una temperatura de entrada a la turbina de gas de 1344 °C y una presión del condensador de 0,08 bar.

El resto de parámetros que no se han mencionado corresponderán con los establecidos en los de los ciclos analizados en sus respectivos apartados. Con todo ello, los resultados se muestran en la siguiente figura:

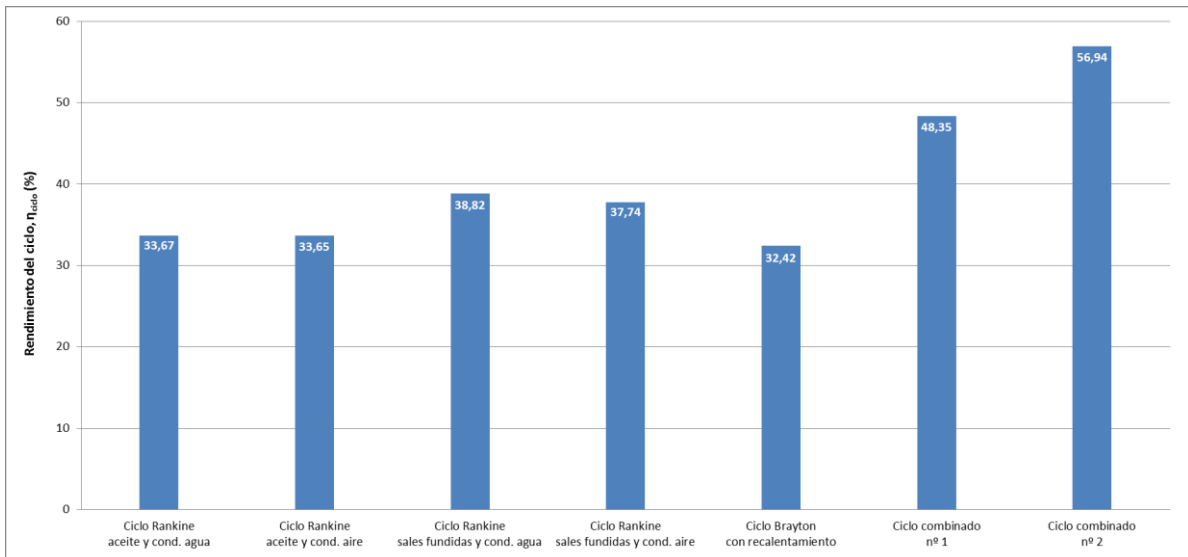


Figura 98: Rendimiento obtenido en cada uno de los ciclos propuestos para análisis

Como conclusión final puede extraerse que con los ciclos combinados analizados se obtiene mejor rendimiento que con los demás, como era de esperar, pues aprovecha el aire a la salida de la turbina de gas para calentar el agua que se lleva a la turbina de vapor. Y, aunque con el segundo ciclo se ha obtenido mayor rendimiento de ciclo que con el primero por partir de una temperatura mayor del aire a la entrada de la turbina de gas, en las mismas condiciones de temperatura también resulta ser el que mejor aprovecha el recurso solar que se le aporta.

También cabe resumir lo expuesto anteriormente con respecto a las sales fundidas: el rendimiento del ciclo obtenido con este fluido es notablemente mejor que el obtenido con el aceite térmico. Esto se debe a que se emplean temperaturas más elevadas del HTF a la salida del campo solar, lo que permite elevar también la temperatura del vapor a la entrada de la turbina, pudiendo hacer que el salto entálpico sea mayor y, por tanto, también lo sea el trabajo obtenido.

El ciclo Brayton elegido, por su parte, resulta ser el que menor rendimiento del ciclo obtiene. Sin embargo, con temperaturas más elevadas y una compresión mayor del aire, se pueden obtener rendimientos mucho más elevados que el que resulta en este caso, siendo incluso superiores al rendimiento del ciclo Rankine que emplea sales fundidas y condensador de agua.

El tipo de condensador también tiene implicación en el rendimiento, pues el agua y el aire tienen distintos valores de calor específico, por lo que habrá que mover más cantidad de flujo másico de aire que de agua para refrigerar de igual manera. Además, el consumo de potencia del condensador de agua se ha supuesto en todos los ciclos igual a 990 kW, independientemente del flujo másico de HTF que fluyera por el campo solar, el cual influía directamente en el flujo másico del agua en el ciclo Rankine. Por ende, tal consideración debería replantearse, procurando incluir valores de consumo reales que varíen con el flujo másico.

