

Trabajo Fin de Grado Grado en Ingeniería de la Energía

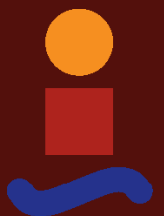
Anteproyecto de una planta de potencia basada en la hibridación biomasa+termosolar

Autor: José María Algaba Cid

Tutor: José Antonio Vélez Godiño

**Dpto. Ingeniería de la Construcción y Proyectos de
Ingeniería
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2025



Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de la Energía

Anteproyecto de una planta de potencia basada en la hibridación biomasa+termosolar

Autor:

José María Algaba Cid

Tutor:

José Antonio Vélez Godiño

Profesor Permanente Laboral

Dpto. Ingeniería de la Construcción y Proyectos de Ingeniería
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2025

Trabajo Fin de Grado: Anteproyecto de una planta de potencia basada
en la hibridación biomasa+termosolar

Autor: José María Algaba Cid
Tutor: José Antonio Vélez Godiño

El tribunal nombrado para juzgar el trabajo arriba indicado, compuesto por los siguientes profesores:

Presidente:

Vocal/es:

Secretario:

acuerdan otorgarle la calificación de:

El Secretario del Tribunal

Fecha:

Agradecimientos

A mi padre, José María.

A mi madre, Pilar.

A mi querida hermana, María.

Todo lo que soy es gracias a ellos.

Resumen

La transición energética como estrategia principal para combatir el cambio climático y el cumplimiento del Pacto Verde Europeo como compromiso con el Acuerdo de París demanda sistemas de generación renovable, que además garanticen firmeza en la red y sean gestionables. La hibridación de plantas termosolares con biomasa surge como una solución que permita garantizar la gestionabilidad del sistema, operar como central de carga/base y reducir el impacto ambiental mediante el aprovechamiento del emplazamiento.

El presente Trabajo Fin de Grado tiene como objetivo el desarrollo de un anteproyecto de una planta de potencia basada en la hibridación termosolar+biomasa, analizando su viabilidad técnica y económica.

Se ha realizado un estudio del estado del arte de ambas tecnologías y de sus posibles configuraciones híbridas, seleccionando la combinación receptor central con sales fundidas y caldera de biomasa con orujillo seco como combustible debido a su mayor grado de madurez tecnológica y eficiencia operativa. Se incluye la selección del emplazamiento en Montemayor (Córdoba) basado en el análisis del recurso solar y la biomasa, el dimensionamiento de los principales bloques (campo solar, caldera y ciclo de potencia) y la simulación de la operación anual.

El diseño contempla un Ciclo de Rankine regenerativo con tres extracciones, alcanzando un rendimiento del 35.4%, una potencia neta nominal de 14.29 MW y un factor de capacidad del 92,5%. Asimismo, el análisis económico revela que la planta es viable en el contexto actual, con una inversión (CAPEX) de 66.24 M€, un VAN de 19.4 M€ y una TIR de 10.65%.

En conclusión, el proyecto demuestra la viabilidad técnica y económica de la hibridación termosolar-biomasa como una alternativa renovable prometedora.

Abstract

The energy transition, as a key strategy to combat climate change and to comply with the European Green Deal and the Paris Agreement, requires renewable generation systems that ensure grid stability and dispatchability. The hybridization of concentrated solar power and biomass plants emerges as a promising solution to guarantee system manageability, operate as a baseload plant, and reduce environmental impact through optimized land use.

This Final Degree Project aims to develop a preliminary design for a power plant based on CSP-biomass hybridization, evaluating its technical and economic feasibility.

A comprehensive state of the art review of both technologies and their potential hybrid configurations was conducted, leading to the selection of a central receiver system with molten salts and a biomass boiler using dry olive pomace as fuel, due to their higher technological maturity and operational efficiency. The study includes site selection in Montemayor (Córdoba), based on solar and biomass the resource analysis; the sizing of the main plant components (solar field, boiler, and power cycle); and a simulation of annual operation.

The design features a regenerative Rankine cycle with three extractions, achieving an efficiency of 35.4%, a nominal net power output of 14.29 MW, and a capacity factor of 92.5%. Furthermore, the economic analysis reveals that the plant is viable in the current context, with a capital expenditure (CAPEX) of €66.24 million, a Net Present Value (NPV) of €19.4 million, and an Internal Rate of Return (IRR) of 10.65%.

In conclusion, the project demonstrates the technical and economic viability of solar-biomass hybridization as a promising renewable alternative.

Índice

<i>Resumen</i>	III
<i>Abstract</i>	V
1 Introducción	1
1.1 Contexto Energético Actual	1
1.2 Objetivo	5
1.3 Alcance	6
2 Estado del Arte	7
2.1 Energía Termosolar	7
2.1.1 Introducción	7
2.1.2 Sistemas de Receptor Central o Torre	10
2.1.3 Colectores Cilindro Parabólicos	13
2.1.4 Concentradores Lineales de Fresnel	14
2.1.5 Discos Parabólicos	16
2.1.6 Fluidos de Trabajo	17
2.2 Biomasa	19
2.2.1 Introducción	19
2.2.2 Tipos de Biomasa	19
2.2.3 Propiedades de la Biomasa	22
2.2.4 Tecnologías	24
Gasificación	24
Combustión	25
2.2.5 Densificación y Almacenamiento de la Biomasa	28
2.3 Ciclo de Rankine	30
2.3.1 Termodinámica	30
2.3.2 Bombas Hidráulicas	34
2.3.3 Caldera de Biomasa	34
2.3.4 Turbina de Vapor	37
2.3.5 Sistemas de Refrigeración	40
2.4 Hibridación de Plantas de Potencia Termosolar-Biomasa	42
3 Requisitos de Diseño	47
4 Emplazamiento de la Central	49
4.1 Estudio del Recurso Solar y Biomasa	50

4.1.1	Evaluación recurso solar y datos meteorológicos	53
4.1.2	Cómputo del potencial de biomasa disponible	55
4.2	Estudio Técnico del Emplazamiento	56
5	Caracterización de la Biomasa Empleada	59
6	Modelo de Planta Híbrida Termosolar+Biomasa	63
6.1	Ciclo Rankine	63
6.1.1	Modo Operación 1	64
6.1.2	Modo Operación 2	68
6.2	Caldera de Biomasa	72
6.2.1	Modo Operación 1	72
6.2.2	Modo Operación 2	73
6.2.3	Cómputo Autonomía de Almacenamiento	74
6.2.4	Cómputo total de Biomasa	75
6.3	Campo Solar	76
	Dimensionamiento Tanque de Sales Fundidas	78
6.4	Simulación de la Producción de la Planta	79
6.5	Selección de las Bombas	84
6.5.1	Bomba de Sales Fundidas	84
6.5.2	Bomba de Alta Presión	86
6.5.3	Bomba de Condensados	87
6.6	Selección de la Turbina de Vapor	88
6.7	Sistemas y Equipos Eléctricos	89
7	Análisis Económico	93
7.1	Presupuesto	93
7.2	Flujos de Caja	96
7.3	Evaluación de la Rentabilidad	98
8	Conclusiones	103
Anexo A	Cálculo del Ciclo de Rankine	105
A.1	Modo Operación 1	105
A.2	Modo Operación 2	109
Anexo B	Cálculo de la Caldera de Biomasa	115
Anexo C	Dimensionamiento del Tanque de Sales Fundidas	117
Anexo D	Catálogos de los Equipos	119
D.1	Bomba de Sales Fundidas, BHTF	119
D.2	Bomba de Alta Presión, BHP	123
D.3	Bomba de Condensados, BC	126
D.4	Turbina de Vapor	129
Anexo E	Cálculos Análisis Económico	133
E.1	Presupuesto	133
E.2	Financiación	136
E.3	Flujos de Caja	137

Anexo F Código Cálculo Ciclo de Rankine	141
Apéndice G Código Cálculo Caldera de Biomasa	149
Planos	151
<i>Índice de Figuras</i>	167
<i>Índice de Tablas</i>	171
<i>Bibliografía</i>	173

1 Introducción

1.1 Contexto Energético Actual

El sistema energético afronta una transformación importante, en la que se puede destacar el aumento de la demanda energética mundial, la concienciación contra el cambio climático y la rápida transición hacia un modelo más sostenible y menos dañino para el planeta. Esta transformación afecta tanto a gobiernos como a empresas y a la sociedad en general.

Existe un aumento constante de la demanda energética mundial, debido al aumento de la población mundial y al incipiente consumo de países en desarrollo que hasta ahora tenían un difícil acceso a las diferentes formas de energía. Además, todos los estudios hacen indicar que ambas variables van a seguir aumentando lo que provocará también la tendencia del aumento de demanda energética.

Siguiendo en el ámbito mundial, como se muestra en la Figura 1.1, cabe destacar que la energía de origen fósil (petróleo, gas y carbón) aporta el 80% de la energía primaria mundial en la actualidad [1]. Sin embargo, hoy en día, la concienciación del ser humano sobre el cambio climático es una realidad debido a los fenómenos provocados como el aumento de la temperatura del planeta, el deshielo polar, eventos climáticos extremos, etc.

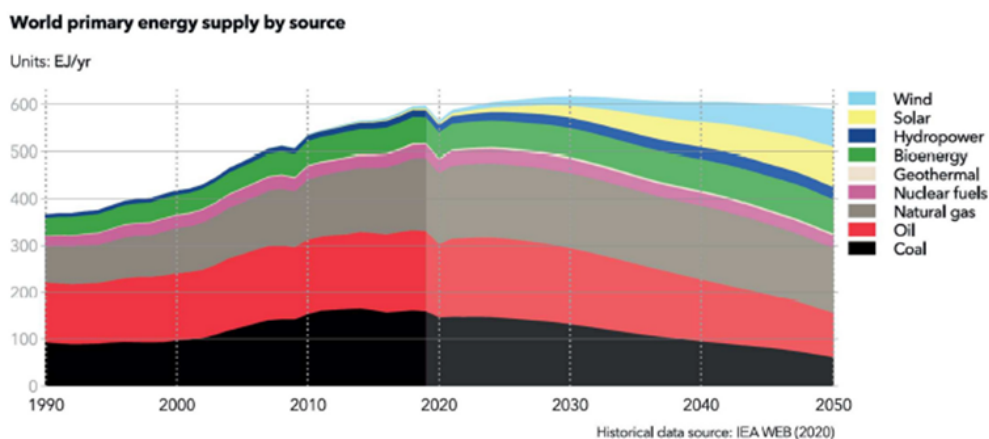


Figura 1.1 Evolución del consumo de energía primaria en el mundo [2].

La estrategia principal para combatir el cambio climático es la transición energética, basada en tres pilares: la descarbonización, uso de energías renovables y electrificación del sistema energético [3].

- **Descarbonización.** Reducir las emisiones de CO₂ y otros gases de efecto invernadero. Esto implica abandonar los combustibles de origen fósil.
- **Electrificación.** Electrificación de todos los sectores, en el transporte con los vehículos eléctricos, industria y viviendas mediante bombas de calor de mayor potencia y eficiencia.
- **Energías renovables.** Uso de solar, eólica, geotérmica, hidráulica, etc. Energías verdes y limpias, en las que los costes de implantación han disminuido.

La Conferencia de las Partes, COP, es la cumbre anual que realiza la Convención Marco de Naciones Unidas sobre el Cambio Climático (CMNUCC) entró en vigor en 1994 con un objetivo principal que era reflejar el consenso internacional a la hora de abordar el problema del cambio climático. En la actualidad, está ratificada por 197 países y durante todos estos años, las que han tenido mayor relevancia son [4]:

- **COP 3. Kioto. 1997.** Se adopta el Protocolo de Kioto, que posteriormente entrará en vigor en 2005, se define como la puesta en funcionamiento de la CMNUCC ya que es el primer compromiso a nivel mundial para poner freno al calentamiento global. El objetivo es la reducción media de las emisiones del 5% en comparación con los niveles de 1990, de los países desarrollados, en el periodo de 2008-2012.
- **COP 18. Doha. 2012.** Se adopta una enmienda para extender el Protocolo hasta 2020. Se asume el compromiso de reducir al menos un 18% respecto a 1990.
- **COP 21. París. 2015.** Se adopta el Acuerdo de París que entrará en vigor en 2020, involucrando a todos los países, independientemente de su nivel de desarrollo. El compromiso es limitar el nivel del calentamiento global por debajo de 2°C y preferiblemente por debajo de 1.5°C; y reducir las emisiones hasta limitarlas a cero en 2050.
- **COP 28. Dubái. 2023.** Tras concluir en dicha cumbre el primer Balance Mundial (Global Stocktake) del Acuerdo de París, se determinó que el mundo no estaba en camino de alcanzar el objetivo de 1.5°C consolidado en la COP 26 (Glasgow, 2021). Las emisiones mundiales de gases de efecto invernadero deben reducirse un 43% para 2030 a fin de limitar la temperatura a dicho 1.5°C. Por ello, se adopta el Acuerdo de Dubái, considerado como el "principio del fin" de la era de los combustibles fósiles. Se pactó el compromiso de triplicar la capacidad mundial de energías renovables y duplicar las mejoras en eficiencia energética, así como la creación del Fondo de Pérdidas y Daños.

Para alcanzar los objetivos del Acuerdo de París, las previsiones mundiales para 2050 son las siguientes [5]:

- La energía primaria será un 50% de origen fósil, mayoritariamente gas natural, que será la principal fuente de energía (Figura 1.1).
- La energía renovable se triplicará del 15 al 45%, y la mayor parte será ocupada por la solar y la eólica (Figura 1.1).

- La electricidad crecerá más del doble y pasará a suministrar el 40% de la energía final, y el 80% será generada por fuentes renovables (Figura 1.2).

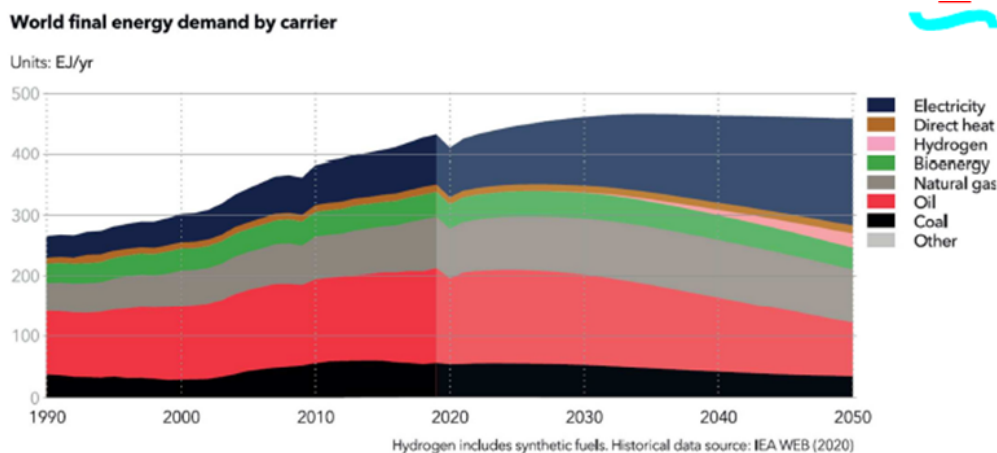
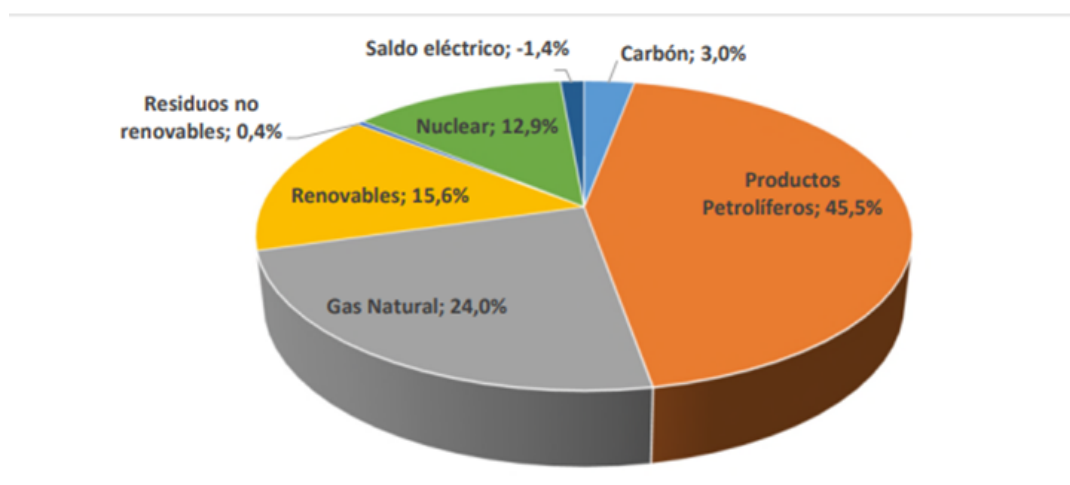


Figura 1.2 Evolución del consumo de energía final en el mundo [2].

Respecto a Europa, la UE se ha posicionado como líder global en la lucha contra el cambio climático, adoptando e imponiendo políticas muy ambiciosas. Para 2050, el objetivo es ser un continente climáticamente neutro, es decir, reducir a cero las emisiones de gases de efecto invernadero. Para ello, se desarrolla el Pacto Verde Europeo [6]. Dentro del Pacto Verde Europeo, una de las metas importantes es el denominado Objetivo 55 [7], el cual consiste en la reducción de al menos un 55% de las emisiones de gases de efecto invernadero para el año 2030 en comparación con los niveles de 1990. Además, se establece el objetivo de que el 45% del consumo final de energía debe provenir de fuentes renovables. Por todo esto, se está produciendo un gran crecimiento de la implantación de plantas de producción de potencia basadas en energía renovable como materia prima.

Respecto a España, como se puede comprobar en la Figura 1.3, el desglose del consumo de energía primaria se compone de un 45% de productos petrolíferos, 24% GN y aproximadamente un 16% las renovables [8]. Dentro de las renovables, las que más aportan son energía eólica y la fotovoltaica.



Fuente: MITERD

Figura 1.3 Gráfico de sectores sobre el consumo de energía primaria en España, año 2022 [8].

En la actualidad, como se observa en la gráfica de la Figura 1.4, la potencia instalada de fotovoltaica en España es bastante elevada, provocando así el denominado efecto de “Curva de Pato” (Figura 1.5), es decir, en las horas de sol el precio de la energía es muy bajo, sin embargo, en cuanto empieza a decrecer la producción fotovoltaica, aumenta el precio de la electricidad, también se le suma la dificultad de cubrir la demanda en las horas punta posteriores. Para resolver esta problemática y seguir con la transición energética, hay que garantizar la cantidad de energía demandada diaria mediante renovables, desarrollando así nuevas tecnologías como son el almacenamiento energético, en sus diferentes vertientes, utilización del hidrógeno como vector energético y la hibridación de plantas renovables dependientes de la climatología con biomasa, siendo esta la única fuente renovable gestionable además de las centrales hidráulicas de embalse en ausencia de almacenamiento.

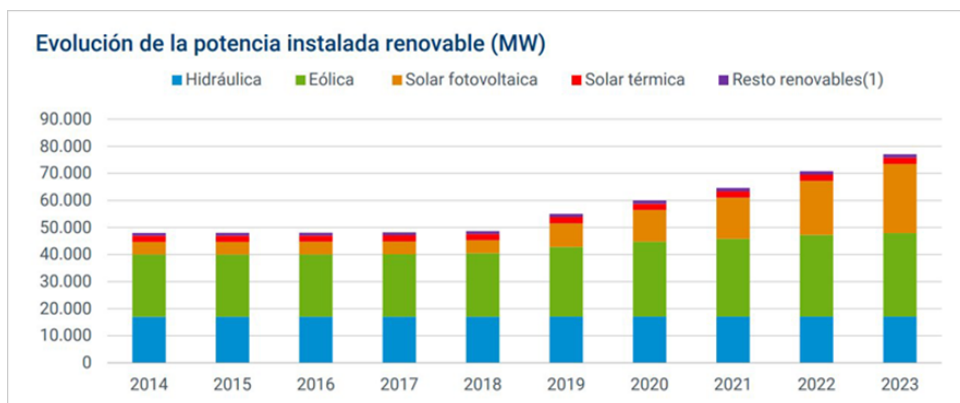


Figura 1.4 Evolución de la Potencia Renovable instalada en España [9].

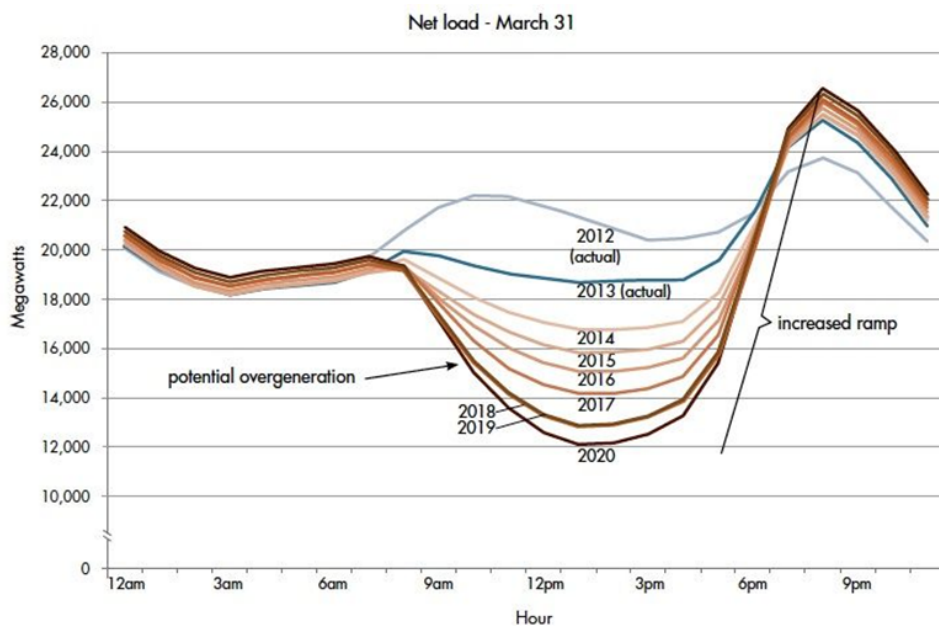


Figura 1.5 Curva de Pato o Duck Curve de California [10].

En España, el marco normativo que regula las centrales renovables se compone de leyes, reales decretos y directivas europeas que regulan el desarrollo, conexión, operación, retribuciones, sostenibilidad, participación en el mercado eléctrico, etc. Destacan:

- Ley 24/2013 [11], de 26 de diciembre, del Sector Eléctrico. Es el marco general del sistema eléctrico español, regula el acceso y la conexión, régimen económico y técnico, autoconsumo y almacenamiento. Define las instalaciones de generación renovable como parte del régimen ordinario.
- Real Decreto 413/2014 [12], por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos. Establece el REER (Régimen Económico de Energías Renovables).
- Real Decreto-ley 23/2020 [13], por el que se aprueban medidas en materia de energía y en otros ámbitos para la reactivación económica. Fomenta la hibridación entre tecnologías renovables, y establece el marco. Facilita el uso compartido de puntos de conexión.
- Real Decreto-ley 15/2018 [14], de medidas para la transición energética y la protección de los consumidores. Impulsa la transición energética, eficiencia, conexión, almacenamiento y modelos híbridos.

Respecto a las ayudas y subvenciones, en España existen varias líneas para plantas híbridas y proyectos con almacenamiento energético:

- Programa de ayudas de almacenamiento, programa del MITECO dotado con 700 millones de euros [15]. Consiste en subvenciones directas para la cofinanciación, hasta un 85 % de inversiones en instalaciones de almacenamiento a gran escala, incluidas hibridaciones con renovables.
- PERTE de Energías Renovables, Hidrógeno renovable y Almacenamiento [16].

1.2 Objetivo

Este trabajo fin de grado tiene como objetivo el Anteproyecto de una planta de potencia basada en la hibridación biomasa+termosolar. Según la norma UNE 157001:2014, "el anteproyecto es un conjunto de documentos, en soporte físico, lógico o cualquier otro, que define las características generales de un producto, obra, edificio, instalación y servicio, sin entrar en el detalle de las características de cada uno de los elementos de que se compone" [17].

Las instalaciones híbridas renovables son aquellas instalaciones que combinan dos o más tecnologías de generación renovable y/o sistemas de almacenamiento. Facilitan una mejora del factor de carga de la instalación y del aprovechamiento de la capacidad asignada en el punto de conexión, la reducción de sobrecargas en la red y del impacto ambiental mediante el aprovechamiento de los emplazamientos.

El propósito de la solución elegida es contribuir a dicha transición energética mediante una planta totalmente renovable que reduce la dependencia del recurso solar y las condiciones climatológicas, aumenta el factor de carga de la instalación, mejora la gestionabilidad de la producción sin necesidad de ampliar el almacenamiento térmico y opera en régimen continuo reduciendo así el número de arranques/paradas de la turbina, mejorando su eficiencia y alargando su vida útil. Se analizará la viabilidad técnica, tecnológica y económica.

1.3 Alcance

El presente estudio se centrará en los siguientes aspectos clave:

- Selección de tecnologías adecuadas para ambas fuentes de energía. Exponiendo previamente el estado del arte de las diferentes tecnologías existentes.
- Análisis del emplazamiento, considerando la disponibilidad de ambos recursos, conexión a la red eléctrica y disponibilidad del terreno.
- Ingeniería básica de procesos, incluyendo la definición de las bases de diseño, elaboración de los diagramas de procesos, realización de los balances de masa y energía y representación de los diagramas P&ID.
- Predimensionamiento de los sistemas principales.
- Estimación de la producción anual de energía eléctrica, basada en herramientas de prediseño y metodologías reconocidas.
- Análisis económico de la solución propuesta.

Este anteproyecto no abordará en detalle los aspectos constructivos, la ingeniería de detalle ni los trámites administrativos requeridos para la ejecución del proyecto. Asimismo, no se desarrollará un modelo dinámico de simulación del sistema híbrido, limitándose el análisis a cálculos y estimaciones.

2 Estado del Arte

2.1 Energía Termosolar

2.1.1 Introducción

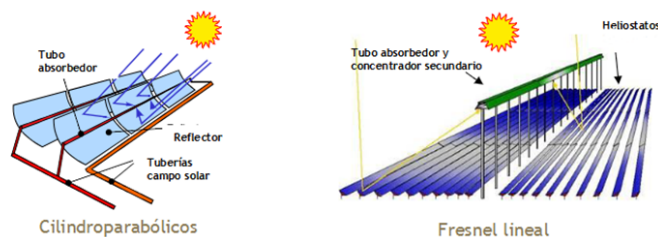
Los sistemas termosolares de concentración (STC) son instalaciones basadas en distintas tecnologías concebidas para la conversión de la componente directa de la radiación solar (DNI) en energía térmica útil. Dentro de la radiación solar se diferencia:

- Radiación solar directa normal (DNI). Es aquella que proviene directamente del sol, sin dispersión por la atmósfera. Se mide sobre una superficie perpendicular a dicha radiación. El instrumento diseñado para su medición es el pirheliómetro.
- Radiación solar difusa horizontal (DHI). Es aquella cuya dirección ha sido modificada por la dispersión en la atmósfera. El instrumento de medida es el piranómetro.
- Radiación solar global horizontal (GHI). Es la radiación solar recibida sobre una superficie horizontal. Incluye la radiación directa, así como la difusa que ha sido dispersada. Se mide mediante el piranómetro.

Las tecnologías más conocidas de STC son (Figura 2.1):

- Sistemas de receptor central o de torre (ST).
- Colectores cilindro parabólicos (CCP)
- Concentradores lineales de Fresnel (LF).
- Discos parabólicos (DP).

Se distingue entre los sistemas de foco lineal como son las tecnologías cilindro parabólica y fresnel, y los sistemas de foco puntual, tales como el disco parabólico y la torre. Estos últimos presentan una mayor relación de concentración.



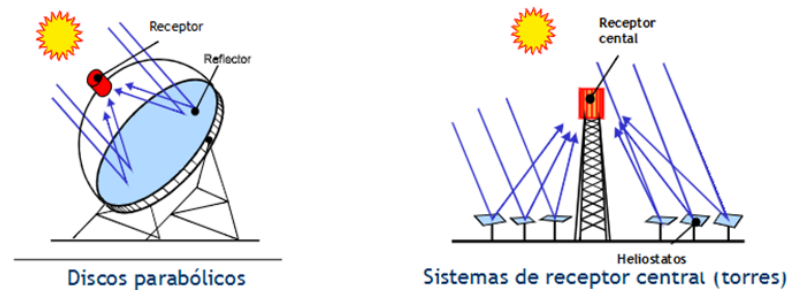


Figura 2.1 Tecnologías sistemas termosolares de concentración [18].

Las diferentes tecnologías presentan sistemas de seguimiento solar para aprovechar así la máxima radiación directa normal. Existen dos tipos:

- Seguimiento en un eje. Sigue el sol de este a oeste durante el día. Sus ventajas son el menor costo, la alta durabilidad debido al menor número de componentes móviles. Sin embargo, tiene menor captación de energía puesto que solo lo realiza en un plano y menor eficiencia en invierno. Es más común en la tecnología Cilindro Parabólica.
- Seguimiento en dos ejes. Sigue al sol en dos direcciones, azimutal (este-oeste) y altitudinal (norte-sur), es decir, en dos planos. La captación es máxima ya que mantiene el foco perpendicular al receptor todo el día, logrando así una mayor eficiencia. Los inconvenientes que presenta son el alto costo, un mayor consumo energético debido a los motores y sistemas de control, y un mayor mantenimiento debido al fallo de las partes móviles. Este tipo de seguimiento es común en los sistemas de receptor central y discos parabólicos.

Los sistemas termosolares de concentración (STC) pueden emplearse para diversas aplicaciones, como:

- Producción de electricidad (centrales termosolares).
- Calor de procesos.
- Refrigeración por absorción.
- Procesos químicos.

Sin embargo, es en el campo de generación de electricidad donde estos sistemas han alcanzado su mayor grado de desarrollo, dando lugar a las Centrales Termosolares (CSP). Como se muestra en la Figura 2.2, estas se componen básicamente de:

- Un sistema termosolar de concentración, formado por concentrador y absorbedor, que transforma la energía radiante en energía térmica.
- Un sistema de conversión de potencia, que transforma la energía térmica en energía eléctrica. El sistema de conversión de potencia o bloque de potencia es un ciclo termodinámico convencional, como el de las centrales térmicas convencionales. Actualmente, el más empleado es el ciclo Rankine de vapor sobrecalentado.

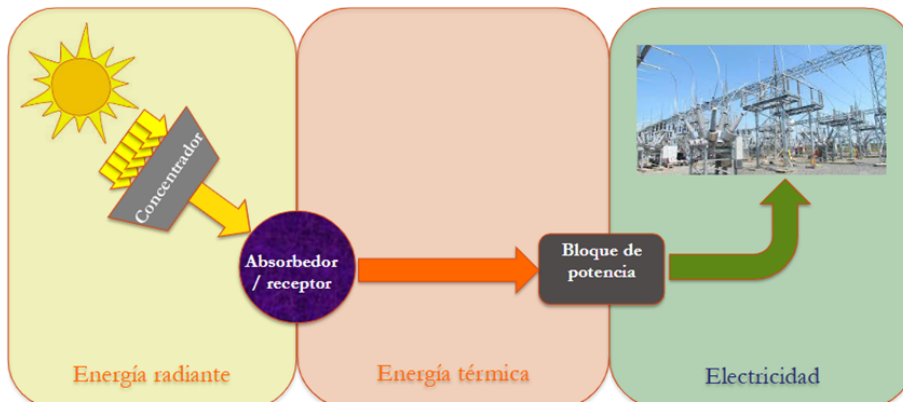


Figura 2.2 Esquema de bloques de una Central Termosolar (CSP) [18].

En la Figura 2.3, se representa el rendimiento térmico del absorbedor en función de su temperatura (T_{abs}) y del factor de concentración (C). Se puede observar que el rendimiento de Carnot requiere de altas temperaturas para que este sea elevado y que a medida que la tecnología presenta un mayor factor de concentración, la temperatura alcanzada es mayor, llegando así a temperaturas de hasta 2000 °C. Sin embargo, el rendimiento de conversión de la radiación solar en energía térmica disminuye debido al aumento de las pérdidas, es decir, el hecho de alcanzar temperaturas elevadas provoca a su vez el aumento de las pérdidas en la conversión, lo que provoca finalmente que disminuya el rendimiento global.

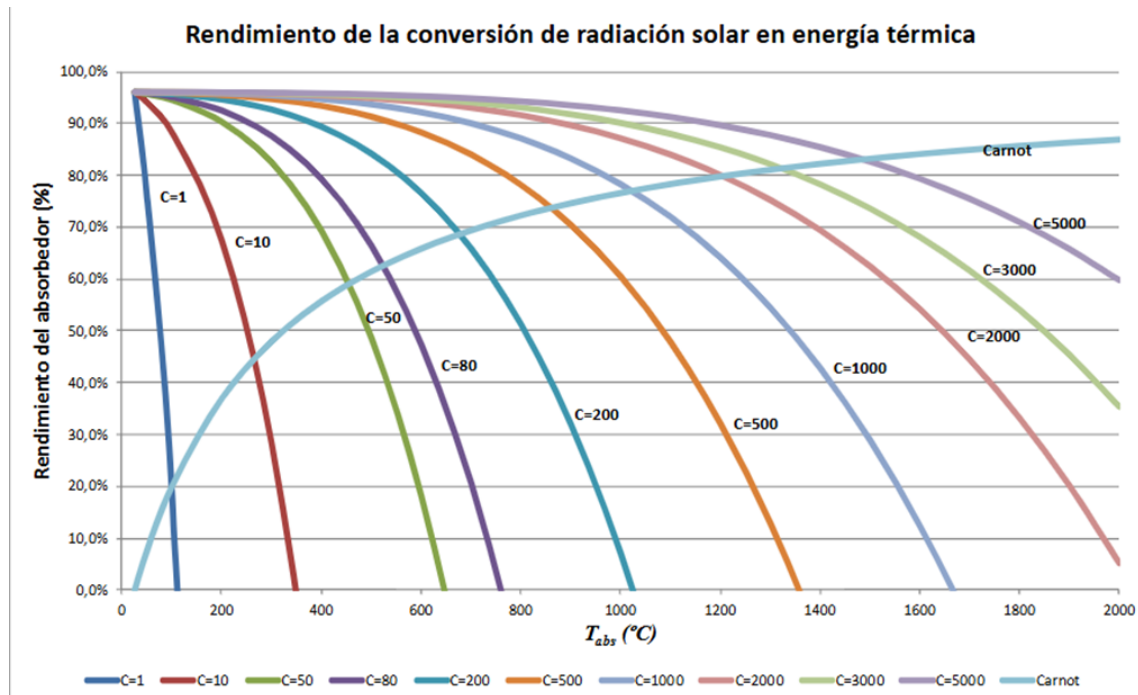


Figura 2.3 Rendimiento térmico del absorbedor frente a temperatura y factor de concentración [18].

2.1.2 Sistemas de Receptor Central o Torre

Las centrales termosolares de receptor central o de torre utilizan heliostatos como captadores. Estos concentran la radiación solar directa en el receptor central, que se encuentra arriba de la torre. Consiguen un factor de concentración que oscila entre 600-1000.

Campo Solar

Está compuesto por el campo de heliostatos, la torre y el sistema de control. Su función es captar la energía solar, concentrarla y convertirla en energía térmica a alta temperatura.

- Captadores y concentradores.

Los heliostatos son reflectores orientables que redirigen y concentran la DNI sobre el receptor. Están compuestos por el espejo, la estructura y el sistema de control. El espejo se compone de facetas. Estas tienen una película de plata para que así tengan una alta reflectividad. Tienen una ligera curvatura esférica y requieren ser alineadas en el montaje.

Según la disposición de los heliostatos con respecto a la torre, los campos solares se pueden clasificar en:

- **Campo Polar (Figura 2.4).** Los heliostatos se encuentran en un segmento. Esta configuración es propia de centrales situadas en lugares con latitudes altas. Generalmente, es más eficiente para latitudes mayores de 35° . Los heliostatos al norte son más eficientes que al sur, por ello, suelen ser campos polares norte, en el hemisferio norte. En el hemisferio sur sería al revés, más eficientes los campos polares sur.
- **Campo Circular (Figura 2.5).** Los heliostatos se encuentran alrededor de la torre, formando un círculo. Se suele emplear en centrales situadas en zonas cuya latitud es baja.

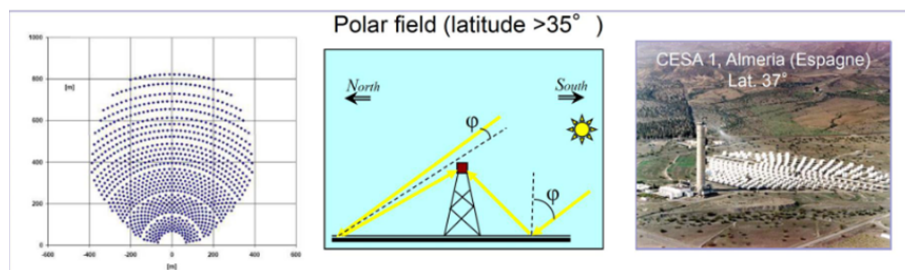


Figura 2.4 Campo Solar Polar [19].

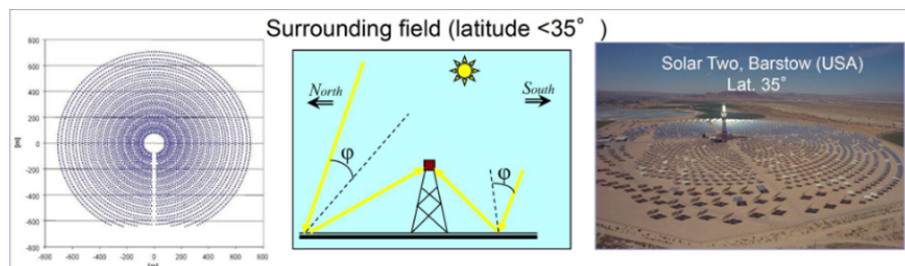


Figura 2.5 Campo Solar Circular [19].

- Sistema Receptor

Está compuesto por el receptor y la torre. Es el encargado de convertir la radiación solar concentrada en energía térmica, aumentando así la entalpía del fluido caloportador utilizado. Estos se pueden clasificar de diversas formas:

- Según su configuración (Figura 2.6):

- ▶ **Externo.** Aquellos en los que la radiación solar reflejada por el campo de heliostatos incide directamente sobre la superficie absorbente. Según su geometría pueden ser: planos o cilíndricos. Las pérdidas por radiación son mayores que en los de cavidad, debido a que los factores de forma con el entorno son mayores. También tienen mayores pérdidas por reflexión.
- ▶ **De cavidad.** Aquellos en los que la radiación solar reflejada pasa a través de una apertura a una zona hueca, antes de llegar a las superficies absorbentes.

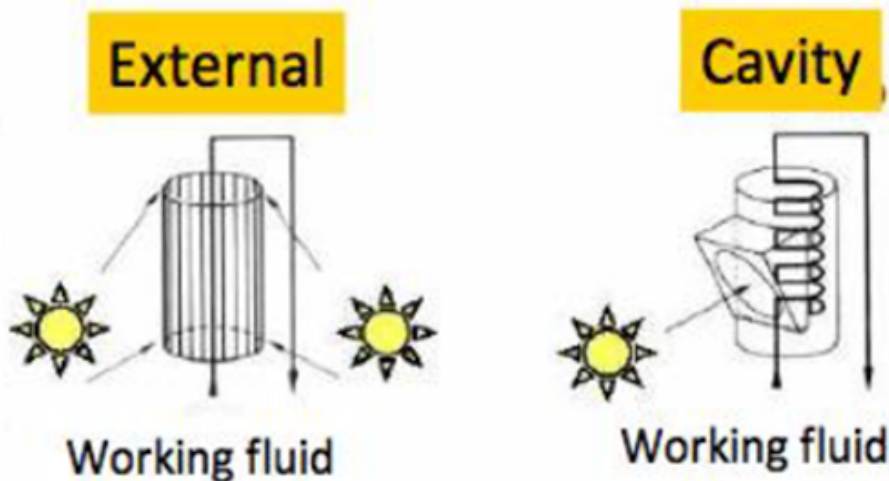


Figura 2.6 Tipos de receptores según su configuración [19].

