UNIVERSIDAD EUROPEA DE MADRID

ESCUELA DE ARQUITECTURA, INGENIERÍA, CIENCIA Y COMPUTACIÓN (STEAM)

INGENIERÍA DE SISTEMAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO

OPTIMIZACIÓN DE UNA CENTRAL TÉRMICA

Alumno: Dª. MARIANA MOLANO CORREA

Director: D. JOSÉ LUIS AGUILAR GARCÍA

JUNIO 2026

TÍTULO: Optimización de una central térmica

AUTOR: Mariana Molano Correa

DIRECTOR DEL PROYECTO: José Luis Aguilar García

FECHA: 05 de junio de 2026

Índice

RESUMEN 8
ABSTRACT 9
Capítulo 1. OBJETIVOS 10
1.1 PLAN DE TRABAJO 10
Capítulo 2. INTRODUCCIÓN 11
Capítulo 3. ESTADO DEL ARTE 13
3.1 FUNDAMENTOS DE LAS CENTRALES TÉRMICAS 13
3.1.1 DIFERENTES TIPOS DE CICLO RANKINE Y CICLO BRAYTON 15
3.1.2 TIPOS DE CENTRALES TÉRMICAS 18
3.2 DESCRIPCION FUNCIONAL DE LOS PRINCIPALES SUBEQUIPOS 20
3.2.1 TURBINA DE GAS 20
3.2.2 SISTEMA DE RECUPERACION DE CALOR (HRSG) 21
3.2.3 TURBINA DE VAPOR 22
3.2.4 CONDENSADOR 23
3.2.5 GENERADORES ELÉCTRICOS 23
3.2.6 BOMBA 23
3.3 IRREVERSIBILIDAD, RENDIMIENTO Y PERDIDA REALES 23
3.4 INDICADORES DE DESEMPEÑO ENERGÉTICO 24
3.4.1 OPTIMIZACIÓN DE LAS CENTRALES TÉRMICAS EN LA ACTUALIDAD 25
3.5 ELECCIÓN DE LA CENTRAL TÉRMICA 26
3.5.1 CENTRAL TÉRMICA DE CICLO COMBINADO DE CARTAGENA 26
3.5.2 CENTRAL TÉRMICA DE CICLO COMBINADO DE SAN ROQUE CADIZ 26
3.5.3 CENTRAL TÉRMICA DE ABOÑO 28
3.5.4 SELECCIÓN DE LAS OPCIONES DE CENTRALES 29
3.6 SOFTWARE DE SIMULACIÓN 29
3.6.1 ENGINEERING EQUATION SOLVER (EES) 30
3.6.2 ASPEN HYSYS Y ASPEN PLUS 30

3.6.3 MATLAB 31
3.6.4 SOFTWARE CYCLEPAD 33
Capítulo 4. METODOLOGÍA Y PLAN DE TRABAJO 40
4.1 SELECCIÓN DE SOFTWARE 40
4.2 MODELADO DE LA CENTRAL TÉRMICA 41
4.2.1 EQUIPOS IMPLEMENTADOS EN LA SIMULACIÓN 41
4.2.2 CONDICIONES DE OPERACIÓN DE ABOÑO 1 42
4.2.3 CONDICIONES DE OPERACIÓN DE ABOÑO 2 47
4.3 PARÁMETROS ANALIZADOS PARA LA OPTIMIZACIÓN 50
4.3.1 INCREMENTO DEL FLUJO MÁSICO 50
4.3.2 TRIPLE RECALENTAMIENTO 52
4.3.3 PRESIÓN 57
4.3.4 AUMENTO FLUJO MÁSICO Y TRIPLE RECALENTAMIENTO 58
Capítulo 5. RESULTADOS 60
5.1 RESULTADOS DE LOS PARÁMETROS ANALIZADOS 60
5.1.1 INCREMENTO DEL FLUJO MÁSICO 60
5.1.2 TRIPLE RECALENTAMIENTO 61
5.1.3 PRESIÓN 63
5.1.4 AUMENTO FLUJO MÁSICO Y TRIPLE RECALENTAMIENTO 64
Capítulo 6. DISCUSIÓN DE RESULTADOS 67
Capítulo 7. VIABILIDAD ECONÓMICA 68
Capítulo 8. CONCLUSIONES 69
BIBLIOGRAFÍA 70

Índice de Figuras

FIGURA 1. Esquema ciclo de Rankine Ideal [7] 13
FIGURA 2. Diagrama temperatura vs entropía de un ciclo Rankine [7] 14
FIGURA 3. Ciclo Brayton abierto [10] 15
FIGURA 4. Diagrama temperatura vs entropía de un ciclo Brayton ideal [9] 16
FIGURA 5. a) Diagrama T-S y b) ciclo Rankine con recalentamiento [11] 17
FIGURA 6. Ciclo y diagrama T-S de un Rankine regenerativo [12] 18
FIGURA 7. Ciclo de Cogeneración [12] 19
FIGURA 8. Ciclo combinado [15] 20
FIGURA 9. Configuración de una turbina de gas simple [17] 21
FIGURA 10. Esquema de un ciclo combinado [8] 22
FIGURA 11. Diagrama de flujo de una estación de vapor [8] 22
FIGURA 12. Interfaz del usuario [37] 31
FIGURA 13. Ciclo Rankine en Matlab [39] 32
FIGURA 14. Resultados de simulación en Matlab [39] 33
FIGURA 15. Modo construcción en CyclePad 34
FIGURA 16. Ciclo Rankine simple en CyclePad 35
FIGURA 17. Propiedades del ciclo termodinámico 36
FIGURA 18. Información de cada componente 36
FIGURA 19. Información de cada conexión del fluido 37
FIGURA 20. Ciclo termodinámico de la central de Aboño 1 y Aboño 2 41
FIGURA 21. Valores introducidos en los equipos del Aboño 1 43
FIGURA 22. Valores introducidos en los flujos del Aboño 1 43
FIGURA 23. a) Propiedades del ciclo Aboño 1 b) Diagrama T-S de Aboño 1 47
FIGURA 24. Valores introducidos en los equipos del Aboño 2 48
FIGURA 25. Valores introducidos en los flujos del Aboño 2 48
FIGURA 26. a) Propiedades del ciclo Aboño 2 b) Diagrama T-S de Aboño 2 49
FIGURA 27. Incremento del flujo másico en el Aboño 1 51
FIGURA 28. Incremento del flujo másico en el Aboño 2 52
FIGURA 29. Ciclo de Aboño 1 con mejora 2 52
FIGURA 30. Datos de los equipos del ciclo con mejora 2 en el Aboño 1 53
FIGURA 31. Datos del flujo del ciclo con mejora 2 en el Aboño 1 53
FIGURA 32. Ciclo de Aboño 2 con mejora 2 55
FIGURA 33. Datos de los equipos del ciclo con mejora 2 en el Aboño 2 56
FIGURA 34. Datos del flujo del ciclo con mejora 2 en el Aboño 2 56
FIGURA 35. Incremento de la presión de entrada en el Aboño 1 58
FIGURA 36. Incremento de la presión de entrada en el Aboño 2 58
FIGURA 37. Ciclo de Aboño 1 y propiedades del flujo de $S1$ con la mejora 4 59
FIGURA 38. Ciclo de Aboño 2 y propiedades del flujo de $S1$ con la mejora 4 59

FIGURA 39. Propiedades del ciclo del Aboño 1 con la mejora 1..... 60
FIGURA 40. Propiedades del ciclo del Aboño 2 con la mejora 1..... 61
FIGURA 41. a) Propiedades del ciclo Aboño 1 con triple recalentamiento b) Diagrama T-S de Aboño 1 con triple recalentamiento 62
FIGURA 42. a) Propiedades del ciclo Aboño 2 con triple recalentamiento b) Diagrama T-S de Aboño 2 con triple recalentamiento 62
FIGURA 43. Propiedades del ciclo del Aboño 1 con la mejora 3..... 63
FIGURA 44. Propiedades del ciclo del Aboño 2 con la mejora 3..... 64
FIGURA 45. Propiedades del ciclo del Aboño 1 con la mejora 4..... 65
FIGURA 46. Propiedades del ciclo del Aboño 2 con la mejora 4..... 65

Índice de Tablas

TABLA 1. Parámetros de entrada y salida de los subequipos de la central de Aboño 29
TABLA 2. Suposiciones en el mundo ideal vs real..... 38
TABLA 3. Datos originales del Aboño 1 [34] 42
TABLA 4. Datos para interpolar $S2$ real [44] 44
TABLA 5. Propiedades del agua, vapor sobrecalentado a 40 bar [44] 45
TABLA 6. Propiedades del agua saturada a 0,06 bar [44] 46
TABLA 7. Datos originales del Aboño 2 [34] 47
TABLA 8. Propiedades del agua saturada a 0,04 bar [44] 49
TABLA 9. Propiedades del agua saturada a 10 bar [44] 54
TABLA 10. Propiedades del agua, vapor sobrecalentado a 10 bar [44] 54
TABLA 11. Comparación de potencia generada con mejora 1..... 61
TABLA 12. Comparación de potencia generada con mejora 2..... 63
TABLA 13. Comparación de potencia generada con mejora 3..... 64
TABLA 14. Comparación de potencia generada con mejora 4..... 66

RESUMEN

Se estudia el funcionamiento y rendimiento de una central térmica para posteriormente lograr optimizarla mediante la ayuda de un programa para el análisis termodinámico del ciclo modelado. Se selecciona la central térmica de Aboño, por la variedad de información que se encuentra publicada en internet y que, además, funciona con ciclos termodinámicos más antiguos que otras centrales lo que permite realizar más mejoras y analizar cómo se puede aumentar el rendimiento de una central variando diferentes parámetros.

La metodología que se emplea para el análisis de los ciclos termodinámicos se basa en el uso del software CyclePad, el cual permite modelar distintos ciclos termodinámicos con mayor facilidad al proporcionar opciones de ciclos ya construidos y posteriormente modificarlos o construirlos desde cero y luego definir las condiciones de operación inicial necesarias para que el programa calcule el resto de las variables imprescindibles para darnos los resultados finales de todo el ciclo.

Se estudian parámetros como la presión, el flujo másico y el tipo de central térmica empleada para evaluar la influencia que tienen sobre la potencia generada por el ciclo. El estudio de estos parámetros permite identificar de forma más clara el impacto que tienen sobre el rendimiento de la central y la importancia de la continua mejora y estudio de las centrales térmicas en el contexto actual del aumento de demanda energética.

Palabras clave: Central térmica, CyclePad, potencia generada, ciclo termodinámico, optimización.

ABSTRACT

The performance and efficiency of a thermal power plant are studied with the aim of optimizing it using a software for the thermodynamic analysis of the modeled cycle. The Aboño thermal power plant was selected due to the wealth of information available online about it and because it operates using older thermodynamic cycles than other plants, which allows for more improvements and enables an analysis of how a plant's efficiency can be increased by varying different parameters.

The methodolgy used for the analysis of thermodynamic cycles is based on the use of CyclePad software, which allows for the modeling of different thermodynamic cycles with greater ease by providing pre-built cycle options that can be modified or built from scratch, and then defining the initial operating conditions necessary for the program to calculate the remaining essential variables to provide the final results for the entire cycle.

Parameters such as pressure, mass flow, and the type of thermal power plant used are studied to evaluate their influence on the power generated by the cycle. The study of these parameters allows for a clearer identification of their impact on the plant's efficiency and highlights the importance of continuous improvement and research on thermal power plants in the current context of rising energy demand.

Keywords: Thermal power plant, CyclePad, generated power, thermodynamic cycle, optimization.

Capítulo 1. OBJETIVOS

El objetivo principal de este Trabajo Fin de Grado consiste en la optimización del funcionamiento de una central térmica, analizando el funcionamiento de esta central para poder entender el proceso y parámetros que conlleva cada uno de sus elementos, logrando así generar más electricidad al poder aumentar su potencia con las mejoras implantadas. Se proponen varias propuestas para la central térmica que se escogerá más adelante.

Para lograr el objetivo final de la optimización, se han desarrollado los siguientes objetivos secundarios:

• **Seleccionar y definir el tipo de central térmica objeto de estudio**, estableciendo su configuración básica y justificando la elección en base a criterios técnicos, energéticos y bibliográficos.

• **Definir y validar las condiciones iniciales y los datos de operación** de la central térmica seleccionada, a partir de información bibliográfica y supuestos coherentes, para su correcta implementación en el entorno de simulación.

• **Simular el funcionamiento de la central térmica mediante el software CyclePad**, analizando su comportamiento termodinámico bajo las condiciones establecidas y obteniendo los principales parámetros de rendimiento del ciclo.

• **Evaluar y optimizar los resultados obtenidos**, identificando los parámetros con mayor influencia en la eficiencia y el rendimiento global de la central térmica, y proponiendo mejoras basadas en el análisis de los resultados simulados, integrando los mismos en la redacción final del trabajo.

1.1 PLAN DE TRABAJO

TAREAS (T)	MES 1				MES 2				MES 3				MES 4				MES 5				MES 6			
1 Selección del tipo de central térmica																								
2 Definición de datos/condiciones iniciales																								
3 Simulación de los datos seleccionados con el software CyclePad																								
4 Evaluación y optimización de los resultados obtenidos																								
5 Redacción del manuscrito																								
6 Búsqueda bibliográfica																								

Capítulo 2. INTRODUCCIÓN

Actualmente el 80% del suministro eléctrico mundial proviene de combustibles fósiles, como, por ejemplo, el petróleo, el carbón y el gas natural. El uso intensivo de estas fuentes energéticas tiene un impacto considerable en el medio ambiente, debido a que estas fuentes de energía no son renovables y además liberan una cantidad inmensa de gases de efecto invernadero. Por esto mismo, resulta necesario replantear los modelos de generación eléctrica actuales, especialmente en un contexto de creciente demanda energética a nivel global.
En respuesta a estos desafíos, en la actualidad se introducen muchas nuevas fuentes de energías renovables. Sin embargo, las centrales termoeléctricas continúan desempeñando un papel fundamental en el suministro eléctrico debido a su capacidad de generación continua y controlable [1]. En este sentido, resulta de especial interés analizar su funcionamiento y mejorar su eficiencia energética. Mejorar estas centrales es relevante para ayudar a reducir costes a largo plazo y disminuir el impacto medioambiental, para poder usar con más libertad este suministro de electricidad.

Hoy en día hay muchos problemas medioambientales y, además, mucha demanda de electricidad. Estos problemas presentan un obstáculo para las energías que se usan actualmente, pero pueden ser una oportunidad de cambio para las energías renovables. Por ejemplo, uno de los problemas actuales que del uso de combustibles fósiles es la alta contaminación que provoca en las aguas dulces por causas como derrames, fracturación hidráulica y algunos residuos que terminan en estas aguas. Además, debido a la elevada demanda energética, la combustión de combustibles fósiles genera grandes emisiones de CO_2, lo que también repercute negativamente en los ecosistemas marinos. El aumento de la demanda energética global también plantea desafíos ambientales significativos, entre ellos el incremento de emisiones contaminantes y el elevado consumo de recursos naturales, como el agua. En particular, las centrales térmicas convencionales requieren grandes volúmenes de agua para sistemas de refrigeración, lo que genera tensiones en regiones con escasez hídrica. Una de las soluciones que se tiene en cuenta para la alta demanda de agua dulce, y cumplir con las exigencias de producción de energía a nivel mundial, es la desalinización del agua de mar. Esta opción permite tener un suministro de agua dulce adicional además del agua de ríos o lagos, entre otros. Sin embargo, este proceso es caro y no supone una alternativa eficiente para las grandes empresas.
Estas limitaciones han impulsado el desarrollo de tecnologías más eficientes, como las centrales de ciclo combinado (CCPP), que permiten mejorar el rendimiento energético y reducir el consumo específico de recursos. [2].

Los temas que se desarrollan en este Trabajo de Fin de Grado encajan con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) de la Agenda 2030. El trabajo se enfoca en particular en el ODS 7: Energía asequible y no contaminante, ya que la mejora de una central térmica puede permitir el acceso a la energía de forma segura y continua [3]. Además, se conecta con el ODS 9:

Industria, innovación e infraestructura, donde es primordial investigar e innovar para encontrar soluciones a los problemas económicos y ambientales, usando herramientas de simulación y análisis para optimizar procesos industriales [4]. Por último, este trabajo se asocia con el ODS 13: Acción por el clima, el cual consiste en incorporar medidas para combatir el cambio climático y sus efectos, el cual es un objetivo alineado con lo que se busca en este proyecto ya que una central térmica puede ayudar a reducir las emisiones de gases de efecto invernadero [5].

En este contexto, resulta fundamental comprender la evolución y el funcionamiento de las centrales térmicas con el fin de identificar oportunidades de mejora en su rendimiento y, de esta forma, hacer frente a la gran demanda energética actual. Por ello, en los siguientes apartados del trabajo se analizan los fundamentos teóricos de estas instalaciones y las principales configuraciones tecnológicas empleadas en la actualidad, con el fin de elegir la opción más adecuada para el suministro eléctrico.

Capítulo 3. ESTADO DEL ARTE

En este capítulo se desarrollarán todos los apartados que nos ayudarán a entender los conceptos teóricos de los cuales se basa este proyecto.

3.1 FUNDAMENTOS DE LAS CENTRALES TÉRMICAS

El ciclo Rankine es un ciclo termodinámico utilizado para convertir energía térmica en trabajo mecánico mediante el uso de un fluido de trabajo, generalmente agua. El funcionamiento de una central térmica estándar se basa en hervir el agua suministrada para poder crear vapor, el cual hará girar las turbinas para poder generar electricidad. Una vez que el vapor haya pasado por estas turbinas, se debe de enfriar o condensar para que vuelva a su estado líquido, y luego se pueda rehusar el agua para así producir más electricidad [6]. La FIGURA 1 muestra un ciclo ideal Rankine, el cual permite entender el principio básico de todas las centrales térmicas.

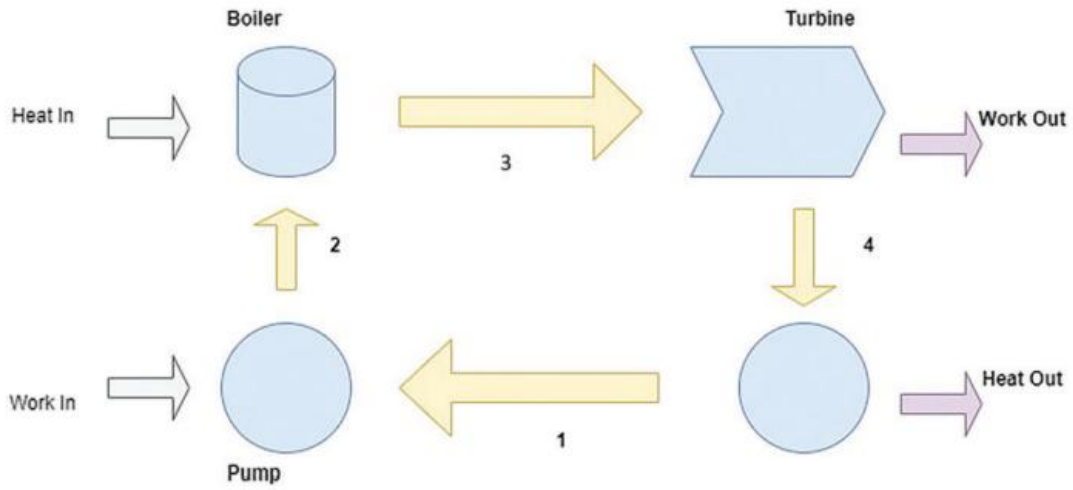


FIGURA 1. Esquema ciclo de Rankine Ideal [7]

En la FIGURA 1 se pueden ver los procesos principales que tiene un ciclo Rankine simple. Estos procesos son:

- Proceso 1-2: proceso el cual va del condensador a la bomba. Dentro del condensador se encuentra el líquido saturado con una presión P_3 constante (isobárico), que se encarga de extraer calor del fluido. Cuando pasa a la bomba, el líquido se compre y trabajaría con un líquido comprimido o subenfriado. Este proceso incrementa la presión del fluido y, en el caso ideal, se considera adiabático e isoentrópico, indicando que la entropía (denominada con la letra "S") de la bomba en la flecha 1 y entropía que hay en la flecha

2 después de la bomba será la misma. La bomba no necesita mucha energía de entrada ya que el fluido está en un estado líquido.

- Proceso 2-3: proceso el cual va de la bomba a la caldera. Dentro de la bomba se encuentra el líquido comprimido y la bomba impulsa el fluido de alta presión a la caldera. Dentro de la caldera, este fluido se calentará a presión constante (isobárico) hasta alcanzar un estado de fluido sobrecalentado (vapor).
- Proceso 3-4: proceso el cual va de la caldera a la turbina. Dentro de la caldera está el vapor sobrecalentado, el cual será posteriormente llevado hasta la turbina en donde se expandirá de forma adiabática y trabajará de manera isoentrópica, es decir que la entropía que hay en la turbina en la flecha 3 y la entropía que hay en la flecha 4 después de la turbina es la misma. La turbina genera mucha más energía que la que requiere la bomba.
- Proceso 4-1: proceso el cual va de la turbina al condensador. En la turbina el fluido se encuentra en estado bifásico, es una mezcla de vapor y agua. El vapor húmedo sale de la turbina a una presión baja y constante y pasa al condensador [8].

La FIGURA 2 muestra el diagrama temperatura-entropía del ciclo Rankine. Este diagrama permite analizar las distintas regiones de operación del fluido. Para poder entender este diagrama, a continuación, se exponen las diferentes zonas que hay dentro del ciclo. En la parte izquierda de la curva, donde se encuentra el punto 2, se observa la zona de líquido comprimido. Aunque el punto 1 se encuentra muy próximo al punto 2, al situarse sobre la rama izquierda del domo de saturación corresponde a un estado de líquido saturado. Toda la curva izquierda delimita la región de líquido saturado, mientras que la curva derecha corresponde a estados de vapor saturado. Sin embargo, un punto en el tope de la curva sería un punto crítico (donde las fases de líquido y gas se vuelven homogéneas). El punto 3 se localiza en la región de vapor sobrecalentado, mientras que el punto 4, situado sobre la curva derecha del domo, corresponde a vapor saturado.

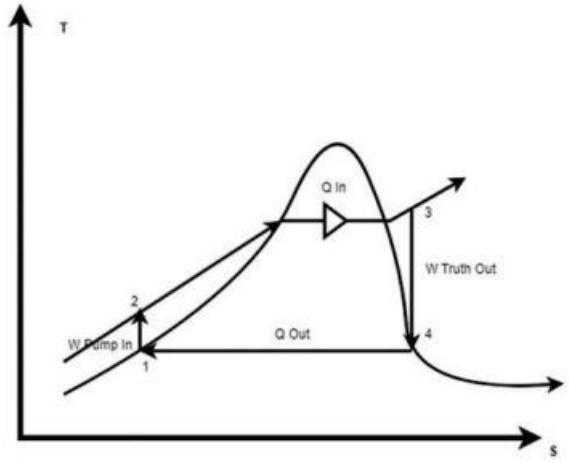


FIGURA 2. Diagrama temperatura vs entropía de un ciclo Rankine [7]

Para poder entender mejor el diagrama también es necesario entender cómo van fluyendo las líneas de presión. Los tramos horizontales representan procesos isobáricos. Así, la línea que conecta los puntos 4 y 1 corresponde a la presión más baja del ciclo, y cuando esta se mueve de manera constante horizontal es porque la presión de un punto a otro se mantiene constante, es decir, que trabaja de manera isobárica. Por otra parte, la línea entre los puntos 2 y 3 representa la presión más alta.

Por último, las líneas verticales que hay entre 1-2 y 3-4 indican procesos isoentrópicos, es decir, que su entropía es la misma y son procesos característicos del comportamiento ideal de la bomba y la turbina, respectivamente.