Para completar el Trabajo Fin de Máster se ha decidido realizar un análisis de rendimiento a la planta completa, desde que los rayos del Sol impactan en los reflectores hasta que se obtiene energía eléctrica en la turbina. Sin embargo, este trabajo queda escrito en el Complemento al Trabajo Fin de Máster [30].

Referencias

- [1] Emissions Database for Global Atmospheric Research, “Global CO₂ emissions from fossil fuel use and cement production 1970-2015”, 2014.
- [2] F. Green y N. Stern, “China’s ‘new normal’: structural change, better growth, and peak emissions”, 2015.
- [3] Comisión Europea, “Perspectivas de la evolución mundial hasta 2030 en los ámbitos de la energía, la tecnología y la política climática”, 2000.
- [4] United Nations. Department of Economic and Social Affairs. Population Division, “World Population Prospects The 2017 Revision Key Findings and Advance Tables”, 2017.
- [5] REN21, “Avanzando en la transición mundial hacia la energía renovable”, 2017.
- [6] International Renewable Energy Agency (IRENA), “Estadísticas de capacidad renovable 2016”, 2016.
- [7] Red Eléctrica Española, “Potencia instalada nacional (MW)”, 2017. [En línea]. Disponible en: <https://goo.gl/Lgh3N>.
- [8] Red Eléctrica de España, “Estructura de Generación de Energía Anual Nacional”, 2017. [En línea]. Disponible en: <https://goo.gl/zRNTvZ>.
- [9] SOLARGIS, “Direct Normal Irradiation”, 2017. [En línea]. Disponible en: <https://goo.gl/JswoXz>.
- [10] SolarPACES, “CSP Projects Around the World”, 2017. [En línea]. Disponible en: <https://goo.gl/E1gXTA>.
- [11] Z. Tang, X. P. Zhao, Z. Y. Li y W. Q. Tao, “Multi-scale numerical analysis of flow and heat transfer for a parabolic trough collector”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 106, pp. 526–538, 2017.
- [12] U. Pelay, L. Luo, Y. Fan, D. Stitou y M. Rood, “Technical data for concentrated solar power plants in operation, under construction and in project”, *Data Br.*, vol. 13, pp. 597–599, ago. 2017.
- [13] C. Caliot, “Optical modelling in CSP”, 2016.
- [14] D. Astrain Ulibarrena, *Energía Solar Termoeléctrica*, 2015.
- [15] V. Gnielinski, “On heat transfer in tubes”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 63, pp. 134–140, 2013.
- [16] V. Gnielinski, “Corrigendum to ‘On heat transfer in tubes’ [International Journal of Heat and Mass Transfer 63 (2013) 134-140]”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 81, p. 638, 2015.
- [17] M. Dadfar, “Optimization of Rankine Cycle”, 2013.
- [18] GE Power, “Breaking the Power Plant Efficiency Record”. [En línea]. Disponible en: <https://goo.gl/VGsDAU>.
- [19] Universidad de Buenos Aires, “Principios Fundamentales Ciclos a Vapor”, 2008.
- [20] M. J. Moran y H. N. Shapiro, *Fundamentos de Termodinámica Técnica*, 4ª edición. Barcelona: Editorial Reverté, 2004.

- [21] “Ciclo Brayton”. [En línea]. Disponible en: <https://goo.gl/kAQQfw>.
- [22] “XXX.- Ciclos combinados, recuperación de calor residual y otros sistemas”. [En línea]. Disponible en: <https://goo.gl/v9ZWTb>.
- [23] Solutia, “*Therminol VP-1 12 °C to 400 °C*”, 2014.
- [24] Solutia, “*Therminol VP-1 54 °F to 750 °F*”.
- [25] F. Lippke, “*Simulation of the Part-Load Behavior of a 30 MWe SEGS Plant*”, *Energy*, 1995.
- [26] A. M. Patnode, “Simulation and performance evaluation of parabolic trough solar power plants”, trabajo de fin de máster, University of Wisconsin-Madison, 2006.
- [27] D. W. Kearney y C. E. Miller, “*SEGS VI: Technical Evaluation of Project Feasibility*”, *Luz Solar Partners VI*, 1988.
- [28] S. Adibhatla y S. C. Kaushik, “*Energy, exergy and economic (3E) analysis of integrated solar direct steam generation combined cycle power plant*”, *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, vol. 20, pp. 88–97, 2017.
- [29] M. Tajik Mansouri, P. Ahmadi, A. Ganjeh Kaviri y M. N. M. Jaafar, “*Exergetic and economic evaluation of the effect of HRSG configurations on the performance of combined cycle power plants*”, *Energy Conversion and Management*, vol. 58, pp. 47–58, 2012.
- [30] I. Celigueta, “Complemento al Trabajo Fin de Máster: 'Análisis y optimización de ciclos de potencia para plantas CSP'”, 2018.