- Según la transferencia de calor:

- ▶ **Tubulares o superficiales (Figura 2.7).** La transferencia de calor se produce a través de los tubos, es decir, la radiación incide directamente sobre estos, por los que circula el fluido de trabajo.
- ▶ **Volumétricos (Figura 2.8).** Están formados por una estructura metálica o cerámica con una matriz volumétrica sobre la que incide la radiación reflejada, calentando así el fluido de trabajo. Para este tipo de receptor, el fluido de trabajo suele ser un gas, especialmente aire. La principal ventaja es que se consiguen temperaturas mucho mayores.

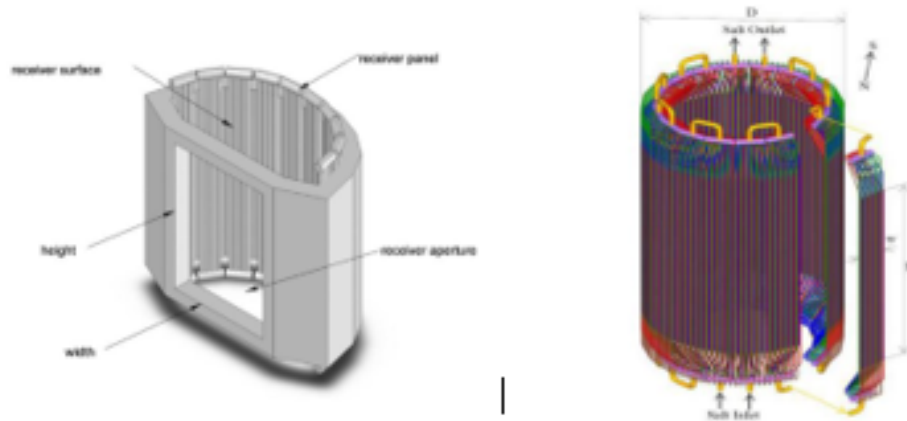


Figura 2.7 Ejemplos de receptores tubulares [19].

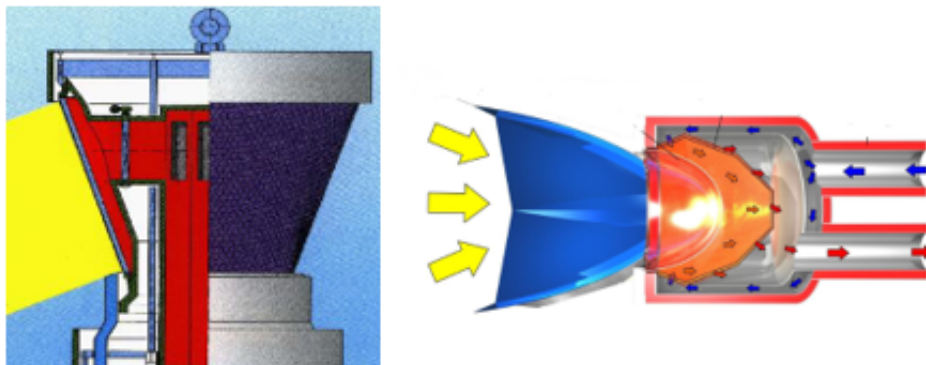


Figura 2.8 Ejemplos de receptores volumétricos [19].

- Según el fluido de trabajo:

- ▶ **Partículas sólidas.** En la actualidad, todavía no hay ninguna planta con esta tecnología; sigue en fase de desarrollo. Destaca la sílice. La principal ventaja de este fluido es la elevada temperatura que permite alcanzar, mayor de 800°C.
- ▶ **Sales fundidas.** Mezcla binaria de nitrato de sodio, NaNO_3 , y nitrato potásico, KNO_3 . No son tóxicas y tienen un rango de temperaturas de operación entre 245-565°C. El tener una elevada temperatura de trabajo y su utilización como fluido de almacenamiento térmico, hace que sea el fluido más empleado en las centrales de torre.
- ▶ **Agua.** A la salida del receptor el vapor alcanza temperaturas superiores a los 500°C. La gran ventaja es que permite expandir directamente en la turbina y, por tanto, no se necesita de intercambiadores de calor. A esta tecnología, se le denomina generación directa de vapor (DSG).
- ▶ **Gases.** El más utilizado es el aire, pero se están realizando investigaciones con otros como es el CO_2 . Su uso está ligado a los receptores volumétricos y su ventaja es la elevada temperatura que se puede alcanzar, hasta los 1100°C.

Tabla 2.1 Ejemplos de Plantas Termosolares de Torre en el mundo.

Ejemplos de Plantas Solares de Torre.				
Planta	Campo	Receptor	Potencia (MW)	Año
PS10 (España)	Polar	Cavidad	11	2007
PS20 (España)	Polar	Cavidad	20	2009
NOOR III (Marruecos)	Circular	Externo	134	2018
Ashalim (Israel)	Circular	Externo	121	2019
DEWA TOWER (UAE)	Circular	Externo	100	2024
Khi Solar One (Sudáfrica)	Polar	Cavidad	50	2016
Gemasolar (España)	Circular	Externo	20	2011

2.1.3 Colectores Cilindro Parabólicos

Los colectores cilindro parabólicos consisten en un concentrador cilindro parabólico que refleja la radiación solar directa sobre la línea focal de la parábola, en la que se sitúa el receptor, el tubo absorbedor. La radiación concentrada sobre este consigue que el fluido caloportador aumente su temperatura. Esta tecnología opera en un rango de temperaturas de 50-450°C y consigue una razón de concentración entre 70 y 100.

Componentes (Figura 2.9)

- **Reflector (espejo).** Su función es concentrar la radiación sobre el tubo. Tiene un espesor de aproximadamente 5mm, y está compuesto de varias capas como son: una base polimérica, cobre, recubrimiento de plata y vidrio. Se requiere que tenga alta reflectividad y especularidad y bajo coste. Hay que calibrarlos para que la curvatura sea la correcta, para ello se utilizan dos técnicas como son la fotogrametría y la deflectometría.
- **Tubo absorbedor.** Consta de dos tubos concéntricos, el tubo interior es de acero y el exterior de vidrio, con dos muelles, uno al principio y otro al final, cuya función es absorber la dilatación diferencial entre los dos tubos concéntricos. Para disminuir las pérdidas, se realizan las siguientes medidas: al tubo interior de acero, se le aplica un recubrimiento selectivo para maximizar su absorción y disminuir las pérdidas; entre los dos tubos concéntricos, se hace el vacío para evitar la convección; finalmente el tubo exterior de vidrio recibe una capa anti reflectante para evitar las pérdidas por reflexión.
- **Estructura mecánica.** Su función es soportar las cargas a las que está sometido el colector. Hay muchos modelos de estructuras, los más comunes en la actualidad son el Torque Tube y Torque Box. Los colectores cilindro parabólicos son estructuras con seguimiento en un eje, es decir, estos se orientan hacia el sol para maximizar su rendimiento. Para ello, necesitan de un sistema de seguimiento, que puede ser eléctrico o hidráulico, y de elementos conectores, como son las juntas rotativas o mangueras flexibles.

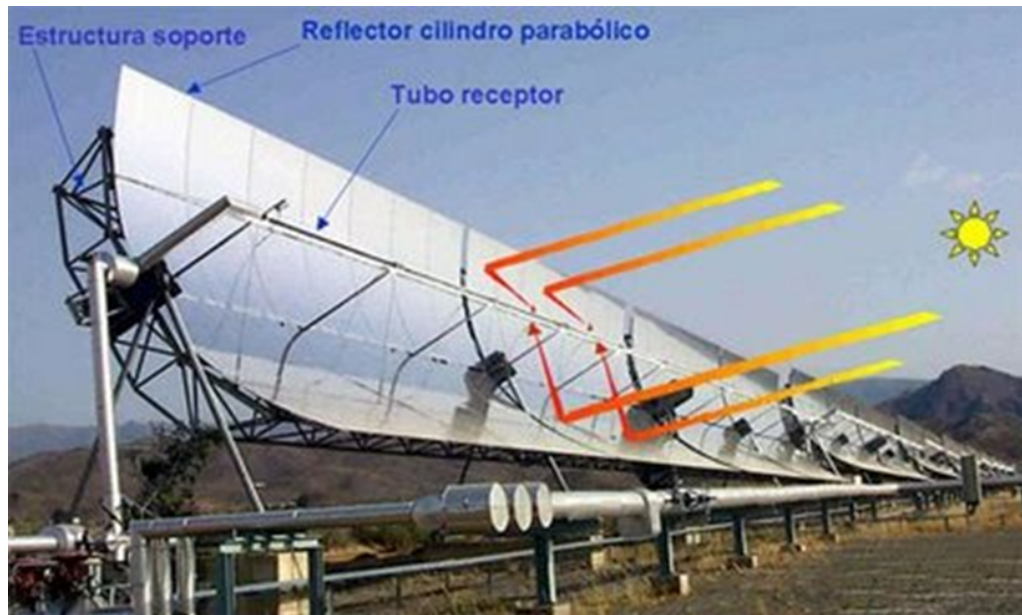


Figura 2.9 Colector cilindro parabólico [20].

Tabla 2.2 Ejemplos de Plantas Termosolares de tecnología cilindro-parabólica.

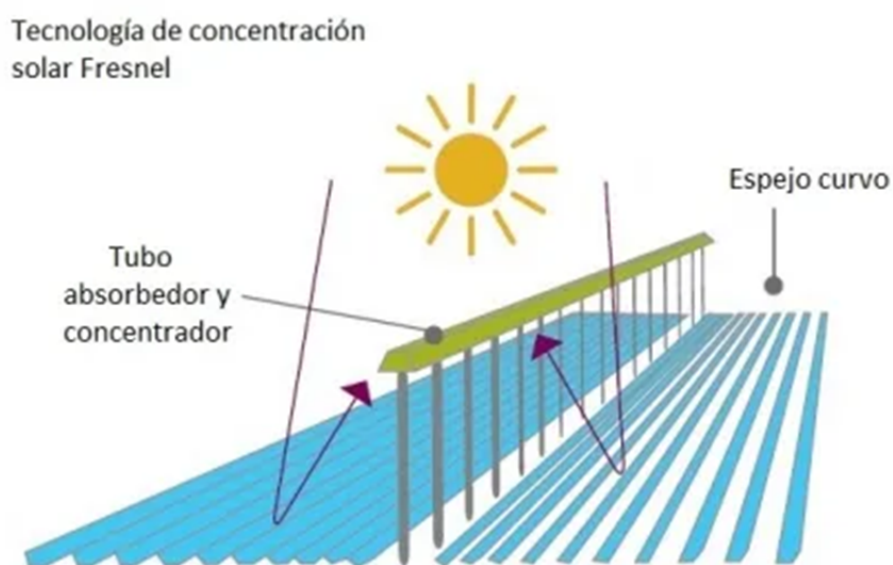
Ejemplos de Plantas Solares Cilindro Parabólicas.				
Planta	Fluido de Trabajo	Almacenamiento	Potencia (MW)	Año
Solana (EE.UU)	Aceite térmico	6 h	280	2013
Shams 1 (EAU)	Aceite térmico	NO	100	2013
Andasol I (España)	Aceite térmico	7.5 h	50	2008
Solnova 1 (España)	Aceite térmico		50	2008
Xina Solar One (Sudáfrica)	Aceite térmico	5.5 h	100	2017
KaXu Solar (Sudáfrica)	Aceite térmico	2.5 h	100	2015

2.1.4 Concentradores Lineales de Fresnel

Históricamente, esta tecnología se desarrolla para la generación directa de vapor a baja temperatura, es decir, como una tecnología termosolar de baja-media temperatura. Su principio de funcionamiento consiste en la reflexión de la radiación por parte de los concentradores planos hacia el sistema receptor, calentando así el fluido que este lleva en su interior. El factor de concentración de esta tecnología se encuentra en el intervalo 30-70. Las ventajas que presenta sobre las anteriores tecnologías son el inferior coste que presentan los espejos y el sistema de seguimiento; y la reducción de las cargas del viento y, por tanto, reducción de la estructura, debido a que son planos y están situados cerca del suelo.

Componentes (Figura 2.10)

- **Reflectores primarios.** Espejos de vidrio planos o ligeramente curvados, que se colocan sobre una superficie horizontal y formando una matriz. Su función es reflejar y concentrar la radiación sobre el receptor.
- **Reflector secundario.** Consiste en una envolvente delgada de metal y un espejo de vidrio, montado dentro de dicha cubierta. Refleja y concentra la radiación proveniente de los primarios que no incide directamente sobre el tubo receptor.
- **Tubo receptor.** Se encuentra en un plano paralelo y superior a los concentradores planos. Se caracteriza por tener una alta absorptividad y una baja emisividad.

**Figura 2.10** Esquema de la Tecnología Lineal Fresnel [21].**Tabla 2.3** Ejemplos de Plantas Termosolares con tecnología Fresnel.

Ejemplos de Plantas Solares con Tecnología Fresnel				
Planta	Fluido de Trabajo	Almacenamiento	Potencia (MW)	Año
Augustin Fresnel 1 (Francia)	Agua	No	0.3	2012
Huanghua (China)	Agua	14	15	2018
Lanzhou Dacheng (China)	Sales Solar	15	50	2020
Puerto Errado 2 (España)	Agua	0.5	30	2012
Kimberlina (EE.UU.)	Agua	No	5	2008
Liddell (Australia)	Agua	No	3	2012

2.1.5 Discos Parabólicos

Generalmente, esta tecnología tiene acoplada un motor Stirling, lo que provoca que cada disco parabólico sea una unidad independiente de producción de energía. Cada unidad puede desarrollar 15-50 kW de potencia, dependiendo del área que tenga el disco, entre 20 y 120 m². Es la tecnología que mayor razón de concentración presenta, se encuentra en el rango entre 1000 y 5000. Alcanza altas temperaturas, entre 600-1000°C y tienen un rendimiento elevado, 30-33%; además consta de un sistema de seguimiento solar de doble eje. Sin embargo, no es una tecnología suficientemente desarrollada y eso implica los elevados costes de implantación que tiene.

Componentes (Figura 2.11)

- **Reflector.** Espejo cóncavo con forma de paraboloides en revolución que concentra y refleja la radiación sobre el receptor que se encuentra en el punto focal. El material utilizado para la fabricación del disco es plata o aluminio, ya que ambos presentan una alta reflectividad, superior al 90%; y se le aplica un recubrimiento de vidrio.
- **Receptor.** Este se encuentra en el punto focal del disco para maximizar así la absorción y el rendimiento y suele ser de cavidad. Convierte la energía solar en energía térmica, calentando el fluido de trabajo. Lleva acoplado el motor Stirling, encargado de la generación de electricidad. En este caso, el fluido de trabajo empleado sería el helio.



Figura 2.11 Tecnología solar de disco parabólico [22].

Tabla 2.4 Ejemplos de Plantas Termosolares con tecnología de Disco Parabólico.

Ejemplos de Plantas Solares de Discos Parabólicos			
Planta	Nº de discos	Potencia (MW)	Año
Maricopa (EE.UU.)	60	1.5	2010
Tooele Army Depot (EE.UU.)	430	1.5	2012

2.1.6 Fluidos de Trabajo

Los fluidos de transferencia de calor o fluidos caloportadores (HTF) son un componente clave de las centrales solares de concentración, la energía térmica producida en el receptor térmico debe ser transportada mediante este. El diseño, operación y mantenimiento de la central depende en gran medida del fluido empleado.

Los fluidos caloportadores presentan las siguientes características:

- Rango de temperaturas de utilización. Debe ser lo más amplio posible para maximizar así la eficiencia del ciclo termodinámico de potencia.
- Estabilidad térmica. La alta temperatura puede provocar la rotura de enlaces por descomposición, produciéndose así el deterioro fisicoquímico al cambiar la composición del producto, además de la aparición de subproductos indeseados.
- Viscosidad. Esta propiedad debe ser baja, una baja viscosidad reduce la pérdida de carga, disminuye el tamaño del equipo de bombeo y el diámetro de la red de transporte. Puede ser un factor importante en el ahorro de energía.
- Conductividad térmica. Una alta conductividad favorece la transferencia de calor y reduce los gradientes de temperatura en la capa límite.
- Coefficiente de transferencia. Es la cantidad de calor que almacena la unidad de volumen del fluido por grado de diferencia de temperatura. Representa la capacidad del fluido para transportar energía térmica. Por tanto, se busca que sea alto.
- Punto de inflamación. Temperatura por encima de la cual se puede producir la inflamación del fluido al contacto con una llama.
- Temperatura de autoignición. Temperatura a partir de la cual se produce la ignición espontánea del fluido, por tanto, es la temperatura límite de utilización.

Los fluidos de trabajo más empleados en las centrales termosolares son:

- ▶ **Aceites térmicos.** Son mezclas de hidrocarburos sintéticos. Es el fluido más empleado en las centrales CCP. Alcanzan temperaturas muy elevadas sin cambiar de estado, pueden trabajar a 340°C sin presión y dada su baja presión de vapor, llegan a 400°C con 10 bar. Sin embargo, a partir de 400°C, sufre una serie de reacciones de degradación. Su punto de congelación se encuentra entre 10-20°C, dependiendo del fluido exacto empleado. Presentan un amplio rango de temperaturas de utilización, una presión de vapor baja, baja viscosidad y alta temperatura de autoignición (>600°C). Los inconvenientes que presentan son la toxicidad, inflamabilidad y alto coste de adquisición. El tipo más empleado es una mezcla eutéctica de bifenilo y óxido de difenilo, cabe destacar Dowtherm A y Therminol VP1.
- ▶ **Agua/Vapor.** Sus ventajas son que es abundante, barata, tiene bajo impacto medioambiental, baja viscosidad, no es tóxica ni inflamable y presenta un alto calor específico. Sus inconvenientes son la corrosión y la oxidación, además de la elevada presión necesaria para las altas temperaturas, lo que provoca el aumento de costes. Las tecnologías Fresnel y de Torre son las

que más utilizan el agua como fluido de trabajo. Las centrales que operan con este fluido, se denominan centrales con generación directa de vapor. Además, tienen la ventaja de no tener que utilizar intercambiadores de calor.

- ▶ **Sales fundidas.** Puede utilizarse como fluido caloportador y como sistema de almacenamiento. Existen varios tipos de sales fundidas, mezclas binarias o ternarias. Las ternarias son relativamente nuevas y las binarias constan de madurez tecnológica en las plantas termosolares. Tienen un rango de operación de 200-600°C, dependiendo de la sal empleada. A temperaturas menores se solidifican, lo que supone un inconveniente y lleva a la obligación de trazar la planta para evitar la congelación; a temperaturas mayores de 600°C no es térmicamente estable. Presentan una baja presión de vapor, baja corrosividad y toxicidad. El fluido de trabajo más empleado para centrales termosolares de receptor central y sistemas de almacenamiento térmico es la Sal Solar, compuesta de nitrato sódico y nitrato potásico.

- ▶ **Gases.** El más empleado es el aire, cuyas ventajas son la abundancia, estabilidad térmica a altas temperaturas y que no es tóxico. Sin embargo, presenta una baja capacidad calorífica por lo que se requieren mayores volúmenes. En la actualidad, se está desarrollando e investigando la utilización del CO₂, para desarrollar centrales de torre con Ciclos Brayton de CO₂ supercrítico. La utilización de gases como fluido de trabajo se enfoca en las centrales de receptor de torre con receptores volumétricos, alcanzando temperaturas mayores a 1000°C y maximizando el rendimiento.

- ▶ **Sodio Líquido.** Fluido típico empleado en la industria nuclear. Como fluido caloportador, presenta unas propiedades excelentes. Posee un amplio rango de operación 97-880°C, generalmente trabaja entre 500-600°C y no hay necesidad de presurización debido a su baja presión de vapor. Tiene una altísima conductividad térmica, por lo que es excelente para la transferencia de calor, además de una baja viscosidad que facilita la circulación. El principal inconveniente de este fluido es la alta reactividad con el agua y el aire, por lo que se necesitan grandes medidas de seguridad.

2.2 Biomasa

2.2.1 Introducción

En la actualidad, los países están llevando a cabo distintas estrategias para reducir su dependencia de los combustibles fósiles. Entre las distintas alternativas, está la explotación de la biomasa.

La biomasa se puede considerar como un combustible autóctono, renovable y normalmente barato. A diferencia de los combustibles fósiles, se considera renovable porque, cuando la biomasa se quema, se libera dióxido de carbono a la atmósfera. Si la combustión es completa, la cantidad de CO_2 producido es igual a la que se extrajo de la atmósfera durante la etapa de crecimiento, este ciclo es denominado ciclo de carbono de la Biomasa, Figura 2.12. Es decir, no hay una adición neta de CO_2 y, por tanto, presenta un balance neutro de carbono. Por el contrario, cuando se quemaran combustibles fósiles como carbón o petróleo, sí se produce adición neta de CO_2 a la atmósfera.

Una gran ventaja que presenta frente a otras energías renovables como son la fotovoltaica, la solar térmica o la eólica es que no depende de las condiciones climáticas. Lo que garantiza la seguridad de suministro para el sistema eléctrico y ofrece así un mínimo de horas equivalentes de producción muy superior al del resto de las renovables. También hay que destacar las ventajas que presenta para el medio ambiente, como son el aprovechamiento de los residuos forestales y agrícolas, lo que favorece la creación de condiciones sanitarias estables y evitando riesgos de incendios.

No obstante, el desarrollo de la biomasa también ha generado un importante debate en torno al uso del suelo, "comida vs. combustible". La expansión de cultivos energéticos puede incrementar los precios de los alimentos, por ello, debe existir un equilibrio entre la producción energética y la seguridad alimentaria.



Figura 2.12 Ciclo de carbono de la Biomasa [23].

2.2.2 Tipos de Biomasa

- **Biomasa Natural.** Se origina espontáneamente en la naturaleza sin la intervención humana. Está constituida mayoritariamente por los residuos vegetales que surgen de las podas de los bosques. Puede ser que no sea viable económicamente debido a que requiere de la gestión de adquisición y transporte.

- **Biomasa Residual.** Proviene de los desechos generados por actividades humanas. Según el origen, se puede clasificar en:
 - **Residuos Agrícolas (Figura 2.13).** Se incluyen los residuos orgánicos y restos vegetales que se generan por los cultivos agrícolas directamente tanto en campo como en invernadero. Los más predominantes son el algodón, tomate, girasol, arroz y olivar.
 - **Residuos forestales (Figura 2.14).** Se originan del mantenimiento y mejora de los montes y masas forestales, también de podas de parques y jardines. Se generan residuos como leñas, ramas y matorrales.
 - **Residuos ganaderos (Figura 2.13).** Producidos por los propios animales al usar la biomasa vegetal como alimento. Destacan el estiércol, purines y cama de los animales.
 - **Residuos urbanos.** Originados a partir de las actividades cotidianas del ser humano en los municipios y ciudades. Se distinguen varios tipos de residuos urbanos como son: la fracción orgánica de residuos sólidos urbanos (FORSU), aguas residuales y lodos de depuradoras y aceites vegetales usados.
 - **Residuos industriales (Figura 2.14).** Generados a partir de una actividad industrial, destacan las industrias agrícolas y forestales. En este caso, no todo son residuos, pueden ser también subproductos o materias primas de dichas industrias. Algunos ejemplos son las arroceras con la cáscara de arroz, y la industria de la madera y del papel, originando madera.



Figura 2.13 Tipos de Biomasa Residual: orujillo (izquierda) y estiércol (derecha).



Figura 2.14 Tipos de Biomasa Residual: madera residuo forestal (izquierda) y madera residuo industrial (derecha).

- **Cultivos energéticos.** Cultivos específicos dedicados únicamente a la producción de energía. Deben cumplir ciertos aspectos como la posibilidad de poder recuperar fácilmente las tierras después de finalizar el cultivo, no contribuir a la degradación del medio ambiente, etc. Reciben la siguiente clasificación:
 - **Cultivos oleaginosos.** Cultivos con alto contenido en aceites vegetales, los cuales son extraídos y utilizados principalmente para la producción de biocombustibles. Algunos ejemplos son el girasol, la palma y la soja.
 - **Cultivos alcoholígenos (Figura 2.15).** Utilizados para producir alcoholes, principalmente etanol y metanol. Destacan la caña de azúcar y la remolacha azucarera.
 - **Cultivos lignocelulósicos.** Cultivos con alto contenido en lignina, celulosa y hemicelulosa, son utilizados principalmente para la producción de biocombustibles. Algunos ejemplos son el eucalipto como especie leñosa, y el cardo como especie herbácea.



Figura 2.15 Cultivo de remolacha azucarera.

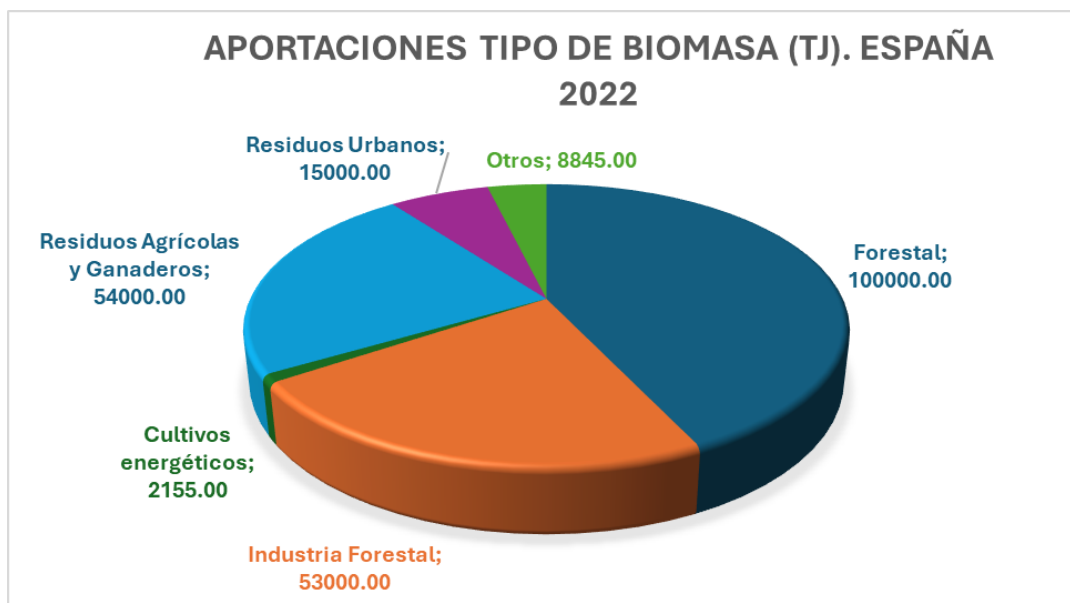


Figura 2.16 Gráfico de sectores sobre el consumo (TJ) de biomasa en España en el año 2022, según el tipo de biomasa [24] .

2.2.3 Propiedades de la Biomasa

Las propiedades de la biomasa se pueden agrupar en tres grupos: físicas, químicas y energéticas. Las principales propiedades de interés para los procedimientos posteriores como fuente de energía son:

- **Poder Calorífico (kJ/kg).** Es una propiedad energética, cuyo sentido físico es el calor desprendido por kilogramo de combustible en combustión completa a la presión constante de 1 kg/cm^2 , es decir, indica el contenido energético del material al quemarse en aire. Se diferencian dos tipos de poder calorífico, superior e inferior. El primero, incluye el calor latente contenido en el vapor de agua, representa la máxima cantidad de energía de una fuente de biomasa. El inferior, no contiene el calor latente del vapor de agua.
- **Humedad (%).** Es una propiedad física e indica el contenido en peso de la biomasa que es agua. Influye en el PCI negativamente; por ello, la biomasa fresca cuyo contenido en humedad es alto tiene una menor eficiencia energética con respecto a la biomasa seca.
- **Análisis elemental.** Propiedad química que indica el contenido en peso de los distintos elementos químicos que componen la biomasa. Como se verá más adelante, los problemas de fouling y slagging (ensuciamiento y formación de escorias) están directamente ligados a la composición química de la biomasa, especialmente cuando presenta altos contenidos de elementos alcalinos como potasio y cloro.
- **Proporción de carbono fijo y materia volátil.** Propiedad química pues surge del análisis elemental. Esta propiedad indica la facilidad con la cual la biomasa llega a la ignición.
- **Contenido de cenizas (%).** Propiedad química, dependiendo del valor del contenido en cenizas, la energía disponible del combustible se reduce proporcionalmente. El contenido en cenizas afecta tanto a la manipulación como a los costes de procesamiento.
- **Densidad aparente (kg/m^3).** Propiedad física del combustible, es importante para el almacenamiento y transporte del combustible.
- **Temperatura de ignición ($^{\circ}\text{C}$).** Propiedad energética, temperatura correspondiente al comienzo de la combustión con formación de llama.

En la Figura 2.17, se puede observar una tabla que muestra el poder calorífico superior e inferior, para distintos porcentajes de humedad, de una amplia lista de los productos biomásicos más empleados.

Producto	PCS (kcal/kg) Humedad = 0%	PCI a la humedad x (kcal/kg)			
		x	PCI	x	PCI
<i>Leñas y ramas</i>					
Coníferas	4.950	20%	3.590	40%	2.550
Fronosas	4.600	20%	3.331	40%	2.340
<i>Serrines y virutas</i>					
Coníferas	4.880	15%	3.790	35%	2.760
Fronosas autóctonas	4.630	15%	3.580	35%	2.600
Fronosas tropicales	4.870	15%	3.780	35%	2.760
<i>Corteza</i>					
Coníferas	5.030	20%	3.650	40%	2.650
Fronosas	4.670	20%	3.370	40%	2.380
<i>Vid</i>					
Sarmientos	4.560	20%	3.280	40%	2.310
Ramilla de uva	4.440	25%	2.950	50%	1.770
Orujo de uva	4.820	25%	3.240	50%	1.960
<i>Aceite</i>					
Hueso	4.960	15%	3.860	35%	2.810
Orujillo	4.870	15%	3.780	35%	2.760
<i>Cáscaras frutos secos</i>					
Almendra	4.760	10%	3.940	15%	3.690
Avellana	4.500	10%	3.710	15%	3.470
Piñón	4.930	10%	4.060	15%	3.830
Cacahuete	4.250	10%	3.480	15%	3.260
<i>Paja de cereales</i>					
	4.420	10%	3.630	20%	3.160
	4.420	30%	2.700		
<i>Cascarilla de arroz</i>					
	4.130	10%	3.337	15%	3.150
<i>Girasol</i>					
<i>Residuo de campo</i>	4.060	10%	3.310	15%	3.090

Figura 2.17 Tabla del Poder Calorífico Superior (PCS) e Inferior (PCI) de productos biomásicos comunes [25] .

2.2.4 Tecnologías

Gasificación

La gasificación es un proceso termoquímico, por el cual un sustrato carbonoso como la biomasa es transformado en un gas combustible conocido como gas de síntesis o syngas, compuesto por H_2 , CO , CH_4 , CO_2 , H_2O , N_2 , hidrocarburos más pesados e impurezas. Esto se lleva a cabo mediante una serie de reacciones a una elevada temperatura ($800-900^{\circ}C$) y en presencia de un agente gasificante u oxidante, dentro de un gasificador (Figura 2.18).

El aprovechamiento energético de este gas pobre puede hacerse introduciéndolo en una turbina de gas, en un motor de combustión interna o directamente en una cámara de combustión.

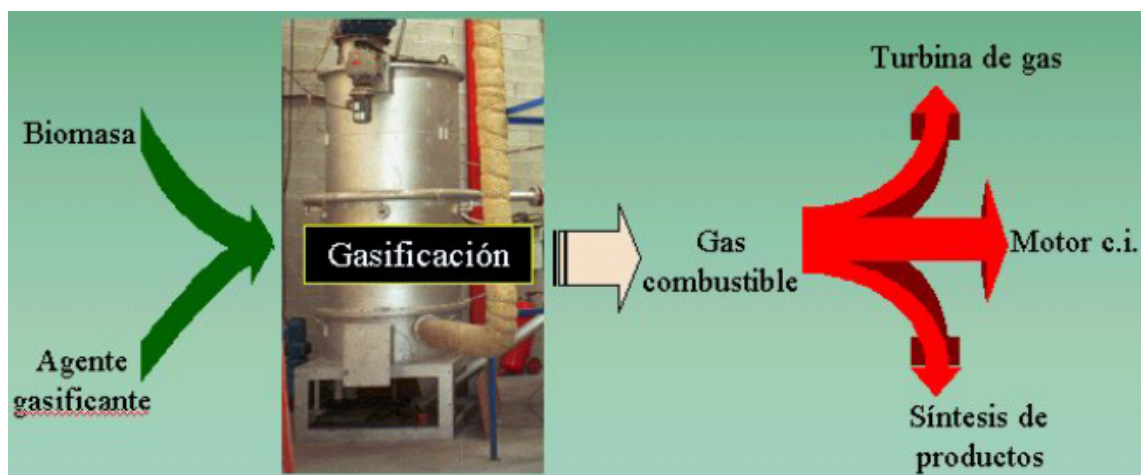


Figura 2.18 Esquema del proceso de Gasificación [26] .

Los gasificadores se clasifican principalmente según la dirección del flujo del gas y del diseño estructural. Como se muestra en la Figura 2.19, los tipos más comunes de gasificadores son:

- **Gasificador de corriente descendente (downdraft).** En este diseño, el oxidante y la biomasa se introducen en la parte superior del gasificador. Los gases producidos fluyen hacia abajo junto con los residuos sólidos. Óptimo para biomasa seca y uniforme.
- **Gasificador de corriente ascendente (updraft).** La biomasa se introduce desde la parte superior, mientras que el oxidante lo hace desde la parte inferior. Los gases generados fluyen hacia arriba, pasando a través de la biomasa. Óptimo para biomasa con mayor contenido de humedad.
- **Gasificador de lecho fluido.** Utiliza un flujo de aire o vapor para mantener la biomasa en un estado de suspensión, lo que mejora la mezcla y transferencia de calor. A su vez, se puede diferenciar entre lecho fluidizado burbujeante y lecho fluidizado circulante.
- **Gasificador de lecho fijo.** En este diseño, la biomasa permanece en un lecho fijo mientras se somete al proceso de gasificación. Se distingue entre lecho fijo horizontal y lecho fijo vertical.

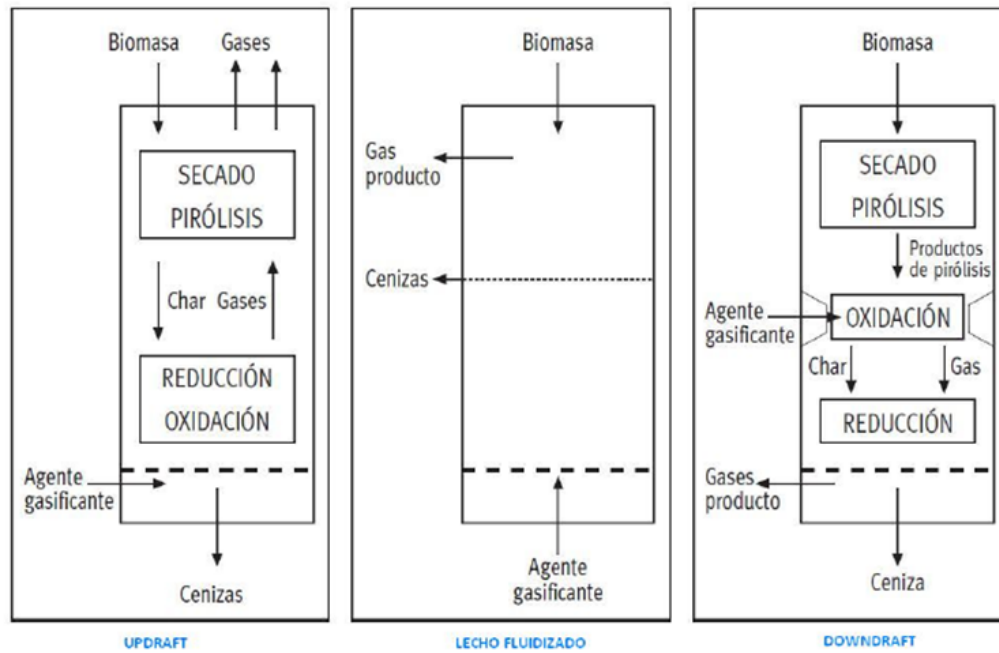


Figura 2.19 Esquemas de los diferentes tipos de gasificadores [27] .

Tabla 2.5 Ejemplos de Plantas de Biomasa que emplean Gasificación como tecnología.

Planta	Biomasa	Potencia (MWe)	Gasificador
Biomasa Cinco Villas (Zaragoza)	Astillas de madera	2	Lecho fluido burbujeante
Naoelectra Villacañas (Toledo)	Residuos industria madera	7.8	Lecho fijo
Kymijarvi II (Finlandia)	Combustible Sólido Recuperado (CSR)	160	Lecho fluido circulante
Vaasa (Finlandia)	Residuos forestales	140	Lecho fluido circulante

Combustión

Es una reacción de oxidación exotérmica en la que la biomasa, combustible, reacciona con el oxígeno existente en el aire, comburente. El proceso libera una gran cantidad de energía en forma de calor y produce unos subproductos, principalmente gases de combustión, que incluyen CO_2 , H_2O y CO ; y cenizas.

Como se puede observar en la Figura 2.20, el proceso de combustión se puede dividir en las siguientes etapas:

1. Secado de la biomasa. La humedad contenida en la biomasa se evapora al inicio de la combustión.

2. Pirólisis. Comienza a los 150°C, temperatura de inflamación, y termina alrededor de los 250°C, temperatura de ignición. En esta etapa, el combustible comienza a descomponerse termoquímicamente en compuestos más simples.
3. Combustión de los gases volátiles. A partir de 275°C llegando hasta temperaturas superiores a 600°C. En esta etapa, los gases volátiles liberados durante la pirólisis se mezclan con el oxígeno y combustionan, dando lugar a los productos gaseosos, principalmente CO₂ y H₂O.
4. Combustión del residuo sólido. El sólido carbonoso arde lentamente hasta quedar las cenizas.

Más adelante, en el punto 2.3.3 Caldera de Biomasa, se muestran los tipos de caldera y las diferentes tecnologías de la combustión.

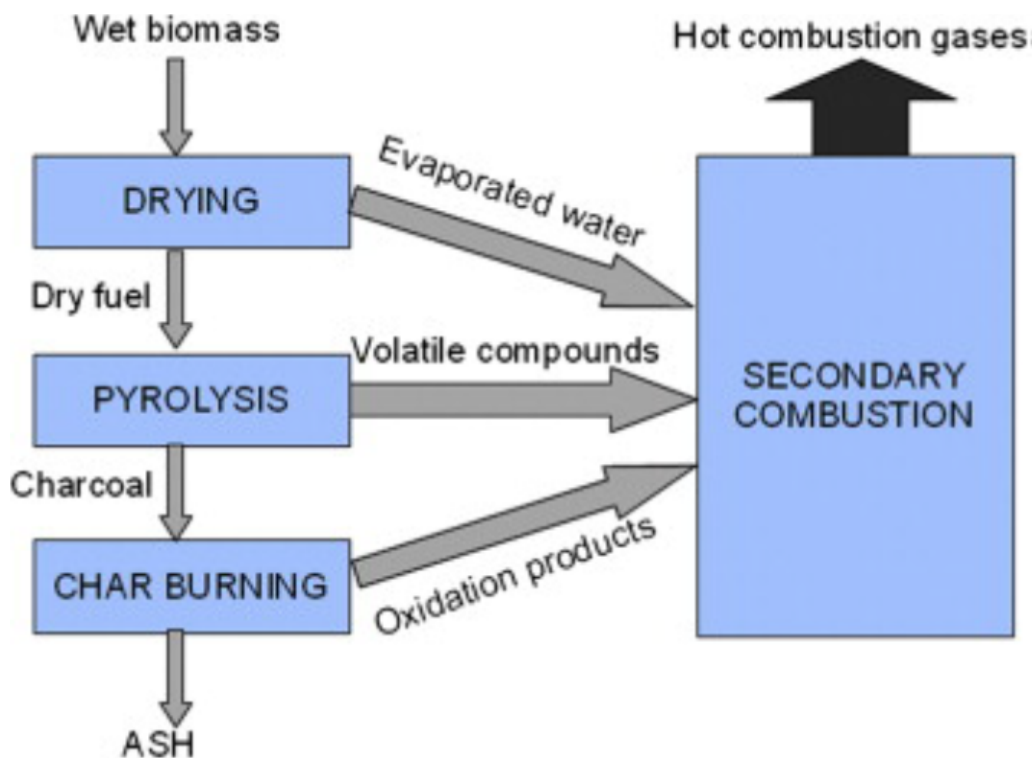


Figura 2.20 Diagrama de un proceso de combustión [28].