3.1.1 DIFERENTES TIPOS DE CICLO RANKINE Y CICLO BRAYTON

3.1.1.1 CICLO BRAYTON

Un ciclo Brayton, a diferencia de un ciclo Rankine, emplea un gas como fluido de trabajo (habitualmente aire en el modelo ideal) y, en su configuración más común, opera como un ciclo abierto [9]. A continuación, se muestra en la FIGURA 3 un esquema del ciclo de Brayton abierto.

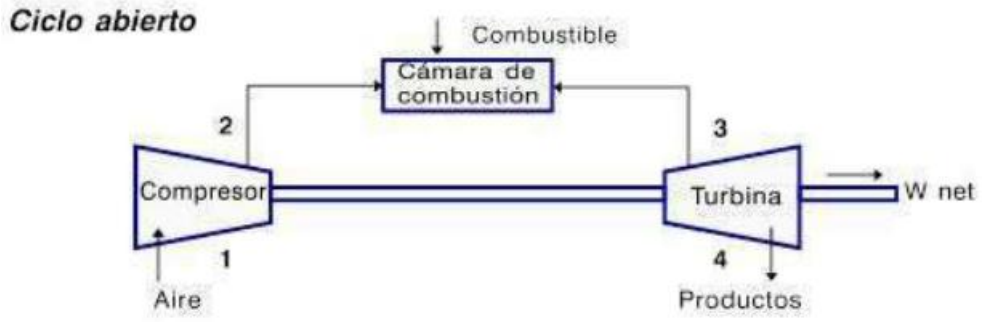


FIGURA 3. Ciclo Brayton abierto [10]

La diferencia entre un ciclo Brayton abierto y un ciclo Brayton cerrado es que el abierto, como muestra la FIGURA 3, tiene una cámara de combustión en la parte superior donde se añade calor al fluido. En contraste, en el ciclo cerrado el aporte térmico se realiza mediante intercambiadores de calor, sin mezcla directa entre el fluido de trabajo y los gases de combustión.

En un ciclo Brayton ideal, el aire entra por el compresor que trabaja de forma adiabática e isoentrópica (del punto 1 al 2), aumentando su presión y temperatura. Posteriormente, en la cámara de combustión, el fluido se calienta a presión constante (proceso isobárico). Finalmente,

el gas se expande en la turbina mediante un proceso adiabático e isoentrópico (3-4), produciendo trabajo mecánico. [10].

La FIGURA 4 muestra cómo se vería el diagrama de temperatura y entropía de un ciclo Brayton ideal. Este es mucho más sencillo que el del ciclo Rankine, pero los tramos horizontales representan procesos isobáricos, mientras que los tramos verticales corresponden a procesos isoentrópicos.

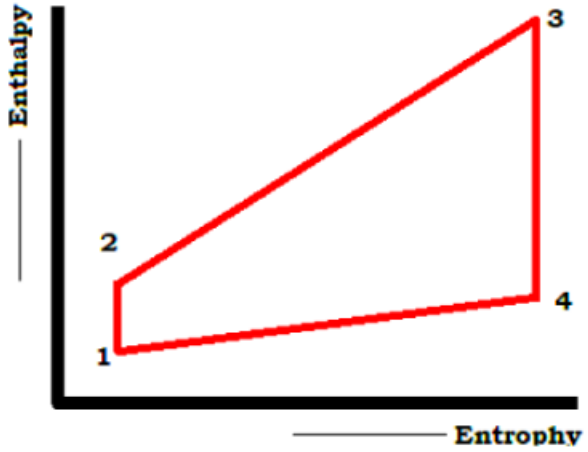


FIGURA 4. Diagrama temperatura vs entropía de un ciclo Brayton ideal [9]

3.1.1.2 CICLO RANKINE CON RECALENTAMIENTO

El ciclo Rankine con recalentamiento es una modificación del ciclo simple cuyo objetivo es aumentar el trabajo neto producido y reducir la humedad del vapor a la salida de la turbina. Para lograr aumentar la potencia, se han empleado dos turbinas (una de ellas dispuesta tras una caldera) como se puede observar en la FIGURA 5, a diferencia del ciclo Rankine simple con sólo una turbina.

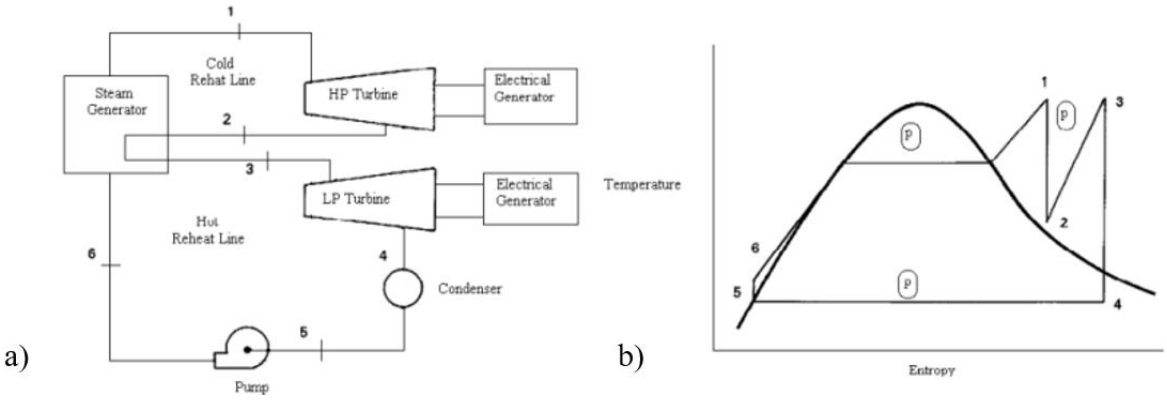


FIGURA 5. a) Diagrama T-S y b) ciclo Rankine con recalentamiento [11]

En esta configuración, la expansión final del vapor se inicia en la turbina de alta presión, que se denomina en la FIGURA 5 a) como "*HP Turbine*". Antes de completar la expansión hasta la presión del condensador, el vapor se dirige nuevamente al generador de vapor, donde se recalienta a presión aproximadamente constante. Posteriormente, el vapor recalentado va hacia otra turbina que en la FIGURA 5 a) esta denominada como "*LP Turbine*", la cual trabaja con una presión más baja. Dentro de esta turbina, el vapor termina de expandirse y alcanza la presión deseada para entrar al condensador.

La FIGURA 5 b) representa el diagrama T-S. A diferencia de un ciclo Rankine normal, en este diagrama se observan tres líneas de presiones, los puntos 4 y 5 trabajan a la presión más baja, los puntos 1 y 6 trabajan a la presión más alta y los puntos 2 y 3 están en una presión media. Las zonas siguen siendo las mismas que en el ciclo Rankine.

En el diagrama T-S, esta modificación introduce un tramo adicional de calentamiento isobárico entre las dos expansiones. El área encerrada por el ciclo aumenta respecto al Rankine simple, lo que implica un mayor trabajo neto producido [11].

3.1.1.3 CICLO RANKINE REGENERATIVO

El ciclo Rankine regenerativo incorpora varias modificaciones con respecto al ciclo Rankine simple, las cuales se pueden observar en la FIGURA 6.

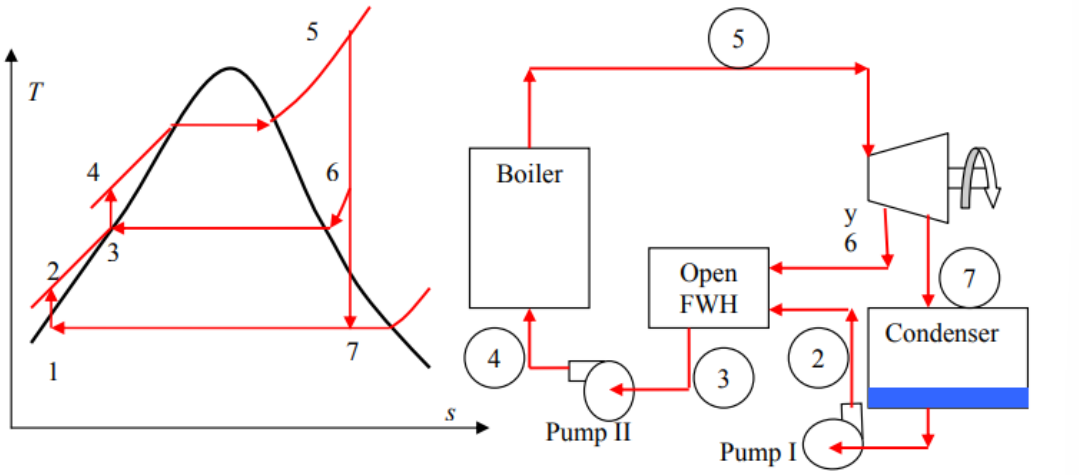


FIGURA 6. Ciclo y diagrama T-S de un Rankine regenerativo [12]

Esta modificación del ciclo Rankine se basa en extraer el vapor de la turbina en varias etapas y además cuenta con un intercambiador de calor, en la FIGURA 6 está denominado como "*Open FWH*" o también conocido como mezclador o regenerador. Su función principal es calentar el agua de alimentación y ayuda a eliminar el aire que se filtra en el condensador. Existen dos tipos de regenerados, abiertos y cerrados. En los regeneradores abiertos, el vapor extraído de la turbina se mezcla directamente con el agua de alimentación procedente de la bomba. Este proceso eleva la temperatura del agua antes de la caldera, incrementando la temperatura media de adición de calor y, por tanto, la eficiencia térmica del ciclo. En este trabajo se analizan exclusivamente los regeneradores abiertos.

Algunas de las ventajas de este ciclo modificado es el aumento de la eficiencia térmica gracias al regenerador, que produce un aumento de la temperatura en el agua antes de entrar a la caldera [12].

3.1.2 TIPOS DE CENTRALES TÉRMICAS

Existen diferentes tipos de centrales térmicas dependiendo del propósito para lo que se quiera conseguir, del combustible que se use, de los subequipos que tenga la central y el ciclo. También han ido evolucionando y algunas de estas ya no son tan comunes por los incumplimientos medioambientales que hoy en día se busca conseguir.

3.1.2.1 CENTRAL TÉRMICA CONVENCIONAL

Una central térmica convencional basada en el ciclo Rankine está compuesta fundamentalmente por una caldera, una turbina de vapor, un condensador y una bomba. El combustible fósil (gas

natural, carbón o fuelóleo) se emplea para generar vapor en la caldera, el cual se expande en la turbina produciendo trabajo mecánico que posteriormente se transforma en energía eléctrica [13]. El funcionamiento de este tipo de planta ya se explica en el capítulo 3.1.

3.1.2.2 COGENERACIÓN

La cogeneración es un tipo de central térmica que incorpora varias modificaciones con respecto a una central térmica convencional, las cuales se pueden observar en la FIGURA 7.

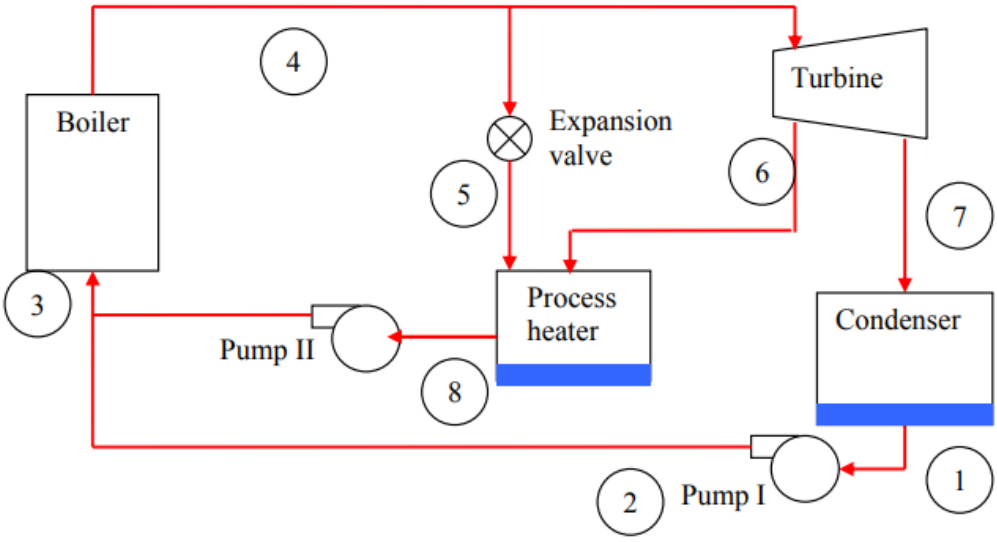


FIGURA 7. Ciclo de Cogeneración [12]

La cogeneración, también conocida como producción combinada de calor y electricidad (CHP, Combined Heat and Power), es una tecnología que permite la generación simultánea de energía eléctrica y energía térmica útil a partir de un mismo combustible.

En una central eléctrica convencional, una parte significativa de la energía del combustible se disipa en forma de calor residual. En una planta de cogeneración, este calor se recupera mediante un sistema de aprovechamiento térmico (como un intercambiador o calentador de proceso, como se puede observar en la FIGURA 7) y se utiliza para aplicaciones industriales o calefacción, aumentando así el rendimiento global del sistema.

Entre sus principales ventajas destacan el incremento del rendimiento energético global, la reducción del consumo específico de combustible y la disminución de emisiones de gases de efecto invernadero [14].

3.1.2.3 CICLO COMBINADO

La FIGURA 8 muestra un esquema del funcionamiento de una central de ciclo combinado.

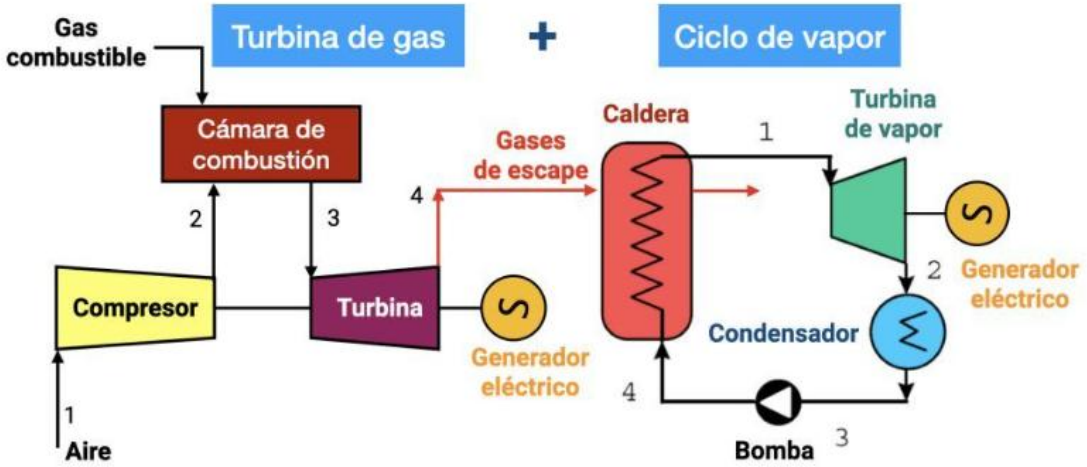


FIGURA 8. Ciclo combinado [15]

Una central de ciclo combinado integra un ciclo Brayton (turbina de gas) y un ciclo Rankine (turbina de vapor) con el objetivo de aumentar la eficiencia global de la planta.

En este tipo de instalación, los gases de escape de la turbina de gas, que aún poseen una elevada temperatura y se observan en la parte izquierda de la FIGURA 8, se conducen hacia un generador de vapor con recuperación de calor (HRSG), donde se produce vapor para alimentar una turbina de vapor adicional.

De esta forma, se aprovecha la energía térmica residual del ciclo Brayton para generar potencia adicional en el ciclo Rankine, incrementando significativamente la eficiencia global respecto a una planta convencional simple [16].

3.2 DESCRIPCION FUNCIONAL DE LOS PRINCIPALES SUBEQUIPOS

En este apartado se describen cuáles son los principales subequipos que usa una central térmica básica. Entender el funcionamiento de cada uno de estos equipos ayuda a entender también de dónde vienen las pérdidas para poder reducirlas, y de dónde viene la mayor potencia producida.

3.2.1 TURBINA DE GAS

Las turbinas de gas son máquinas térmicas diseñadas para convertir la energía química del combustible en energía mecánica a través de la expansión de gases a alta temperatura. La FIGURA 9 representa el esquema de estas turbinas, en el que se pueden apreciar tres secciones principales: En la parte izquierda de la FIGURA 9 hay un compresor, donde el aire atmosférico se comprime, aumentando su presión y temperatura. Luego pasa a una cámara de combustión donde se añade el combustible y se produce la combustión, aumentando la temperatura con una presión constante. Y, por último, los gases calientes se expanden en la turbina, generando trabajo mecánico y la potencia neta en el eje. Esta potencia posteriormente acciona un generador eléctrico [17].

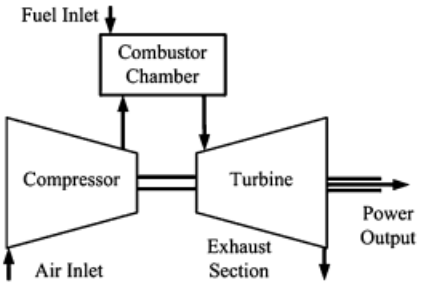


FIGURA 9. Configuración de una turbina de gas simple [17]

Entre sus principales ventajas se encuentran su rápida puesta en marcha y menores costes de inversión en comparación con otras tecnologías. No obstante, presentan un consumo específico de combustible relativamente elevado cuando operan en ciclo simple.

Existen también estas mismas turbinas, pero cuyo funcionamiento combina calor y energía (CHP). Esto quiere decir que, además de los otros componentes que ya se explicaron, tiene también un intercambiador de calor de recuperación, el cual se explicará en el siguiente apartado [8].

3.2.2 SISTEMA DE RECUPERACION DE CALOR (HRSG)

El generador de vapor con recuperación de calor (HRSG) es un intercambiador térmico cuya función es recuperar la energía térmica contenida en los gases de escape de la turbina de gas CHP.

Este sistema permite producir vapor a distintas presiones para alimentar una turbina de vapor en una planta de ciclo combinado (CCGT), incrementando así la eficiencia global del sistema.

Este sistema va relacionado con la turbina de gas CHP. La principal función de este sistema es recuperar el calor de los gases de escape de la turbina de gas, esto con el propósito de poder generar vapor a una presión o agua caliente. Este componente es esencial sobre todo en plantas

que tengan turbinas de gas de ciclo combinado (CCGT) para poder usar el calor que queda en un generador de vapor con recuperación de calor.

Como se puede observar en la FIGURA 10, el HRSG está conectado con la turbina mediante un tubo donde salen expulsados los gases. La turbina que funciona con CHP logra generar vapor a una presión gracias al sistema HRSG, que recupera el calor de los gases de escape. El funcionamiento de este sistema se puede apreciar en el esquema que se muestra a continuación [8].

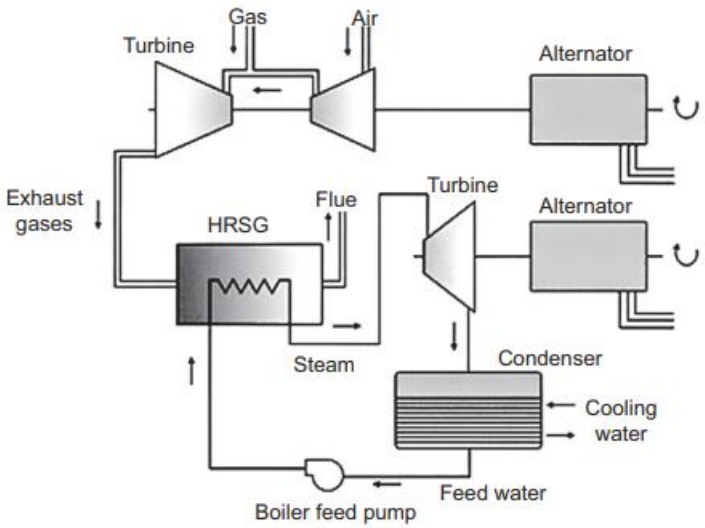


FIGURA 10. Esquema de un ciclo combinado [8]

3.2.3 TURBINA DE VAPOR

La FIGURA 11 muestra el flujo de funcionamiento de una estación de vapor.

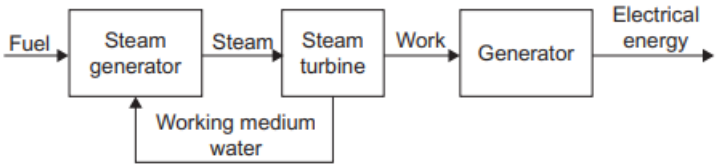


FIGURA 11. Diagrama de flujo de una estación de vapor [8]

La turbina de vapor tiene como función expandir el vapor de alta presión y temperatura procedente del generador de vapor, convirtiendo su energía térmica en energía mecánica rotacional.

El vapor se expande a través de una serie de álabes fijos y móviles, produciendo trabajo en el eje, el cual acciona un generador eléctrico.

Estas turbinas se caracterizan por su elevada capacidad de potencia y su alta fiabilidad en operación continua [5]

3.2.4 CONDENSADOR

El condensador recibe el vapor de escape procedente de la turbina de vapor y lo enfría hasta condensarlo nuevamente en estado líquido.

Este proceso permite cerrar el ciclo termodinámico y mantener una presión baja a la salida de la turbina, lo que incrementa el trabajo de expansión [18].

Sin embargo, en el condensador se produce una de las principales pérdidas energéticas del ciclo, ya que el calor residual es rechazado al medio ambiente [19].

3.2.5 GENERADORES ELÉCTRICOS

Como se observa en la FIGURA 10, hay unos alternadores que se encargan de transformar la energía mecánica de los ejes en energía eléctrica, como suele pasar en las turbinas. Estos alternadores suelen usarse sobre todo para centrales térmicas de ciclo combinado. Existen alternadores de dos polos y de cuatro polos. Los primeros se usan cuando los alternadores están acoplados directamente a la turbina. El segundo caso se usa cuando la planta produce una potencia inferior a 50.000 kW, los cuales usan los alternadores de acoplamiento indirecto, y para ello son más económicos los de cuatro polos [20].

3.2.6 BOMBA

La función principal de esta bomba es darle trabajo externo para ayudar a mover el líquido de baja presión a alta presión. Así, el condensado de la turbina se puede reciclar mediante esta bomba centrifuga de presión [11].

3.3 IRREVERSIBILIDAD, RENDIMIENTO Y PERDIDA REALES

La irreversibilidad está ligada al concepto de la entropía, la cual es una medida del desorden dentro de un sistema en la termodinámica. La segunda ley de la termodinámica dice que la entropía total de un sistema aislado aumenta con el tiempo o puede permanecer constante en procesos reversibles. Sin embargo, en el mundo real no existen los sistemas completamente aislados y los procesos tampoco son completamente reversibles. Cuanto mayor sea la entropía en un proceso, más irreversible será y se pierde aún más energía útil. Cuando la entropía generada por el sistema sea igual a cero, es un sistema reversible. Cuando el sistema es reversible, la diferencia entre entropías es cero [21].

La eficiencia relaciona el trabajo neto de salida con el calor total de entrada en un ciclo termodinámico. El calor que se añade en el sistema debe ser mayor que el trabajo neto realizado, este valor es adimensional, pero se representa como porcentaje y por eso se multiplica por cien. Por lo que este porcentaje nos indica en qué medida la energía que se añade por el trabajo se convierte en calor neto [22].

Existen diferentes razones por las que puede haber perdidas de calor, las más comunes son por perdidas a través de los gases en las calderas, principalmente se debe a que los gases se escapan y se pierde calor lo que provoca perdidas térmicas. También, hay una parte del combustible que en el proceso de combustión no se quema y no se puede aprovechar al máximo. El último caso que se ve en las calderas son los residuos que quedan después de la combustión, estos residuos almacenan calor, lo cual se considera como una perdida también [23].