Anexos

Anexo 1: Programación en VBA del ciclo Rankine simple

Con los parámetros del ciclo que se han escogido, se ha comenzado definiendo estos.

Para obtener los valores de las entalpías de cada punto, se ha empleado el complemento de Excel denominado *CoolProp*. Introduciendo en el mismo el fluido, la temperatura y la presión de un punto concreto, se puede obtener el valor de entalpía o entropía, entre muchas otras propiedades.

Conociendo la presión del vapor a la entrada en la turbina de alta presión (punto 1) y las pérdidas en los intercambiadores (sobrecalentador, evaporador y economizador) y en el calderín se pueden conocer las presiones aguas arriba, hasta llegar a la presión del agua a la salida de la bomba de recirculación (B1). Del mismo modo, partiendo de la presión del HTF a la salida del campo solar se pueden hallar las sucesivas presiones del fluido caloportador hasta que vuelve a entrar al campo solar.

El siguiente paso ha sido comenzar con los cálculos para cada caso:

- Primero, se ha realizado un bucle *for* para el flujo másico del HTF, comenzando con 50 kg/s y teniendo 450 kg/s como último valor, cada 25 kg/s.
- Dentro de este bucle se encuentra otro para la variación de la temperatura del HTF a la salida del campo solar (T_{10}) desde 373 °C hasta 393 °C, cada 1 °C. Aquí se ha calculado la entalpía del HTF en ese punto (h_{10}) usando la siguiente expresión:

$$h_{10}(T_{10}) = 0,001355 \cdot T_{10}^2 + 1,5059 \cdot T_{10} - 0,0135 \quad (\text{kJ/kg, con } T \text{ en } ^\circ\text{C})$$

Finalmente, dentro de este segundo bucle se ha introducido otro en el que se incrementase la presión de salida de la turbina de vapor (P_2) desde 0,06 bar hasta 0,3 bar, aumentándola cada 0,005 bar. Aquí, dentro del tercer bucle *for* han comenzado los cálculos reiterativos, que se muestran a continuación en el orden establecido:

1) Punto 2:

- 1.1) Partiendo de P_2 y suponiendo un proceso isoentrópico ($s_{2s} = s_1$) se calcula h_{2s} .
- 1.2) Con la expresión del rendimiento isoentrópico de la turbina, se obtiene h_2 .
- 1.3) Con h_2 y P_2 , se pueden conocer la temperatura y la entropía en el punto 2 (T_2 y s_2) haciendo uso de *CoolProp*.

2) Punto 3:

- 2.1) Se calcula P_3 restándole las pérdidas de presión en el condensador a P_2 .
- 2.2) Se realiza una interpolación lineal de las entalpías del agua como líquido y gas saturados empleando como referencia la Tabla A.3 de Moran y Shapiro [20] para para obtener la entalpía de líquido saturado a la presión del punto 3: $h_{3f} = h_f(P_3)$.
- 2.3) Con P_3 y h_{3f} se obtiene T_3' empleando *CoolProp*, a la cual se le resta el subenfriamiento para obtener T_3 .
- 2.4) Con T_3 y P_3 se obtienen h_3 y s_3 con *CoolProp*.

3) Punto 4:

Sigue el mismo procedimiento que el cálculo para el punto 2, salvo que en lugar de la ecuación del rendimiento isoentrópico de las turbinas debe usarse el de las bombas. Se obtienen, así, h_4 , s_4 y T_4 .

4) Punto 5:

Sigue el procedimiento del punto 3, pues el objetivo del economizador es dejar el agua como líquido ligeramente subenfriado (prácticamente líquido saturado), para que en el evaporador pase a vapor saturado.

5) Punto 6:

Mismo procedimiento que el punto 3, ya que este punto corresponde al líquido saturado extraído del calderín que se recircula por el evaporador.

6) Punto 7:

Sigue el procedimiento del punto 4.