Parámetros característicos de la combustión.

- **Temperatura.** Hay dos temperaturas que están relacionadas entre sí, pero tienen significados distintos:
 - **Temperatura de la Combustión.** Es la temperatura máxima que se alcanza dentro de la cámara de combustión durante el proceso de oxidación del combustible. Una temperatura de combustión correcta ayuda a que se produzca una combustión completa. Si esta es muy elevada, se favorece una mayor formación de NO_x; por el contrario, si esta es baja, provoca la formación de monóxido de carbono (CO).

- **Temperatura de los Gases de Combustión.** Es la temperatura de los gases que salen de la cámara de combustión. Es un parámetro importante de medición de la eficiencia de la combustión. Una temperatura elevada de los gases de escape indica mayores pérdidas de calor útil por la chimenea. Sin embargo, una temperatura baja puede provocar la condensación de ácidos, causando así corrosión en la chimenea.
- **Relación aire-combustible.** Es equivalente al exceso de aire con el que se lleva a cabo la combustión, es decir, es la relación entre la cantidad de aire suministrada y la cantidad estequiométrica para la combustión completa. Una relación aire-combustible alta disminuye la eficiencia de la combustión ya que se enfrían los gases de combustión. Por el contrario, si dicha relación es baja, la combustión es incompleta, generando subproductos contaminantes como CO e inquemados.
- **Emisiones de CO y NOx.** El monóxido de carbono (CO) y los óxidos de nitrógeno (NOx), son subproductos comunes resultantes de los procesos de combustión, siendo ambos contaminantes y teniendo un alto impacto sobre la salud y el medio ambiente. La formación de CO resulta de la combustión incompleta, por tanto, la reducción de este se basa en mejorar la mezcla aire-combustible y la optimización de temperaturas. Por otro lado, los NOx son gases tóxicos y se generan a raíz de las altas temperaturas, especialmente superiores a 1200°C. El control de emisiones de NOx se basa en la implementación de quemadores de bajo NOx y en la reducción selectiva catalítica.

Tabla 2.6 Ejemplos de Plantas de Biomasa que emplean Combustión como tecnología.

Planta	Biomasa	Potencia (MWe)	Tecnología
Ironbridge (Reino Unido)	Pellets de madera	740	Carbón pulverizado
AlholmensKraft (Finlandia)	Residuos forestales	265	Lecho fluido circulante
Planta III Complejo ENCE (Huelva)	Biomasa forestal	46	Lecho fluido
Curtis Teixeira (A Coruña)	Biomasa forestal	50	Lecho fluido burbujeante
Biollano ENCE (Puertollano)	Orujillo y sarmiento	50	Lecho fluido burbujeante

2.2.5 Densificación y Almacenamiento de la Biomasa

La biomasa que se emplea como combustible precisa de procedimientos previos para conseguir una mayor eficiencia técnica y económica. Estos procesos están profundamente relacionados con la densificación y almacenamiento de la biomasa. Los tratamientos previos suponen costes adicionales debido a los equipos necesarios, por ello la elección debe ser meditada y acorde al tipo de biomasa empleada y a la tecnología de la combustión que se empleará.

La densificación tiene como objetivo aumentar la densidad de la biomasa y por consiguiente, aumentar su densidad energética. En los procesos de densificación también se lleva a cabo una reducción granulométrica de la biomasa. Se distinguen:

- Procesos de baja densificación:
 - **Astillado.** Proceso en el cual las astilladoras, que son los equipos que reducen el tamaño, cortan la biomasa mediante un sistema de cuchillas. Se consiguen astillas, un material plano o semiplano de un tamaño reducido. Las astilladoras más frecuentes son de tambor y de disco.
 - **Triturado.** Proceso en el cual las trituradoras reducen el tamaño de la biomasa mediante el aplastamiento y desgarrado, no por corte. El resultado obtenido no es muy fino y puede necesitar de otro proceso de reducción de tamaño. Los equipos más habituales son la trituradora de cilindros y de martillos.
 - **Empacado.** Consiste en comprimir el material para obtener paquetes denominados pacas que facilitarán el transporte y manipulación del material. En función del tipo de material a empacar se clasifican en empacadoras herbáceas o leñosas.



Figura 2.21 Empacadora forestal (izquierda) y trituradora horizontal.

- Procesos de alta densificación.
 - **Pelletizado.** Proceso de obtención de los pellets, estos son un combustible de forma cilíndrica que se obtienen por presión de la biomasa previamente preparada sobre una matriz de orificios. Se consigue un producto final uniforme que propicia una combustión más estable y, por consiguiente, mejora la eficiencia. Las pelletizadoras son las máquinas encargadas de la conversión, existen diversos tipos siendo las más habituales la pelletizadora de matrices planas y matrices en anillo.

- **Briquetado.** Proceso de obtención de las briquetas, producto semejante a los pellets, pero de mayor tamaño y menor densidad. El proceso y por tanto los equipos son iguales que en el peletizado, la diferencia radica en la utilización de una prensa.



Figura 2.22 Pellets (izquierda) y briquetas (derecha).

El almacenamiento de la biomasa influye en diversos factores como son la humedad, equipos y maquinaria necesaria en la planta, costes, etc. Se divide en:

- **Almacenamiento en intemperie.** Es el tipo más sencillo, junto a la planta se acumula al aire libre, normalmente en pilas.
- **Almacenamiento en balsas abiertas.** Empleado para biomasa con altos contenidos de humedad debido al riesgo que provocan las infiltraciones.
- **Depósitos.** Óptimo para biomasa líquida o con muy alta humedad. Depósitos de hormigón o materiales metálicos.
- **Silos de almacenamiento.** En ellos se almacenan productos secos, estructuras metálicas o de hormigón.
- **Almacenamiento semicerrado.** Consiste en un almacén techado pero abierto por los lados, es decir, es intermedio entre uno abierto y otro cerrado. La finalidad es proteger la biomasa de las inclemencias atmosféricas.
- **Almacenamiento cerrado.** Es la mejor forma de proteger la biomasa y así controlar su humedad y poder calorífico, es decir, es la forma más adecuada, pero a la vez la más costosa.



Figura 2.23 Almacenamiento en intemperie (izquierda) y almacenamiento semicerrado (derecha).

2.3 Ciclo de Rankine

2.3.1 Termodinámica

El ciclo de Carnot para producción de potencia es el ciclo de mayor rendimiento posible, es el ciclo ideal. Como se muestra en la Figura 2.24, este está definido por los siguientes procesos:

1. Cesión de calor a temperatura constante, T_f (1-2).
2. Compresión isentrópica (2-3).
3. Adición de calor a temperatura constante, T_c (3-4).
4. Expansión isentrópica (4-1).

El rendimiento de Carnot puede expresarse de la siguiente manera:

$$\eta_{CARNOT} = \frac{W_{neto}}{Q_A} = \frac{Q_A - Q_C}{Q_A} = 1 - \frac{Q_C}{Q_A} = 1 - \frac{T_f * \Delta s_{1-2}}{T_c * \Delta s_{4-3}} = 1 - \frac{T_f}{T_c}$$

Observando la expresión, se deduce que el rendimiento máximo del ciclo se obtiene cuanto menor es la razón entre las temperaturas absolutas del foco frío, T_f , y el foco caliente, T_c .

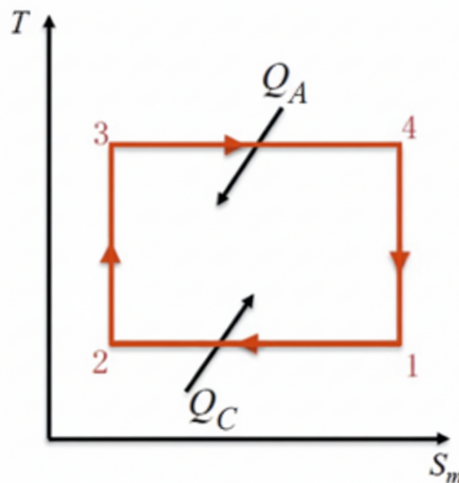


Figura 2.24 Diagramas T-S del Ciclo de Carnot [29].

Sin embargo, el ciclo de Carnot no es viable tecnológicamente. Como se ha dicho, el ciclo de Carnot es el ciclo ideal, y por tanto, el rendimiento de un ciclo real será siempre menor, debido a dos tipos de pérdidas. Pérdidas energéticas, fundamentalmente las pérdidas de calor con el entorno; y pérdidas exergéticas, son aquellas debidas a las irreversibilidades internas de los componentes del ciclo.

El ciclo básico de turbina de vapor o ciclo básico de Rankine emplea agua como fluido de trabajo. Está definido por los siguientes cuatro procesos básicos (Figuras 2.25 y 2.26):

- Proceso 1-2s: incremento de presión isentrópico en la bomba (adiabático sin pérdidas).
- Proceso 1-2: incremento de presión real en una bomba.
- Proceso 2-3: producción de vapor en la caldera a presión constante.
- Proceso 3-4s: expansión isentrópica en la turbina (adiabática sin pérdidas).
- Proceso 3-4: expansión real en la turbina de vapor.
- Proceso 4-1: condensación a presión constante en el condensador.

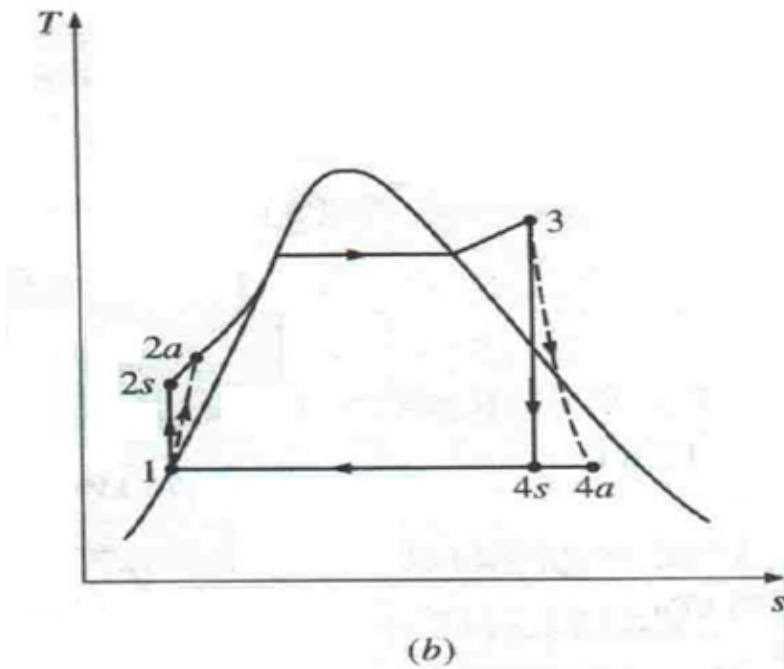


Figura 2.25 Diagramas T-S del Ciclo de Rankine [29].

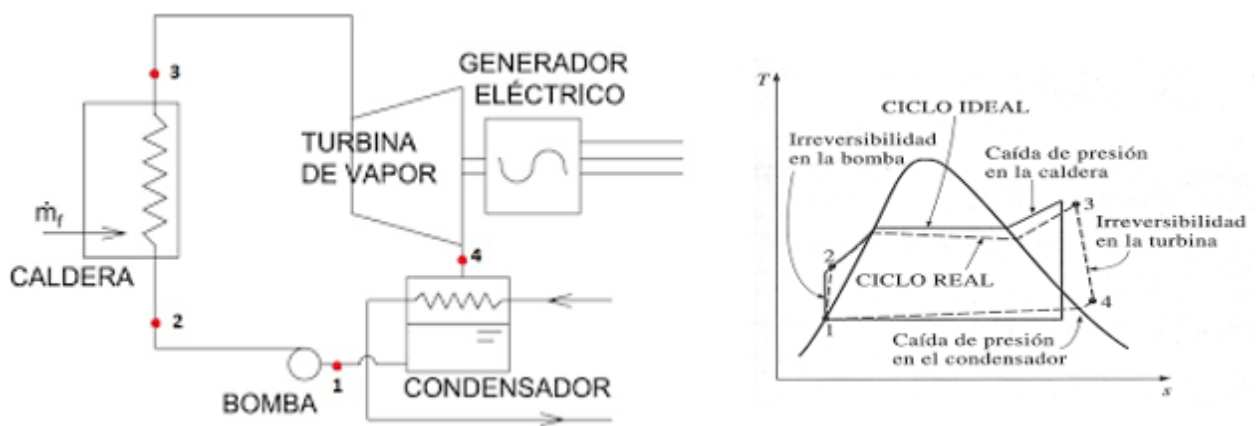


Figura 2.26 Diagrama de equipos del Ciclo Rankine [29].

Aplicando el 1^{er} principio de la Termodinámica, principio de conservación de la masa y energía, y despreciando las variaciones de la energía cinética frente a las variaciones de entalpía, se desarrollan las siguientes expresiones:

- Trabajo de la bomba:

$$W_B = m * (h_2 - h_1)$$

- Calor aportado en la caldera:

$$Q_A = m * (h_3 - h_2)$$

- Trabajo de la turbina de vapor:

$$W_T = m * (h_3 - h_4)$$

- Calor cedido al condensador:

$$Q_C = m * (h_4 - h_1)$$

Como se puede ver, en los procesos 1-2 y 3-4, se ha tenido en cuenta los procesos reales y no los isentrópicos, es decir, se ha tenido en cuenta las irreversibilidades internas asociadas a los procesos de compresión y expansión. Estos comportamientos no isentrópicos tienen como efecto global la disminución del trabajo de expansión y de compresión, lo que resultará en la disminución del rendimiento neto del ciclo.

Se puede cuantificar estas pérdidas o disminución del trabajo a partir de los rendimientos isentrópicos:

$$\eta_{TURBINA} = \frac{W_{real}}{W_{ideal}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$

$$\eta_{BOMBA} = \frac{W_{ideal}}{W_{real}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

Finalmente, se puede deducir la expresión del rendimiento térmico del ciclo:

$$\eta_t = \frac{W_{neto}}{Q_A} = \frac{W_T - W_B}{Q_A} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{Q_A} = \frac{Q_A - Q_C}{Q_A} = 1 - \frac{Q_C}{Q_A}$$

Como se llega a observar en la expresión del rendimiento, este es directamente proporcional al aumento de la temperatura de entrada a la turbina y a la disminución de la temperatura de condensación (se trabaja por debajo de la presión atmosférica, vacío parcial, en el condensador). Por ello, se llevan a cabo las siguientes técnicas para que el rendimiento sea el máximo posible:

- **Aumento de la presión de vapor vivo.** Esta medida incrementa la temperatura media de aportación de calor, lo que a su vez aumenta el rendimiento. Sin embargo, aumenta la humedad en el escape ($X_{4'} < X_4$). El aumento de la humedad en el escape tiene consecuencias negativas, la más importante es la fatiga y erosión provocada en los álabes de la turbina, por ello la humedad máxima admisible es 12-15%. Con el objetivo de reducir la humedad en los últimos

escalonamientos de la turbina, surge el **recalentamiento intermedio**, esta técnica consiste en el calentamiento del vapor parcialmente expandido hasta la misma temperatura inicial, para posteriormente expandirlo de nuevo en la turbina. Como consecuencia de la reducción de humedad, aumenta el rendimiento interno de la turbina (Figura 2.27).

- **Ciclo regenerativo (Figura 2.28)**. Consiste en extraer calor de la turbina durante la expansión y aportarlo al agua de alimentación de caldera, es decir, se realizan varias extracciones durante la expansión en la turbina y mediante intercambiadores de calor, llamados precalentadores, se calienta el agua proveniente del condensador. Las consecuencias son un aumento de la temperatura media de aportación de calor, lo que da lugar a un aumento del rendimiento térmico, y un aumento del rendimiento interno de la turbina. Hay que destacar un precalentador, denominado desgasificador, este precalienta el agua de alimentación, sirve de depósito de acumulación de agua y permite la eliminación de gases no condensables.

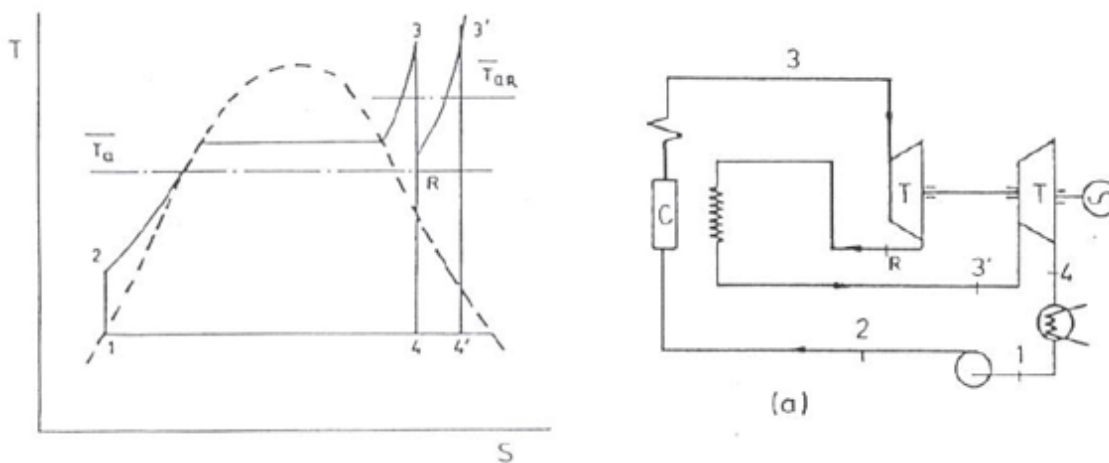


Figura 2.27 Diagrama T-S y de componentes del Ciclo Rankine con recalentamiento intermedio [30].

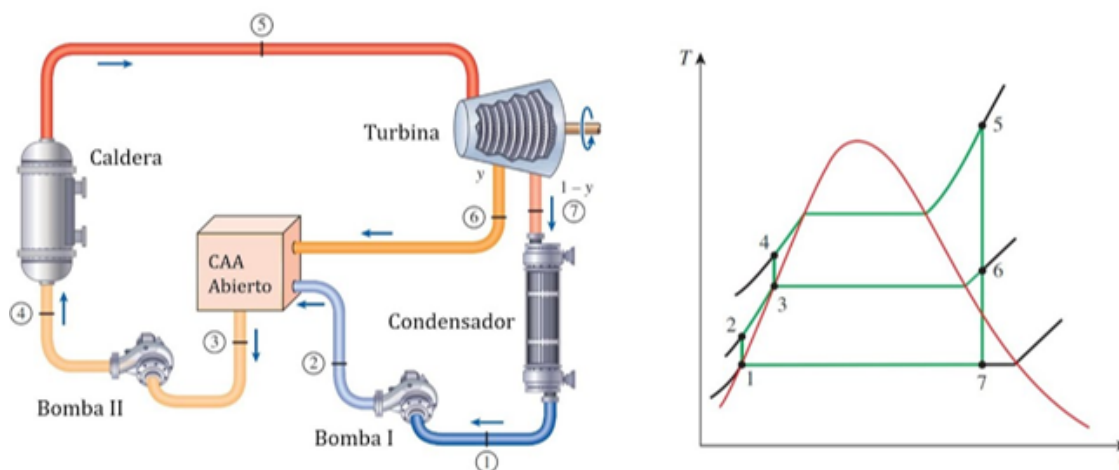


Figura 2.28 Diagrama T-S y de componentes del Ciclo Rankine regenerativo [30].

2.3.2 Bombas Hidráulicas

Es una máquina hidráulica por la que circula un fluido de trabajo, en este caso, agua, y cuya función es transmitir energía mecánica a dicho fluido. La finalidad de las bombas es aumentar la presión necesaria del fluido, ya sea para superar las pérdidas de carga de la instalación o alcanzar la presión necesaria de trabajo. En el bloque de potencia se distinguen principalmente las siguientes bombas:

- **Bombas de condensados.** Su función es elevar la presión del agua condensada desde el condensador hasta el sistema de precalentamiento.
- **Bombas de alimentación.** Incrementan la presión del agua a la salida del precalentamiento hasta la entrada de la caldera. Operan a presiones elevadas y normalmente son bombas centrífugas de alta presión.
- **Bombas de refrigeración.** Este tipo de bombas se encuentran en caso de que el ciclo tenga una refrigeración por agua. Su función es garantizar el flujo de agua fría necesario para la refrigeración.

2.3.3 Caldera de Biomasa

La caldera es el equipo encargado del aporte de calor en el ciclo. En ella se va a producir la combustión de la biomasa y se va a transferir el calor al agua, provocando la evaporación de esta. Finalmente saldrá vapor sobrecalentado a una elevada presión y temperatura. Se pueden clasificar siguiendo varios criterios:

- Según el fluido que hay en el interior de los tubos:

- **Pirotubulares.** En este tipo de calderas, como se muestra en la Figura 2.29, los gases de combustión circulan por el interior de los tubos en varios pasos, la cámara de combustión y los tubos están inmersos en agua que se evapora. Suelen tener presiones máximas de 20-25 bar, una mayor presión encarecería demasiado la carcasa debido a su grosor. Por ello, este tipo de caldera está destinada mayoritariamente a la producción de vapor saturado.

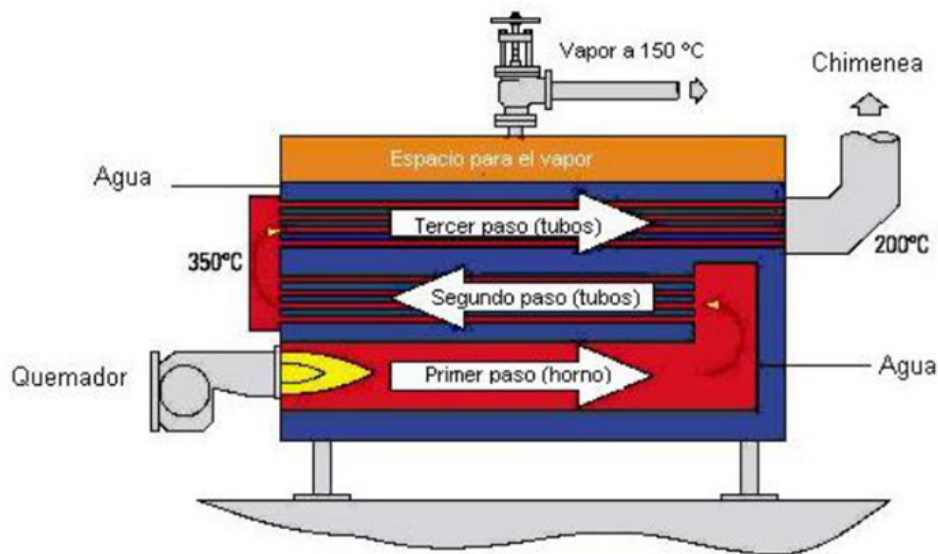


Figura 2.29 Caldera pirotubular de generación de vapor [30].

- **Acuotubulares.** La cámara de combustión está rodeada de paredes tubulares y el agua circula por el interior de los tubos, como se puede observar en la Figura 2.30. El agua fluye por el interior de esta por circulación natural (diferencia de densidades). Operan a elevadas presiones, de 25 a 125 bar, temperatura de vapor sobrecalentado hasta 540 °C. Es óptima para aplicaciones de generación de vapor sobrecalentado para producción de potencia en turbinas de vapor. Se compone de cuatro elementos:
 - ✓ **Economizador.** Es un intercambiador de calor agua-humos. El agua llega como líquido subenfriado y los gases de combustión provienen del evaporador. El agua se calienta hasta unos grados por debajo del punto de saturación a esa presión (Approach point).
 - ✓ **Calderín (Figura 2.30).** Es un tanque donde coexisten ambas fases, agua y vapor. Su función es separar el líquido saturado del vapor saturado y por eso actúa como unión entre el economizador, evaporador y sobrecalentador.
 - ✓ **Evaporador.** En este intercambiador tiene lugar el cambio de fase, el agua saturada llega del calderín y sale como vapor saturado.
 - ✓ **Sobrecalentador.** Recibe vapor saturado procedente del calderín y lo calienta hasta la temperatura óptima de expansión en la turbina.

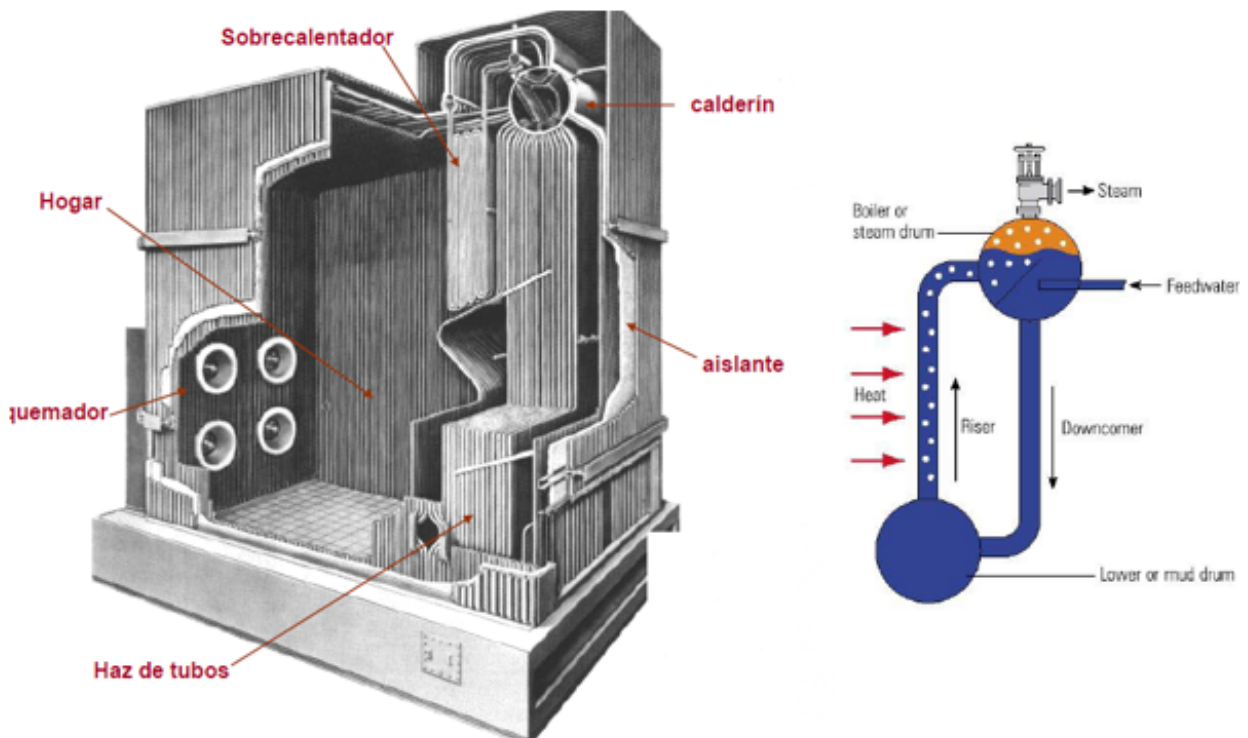


Figura 2.30 Esquema de una caldera acuotubular a la izquierda. Funcionamiento del calderín, a la derecha [31].

- Según la tecnología de la combustión: Existen más tipos de tecnologías para la combustión de la biomasa, pero las más relevantes son:

- **Sistemas de parrilla.** Esta tecnología dispone de una parrilla en la parte inferior y sobre ella se deposita la biomasa que se va a quemar. La caldera dispone de una entrada de aire por debajo de la parrilla, denominada flujo de aire primario, y otra por encima, flujo secundario. Este tipo de tecnología es la más utilizada para la combustión de la biomasa. Existen tres tipos de parrillas:
 - ▶ **Parrilla fija:** el combustible permanece estático sobre la superficie. Puede ser horizontal o inclinada, es sencilla y económica pero menos eficiente para partículas de no tan pequeño tamaño.
 - ▶ **Parrilla móvil:** se compone de secciones móviles que empujan la biomasa hacia adelante. Ideal para biomasa de diferentes tamaños de granulometría y humedades variables.
 - ▶ **Parrilla vibratoria:** utiliza vibraciones para mover el combustible a través de la parrilla.
- **Sistemas de lecho fluidizado.** Consiste en provocar la combustión de un lecho granular que contiene partículas de combustible, cenizas y partículas inertes. Este lecho se fluidiza mediante el flujo ascendente del aire de combustión. Se diferencian a su vez, dos tipos de tecnologías:
 - ▶ **Lecho burbujeante (Figura 2.31):** el flujo de aire tiene una velocidad baja, generando burbujas dentro del lecho. Es ideal para combustibles con tamaño y características uniformes.

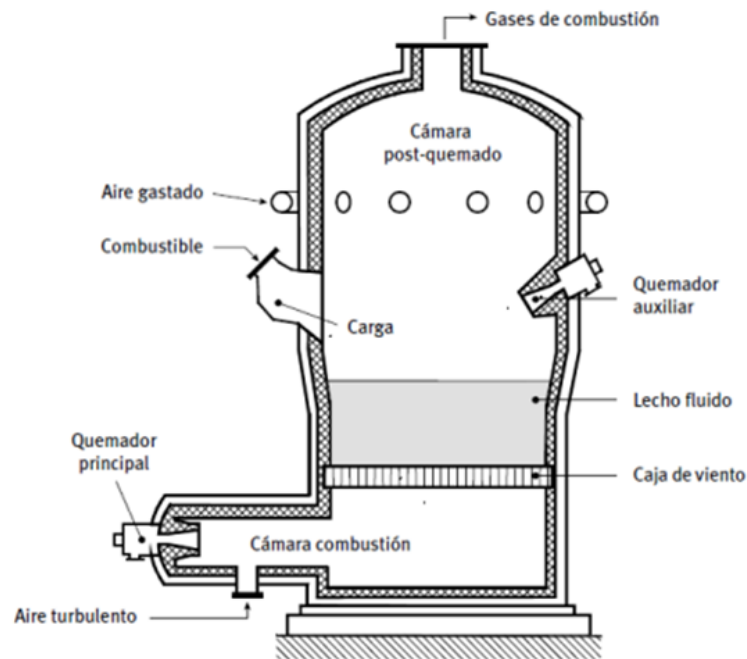


Figura 2.31 Caldera de lecho fluidizado burbujeante [32].

- **Lecho circulante (Figura 2.32):** utiliza un flujo de aire con velocidad mayor, lo que provoca que las partículas del lecho sean arrastradas hacia la parte superior. Son separadas y recirculadas mediante un ciclón.

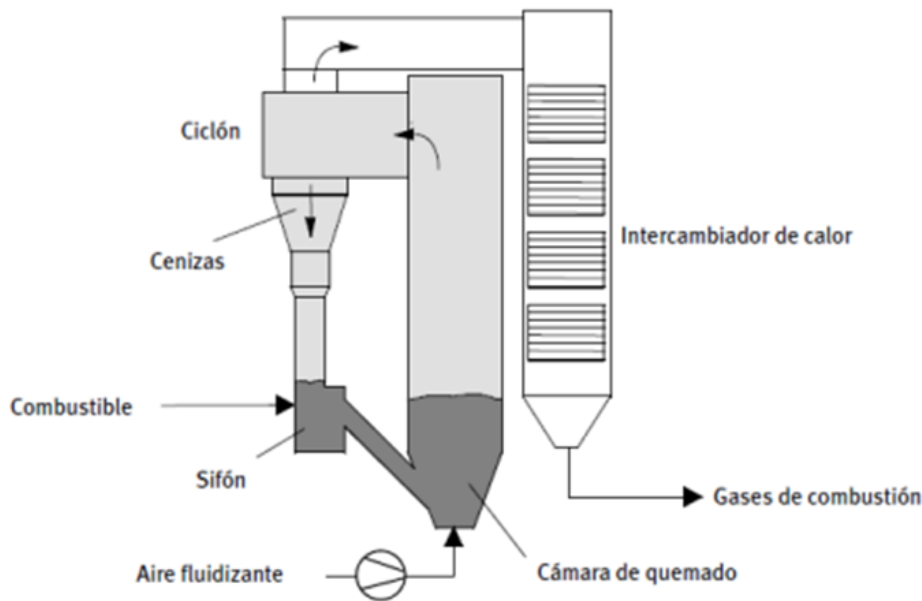


Figura 2.32 Caldera de lecho fluido circulante [32].

Uno de los principales problemas de las centrales de producción de energía eléctrica que emplean energía térmica es el ensuciamiento térmico de la caldera debido a las cenizas, pues afecta negativamente al rendimiento y operación de las calderas. Esta problemática es aún mayor en calderas de biomasa, debido a su composición. Los principales fenómenos de ensuciamiento son:

- **Fouling.** Acumulación o adherencia de cenizas en las superficies de transferencia de calor, como los tubos del economizador o sobrecalentador. Los efectos que tiene son la corrosión de los haces de tubos y la disminución de la transferencia de calor y, por tanto, de la eficiencia térmica.
- **Slagging.** Formación de escorias que se adhieren y solidifican en las paredes calientes debido a que ocurre en las zonas de alta temperatura del hogar. Las consecuencias son el bloqueo de los haces de tubos, sobrecalentamientos y daños en los refractarios.

Las cenizas suponen un residuo necesario de recoger y gestionar, además se pueden valorizar debido a que se emplean en diferentes aplicaciones como en la producción de cemento o productos cerámicos.

2.3.4 Turbina de Vapor

Es una máquina térmica motora; térmica, debido a la variación apreciable del volumen específico del fluido al atravesar la máquina; y motora, debido a que la energía almacenada en el fluido disminuye a su paso por la máquina. Es la máquina del ciclo encargada de transformar la energía contenida por el fluido, agua-vapor, en energía mecánica.

El vapor llega al equipo tras la salida de la caldera, por tanto, llega a una elevada presión y temperatura (alta entalpía) y se expande en la turbina hasta la presión de condensación, el giro de los álabes de la turbina hará que se obtenga energía mecánica, que finalmente será convertida en energía eléctrica en un generador.

Las turbinas de vapor empleadas en plantas de potencia, debido a las elevadas potencias que deben generar, están compuestas de varios cuerpos de turbinas según la presión. Generalmente, las turbinas menores de 50 MW solo tienen un cuerpo. Entre 50-150 MW, tienen dos cuerpos, uno de alta (AP) y otro de baja presión (BP); mayores de 150 MW, introducen tres cuerpos (Figura 2.33): alta (AP), media (MP) y baja presión (BP). Es decir, el número de cuerpos de la turbina aumenta en función de la potencia generada por esta.

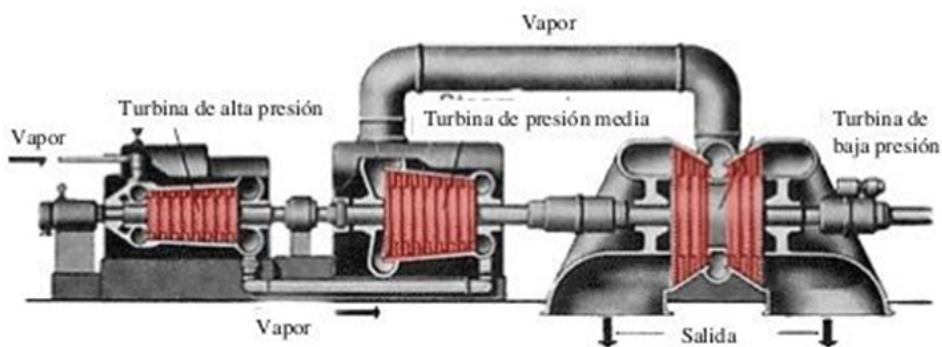


Figura 2.33 Representación de una Turbina de Vapor de tres cuerpos; alta, media y baja presión [33].

Se pueden clasificar en función de los siguientes criterios:

- Dirección del flujo:
 - **Turbinas Axiales (Figura 2.34.)** La trayectoria del fluido es paralela al eje de rotación del rotor. Empleadas para altos caudales y velocidades y grandes potencias.



Figura 2.34 Representación de una Turbina Axial [34].

- **Turbinas Radiales (Figura 2.35.)** La trayectoria del fluido es perpendicular al eje de rotación. Mejores para bajos caudales y velocidades, más compactas. Pequeñas turbinas de gas.

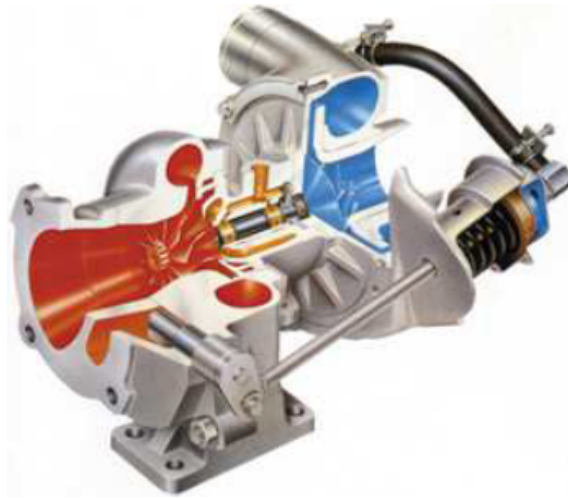


Figura 2.35 Representación de una Turbina Radial [34].

- Flujos asociados a la turbina:

- **Flujo simple o único (Figura 2.36.)** El vapor entra por un extremo y fluye en una sola dirección hasta la salida. Solo tienen un conjunto de álabes. Suelen ser turbinas de pequeña potencia sin recalentamiento intermedio, turbinas auxiliares o cuerpos de turbinas de alta y media presión.

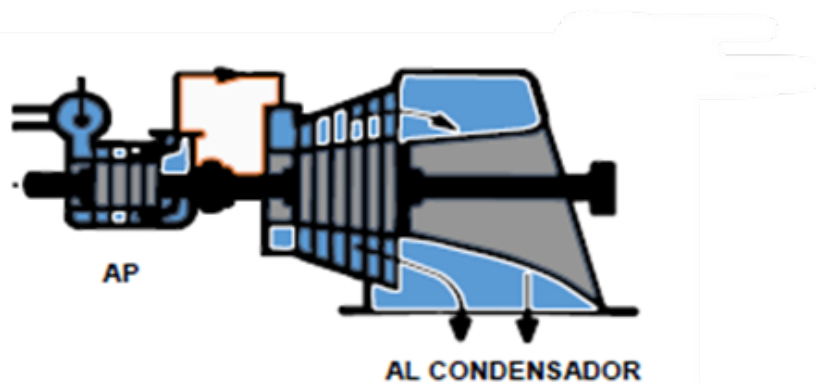


Figura 2.36 Turbina de condensación de flujo simple con dos cuerpos (AP, BP) [34].