Las perdidas por transferencia de calor hacia los materiales que la rodean también es un caso muy común, este fenómeno se denomina radiación y convección. El vapor que está dentro de todos los componentes de las centrales transfiere el calor al exterior y aunque se adopten medidas de aislamiento, la diferencia de temperaturas es tan alta que pueden alcanzar un 3% de perdidas. Por último, la ventilación que se usa en las centrales térmicas para que las calderas no alcancen temperaturas elevadas generan perdidas de calor debido a que este proceso hace que se enfríe la caldera [24].

3.4 INDICADORES DE DESEMPEÑO ENERGÉTICO

Existen diversos indicadores que permiten evaluar el rendimiento energético de una central térmica y cuantificar su eficiencia operativa como, por ejemplo, en la conversión de combustible a electricidad, cuantificando las pérdidas de calor y usando diferentes fuentes para reducir los impactos ambientales. Algunos de estos indicadores son:

• **Eficiencia térmica:** relación entre la potencia eléctrica neta generada y la energía térmica aportada por el combustible. La eficiencia se mide en porcentaje y siempre será menor del 100% debido a que existen perdidas de calor en el proceso [25].

• **Tasa de calor:** la tasa de calor es un valor que representa el nivel de eficiencia con el que una central térmica puede transformar la energía térmica en energía eléctrica. Este valor indica cuanta energía es necesaria para producir 1 kilovatio-hora (kWh) de electricidad.

La mejora de este indicador se refleja cuando esta necesita de menos alimentación de combustible para generar electricidad. Cuanto menor sea el valor de la tasa de calor, más alta será la eficiencia de la central.

Algunos de los factores que pueden perjudicar o mejorar la tasa de calor son la calidad del combustible y el mantenimiento de la planta. A mayor calidad del combustible y mantenimiento regular, la tasa de calor disminuirá.

Además, las plantas que usan gas natural como combustible suelen tener una tasa de calor más baja porque requieren menor cantidad de combustible para generar electricidad a diferencia de las plantas nucleares o las de carbón [26].

• **Consumo específico de combustible:** este indicador se refiere a la cantidad de combustible requerida para generar una unidad de energía eléctrica.

Algunos de los factores que pueden perjudicar o mejorar el consumo específico de combustible son los parámetros de presión y temperatura. Otro factor es la relación que tiene con la eficiencia de la caldera, cuanto mayor sea la eficiencia de la caldera menor es el consumo de combustible. Por último, un mayor consumo de vapor en la turbina implica un mayor consumo especifico de combustible [27].

• **Potencia neta generada:** se define como la energía eléctrica suministrada a la red, descontando los consumos internos de la planta. Esta potencia refleja la capacidad de generación de energía instalada y esta producción no es constante y no siempre opera a plena capacidad debido a factores externos, como las condiciones ambientales que afectan las condiciones de operación.

Por otro lado, las plantas nucleares presentan mayor producción anual ya que operan a plena carga, excepto entre otoño y primavera para recargar combustible. Las plantas de ciclo combinado suelen tener una potencia intermedia a lo largo del año y las de ciclo simple tienen una producción anual menor, se usan principalmente para puntos específicos de demanda de energía [28].

3.4.1 OPTIMIZACIÓN DE LAS CENTRALES TÉRMICAS EN LA ACTUALIDAD

Actualmente las centrales térmicas tienen como objetivo mejorar sus indicadores de desempeño energético, principalmente para reducir costos de operación, minimizar los impactos medioambientales y conseguir la mayor producción neta posible [29].

Se ha logrado aumentar de forma significativa la eficiencia en las centrales térmicas gracias a tres principales mejoras implementadas. La primera de ellas se ve en la caldera, en donde el calor del combustible se convierte en energía de vapor. Se introducen nuevos tipos de calderas con mejores diseños térmicos y materiales para reducir el número de calderas necesarias y perdidas de calor.

En segundo lugar, se encuentran las turbinas, donde el calor que produce el vapor se convierte en energía eléctrica. Se introducen diferentes turbinas que manejan alta, media y baja presión. Esto permite que las turbinas sean más eficientes y así aprovechen mejor el salto térmico.

Por último, el generador es un elemento que se incorpora para que la energía rotacional se convierta en energía eléctrica. Este se mejora mediante sistemas de refrigeración, mejores materiales y diseño. Al aumentar la eficiencia del generador, se logró reducir al mínimo las perdidas eléctricas y mecánicas.

Aparte de la optimización de estos equipos también se mejora el conjunto de la central térmica. Este aumento de eficiencia se ve reflejado sobre todo en las centrales térmicas de ciclo combinado, debido al sistema que usan, capturando parte del calor residual de la combustión y utilizándolo posteriormente para generar aún más electricidad.

Todas estas mejoras y aumentos en la eficiencia permiten reducir el impacto en el medio ambiente de los gases de efecto invernadero producidos por las centrales térmicas. Además, también disminuye la cantidad de diferentes combustibles que deben extraerse y procesar, como el carbón, petróleo y gas natural. Mejorar estas instalaciones contribuye a cubrir la demanda de energía en un futuro sin necesidad de afectar otros factores como el medio ambiente ni incrementar costes [25].

3.5 ELECCIÓN DE LA CENTRAL TÉRMICA

3.5.1 CENTRAL TÉRMICA DE CICLO COMBINADO DE CARTAGENA

Esta es una central térmica de tipo ciclo combinado y es propiedad del grupo Naturgy. Esta planta está ubicada en Murcia en la localidad de Cartagena. Esta central recibe el suministro necesario de gas natural gracias a uno de sus mayores accionistas, Repsol YPF [30]. Algunos datos relevantes de esta central son:

- Activa desde el 2006
- Usa gas natural
- Tres grupos de 400.000 kW
- Potencia de 1.200.000 kW
- Eficiencia de 56,7%
- Refrigeración proveniente del agua de mar [31]

Los tres grupos que conforman esta central cuentan con una turbina de gas (GT26), un generador de vapor con recuperación de calor (HRSG), una turbina de vapor y un generador eléctrico [32].

3.5.2 CENTRAL TÉRMICA DE CICLO COMBINADO DE SAN ROQUE CADIZ

Es una central térmica de ciclo combinado y es propiedad de Endesa y Naturgy. Esta planta está ubicada en Cadiz en el municipio de San Roque, más específicamente en el polígono de Guadarranque. Naturgy es el propietario del grupo 1 de la central y Endesa es el propietario del grupo 2. Algunos datos relevantes de esta central son:

- Activa desde 2002
- Usa gas natural
- Dos grupos de 400.000 kW
- Potencia de 800.000 kW

Los dos grupos cuentan con los siguientes subequipos:

- Turbina de gas (usa ciclo Brayton):
  - Compresor: los datos de entrada del aire a la salida del compresor son $T = 560\ °C$ y $P = 30\ bar$.
  - Cámara de combustión: los datos de salida de la cámara de combustión son $T = 1140\ °C$, $P = 30\ bar$ y el caudal del combustible que depende de si es gas natural o gasoil, si es el primero es de $\dot{m} = 14{,}1$ Kg/s y del segundo es $\dot{m} = 17{,}7$ Kg/s.
  - Turbina de gas: consta de 4 parámetros importantes, las condiciones de los gases a la entrada de la turbina de gas que son $T = 1140\ °C$ y $P = 30\ bar$. Y las condiciones de los gases a la salida de la turbina de gas que son $T = 633 - 638\ °C$ y $P = 1\ bar$.
- Caldera de recuperación de calor: los datos del gas a la entrada de la caldera son $T = 649\ °C$ y a la salida son $T = 102\ °C$. El caudal del combustible es $\dot{m} = 556$ Kg/s. La caldera de recuperación cuenta con varios intercambiadores para generar vapor, los cuales son:
  - Economizador de media presión: tiene una presión de $P = 29{,}3\ bar$
  - Economizador de alta presión: tiene una presión de $P = 123{,}4\ bar$
  - Evaporador de baja presión: tiene una presión de $P = 5{,}2\ bar$
  - Evaporador de media presión: tiene una presión de $P = 29{,}3\ bar$
  - Evaporador de alta presión: tiene una presión de $P = 123{,}4\ bar$
  - Sobrecalentador de media presión: tiene una presión de $P = 29{,}3\ bar$
  - Sobrecalentador de alta presión: tiene una presión de $P = 123{,}4\ bar$

- Turbina de vapor (usa ciclo Rankine): los datos de entrada del vapor a la turbina son $T = 565\ °C$, $P = 114\ bar$ y un caudal de combustible de $\dot{m} = 83{,}7$ Kg/s. Y los datos de salida del vapor de la turbina son $T = 100\ °C$, $P = 0{,}07\ bar$ y un caudal de combustible de $\dot{m} = 107$ Kg/s.
- Condensador: los datos de entrada del vapor al condensador son $T = 100\ °C$, $P = 0{,}07\ bar$, un caudal de combustible de $\dot{m} = 107$ Kg/s y de salida son $T = 40\ °C$.

- Agua de alimentación: se usa el agua de mar para poder refrigerar la planta, los datos de entrada del agua de mar son $T = 21{,}8\ °C$, $P = 1{,}9\ bar$, un caudal de combustible de $\dot{m} = 4{,}78\ m^3/s$ y de salida son $T = 34{,}5\ °C$ [33].

3.5.3 CENTRAL TÉRMICA DE ABOÑO

Es una central térmica de tipo convencional y es propiedad de HC Energía. Esta planta está ubicada cerca de los municipios de Gijón y Carreño, en la localidad de Asturias. Algunos de los datos relevantes de esta central son:

- Activa desde 1974
- Usa carbón
- Dos grupos, uno de 365.500 kW y otro de 556.200 kW
- Potencia de 921.700 kW
- Rendimiento del grupo 1: 88%
- Rendimiento del grupo 2: 87,7%

El grupo 1 y 2 cuenta con los siguientes subequipos y parámetros, mostrados en la TABLA 1:

Subequipo	Grupo	Entrada	Salida
Caldera	Grupo 1		$P_{vap\ prin} = 172\ bar$ $P_{vap\ recal=41\ bar}$ $T = 540\ °C$
	Grupo 2		$P_{vap\ prin=168\ bar}$ $P_{vap\ recal=41\ bar}$ $T = 540\ °C$
Turbina de alta presión	Grupo 1 y 2	$P = 167\ bar$ $T = 538\ °C$	
Turbina de baja presión	Grupo 1	$T = 540\ °C$	$P = 0{,}058\ bar$
	Grupo 2	$T = 540\ °C$	$P = 0{,}043\ bar$
Condensador	Grupo 1	$P = 0{,}058\ bar$	$P = 0{,}058\ bar$

	Grupo 2	$P = 0{,}043\ bar$	$P = 0{,}043\ bar$
Bomba	Grupo 1 y 2		

TABLA 1. Parámetros de entrada y salida de los subequipos de la central de Aboño

La TABLA 1 recoge de forma estructurada los principales parámetros operativos (presión y temperatura) de los subequipos correspondientes a los dos grupos de la central de Aboño.

Los valores resaltados en verde no aparecen explícitamente en la documentación consultada, pero pueden deducirse a partir de hipótesis razonables de operación, como la existencia de procesos isobáricos en determinados intercambiadores o la conservación de presión en líneas sin pérdidas significativas.

Por otro lado, los campos sin información corresponden a datos no disponibles en las fuentes analizadas. En caso de seleccionarse esta central para el estudio, dichos parámetros podrían estimarse mediante balances de energía y suposiciones de operación típicas en centrales convencionales de ciclo Rankine [34].

3.5.4 SELECCIÓN DE LAS OPCIONES DE CENTRALES

Tras el análisis comparativo de las tres centrales estudiadas, se selecciona la central térmica de Aboño como caso de estudio para el desarrollo del proceso de optimización.

La elección se fundamenta en tres criterios principales.

En primer lugar, se trata de una central convencional basada en un ciclo Rankine simple. Desde el punto de vista termodinámico, la presencia de un único ciclo facilita la modelización matemática y reduce la complejidad asociada a la interacción entre múltiples ciclos, como ocurre en las centrales de ciclo combinado. Esto permite centrar el análisis en la optimización de parámetros clave como presión de caldera, temperatura de sobrecalentamiento o presión de condensación.

En segundo lugar, su configuración tecnológica ofrece un margen claro para estudiar posibles mejoras en el rendimiento térmico mediante modificaciones operativas o incorporación de mejoras como recalentamiento o regeneración.

Además, esta elección facilita el análisis termodinámico, ya que el uso de un único ciclo simplifica la modelización y permite plantear estrategias de optimización de forma más directa.

Finalmente, la disponibilidad de datos operativos detallados de los subequipos permite desarrollar una simulación consistente en el software CyclePad, reduciendo la necesidad de suposiciones adicionales y mejorando la fiabilidad de los resultados obtenidos.

3.6 SOFTWARE DE SIMULACIÓN

Se analizará los diferentes tipos de simulador que existen para modelar ciclos termodinámicos y resolver los balances de masas y energías necesarios para obtener resultados de la central térmica.

3.6.1 ENGINEERING EQUATION SOLVER (EES)

EES es un programa capaz de resolver ecuaciones algebraicas y diferenciales no lineales acopladas, su función principal es solucionar todo tipo de ecuaciones. Para ello cuenta con una biblioteca integrada que contiene toda la información sobre las variables y condiciones de estas ecuaciones. Dentro de esta biblioteca se encuentra los principios termodinámicos para cientos de sustancias [35].

Otra de sus funciones es realizar optimizaciones a las variables introducidas y a su vez realizar un análisis de incertidumbre y regresión, cuenta con herramientas útiles para el cálculo de algunos parámetros como una tabla de consulta con la que logra interpolar datos que el usuario introduce. Por último, es capaz de crear automáticamente graficas importantes para el análisis de ciclos termodinámicos como el T-S (temperatura vs entropía), T-V (temperatura vs volumen), P-V (presión vs volumen), entre otros [36].

3.6.2 ASPEN HYSYS Y ASPEN PLUS

AspenTech es una empresa muy fuerte en el sector de la industria y optimización de las herramientas de simulación de procesos. Tienen dos programas logran estos objetivos, pero para diferentes áreas de la industria. Aspen HYSYS se centra en la optimización de procesos que estén relacionados con el petróleo, gas, energía y sistemas que usen diferentes fluidos. Por otro lado, Aspen Plus se enfoca en la industria de los procesos que son químicos, físicos y térmicos. Sin embargo, los dos son capaces de simular procesos reales para poder optimizarlos y analizarlos. La FIGURA 12 nos permite ver cómo es la vista para el usuario cuando entra al programa.

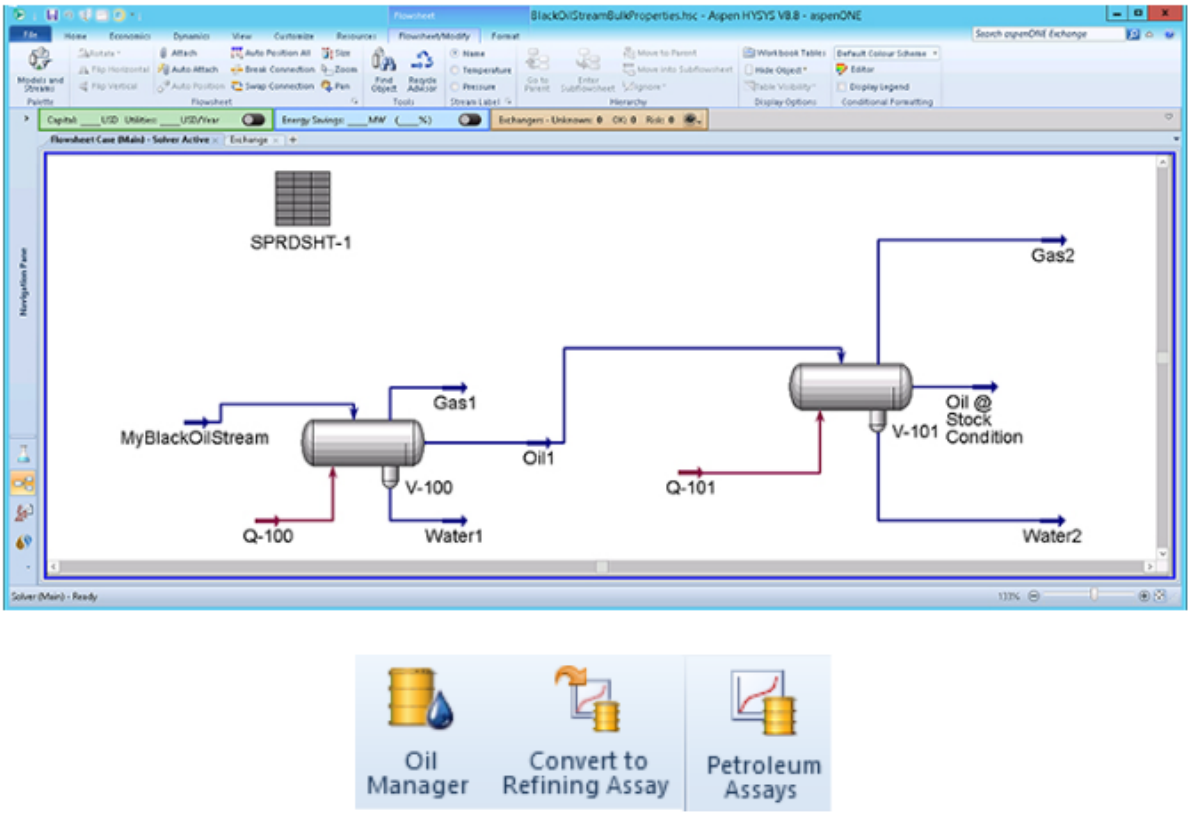


FIGURA 12. Interfaz del usuario [37]

3.6.3 MATLAB

Matlab es un software de programación numérica para áreas de la ciencia y de la ingeniería, se suele usar para el análisis de datos, procesamiento de imágenes, herramienta de comunicación en temas de robótica. Matlab contiene su propio lenguaje de programación y dentro de este programa se pueden usar aplicaciones con interacción y bibliotecas de información para que crear códigos sea más fácil. Se han desarrollado muchos otros subprogramas que se pueden usar junto con Matlab para diferentes propósitos, por ejemplo, también está el programa *Simulink* que se usa como herramienta para modelar y simular diferentes sistemas de ingeniería.

Aunque el programa para ciclos termodinámicos que realmente nos interesa es el de *REFPROP* o *CoolProp*, estos dos programas funcionan junto con *Matlab* y *Simulink* para poder obtener las propiedades de los fluidos deseados, proporcionar ejemplos de cómo crear diagramas T-S y P-H, permite al usuario definir condiciones de entorno que tenga el sistema o los equipos [38]. Sin embargo, para estos programas en necesario saber el lenguaje de programación para poder crear los códigos en base a lo que el usuario necesite. La FIGURA 13 nos muestra un ejemplo de un modelo realizado en *Matlab Simulink* con ayuda de los programas mencionados anteriormente de un ciclo Rankine. Y la FIGURA 14 nos muestra un ejemplo de cómo se ven

los resultados de un ciclo termodinámico en estos programas de simulación, en este caso nos muestra la eficiencia de todo el ciclo y la potencia mecánica que produce.

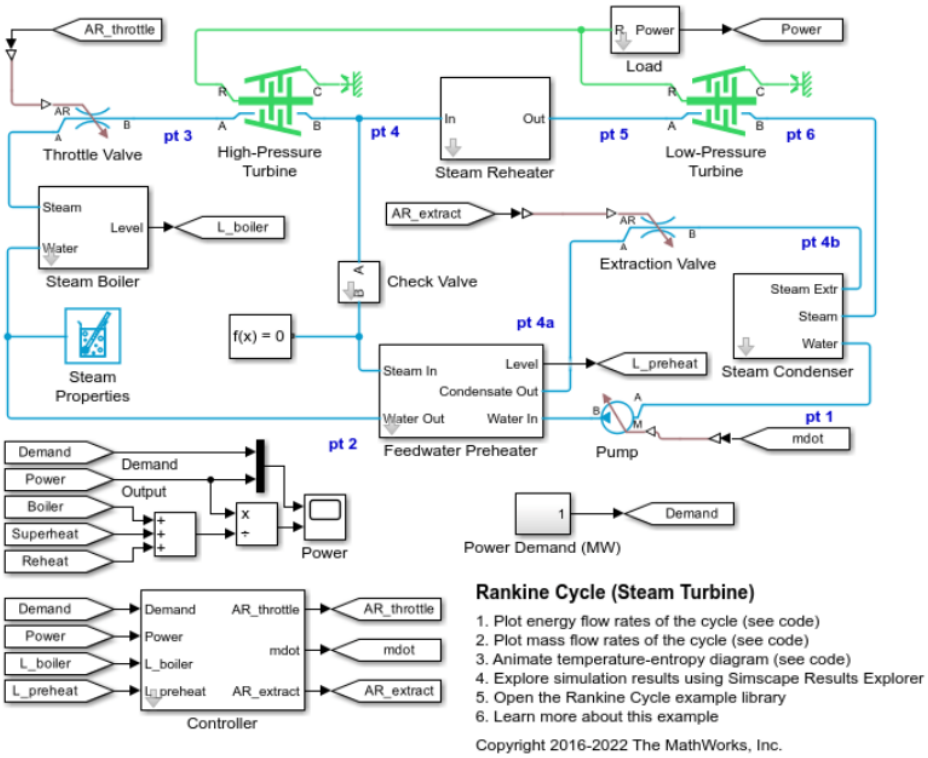


FIGURA 13. Ciclo Rankine en Matlab [39]

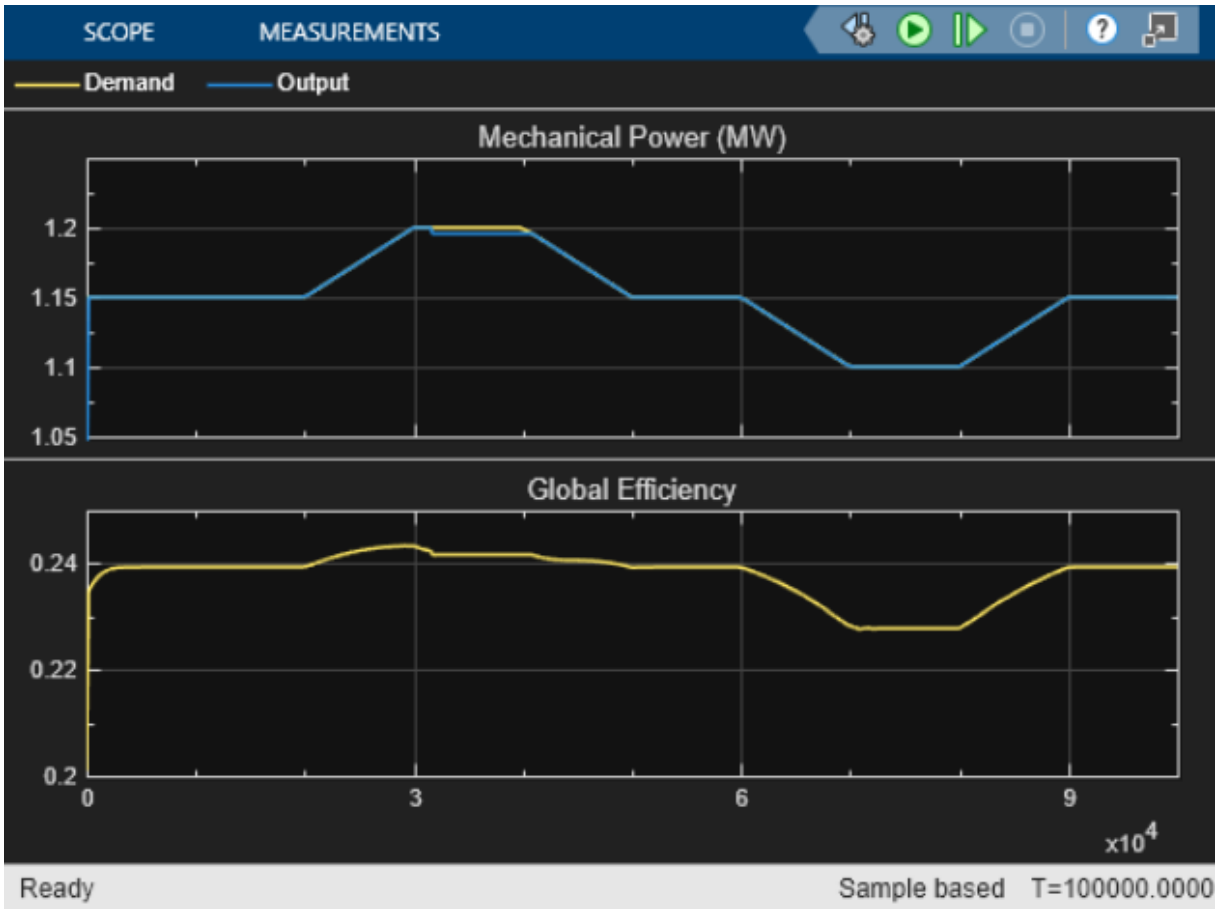


FIGURA 14. Resultados de simulación en Matlab [39]

3.6.4 SOFTWARE CYCLEPAD

CyclePad es un programa en el que se pueden desarrollar y diseñar diferentes ciclos termodinámicos. Se pueden añadir los componentes y sus conexiones que tiene, además de introducir valores de cada uno de estos equipos y definir las suposiciones del modelado, por ejemplo, considerar si hay procesos isoentrópicos o no.