7) Punto 8:

Siguiendo como en el punto 3, se interpola para conocer h_{8f} y h_{8g} , correspondientes a las entalpías de líquido y vapor saturado, respectivamente. Conociendo la fracción de vapor x_8 que ha sido impuesta desde el comienzo, se puede obtener la entalpía h_8 , y con ella y P_8 , T_8 .

$$h_8 = h_{8f} + x_8 * (h_{8g} - h_{8f})$$

8) Punto 9:

Similar al procedimiento del punto 3, pero en lugar de obtener la entalpía líquido saturado, se obtiene para vapor saturado. Con h_9 se pasa a calcular T_9 con *CoolProp*.

9) Conociendo el flujo másico del aceite, así como las entalpías del agua y el aceite a la entrada y salida del tren de intercambiadores aceite-agua, se realiza un balance energético en ellos y se calcula el flujo másico de agua. Con este, se halla el flujo másico de recirculación en el evaporador.

10) A continuación, se calculan las entalpías del aceite en los puntos 11 y 12 y, con ellas, sus respectivas temperaturas.

11) Finalmente, se calcula la potencia neta de la turbina, la consumida por las bombas, la potencia calorífica aportada por el campo solar y el rendimiento del ciclo.

También se han calculado los productos U·A en los intercambiadores aceite-agua, para los análisis posteriores.

Además, al código se le han añadido unas líneas para que desestime aquellos casos no factibles (en caso de obtener $T_2 < T_{sat}(P_2)$, por ejemplo).

Todos los resultados se han tratado posteriormente con Octave para obtener las gráficas tridimensionales que se aprecian en el trabajo.

Anexo 2: Programación en VBA del ciclo Brayton simple

Tras definir los parámetros iniciales del ciclo, se procede con el cálculo de las propiedades del aire a la entrada del compresor: con la temperatura a la entrada del compresor, T_1 , se obtiene la entalpía del aire (h_1) interpolando linealmente los valores que aparecen en Moran y Shapiro [20]. Asimismo, se puede obtener la presión relativa pr_1 .

Para calcular las propiedades de los posteriores puntos hay que considerar que la relación de compresión se ha considerado variable de 2 a 30, y la temperatura de entrada a las etapas de la turbina de 500 °C a 1500 °C (haciendo uso del bucle *for* para ambos casos).

- 1) Punto 2: Se calculan tanto la presión como la presión relativa multiplicando sus respectivos valores a la entrada del compresor por la relación de compresión correspondiente, obteniendo P_2 y pr_2 , respectivamente. Con la presión relativa se puede obtener la entalpía en el punto 2 (h_2) interpolando de nuevo como en el punto 1.
- 2) Punto 3: En receptor solar se ha supuesto una pérdida de presión, por lo que la presión a su salida resulta de restarle esa pérdida a la presión de entrada (P_2). La temperatura en este punto será variable conforme a lo establecido previamente, por lo que se realizará el análisis para cada una de esas temperaturas (desde 500 °C hasta 1500 °C, variándola cada 100 °C). Conociendo la temperatura T_3 se interpola para obtener h_3 y pr_3 .
- 3) Punto 4: Si bien la presión a la salida de la turbina es la presión atmosférica, la presión relativa resulta de la división de la presión relativa a la entrada de la misma y la relación de compresión. Interpolando la misma, se obtiene la entalpía h_{4s} , a través de la cual se puede obtener la entalpía del punto 4 (h_4) empleando la expresión para el rendimiento isoentrópico de las turbinas. Finalmente, se puede obtener la temperatura de salida de la turbina (T_4) interpolando ese valor de entalpía.
- 4) Por último, se obtiene el salto entálpico en la turbina, así como la ganancia de entalpía en el receptor solar, por lo que con ambas dos se calcula el rendimiento del ciclo. Conociendo el flujo másico de aire que fluye por el ciclo y los rendimientos eléctricos y mecánicos de la turbina, el compresor y el generador se puede obtener la potencia neta del ciclo.

Anexo 3: Programación en VBA del ciclo Brayton con recalentamiento

Sigue el mismo procedimiento que el ciclo Brayton simple, con la diferencia de que la presión de salida de la turbina ya no es la presión atmosférica, sino que es variable entre 1 bar y 30 bar, cada 0,05 bar, con intención de encontrar aquella presión intermedia que optimice el ciclo Brayton con recalentamiento. Por tanto, se continúa el código a partir del paso 3 del Anexo 2, imponiendo la presión intermedia entre el rango mencionado.

El cálculo de los puntos 5 y 6 se realiza siguiendo la misma metodología que para los puntos 3 y 4, teniendo en cuenta que $T_5 = T_3$ y $P_6 = 1,01325$ bar.