- **Doble flujo (flujos opuestos) (Figura 2.37.)** El vapor se divide en dos corrientes que fluyen en sentidos opuestos dentro de la turbina. Disponen de dos conjuntos de álabes. Son más eficientes para turbinas de gran tamaño porque permite una mejor distribución del esfuerzo mecánico. Cuerpos de turbinas de baja presión mayores de 150 MW y cuerpos de turbinas de media presión mayores de 600 MW.

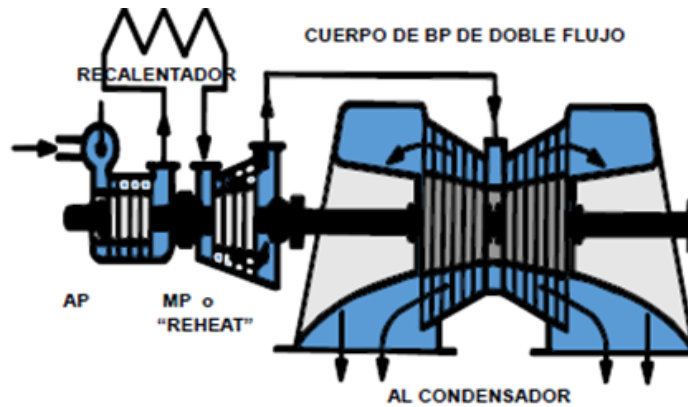


Figura 2.37 Turbina con recalentamiento con tres cuerpos (AP, MP, BP), cuerpo de BP de doble flujo [34].

- Presión de escape:
 - **Turbinas de condensación.** Descargan el vapor al condensador.
 - **Turbinas de no condensación.** Descargan el vapor a una presión mayor que la atmosférica. Pueden descargar a otra turbina (cuerpo de alta y media presión) o a un proceso (turbinas de contrapresión).
- Tipología de las extracciones de vapor:
 - **Extracción no automática.** La presión y el gasto de vapor extraído varían en función de la carga.
 - **Extracción controlada o automática.** La presión del vapor extraído es constante, controlada mediante válvulas.

2.3.5 Sistemas de Refrigeración

Una vez el vapor se ha expandido en la turbina, este se encuentra en fase de vapor húmedo. Para comenzar de nuevo el ciclo cerrado tiene que pasar al punto de líquido saturado. Esta conversión de un punto a otro se realiza mediante la cesión de calor del vapor a un fluido refrigerante. Según el fluido refrigerante empleado, se distinguen dos tipos de condensación:

- Por agua. El condensador es un intercambiador de calor agua-agua. Según el circuito del agua de refrigeración, se puede tener:
 - **Circuito abierto:** El agua de refrigeración empleada es captada de un caudal público, es decir, río, pantano, mar, etc. Se denomina circuito abierto ya que tras pasar por el condensador y habiendo aumentado su temperatura, vuelve al medio. Es la técnica de refrigeración que mayor rendimiento aporta al ciclo, pues es la que logra una menor temperatura de condensación. Sin embargo, presenta como inconvenientes un gran impacto ambiental y un elevado consumo energético debido al bombeo, ya que el caudal empleado es elevado.

- **Torre de refrigeración.** Este sistema emplea un intercambiador agua-agua como condensador. El agua de refrigeración tiene un sistema semicerrado y esta se refrigera mediante el aire. El funcionamiento de esta se basa en la transmisión de calor al aire por convección y en la evaporación del agua, es decir, enfriamiento evaporativo. El circuito es semicerrado porque hay una aportación constante de agua debido a las pérdidas por evaporación y a la purga de la torre. Se diferencian tres tipos de torre: de tiro forzado, disponen de ventiladores en parte inferior de la torre e impulsa el aire al exterior por la parte superior de la misma; tiro inducido, al igual que las de tiro forzado, disponen de ventiladores pero en este caso se encuentran en la parte superior de la torre; y tiro natural, más usadas en centrales nucleares, como se muestra en la Figura 2.38, grandes construcciones de hormigón en las que el aire se mueve naturalmente por diferencia de densidad, por lo que no hay consumo de energía.
- **Por aire.** La tecnología empleada se denomina Aerocondensadores (Figura 2.39), es un intercambiador aire-agua. Es una alternativa idónea para regiones secas o en las cuales no se disponga de recursos hídricos. El aire es impulsado mediante ventiladores de gran tamaño que tienen un gran consumo de energía. La ventaja que presenta es que es la tecnología con menor impacto medioambiental, sin embargo, es la tecnología que provoca un menor rendimiento en el ciclo.



Figura 2.38 Torres de Refrigeración de tiro natural de una central térmica [35].



Figura 2.39 Aerocondensadores de la central térmica de carbón, Matimba Power Station (Sudáfrica) [36].

2.4 Hibridación de Plantas de Potencia Termosolar-Biomasa

La energía solar de concentración se está implantando cada vez más para la generación de energía eléctrica debido a la tendencia a la baja de los costos de instalación. Sin embargo, tiene total dependencia del sol, es decir, la energía solar sin almacenamiento térmico no es gestionable, lo que implica una importante desventaja o inconveniente que es la producción intermitente de energía eléctrica durante el ciclo diario (día/noche), días nublados, periodos de invierno, etc.

Por otro lado, las plantas de biomasa de gran escala requieren altos costos de inversión debido a la necesidad de infraestructura para el almacenamiento masivo de la biomasa y la logística del transporte.

La hibridación de plantas termosolar-biomasa [37] es una alternativa viable técnicamente a las plantas convencionales térmicas de combustibles fósiles. Entrando en juego los equipos de biomasa, fuente sostenible y no sujeta a factores climatológicos, cuando la energía solar no pueda estar disponible. Este tipo de planta, consume menor cantidad de biomasa gracias a la generación termosolar y, a su vez, pueden permitir un menor tamaño del campo solar gracias al apoyo de la biomasa, eliminar o reducir el almacenamiento y absorber los transitorios, garantizando así la producción.

Las **ventajas** que presenta este tipo de instalación son:

- Aumento del factor de capacidad de la planta, es decir, aumentan las horas de producción, ya que existe la posibilidad de mantener la planta en funcionamiento de forma constante.
- Garantiza el suministro energético y su producción es estable.
- Gestionabilidad de la energía y adaptación a la demanda.
- Disminuye el número de arranques y paradas y de transitorios, que a la larga suelen ser responsables de fallos del sistema.

Sin embargo, también presenta una serie de **problemas o dificultades**:

- La selección de una zona potencial. Hay que seleccionar una localización apropiada geográficamente con recurso de biomasa y buen recurso solar.
- Dificultades Técnicas. Es una tecnología con bajo grado de madurez tecnológica, solo existe una planta comercial en el mundo.
- Cadena de suministro de biomasa. Asegurar la disponibilidad de la biomasa, así como la construcción de una gran infraestructura de almacenamiento y logística.
- Económico. Es uno de los principales inconvenientes, la inversión inicial necesaria para ejecutar estas plantas es bastante elevada. Además, al ser una tecnología no probada, encontrar la financiación es una dificultad añadida.

Tecnologías

J.H.Petersein [38] [39] realizó una investigación sobre las diferentes tecnologías de hibridación para una planta termosolar, analizando dichas hibridaciones desde un punto de vista técnico y económico. Respecto a la hibridación de una planta termosolar con biomasa, realiza una serie de simulaciones probando las diferentes tecnologías solares con diferentes fluidos de trabajo con las diferentes tecnologías de plantas de biomasa. A continuación, se muestran los resultados de dicho estudio.

Tabla 2.7 Comparación de las diferentes combinaciones de hibridación. DSG: Generación Directa de Vapor.

CSP	Fluido de Trabajo	Tecnología Biomasa	Temperatura Vapor (°C)	Presión Vapor (bar)	Eficiencia Pico (%)
Torre	DSG	Gasificación	540	130	33.2
Torre	Sales Fundidas	Gasificación	540	130	32.9
Torre	DSG	Combustión	525	120	33.0
Torre	Sales Fundidas	Combustión	525	120	32.8
Fresnel	DSG	Combustión	400	90	30.4
Fresnel	DSG	Combustión	450	100	31.5
Fresnel	DSG	Combustión	500	110	32.5
CCP	Aceite térmico	Combustión	380	80	29.5
CCP	DSG	Combustión	450	100	31.5
CCP	Sales Fundidas	Combustión	525	120	32.7
CCP	Sales Fundidas	Gasificación	540	130	32.8

- Influencia de la Tecnología de Biomasa. Para un tipo de CSP y fluido de trabajo dados, la gasificación muestra eficiencias pico ligeramente superiores en comparación con la combustión. Respecto a las condiciones de operación, la gasificación permite presiones y temperaturas más altas que la combustión, esto explica que la eficiencia sea ligeramente más elevada. Sin embargo, desde la perspectiva de la viabilidad técnica, operación de la planta y riesgo tecnológico, la combustión es la tecnología idónea, lo que se traduciría en una mayor fiabilidad, facilidad de financiación y menor complejidad de operación.
- Influencia de la Tecnología CSP. Generalmente, la Torre muestra eficiencias más altas entre las tres tecnologías, principalmente se debe a los parámetros de vapor vivo más altos que presenta frente al Cilindro Parabólico, que se encuentra en un rango intermedio, y el Fresnel, tecnología con menor relación de concentración.
- Influencia del Fluido de Trabajo. La generación directa de vapor y las sales fundidas muestran las eficiencias más altas respecto al aceite térmico, siendo este menos eficiente debido fundamentalmente a su limitación para operar a temperaturas mayores a 400°C.

En resumen y como conclusión, priorizando la viabilidad técnica, la disminución del riesgo de operación y construcción, y a su vez teniendo en cuenta la eficiencia de la planta, la elección óptima sería Combustión, como tecnología de biomasa, Torre como tecnología de CSP, y Sales Fundidas como fluido de trabajo.

Configuraciones

La hibridación de dos tecnologías diferentes va a tener una característica importante la cual va a determinar el funcionamiento de la central, esta característica es la configuración que van a seguir ambas tecnologías. Se diferencia entre configuración híbrida en serie, paralelo o mixta.

- La configuración en **serie** permite el aumento de la temperatura de vapor vivo, aumentando así el rendimiento de la planta. Esta configuración es óptima cuando se emplean fluidos de transferencia de calor con una temperatura máxima permitida que no es muy elevada, como puede ser el aceite térmico. Sin embargo, esta configuración también plantea desventajas, al estar en serie, ambas tecnologías, solar y biomasa, deben operar simultáneamente. Esto da lugar a que la central va a ser dependiente de la climatología y por tanto, no va a ser gestionable. Por tanto, no va a mejorar su factor de capacidad o capacidad de despacho de energía a la red, afectando negativamente a la rentabilidad de la planta.
- La configuración en **paralelo** tiene un funcionamiento contrario, permite que la planta se encuentre en operación en periodos en los cuales la radiación es nula o muy baja, es decir, la planta híbrida es gestionable, aumentando así sus horas de operación y, por tanto, su factor de capacidad. Por otro lado, esta configuración no mejora la eficiencia de la planta de una forma directa, pues la temperatura de vapor vivo alcanzada va a ser la del campo solar, sí mejora la eficiencia global del sistema, al reducir tiempos muertos y pérdidas asociadas a arranques/paradas.
- Finalmente, debido a las ventajas y desventajas que se han expuesto de cada configuración, la óptima sería una configuración **mixta**, es decir, **serie-paralelo**. Esta configuración permitiría aumentar la eficiencia de la planta, al aumentar la temperatura de vapor vivo tras la salida del campo solar en periodos en los cuales este se encuentre en operación; y aumentar la capacidad de despacho de energía en periodos en los que la radiación sea nula y, por tanto, solo se encuentre en operación la parte de biomasa. La dificultad de operación de la planta requiere de un sistema de control avanzado, lo que supone un inconveniente.

Planta Termosolar Borges

La planta termosolar Borges [40] es la primera y única planta comercial de producción de potencia cuya tecnología es termosolar hibridada con biomasa. Se encuentra en Lleida, España, y se encuentra en operación desde diciembre de 2012, con una potencia instalada de 22.5 MWe, capaz de suministrar electricidad limpia a más de 27000 hogares al año.

Esta tecnología híbrida de generación de electricidad emplea colectores cilindros parabólicos, como tecnología termosolar, con aceite térmico, como fluido caloportador. En el lado de la biomasa, la planta usa aproximadamente 66 t de biomasa por año, principalmente residuos forestales y agrícolas. La central produce electricidad las 24 horas del día de forma continua, 7 días de la semana. Por la noche, con el aporte de la biomasa, la potencia es de 12 MWe.

El campo solar consta de colectores cilindro parabólicos (CCP) con aceite térmico como fluido caloportador. El bloque térmico está compuesto por dos calderas duales de biomasa de 22MWt, una caldera auxiliar de gas natural cuya potencia es 6 MWt, y un generador de vapor. El tren turbogenerador consta de una turbina de alta presión seguida de una de baja presión. La planta cuenta con tres modos de operación: únicamente solar, modo mixto y modo biomasa.

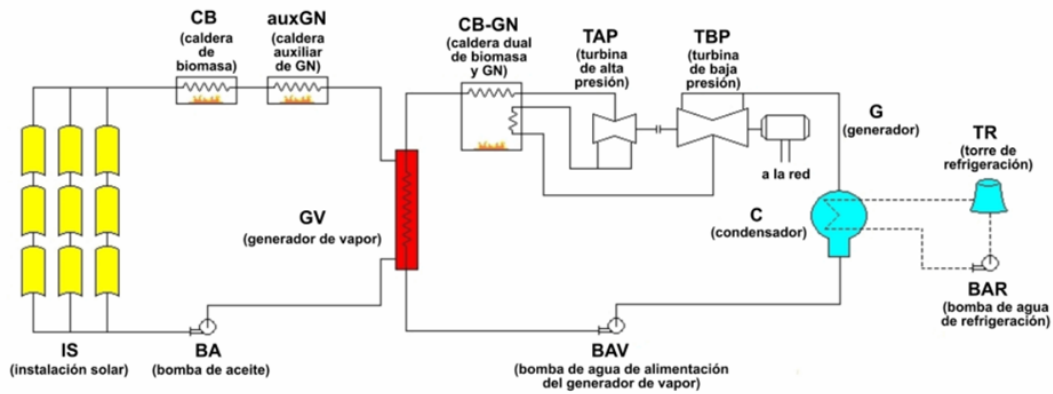


Figura 2.40 Esquema de la planta híbrida Termosolar Borges [40].

San Joaquin Solar I & II

El proyecto consta de dos plantas de producción de potencia híbridas termosolar+biomasa. Cada una de ellas comprende un campo solar y una instalación de biomasa para cada planta. Cada planta tendrá una potencia nominal de 53.4 MWe, siendo la del complejo 106.8 MWe. La potencia nominal puede ser generada por la generación solar, ya que el campo solar está diseñado para ello, y complementada con una caldera de biomasa de 40 MWe. La producción a partir de la biomasa estará subordinada a la producción del campo solar.

La ubicación del proyecto es el condado de Fresno, en el sur del Valle de San Joaquín, California, Estados Unidos. El proyecto fue presentado a la Comisión de Energía de California en 2008 para ser aprobado. En la actualidad, esta planta aún no ha sido construida.

3 Requisitos de Diseño

En todo proyecto de ingeniería es fundamental definir los requisitos de diseño a partir de los cuales se desarrollará una solución técnica. Estos requisitos establecen ciertos criterios cuya finalidad es garantizar que el proyecto final cumpla con las necesidades planteadas por el promotor. Además, representan las condiciones y objetivos que deben cumplirse para asegurar la viabilidad técnica, ambiental y económica. A continuación, se detallan los principales requisitos de diseño, que servirán como base para el desarrollo del estudio.

La planta de potencia estará basada en la hibridación de biomasa y termosolar, respecto a la selección de las diferentes tecnologías, la tecnología de **receptor central** o torre es la elegida por la parte de energía termosolar, empleando como fluido caloportador **sales fundidas**. Por el lado de la biomasa, la tecnología empleada será la **combustión**. También ha sido impuesta la potencia bruta de la turbina de la central; esta será de **15 MWe**.

Un primer objetivo del diseño es **compartir el bloque de potencia** entre ambas tecnologías, ya que este constituye uno de los componentes más costosos de la planta. Esta estrategia permite aumentar las horas de utilización de la inversión (mayor factor de capacidad), lo que a su vez mejora la rentabilidad global del proyecto.

Buscando el menor impacto ambiental y optando por la sostenibilidad se ha definido que la refrigeración de la planta será una refrigeración seca, es decir, los **aerocondensadores** son los equipos encargados de refrigerar el ciclo de Rankine. Otra característica de la planta es el **no almacenamiento** de energía por parte de la energía termosolar. Tampoco se quemará gas natural, únicamente se producirá la combustión de biomasa.

En relación con la biomasa, se debe considerar la **complejidad de la cadena de suministro**, incluyendo aspectos como la recolección, la estacionalidad del recurso, la competencia por su uso, los costes de transporte y la necesidad de garantizar un suministro constante y homogéneo. Asimismo, se establece como requisito de diseño un **radio de recolección de la biomasa de 20 km** y la disponibilidad de la planta para una **autonomía de almacenamiento** de biomasa suficiente para al menos **7 días de operación continua a plena carga**, asegurando así la continuidad de la generación en caso de interrupciones temporales en el suministro.

En cuanto a la estrategia de operación, la planta funcionará como una instalación de carga base (operación 24/7), aprovechando de forma prioritaria el recurso solar cuando esté disponible y complementando la generación con biomasa.

Desde el punto de vista económico, se establecen como parámetros de referencia una **vida útil** de la planta de **30 años** y un objetivo de rentabilidad mínima equivalente a una **Tasa Interna de Retorno (TIR)** del **8–10 %**, de modo que el proyecto resulte competitivo frente a otras tecnologías renovables despachables.

Finalmente, la localización o ubicación impuesta ha sido **España**, por lo tanto, se realizará un estudio para conocer qué lugar o lugares son idóneos para el emplazamiento de dicha planta de potencia.

4 Emplazamiento de la Central

La elección del emplazamiento es siempre un factor importante y determinante en el desarrollo de una planta de producción de potencia convencional, donde intervienen distintos factores como son la **accesibilidad e infraestructura eléctrica**, es decir, que se disponga de una red eléctrica relativamente cercana, en buen estado y con disponibilidad de conexión; **pendiente del terreno**, **disponibilidad de recursos hídricos** y **accesibilidad o vías de comunicación**.

En una planta híbrida de energía solar de concentración y biomasa el emplazamiento es todavía un factor más determinante, pues las fuentes de energía de dicha planta son **la biomasa y la irradiación solar**; por tanto, hay que garantizar la disponibilidad de ambas fuentes a lo largo del año.

Como podemos observar en la Figura 4.1, la zona de España óptima para la implantación de este tipo de plantas híbridas es el sur del país. Esto se debe a que el recurso solar proporciona mayor cantidad de energía que la biomasa por unidad de superficie; por ello, la zona con mayor ratio es el sur de la Península. La planta se va a ubicar en la comunidad autónoma de Andalucía, a continuación, se realizará un estudio de ambos recursos dentro de la comunidad autónoma.

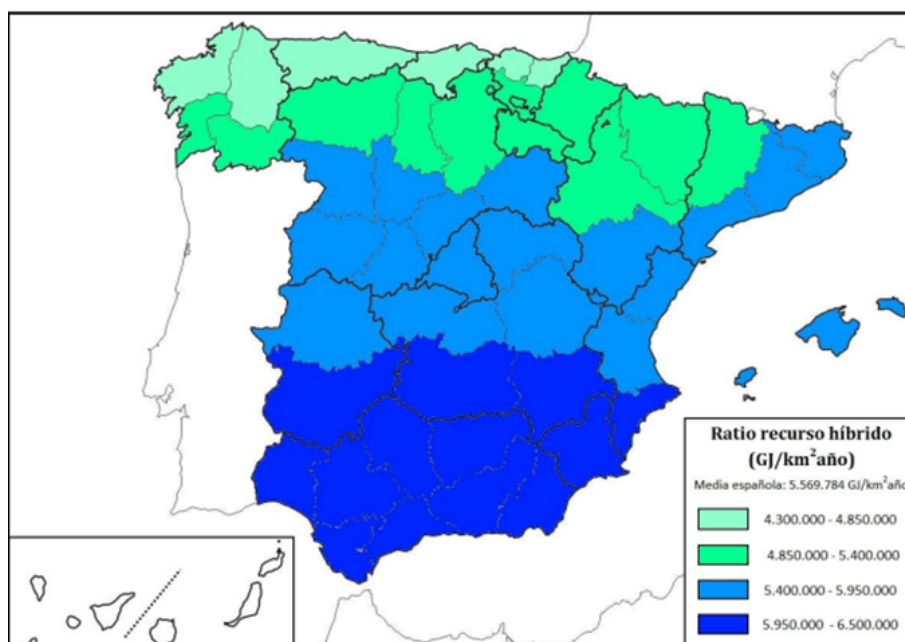


Figura 4.1 Mapa del ratio recurso híbrido (solar y biomasa) de España [41].

4.1 Estudio del Recurso Solar y Biomasa

Como se muestra en la Figura 4.2, destacan el Valle del Guadalquivir y Almería. Sin embargo, conviene señalar que gran parte de la comunidad autónoma tiene un elevado valor de Irradiación Global Horizontal (GHI).

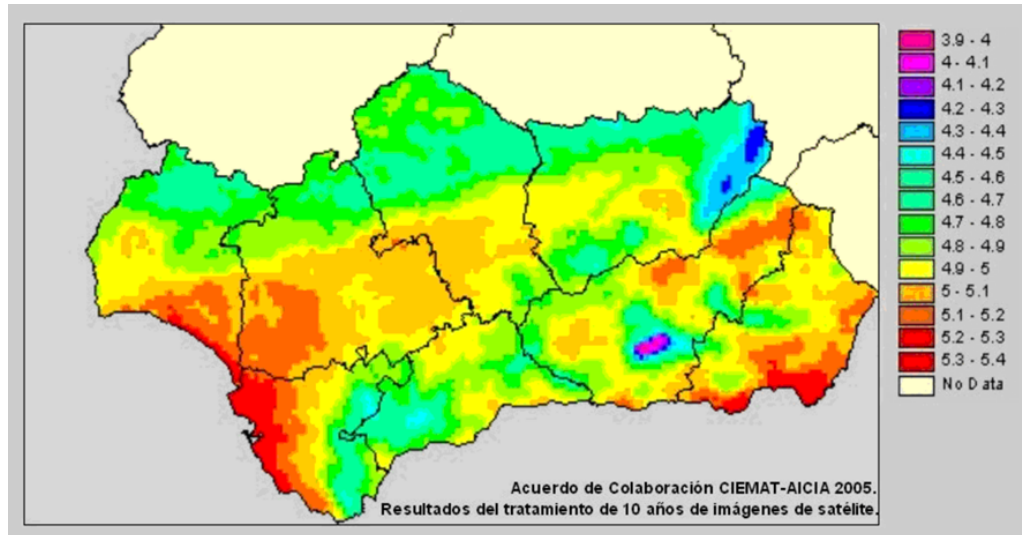


Figura 4.2 Irradiancia global horizontal media diaria (kWh/m^2) [42].

En el mapa de la Figura 4.3, se muestra el Potencial de Biomasa que tiene la comunidad. Este representa las áreas con mayor densidad energética (te/m^2).

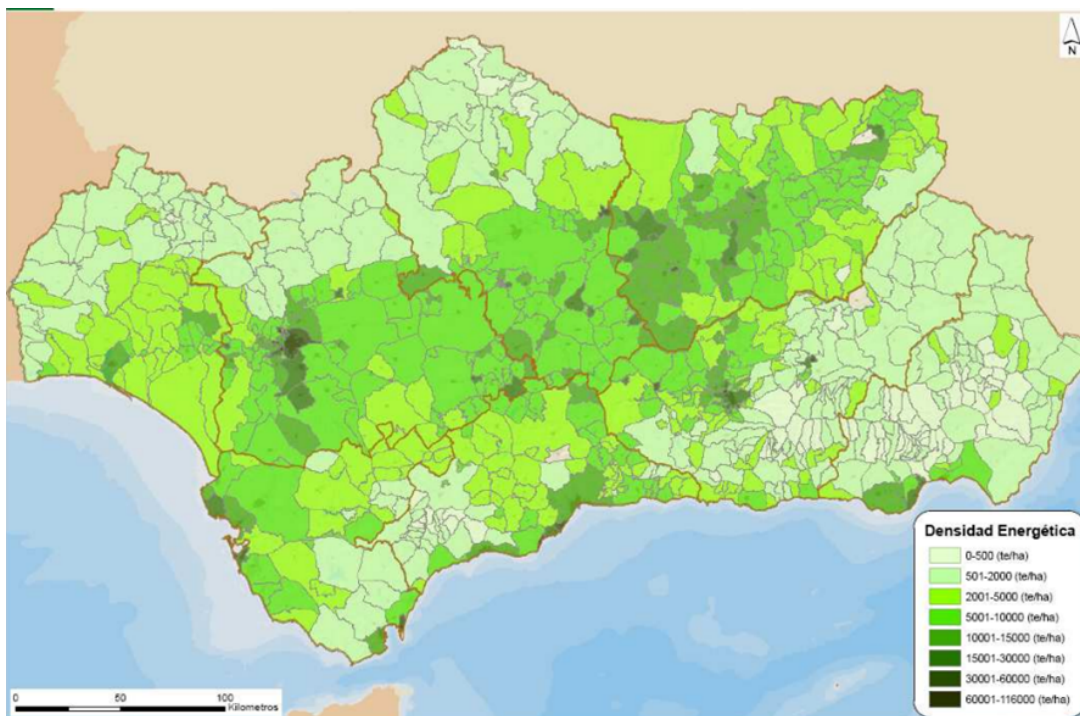


Figura 4.3 Mapa de potencial de biomasa en Andalucía [43].

Como se puede observar, destacan la provincia de Jaén y la zona de la Campiña Cordobesa, donde el recurso biomásico que destaca es el olivar (residuo agrícola), como los subproductos que surgen de este como pueden ser el orujo, hueso de aceituna, hoja de olivo, etc. (residuos industriales). También destaca la zona de El Ejido (Almería), cuya actividad principal profesional que es la agricultura en invernaderos, provoca que haya una elevada cantidad de residuos agrícolas. Finalmente, la otra gran zona a destacar es parte del Valle del Guadalquivir en Sevilla y Cádiz, donde los cultivos de algodón, tomate, girasol y arroz producen elevadas cantidades de residuos agrícolas.

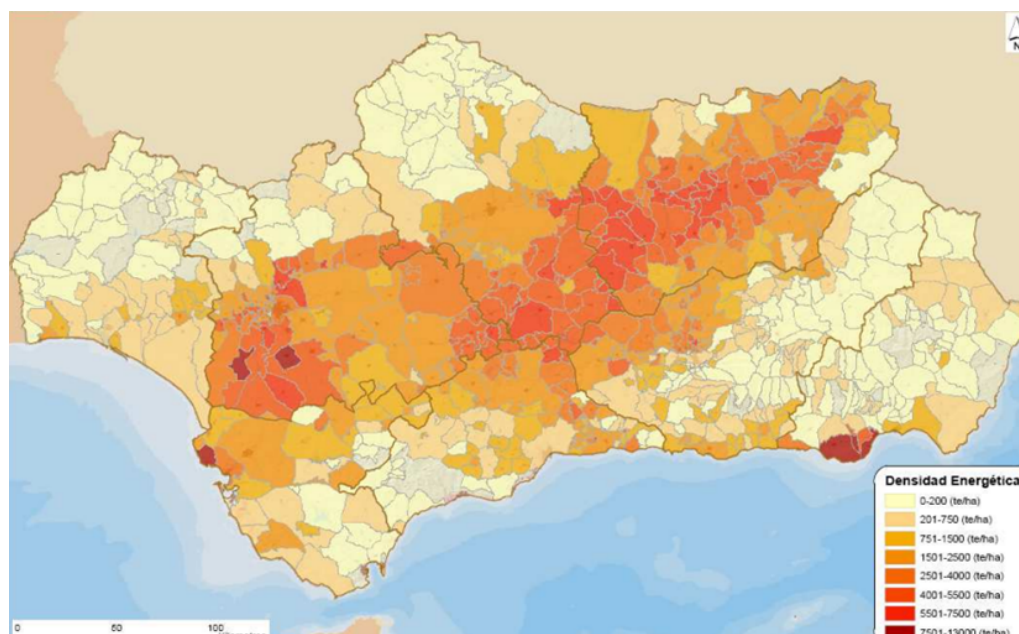


Figura 4.4 Mapa de potencial de residuos agrícolas en Andalucía [43].

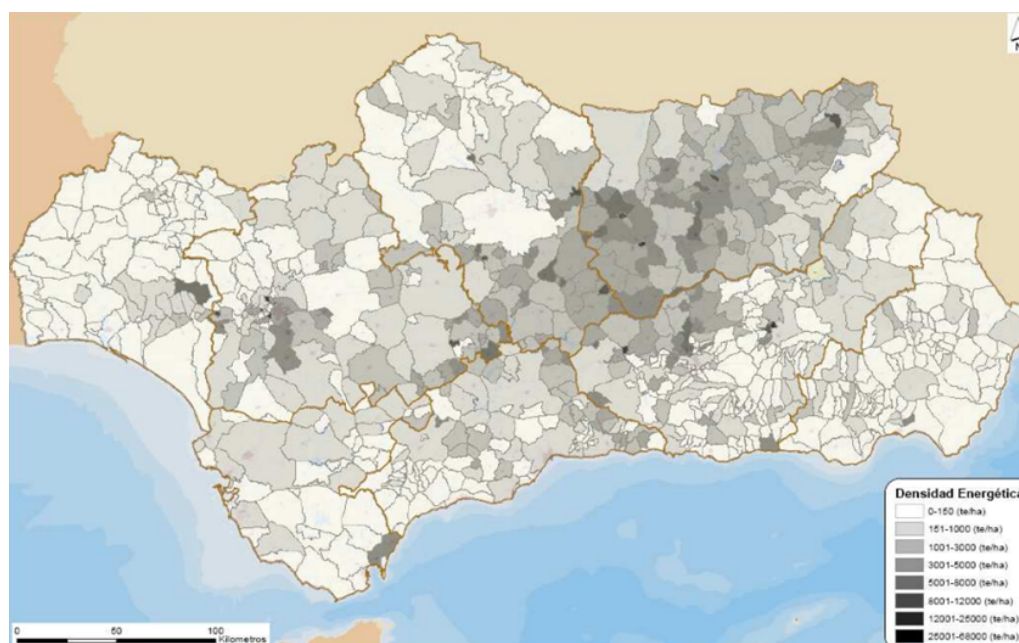


Figura 4.5 Mapa de potencial de residuos industriales en Andalucía [43].

Tabla 4.1 Potencial Total de la Biomasa en Andalucía. Elaboración propia a partir de datos de la AAE.

	TOTAL PROVINCIA		
	TONELADAS	KTEP	PORCENTAJE
ALMERÍA	1,337,052	148	4%
CÁDIZ	1,831,423	314	8%
CÓRDOBA	3,012,933	631	16%
GRANADA	1,954,756	373	9%
HUELVA	1,924,053	402	10%
JAÉN	4,026,057	884	22%
MÁLAGA	1,849,463	310	8%
SEVILLA	4,223,461	896	23%
ANDALUCÍA	20,159,199	3,958	100%

Tabla 4.2 Potencial de la Biomasa tipo agrícola y forestal en Andalucía. Elaboración propia a partir de datos de la AAE.

	AGRÍCOLAS		INDUSTRIALES	
	TONELADAS	KTEP	TONELADAS	KTEP
ALMERÍA	420,323	55	56,602	12
CÁDIZ	251,913	73	84,168	23
CÓRDOBA	764,218	237	869,794	161
GRANADA	343,500	99	562,723	117
HUELVA	122,125	27	546,717	165
JAÉN	1,260,517	400	2,019,325	376
MÁLAGA	280,617	84	292,471	48
SEVILLA	1,163,209	346	638,228	123
ANDALUCÍA	4,606,423	1,321	5,070,029	1,025

En las centrales de biomasa hay que tener en cuenta otros dos factores importantes para elegir la ubicación de la planta, el primero es el área de recogida o radio de recolección, es decir, el área máxima alrededor de la planta para la cual se considera rentable. El límite de dicho radio se considera 25 km, siendo los valores más apropiados entre 10 y 20 km. El otro factor importante es la utilización del mismo tipo de combustible. El empleo de diferentes tipos de residuos obliga a la planta a trabajar en diferentes condiciones, tanto a la caldera como al pretratamiento, lo que finalmente será fuente de futuros fallos, problemas e inconvenientes en el funcionamiento de la planta.

Tras haberse realizado el estudio de los dos recursos de la central, se procede a elegir una ubicación óptima para implantación de esta. Para ello, se solapan los diferentes mapas que se han mostrado anteriormente, dando lugar a zonas óptimas para dicha implantación.

La central va a estar ubicada en la provincia de Córdoba, exactamente entre los municipios de Montilla, Montemayor y Espejo. El terreno elegido consta de dos parcelas contiguas. A través de SIGPAC, Sistema de Información Geográfica de Identificación de Parcelas Agrícolas, se han comprobado las lindes de dichas parcelas, así como que no pertenezcan a la Red Natura 2000. El acceso a la central será por la carretera CV-207. Las coordenadas geográficas del centro de la parcela son las siguientes:

Latitud	Longitud
37.664	-4.626



Figura 4.6 Emplazamiento de la central. Propia a partir del programa Google Earth Pro.

4.1.1 Evaluación recurso solar y datos meteorológicos

Tabla 4.3 Evaluación de la Irradiancia Directa Normal (DNI).

	Valor Anual (kWh/m ²)	Valor de Diseño (W/m ²)
DNI	2186	850

Tabla 4.4 Estudio meteorológico del emplazamiento.

	Valor Medio	Mínimo		Máximo	
		P5	Absoluto	P95	Absoluto
Tª Seca (°C)	18.6	5.2	-2	35.8	45
Tª Húmeda (°C)	12.6	3.9	-3	19.5	21.7
Humedad Relativa (%)	58.67	16.7	7.44	95.39	100
Velocidad Viento (m/s)	2.1	0.6	0.2	4.7	7.7

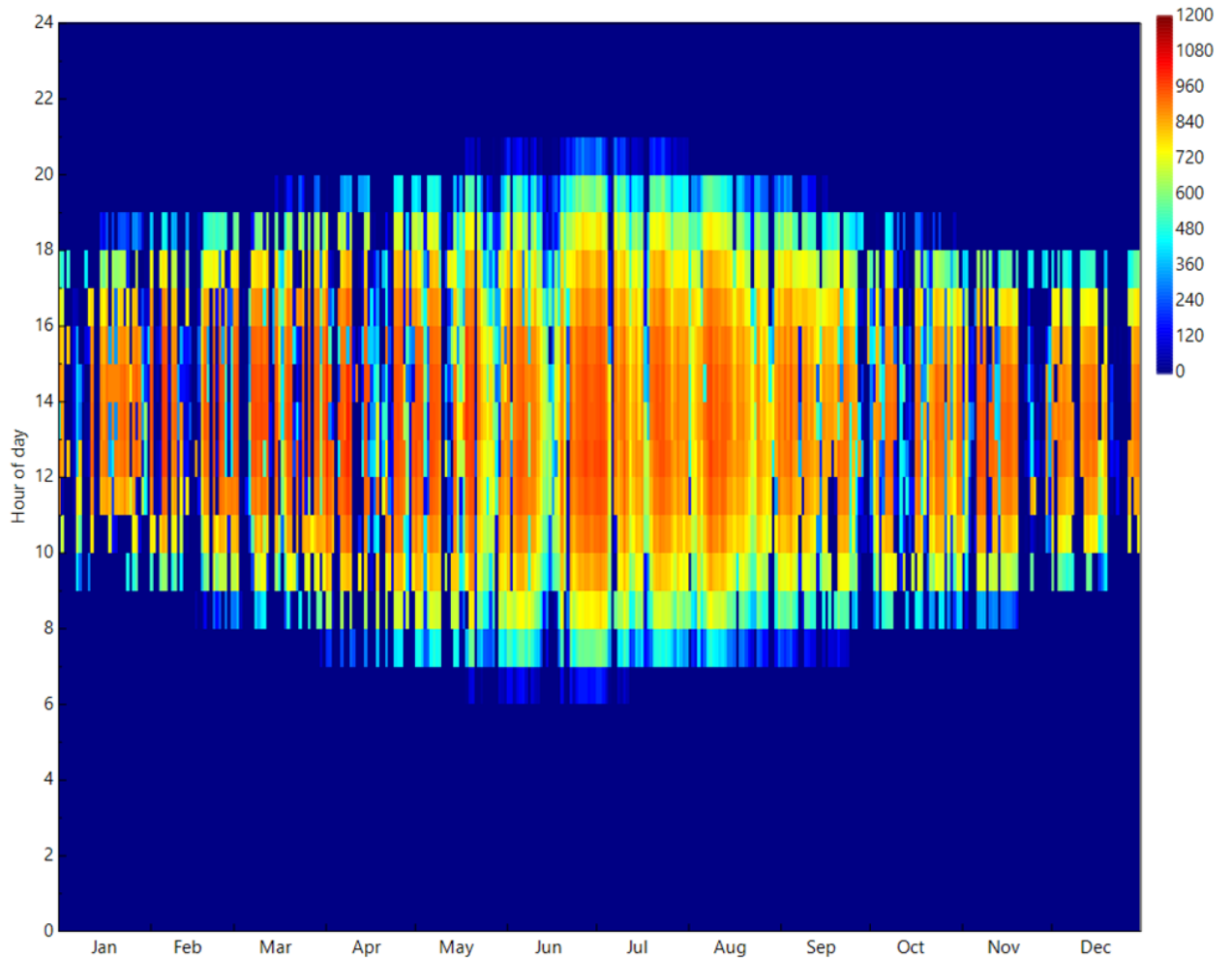


Figura 4.7 Distribución anual de la irradiancia directa normal (DNI), expresada en (W/m^2), a lo largo del día. Fuente: SAM..

4.1.2 Cómputo del potencial de biomasa disponible

Para la obtención de los datos relacionados con el potencial de biomasa, estos se obtienen de la base de datos *Mapa de potencial de biomasa en Andalucía* ofrecido por la Agencia Andaluza de la Energía, AAE, organismo de la Consejería de Industria, Energía y Minas.

Tras establecer el radio de recolección en 20 km, hay que ver cuáles son los municipios afectados por dicha área para posteriormente extraer los datos correspondientes a cada municipio de la base de datos citada anteriormente.