Permite realizar análisis en estado estacionario de ciclos abiertos y cerrados. Al proporcionar esta información al programa, realiza el diseño conceptual del ciclo termodinámico que se desea analizar.

3.6.4.1 ¿CÓMO FUNCIONA CYCLEPAD?

Al iniciar el programa existen dos fases por las que se tiene que pasar. La primera es el modo de construcción y el segundo el modo de análisis, los cuales se exponen a continuación.

3.6.4.2 MODO CONSTRUCCIÓN

En esta fase se usa un editor grafico para añadir componentes del ciclo y conectarlos según la dirección del fluido. En la FIGURA 15 se puede observar la pantalla principal del programa.



FIGURA 15. Modo construcción en CyclePad

Los componentes que hay disponibles en CyclePad son:

- Turbina
- Compresor
- Caldera
- Enfriador
- Bomba
- Mezclador
- Divisor
- Acelerador
- Intercambiador de calor
- Válvula de estrangulamiento
- Sumidero
- Reactor [40]

En la FIGURA 16 se puede observar un ciclo Rankine simple hecho en el modo de construcción, el cual nos permite entender cómo funciona CyclePad.

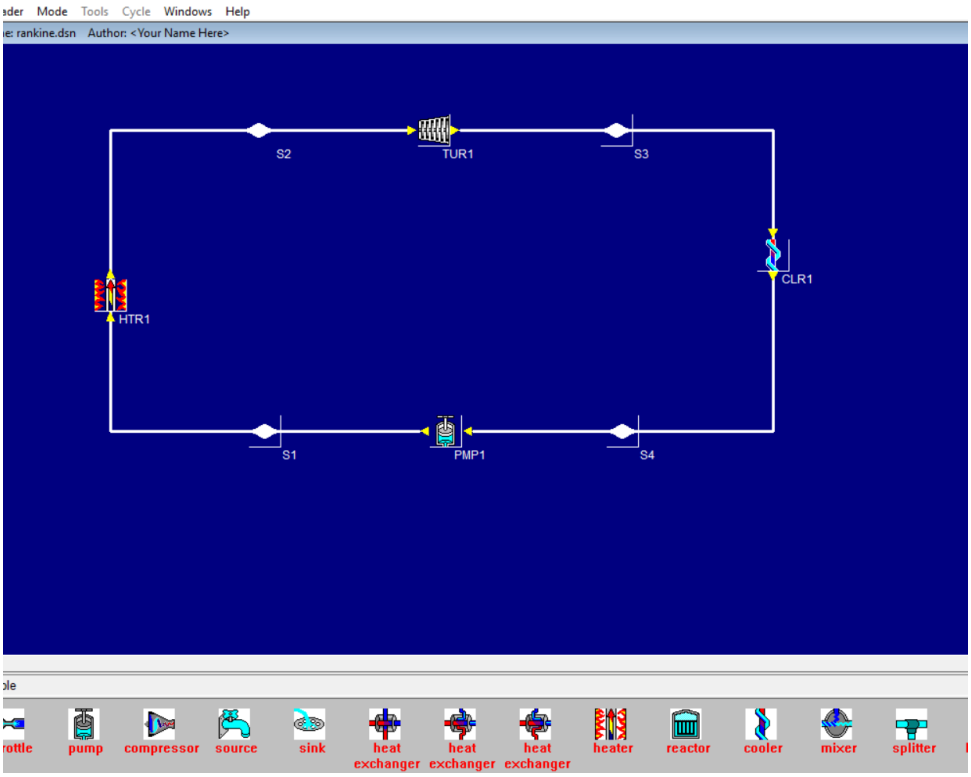


FIGURA 16. Ciclo Rankine simple en CyclePad

Se añaden los cuatro equipos principales de un ciclo Rankine simple, bomba (PMP1), caldera (HTR1), turbina (TUR1) y condensador (CLR1). Posteriormente las líneas que conectan cada equipo representan el movimiento del fluido del ciclo. CyclePad conoce los parámetros estandarizados de cada equipo y conexión, además sabe cómo un conjunto de parámetros puede modificar otros parámetros. Sin embargo, es necesario añadir ciertos valores para que todo el ciclo funcione correctamente.

3.6.4.3 MODO ANÁLISIS

Una vez se termina de construir el ciclo deseado, se puede pasar al modo de análisis. En este modo es donde se introduce toda la información necesaria, como con qué fluido se trabaja, las suposiciones de modelado del ciclo, componentes y conexiones, y los valores numéricos necesarios para su funcionamiento.

Es importante definir las unidades con las que se trabaja, como ºC, kPa, kJ, kW e indicar en las propiedades del ciclo el tipo correspondiente, por ejemplo, para el caso de la FIGURA 16 se debe indicar que el ciclo es un motor térmico como se observar en la FIGURA 17.

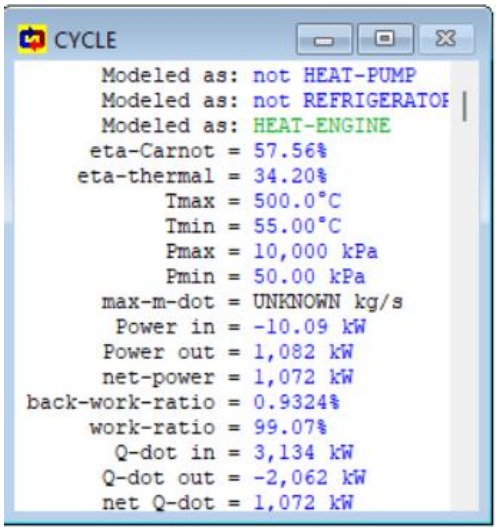


FIGURA 17. Propiedades del ciclo termodinámico

En la FIGURA 18 y FIGURA 19 se pueden observar los valores numéricos y suposiciones de los componentes y las conexiones del ciclo. Los datos verdes corresponden a las suposiciones realizadas e introducidas, los datos azules son los valores calculados por el programa y los datos negros son los valores desconocidos.

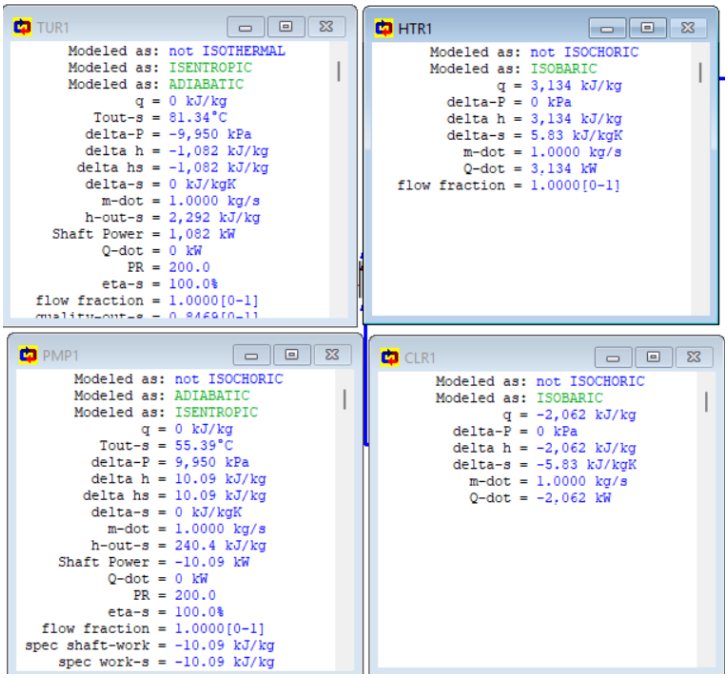


FIGURA 18. Información de cada componente

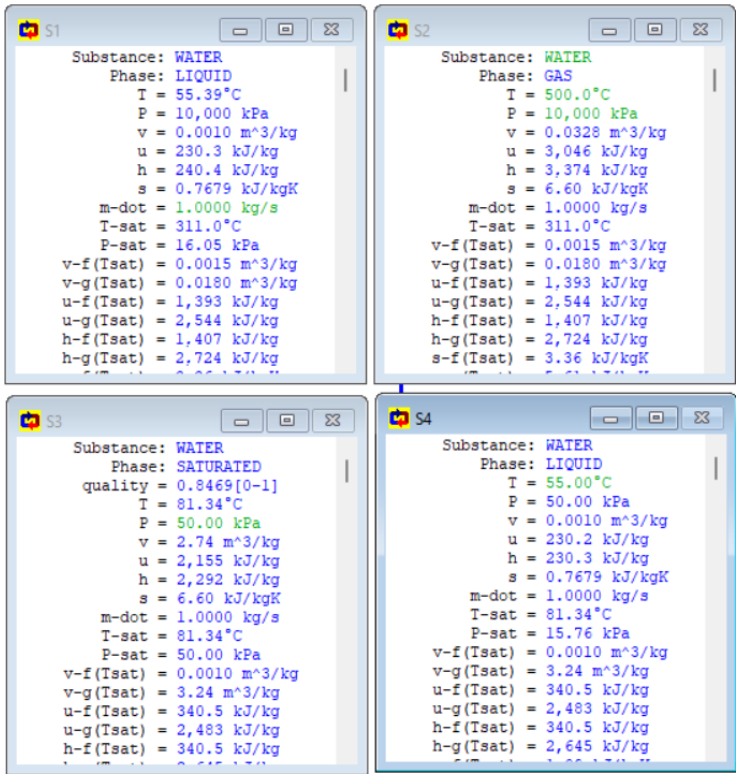


FIGURA 19. Información de cada conexión del fluido

Una vez se introduce toda la información necesaria, se pueden usar otras herramientas que ofrece CyclePad para continuar analizando el ciclo. Existen dos herramientas importantes que se utilizan. La primera es el análisis paramétrico "sensibilidad". Esta herramienta permite estudiar como varia un parámetro al modificar otro. Los parámetros azules (calculados por el programa) son dependientes y los datos verdes (introducidos por el usuario) son independientes. El rango que se introduce depende de los valores mínimos y máximos entre los que se desea analizar el parámetro. La segunda herramienta es el diagrama T-S que genera el programa con la información que se le proporciona.

3.6.4.4 FUNDAMENTOS DEL MODELO MATEMÁTICO

En CyclePad hay una herramienta cuando se está en modo análisis la cual se pude observar en la FIGURA 18 donde dice *"Modeled as"* que sirve para realizar suposiciones, lo que sirve para que el programa pueda entender internamente como está trabajando el ciclo. Existen varias opciones de suposiciones como pueden ser:

- El equipo trabaja de forma isotérmica (temperatura constante)
- El equipo no trabaja de forma isotérmica
- El equipo trabaja de forma isoentrópica (proceso sin perdidas de calor y reversible)
- El equipo no trabaja de forma isoentrópica
- El equipo trabaja adiabáticamente (proceso sin perdidas de calor)

- El equipo no trabaja adiabáticamente
- El equipo trabaja de forma isobárica (presión constante)
- El equipo no trabaja de forma isobárica [41]

En la TABLA 2 se puede observar mejor que suposiciones se asumen en cada uno de los "mundos" cuando se debe de resolver ciclos termodinámicos.

Equipos	Mundo ideal	Mundo real
Turbina	Adiabatica, isoentrópico con el condensador	Muy cerca de ser adiabático
Condensador	Isobárico, isotérmico	Muy cerca de ser isotérmico e isobárico
Bomba	Adiabático, isoentrópico con la caldera	Muy cerca de ser adiabático
Caldera	Isobárico	Muy cerca de ser isobárico

TABLA 2. Suposiciones en el mundo ideal vs real

Cuando se trabaja en un ciclo termodinámico ideal según el segundo principio de la termodinámica se está trabajando en un sistema reversible, eso quiere decir que la entropía generada del sistema es igual a cero.

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \frac{Q_{1-2}}{T} + \sigma \qquad (1)$$

En la Fórmula 1, sigma representa le entropía general del sistema que, si se está en un ciclo ideal, hay un balance y su valor sería igual a cero. Además, según lo que se asumió en la TABLA 2 en la turbina y la bomba, la entropía según la Fórmula 1 se modelaría siguiendo las Fórmulas 2 y 3:

$$\Delta S = 0 + 0;\ S_1 = S_2 \qquad (2)$$

$$0 = \frac{Q}{T} + 0 \qquad (3)$$

Esto se debe a que, como en un mundo ideal la turbina y la bomba trabajan de forma isoentrópica, la entropía que hay de la turbina al condensador es la misma y la entropía que hay de la caldera a la bomba es la misma. Además, siempre que un sistema sea isoentrópico será adiabático porque $\Delta S = 0$, por lo que $Q = 0$ [42].

En un ciclo ideal en una turbina y en una bomba, como se ha demostrado, no hay transferencia de calor por lo que el modelo matemático de estos dos equipos quedaría de la siguiente forma a partir de las Fórmulas 4 y 5:

$$Q_{12/34} - W_{12/34} = h_{2/3} - h_{1/4} \quad (4)$$

$$W_{12/34} = h_{2/3} - h_{1/4} \quad (5)$$

La Q desaparece debido a que es un proceso adiabático, y el proceso que va de 1 a 2 corresponde del flujo de entrada a la turbina y el flujo de salida. El proceso que va de 3 a 4 corresponde del flujo de entrada a la bomba y el flujo de salida. Por otro lado, para un condensador y una caldera no hay variación de trabajo, por lo que el modelo matemático de estos dos equipos quedaría expresado según las Fórmulas 6 y 7:

$$Q_{23/41} - W_{23/41} = h_{3/1} - h_{2/4} \quad (6)$$

$$Q_{23/41} = h_{3/1} - h_{2/4} \quad (7)$$

El trabajo desaparece debido a que en estos equipos no hay una variación de trabajo. El proceso que va de 2 a 3 se corresponde con el flujo de entrada al condensador y el flujo de salida. El proceso que va de 4 a 1corresponde al flujo de entrada a la caldera y el flujo de salida [43]. Cabe aclarar que CyclePad realiza estas ecuaciones dependiendo de las suposiciones que el usuario realice.

Capítulo 4. METODOLOGÍA Y PLAN DE TRABAJO

En este apartado se describe la metodología que se emplea para realizar el análisis y la optimización del rendimiento de la central térmica. Se decide usar el software de CyclePad como método para analizar los ciclos termodinámicos implicados y observar cómo se comportan los parámetros que afectan el rendimiento del sistema. El objetivo de este capítulo es evaluar la variación de los indicadores de forma controlada dentro de los rangos proporcionados por la central seleccionada y otros valores estandarizados obtenidos de centrales típicas. Además de modificar estos parámetros, se introducen los equipos principales que se necesitan para su análisis. Una vez definidas las condiciones y rangos del sistema, se procede a la simulación del ciclo en el software.

4.1 SELECCIÓN DE SOFTWARE

Como se ve en el capítulo anterior, este software nos permite construir ciclos termodinámicos de forma que el propio usuario pueda añadir los equipos del estudio y conectarlos entre sí. Esto hace que sea más fácil comprender y analizar los sistemas que se quieren estudiar, ya que no se requiere modelar las ecuaciones matemáticas y termodinámicas que implican los ciclos.

Por otro lado, este programa no solo permite modelar la central térmica sino también es posible definir dentro de los equipos y del ciclo los valores necesarios para definir el funcionamiento del sistema estudiado. Además de calcular automáticamente valores como entalpia, entropía, rendimiento, entre otros, una vez se introducen los datos necesarios. Esto es de gran ayuda a la hora de tener que realizar cálculos ya que hay menos posibilidad de cometer errores matemáticos por parte del usuario y hace más rápida y sencilla la obtención de resultados.

Otra ventaja de CyclePad es el uso de las herramientas de sensibilidad y estudio paramétrico con las que cuenta. La herramienta de sensibilidad como ya se explica en el capítulo anterior es muy útil a la hora de ver cómo varía un parámetro con respecto a otro, por lo que es una herramienta que se utiliza a lo largo de todo el trabajo.

Por último, la posibilidad de representar gráficamente cómo se comporta la entalpia versus la temperatura. El diagrama T-S es muy importante para cuando se desea entender los ciclos termodinámicos sobre todo para saber en qué estado se encuentra cada uno de los equipos. Por estos motivos se considera que la mejor opción de software para este trabajo es CyclePad, ya que es el programa más adecuado en cuanto a la representación gráfica de los ciclos termodinámicos al igual que sus resultados y las herramientas que permiten modificar los parámetros para luego obtener los resultados de optimización deseados.

4.2 MODELADO DE LA CENTRAL TÉRMICA

4.2.1 EQUIPOS IMPLEMENTADOS EN LA SIMULACIÓN

En la FIGURA 20 se desarrolla un ciclo Rankine real con recalentamiento intermedio en el programa de CyclePad. Los equipos considerados en las centrales de Aboño 1 y Aboño 2 son los reflejados en la FIGURA 20. Este ciclo consiste en los siguientes componentes:

- Dos turbinas
- Condensador
- Bomba
- Dos calderas

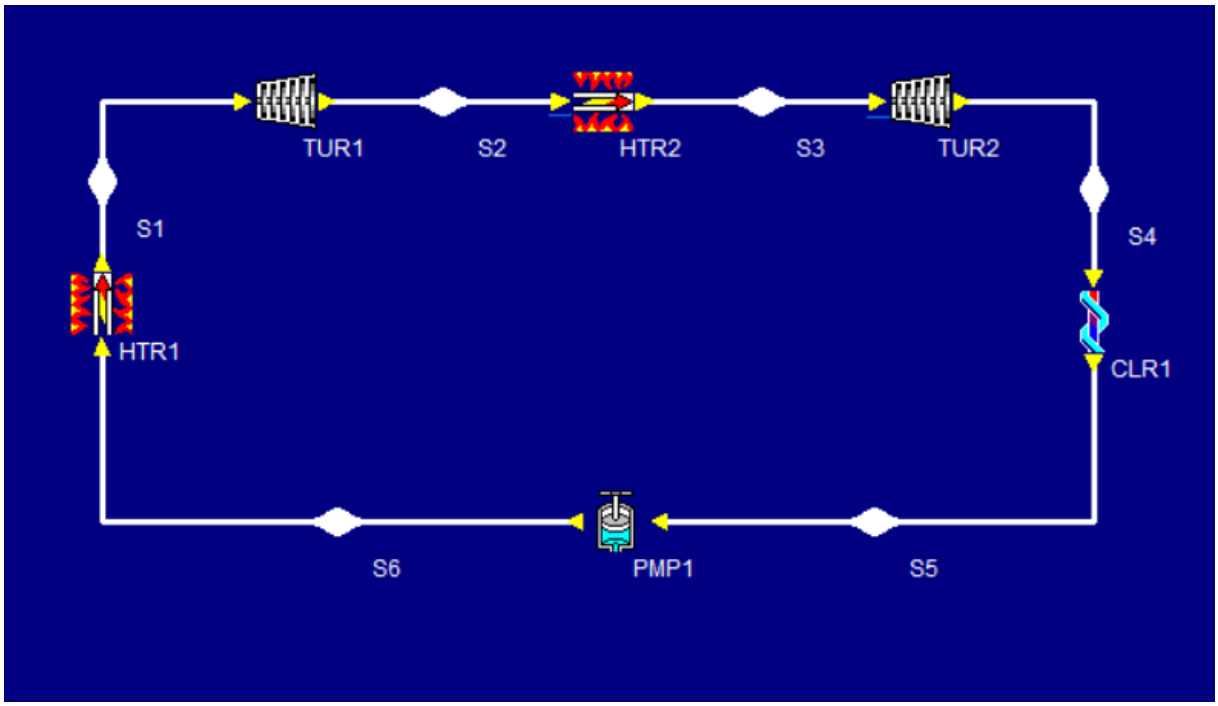


FIGURA 20. Ciclo termodinámico de la central de Aboño 1 y Aboño 2

Se realiza un ciclo Rankine con recalentamiento más simple que el ciclo Rankine empleado en la central debido a que en el ciclo real hay varios elementos que complican la comprensión básica del sistema. Por ejemplo, la central Aboño cuenta con siete extracciones de vapor de la turbina, las turbinas disponen de más cuerpos, aunque formen un único monobloque y existen consumos auxiliares. Una vez se identifican cada uno de los elementos, se analizan las condiciones y valores que deben tener cada uno de los componentes. Para ello, se pasa al modo de análisis de CyclePad.

4.2.2 CONDICIONES DE OPERACIÓN DE ABOÑO 1

Los datos disponibles de esta primera fase para su introducción en el simulador son los que se muestran en la TABLA 3:

Tasa de flujo másico ($\dot{m}$)	308,6 Kg/s
Presión de entrada a la primera turbina (P_1)	17.200 kPa
Temperatura de entrada a la primera turbina (T_1)	540 $°C$
Presión de recalentamiento (P_2)	4.100 kPa
Temperatura de recalentamiento (T_3)	540 $°C$
Presión final (P_4)	6 kPa

TABLA 3. Datos originales del Aboño 1 [34]

En la FIGURA 21 se observan todos los valores necesarios para que cada uno de los equipos funcione correctamente permitiendo simular la central de Aboño 1. Como ya se menciona anteriormente, los datos verdes son los datos que el usuario ha introducido manualmente y los datos azules son los datos que el programa ha calculado a partir de los otros. En la FIGURA 22 se observan todos los valores necesarios para cada una de las conexiones entre los equipos, representando por donde circula el fluido de trabajo.