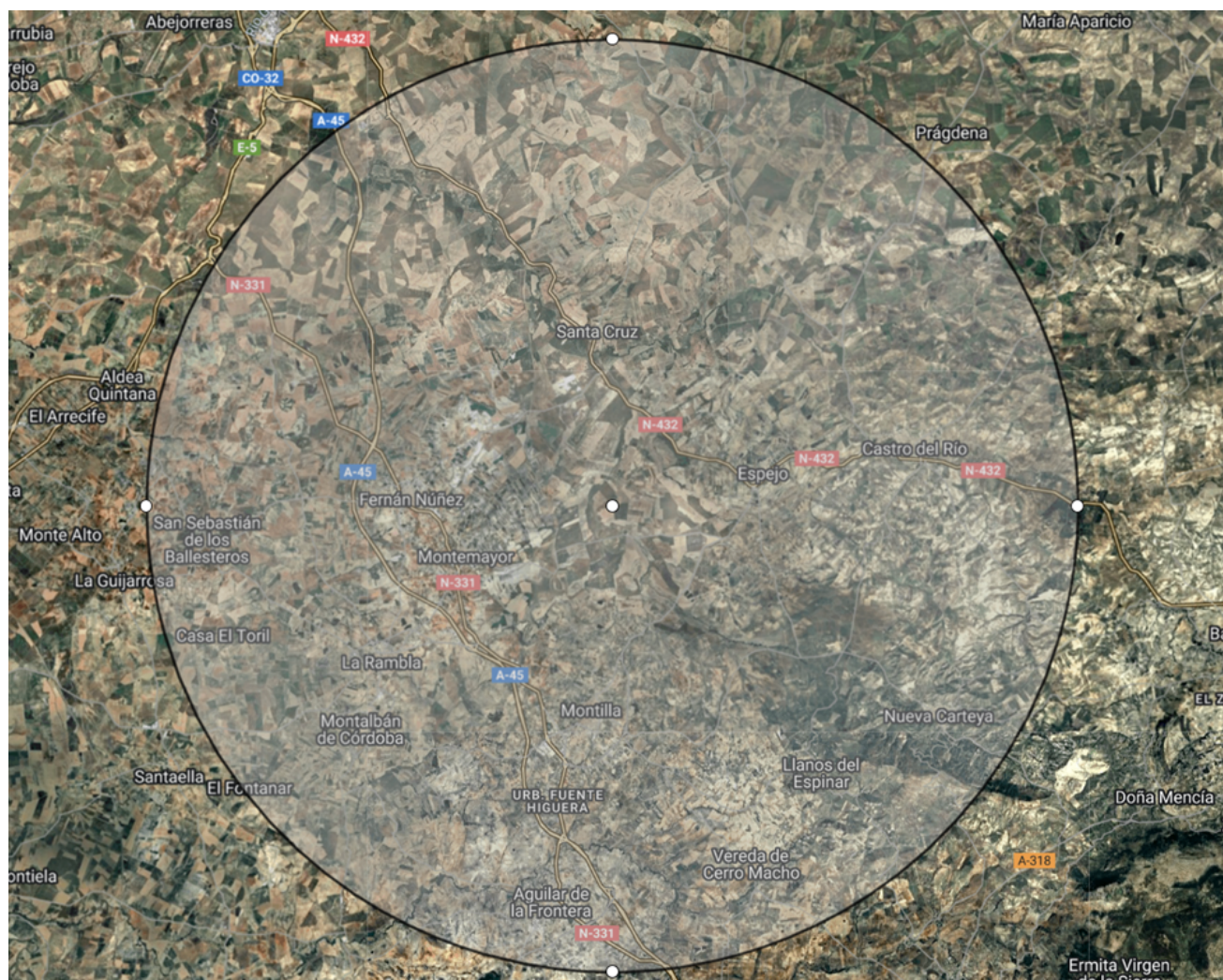


Figura 4.8 Representación del área de recolección de la biomasa. Municipios afectados. Elaboración propia a partir de Google Earth Pro..

Tabla 4.5 Potencial de Biomasa disponible de los pueblos afectados por el área de recolección. [44].

Municipio	Residuos Agrícolas		Residuos Industriales	
	Total Toneladas	Total kTEP	Total Toneladas	Total kTEP
Montilla	22,244.0	6.5	35,799.7	6.7
Espejo	8,699.1	2.7	23,270.1	4.3
Castro del Río	34,871.1	11.0	23,734.8	4.4
Fernán Núñez	1,242.6	0.4	7,921.7	1.5
Nueva Carteya	13,945.9	4.4	44,258.7	8.2
Aguilar de la Fra	27,707.5	8.6	22,909.3	4.3
Montalbán de Córdoba	4,363.0	1.4	2,007.9	0.4
Montemayor	2,993.2	0.9	4,106.9	0.8
La Rambla	9,686.4	2.9	15,529.4	2.9
Total	125,752.8	38.8	179,538.5	33.5

4.2 Estudio Técnico del Emplazamiento

Desde el punto de vista topográfico, el terreno presenta una orografía prácticamente llana, con pendientes bajas y una ligera inclinación hacia el sur-sureste. La topografía general es suave y homogénea, lo que permite reducir los movimientos de tierra y los costes de obra civil. Por todo ello, el terreno es muy favorable para la instalación de dicha planta.

Tabla 4.6 Elevación de las parcelas que conforman el emplazamiento.

Parcela	Altitud	Pendiente Media
1	194	3%
5	189	4.7%

En cuanto a las condiciones geotécnicas, según la información geológica proporcionada por el Instituto Geológico y Minero de España (IGME) para las coordenadas del emplazamiento, el sustrato está compuesto por bloques y cantos resedimentados, lutitas, arcillas rojas, yesos y margas. Se trata de un terreno de naturaleza cohesiva, con baja permeabilidad y consistencia media. Sin embargo, debido a la presencia de yesos y arcillas es conveniente evaluar la variabilidad del terreno frente al agua.

El punto de evacuación eléctrica más cercano se encuentra en una subestación eléctrica de 132/66 kV. La distancia entre la subestación y la central es de 4.5 km. Más adelante, en el capítulo de *Sistemas y Equipos Eléctricos* se describirá con mayor profundidad dicha línea de evacuación.

Desde el punto de vista urbanístico y legal, el terreno se clasifica como suelo rústico de uso agrario, al consultar SIGPAC, el uso que tienen ambas parcelas es tierra arable.

5 Caracterización de la Biomasa Empleada

La biomasa elegida para la planta ha sido el orujillo. Es un subproducto procedente de la industria agrícola del aceite y, por tanto, es una biomasa de tipo residuo industrial. Los orujos y alperujos son residuos concentrados del olivar, procedentes de las almazaras. En las almazaras que se trabaja con el sistema de producción de aceite en dos fases, el más empleado desde los años 90 hasta la actualidad, tras la decantación se obtiene el alperujo como subproducto. Como su nombre indica, es una mezcla del orujo y alpechín, subproductos que se originan en la producción en tres fases.

El alperujo es un subproducto semisólido, compuesto de una mezcla de hueso de aceituna, restos de pulpa y agua vegetal, debido a su alto porcentaje de humedad, necesita de tratamiento para poder ser empleado. Este pasa por una extractora, donde se separa el aceite de orujo por un lado y el orujo y alpechín por otro. Finalmente, este orujo pasa por un secadero para reducir su humedad hasta el 10%, con lo que se obtiene finalmente el orujillo.

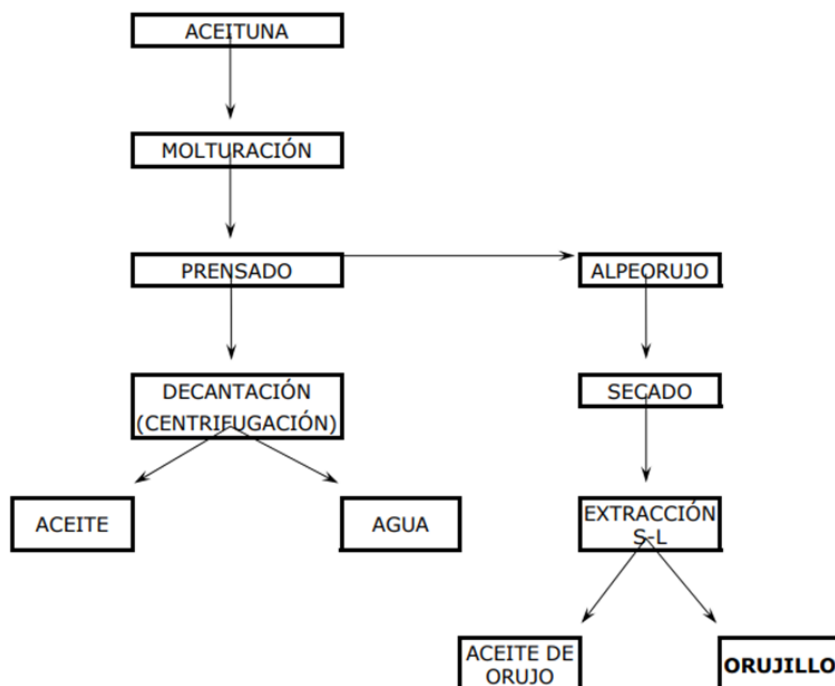


Figura 5.1 Esquema del proceso de obtención de los subproductos provenientes de la aceituna [45].

Existen una serie de propiedades o características asociadas a la biomasa que condicionan el proceso de diseño y operación de las centrales térmicas de biomasa. Es necesario tener un conocimiento correcto de estas para realizar en los apartados posteriores los balances de masa y energía correctamente. Se puede diferenciar entre dos tipos de categorías:

- Relacionadas con el proceso de combustión.
 - **Poder Calorífico.** Es la energía liberada por el combustible al verse sometido al proceso de combustión. *Poder Calorífico Inferior (PCI)* : calor de la combustión completa sin contar el calor de agua originado en forma condensada; y *Poder Calorífico Superior (PCS)*: calor de combustión completa considerando el calor de agua originado en forma condensada.
 - **Humedad.** Contenido en agua de la biomasa. Se expresa como porcentaje en peso de esta y se distingue entre *humedad superficial*, asociada a la biomasa; y *humedad intersticial*, existente en los poros de esta.
 - **Análisis elemental.** Contenido de los elementos por los que está compuesta la biomasa, Carbono, Hidrógeno, Nitrógeno, Azufre, Cloro y Oxígeno.
 - **Materia Volátil.** Fracción de gases desprendidos en la combustión de la parte sólida de la biomasa y que terminan de combustionar en una zona diferente.
 - **Porcentaje de cenizas.** Porcentaje de sólidos inquemados que se obtienen en el proceso. Se dividen en *cenizas de fondo*, aquellas que se quedan dentro de la cámara de combustión; y *cenizas volátiles*, arrastradas por los humos.
- Relacionadas al transporte, manipulación y almacenamiento.
 - **Distribución del tamaño.** Estudio granulométrico de la biomasa mediante el uso de tamices. Salvo en biomasa de origen industrial, hay una gran variedad de tamaños de partículas.
 - **Densidad.** Se establece la *densidad real* que es la densidad del sólido y la *densidad aparente*, peso de biomasa que se puede acumular en una unidad de volumen; es decir, tiene en cuenta los huecos de aire.

Respecto a los procesos de densificación de la biomasa y almacenamiento de esta, vistos en el apartado 2.2.5 *Densificación y Almacenamiento de la Biomasa*, debido al tipo de biomasa empleada en la planta, orujillo de aceituna, el cual proviene de las extractoras, en donde este ya ha sido tratado, presenta una densidad energética elevada y, por tanto, no se necesitan más tratamientos. Respecto al tamaño, tiene un tamaño de partícula correcto para el tipo de caldera utilizada, caldera de parrilla, por consiguiente, tampoco hay que reducirlo más. Por último, para el almacenamiento del orujillo, teniendo en cuenta las condiciones climáticas de la ubicación elegida y el coste de estos, se ha elegido el almacenamiento en intemperie y almacenamiento semicerrado. Se dispondrán grandes pilas de almacenamiento en una zona de la planta. Además en estas pilas será donde se

recibirá la biomasa que venga proveniente de las extractoras y posteriormente, cuando esté cercana su utilización se pasará al almacén techado para evitar así las inclemencias meteorológicas o que aumente su humedad.

Tabla 5.1 Propiedades del Orujillo. Elaboración propia.

	Unidad	Base Húmeda	Base Seca
Análisis Inmediato			
Humedad	%p	8.73	-
Cenizas	%p	3.41	3.74
Volátil	%p	67.49	73.94
Carbono Fijo	%p	20.37	22.32
Caracterización Energética			
PCS	MJ/kg		18.91
	kcal/kg		4517
PCI	MJ/kg	15.84	
	kcal/kg	3783	
Análisis elemental			
Carbono	%p	-	51
Hidrógeno	%p	-	5.9
Nitrógeno	%p	-	1.01
Azufre	%p	-	0.11
Oxígeno	%p	-	41.98
Análisis de cenizas			
SiO	%p	-	24
Al ₂ O ₃	%p	-	3
Fe ₂ O ₃	%p	-	4
CaO	%p	-	15
MgO	%p	-	1.6
Na ₂ O	%p	-	1.6
K ₂ O	%p	-	35
MnO ₂	%p	-	0.2
P ₂ O ₅	%p	-	6
SO ₃	%p	-	3

Los valores presentados en la Tabla 5.1 corresponden a un análisis medio del orujillo empleado como biomasa, por lo que deben considerarse valores promedios. En particular, la humedad (8,73 %) puede experimentar variaciones significativas en función de la época del año, las condiciones de secado y almacenamiento, y el tiempo transcurrido desde la extracción del alpeorujo. Este parámetro influye directamente en el poder calorífico y en la eficiencia de la combustión.

Asimismo, es importante destacar la elevada presencia de potasio ($K_2O = 35\%$) en las cenizas. Este elemento tiene un papel determinante en el comportamiento térmico de las cenizas, ya que reduce la temperatura de fusión de los compuestos inorgánicos presentes. Como consecuencia, puede favorecer la aparición de problemas de slagging y fouling, explicados anteriormente en 2.3.3 *Caldera de Biomasa*.

6 Modelo de Planta Híbrida Termosolar+Biomasa

A lo largo de esta sección se lleva a cabo el modelado y diseño de la planta híbrida en la que se combina tecnología termosolar de receptor central y combustión de biomasa; el combustible empleado es el orujillo, habiéndose expuesto en el apartado anterior su caracterización. También se estudiarán los distintos modos que rigen el funcionamiento de la planta.

6.1 Ciclo Rankine

Hipótesis iniciales:

- Se considera agua como fluido térmico.
- La turbina de vapor tiene una potencia eléctrica de 15 MWe.
- El rendimiento isentrópico de la turbina es 85 % y el de las bombas 80 %.
- El título de vapor en el escape de la turbina tiene que tener un valor mínimo del 87 % para asegurar que no se producen daños en los últimos álabes debido a la erosión.
- La presión de condensación es de 0.25 bar.
- La temperatura y presión de vapor vivo son 525°C y 120 bar respectivamente.
- El ciclo presenta tres extracciones.
- En el tren de generación de vapor, la salida del economizador y entrada del evaporador se considera que se encuentra como líquido saturado. Así como vapor saturado a la salida del evaporador y entrada del sobrecalentador. Para simplificar, el *Approach Point* del tren de generación de vapor valdrá 0°C, y el *Pinch Point* será igual a 7°C.
- La temperatura máxima de las sales será 565°C, la mínima no podrá ser menor a 280°C.

- Para los precalentadores de agua, la TTD (Terminal Temperature Difference o Diferencia Terminal de Temperatura) será igual a 5°C.
- Del condensador, el desgasificador y los precalentadores, el vapor sale como líquido saturado.
- La condensación se realizará mediante aerocondensadores. El rendimiento de estos equipos será 70 % y la pérdida de carga de 200 Pa.

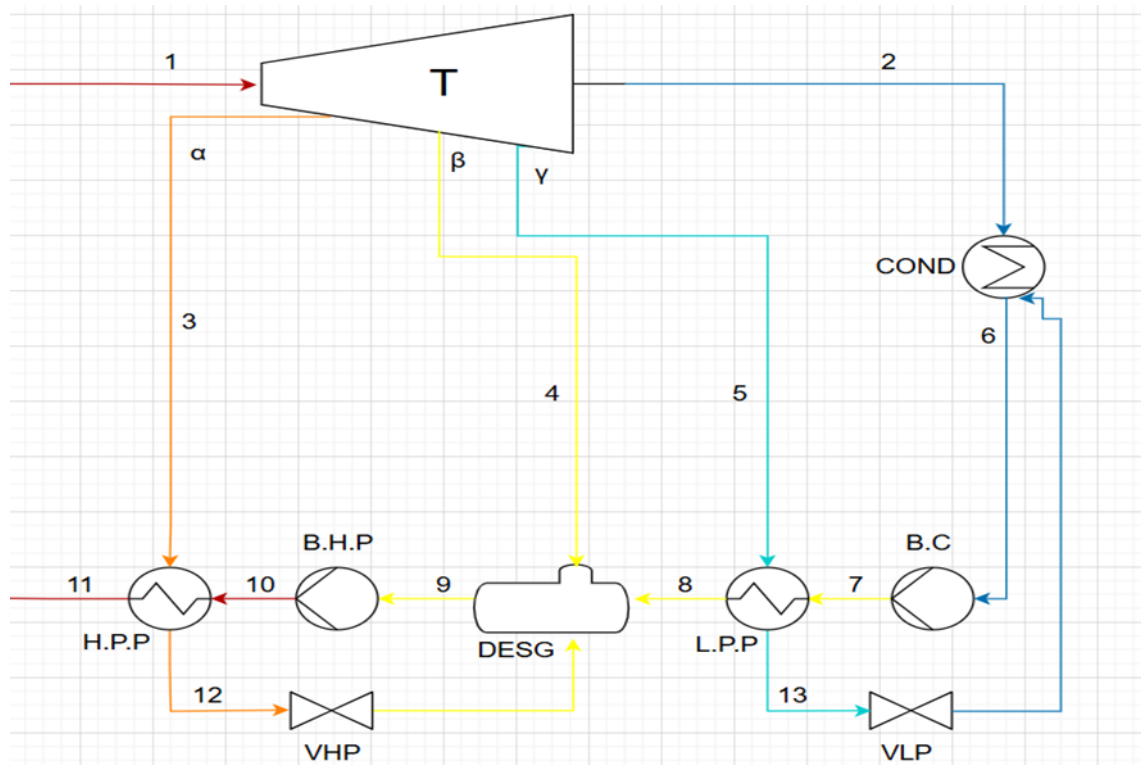


Figura 6.1 Diagrama del Ciclo Rankine. Elaboración propia.

6.1.1 Modo Operación 1

En este modo de operación, la caldera de biomasa es la encargada de aportar la energía térmica necesaria para el ciclo; es decir, la parte termosolar de la central no aporta energía. Este modo de funcionamiento sería el que se llevaría a cabo en los periodos en los cuales la tecnología termosolar no tiene producción, periodos nocturnos o periodos con baja radiación.

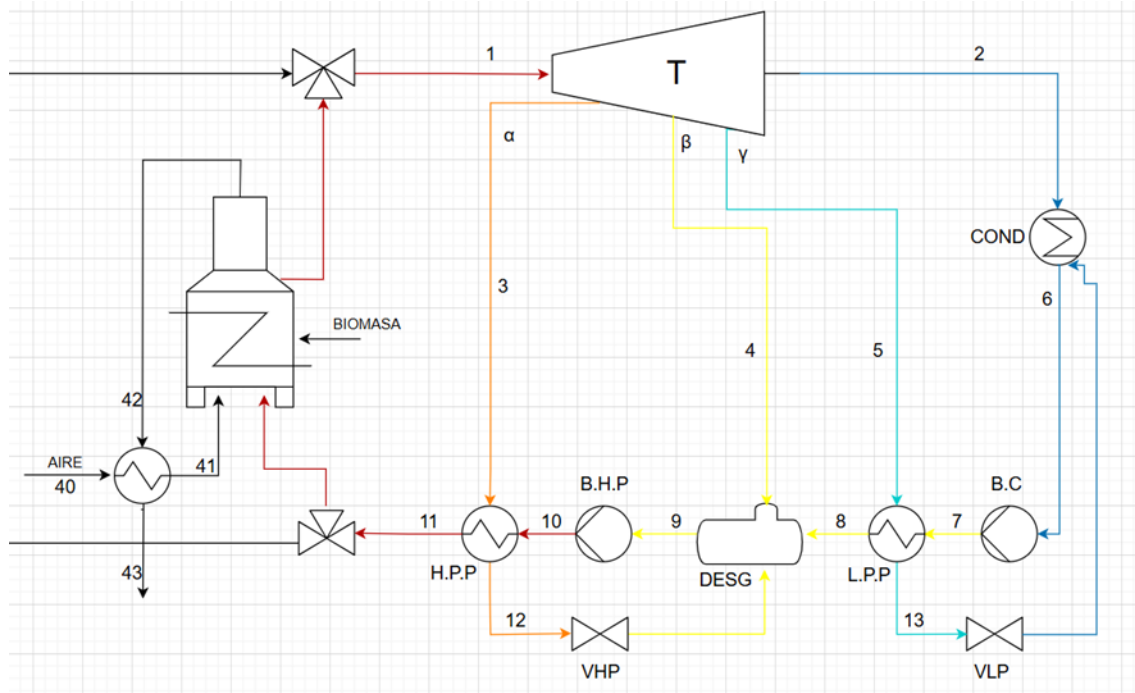


Figura 6.2 Diagrama de la planta para el modo de operación 1. Elaboración propia.

Tabla 6.1 Valores de Presión, Temperatura, Título de Vapor y Entalpía del Modo de Operación 1.

	P (bar)	T (°C)	x	h (kJ/kg)
1	1205	525		3415
2	0.25	64.98	0.897	2376
3	43.6	378.8		3155
4	11.78	232.7		2896
5	2.125	122.2		2636
6	0.25	64.98	0	2772
7	11.78	65.1		273.5
8	11.78	117.2		492.5
9	11.78	187.1	0	794.9
10	120	189.5		810.3
11	120	250.6		1088
12	43.6	255.6	0	1112
13	2.125	122.2	0	513

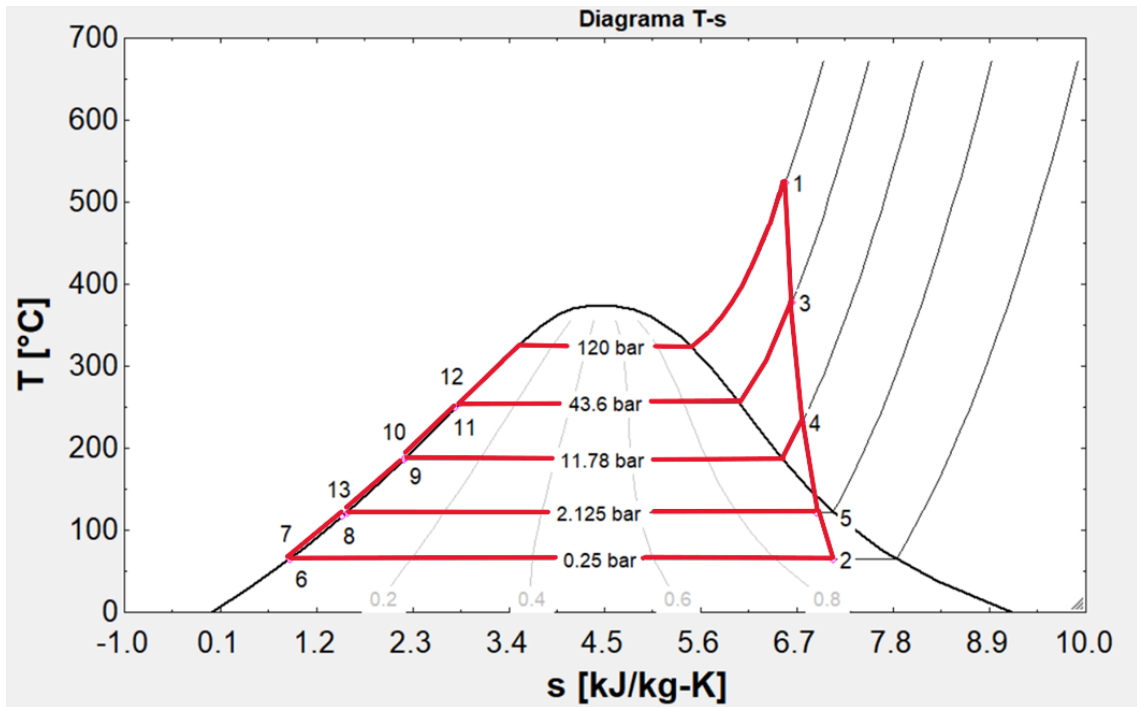


Figura 6.3 Diagrama T-s del Ciclo Rankine del Modo Operación 1.

A continuación, se muestran los principales resultados obtenidos del ciclo de potencia Rankine para este modo de operación 1. El cálculo detallado de dicho ciclo se encuentra en el Anexo A: *Cálculo del Ciclo de Rankine*.

Tabla 6.2 Resultados del ciclo. Modo de Operación 1.

m_{vapor} (kg/s)	α (%)	β (%)	γ (%)	m_{α} (kg/s)	m_{β} (kg/s)	m_{γ} (kg/s)
17.33	13.60	9.077	7.978	2.3569	1.5730	1.3826

$W_{\text{esp}_{\text{bomba,cond}}}$ (kJ/kg)	$W_{\text{bomba,cond}}$ (kW)	$W_{\text{esp}_{\text{bomba,HP}}}$ (kJ/kg)	$W_{\text{bomba,HP}}$ (kW)	W_{bombas} (kW)
1.136	19.69	15.38	266.6	286.3

m_{aire} (kg/s)	V_{aire} (m^3/s)	$Q_{\text{ced,cond}}$ (MW)	W_{aero} (KW)
1699	1484	25.615	424

W_{turb} (MW)	$W_{\text{neto,ciclo}}$ (MW)	$Q_{\text{til,cald}} \text{ (MW)}$	$\eta_{\text{rmico,ciclo}}$ (%)
15.00	14.29	40.328p	35.43

Las Figuras 6.4 y 6.5 muestran los diagramas T-Q de los dos precalentadores del ciclo, alta presión (HPP) y baja presión (LPP) respectivamente. En el diagrama del HPP, se diferencian dos tramos en el flujo proveniente de la extracción α , recta naranja. El primero de ellos es el tramo de desrecalentamiento, el vapor se extrae de la turbina en estado de sobrecalentado y se enfría hasta llegar a vapor saturado. Seguidamente comienza el tramo de condensación hasta alcanzar el estado de líquido saturado. Respecto al diagrama del LPP, solo existe el tramo de condensación de la extracción γ , el vapor sale de la turbina en la región bifásica y condensa hasta llegar a líquido saturado. En la Tabla 6.3, se muestran los valores de los flujos de calor de ambos precalentadores, diferenciando los tramos de cada uno de ellos.

Tabla 6.3 Flujos de calor del HPP y LPP en el Modo Operación 1.

	Precalentador de Alta Presión		Precalentador de Baja Presión	
	Desrecalentamiento	Condensación	Desrecalentamiento	Condensación
Q (kW)	840	4813	0	2934

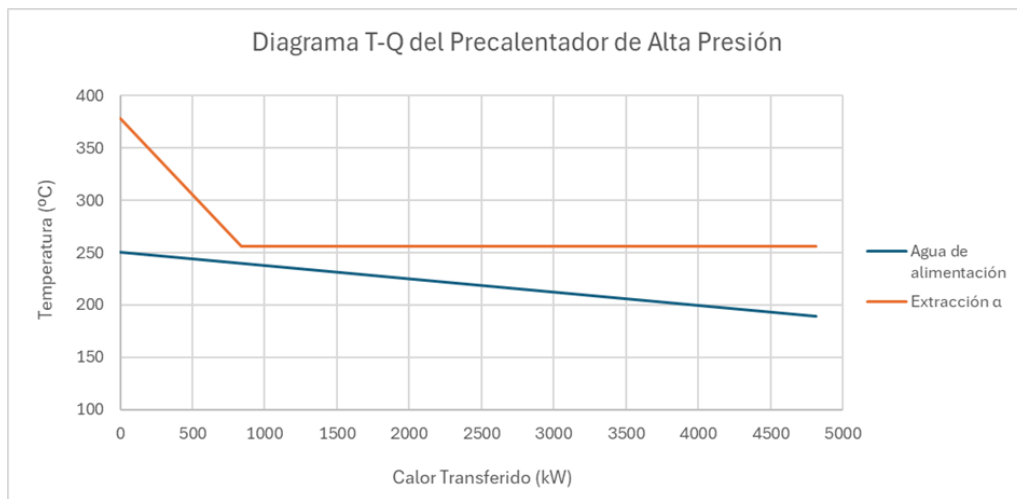


Figura 6.4 Diagrama T-Q del precalentador del alta presión, HPP. Elaboración propia.

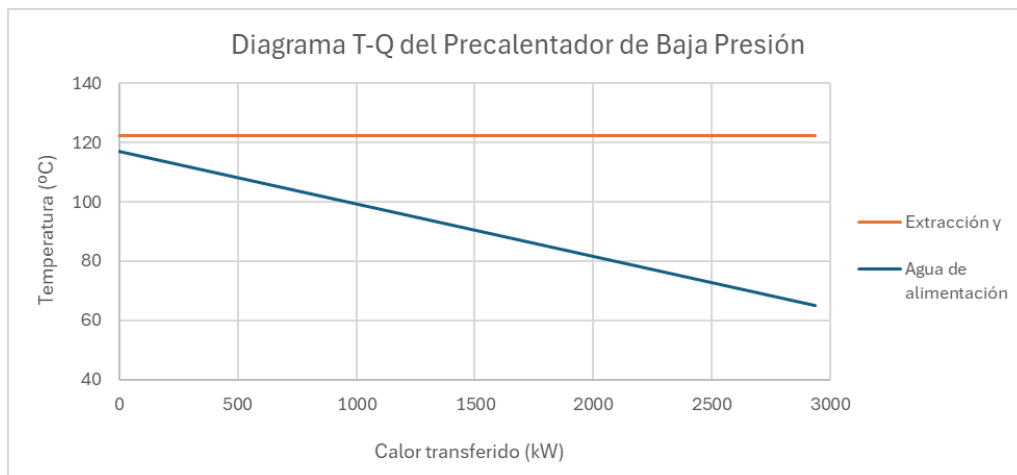


Figura 6.5 Diagrama T-Q del precalentador de baja presión, LPP. Elaboración propia.

Tabla 6.4 Valores de Presión, Temperatura, Título de Vapor y Entalpía del Modo de Operación 2.

	P (bar)	T (°C)	x	h (kJ/kg)
1	120	525		3415
2	0.25	64.98	0.897	2376
3	43.6	378.8		3155
4	11.78	232.7		2896
5	2.125	122.2		2636
6	0.25	64.98	0	2772
7	11.78	65.1		273.5
8	11.78	117.2		492.5
9	11.78	187.1	0	794.9
10	120	189.5		810.3
11	120	250.6		1088
12	43.6	255.6	0	1112
13	2.125	122.2	0	513
14	120	324.7	0	1491
15	120	324.7	1	2685

Tabla 6.5 Temperatura de las sales a su paso por el generador de vapor.

	30	31	32	33
T (°C)	565	477.1	331.7	282.1

En la Tabla 6.6 se observan los resultados obtenidos para este modo de operación en el cual la parte solar aporta el mismo calor que la caldera de biomasa. De igual forma que el Modo de Operación 1, el cálculo detallado del ciclo, se encuentra en el Anexo A: *Cálculo del Ciclo de Rankine*.

Tabla 6.6 Resultados del ciclo. Modo de Operación 2.

m_{vapor} (kg/s)	α (%)	β (%)	γ (%)	m_{α} (kg/s)	m_{β} (kg/s)	m_{γ} (kg/s)
17.33	13.60	9.077	7.978	2.3569	1.5730	1.3826

$W_{\text{esp}_{\text{bomba,cond}}}$ (kJ/kg)	$W_{\text{bomba,cond}}$ (kW)	$W_{\text{esp}_{\text{bomba,HP}}}$ (kJ/kg)	$W_{\text{bomba,HP}}$ (kW)	W_{bombas} (kW)
1.136	19.69	15.38	266.6	286.3

m_{aire} (kg/s)	V_{aire} (m^3/s)	$Q_{\text{ced,cond}}$ (MW)	W_{aero} (KW)
1699	1484	25.615	424

W_{turb} (MW)	$W_{\text{neto,ciclo}}$ (MW)	$Q_{\text{util,total}}$ (MW)	$\eta_{\text{rmico,ciclo}}$ (%)
15.00	14.29	40.328	35.43

$Q_{\text{til,caldera}}$ (MW)	$Q_{\text{til,sales}}$ (MW)	Q_{sobre} (MW)	Q_{eva} (MW)	Q_{eco} (MW)
20.164	20.164	6.332	10.334	3.489

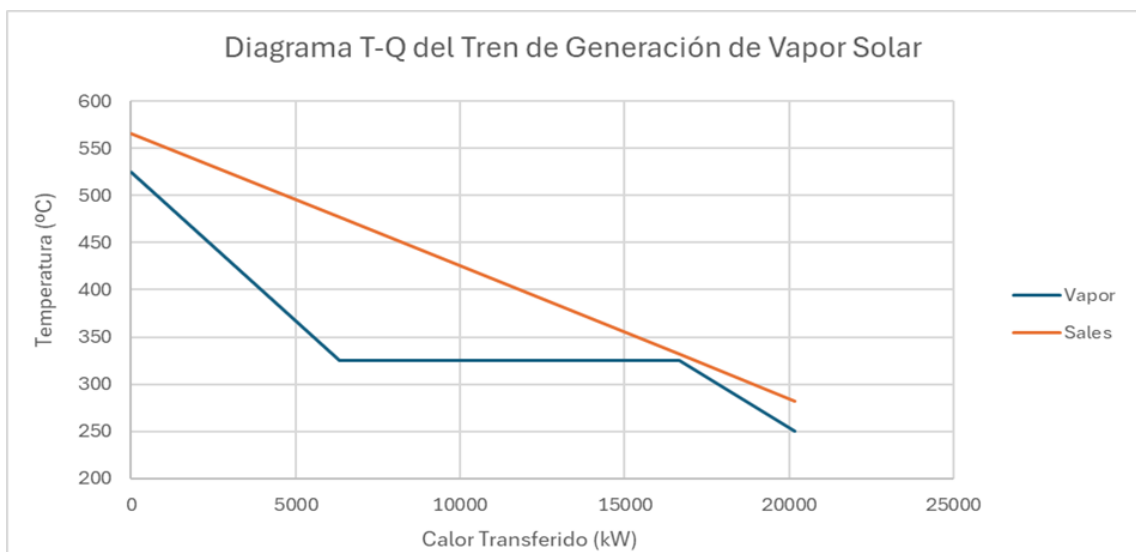


Figura 6.8 Diagrama T-Q del tren de generación de vapor solar.

Se puede observar en la Figura 6.8 el diagrama T-Q del generador de vapor solar, en dicho diagrama mediante la línea azul, correspondiente al vapor, se diferencian tres tramos o zonas, de izquierda a derecha, primero se encuentra el sobrecalentador, seguidamente el tramo correspondiente al evaporador en el que la temperatura se mantiene constante y finalmente el tramo del economizador. Los flujos de calor de cada tramo se muestran en la Tabla 6.6. Respecto a los diagramas T-Q de los dos precalentadores existentes en el ciclo, LPP y HPP, sus diagramas son los mismos que los expuestos anteriormente en el apartado *Modo de Operación 1*.

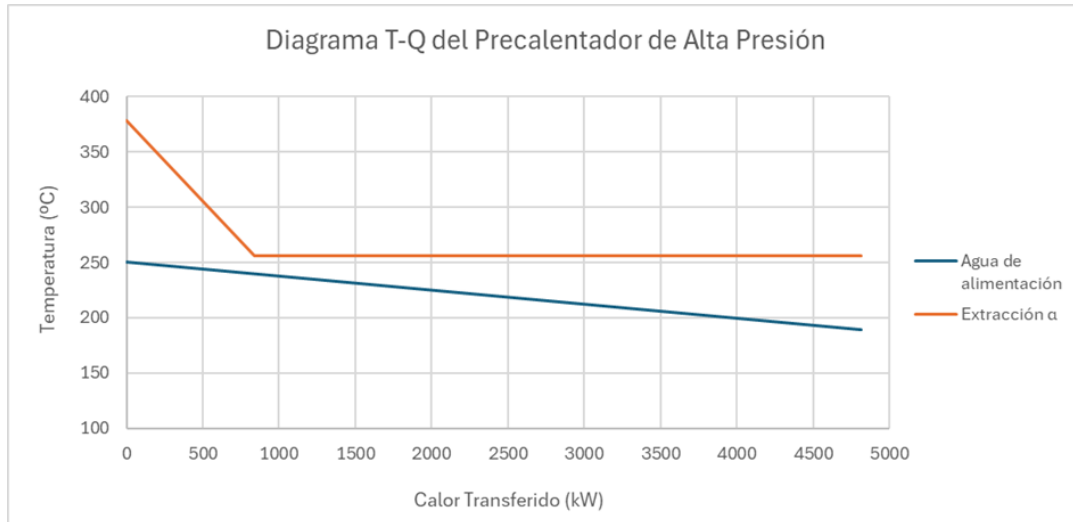


Figura 6.9 Diagrama T-Q del precalentador de alta presión, HPP.

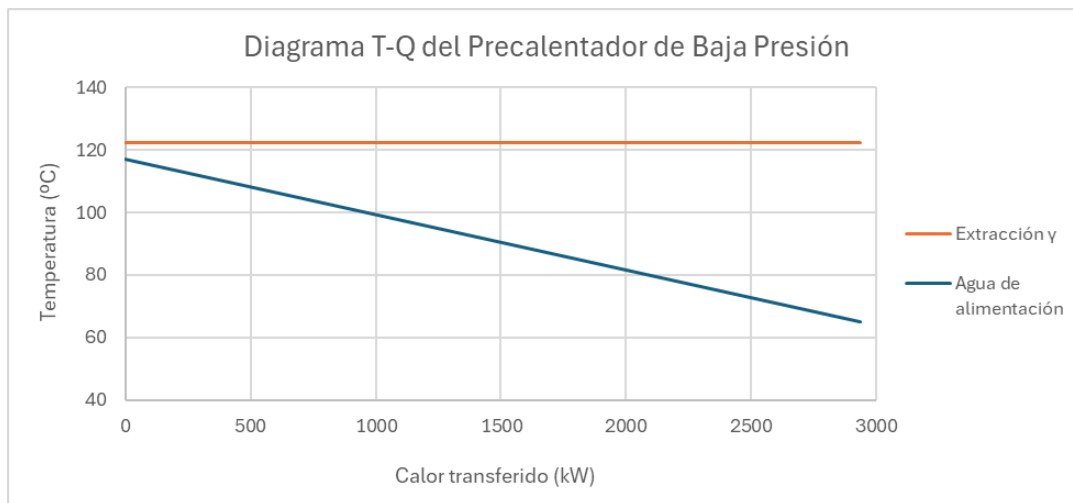


Figura 6.10 Diagrama T-Q del precalentador de baja presión, LPP.

Tabla 6.7 Flujos de calor del HPP y LPP en el Modo Operación 2.

	Precalentador de Alta Presión		Precalentador de Baja Presión	
	Desrecalentamiento	Condensación	Desrecalentamiento	Condensación
Q (kW)	840	4813	0	2934

6.2 Caldera de Biomasa

En el presente apartado se modelará la caldera de biomasa de forma análoga al apartado anterior con el ciclo Rankine, es decir, a través de EES. Como se muestra en las Figuras 6.5 y 6.6, ambos diagramas de la planta, la caldera es la encargada de aumentar la temperatura del vapor hasta la temperatura de vapor vivo. También se puede observar que la caldera tiene un precalentador de aire-humos, la idea es aprovechar el calor que presentan los humos a la salida de la caldera.

Debido a las características del combustible empleado y principalmente al estado sólido en el que se encuentra, para asegurar que no haya inquemados se empleará un exceso de aire del 50 % con respecto al aire estequiométrico calculado.

T_{43} es la temperatura de salida de los humos; se ha limitado a 150 °C para evitar que se produzcan condensaciones ácidas, lo que generaría productos como el ácido sulfúrico o nítrico, cuyas consecuencias son el elevado impacto ambiental y la corrosión de los distintos equipos: chimeneas, tubos, superficies metálicas, etc. A su vez, no se ha limitado a un valor excesivamente alto para minimizar las pérdidas térmicas por la chimenea, cuya finalidad es mantener el rendimiento o eficiencia de la caldera lo más elevado posible.

A continuación, se muestran los resultados para ambos modos de operación, el procedimiento de cálculo es análogo para ambos modos y se detalla en el Anexo B "Cálculo de la Caldera de Biomasa".

6.2.1 Modo Operación 1

Tabla 6.8 Resultados del diseño de la Caldera de Biomasa para Modo Operación 1.

$m_{\text{aire,intr}}$ (kg/s)	m_{cble} (kg/s)	m_{humos} (kg/s)
23.284	2.768	26.052

Q_{cble} (MW)	$Q_{\text{util,caldera}}$ (MW)	η_{caldera} (%)
43.845	40.328	91.98

Tabla 6.9 Valores del Precalentador de aire para Modo Operación 1.

T_{40} (°C)	T_{41} (°C)	T_{42} (°C)	T_{43} (°C)	$Q_{\text{pre,aire}}$ (MW)
25	177.4	276.8	150	3.567

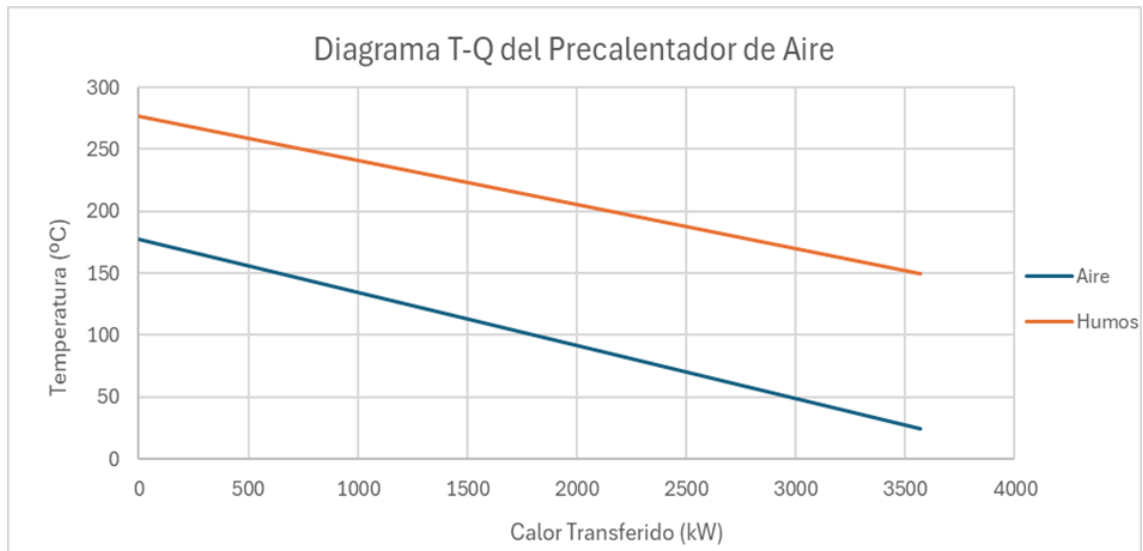


Figura 6.11 Diagrama T-Q del precalentador de aire, Modo Operación 1.

6.2.2 Modo Operación 2

Tabla 6.10 Resultados del diseño de la Caldera de Biomasa para Modo Operación 2.

$m_{\text{aire,intr}}$ (kg/s)	m_{cble} (kg/s)	m_{humos} (kg/s)
11.6421	1.3840	13.0261

Q_{cble} (MW)	$Q_{\text{util,caldera}}$ (MW)	η_{caldera} (%)
21.923	20.164	91.98

Tabla 6.11 Valores del Precaentador de aire para Modo Operación 2.

T_{40} (°C)	T_{41} (°C)	T_{42} (°C)	T_{43} (°C)	$Q_{\text{pre,aire}}$ (MW)
25	105.6	217.1	150	0.9436

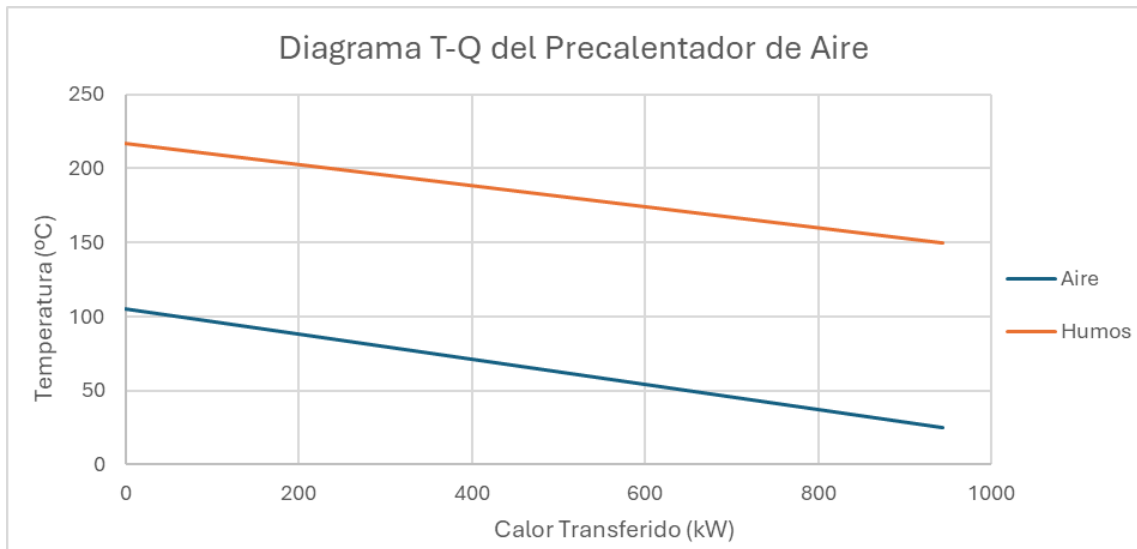


Figura 6.12 Diagrama T-Q del pre calentador de aire, Modo Operación 2.

6.2.3 Cómputo Autonomía de Almacenamiento

Tal y como se establece en los *Requisitos de Diseño*, para garantizar la continuidad operativa, la planta debe disponer de una capacidad de almacenamiento de biomasa suficiente para asegurar una autonomía mínima de siete días de funcionamiento continuo a plena carga. Adoptando un criterio más conservador, se considera la operación continua de la caldera de biomasa durante todo el periodo.

Masa de Biomasa para un día a plena carga:

$$2.768 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{24 \text{ h}}{1 \text{ día}} = 239.15 \text{ ton/día}$$

Para 7 días:

$$239.15 \cdot 7 = 1,674 \text{ toneladas}$$

Tras realizar los cálculos correspondientes, se determina que la planta debe disponer en todo momento de un almacenamiento mínimo de 1,674 toneladas de orujillo, cantidad necesaria para garantizar la autonomía operativa de una semana a plena carga. Este valor asegura la continuidad del suministro de combustible incluso en condiciones de interrupción del abastecimiento externo o de variabilidad en la recepción del material. A continuación, se desarrolla el cálculo del dimensionamiento de la cama de almacenamiento.

$$V_{alm} = \frac{1,674,000 \text{ kg}}{550 \text{ kg/m}^3} = 3,043.6 \text{ m}^3$$

La altura de la cama será de 4 m, sin embargo, aplicando un margen para maniobras y resguardo bajo la cubierta $H_{util} = 3.5 \text{ m}$.

$$A_{alm} = \frac{3,043.6}{3.5} = 869.6 \text{ m}^2$$

Se hace una estimación de un 25% más debido a que el área calculada es para el almacenamiento mínimo.

$$A_{alm} = 1.25 \cdot 869.6 = 1,087 \text{ m}^2$$

Finalmente, $A_{recomendada} = 1,120 \text{ m}^2$. La campa semicerrada quedará con un ancho de 40 m y un largo de 28 m, siendo el lado abierto un lado largo.

6.2.4 Cómputo total de Biomasa

Al finalizar el proceso de diseño y cálculo de la caldera de biomasa y su funcionamiento en ambos modos de operación, se procede a calcular el cómputo total de biomasa necesaria para un año. Para ello, se han realizado una serie de hipótesis:

- Factor de indisponibilidad de la central 7.5%.
- Tras la simulación de la parte termosolar de la central mediante el software SAM, las horas de producción anuales de la parte termosolar son 2350 horas.

Conocidas estas hipótesis, se plantea lo siguiente:

Horas funcionamiento de la central:

$$8760 \cdot (1 - 0.075) = 8103 \text{ horas}$$

Biomasa consumida en el modo 1:

$$(8103 - 2350) \text{ horas} \cdot \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \cdot 2.768 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \frac{1 \text{ t}}{1000 \text{ kg}} = 57,327.5 \text{ toneladas}$$

Biomasa consumida en el modo 2:

$$2350 \text{ horas} \cdot \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \cdot 1.384 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \frac{1 \text{ t}}{1000 \text{ kg}} = 11,708.6 \text{ toneladas}$$

Biomasa anual:

$$57,327.5 + 11,708.6 = \mathbf{69,036.1 \text{ toneladas/año}}$$

El consumo anual de biomasa de la planta representa aproximadamente un 38% del total de biomasa de tipo residuo industrial (en este caso, orujillo) disponible dentro del radio de recolección establecido de 20 km. Conocer este porcentaje es fundamental para evaluar el grado de dependencia de los recursos locales y minimizar el riesgo de desabastecimiento, ya que podrían surgir eventuales problemas con los proveedores o la aparición de nuevos consumidores que compitan por el mismo recurso.

6.3 Campo Solar

En el presente apartado, se procede a diseñar la parte termosolar de la central híbrida, es decir, el campo solar. A diferencia de los dos apartados anteriores, cuyo diseño se ha llevado a cabo mediante EES, se empleará el software de simulación SAM (System Advisor Model). A partir de los cálculos llevados a cabo en el diseño del ciclo Rankine, ya se sabe la potencia térmica que debe proporcionar el campo solar.

Tabla 6.12 Parámetros de diseño del Campo Solar.

PARÁMETROS DE DISEÑO	
DNI diseño (W/m^2)	850
Múltiplo Solar	1
Horas Almacenamiento	0
Potencia térmica (MWt)	20.16
Tª caliente HTF (°C)	565
Tª fría HTF (°C)	282

Tabla 6.13 Propiedades del fluido de trabajo empleado en el Receptor.

FLUIDO DE TRABAJO DEL RECEPTOR	
Fluido	60 % $NaNO_3$ y 40 % KNO_3
Punto de Congelación (°C)	220-240
Temperatura Máxima (°C)	565
Conductividad Térmica (W/m^*K)	0.57
Densidad (kg/m^3)	1825
Calor Específico (kJ/kg^*K)	1.5

Tabla 6.14 Parámetros relacionados con el campo de heliostatos.

CAMPO DE HELIOSTATOS	
Altura heliostato (m)	12.2
Anchura heliostato (m)	12.2
Área reflectante heliostato (m^2)	144.37
Reflectancia Espejo	0.9
Número de facetas en X	2
Número facetas en Y	8
Área total ocupada (m^2)	430,787.87
Número heliostatos	350
Área de Captación (m^2)	50,531.2
Velocidad del viento para posición de seguridad (m/s)	15

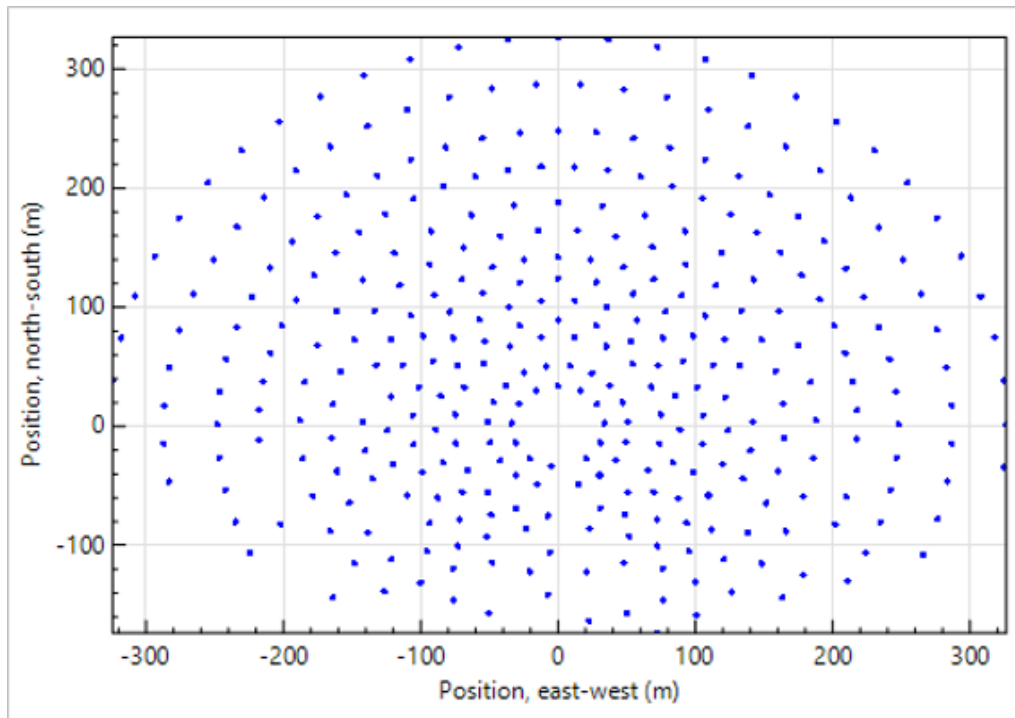


Figura 6.13 Representación del campo solar formado por el campo de heliostatos y la torre.

Tabla 6.15 Características de la Torre y Receptor.

TORRE Y RECEPTOR	
Potencia térmica Receptor (MWt)	20.2
Diámetro exterior tubos del receptor (mm)	31.75
Espesor tubos del receptor (mm)	1.65
Emisividad del recubrimiento	0.88
Absortancia recubrimiento	0.94
Longitud tubos torre (m)	117.5
Pérdidas térmicas totales en tuberías (kWt)	31.3
Altura Torre (m)	45.2
Tipo de Receptor	Externo
Altura Receptor (m)	3.5
Diámetro (m)	2.98
Número de tubos por panel	6
Número paneles	36
Flujo másico receptor (kg/s)	47.00
Potencia total de las bombas de HTF (kWe)	48

Dimensionamiento Tanque de Sales Fundidas

El tanque de sales fundidas es el equipo destinado a recibir y almacenar temporalmente las sales procedentes del receptor y la torre durante paradas, arranques, operaciones nocturnas, etc. Es importante que las sales se mantengan por encima del punto de fusión para evitar solidificaciones; para ello, se dispondrá de traceado eléctrico y calentadores de inmersión que conservarán la sal en estado líquido.

Para el dimensionamiento se han adoptado las siguientes condiciones de diseño:

- El volumen total de sales fundidas de la planta, $V_{util,sales}$, se ha dimensionado de manera que el tanque de almacenamiento proporcione una autonomía de 15 minutos de operación a caudal nominal.
- El volumen nominal de sales, $V_{NOM,sales}$, con el que se dimensiona dicho tanque se toma un 25 % mayor al volumen útil de sales, $V_{util,sales}$, esta condición es necesaria para tener en cuenta los diferentes equipos que se encuentran en el interior, tales como bombas, tuberías, etc.
- $V_{NOM,sales} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{tanque}^2 \cdot H_{tanque} \cdot$
- Para minimizar las pérdidas térmicas, hay que minimizar la superficie externa, para ello se tiene en cuenta la relación $H_{tanque}/D_{tanque} = 1$.
- La altura del tanque, H_{tanque} , está limitada a 14 m de altura, esta restricción constructiva se debe a las bombas verticales de sales.

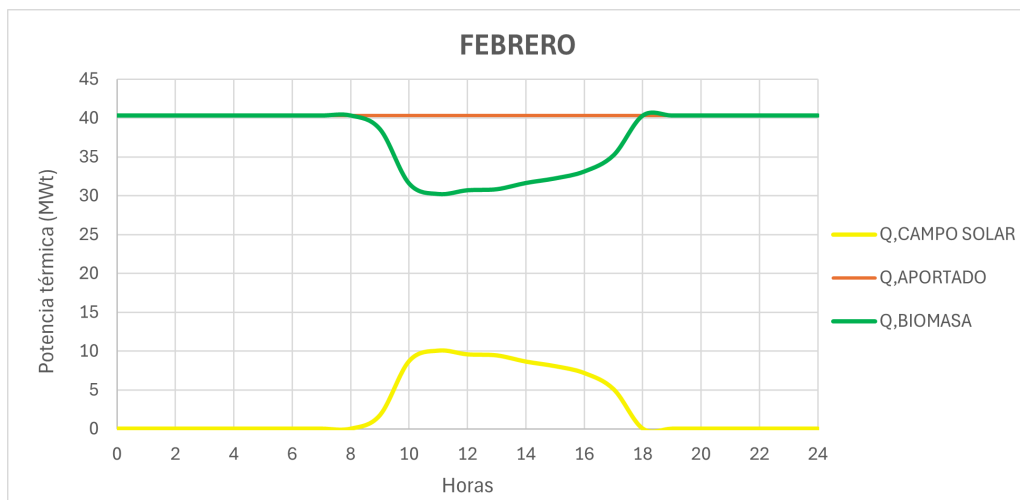
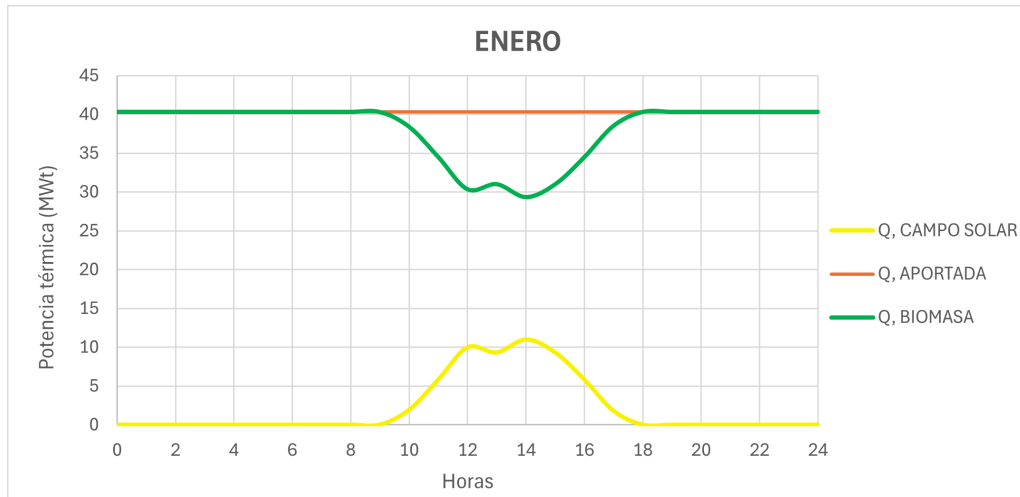
A continuación, se muestran los resultados del dimensionamiento, los cálculos realizados para obtener dichos resultados se muestran en el Anexo C: "Dimensionamiento del Tanque de Sales Fundidas".

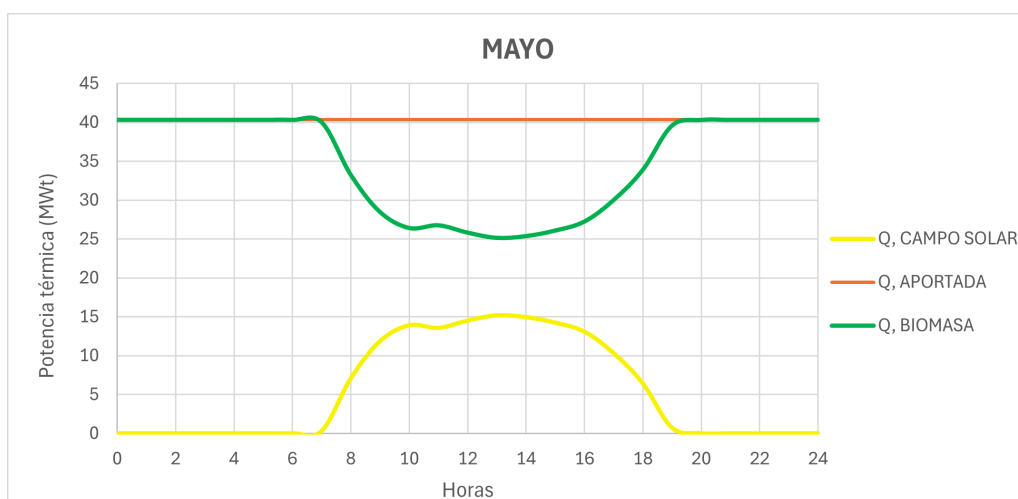
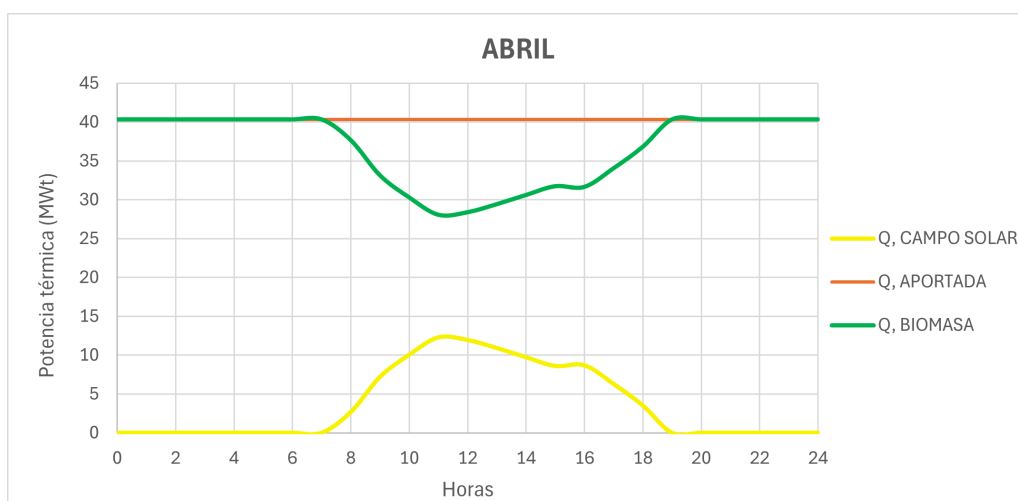
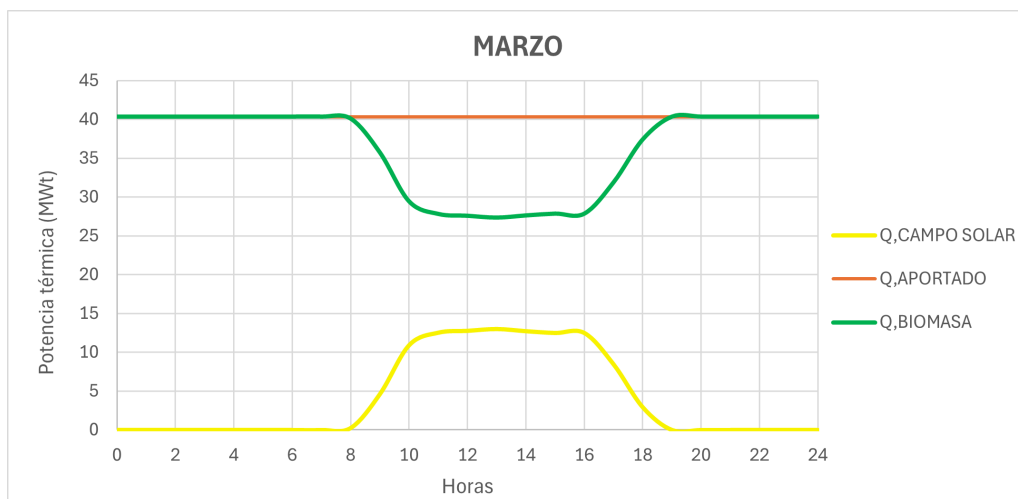
Tabla 6.16 Parámetros dimensionamiento tanque de almacenamiento de sales.

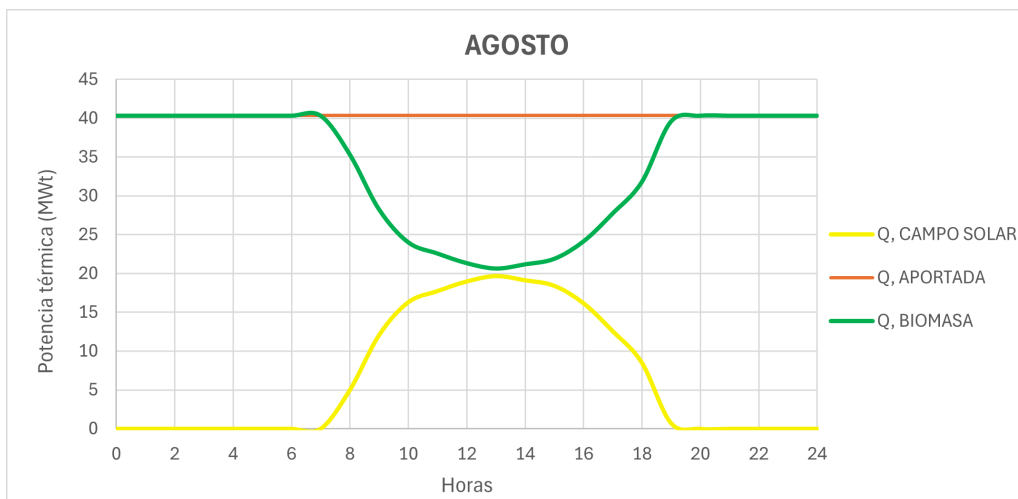
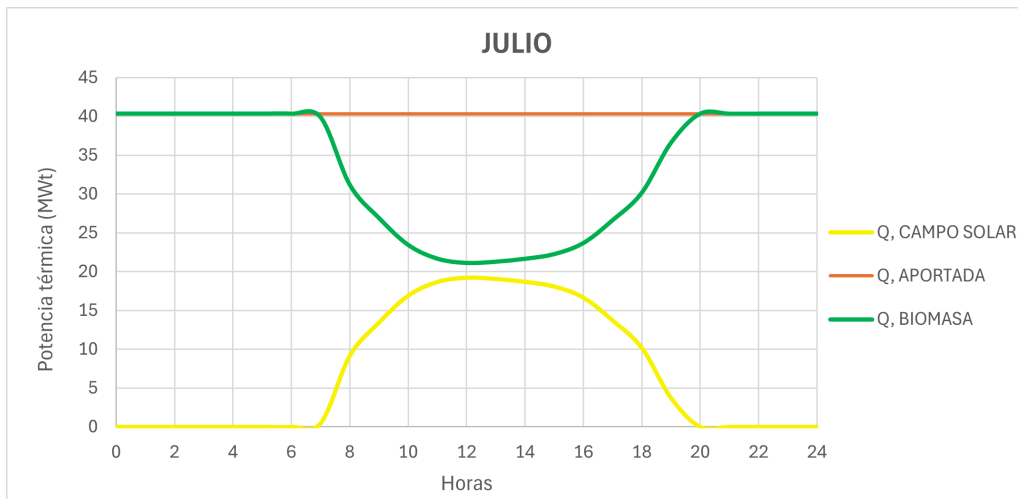
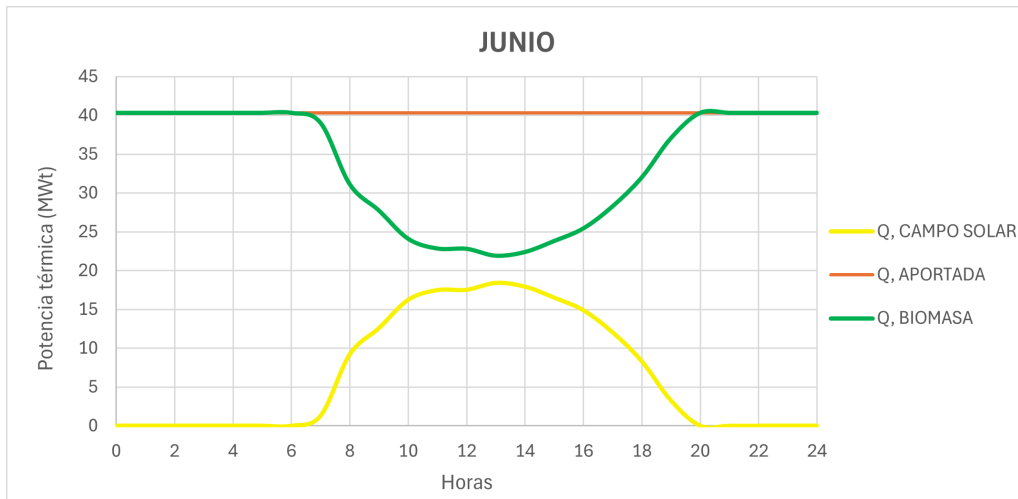
DIMENSIONADO TANQUE DE SALES FUNDIDAS	
Volumen útil de sales (m^3)	23.178
Volumen nominal de sales (m^3)	28.973
Diámetro (m)	3.329
Altura (m)	3.329

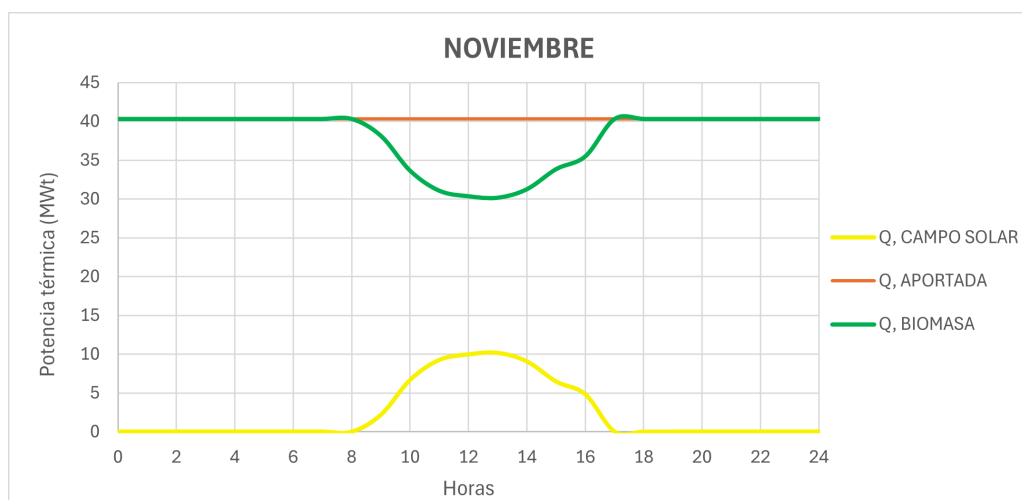
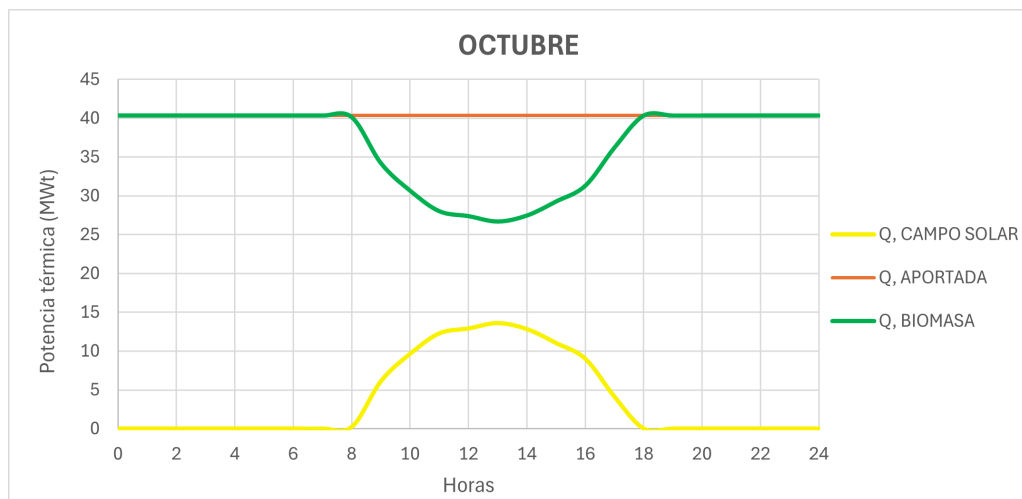
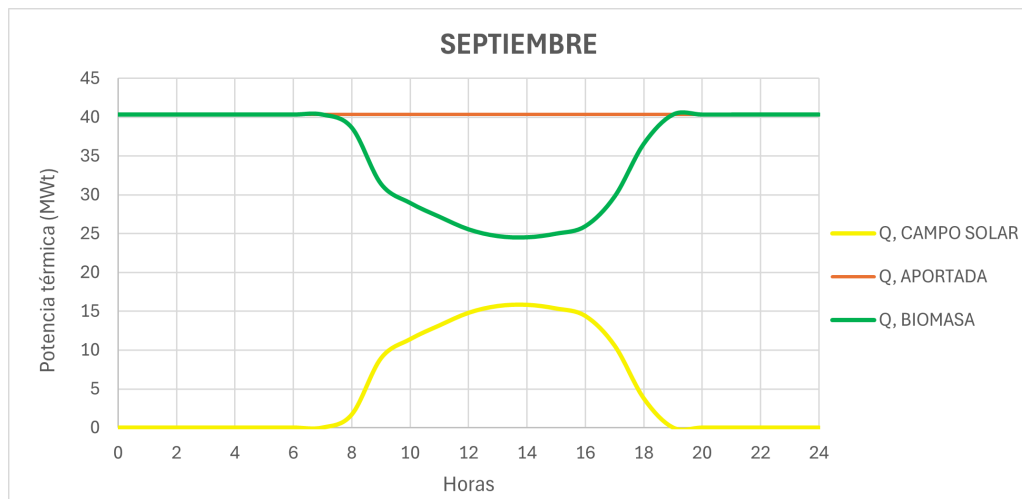
6.4 Simulación de la Producción de la Planta

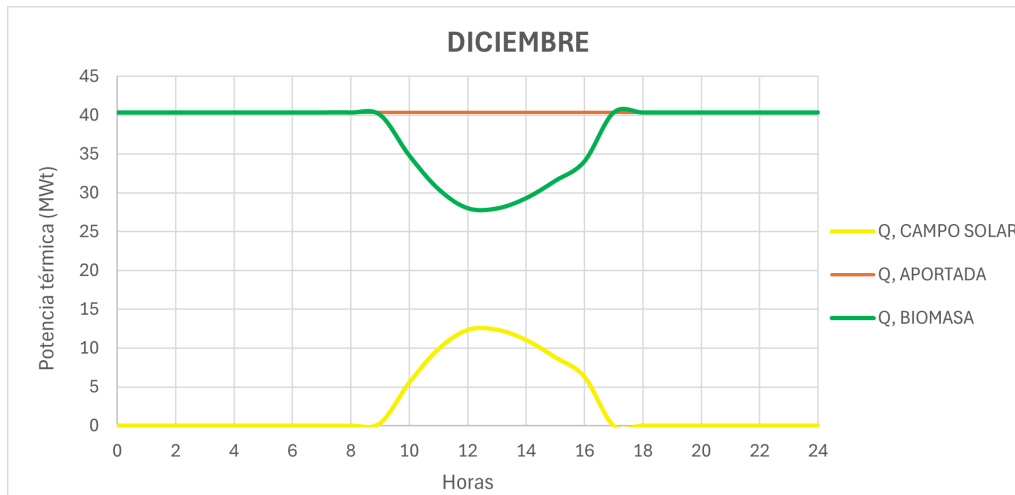
En este apartado, se mostrarán los perfiles mensuales de la producción de la planta híbrida, en estos perfiles de producción se graficarán las diferentes potencias térmicas suministradas: la aportada por la biomasa, la aportada por el campo solar y la aportada total. A partir de los cálculos realizados anteriormente, la potencia térmica que hay que aportar al ciclo Rankine está determinada. Los perfiles de producción del campo solar se obtienen del SAM y, finalmente, la potencia suministrada por la caldera de biomasa se obtiene de la resta de las anteriores.











Tras mostrar los perfiles horarios de potencia térmica aportada por la planta híbrida termosolar-biomasa para un día medio representativo de cada mes, se confirma que la planta cumple su requisito de diseño como central de carga base. La operación es continua (24 horas/día), combinando la aportación de la energía termosolar durante las horas de radiación solar con la generación mediante biomasa para cubrir la demanda restante.

Durante los meses de invierno (enero a marzo), la radiación solar es limitada tanto en intensidad como en duración, lo que se traduce en una producción solar reducida y concentrada en unas pocas horas del mediodía. En este periodo, la biomasa asume el papel principal. La producción solar diaria en estos meses es muy baja, con valores inferiores al 10% del total aportado.

En los meses de primavera (abril a junio), aumenta la contribución solar. La parte termosolar alcanza potencias próximas a su valor máximo (≈ 20 MWt) durante las horas centrales del día, permitiendo así reducir la carga de la caldera de biomasa. En este periodo, la fracción solar se estima entre un 14-18% de la energía térmica diaria.

Durante el verano (julio a septiembre) se observan las condiciones más favorables para la generación solar. La potencia térmica del campo solar alcanza su potencia nominal en gran parte de la jornada. En estas condiciones, la caldera aporta únicamente en las primeras y últimas horas del día. La fracción solar supondría el 22-25% del total aportado.

Finalmente los meses de otoño e invierno (octubre a diciembre), la radiación solar disminuye de nuevo, recuperando así entonces un papel predominante la biomasa.

En conjunto, los resultados muestran una complementariedad óptima. El mantenimiento de la potencia térmica constante garantiza la estabilidad térmica del proceso y optimiza el funcionamiento del ciclo de potencia. La biomasa aporta despachabilidad mientras que el campo solar reduce el consumo de combustible. Esta interacción constituye una sinergia energética.

6.5 Selección de las Bombas

Para la elección de estos equipos, el punto de partida son las condiciones de operación de los fluidos. Dichas condiciones de operación son ya establecidas la mayoría en los apartados anteriores. En la planta, distinguimos principalmente tres bombas: la bomba de HTF, encargada de aportar la presión necesaria a las sales desde el receptor o torre hasta el tren de generación de vapor; bomba de alta presión, cuya función es proporcionarle al agua la presión necesaria para su entrada a la turbina; y la bomba de condensados, las cuales impulsan el agua a la salida del condensador. Debido a la tecnología de refrigeración empleada, no se dispone de bomba para la refrigeración.

Tabla 6.17 Requerimientos de los diferentes equipos de bombeo.

PARÁMETRO	BHTF	BHP	BC
Fluido	60 % NaNO ₃ y 40 % KNO ₃	Agua	Agua
Salto Presión (bar)	16.6	108.22	11.53
Altura manométrica (m)	88.5	1250	119.8
Densidad (kg/m ³)	1911	879.3	980.5
Caudal másico (kg/s)	47.00	17.33	13.4
Caudal volumétrico (m ³ /h)	88.54	70.95	49.2
Potencia (kWe)	48	266.6	19.69

6.5.1 Bomba de Sales Fundidas

Equipo de bombeo del campo solar, su cometido es distribuir el fluido caloportador, en este caso, sales fundidas por la torre y receptor hasta el tren de generación de vapor. Las características que deben presentar estas bombas son:

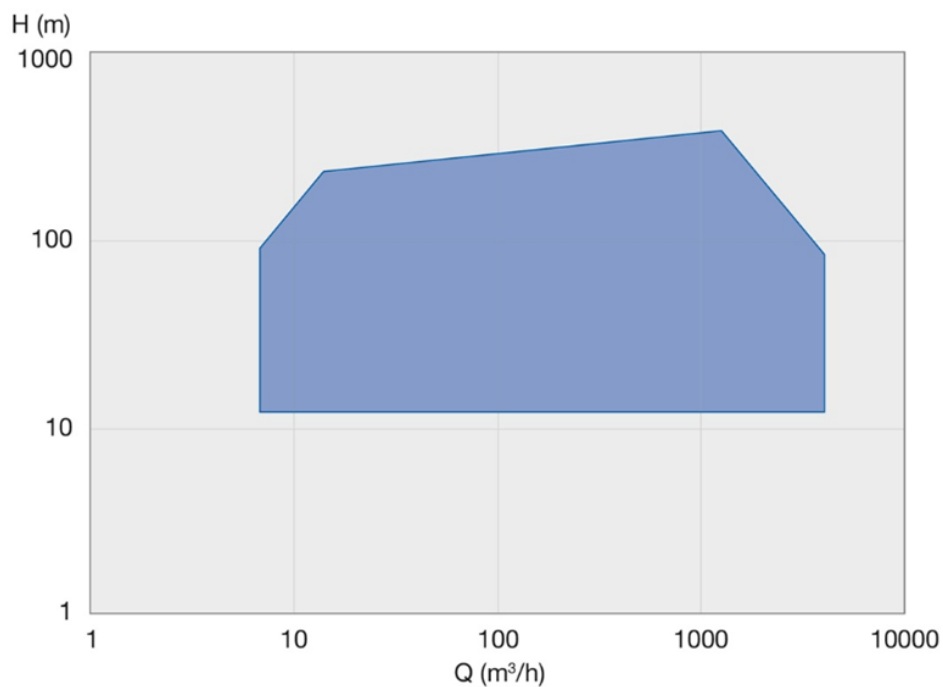
- Resistencia a altas temperaturas. Las sales fundidas trabajan en el rango de temperaturas de 282°C a 565°C. Deben estar diseñadas para no degradarse a dicha temperatura.
- Capacidad de trabajar con un fluido de alta densidad y viscosidad. La densidad de las sales a la temperatura de 282°C es casi el doble que la del agua.
- Sellado y estanqueidad especiales. Para minimizar las fugas y evitar la entrada de aire, se necesitan sellos mecánicos especiales.
- Deben ser resistentes a la corrosión química, las sales a altas temperaturas son corrosivas para metales comunes.
- Diseño especial para evitar la solidificación de las sales dentro de la bomba.