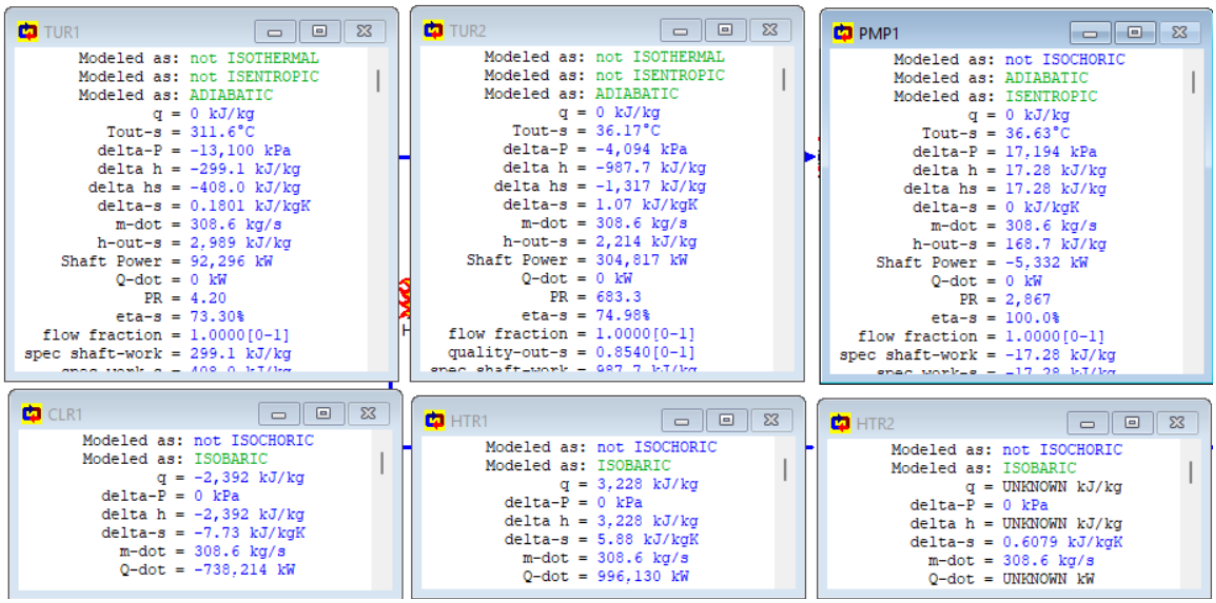


FIGURA 21. Valores introducidos en los equipos del Aboño 1

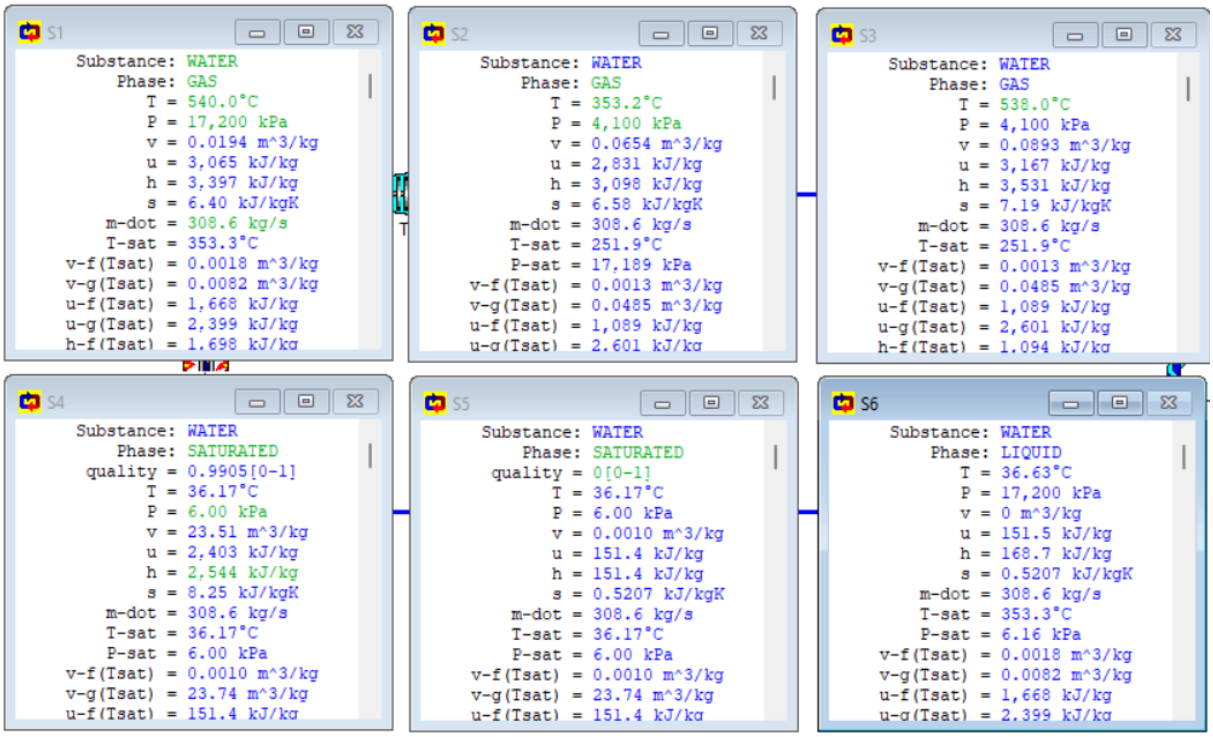


FIGURA 22. Valores introducidos en los flujos del Aboño 1

En la FIGURA 21 se establecen las siguientes hipótesis:

- Las turbinas son adiabáticas, no son isoentrópicas y no son isotérmicas.
- Las calderas y el condensador trabajan a presión constante.
- La bomba es adiabática e isoentrópica.

Con estas hipótesis el programa puede calcular el resto de los datos necesarios para modelar completamente los equipos.

Por otro lado, en la FIGURA 22 se establece una única hipótesis que se cumple para todos los flujos y es que el fluido de trabajo es agua.

Para la sustancia 1, S_1, como se encuentra después de una caldera y antes de una turbina, estará en estado gaseoso y la temperatura, presión y flujo másico son datos proporcionados por la central.

Para la sustancia 2, S_2, el estado sigue siendo gaseoso ya que solo pasa por la turbina y produce una expansión. De esta forma, se produce una disminución de presión que es un dato conocido y también se produce una disminución de temperatura, ya que no estamos en un ciclo ideal. Para determinar esta temperatura, se supone en primer lugar que estamos en un ciclo ideal, por lo que la turbina trabaja isoentrópicamente, eso quiere decir que S_1 s igual a S_2.

Se dispone de todos los datos de S_1 calculados previamente por CyclePad, así que se sabe que $S_1 = 6{,}40\frac{kJ}{Kg} = S_2$. Con este valor y con ayuda de las tablas de propiedades termodinámicas del agua y vapor [44], se procede a interpolar.

Los valores que se requieren de la TABLA 4 corresponden a la presión de 40 bares, aunque en el CyclePad se trabajan con 41 bares, y se hace una aproximación ya que no afecta casi nada 1 bar en el resultado que se quiere hallar. En la TABLA 4 se necesita de 4 valores para poder hallar la entalpia 2, h_2, que es la que hace falta para poder luego hallar la entalpia 2 real. Con esta h_2 se puede hallar la temperatura de S_2 que hace falta.

25,0	224,0	1,1973	0,07998	959,11	2603,1	962,11	1841,0	2803,1	2,5547	6,2575
30,0	233,9	1,2165	0,06668	1004,8	2604,1	1008,4	1795,7	2804,2	2,6457	6,1869
35,0	242,6	1,2347	0,05707	1045,4	2603,7	1049,8	1753,7	2803,4	2,7253	6,1253
40,0	250,4	1,2522	0,04978	1082,3	2602,3	1087,3	1714,1	2801,4	2,7964	6,0701
45,0	257,5	1,2692	0,04406	1116,2	2600,1	1121,9	1676,4	2798,3	2,8610	6,0199
50,0	264,0	1,2859	0,03944	1147,8	2597,1	1154,2	1640,1	2794,3	2,9202	5,9734
60,0	275,6	1,3187	0,03244	1205,4	2589,7	1213,4	1571,0	2784,3	3,0267	5,8892
70,0	285,9	1,3513	0,02737	1257,6	2580,5	1267,0	1505,1	2772,1	3,1211	5,8133
80,0	295,1	1,3842	0,02352	1305,6	2569,8	1316,6	1441,3	2758,0	3,2068	5,7432
90,0	303,4	1,4178	0,02048	1350,5	2557,8	1363,3	1378,9	2742,1	3,2858	5,6772
100	311,1	1,4524	0,01803	1393,0	2544,4	1407,6	1317,1	2724,7	3,3596	5,6141

TABLA 4. Datos para interpolar S_2 real [44]

Los valores correspondientes (en color amarillo) son:

- $S_g = 6{,}0701\ kJ/kg\ K$
- $S_f = 2{,}7964\ kJ/kg\ K$

Con estos valores y la fórmula del título, el objetivo es hallar h_2 ideal a partir de las Fórmulas 8 y 9:

➔ $X_{2_i} = \frac{S_2 - S_f}{S_g - S_f} = \frac{6{,}40 - 2{,}7964}{6{,}0701 - 2{,}7964} = 1{,}1$ (8)

➔ $X_{2_i} = \frac{h_2 - h_f}{h_g - h_f} \rightarrow 1{,}1 = \frac{h_2 - 1.087{,}3}{2.801{,}4 - 1.087{,}3} \rightarrow h_{2_i} = 2.972{,}81\ kJ/kg$ (9)

Se asume un rendimiento de la turbina de un 70%, valor típico en turbinas no recientes [45]. A continuación, se usa la Fórmula 10 de rendimiento con entalpías para hallar la h_2 real. El valor de h_1 se puede sacar de los datos calculados por CyclePad.

➔ $R_t = \frac{h_1 - h_2}{h1_{-h_{2_i}}} \rightarrow 0{,}7 = \frac{3.397 - h_2}{3.397 - 2.972{,}81} \rightarrow h_2 = 3.100{,}067\ kJ/kg$ (10)

Con este valor y la tabla de propiedades del vapor sobrecalentado que se ven en la TABLA 5, se procede a interpolar para determinar la temperatura T_2 a partir de la Fórmula 11:

	P = 40 bar = 4,0 MPa (*Tsat* = 250 ,4°C)			
Sat	0,04978	2602,3	2801,4	6,0701
280	0,05546	2680,0	2901,8	6,2568
320	0,06199	2767,4	3015,4	6,4553
360	0,06788	2845,7	3117,2	6,6215
400	0,07341	2919,9	3213,6	6,7690
440	0,07872	2992,2	3307,1	6,9041
500	0,08643	3099,5	3445,3	7,0901
540	0,09145	3171,1	3536,9	7,2056
600	0,09885	3279,1	3674,4	7,3688
640	0,1037	3351,8	3766,6	7,4720
700	0,1110	3462,1	3905,9	7,6198
740	0,1157	3536,6	3999,6	7,7141

TABLA 5. Propiedades del agua, vapor sobrecalentado a 40 bar [44]

➔ $\frac{T_2 - 320}{3.100 - 3.015{,}4} = \frac{360 - 320}{3.117{,}2 - 3.015{,}4} \rightarrow T_2 = 353{,}24\ °C$ (11)

Este valor se introduce en los parámetros requeridos para S_2 en CyclePad.

Para la sustancia 3, S_3, el estado sigue siendo gaseoso ya que el fluido pasa nuevamente por una caldera y la temperatura vuelve a subir, este es un dato proporcionado por la central [34].

Para la sustancia 4, S_4, el fluido se encuentra en estado saturado cuando tenemos una presión de 6 kPa, lo que indica que se trata de una mezcla bifásica (liquido-vapor). Para hallar h_4 real se sigue un procedimiento similar al de S_2. En primer lugar, se asume que se está en un ciclo ideal, donde se cumple que $S_4 = S_3 = 7{,}19\ kJ/kg\ K$, y, con los datos que se observan en la TABLA 6, se determina la entalpia ideal del fluido cuatro utilizando las Fórmulas 12 y 13:

Presión	Temp,	sat,	sat,	sat,	sat,	sat,	vaporiz,	sat,	sat,	sat,
bar	°C	v_f x 10^3	v_g	u_f	U_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	s_g
0,04	28,96	1,0040	34,800	121,45	2415,2	121,46	2432,9	2554,4	0,4226	8,4746
0,06	36,16	1,0064	23,739	151,53	2425,0	151,53	2415,9	2567,4	0,5210	8,3304
0,08	41,51	1,0084	18,103	173,87	2432,2	173,88	2403,1	2577,0	0,5926	8,2287
0,10	45,81	1,0102	14,674	191,82	2437,9	191,83	2392,8	2584,7	0,6493	8,1502
0,20	60,06	1,0172	7,649	251,38	2456,7	251,40	2358,3	2609,7	0,8320	7,9085
0,30	69,10	1,0223	5,229	289,20	2468,4	289,23	2336,1	2625,3	0,9439	7,7686
0,40	75,87	1,0265	3,993	317,53	2477,0	317,58	2319,2	2636,8	1,0259	7,6700

TABLA 6. Propiedades del agua saturada a 0,06 bar [44]

➔ $X_{4_i} = \frac{7{,}19-0{,}5210}{8{,}3304-0{,}5210} = 0{,}8539$ (12)

➔ $0{,}8539 = \frac{h_4-151{,}53}{2.567{,}4-151{,}53} \rightarrow h_{4_i} = 2.214{,}44\ kJ/kg$ (13)

Se asume un rendimiento de la turbina del 75% para hallar la entropía de la sustancia cuatro, valor típico en este tipo de ciclos termodinámicos [45], y es también el porcentaje necesario para que la sustancia cuatro se mantenga dentro de la región de saturación. Para la siguiente fórmula es necesario el valor de h_4, el cual se puede obtener en los valores calculados por CyclePad a partir de la Fórmula 14:

➔ $0{,}75 = \frac{3.531-h_4}{3.531-2.214{,}44} \rightarrow h_4 = 2.543{,}58\ kJ/kg$ (14)

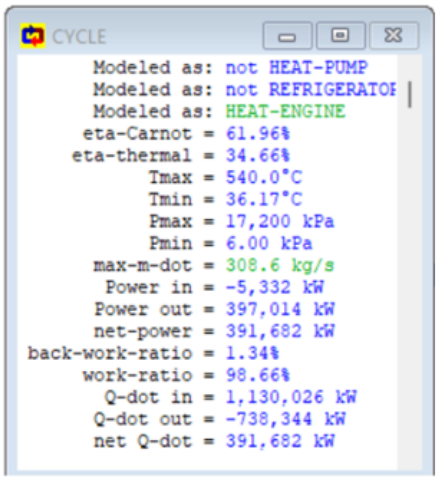
Este valor de h_4 se introduce en CyclePad y calcula los otros valores restantes, como el título ("X", calidad del vapor). Se observa que es menor que 1 y mayor que 0, eso significa que la sustancia 4 sigue estando dentro de la zona bifásica.

Para la sustancia 5, h_5, según los diagramas termodinámicos característicos de estos ciclos, este punto está en la zona de saturación, pero justo en la curva y del lado izquierdo que pertenece a los líquidos. Por ello, la calidad o título de esta sustancia sería $X = 0$, y el resto de los valores se calculan con estos dos datos.

Para la sustancia 6 no es necesario introducir ningún valor manualmente.

La FIGURA 23 a) muestra las propiedades del ciclo completo y lo que produce. La potencia producida por el ciclo de Aboño 1 es de 397.014 kW. Es un poco mayor a la potencia que se indica en la información obtenida en bibliografía [34], debido a que se realiza un ciclo más simplificado que el ciclo termodinámico real de la central térmica. La FIGURA 23 b) muestra cómo sería el diagrama T-S del ciclo modelado.

a)



b)

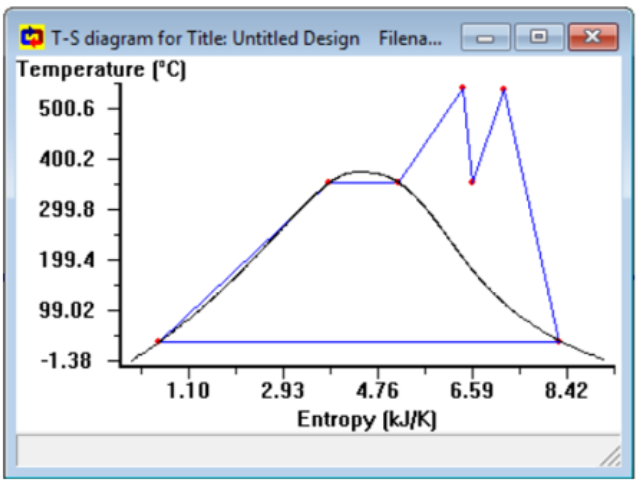


FIGURA 23. a) Propiedades del ciclo Aboño 1 b) Diagrama T-S de Aboño 1

4.2.3 CONDICIONES DE OPERACIÓN DE ABOÑO 2

Lo datos disponibles de esta segunda fase para su introducción en el simulador son los que se muestran en la TABLA 7:

Tasa de flujo másico ($\dot{m}$)	479,2 kg/s
Presión de entrada a la primera turbina (P_1)	17.200 kPa
Temperatura de entrada a la primera turbina (T_1)	540 °C
Presión de recalentamiento (P_2)	4.100 kPa
Temperatura de recalentamiento (T_3)	540 °C
Presión final (P_4)	4,3 kPa

TABLA 7. Datos originales del Aboño 2 [34]

La FIGURA 24 muestra todos los datos introducidos manualmente y los que fueron calculados por el propio programa para los equipos del ciclo de Aboño 2. La FIGURA 25 muestra las condiciones de entrada y salida de cada uno de estos equipos conectados entre sí. La configuración de Aboño 2 frente al Aboño 1 no presenta diferencias significativas en cuestiones

de procedimiento y resolución, varía en algunos datos de presión y flujo másico. Las hipótesis consideradas para Aboño 1 son las mismas que para Aboño 2.

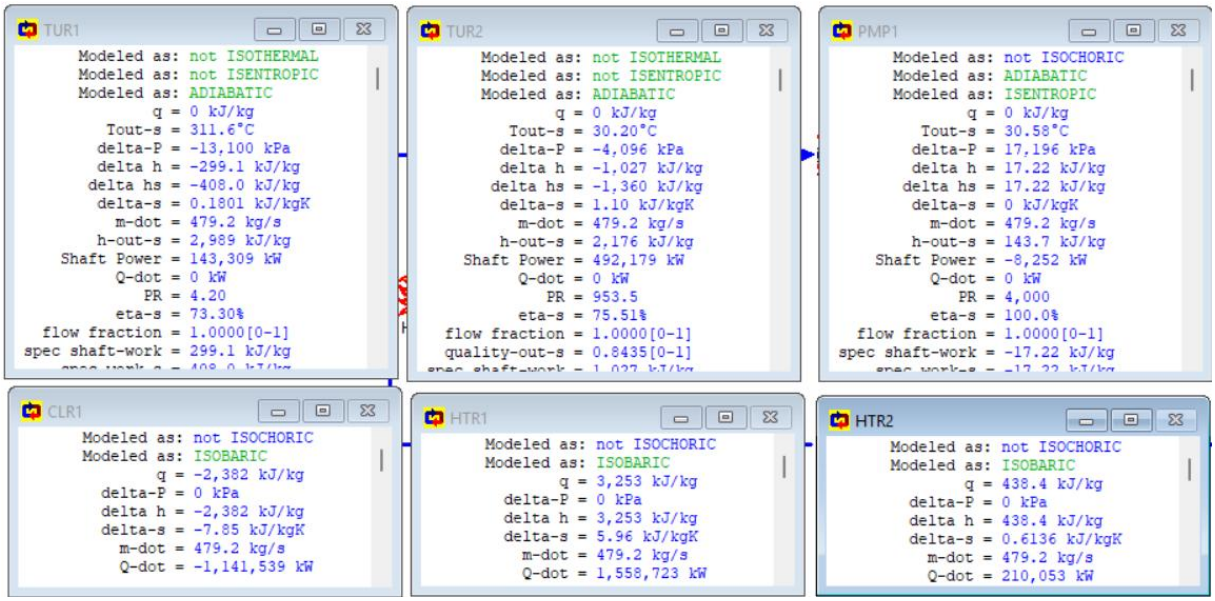


FIGURA 24. Valores introducidos en los equipos del Aboño 2

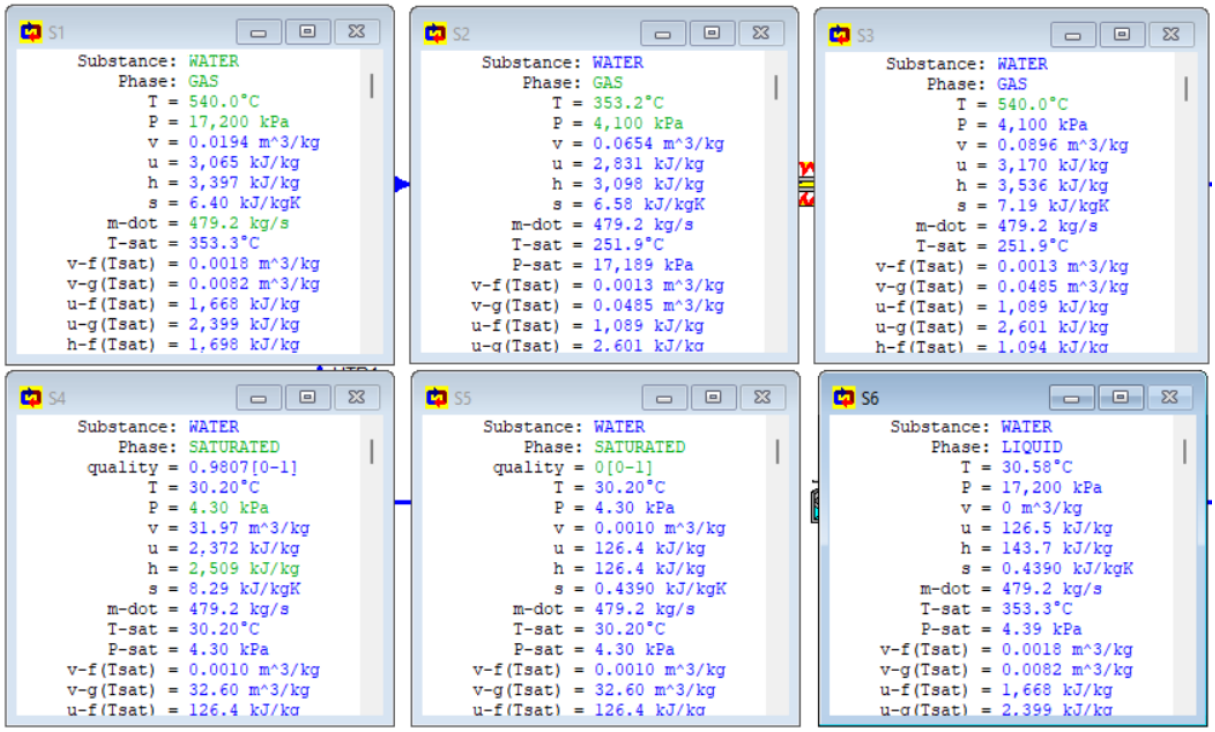


FIGURA 25. Valores introducidos en los flujos del Aboño 2

Para las sustancias S_2, S_3, S_5 y S_6 no es necesario introducir nuevos valores manualmente. Para S_1, solo se modifica el flujo másico correspondiente a este nuevo ciclo. Para S_4 sí que varía la presión, siendo ahora $P_4 = 4{,}3\ kPa$. Para hallar los valores que faltan, se supone un ciclo ideal,

lo que permite asumir que $S_3 = S_4 = 7{,}19\ kJ/kg\ K$. A partir de este valor y los datos en amarillo mostrados en la TABLA 8 se puede hallar el h_4 ideal utilizando las Fórmulas 15 y 16:

Presión bar	Temp, °C	sat, $v_f \times 10^3$	sat, v_g	sat, u_f	sat, U_g	sat, h_f	vaporiz, h_{fg}	sat, h	sat, s_f	sat, s
0,04	28,96	1,0040	34,800	121,45	2415,2	121,46	2432,9	2554,4	0,4226	8,4746
0,06	36,16	1,0064	23,739	151,53	2425,0	151,53	2415,9	2567,4	0,5210	8,3304
0,08	41,51	1,0084	18,103	173,87	2432,2	173,88	2403,1	2577,0	0,5926	8,2287
0,10	45,81	1,0102	14,674	191,82	2437,9	191,83	2392,8	2584,7	0,6493	8,1502
0,20	60,06	1,0172	7,649	251,38	2456,7	251,40	2358,3	2609,7	0,8320	7,9085

TABLA 8. Propiedades del agua saturada a 0,04 bar [44]

➔ $X_4 = \frac{7{,}19-0{,}4226}{8{,}4746-0{,}4226} = 0{,}8405$ (15)

➔ $0{,}8405 = \frac{h_{4_i}-121{,}46}{2.554{,}4-121{,}46} \rightarrow h_{4_i} = 2.166{,}35\ kJ/kg$ (16)

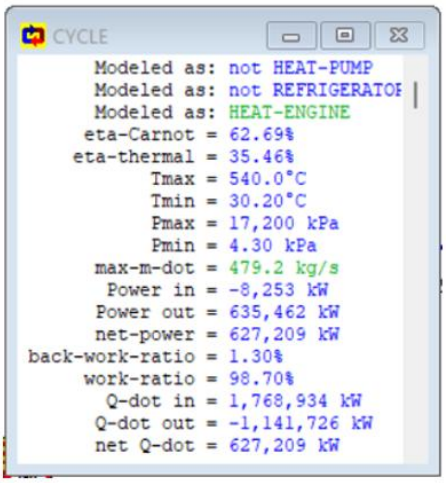
Se asume, como en el apartado anterior, un rendimiento del 75% en la turbina [45], y se resuelve con la Fórmula 17 que relaciona rendimiento con entalpías.

➔ $0{,}75 = \frac{3.536-h_4}{3.536-2.166{,}35} \rightarrow h_4 = 2.508{,}76\ kJ/kg$ (17)

Este valor se introduce manualmente en CyclePad siendo este el ultimo valor necesario para completar el modelado de Aboño 2.

La FIGURA 26 a) muestra las propiedades completas del ciclo y lo que produce. La potencia producida por la central de Aboño 2 es de 635.462 kW. En este caso también se observa una ligera sobreestimación como en el anterior ciclo, observándose una mayor producción ya que se modela un ciclo más simple al ciclo real de la central térmica de Aboño 2. La FIGURA 26 b) muestra el diagrama T-S que se modela para este ciclo.

a)



b)

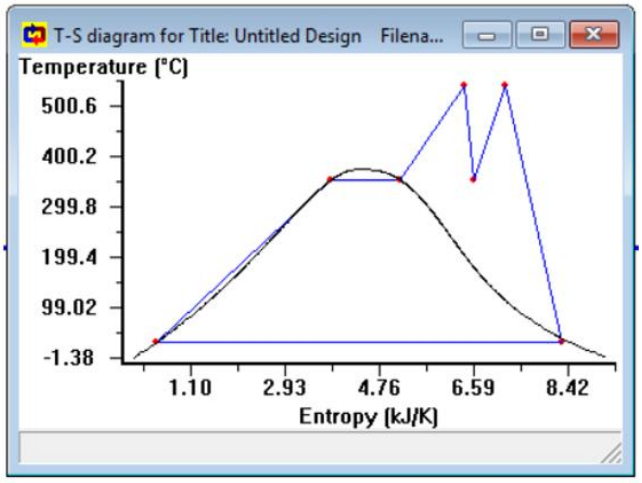


FIGURA 26. a) Propiedades del ciclo Aboño 2 b) Diagrama T-S de Aboño 2

4.3 PARÁMETROS ANALIZADOS PARA LA OPTIMIZACIÓN

Se realizarán varios ensayos para observar que parámetros resultan óptimos para mejorar la potencia producida por la central térmica. Para realizar este estudio, se seleccionan algunos de los parámetros más relevantes que influyen directamente en el rendimiento y producción de los equipos. Se presentarán diferentes propuestas cambiando solo algunos parámetros específicos, como por ejemplo el flujo másico, así como propuestas que implican añadir otros equipos que ayuden a aumentar la producción. Estas propuestas se plantean con el objetivo de estudiar si la modificación de estos parámetros contribuye al aumento del rendimiento y, por consiguiente, aumento de producción de potencia o si produce una disminución en la producción. Sin embargo, este trabajo no se enfoca en cómo mejorar estos parámetros sino qué parámetros se deben mejorar para producir una mayor cantidad de potencia. Para ello, se utilizan los anteriores modelos de CyclePad ya creados para cada uno de los Aboños y se modifican estos indicadores.

4.3.1 INCREMENTO DEL FLUJO MÁSICO

El flujo másico, como parámetro independiente, es uno de los más adecuados para analizar, debido a que este parámetro es el que está más relacionado con la producción de trabajo. Esto se puede comprobar con la Fórmula 18:

➔ $\dot{W} = \dot{m} * \Delta h$ [46] (18)

Esta expresión indica que el trabajo es proporcional a la entrada de masa de vapor por segundo. Existen diferentes formas de aumentar el flujo másico en una central térmica ya que no es suficiente con añadir caudal de combustible para aumentar este parámetro, y depende de factores como la calidad de los equipos, para que haya una mejor transferencia de calor, o el caudal requerido, para que trabaje óptimamente [47].

Se plantean tres escenarios posibles para este parámetro en cada uno de los Aboños. El primero es una opción más estricta que no deja lugar a muchas mejoras, en este caso se supone que no se puede optimizar tanto la central. El segundo es una opción viable pero no tan conservadora y la tercera opción es una opción que se puede lograr, pero sería una mejora mucho más severa en la que se deben tener en cuenta muchos factores de mejora, no solo la cantidad de caudal sino también la mejora de toda la central completa.

Las opciones para incrementar el flujo másico en el Aboño 1 son:

- Aumento de un 10%: $\dot{m}$ sería igual a 339,5 kg/s
- Aumento de un 15%: $\dot{m}$ sería igual a 354,9 kg/s
- Aumento de un 20%: $\dot{m}$ sería igual a 370,3 kg/s

Las opciones para incrementar el flujo másico en el Aboño 2 son:

- Aumento de un 10%: $\dot{m}$ sería igual a 527,1 kg/s
- Aumento de un 15%: $\dot{m}$ sería igual a 551,1 kg/s
- Aumento de un 20%: $\dot{m}$ sería igual a 575,0 kg/s

Como el objetivo de este trabajo se centra en lograr el aumento de la producción de potencia, se selecciona un intermedio entre los escenarios posibles, ya que un escenario muy agresivo requiere de una modernización muy grande de toda la central.

En la FIGURA 27 se muestra el aumento de un 15% del flujo másico que había anteriormente en la sustancia S_1, donde pasa de un $\dot{m} = 308{,}6\ kg/s$ a $\dot{m} = 354{,}9\ kg/s$. Todos los demás valores introducidos por el usuario no cambian y CyclePad calcula automáticamente los parámetros dependientes por lo que no es necesario realizar cálculos adicionales.

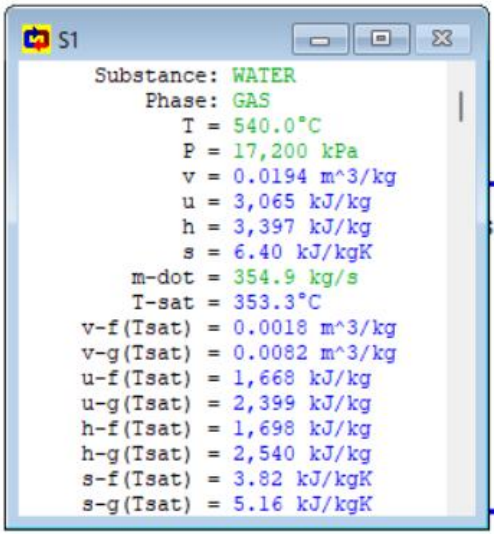


FIGURA 27. Incremento del flujo másico en el Aboño 1

Para el caso de Aboño 2, se aplica el mismo procedimiento aumentando un 15% el flujo másico de la sustancia S_1, pasando de $\dot{m} = 479{,}2\ kg/s$ a $\dot{m} = 551{,}1\ kg/s$, como se observa en la FIGURA 28 siguiendo el mismo criterio aplicado en Aboño 1, mientras que el resto de los parámetros son calculados automáticamente por CyclePad.

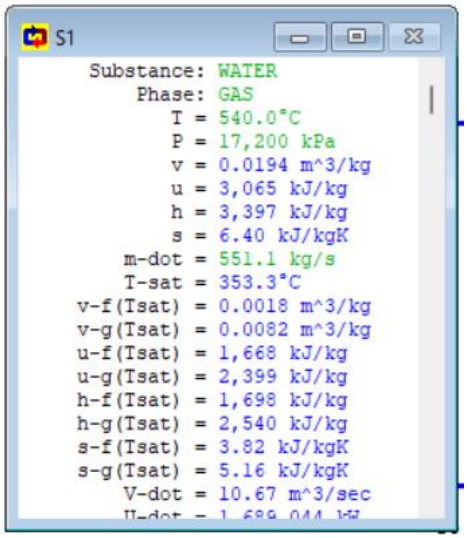


FIGURA 28. Incremento del flujo másico en el Aboño 2

4.3.2 TRIPLE RECALENTAMIENTO

Como ya se menciona anteriormente, las centrales de Aboño cuentan con un ciclo con doble recalentamiento y para esta segunda mejora se plantea añadir otro recalentamiento, lo que proporciona un ligero aumento en la eficiencia del ciclo y, por consiguiente, incrementa la producción de trabajo. Este incremento en producción de trabajo se logra gracias a que los ciclos con recalentamientos disminuyen el consumo específico de vapor, aumentando la fracción de sequedad del vapor a la salida de la turbina (valor que no debe ser inferior a 0,88) lo que incrementa la eficiencia térmica [48].

La incorporación de este nuevo recalentamiento en el Aboño 1 conlleva la incorporación de dos quipos más, que son una caldera y una turbina como se muestra en la FIGURA 29, así como la introducción de una nueva presión intermedia para este proceso.

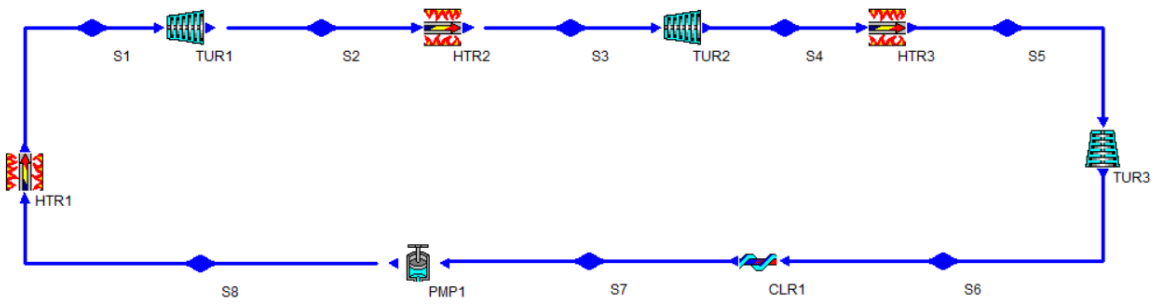


FIGURA 29. Ciclo de Aboño 1 con mejora 2

La FIGURA 30 muestra las hipótesis consideradas para los nuevos equipos del ciclo de Aboño 1 así como los datos introducidos por el usuario y los calculados por CyclePad.

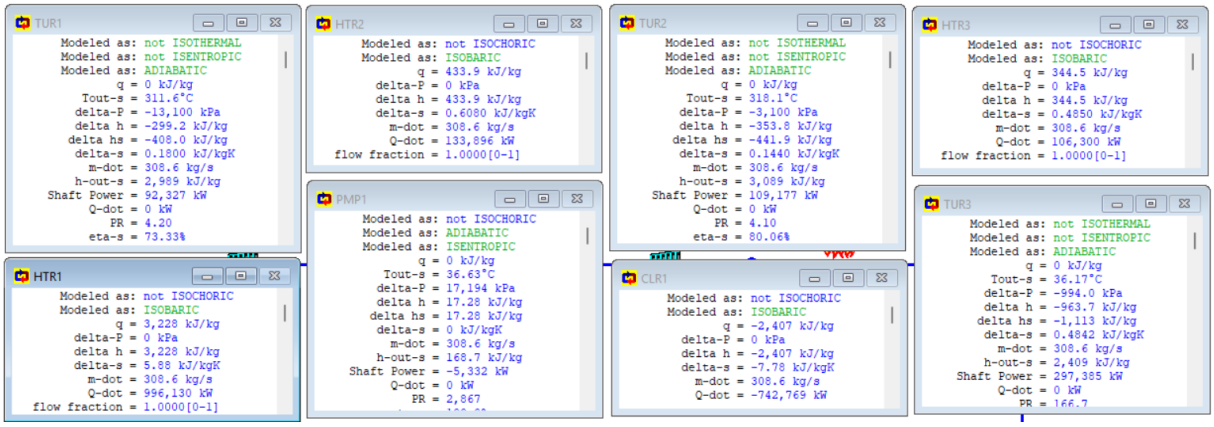


FIGURA 30. Datos de los equipos del ciclo con mejora 2 en el Aboño 1

La FIGURA 31 muestra toda la información necesaria del fluido de trabajo que va pasando y cómo varía a lo largo de los equipos. A diferencia de la mejora propuesta anterior, en este caso sí se requieren calcular algunos valores nuevos debido a la incorporación de nuevos equipos, principalmente en los estados cuatro, cinco y seis.

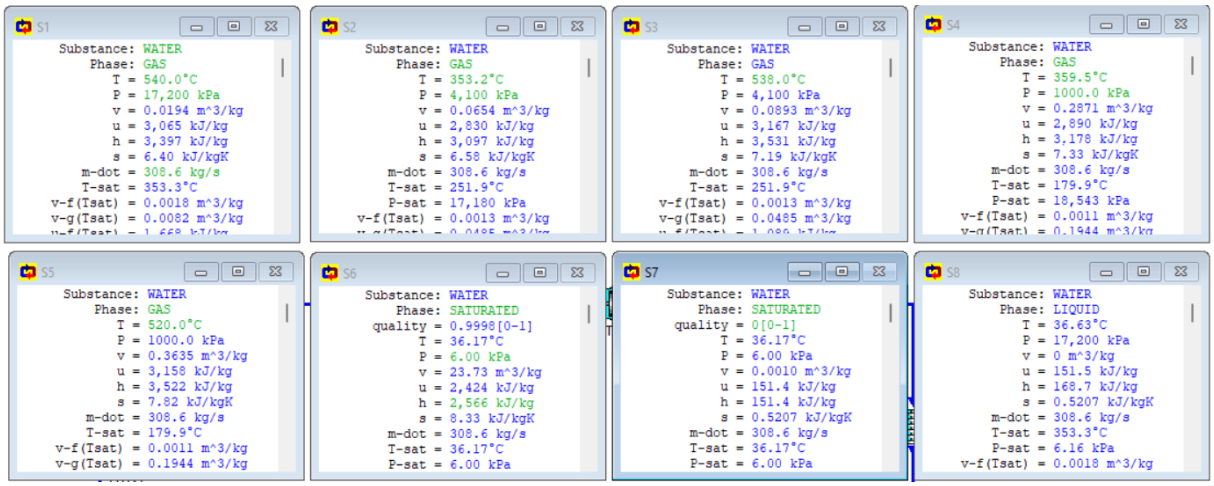


FIGURA 31. Datos del flujo del ciclo con mejora 2 en el Aboño 1

El flujo cuatro corresponde a la entrada de la nueva caldera del tercer recalentamiento, con una presión de entrada de 1.000 kPa. Se selecciona esta presión ya que, al ser un tercer recalentamiento, pasa a una turbina de baja presión al ser la etapa final del proceso de recalentamiento [49]. Inicialmente se considera un valor de 1.200 kPa, pero en las tablas de vapor y agua este valor no está disponible, por lo que se aproxima a los 1.000 kPa. El otro valor que no se fija inicialmente, pero se vuelve a calcular por esta nueva presión, es el de temperatura, que se determina a partir del mismo procedimiento seguido con el modelado del ciclo original.

Se asume un ciclo Rankine ideal donde S_3 es igual a S_4, por lo que $S_4 = 7{,}19\ kJ/kg\ K$, y con este valor se determina primero el título ideal del flujo cuatro a partir de la Fórmula 19, para posteriormente hallar la entalpía ideal de este. Luego, con la Fórmulas 20 y 21 del rendimiento y asumiendo que la turbina sigue teniendo un rendimiento del 75%, se puede hallar la entalpia real del fluido 4. En la TABLA 9. Propiedades del agua saturada a 10 bar [44]TABLA 9 se observan las entalpías y entropías que se necesitan para calcular el título a 10 bar.

8,00	170,4	1,1148	0,2404	720,22	2576,8	721,11	2048,0	2769,1	2,0462	6,6628
9,00	175,4	1,1212	0,2150	741,83	2580,5	742,83	2031,1	2773,9	2,0946	6,6226
10,0	179,9	1,1273	0,1944	761,68	2583,6	762,81	2015,3	2778,1	2,1387	6,5863
15,0	198,3	1,1539	0,1318	843,16	2594,5	844,84	1947,3	2792,2	2,3150	6,4448
20,0	212,4	1,1767	0,09963	906,44	2600,3	908,79	1890,7	2799,5	2,4474	6,3409
25,0	224,0	1,1973	0,07998	959,11	2603,1	962,11	1841,0	2803,1	2,5547	6,2575
30,0	233,9	1,2165	0,06668	1004,8	2604,1	1008,4	1795,7	2804,2	2,6457	6,1869
35,0	242,6	1,2347	0,05707	1045,4	2603,7	1049,8	1753,7	2803,4	2,7253	6,1253
40.0	250.4	1.2522	0.04978	1082.3	2602.3	1087.3	1714.1	2801.4	2.7964	6.0701

TABLA 9. Propiedades del agua saturada a 10 bar [44]

➔ $X_{4_i} = \frac{7{,}19-2{,}1387}{6{,}5863-2{,}1387} = 1{,}14$ (19)

➔ $1{,}14 = \frac{h_{4_i}-762{,}81}{2.778{,}1-762{,}81} \rightarrow h_{4_i} = 3.060{,}24\ kJ/kg$ (20)

➔ $0{,}75 = \frac{3.531-h_4}{3.531-3.060{,}24} \rightarrow h_4 = 3.177{,}93\ kJ/kg$ (21)

A continuación, con este valor se procede a interpolar para determinar la temperatura con los datos del vapor sobrecalentado que se muestran en la TABLA 10.

T	*v*	*u*	*h*	s
°C	m^3/kg	kJ / kg	kJ / kg	kJ / kg K
	p = 10,0 bar = 1,0 MPa (*Tsat* = 179,91 0c)			
Sat	0,1944	2583,6	2778,1	6,5865
200	0,2060	2621,9	2827,9	6,6940
240	0,2275	2692,9	2920,4	6,8817
280	0,2480	2760,2	3008.2	7,0465
320	0,2678	2826,1	3093,9	7,1962
360	0,2873	2891,6	3178,9	7,3349
400	0,3066	2957,3	3263,9	7,4651
440	0,3257	3023,6	3349,3	7,5883
500	0,3541	3124,4	3478,5	7,7622
540	0,3729	3192,6	3565,6	7,8720
600	0,4011	3296,8	3697,9	8,0290
640	0,4198	3367,4	3787,2	8,1290

TABLA 10. Propiedades del agua, vapor sobrecalentado a 10 bar [44]

➔ $\frac{T_4-320}{3.177{,}93-3.093{,}9} = \frac{360-320}{3.178{,}9-3.093{,}9} \rightarrow T_4 = 359{,}5\ °C$ (22)

En la salida de la nueva caldera, correspondiente al flujo cinco, S_5, se adopta la condición de temperatura de salida 520 $°C$, ya que es otro valor típico en ciclos convencionales con recalentamiento [50].

Por último, para el fluido seis se mantiene la presión de antes, con un valor de 6 kPa, pero se debe calcular nuevamente la entropía de este flujo con el dato que se conoce de presión, ya que han cambiado los valores de flujo anteriores. Para ello, se asume que se está en un ciclo Rankine ideal donde S_5 es igual a S_6 por lo que sería igual a 7,82 kJ/kg K. Usando los mismos valores de la TABLA 6 se determina el título ideal del fluido 6 y, con la Fórmula 8 del rendimiento y asumiendo que la turbina trabaja a un 85% [45], se halla el valor de la entalpía del fluido 6 real empleando para todo ello las Fórmulas 23, 24 y 25:

$$\rightarrow X_{6_i} = \frac{7{,}82-0{,}5210}{8{,}3304-0{,}5210} = 0{,}93 \quad (23)$$

$$\rightarrow 0{,}93 = \frac{h_{6_i}-151{,}53}{2.567{,}4-151{,}53} \rightarrow h_{6_i} = 2.398{,}3\ kJ/kg \quad (24)$$

$$\rightarrow 0{,}85 = \frac{3.520-h_6}{3.520-2.398{,}3} \rightarrow h_6 = 2.566{,}6\ kJ/kg \quad (25)$$

Con este último valor se dispone de todos los datos necesarios para que CyclePad pueda calcular los resultados finales del ciclo completo.

A continuación, se aplica el mismo procedimiento al ciclo de Aboño 2. En la FIGURA 32 se observan los mismos equipos adicionales al Aboño 2 para añadir un tercer recalentamiento, un calentador y una turbina más. Se deben fijar para las nuevas variables las mismas condiciones de entrada y salida.

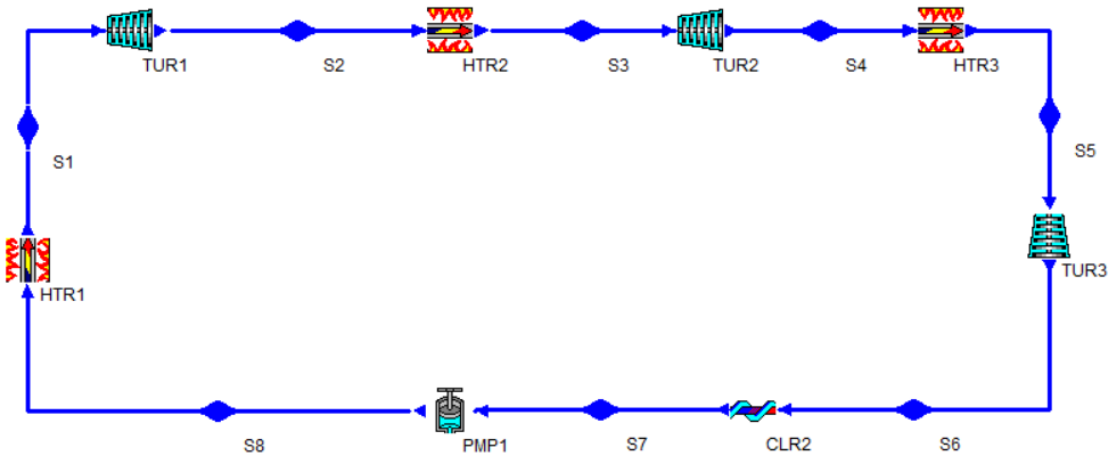


FIGURA 32. Ciclo de Aboño 2 con mejora 2

En la FIGURA 33 se pueden observar las hipótesis seleccionadas del funcionamiento de cada uno de los equipos para su correcto funcionamiento, siguiendo el mismo criterio que para el Aboño 1.