Tras analizar las características anteriormente descritas y los requerimientos de operación mostrados en la tabla, la bomba elegida es bomba de sales fundidas VEY y VNY de la empresa Sulzer.



Figura 6.14 Bomba modelo VEY, empresa Sulzer.

Son bombas de tipo vertical con eje de transmisión empleadas en centrales termosolares de cilindro parabólico y de torre central. Pueden trabajar con caudales de hasta 4000 m³/h y presiones de hasta 100 bares. La disposición elegida es 2x100%, es decir, habría dos bombas de las cuales una trabajaría al 100% mientras que la otra quedaría de reserva.



Rango de trabajo: 50 Hz

Figura 6.15 Rango de operación de la bomba de sales fundidas, modelo VEY.

6.5.2 Bomba de Alta Presión

Es el equipo de bombeo encargado de proporcionar al agua del ciclo de potencia el elevado salto de presión necesario para su paso por la caldera y posteriormente entrada a la turbina. Estas bombas se caracterizan por la elevada diferencia de presión que aportan a la vez que manejan grandes caudales.

La bomba elegida ha sido el modelo MD, de nuevo de la marca Sulzer, es una bomba centrífuga multietapa con carcasa segmentada, también presenta válvulas de recirculación. El material empleado es acero al cromo y sus condiciones de operación son compatibles con los parámetros descritos en la Tabla 6.17. Al igual que con las bombas de sales fundidas, el número de bombas será $2 \times 100\%$.

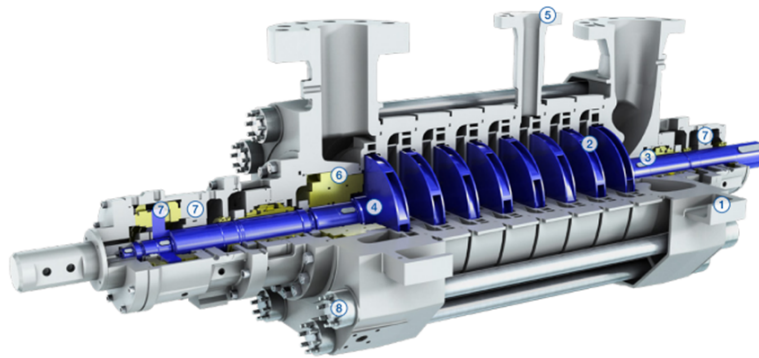


Figura 6.16 Bomba centrífuga multietapa, modelo MD, Sulzer.

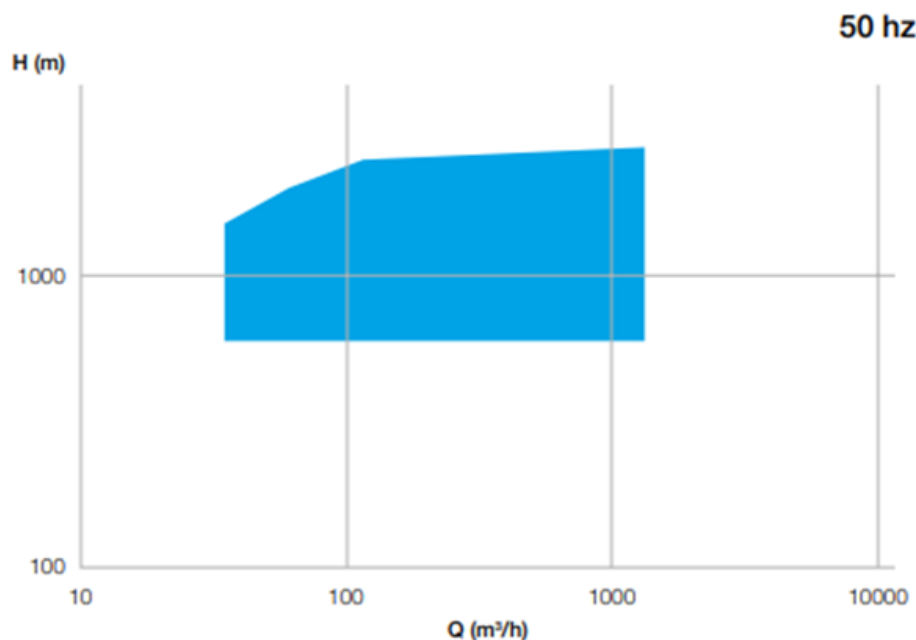


Figura 6.17 Rango de funcionamiento de la bomba de alta presión MD.

6.5.3 Bomba de Condensados

Encargada de bombear el agua recién condensada del pozo de condensados y distribuirla por la central. Suelen trabajar con caudales y presiones no elevadas. La principal problemática de estas bombas es el bajo NPSH (Net Positive Suction Head) disponible que da lugar al fenómeno indeseado de la cavitación. Para prevenir esto, las soluciones son usar bombas verticales o bombas horizontales en un foso excavado bajo el condensador.

Finalmente, se ha optado por una bomba horizontal de aspiración axial, exactamente, modelo ZE/ZF, marca Sulzer. Se instalará en un foso bajo el condensador para que así el NPSH disponible sea mayor que el NPSH requerido, evitando así la cavitación. Al igual que los equipos de bombeo anteriores, se instalarán 2x100%.



Figura 6.18 Bomba axial de condensados modelo ZE/ZF, Sulzer.

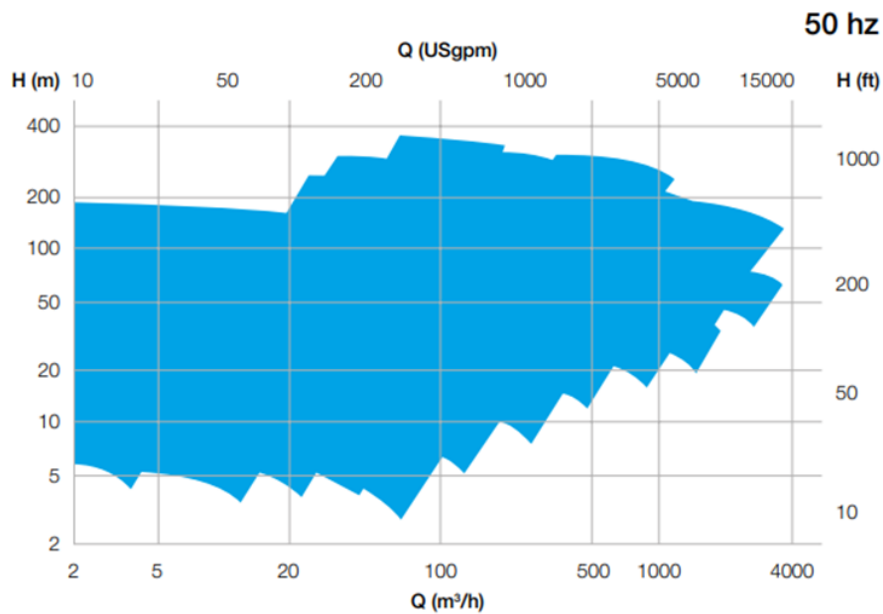


Figura 6.19 Rango de operación de la bomba de condensados modelo ZE/ZF.

6.6 Selección de la Turbina de Vapor

La elección de la turbina de vapor en el mercado constituye un aspecto importante, este equipo es uno de los ejes principales del funcionamiento de la planta y hay que identificar un equipo que asegure un desempeño óptimo y flexible. Para la selección, se considerarán las condiciones de operación de la instalación descritas en apartados anteriores y mostradas en la Tabla 6.18

Tabla 6.18 Parámetros requeridos para la elección de la Turbina de Vapor.

Potencia (MWe)	15
Presión entrada (bar)	120
Temperatura entrada (°C)	525
Presión condensación (bar)	0.25
Extracciones	3
Aplicaciones	CSP y Biomasa

Tras analizar las distintas alternativas existentes en el mercado, se ha elegido finalmente el modelo SST-300, de la empresa Siemens. Es una solución óptima para este proyecto, su diseño compacto, modularidad y amplia experiencia operativa en plantas termosolares y de biomasa garantizan fiabilidad y facilidad de mantenimiento y operación. Todos los componentes y auxiliares están montados sobre una bancada común. La turbina puede configurarse con descarga hacia arriba, abajo o axial y, además, puede incorporar múltiples puntos de extracción e inyección de vapor.

Performance data overview

Steam turbine type	SST-700/900	SST-800	SST-600	SST-500	SST-400	SST-300	SST-200
Output SPP MW	≤250	≤200	≤200	≤100	≤60	≤45	≤20
Frequency HZ	50/60	50/60	50/60	50/60	50/60	50/60	50/60
Inlet pressure bar/psi	180/2,611	165/2,393	165/2,393	30/435	140/2,030	140/2,030	120/1,740
Inlet temperature °C/°F	585/1,085	565/1,050	565/1,050	400/750	540/1,004	540/1,004	540/1,004
Reheat temperature °C/°F	565/1,050	565/1,050					
Rotational Speed rpm	3,000–3,600	3,000–3,600	3,000–18,000	15,000	3,000–8,000	12,000	14,600
Controlled extraction bar/psi	72/1,044	72/1,044	72/1,044 (up to 2)	none	45/653 (up to 4)	25/363 (up to 2)	1
Controlled extraction temperature °C/°F			480/895		450/842	400/752	350/562
Uncontrolled extraction bar/psi	up to 7	up to 7	85/1,233 (up to 6)	up to 2	60/870	60/870	up to 3
Exhaust Pressure (back) bar/psi		72/1,044	80/1,160		25/365	16/232	20/290
Exhaust Pressure (cond.) bar/psi	0.3/4.4	0.3/4.4	1.0/15	0.5/7.25	0.3/4.4	0.3/4.4	≥0.50/7.3
Exhaust Pressure (distr.) bar/psi		3/43	3/43	1.5/21.75		3.0/43.0	
Last stage blade length cm/inches	79.8 to 114.6/31.4 to 45.1	79.8 to 114.6/31.4 to 45.1	79.8 to 114.6/31.4 to 45.1				
Last stage blade length cm/inches	76.2 to 95.4/30 to 37.6	76.2 to 95.4/30 to 37.6	76.2 to 95.4/30 to 37.6				

Figura 6.20 Resumen de las prestaciones de los diferentes modelos de Turbinas Siemens.

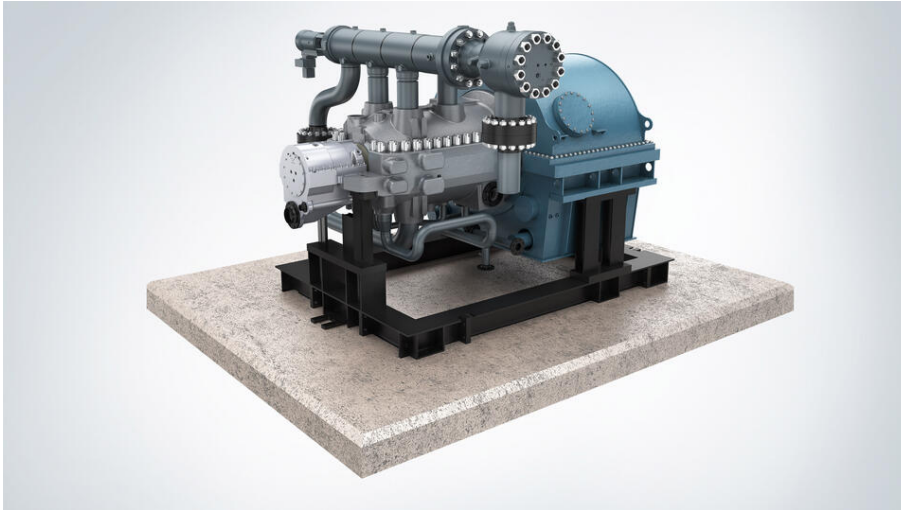


Figura 6.21 Turbina de Vapor modelo SST-300, fabricante Siemens.

6.7 Sistemas y Equipos Eléctricos

La energía generada por el alternador mediante la turbina de vapor son 15 MW a una tensión de 11kV. Esta tensión se transformará mediante el transformador elevador de 18.75 MVA a una tensión de 66 kV para su conexión a la subestación de la compañía suministradora.

La energía generada por el alternador alimentará a todos los servicios auxiliares de la planta a través de un transformador reductor, la energía resultante se inyectará a la red. Los equipos auxiliares serán alimentados en BT a 400 V.

En la planta se pueden distinguir cuatro niveles de tensión:

- Baja Tensión (BT): 400 V. Tensión empleada en la planta para alimentar todos los equipos auxiliares.
- Media Tensión (MT): 11 y 6 kV. La primera es la tensión a la que se genera la electricidad a la salida del alternador. La segunda es el nivel de tensión elegido para distribuir la electricidad por la planta.
- Alta Tensión (AT): 66 kV. Tensión a la cual se evacúa la electricidad hacia la subestación eléctrica.

La instalación eléctrica de la planta se compone de los siguientes equipos o sistemas:

Transformador principal 66/11 kV.

Como se ha dicho anteriormente, utilizado para elevar la tensión del grupo generador, 11 kV, a la tensión de la línea de evacuación, 66 kV. Las características o parámetros principales son:

- Potencia (MVA) = 18.75
- Tensión primaria (kV) = 66
- Tensión secundaria (kV) = 11
- Frecuencia (Hz) = 50

Transformador de servicios auxiliares

Se describe como un transformador reductor de tensión, su relación de transformación será 11/6 kV. Conforma el centro de distribución de media tensión y es el encargado de distribuir la electricidad por la planta a los diferentes centros de transformación de BT.

- Tensión primaria (kV) = 11
- Tensión secundaria (kV) = 6
- Frecuencia (Hz) = 50

Transformador de distribución

Empleado para reducir la tensión de distribución, 6 kV, a la tensión de consumo de los equipos auxiliares, 400 V. Habrá varios transformadores 6/0.4 kV a lo largo de la planta, conformando los diferentes centros de transformación de BT.

- Tensión primaria (kV) = 6
- Tensión secundaria (kV) = 0.4
- Frecuencia (Hz) = 50

Sistema de Auxiliares de BT.

Debido a las potencias que presentan los diferentes tipos de bombas existentes en la planta (alimentación, condensados y sales fundidas), así como los 8 ventiladores que conforman los aerocondensadores, la elección de este nivel de tensión es correcta. También serán alimentados alumbrado general, tomas de corriente, servicios contraincendios y resto de equipos auxiliares.

Grupo Electrónico.

Se dispondrá de un grupo electrógeno cuya función será el suministro de energía en caso de la falta total de suministro de energía eléctrica a la planta, bien por parte de la propia planta o bien por parte de la red.

El grupo electrógeno diesel tendrá una potencia estimada de 400 kW, 400 V y 50 Hz. Su objetivo será el suministro a cargas esenciales para llevar la planta a un estado seguro, cargas como alumbrado de evacuación, comunicaciones, bombas críticas, lubricación de la turbina, etc.

Línea de Evacuación.

La central se conectará a la red de distribución a través de la Subestación Eléctrica Espejo 132/66/25 kV. Dicha subestación eléctrica dispone de esos 3 niveles de tensión, la central evacuará la electricidad en alta tensión (AT) a 66 kV, posteriormente ya en la subestación, se volverá a elevar hasta 132 kV. La línea eléctrica tendrá una longitud de 4.5 km. En los anexos se puede ver el plano de dicha línea de interconexión entre la central y la subestación.

Tabla 6.19 Cargas eléctricas de la planta. Todos los equipos con $\text{fdp}=0.8$.

CONSUMIDOR	POTENCIA APARENTE (kVA)
Bomba Alimentación	333.25
Bomba Sales Fundidas	60
Bomba Condensados	24.60
Ventilador Aerocondensador (8)	66.25
Edificio Talleres	75
Edificio Eléctrico	37.5
Edificio Administración	50
Contraincendios	125

7 Análisis Económico

El análisis económico constituye una parte fundamental en la evaluación de viabilidad de cualquier proyecto de ingeniería, especialmente en el ámbito energético, donde las inversiones iniciales suelen ser elevadas y los retornos se proyectan a largo plazo. En el presente capítulo se desarrollará un estudio detallado de los aspectos económicos asociados al anteproyecto de una planta de generación de potencia basada en la hibridación de tecnologías termosolar y biomasa. A partir de los datos técnicos obtenidos en los capítulos previos, se lleva a cabo una estimación detallada de los costes de inversión, operación y mantenimiento, así como de los ingresos esperados derivados de la producción energética.

Finalmente, se calculan los principales indicadores de rentabilidad que permiten determinar la factibilidad económica del proyecto y sustentar la toma de decisiones desde un punto de vista técnico y financiero.

7.1 Presupuesto

Tiene como objetivo cuantificar los recursos económicos necesarios para su construcción y puesta en marcha, es decir, la inversión inicial. Para su elaboración se ha tenido en cuenta tanto los costes directos como los indirectos.

Para la estimación de los costes de los diferentes equipos se ha tenido en cuenta:

- Escalado de costes mediante la regla de Williams.
- Costes proporcionados por el software SAM (System Advisor Model).
- Actualización de los costes teniendo en cuenta la inflación del capital respecto a valores pasados mediante el CEPCI (Chemical Engineering Plant Cost Index).

La regla de Williams es una herramienta empleada para estimar el coste aproximado de un equipo a partir de datos de referencia de equipos similares ya existentes. Esta metodología se basa en la premisa de que el coste de un equipo no varía de forma lineal con su tamaño o capacidad, sino que sigue una relación de tipo exponencial. Para aplicar esta regla, es necesario conocer una magnitud característica del equipo (como la potencia, el caudal o la capacidad de producción) tanto del equipo de referencia como del nuevo equipo a dimensionar. La relación entre los costes se expresa mediante la siguiente fórmula:

$$C = C_{REF} \cdot \left(\frac{M}{M_{REF}}\right)^a$$

Donde:

- C : coste del equipo que se quiere calcular.
- C_{ref} : coste del equipo de referencia.
- M : magnitud característica del equipo que se quiere calcular su coste.
- M_{ref} : magnitud característica del equipo de referencia.
- a : valor de escala. El factor de escala tomado para cada equipo no ha sido el mismo, se ha tomado valores en el rango [0.6,0.8].

El índice CEPCI (Chemical Engineering Plant Cost Index) refleja la evolución de los precios de los principales componentes de una instalación industrial. Su uso permite actualizar valores históricos de inversión a precios actuales, ajustando así los costes de capital (CAPEX). En este trabajo, la planta de referencia corresponde al año 2016, mientras que el índice CEPCI más reciente disponible es el de 2024. La fórmula utilizada para la actualización de costes mediante este índice es la siguiente:

$$COSTE_{AÑO X} = COSTE_{AÑO Y} \cdot \left(\frac{ÍNDICE_{AÑO X}}{ÍNDICE_{AÑO Y}}\right)$$

Donde:

- $COSTE_{AÑO X}$: coste actualizado que se quiere calcular.
- $COSTE_{AÑO Y}$: coste del equipo en el año 2016.
- $ÍNDICE_{AÑO X}$: $CEPCI_{2024} = 798.8$
- $ÍNDICE_{AÑO Y}$: $CEPCI_{2016} = 541.7$

En las Tablas 7.1-7.5 que se muestran a continuación se detallan los costes de los equipos, clasificados según su disciplina o departamento correspondiente.

Tabla 7.1 Presupuesto parcial asociado a la disciplina de Instrumentación y Control.

ÍTEM	COSTE (€)
DCS	189,618
Sistema de comunicaciones	63,206
Estación meteorológica	73,731
Sistema muestreo vapor	169,132
Instrumentación	126,412
Válvulas de control	252,824
Auxiliar: I&C	125,911
Montaje I&C	1,026,023

Tabla 7.2 Presupuesto parcial asociado a la disciplina de Mecánica.

ÍTEM	COSTE (€)
Turbina de Vapor	7,022,995
Aerocondensadores	3,210,122
Bombas de Condensado	68,181
Bombas de Alimentación	462,325
Bombas de Sales Fundidas	109,090
Campo de Heliostatos	6,096,586
Torre	4,567,969
Receptor	4,259,900
Sales Fundidas	36,400
Generador de Vapor Solar	3,064,653
Tanque de Sales	160,000
Pre calentador HP (HPP)	127,211
Pre calentador LP (LPP)	196,379
Caldera de Biomasa	17,071,482
Filtro de mangas y Equipos de eliminación de NOx y SOx	2,960,000
Auxiliar: Aire comprimido	25,082
Auxiliar: Tratamiento de agua y efluentes	599,555
Auxiliar: Protección contra incendios	227,542
Auxiliar: Climatización	41,804
Montaje Mecánico	2,786,944

Tabla 7.3 Presupuesto parcial asociado a la disciplina de Eléctrica.

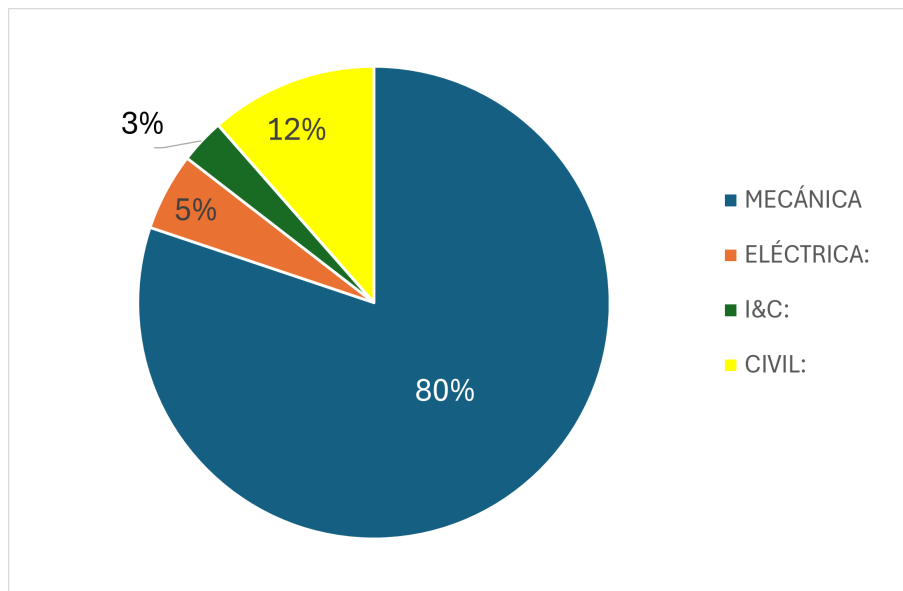
ÍTEM	COSTE (€)
Subestación	1,259,113
Transformador Principal	319,525
Transformador Auxiliar	45,000
Barra fase aislada	50,365
Infraestructura MT	461,675
Infraestructura BT	251,823
Interruptor generación	125,911
Equipos medida producción	83,941
Generador emergencia	41,970
Sistema DC	41,970
Montaje Eléctrico	839,408

Tabla 7.4 Presupuesto parcial asociado a la disciplina de Civil.

ÍTEM	COSTE (€)
Obra Civil	7,600,000

Tabla 7.5 Hoja resumen.

ÍTEM	COSTE (€)
Departamento Mecánica	53,094,219
Departamento Eléctrica	3,520,701
Departamento Instrumentación y Control	2,026,858
Departamento Civil	7,600,000
INVERSIÓN INICIAL	66,241,777

**Figura 7.1** Distribución de la Inversión Inicial por Departamentos.

7.2 Flujos de Caja

En este apartado se presentan los flujos de caja asociados a la inversión en la planta de potencia, con el objetivo de analizar su viabilidad económica a lo largo de la vida útil del proyecto. Se consideran los desembolsos iniciales de capital (CAPEX), los costes operativos (OPEX) y los ingresos derivados de la generación eléctrica. Para el cálculo de los flujos de caja, se detallan a continuación las hipótesis y premisas utilizadas como base. Posteriormente, en el siguiente apartado, se determinarán los principales indicadores financieros del proyecto.

La financiación de la planta se estructura en dos componentes: interna y externa. La financiación interna representa el 25 % del total, con un aporte de 16,560,444 €, mientras que la financiación externa cubre el 75 % restante, alcanzando los 49,681,333 €. Esta última se ha formalizado bajo un modelo francés, con periodicidad anual, un tipo de interés del 4,00 % y un plazo de amortización de 15 años. Entre los costes asociados se incluyen una comisión de apertura del 1,00 % (496,813 €), gastos de gestión del 0,10 % (49,681 €) y una comisión por cancelación anticipada del 1,00 %. En conjunto, el importe total de la financiación asciende a 50,227,828 €.

Tabla 7.6 Hipótesis para el cálculo de los Flujos de Caja.

IPC (Índice de Precios al Consumo)	1.50 %
Tasa de descuento	5 %
Impuestos	25 %
Vida útil	30 años
Valor residual de la planta	2 % del CAPEX
Precio venta electricidad	80 €/MWh
Producción anual	115,792 MWh
Precio Biomasa	45 €/ton
Operación y Mantenimiento	45,000 €/MW
Salarios	950,000 €
Seguros	0.5 % del CAPEX

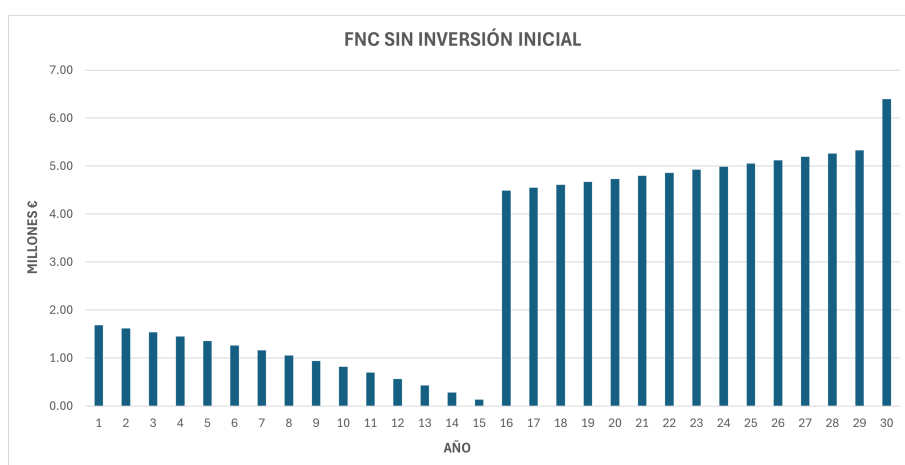


Figura 7.2 Representación de los Flujos Netos de Caja, FNC.

El análisis de los Flujos de Caja Netos (FNC) proyectados, representados en las gráficas, revela la estructura financiera y la rentabilidad temporal del proyecto. La Figura 7.2, que omite el desembolso inicial, permite examinar en detalle los flujos operativos. En esta, se constata que los FNC durante el período de amortización del préstamo (años 1-15) son significativamente menores. Este hecho se debe al servicio de la deuda; aunque un sistema de amortización francés suponga una reducción progresiva de los intereses, esto a su vez disminuye el escudo fiscal, elevando la carga impositiva sobre el beneficio antes de impuestos. Una vez cancelado en el año 15, se produce un incremento notable de los flujos, reflejando la capacidad operativa plena del proyecto. Adicionalmente, el repunte en el último año de la vida útil (año 30) corresponde a la realización del valor residual de los activos.

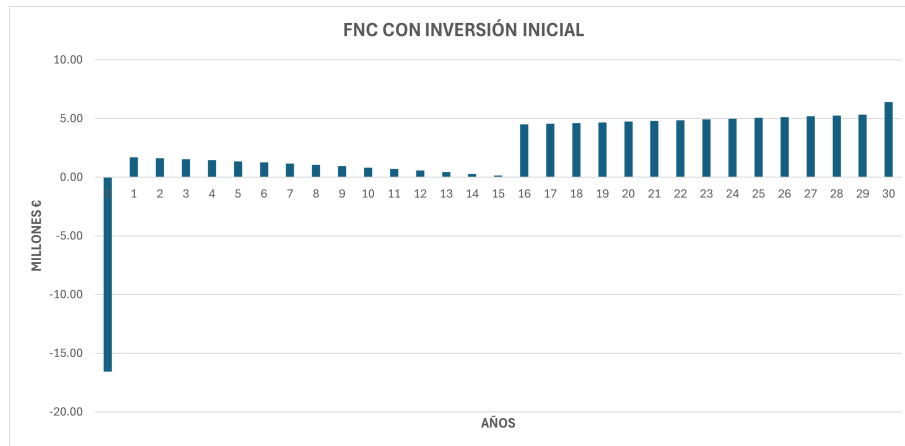


Figura 7.3 Representación de los Flujos Netos de Caja, FNC, incluyendo el CAPEX, año 0.

La Figura 7.3 corrobora esta misma tendencia operativa, pero sitúa la inversión en contexto al incorporar el fuerte desembolso de capital inicial (CAPEX) en el año 0, evidenciando el período de recuperación de la inversión a través de los subsiguientes flujos positivos crecientes.

7.3 Evaluación de la Rentabilidad

Tras la elaboración de los flujos de caja en el apartado anterior, se procede al análisis de la rentabilidad del proyecto. Para ello, se utilizarán cuatro herramientas financieras que permitirán evaluar de forma precisa dicha rentabilidad.

- **VAN (Valor Actual Neto).**

Es un método dinámico que tiene en cuenta el valor temporal del dinero. Se basa en los flujos de tesorería previstos que generará el proyecto y en la tasa de descuento aplicada. El criterio del VAN consiste en actualizar a valor presente los flujos de caja futuros del proyecto, descontándolos a un tipo de interés determinado (tasa de descuento), y compararlos con el importe inicial de la inversión. Si $VAN > 0$ la inversión es rentable; $VAN < 0$ la inversión no es rentable; $VAN = 0$ es indiferente. Su ecuación es:

$$VAN = -A + \sum_{i=1}^n \frac{CF_i}{(1+k)^i}$$

Donde:

- A : inversión inicial o CAPEX.
- CF_i : flujo neto de caja en el año i .
- n : número de periodos de tiempo.
- k : tasa de interés o descuento.

- **TIR (Tasa Interna de Retorno o Rentabilidad).**

Se define como la tasa de descuento que hace que el Valor Actual Neto (VAN) sea igual a cero, es decir, aquella que iguala los flujos de caja futuros descontados con la inversión inicial. En términos prácticos, la TIR refleja el rendimiento porcentual que generará el proyecto durante su vida útil. Si $TIR > k$ la inversión es rentable; $TIR < k$ la inversión no es rentable; $TIR = 0$ es indiferente. Se expresa en porcentaje y se calcula mediante la ecuación:

$$0 = -A + \sum_{i=1}^n \frac{CF_i}{(1 + TIR)^i}$$

- **LCOE (Levelized Cost of Energy).**

En Español, Coste Nivelado de la Energía. Representa el costo total promedio de generar una unidad de energía (normalmente en €/MWh) durante toda la vida útil del proyecto, teniendo en cuenta tanto los costes de inversión inicial como los costes operativos, de mantenimiento y de financiación. Un LCOE más bajo indica una mayor competitividad del proyecto frente a otras alternativas energéticas. Se obtiene mediante la expresión:

$$LCOE = \frac{\text{Coste total vida útil (€)}}{\text{Produccion total vida útil (MWh)}}$$

- **Payback o Periodo de Recuperación.**

Determina el tiempo necesario para recuperar la inversión inicial de un proyecto a través de los flujos de caja netos generados por este. En otras palabras, indica cuántos años se requieren para que los ingresos acumulados igualen el desembolso inicial. Es un método sencillo que proporciona una medida rápida de la liquidez y del riesgo asociado a la inversión. Cuanto más corto sea el periodo de recuperación, más atractivo será el proyecto. Se define matemáticamente como:

$$Payback = \frac{\text{Inversión inicial}}{\text{Flujo de caja anual neto}}$$

Tabla 7.7 Resultados de los Parámetros que evalúan la Rentabilidad.

VAN (€)	19,398,130
TIR (%)	10.65
LCOE (€/MWh)	68.61
Payback (años)	16

Los resultados obtenidos en la tabla superior reflejan de manera clara y coherente que el proyecto es económicamente viable. El Valor Actual Neto (VAN) alcanza los 19.398.130 €, indicando que, al descontar los flujos de caja futuros al 5%, el proyecto genera un valor añadido positivo sobre

la inversión inicial. De forma coherente, la Tasa Interna de Retorno (TIR) se sitúa en 10,65 %, superando ampliamente la tasa de descuento establecida, lo que demuestra que la planta ofrece una rentabilidad atractiva y superior al coste de oportunidad del capital.

El LCOE obtenido de 68,61 €/MWh que equivale a 75 \$/MWh sitúa al proyecto en una posición altamente competitiva frente a otras tecnologías de generación eléctrica. Comparado con los valores de referencia mostrados en la Figura 7.4, se encuentra dentro del rango típico de las energías renovables más eficientes, similar a la eólica terrestre y la geotérmica, y por debajo de la solar fotovoltaica residencial o comunitaria, que alcanza valores superiores a 120 \$/MWh. Asimismo, el coste nivelado obtenido es inferior al de la energía nuclear y al de la mayoría de las plantas de carbón y gas de pico (centrales de gas que operan en periodos de máxima demanda), e incluso competitivo respecto a los ciclos combinados de gas, especialmente si se consideran los costes asociados a las emisiones de CO₂. En conjunto, este resultado evidencia que la planta ofrece un coste de generación bajo y sostenible, alineado con las tecnologías más rentables y limpias del mercado energético actual. Asimismo, el LCOE obtenido, de 68,61 €/MWh, se encuentra por debajo del precio de venta de la energía (80 €/MWh), lo que implica que el coste medio de generación es inferior al ingreso unitario, garantizando márgenes positivos de beneficio operativo.

Por otro lado, el periodo de recuperación (Payback) de 16 años, dentro de una vida útil de 30 años, refleja que el proyecto recupera la inversión inicial en poco más de la mitad de su vida operativa, lo que mejora notablemente la liquidez y la sostenibilidad financiera a largo plazo. La estructura de financiación, con un 75 % de préstamo y un 25 % de fondos propios, ha permitido optimizar la rentabilidad del capital aportado, manteniendo una carga financiera razonable frente a los ingresos esperados. En conjunto, los resultados confirman que el proyecto es económicamente viable y financieramente sólido, con capacidad para generar beneficios sostenidos y cubrir holgadamente los compromisos de deuda durante su vida útil.

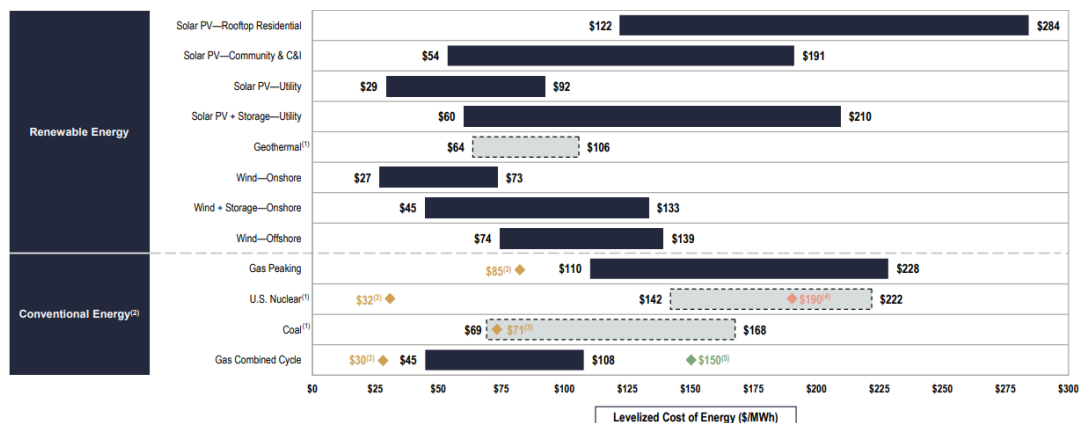


Figura 7.4 Comparación del LCOE entre varias tecnologías [46].

En las Figuras 7.5 y 7.6 se presentan dos análisis de sensibilidad realizados sobre la Tasa Interna de Retorno (TIR). En ambos casos se analiza cómo varía la rentabilidad del proyecto en función de dos parámetros clave: el precio de venta de la electricidad y el coste de la biomasa.

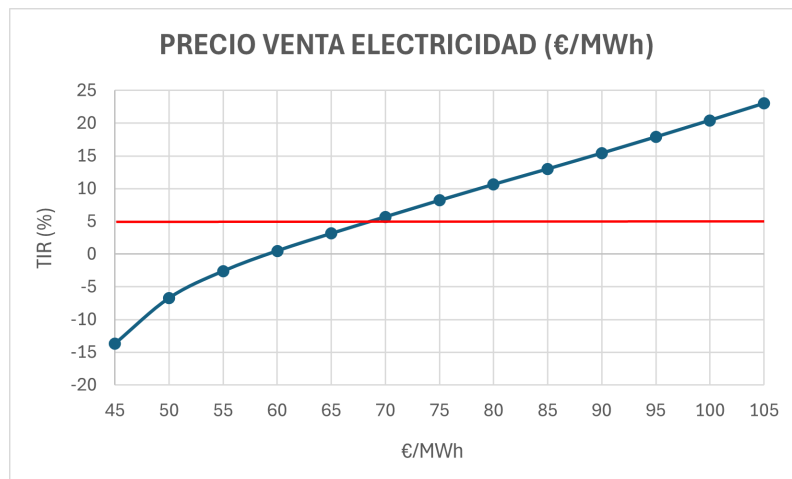


Figura 7.5 Análisis de sensibilidad de la TIR en función del precio de venta de la Electricidad.

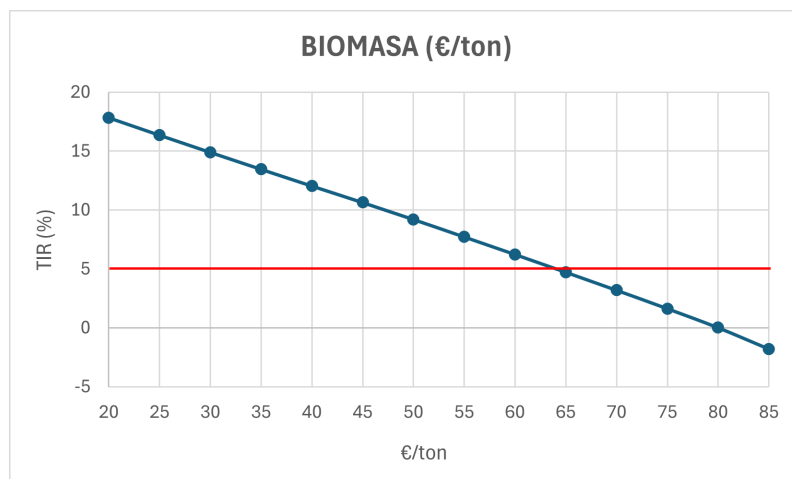


Figura 7.6 Análisis de sensibilidad de la TIR en función del Coste de la Biomasa.