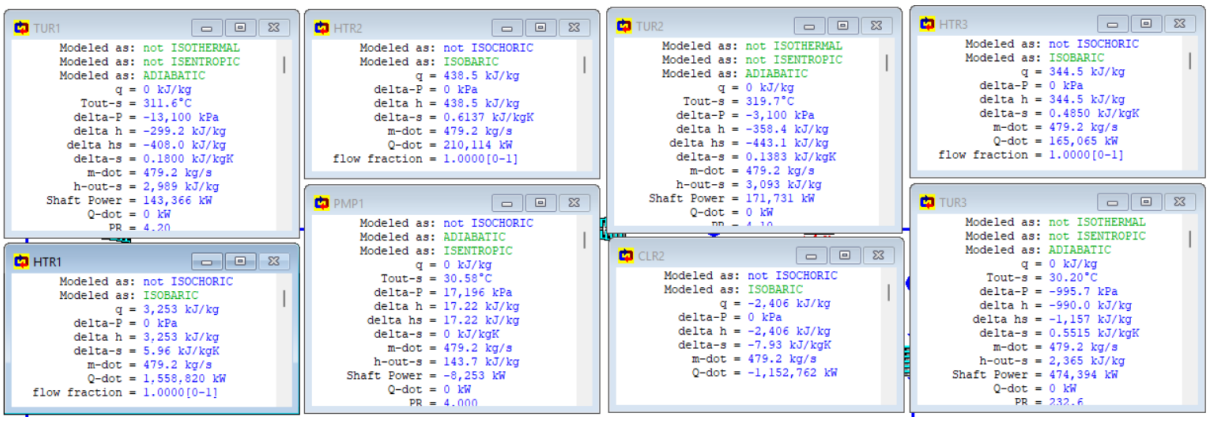


FIGURA 33. Datos de los equipos del ciclo con mejora 2 en el Aboño 2

En la FIGURA 34 se pueden observar todos los datos introducidos por el usuario y los datos calculados por el propio programa. Para el ciclo de Aboño 2 se fijan las mismas condiciones de entrada y salida para los nuevos flujos de trabajo que sería correspondientes a S_4, S_5, S_6. Para los dos primeros, se establece que la presión de entrada a "HTR3" es de 1000 kPa [49] y la temperatura se calcula de la misma manera que para el anterior ciclo. Para el flujo cinco, se dice que la temperatura de salida de "HTR3" es de 520 °C [50] al igual que en el anterior ciclo. Por último, para S_6, no se introducen nuevos equipos, pero cambia el valor de la entalpía debido a la modificación del flujo S_5, ya que para calcular la entalpia del flujo seis se debe usar la del flujo cinco. Por lo tanto, se debe recalcular la entalpia usando el mismo procedimiento que antes. La entalpía obtenida difiere de la del Aboño 1 con la mejora aplicada, debido a que en este ciclo se utiliza una presión final diferente.

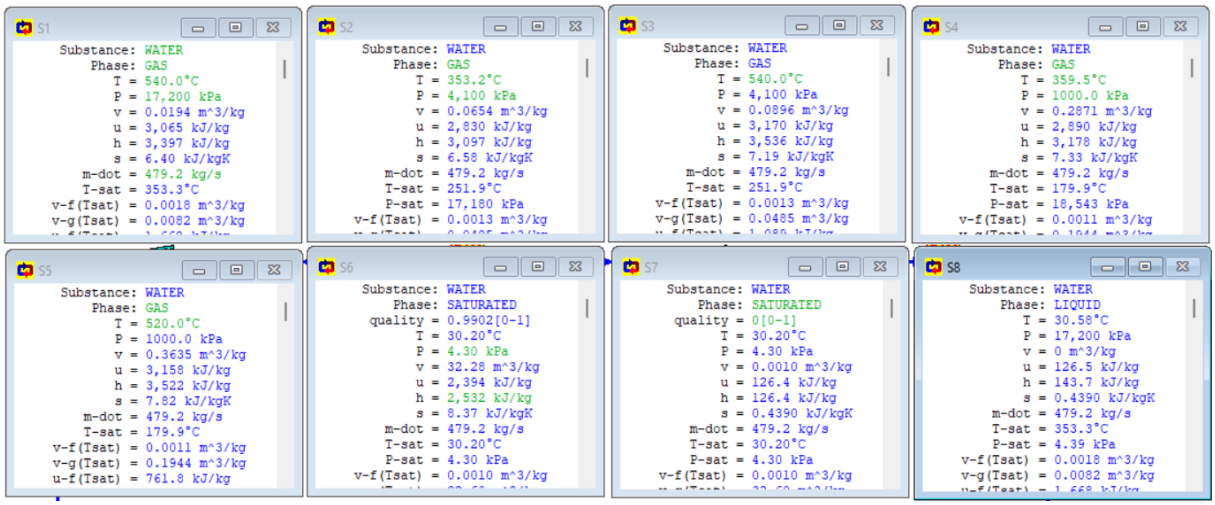


FIGURA 34. Datos del flujo del ciclo con mejora 2 en el Aboño 2

Para hallar el ultimo valor que falta de esta mejora, se supone que del flujo cinco al flujo seis se trabaja isoentrópicamente [45], lo que implica que S_5 es igual a S_6. Se utilizan de nuevo los valores de la TABLA 8 para poder hallar el título del flujo seis, y con este valor volver a usar

la misma Fórmula, pero despejando la entalpía como si estuviera en un ciclo ideal a partir de las Fórmulas 26 y 27:

➔ $X_{6_i} = \frac{7,82-0,4226}{8,4746-0,4226} = 0,919$ (26)

➔ $0,919 = \frac{h_{6_i}-121,46}{2554,4-121,46} \rightarrow h_{6_i} = 2357,33\ kJ/kg$ (27)

Se asume que el rendimiento de la turbina, igual que en el anterior apartado, es de un 85% [45] para utilizar la Fórmula 8 con el rendimiento y determinar la entalpía del flujo seis real a partir de la Fórmula 28:

➔ $0,85 = \frac{3522-h_6}{3522-2357,33} \rightarrow h_6 = 2532,03\ kJ/kg$ (28)

Este es el valor que se introduce manualmente en el programa para el flujo seis, siendo el ultimo valor diferente del ciclo original.

4.3.3 PRESIÓN

En esta mejora se estudia el efecto del aumento de la presión a la entrada de la primera turbina. Al aumentar la presión de entrada en un ciclo Rankine se aumenta simultáneamente la relación de expansión en la turbina, aunque esto provoca que el vapor se humedezca a la salida de la turbina. Sin embargo, esto es una consecuencia no deseable debido a que el aumento de la humedad del vapor provoca corrosión en diferentes partes de la turbina, lo que provoca un aumento importante en las pérdidas y disminuye el rendimiento de la turbina [48].

En la FIGURA 35 se observan los datos introducidos y calculados por el programa para el flujo uno, que corresponde al flujo que está en la entrada de la primera turbina del ciclo. A diferencia del caso original, este flujo presenta una presión de entrada de 190 bar. Al igual que para la mejora del flujo másico, no es necesario calcular ningún nuevo valor ya que los valores introducidos manualmente no dependen directamente de esta presión y los datos calculados por el programa son recalculados automáticamente por este software.

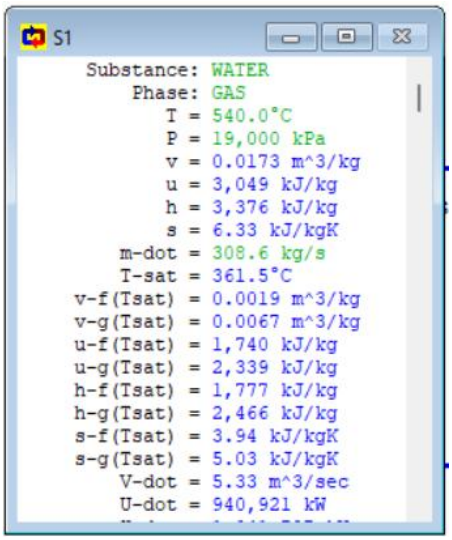


FIGURA 35. Incremento de la presión de entrada en el Aboño 1

A continuación, se aplica el mismo cambio al ciclo de Aboño 2. Se modifica manualmente la presión de entrada en la primera turbina a 190 bar, como se observa en la FIGURA 36.

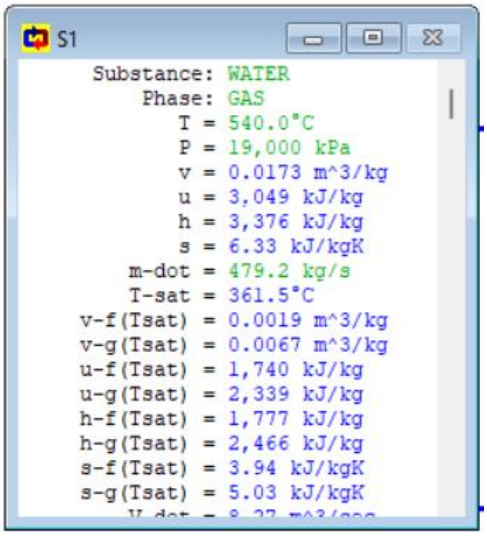


FIGURA 36. Incremento de la presión de entrada en el Aboño 2

4.3.4 AUMENTO FLUJO MÁSICO Y TRIPLE RECALENTAMIENTO

En la última modificación se plantea una combinación de dos de las propuestas que se observa que generan mayor potencia. Se utiliza el aumento del flujo másico para cada uno de los ciclos y también se va a añadir otro recalentamiento. Como se observa en la FIGURA 37, se modela un ciclo con tres recalentamientos, y en las propiedades del flujo uno se modifica el valor del caudal con un 15% más que el original, como se establece en la primera mejora. Para este nuevo

ensayo no es necesario hallar ningún valor nuevo debido a que ya se hallaron previamente en los anteriores ensayos todos los valores.

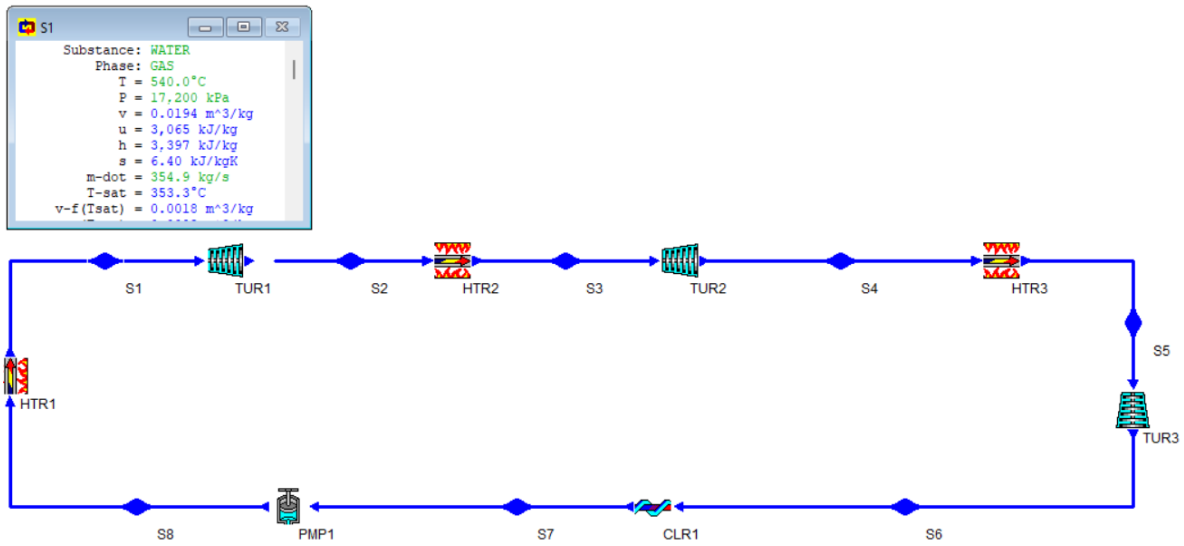


FIGURA 37. Ciclo de Aboño 1 y propiedades del flujo de S_1 con la mejora 4

Se aplica la misma mejora al ciclo de Aboño 2, como se observa en la FIGURA 38, con su correspondiente flujo másico con un aumento del 15% como en la primera mejora, y se añaden los mismos equipos que en el ciclo de Aboño 1 descrito anteriormente.

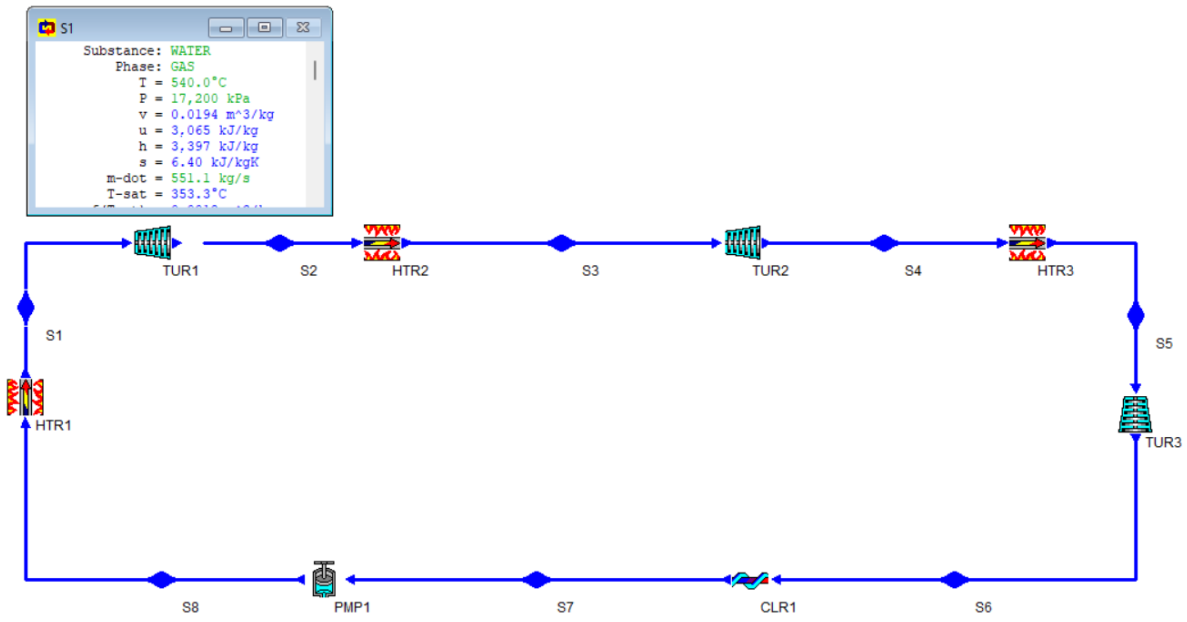


FIGURA 38. Ciclo de Aboño 2 y propiedades del flujo de S_1 con la mejora 4

Capítulo 5. RESULTADOS

5.1 RESULTADOS DE LOS PARÁMETROS ANALIZADOS

5.1.1 INCREMENTO DEL FLUJO MÁSICO

La FIGURA 39 muestra las propiedades del ciclo y otros resultados de salida de la central. El valor más relevante para este estudio es el de *"Power out"* que indica la potencia generada por la central en este ciclo.

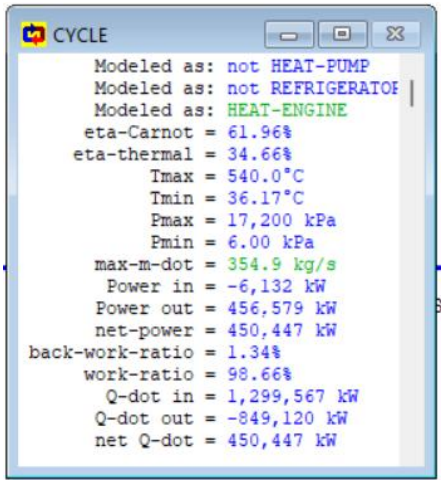


FIGURA 39. Propiedades del ciclo del Aboño 1 con la mejora 1

Según la FIGURA 39, para el Aboño 1 con un aumento del 15% del flujo másico, se obtiene una potencia generada de 456.579 kW. En la FIGURA 40, al igual que en el caso anterior, se observan diferentes resultados del ciclo en general, pero para este Aboño debido al mayor flujo másico de entrada, se obtiene una mayor producción de potencia generada por la central, que sería de 730.808 kW, tras un incremento del 15% del caudal.

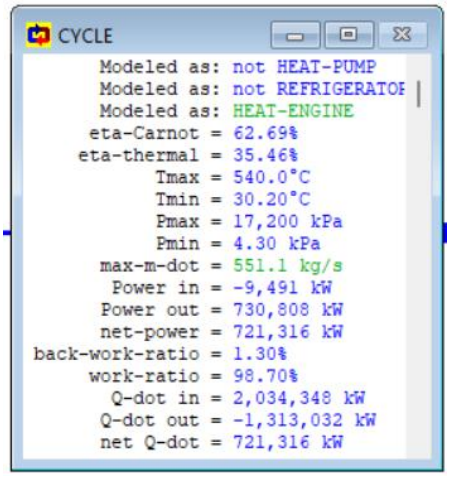


FIGURA 40. Propiedades del ciclo del Aboño 2 con la mejora 1

La TABLA 11 muestra de forma más clara cuales son los valores utilizados para el flujo másico en cada una de las centrales, así como la potencia generada en cada caso y el incremento aplicado, junto con la potencia resultante tras la mejora.

	Flujo másico sin mejora	Flujo másico con mejora	Potencia generada sin mejora	Potencia generada con mejora
Aboño 1	308,6 kg/s	354,9 kg/s	397.014 kW	456.579 kW
Aboño 2	479,2 kg/s	551,1 kg/s	635.462 kW	730.808 kW
Total			1.032.476 kW	1.187.387 kW

TABLA 11. Comparación de potencia generada con mejora 1

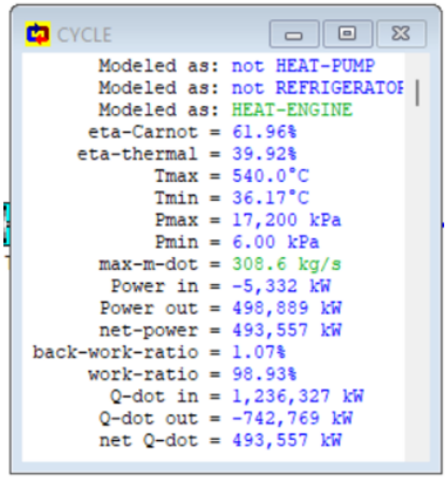
Tras analizar los resultados, se observa que este parámetro influye significativamente en la producción de potencia y es un parámetro clave que se debe tener en cuenta para generar un impacto en la optimización de una central térmica. Con un incremento del 15% del caudal de combustible, la potencia aumenta unos 100.000 kW aproximados, lo que representa un incremento importante teniendo en cuenta que solo se ha modificado un valor. Este aspecto se considera en futuras propuestas de mejora a mayor escala porque, aunque el aumento de potencia es notable, aún no alcanza el objetivo planteado.

5.1.2 TRIPLE RECALENTAMIENTO

Como se observa en la FIGURA 41 a), la potencia producida por el ciclo del Aboño 1 con un triple recalentamiento sería de 498.889 kW, y la FIGURA 41 b) muestra el diagrama T-S que

se modela para este ciclo. A diferencia del diagrama del ciclo original, presenta tres picos que representan cada uno de los recalentamientos.

a)



b)

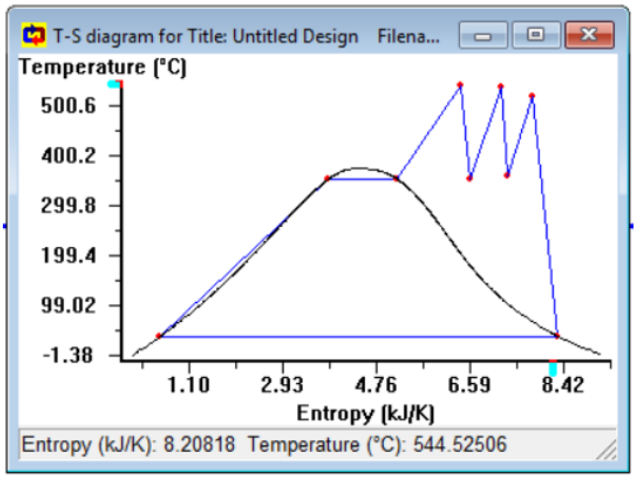
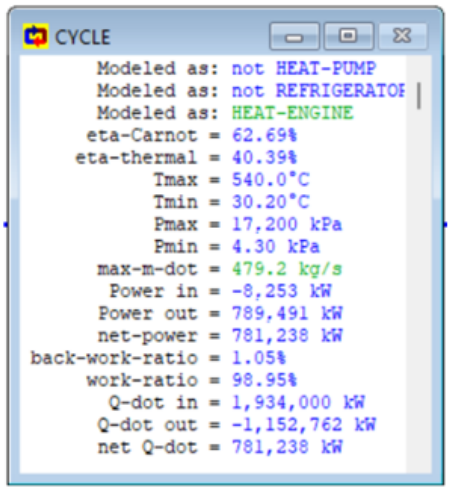


FIGURA 41. a) Propiedades del ciclo Aboño 1 con triple recalentamiento b) Diagrama T-S de Aboño 1 con triple recalentamiento

Una vez introducidos y calculados todos los valores, se observan en la FIGURA 42 a) todas las propiedades y resultados finales que obtiene el ciclo, y en la FIGURA 42 b) se observa el diagrama T-S que genera el programa para el ciclo de Aboño 2.

a)



b)

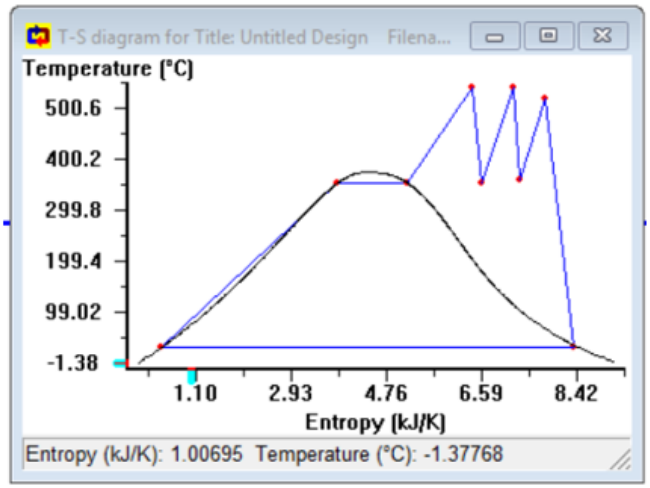


FIGURA 42. a) Propiedades del ciclo Aboño 2 con triple recalentamiento b) Diagrama T-S de Aboño 2 con triple recalentamiento

Con un triple recalentamiento para el Aboño 2 se observa en el parámetro *"Power out"* que se obtiene una potencia de 789.491 kW. En la TABLA 12 se observan las diferencias entre cada ciclo, tanto antes como después de la mejora.

	Potencia generada sin mejora	Potencia generada con mejora
Aboño 1	397.014 kW	498.889 kW
Aboño 2	635.462 kW	789.491 kW
Total	1.032.476 kW	1.288.380 kW

TABLA 12. Comparación de potencia generada con mejora 2

Tras analizar los resultados obtenidos, se observa que la incorporación de un recalentamiento adicional permite un mejor aprovechamiento del calor aportado por el fluido de trabajo ya que, además, cada recalentamiento nuevo incrementa la temperatura del vapor lo que favorece una expansión más eficiente en la turbina.

5.1.3 PRESIÓN

En la FIGURA 43 se observan las nuevas propiedades del ciclo de Aboño 1 calculadas por CyclePad. La potencia generada con la subida de presión a la entrada alcanza un valor de 390.605 kW.

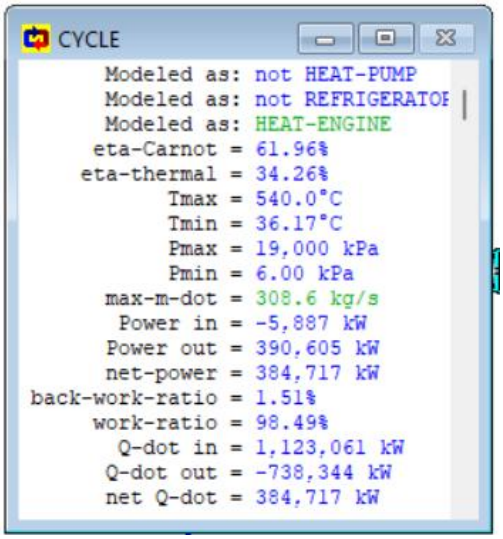


FIGURA 43. Propiedades del ciclo del Aboño 1 con la mejora 3

En la FIGURA 44 se observan todas las propiedades del ciclo de Aboño 2, calculadas por el programa con el cambio de la nueva presión de entrada. Esta modificación da lugar a una potencia generada del ciclo de 625.509 kW.

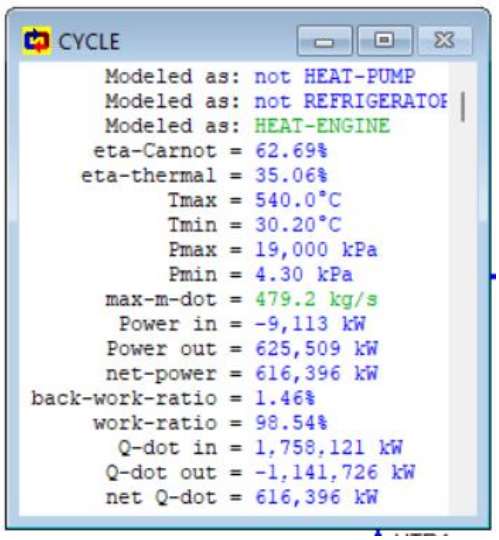


FIGURA 44. Propiedades del ciclo del Aboño 2 con la mejora 3

En la TABLA 13 se observan las diferencias de potencia generada al aumentar la presión de entrada en cada uno de los ciclos.

	Presión inicial	Presión nueva	Potencia generada inicial	Potencia generada nueva
Aboño 1	172 bar	190 bar	397.014 kW	390.605 kW
Aboño 2	172 bar	190 bar	635.462 kW	625.509 kW
Total			1.032.476 kW	1.016.114 kW

TABLA 13. Comparación de potencia generada con mejora 3

5.1.4 AUMENTO FLUJO MÁSICO Y TRIPLE RECALENTAMIENTO

En la FIGURA 45 se observan las propiedades del ciclo de Aboño 1 calculadas por el programa con la combinación de mejoras aplicadas. En este caso, la potencia generada alcanza los 573.860 kW.

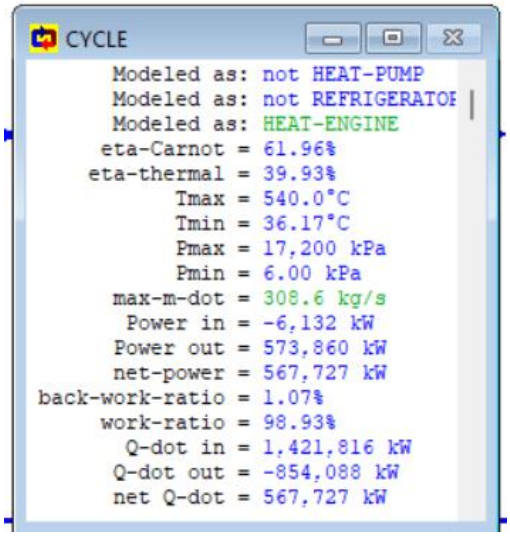


FIGURA 45. Propiedades del ciclo del Aboño 1 con la mejora 4

En la FIGURA 46 se observan los nuevos resultados que calcula el programa para el ciclo del Aboño 2 con la combinación de mejoras propuesta. La potencia generada en este ciclo corresponde a 907.964 kW.

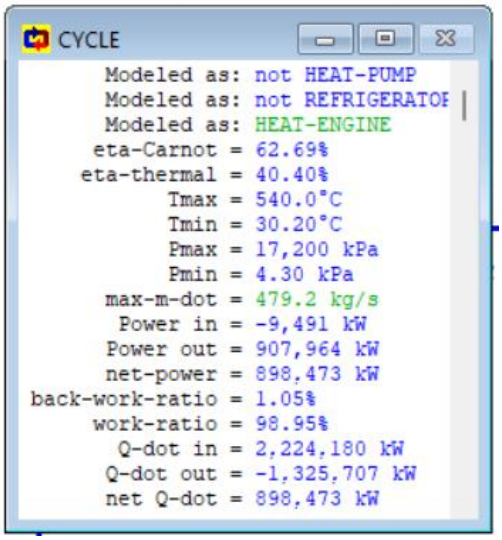


FIGURA 46. Propiedades del ciclo del Aboño 2 con la mejora 4

En la TABLA 14 se observan las diferencias en la producción de potencia entre el caso original y la combinación de mejoras para cada ciclo y en total,

	Potencia generada sin mejora	Potencia generada con mejora
Aboño 1	397.014 kW	573.860 kW

Aboño 2	635.462 kW	907.964 kW
Total	1.032.476 kW	1.481.824 kW

TABLA 14. Comparación de potencia generada con mejora 4

Capítulo 6. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

En este apartado se realiza un análisis de forma crítica de los efectos de las cuatro modificaciones implementadas sobre los modelos termodinámicos que se propusieron en CyclePad, contrastando los fenómenos termodinámicos con las limitaciones del mundo real:

- **Variación del flujo másico:** Los resultados muestran una respuesta lineal del sistema, donde un incremento del 15% en el caudal másico eleva la potencia neta hasta 1.187.387 kW. Esto se debe a que una mayor cantidad de vapor que atraviese las etapas donde hay procesos de expansión permite generar una mayor cantidad de trabajo. No obstante, este incremento comporta un aumento proporcional en el consumo de combustible y en el estrés térmico de la caldera. Desde el punto de vista del diseño, esta medida requiere verificar la capacidad de reserva de las bombas de agua de alimentación y el dimensionado de las tuberías para evitar problemas de velocidad crítica o cavitación.
- **Incorporación de un triple recalentamiento:** Esta modificación estructural permite que el vapor regrese a la caldera tras las primeras etapas de expansión, aumentando su entalpía antes de entrar en los cuerpos de menor presión. Ello aleja la evolución del vapor de la campana de saturación, reduciendo drásticamente la presencia de humedad en las últimas etapas de la turbina (protegiendo los álabes de la erosión) e incrementando la potencia final hasta 1.288.380 kW.
- **Elevación de la presión de entrada:** El ensayo enfocado en el aumento de presión en la entrada de la turbina principal registró una anomalía termodinámica con una pérdida neta en la producción de potencia de 1.016.114 kW. Si bien elevar la presión teóricamente incrementa la eficiencia térmica del ciclo ideal, en la simulación realizada provocó que la expansión finalizara con un título de vapor excesivamente bajo (alta fracción de fase líquida). El arrastre de humedad reduce el rendimiento isoentrópico de la turbina y, sumado al incremento en el trabajo específico requerido por la bomba de agua de alimentación para vencer dicha presión, penalizó el balance energético global.
- **Sinergia de mejoras combinadas (Flujo másico + Triple recalentamiento):** La implementación simultánea de ambas modificaciones operativas supuso la solución óptima del estudio, alcanzando una potencia máxima de 1.481.824 kW. Este comportamiento demuestra el efecto sinérgico en sistemas térmicos complejos: el incremento de masa disponible es optimizado gracias al mejor aprovechamiento entálpico que proporciona el recalentamiento múltiple.

Capítulo 7. VIABILIDAD ECONÓMICA

En una central térmica convencional, la viabilidad económica suele estar ligada a las mejoras de los equipos, con cuánto combustible trabaja esta, coste de operación y mantenimiento [51]. Cada una de las mejoras propuestas tiene un impacto diferente en la optimización de sus equipos. Por ejemplo, incrementar el flujo másico requiere tener equipos con mayor capacidad para almacenar el combustible, pero es también pertinente priorizar los costes de mantenimiento, ya que al haber un incremento de los esfuerzos mecánicos por parte de los equipos será necesario realizar una continua revisión de estos. El mayor ahorro de costes frente a otras propuestas presentadas es que no es necesario rediseñar la estructura original del ciclo Rankine de la central térmica de Aboño, esto permite continuar con el mismo tipo de central convencional y con la mayoría de los equipos.

Para la segunda mejora, un triple recalentamiento implica añadir nuevos equipos y cambiar la estructura original del ciclo termodinámico. Además de la nueva caldera y turbina que se ven en los diseños vistos en CyclePad en apartados anteriores, existen otros sistemas auxiliares que en una central térmica deben añadirse, como, por ejemplo, sistemas de control e intercambiadores de calor. A diferencia de los costes que se analizan en el párrafo anterior, esta mejora implica menos costes de mantenimiento puesto que, como ya se ha mencionado, un proceso de recalentamiento reduce la humedad del vapor en los procesos de expansión que sucede en las turbinas, lo que contribuye a mejorar su vida útil [48].

La tercera mejora es muy similar a la primera; se deben mejorar los equipos de los ciclos para poder soportar las altas presiones y temperaturas y también se deben incrementar los costes de mantenimiento para asegurar la vida útil de los equipos. Sin embargo, para esta mejora se debe tener en cuenta otro factor y es el de invertir en la fabricación de mejores tuberías dentro del sistema, dado que los flujos de trabajo deben soportar altos esfuerzos por la subida de presión.

Existen estudios que demuestran que la optimización de una central térmica es económicamente viable, analizando la rentabilidad de los proyectos con diferentes tecnologías. Empresas como la Agencia Internacional de la Energía (IEA) especifican rangos de entre 3 al 10% para las tecnologías usadas en el campo de las centrales térmicas. Los precios suelen también variar según el costo del combustible [52].

Capítulo 8. CONCLUSIONES

Tras la modelización y simulación computacional de la central térmica objeto de estudio mediante la herramienta CyclePad, se extraen las siguientes conclusiones cuantitativas y técnicas:

1. Se ha cumplido satisfactoriamente el objetivo principal del Trabajo Fin de Grado, logrando determinar los parámetros operacionales críticos y las modificaciones de diseño que maximizan la eficiencia y la generación de potencia del ciclo. La modelización de estos entornos termodinámicos permitió cuantificar la sensibilidad de dichas variables, facilitando una evaluación rigurosa de las propuestas de optimización desde una perspectiva técnica y operativa.
2. El análisis termodinámico individualizado identificó que la inserción del triple recalentamiento es la mejora formalmente más eficiente, logrando establecer la potencia en 255.904 kW sin alterar las demandas de caudal del ciclo original. Esto se logra debido a que el proceso de recalentamiento aumenta la entalpía del vapor en las etapas finales del proceso de expansión, lo que da lugar a que en la central haya un mejor aprovechamiento energético.
3. La combinación del aumento del 15% en el flujo másico junto con el triple recalentamiento demostró la mayor viabilidad técnica en términos de rendimiento puro, consolidando una potencia de 449.348 kW, consolidándose como la estrategia óptima de repotenciación (repowering) para plantas de tecnologías análogas a la central de Aboño.
4. Se constató la necesidad de someter a restricciones estrictas el parámetro de la presión de entrada, dado que incrementos descontrolados reducen el título de vapor a la salida de la turbina por debajo de los límites de seguridad industrial, incrementando el consumo de los auxiliares (bombas) y mermando la potencia neta en 16.362 kW.
5. Finalmente, este trabajo pone de manifiesto la utilidad de las herramientas de simulación asistida por ordenador (como CyclePad) para la evaluación preliminar de indicadores clave de rendimiento (KPIs), permitiendo optimizar instalaciones energéticas existentes para adecuarlas a las exigencias operacionales y medioambientales del contexto energético actual. Los resultados que se obtuvieron permiten contribuir con los ODS mencionados en el capítulo de introducción. Se pudo observar, según lo obtenido, que se logró un incremento de la potencia generada y, a su vez, se disminuyó el consumo específico del combustible y las emisiones asociadas a este, cumpliendo así con los objetivos propuestos de la Agenda 2030.
6. Los estudios de viabilidad económica en el campo de las centrales térmicas suelen presentar una tasa efectiva anual de retorno dentro del rango del 3 al 10%, teniendo en cuenta las diferentes tecnologías empleadas.

BIBLIOGRAFÍA

[1] A. J. da S. Fonseca, F. F. Diniz, C. S. Gehrke, A. M. M. Nunes, E. P. Santos Júnior, and L. M. Coelho Junior, "Thermal power plants in the energy transition and circular economy: A review," Dec. 01, 2025, *Elsevier Ltd*. doi: 10.1016/j.sftr.2025.101302.

[2] M. Arunachalam *et al.*, "Fuel efficiency and cost optimization in combined cycle power plant (CCPP)-integrated desalination systems: A comparative study of MSF, MED, and SWRO," *Desalination Water Treat.*, vol. 325, p. 101596, Jan. 2026, doi: 10.1016/j.dwt.2025.101596.

[3] "ODS 7 Energía asequible y no contaminante | Pacto Mundial ONU." Accessed: Jun. 01, 2026. [Online]. Available: https://www.pactomundial.org/ods/7-energia-asequible-y-no-contaminante/

[4] "ODS 9 Industria, innovación e infraestructura | Pacto Mundial ONU." Accessed: Jun. 01, 2026. [Online]. Available: https://www.pactomundial.org/ods/9-industria-innovacion-e-infraestructura/

[5] "ODS 13 Acción por el Clima | Pacto Mundial de la ONU España." Accessed: Jun. 01, 2026. [Online]. Available: https://www.pactomundial.org/ods/13-accion-por-el-clima/

[6] S. Y. Pan, S. W. Snyder, A. I. Packman, Y. J. Lin, and P. C. Chiang, "Cooling water use in thermoelectric power generation and its associated challenges for addressing water-energy nexus," Jun. 01, 2018, *KeAi Communications Co.* doi: 10.1016/j.wen.2018.04.002.

[7] R. Kumar, A. Bin Queyam, M. K. Singla, M. Louzazni, and M. D. Kumar, "Optimizing Efficiency and Performance in a Rankine Cycle Power Plant Analysis," *Energy Engineering: Journal of the Association of Energy Engineering*, vol. 122, no. 4, pp. 1373–1386, 2025, doi: 10.32604/ee.2025.058058.

[8] D. K. . Sarkar, *Thermal power plant : design and operation*. Elsevier, 2015.

[9] S. Kumar, "Thermodynamic Cycles in Power Plant." Accessed: Feb. 02, 2026. [Online]. Available: https://instrumentationtools.com/thermodynamic-cycles-in-power-plant/

[10] B. Pérez, "Ciclo Brayton," 2019.

[11] R. K. Kapooria, S. Kumar, and K. S. Kasana, "An analysis of a thermal power plant working on a Rankine cycle: A theoretical investigation," *Journal of Energy in Southern Africa*, vol. 19, no. 1, pp. 77–83, Feb. 2008, doi: 10.17159/2413-3051/2008/v19i1a3314.

[12] M. Bahrami, "Vapor Power Cycles."

[13] ENDESA, "Central térmica convencional." Accessed: Feb. 04, 2026. [Online]. Available: https://www.fundacionendesa.org/es/educacion/endesa-educa/recursos/centrales-electricas-convencionales/central-termica-convencional

[14] A. Singfield, "What Is a Cogeneration Plant? | Vista Projects." Accessed: Feb. 04, 2026. [Online]. Available: https://www.vistaprojects.com/what-is-a-cogeneration-plant/

[15] "Centrales Térmicas de Ciclo Combinado | PumpsBombas." Accessed: Feb. 04, 2026. [Online]. Available: https://pumpsbombas.com/curso/curso-bombas-en-centrales-de-ciclo-combinado/leccion/centrales-termicas-de-ciclo-combinado/

[16] Swapan. Basu and A. Kumar. Debnath, *Power plant instrumentation and control handbook : a guide to thermal power plants*. Academic Press, an imprint of Elsevier, 2019.

[17] H. Pham, "Springer Series in Reliability Engineering," 2012. [Online]. Available: http://www.springer.com/series/6917

[18] V. Haldkar Ȧ, A. Kumar Sharma Ȧ, Ȧ Rkr., and Ḃ Ȧ Vkb., "Parametric Analysis of Surface Condenser for Thermal Power Plant," 2013. [Online]. Available: http://inpressco.com/category/ijtt

[19] V. Haldkar, A. Kumar Sharma, R. K. Ranjan, and V. K. Bajpai, "An Energy Analysis of Condenser," 2013. [Online]. Available: http://inpressco.com/category/ijtt

[20] BBE, "Componentes generales DATOS TÉCNICOS." Accessed: Jan. 29, 2026. [Online]. Available: https://www.bbe.es/el-ciclo-combinado/datos-tecnicos/componentes-generales/

[21] "Irreversible Thermodynamics → Term." Accessed: Mar. 01, 2026. [Online]. Available: https://pollution.sustainability-directory.com/term/irreversible-thermodynamics/

[22] "What is Thermal Efficiency - Definition." Accessed: Mar. 01, 2026. [Online]. Available: https://www.thermal-engineering.org/what-is-thermal-efficiency-definition/

[23] "Causes of Heat Loss in Thermal Power Plant Boilers and Energy-Saving Measures-Knowledge-glass furnace refractory fire bricks AZS block manufacturers-Henan Hongtai Kiln Refractory Co.,Ltd-glass furnace refractory fire bricks AZS block manufacturers." Accessed: Mar. 01, 2026. [Online]. Available: https://www.refractory-firebricks.com/case/442.html

[24] "Pérdidas de energía calderas." Accessed: Mar. 01, 2026. [Online]. Available: https://www.vapormat-saacke.com/perdidas-de-energia-en-calderas

[25] C. Cleveland, “Power plant efficiency since 1900 - Visualizing Energy.” Accessed: Feb. 27, 2026. [Online]. Available: https://visualizingenergy.org/power-plant-efficiency-since-1900/

[26] M. McHugh, “Heat Rate of Power Plants: A Guide to Power Plant Efficiency — Makayda Energy.” Accessed: Feb. 27, 2026. [Online]. Available: https://makayda.com/blog/heat-rate-of-power-plants?

[27] “Power plant and calculations: How to calculate the specific fuel consumption of Power plant??” Accessed: Feb. 27, 2026. [Online]. Available: https://www.powerplantandcalculations.com/2025/03/How-To-Calculate-The-Specific-Fuel-Consumption-of-Power-Plant.html?

[28] EIA, “Frequently Asked Questions (FAQs) - U.S. Energy Information Administration (EIA).” Accessed: Feb. 27, 2026. [Online]. Available: https://www.eia.gov/tools/faqs/faq.php?id=104&t=3

[29] “¿Cómo pueden las centrales eléctricas mejorar su eficiencia? Redway Tecnología.” Accessed: Feb. 27, 2026. [Online]. Available: https://es.redway-tech.com/how-can-a-power-station-be-made-more-efficient/

[30] “Gas Natural pone en marcha en Cartagena la mayor central de ciclo combinado de España | La Verdad.” Accessed: Feb. 05, 2026. [Online]. Available: https://www.laverdad.es/murcia/pg060216/actualidad/region/200602/16/RL_gasnatural.html?ref=https%3A%2F%2Fwww.laverdad.es%2Fmurcia%2Fpg060216%2Factualidad%2Fregion%2F200602%2F16%2FRL_gasnatural.html

[31] “Centrales de Ciclo Combinado - ENGIE España.” Accessed: Feb. 05, 2026. [Online]. Available: https://www.engie.es/actividades/energia-termica/gas-natural/

[32] Alstom, “Alstom firma un contrato para el mantenimiento del ciclo combinado de GAS NATURAL FENOSA en Cartagena, por 270 millones de euros - Francia en Línea: Innovación francesa.” Accessed: Feb. 05, 2026. [Online]. Available: https://web.archive.org/web/20160312095705/http://franciaenlinea.net/spip.php?article259

[33] “RESOLUCIÓN DE 30 DE OCTUBRE DE 2007 DE LA DELEGACIÓN PROVINCIAL DE LA CONSEJERÍA DE MEDIO AMBIENTE DE CÁDIZ POR LA QUE SE OTORGA AUTORIZACIÓN AMBIENTAL INTEGRADA A ENDESA GENERACIÓN, S.A. PARA LA C.T.C.C. SAN ROQUE GRUPO II, SITA EN EL T.M. DE SAN ROQUE (CÁDIZ). EXPEDIENTE Nº: AAI/CA/030.,” Oct. 2007.

[34] “Central térmica de Aboño.” Accessed: Feb. 06, 2026. [Online]. Available: https://carreno.vivirasturias.com/mineria/c/0/i/58748877/central-termica-abono

[35] "EES Software." Accessed: Mar. 19, 2026. [Online]. Available: https://ees.cae.wisc.edu/

[36] "EES: Engineering Equation Solver | F-Chart Software : Engineering Software." Accessed: Mar. 19, 2026. [Online]. Available: https://fchartsoftware.com/ees/

[37] "What is Aspen HYSYS? – ChemEngGuy." Accessed: Mar. 19, 2026. [Online]. Available: https://chemicalengineeringguy.com/the-blog/process-simulation/what-is-aspen-hysys/

[38] E. McGarrity, "MATLAB Interface for REFPROP and CoolProp - File Exchange - MATLAB Central." Accessed: Mar. 22, 2026. [Online]. Available: https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/180324-matlab-interface-for-refprop-and-coolprop?s_tid=FX_rc2_behav

[39] MathWorks, "Ciclo Rankine (turbina de vapor) - MATLAB & Simulink." Accessed: Mar. 22, 2026. [Online]. Available: https://es.mathworks.com/help/simscape/ug/rankine-cycle-steam-turbine.html

[40] "Sciencefile: Software : CyclePad, construct and learn about thermodynamic cycles." Accessed: Mar. 01, 2026. [Online]. Available: https://sciencefile.blogspot.com/2010/01/software-cyclepad-construct.html

[41] J. Zueco Jordán, "PRÁCTICA DE TERMOTECNIA." [Online]. Available: http://www.qrg.ils.mwu.edu/projects/NSF/Cyclepad/aboutcp.htm

[42] "Tema 2 Segundo Principio de la Termodinámica TEMA 2 SEGUNDO PRINCIPIO DE LA TERMODINÁMICA 2. SEGUNDO PRINCIPIO DE LA TERMODINÁMICA 4. ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LA TERMODINÁMICA."

[43] S. F. Paredes, "ANÁLISIS TERMODINAMICO DE LOS CICLOS DE RANKINE."

[44] Carlos, "Propiedades del agua saturada (líquido-vapor): Tabla de presiones".

[45] C. J. Renedo, "T5.-CICLOS DE POTENCIA TD. T5.-Ciclos de Potencia." [Online]. Available: http://personales.unican.es/renedoc/index.htm

[46] A. M. Ignacio Nieto Usón Director Luis Romeo, "Trabajo Fin de Grado SIMULACIÓN DE UNA CENTRAL TÉRMICA CON ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA THERMAL POWER PLANT SIMULATION WITH ENERGY STORAGE," 2017.

[47] S. Lakshmi and A. Manommani, "Optimizing thermal power plant efficiency through washout filter based proportional integral derivative controller," *Heliyon*, vol. 11, no. 4, Feb. 2025, doi: 10.1016/j.heliyon.2025.e42864.

[48] EEEGUIDE, “Reheat Cycle in Steam Power Plant and Methods of Reheating.” Accessed: Apr. 05, 2026. [Online]. Available: https://www.eeeguide.com/reheat-cycle-in-steam-power-plant-and-methods-of-reheating/

[49] “Power Plant Vapor Power Cycles 23 2-4 Reheat.”

[50] S. Kriese and B. Resumen, “Centrales de fuerza a vapor Condiciones de dimensionado.”

[51] “Evaluación financiera de proyectos de Distritos Térmicos | Distrito energetico.” Accessed: Jun. 05, 2026. [Online]. Available: https://www.distritoenergetico.com/evaluacion-financiera-de-proyectos-de-distritos-termicos/

[52] M. Hofmann and G. Tsatsaronis, “Comparative exergoeconomic assessment of coal-fired power plants – Binary Rankine cycle versus conventional steam cycle,” *Energy*, vol. 142, pp. 168–179, Jan. 2018, doi: 10.1016/j.energy.2017.09.117.