En la Figura 7.5 se observa que la TIR aumenta conforme lo hace el precio de la electricidad. Se ha considerado un rango de precios comprendido entre 45 y 105 €/MWh, con el objetivo de representar las condiciones reales de mercado en las que podría operar la planta durante su vida útil. Este intervalo abarca los valores típicos del precio mayorista de la electricidad en el mercado ibérico (MIBEL) durante los últimos años, reflejando tanto escenarios conservadores (asociados a periodos de baja demanda o elevada penetración renovable, como suele ocurrir en primavera o fines de semana) como escenarios más favorables, habituales en épocas de alta demanda. Se aprecia que una reducción del precio de la electricidad hacia valores entre 45 y 70 €/MWh provoca una caída significativa en la rentabilidad del proyecto.

Por otro lado, en la Figura 7.6 se observa que a medida que el coste de la biomasa se incrementa de 20 a 85 €/ton, la TIR disminuye de forma casi lineal, alcanzando el umbral de rentabilidad (línea roja) en torno a 65 €/ton. Este comportamiento pone de manifiesto que el precio de la biomasa es un factor crítico en la viabilidad económica de la planta, ya que un incremento moderado en su coste puede reducir significativamente la rentabilidad. Por tanto, garantizar un suministro estable y a bajo coste de biomasa resulta esencial para mantener el proyecto dentro de un rango de TIR positiva y competitiva.

8 Conclusiones

El objetivo principal de este trabajo fin de grado ha sido la elaboración de un anteproyecto de una planta de potencia basada en la hibridación biomasa+termosolar, contribuyendo a la transición energética mediante un sistema híbrido completamente renovable, capaz de operar en régimen continuo gracias a las sinergias entre ambas tecnologías. En este capítulo, se presentan las principales conclusiones obtenidas del desarrollo del proyecto desde los puntos de vista técnico, tecnológico y económico.

Se ha descrito el estado del arte de ambas fuentes de energía renovable, profundizando en las diferentes tecnologías que las componen. Asimismo, se ha analizado el grado de desarrollo de la hibridación entre termosolar y biomasa, constatando que aún se encuentran en una fase incipiente. En la actualidad, solo existe una planta de producción eléctrica operativa de este tipo (Termosolar Borges, en Lleida), cuyo rendimiento no es elevado debido a la combinación de tecnologías elegidas: combustión con colectores cilindro-parabólicos y aceite térmico como fluido caloportador. Por ello, teniendo en cuenta la viabilidad técnica y la reducción del riesgo operativo, una solución óptima sería la integración de un sistema de combustión con receptor central y sales fundidas como fluido caloportador, tecnologías maduras y probadas que aportan un incremento en el rendimiento global de la planta.

El emplazamiento propuesto para la central se sitúa en el término municipal de Montemayor (Córdoba), en las coordenadas (Latitud=37.664; Longitud=-4.626). Esta ubicación se seleccionó tras el estudio de ambos recursos, cumpliendo con el requisito de localización en territorio español. Se trata de una zona con abundante recurso biomásico procedente del olivar, motivo por el cual se eligió el orujillo seco como combustible de la planta.

Se concluye que la principal ventaja de la hibridación propuesta es la generación de electricidad estable y gestionable, alcanzando un factor de capacidad excepcional del 92.5%. Este valor supera con creces al de las renovables convencionales ($\approx 20\%$ fotovoltaica, $\approx 40-50\%$ termosolar con almacenamiento), validando la sinergia tecnológica. Para lograrlo, el ciclo de potencia Rankine regenerativo se ha optimizado hasta alcanzar un rendimiento del 35.43%, resultando en una potencia neta de 14.29 MW.

El dimensionamiento de la planta (40.328 MWth de biomasa y 20.164 MWth termosolares) permite mantener un perfil de producción constante. La producción anual de energía alcanza los 115.792 MWh/año, de la cual un 85,5% procede de la biomasa y un 14,5% de la hibridación solar. Sin embargo, se identifica que esta configuración mixta serie-paralelo exigirá un sistema de control avanzado, lo cual representa uno de los principales retos técnicos del proyecto. En cuanto al recurso, la conclusión más relevante es la sostenibilidad del suministro de combustible. El consumo anual

estimado (69,036 t/año) representa solo el 38% de la biomasa disponible en el radio de recolección de 20 km, lo que confirma la viabilidad del suministro a largo plazo y dota al proyecto de una gran robustez frente a fluctuaciones en el mercado del orujillo.

El análisis económico muestra que, los indicadores de rentabilidad son muy favorables: se obtiene un VAN positivo de 19.398 M€ y una TIR del 10.65%, superior a la tasa de descuento empleada (5%) y a la la cual rentabilidad exigida del 8-10%. Esta viabilidad se sustenta en un coste de generación competitivo, con un LCOE de 68,61 €/MWh, que garantiza un margen de beneficio frente al precio de venta de la energía (80 €/MWh). A pesar de la elevada inversión inicial (CAPEX=66,24 M€) y una estructura financiera apalancada (75% deuda), el periodo de recuperación de la inversión (payback) es de 16 años, lo que se considera equilibrado para una vida útil total de 30 años. Los análisis de sensibilidad realizados confirman, además, que el proyecto presenta una notable robustez frente a las fluctuaciones del mercado, asegurando su sostenibilidad a largo plazo.

En cuanto a futuras líneas de trabajo, sería interesante evaluar el uso de otros fluidos térmicos, como la generación directa de vapor en torre, una tecnología con mayor rendimiento aunque con un riesgo técnico-tecnológico superior. Asimismo, la realización de un análisis de sensibilidad considerando un múltiplo solar superior a 1 podría incrementar la generación solar sin un aumento significativo de los costes.

En conclusión, el anteproyecto demuestra la viabilidad técnica y económica de una planta híbrida termosolar-biomasa como alternativa sostenible para la generación eléctrica continua a partir de recursos renovables locales. En conjunto, la planta se consolida como una opción eficiente, rentable y alineada con los objetivos de transición energética y descarbonización del sistema eléctrico, contribuyendo al aprovechamiento sostenible de los recursos disponibles y al fortalecimiento de un modelo energético más limpio y resiliente.

Anexo A

Cálculo del Ciclo de Rankine

A.1 Modo Operación 1

A continuación, se describen los cálculos efectuados para conocer las propiedades de los diferentes estados, seguidamente de los balances de masa y energía. Todos los cálculos se han realizado a través del software EES (Engineering Equation Solver), para ello se necesitará el mismo número de variables que de ecuaciones y este lo resolverá.

TURBINA.

Del estado 1 es conocida su temperatura y presión, citadas en las hipótesis de partida. $T_1 = 525^\circ\text{C}$, $P_1 = 125$ bar. Conocidas dos propiedades de un punto, se conocen todas las propiedades de dicho punto. Calculamos la entalpía y entropía.

$$h_1 = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; T = T_1, P = P_1)$$

$$s_1 = \text{Entropy}(\text{Steam}; T = T_1, P = P_1)$$

Los otros datos conocidos son la presión del estado 2 (presión de condensación) $P_2 = 0.25$ bar, y el rendimiento de la turbina $\eta_{\text{turbina}} = 0.85$. Las presiones de las extracciones no son conocidas. Se aplica la ecuación del rendimiento de la turbina para los diferentes escalonamientos, sabiendo que los puntos isentrópicos tienen la misma entropía que el estado 1:

$$\eta_{\text{turbina}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} = \frac{h_1 - h_3}{h_1 - h_{3s}} = \frac{h_1 - h_4}{h_1 - h_{4s}} = \frac{h_1 - h_5}{h_1 - h_{5s}}$$

$$h_{2s} = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; s = s_1, P = P_2)$$

$$s_{2s} = s_{3s} = s_{4s} = s_{5s} = s_1$$

Para maximizar el rendimiento de la turbina, se impone que los saltos entálpicos de las extracciones tienen que ser iguales.

$$\text{Primera extracción: } h_1 - h_3 = h_3 - h_4$$

$$\text{Segunda extracción: } h_3 - h_4 = h_4 - h_5$$

$$\text{Tercera extracción: } h_4 - h_5 = h_5 - h_2$$

Finalmente, se calculan las presiones de las extracciones a partir de los puntos isentrópicos; también el valor del título de vapor del estado 2, x_2 , para su posterior comprobación con el límite definido $x_{lim} = 0.87$.

$$P_3 = \text{Pressure}(\text{Steam}; h = h_{3s}, s = s_{3s})$$

$$P_4 = \text{Pressure}(\text{Steam}; h = h_{4s}, s = s_{4s})$$

$$P_5 = \text{Pressure}(\text{Steam}; h = h_{5s}, s = s_{5s})$$

$$x_2 = \text{Quality}(\text{Steam}; P = P_2, h = h_2).$$

Cálculo del trabajo específico de la turbina:

$$W_{\text{esp,turb}} = (h_1 - h_2) + ((1 - \alpha) \cdot (h_3 - h_4)) + ((1 - \alpha - \beta) \cdot (h_4 - h_5)) + ((1 - \alpha - \beta - \gamma) \cdot (h_5 - h_2))$$

CONDENSADOR.

Del condensador sale líquido saturado, por lo tanto, conocemos el título de vapor del estado 6, $x_6 = 0$. También es conocida la presión, presión de condensación, $P_6 = 0.25$ bar. De nuevo, conocidas dos propiedades, calculamos las demás, en este caso entalpía y volumen:

$$h_6 = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; P = P_6, x = x_6)$$

$$v_6 = \text{Volume}(\text{Steam}; P = P_6, x = x_6)$$

BOMBA DE CONDENSADOS.

El rendimiento de la bomba es un dato de las hipótesis iniciales, $\eta_{\text{bomba}} = 0.8$, y el estado 6 ha sido calculado en el condensador. Hay que calcular el estado 7 y el trabajo de las bombas. La presión de salida debe ser la misma que la presión de la extracción β , ya calculada en la turbina.

$$\eta_{\text{bomba}} = \frac{(1 - \alpha - \beta) \cdot 100 \cdot v_6 \cdot (P_7 - P_6)}{W_{\text{esp bomba,cond}}}$$

$$W_{\text{esp bomba,cond}} = (1 - \alpha - \beta) \cdot (h_7 - h_6)$$

PRECALENTADOR DE BAJA PRESIÓN.

La presión del estado 8 es la misma que la del estado 7; se necesita la temperatura como segunda propiedad para conocer así el estado completo. De las hipótesis iniciales deducimos que el TTD=5°C y que la corriente de la extracción condensa por completo.

$$\text{TTD} = T_{\text{SAT},P_5} - T_8$$

$$T_{\text{SAT},P_5} = T_{\text{sat}}(\text{Steam}; P = P_5)$$

$$h_8 = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; T = T_8, P = P_8)$$

$$h_{13} = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; x = 0, P = P_5)$$

DESGASIFICADOR.

El estado 9 se puede dar por conocido, puesto que la presión es la que le aporta la bomba de condensados y, por las hipótesis iniciales, se sabe que el agua sale como líquido saturado. La entrada proveniente de la válvula, VHP, tiene la misma entalpía que el estado 12; la válvula es isoentálpica.

$$h_9 = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; P = P_4, x = 0),$$

$$v_9 = \text{Volume}(\text{Steam}; P = P_4, x = 0).$$

BOMBA DE ALTA PRESIÓN.

Mismo procedimiento que bomba de condensados, la presión del estado 10 es la presión de vapor vivo, $P_{10} = 120$ bar.

$$\eta_{\text{bomba}} = \frac{100 \cdot v_9 \cdot (P_{10} - P_9)}{W_{\text{esp bomba,HP}}}$$

$$W_{\text{esp bomba,HP}} = (h_{10} - h_9)$$

PRECALENTADOR ALTA PRESIÓN.

La presión del estado 11 es la de vapor vivo; se necesita la temperatura como segunda propiedad para conocer así el estado completo. De las hipótesis iniciales deducimos que el TTD = 5°C y que la corriente de la extracción condensa por completo.

$$\text{TTD} = T_{\text{SAT},P_3} - T_{11}$$

$$T_{\text{SAT},P_3} = T_{\text{sat}}(\text{Steam}; P = P_3)$$

$$h_{11} = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; T = T_{11}, P = 120)$$

$$h_{12} = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; x = 0, P = P_3)$$

AEROCONDENSADORES.

La temperatura de condensación del agua es 65°C, por ello la temperatura del aire a la salida del aerocondensador está limitada a 45°C, 20°C menos. Respecto a la temperatura de entrada, que sería la temperatura ambiente, se estudiará una condición desfavorable, se ha impuesto $T_{AE} = 30$ °C. A partir de esta diferencia de temperaturas y conociendo el calor cedido en el condensador, se obtiene el caudal de aire. Finalmente, con los datos ofrecidos en las hipótesis iniciales, $\eta_{\text{aerocondensador}} = 0.7$ y $\Delta P_{\text{aero}} = 200$ Pa, se calcula la potencia de los aerocondensadores.

Propiedades del aire: $Cp_{\text{aire}} = 1.005$ kJ · kg/K ; $\rho_{\text{aire}} = 1.145$ kg/m³

$$Q_{\text{ced,cond}} = m_{\text{aire}} \cdot Cp_{\text{aire}} \cdot (45 - T_{AE})$$

$$V_{\text{aire}} = \frac{m_{\text{aire}}}{\rho_{\text{aire}}}$$

$$W_{\text{aerocondensador}} = \frac{V_{\text{aire}} \cdot \Delta P_{\text{aero}}}{\eta_{\text{aerocondensador}}}$$

BALANCES DE ENERGÍA.

Para calcular las fracciones unitarias de las extracciones se realiza el balance de energía en cada uno de los tres intercambiadores de calor en los que las extracciones condensan.

$$\text{Precalentador de Baja Presión: } (1 - \alpha - \beta) \cdot (h_8 - h_7) = \gamma \cdot (h_5 - h_{13});$$

$$\text{Desgasificador: } ((1 - \alpha - \beta) \cdot h_8) + (\beta \cdot h_4) + (\alpha \cdot h_{12}) = h_9;$$

$$\text{Precalentador de Alta Presión: } (h_{11} - h_{10}) = \alpha \cdot (h_3 - h_{12});$$

PARÁMETROS CICLO RANKINE

Caudal de vapor del ciclo:

$$W_{\text{turb}} = 15000 = m_{\text{vapor}} \cdot W_{\text{esp turb}}$$

Potencia de las bombas:

$$W_{\text{bomba,cond}} = m_{\text{vapor}} \cdot W_{\text{esp bomba,cond}};$$

$$W_{\text{bomba,HP}} = m_{\text{vapor}} \cdot W_{\text{esp bomba,HP}};$$

$$W_{\text{bombas}} = W_{\text{bomba,cond}} + W_{\text{bomba,HP}};$$

Potencia del Ciclo:

$$W_{\text{neto,ciclo}} = W_{\text{turb}} - W_{\text{bombas}} - W_{\text{aerocondensador}};$$

Calor útil aportado en la caldera:

$$Q_{\text{util,caldera}} = m_{\text{vapor}} \cdot (h_1 - h_{11});$$

Rendimiento térmico del ciclo:

$$\eta_{\text{térmico ciclo}} = \frac{W_{\text{neto,ciclo}}}{Q_{\text{util,caldera}}};$$

Calor cedido en el condensador:

$$Q_{\text{ced,cond}} = m_{\text{vapor}} \cdot ((1 - \alpha - \beta - \gamma) \cdot h_2 + \gamma \cdot h_{13} - (1 - \alpha - \beta) \cdot h_6);$$

A.2 Modo Operación 2

Al igual que en el apartado anterior, se describen los cálculos realizados, estos se realizan de forma análoga a los expuestos anteriormente con la diferencia como ya se ha comentado de la incorporación del tren de generación de vapor solar.

TURBINA.

En este caso, las presiones de las diferentes extracciones se conocen del apartado anterior, $P_1 = 120$ bar, $P_2 = 0.25$ bar, $P_3 = 43.6$ bar, $P_4 = 11.78$ bar, $P_5 = 2.125$ bar. Del estado 1 es conocida su temperatura, citada en las hipótesis de partida, $T_1 = 525^\circ\text{C}$. Conocidas dos propiedades de un punto, se conocen todas las propiedades de dicho punto. Calculamos la entalpía y entropía.

$$h_1 = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; T = T_1, P = P_1)$$

$$s_1 = \text{Entropy}(\text{Steam}; T = T_1, P = P_1)$$

Sabiendo que los puntos isoentrópicos tienen la misma entropía que el estado 1, y sus presiones, se obtiene la entalpía de estos puntos. A partir del rendimiento de la turbina, $\eta_{\text{turbina}} = 0.85$, se calculan las entalpías de los puntos restantes.

$$h_{2s} = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; s = s_1, P = P_2)$$

$$h_{3s} = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; s = s_1, P = P_3)$$

$$h_{4s} = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; s = s_1, P = P_4)$$

$$h_{5s} = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; s = s_1, P = P_5)$$

$$\eta_{\text{turbina}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} = \frac{h_1 - h_3}{h_1 - h_{3s}} = \frac{h_1 - h_4}{h_1 - h_{4s}} = \frac{h_1 - h_5}{h_1 - h_{5s}}$$

Finalmente se calcula el valor del título de vapor del estado 2, x_2 , para su posterior comprobación con el límite definido $x_{\text{lim}} = 0.87$ y el trabajo específico de la turbina.

$$x_2 = \text{Quality}(\text{Steam}, P = P_2, h = h_2)$$

$$W_{\text{esp,turb}} = (h_1 - h_3) + ((1 - \alpha) \cdot (h_3 - h_4)) + ((1 - \alpha - \beta) \cdot (h_4 - h_5)) + ((1 - \alpha - \beta - \gamma) \cdot (h_5 - h_2))$$

CONDENSADOR.

Del condensador sale líquido saturado, por lo tanto, conocemos el título de vapor del estado 6, $x_6 = 0$, también es conocida la presión, presión de condensación, $P_6 = 0.25$ bar. De nuevo, conocidas dos propiedades, calculamos las demás, en este caso entalpía y volumen.

$$h_6 = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; P = P_6, x = x_6),$$

$$v_6 = \text{Volume}(\text{Steam}; P = P_6, x = x_6).$$

BOMBA DE CONDENSADOS.

El rendimiento de la bomba es un dato de las hipótesis iniciales, $\eta_{\text{bomba}} = 0.8$ y el estado 6 ha sido calculado en el condensador. La presión del estado 7 es la misma que la presión de la extracción β , $P_7 = 11.78$ bar. Finalmente, con ambas ecuaciones se obtiene la entalpía del estado 7.

$$\eta_{\text{bomba}} = \frac{(1 - \alpha - \beta) \cdot 100 \cdot v_6 \cdot (P_7 - P_6)}{W_{\text{esp bomba,cond}}}$$

$$W_{\text{esp bomba,cond}} = (1 - \alpha - \beta) \cdot (h_7 - h_6)$$

PRECALENTADOR DE BAJA PRESIÓN.

La presión del estado 8 es la misma que la del estado 7, se necesita la temperatura como segunda propiedad para conocer así el estado completo. De las hipótesis iniciales deducimos que el TTD = 5°C y que la corriente de la extracción condensa por completo.

$$\text{TTD} = T_{\text{SAT},P_5} - T_8,$$

$$T_{\text{SAT},P_5} = T_{\text{sat}}(\text{Steam}; P = P_5),$$

$$h_8 = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; T = T_8, P = P_8),$$

$$h_{13} = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; x = 0, P = P_5).$$

DESGASIFICADOR.

El estado 9 se puede dar por conocido, puesto que la presión es la que le aporta la bomba de condensados y de las hipótesis iniciales se sabe que el agua sale como líquido saturado. La entrada proveniente de la válvula, VHP, tiene la misma entalpía que el estado 12, la válvula es isoentálpica.

$$h_9 = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; P = P_4, x = 0),$$

$$v_9 = \text{Volume}(\text{Steam}; P = P_4, x = 0).$$

BOMBA DE ALTA PRESIÓN.

Mismo procedimiento que bomba de condensados, la presión del estado 10 es la presión de vapor vivo, $P_{10} = 120$ bar.

$$\eta_{\text{bomba}} = \frac{100 \cdot v_9 \cdot (P_{10} - P_9)}{W_{\text{esp bomba,HP}}}$$

$$W_{\text{esp bomba,HP}} = (h_{10} - h_9)$$

PRECALENTADOR ALTA PRESIÓN.

La presión del estado 11 es la de vapor vivo, se necesita la temperatura como segunda propiedad para conocer así el estado completo. De las hipótesis iniciales deducimos que el TTD = 5°C y que la corriente de la extracción condensa por completo.

$$\text{TTD} = T_{\text{SAT}, P_3} - T_{11}$$

$$T_{\text{SAT}, P_3} = T_{\text{sat}}(\text{Steam}; P = P_3)$$

$$h_{11} = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; T = T_{11}, P = 120)$$

$$h_{12} = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; x = 0, P = P_3)$$

AEROCONDENSADORES.

La temperatura de condensación del agua es 65°C, por ello la temperatura del aire a la salida del aerocondensador está limitada a 45°C, 20°C menos. Respecto a la temperatura de entrada, que sería la temperatura ambiente, se estudiará una condición desfavorable, se ha impuesto $T_{AE} = 30$ °C. A partir de esta diferencia de temperaturas y conociendo el calor cedido en el condensador, se obtiene el caudal de aire. Finalmente, con los datos ofrecidos en las hipótesis iniciales, $\eta_{\text{aerocondensador}} = 0.7$ y $\Delta P_{\text{aero}} = 200$ Pa, se calcula la potencia de los aerocondensadores.

$$\text{Propiedades del aire: } C_{p_{\text{aire}}} = 1.005 \text{ kJ} \cdot \text{kg}/\text{K}; \rho_{\text{aire}} = 1.145 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$Q_{\text{ced,cond}} = m_{\text{aire}} \cdot C_{p_{\text{aire}}} \cdot (45 - T_{AE})$$

$$V_{\text{aire}} = \frac{m_{\text{aire}}}{\rho_{\text{aire}}}$$

$$W_{\text{aerocondensador}} = \frac{V_{\text{aire}} \cdot \Delta P_{\text{aero}}}{\eta_{\text{aerocondensador}}}$$

GENERADOR DE VAPOR SOLAR.

Los estados 14 y 15 que son los correspondientes al generador de vapor son revelados por las hipótesis iniciales, la presión es la de vapor vivo, $P_{14} = P_{15} = 120$ bar; respecto al título de vapor, la salida del economizador y entrada del evaporador es líquido saturado, $x_{14} = 0$, mientras que la salida del evaporador y entrada al sobrecalentador es vapor saturado, $x_{15} = 1$.

$$h_{14} = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; x = x_{14}, P = P_{14}),$$

$$h_{15} = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; x = x_{15}, P = P_{15}).$$

Con respecto al lado de las sales, también se sabe por las hipótesis iniciales que $T_{30} = 565$ °C (entrada al sobrecalentador). T_{32} (salida del evaporador y entrada al economizador) se calculará a partir del *Pinch Point*, también sabido de las hipótesis iniciales, e igual a 7°C. Para calcular posteriormente el calor transferido en cada intercambiador es necesario el C_p de las sales a la temperatura media.

$$T_{\text{sat},14} = T_{\text{sat}}(\text{Steam}; P = 120)$$

$$T_{32} = T_{\text{sat},14} + 7$$

$$C_{p_{\text{sobre}}} = C_p \left(\text{Salt}(60\text{NaNO}_3-40\text{KNO}_3); T = \frac{T_{30} + T_{31}}{2} \right)$$

$$C_{p_{\text{eva}}} = C_p \left(\text{Salt}(60\text{NaNO}_3-40\text{KNO}_3); T = \frac{T_{31} + T_{32}}{2} \right)$$

$$C_{p_{\text{eco}}} = C_p \left(\text{Salt}(60\text{NaNO}_3-40\text{KNO}_3); T = \frac{T_{32} + T_{33}}{2} \right)$$

BALANCES DE ENERGÍA.

Para calcular las fracciones unitarias de las extracciones se realiza el balance de energía en cada uno de los tres intercambiadores de calor en los que las extracciones condensan.

$$\text{Precalentador de Baja Presión: } (1 - \alpha - \beta) \cdot (h_8 - h_7) = \gamma \cdot (h_5 - h_{13}) ;$$

$$\text{Desgasificador: } ((1 - \alpha - \beta) \cdot h_8) + (\beta \cdot h_4) + (\alpha \cdot h_{12}) = h_9 ;$$

$$\text{Precalentador de Alta Presión: } (h_{11} - h_{10}) = \alpha \cdot (h_3 - h_{12}) ;$$

PARÁMETROS CICLO RANKINE

Caudal de vapor del ciclo:

$$W_{\text{turb}} = 15000 = m_{\text{vapor}} \cdot W_{\text{esp turb}}$$

Potencia de las bombas:

$$W_{\text{bomba,cond}} = m_{\text{vapor}} \cdot W_{\text{esp bomba,cond}} ;$$

$$W_{\text{bomba,HP}} = m_{\text{vapor}} \cdot W_{\text{esp bomba,HP}} ;$$

$$W_{\text{bombas}} = W_{\text{bomba,cond}} + W_{\text{bomba,HP}} ;$$

Potencia del Ciclo:

$$W_{\text{neta,ciclo}} = W_{\text{turb}} - W_{\text{bombas}} - W_{\text{aerocondensador}} ;$$

Calor útil aportado en la caldera:

$$Q_{\text{util,caldera}} = \frac{m_{\text{vapor}}}{2} \cdot (h_1 - h_{11}) ;$$

Balance en el Economizador:

$$Q_{eco} = \frac{m_{vapor}}{2} \cdot (h_{14} - h_{11}) = m_{sal} \cdot C_{p_{eco}} \cdot (T_{32} - T_{33})$$

Balance en el Evaporador:

$$Q_{eco} = \frac{m_{vapor}}{2} \cdot (h_{15} - h_{14}) = m_{sal} \cdot C_{p_{eva}} \cdot (T_{31} - T_{32})$$

Balance en el Sobrecalentador:

$$Q_{eco} = \frac{m_{vapor}}{2} \cdot (h_1 - h_{15}) = m_{sal} \cdot C_{p_{sobre}} \cdot (T_{30} - T_{31})$$

Calor útil aportado por las sales:

$$Q_{til,sales} = Q_{eco} + Q_{eva} + Q_{sobre}$$

Calor útil aportado al ciclo:

$$Q_{til,total} = Q_{til,sales} + Q_{util,caldera}$$

Rendimiento térmico del ciclo:

$$\eta_{térmico \text{ ciclo}} = \frac{W_{neta,ciclo}}{Q_{util,total}};$$

Calor cedido en el condensador:

$$Q_{ced,cond} = m_{vapor} \cdot ((1 - \alpha - \beta - \gamma) \cdot h_2 + \gamma \cdot h_{13} - (1 - \alpha - \beta) \cdot h_6);$$

Anexo B

Cálculo de la Caldera de Biomasa

El primer paso es calcular el oxígeno estequiométrico necesario para que haya combustión completa, para ello se emplean las propiedades del orujillo recogidas en la Tabla 5.1.

$$\begin{aligned}
 C &\Rightarrow 0.51 \frac{\text{kg C}}{\text{kg cble}} \cdot (1 - 0.0873) \cdot \frac{32 \text{kg O}_2}{12 \text{kg C}} = 1.2413 \text{kg O}_2 \\
 H &\Rightarrow 0.059 \frac{\text{kg H}}{\text{kg cble}} \cdot (1 - 0.0873) \cdot \frac{32 \text{kg O}_2}{4 \text{kg H}_2} = 0.4308 \text{kg O}_2 \\
 S &\Rightarrow 0.001 \frac{\text{kg S}}{\text{kg cble}} \cdot (1 - 0.0873) \cdot \frac{32 \text{kg O}_2}{32 \text{kg S}} = 0.0009 \text{kg O}_2 \\
 O &\Rightarrow 0.4198 \frac{\text{kg O}_2}{\text{kg cble}} \cdot (1 - 0.0873) = 0.3832 \text{kg O}_2
 \end{aligned}$$

Se suma la masa de oxígeno necesaria para la combustión completa del carbono, hidrógeno y azufre y se le resta el oxígeno que ya contiene el propio combustible.

$$1.67298 \text{kg O}_2 - 0.3832 \text{kg O}_2 = 1.2898 \text{kg O}_2 \times \frac{1 \text{kg aire}}{0.23 \text{kg O}_2} = \mathbf{5.60795 \frac{\text{kg aire}}{\text{kg cble}}}$$

Para realizar los cálculos, los datos que se han utilizado son los siguientes:

$$\begin{aligned}
 C_{p,\text{aire}} &= 1.005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}; & C_{p,\text{humos}} &= 1.08 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}; & \text{PCI} &= 15840 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\
 n(\text{exceso de aire}) &= 1.5; & AE_{\text{esteq}} &= 5.60795 \frac{\text{kg aire}}{\text{kg cble}} \\
 T_{\text{ref}} &= 25^\circ\text{C}; & T_{43} &= 150^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

A continuación, se detallan las ecuaciones necesarias para el cálculo; estas son las mismas para los dos modos de operación existentes. La única diferencia es el valor del calor útil generado por la caldera que se mostrará junto a los resultados obtenidos para cada modo.

Balances de masa:

$$m_{\text{aire,intr}} = m_{\text{cble}} \cdot AE_{\text{esteq}} \cdot n;$$

$$m_{\text{humos}} = m_{\text{cble}} + m_{\text{aire,intr}};$$

Balance de energía en el sistema completo (caldera más precalentador):

$$m_{\text{cble}} \cdot \text{PCI} = Q_{\text{util,caldera}} + m_{\text{humos}} \cdot Cp_{\text{humos}} \cdot (T_{43} - T_{\text{ref}});$$

Balance de energía en la caldera:

$$m_{\text{cble}} \cdot \text{PCI} + m_{\text{aire,intr}} \cdot Cp_{\text{aire}} \cdot (T_{41} - T_{\text{ref}}) = Q_{\text{util,caldera}} + m_{\text{humos}} \cdot Cp_{\text{humos}} \cdot (T_{42} - T_{\text{ref}});$$

Balance de energía en el precalentador:

$$m_{\text{humos}} \cdot Cp_{\text{humos}} \cdot (T_{42} - T_{43}) = m_{\text{aire,intr}} \cdot Cp_{\text{aire}} \cdot (T_{41} - T_{\text{ref}});$$

Rendimiento de la caldera:

$$\eta_{\text{caldera}} = \frac{Q_{\text{util,caldera}}}{m_{\text{cble}} \cdot \text{PCI}}$$

Calor liberado por el combustible:

$$Q_{\text{cble}} = m_{\text{cble}} \cdot \text{PCI}$$

Calor transferido en el precalentador de aire:

$$Q_{\text{precalentador,aire}} = m_{\text{humos}} \cdot Cp_{\text{humos}} \cdot (T_{42} - T_{43});$$

Anexo C

Dimensionamiento del Tanque de Sales Fundidas

Datos:

$$t_{\text{auto}} = 15 \text{ min}; \quad \rho_{\text{sales}} = 1825 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}; \quad m_{\text{sales}} = 47 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Masa de sales:

$$m_{\text{sales}} = 47 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ mín}} \cdot 15 \text{ min} = 42300 \text{ kg}$$

Volumen de sales:

$$V_{\text{util,sales}} = \frac{42300 \text{ kg}}{1825 \text{ kg/m}^3} = 23.178 \text{ m}^3$$

Volumen nominal de sales:

$$V_{\text{NOM,sales}} = 1.25 \cdot V_{\text{util,sales}} = 28.973 \text{ m}^3$$

Cálculo diámetro y altura del tanque, a partir, de la fórmula del volumen del tanque y la relación altura/diámetro:

$$\frac{H_{\text{tanque}}}{D_{\text{tanque}}} = 1$$

$$V_{\text{NOM,sales}} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{tanque}}^2 \cdot H_{\text{tanque}}$$

Resultados obtenidos:

$$H_{\text{tanque}} = 3.329 \text{ m}; \quad D_{\text{tanque}} = 3.329 \text{ m}$$

Anexo D

Catálogos de los Equipos

D.1 Bomba de Sales Fundidas, BHTF

SULZER

Pumps and pumping systems

VEY molten salt pump for concentrated solar power



Features and benefits

1 Engineered suction design for optimized submergence

2 First stage impeller

- Inducer or high Suction Specific Speed (Nss) impeller for reduced NPSHr

3 Engineered bearing bushings

- Better shaft alignment and adaptation to the thermal expansion

4 Main shaft sealing by throttle bushing

- Permanent leak-off recirculation to the molten salt tank

5 Auxiliary shaft sealing deflector

- Prevents leakage of molten salt to the atmosphere

6 Efficient thermal barrier

- Heat barrier between hot/cold sections

7 Muff coupling to ease dismantling

8 Special design to allow thermal expansions

- Extended wear ring zone
- Clearances calculated considering all the relative expansions

Engineered to your needs

Thermal distortion Finite Element Analysis (FEA) at steady state and stand-by conditions are performed.

Structural modal natural frequency FEA are completed in order to identify / avoid structural resonance conditions at all the running speeds.

Lateral and torsional rotor-dynamic analysis are carried out to ensure safe behavior throughout the complete speed range.



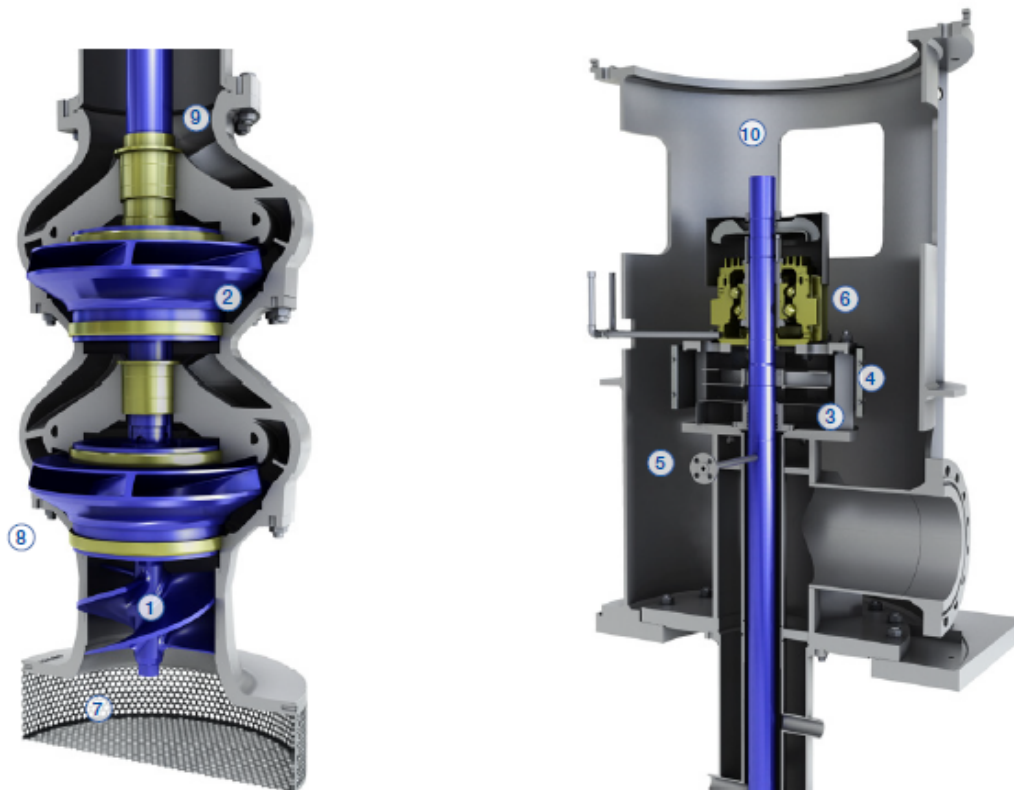
Design features

Design standards

- 1 Suction inducer for very low NPSHr
- 2 All the impellers and bowls are provided with draining holes
- 3 Efficient heat shield to limit the heat loss
- 4 Shaft fans/radiators to reduce temperature, protect and increase lifetime of the pump bearings
- 5 Nitrogen/air quench connection to allow tank blanketing
- 6 Thrust bearing located in the pump

Design options

- 7 Wide mesh suction strainer
- 8 High Nss mixed flow first stage impeller for reduced NPSHr
- 9 Interchangeable sleeves under the line shaft bearings
- 10 Thrust bearing located in the motor



Specifications

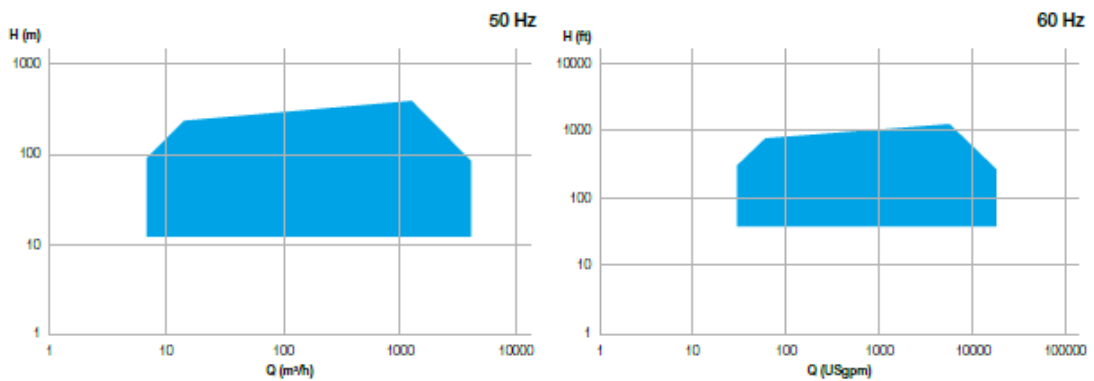
Materials

Pump part	Material
Bowl	HT carbon steel, chrome steel, HT stainless steel
Impeller	HT carbon steel, chrome steel, HT stainless steel
Shaft	HT chrome steel, HT stainless steel
Column and discharge head	HT carbon steel, HT stainless steel

Operating data

	50 Hz	60 Hz
Bowl sizes	up to 914 mm	up to 36 in.
Capacities	up to 4'000 m ³ /h	up to 17'600 USgpm
Heads	up to 380 m	up to 1'250 ft.
Pressures	up to 100 bar	up to 1'450 psi
Temperatures	up to 600°C	up to 1'100°F

Performance range

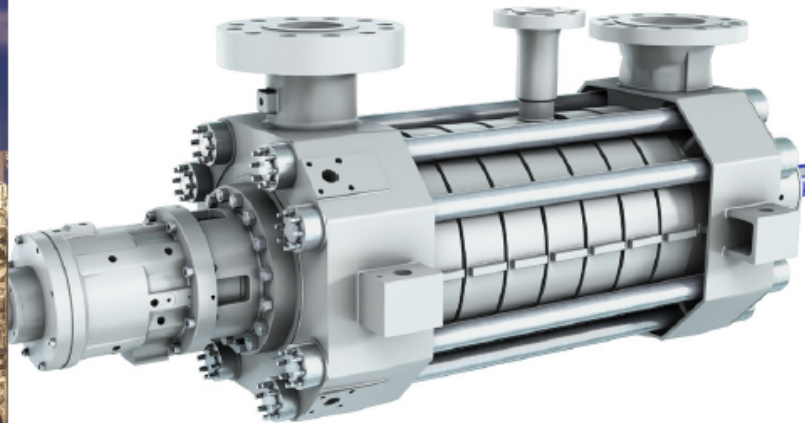


D.2 Bomba de Alta Presión, BHP

SULZER

Pumps and pumping systems

MD high pressure
stage casing pump



Features and benefits

1 Casing support

- Centerline mounting absorbs high forces and moments
- Pre-warming not required

2 Impeller

- Several hydraulic sets per pump size guarantee high efficiencies and low operating costs over a wide operating range

3 Shaft

- Transmits the required torque and minimizes deflection

4 Rotor design

- Stacked rotor with staggered keyways to transmit torque

5 Intermediate take-off

- Reduces head losses; large take-off flow is available on certain sizes

6 Balance drum

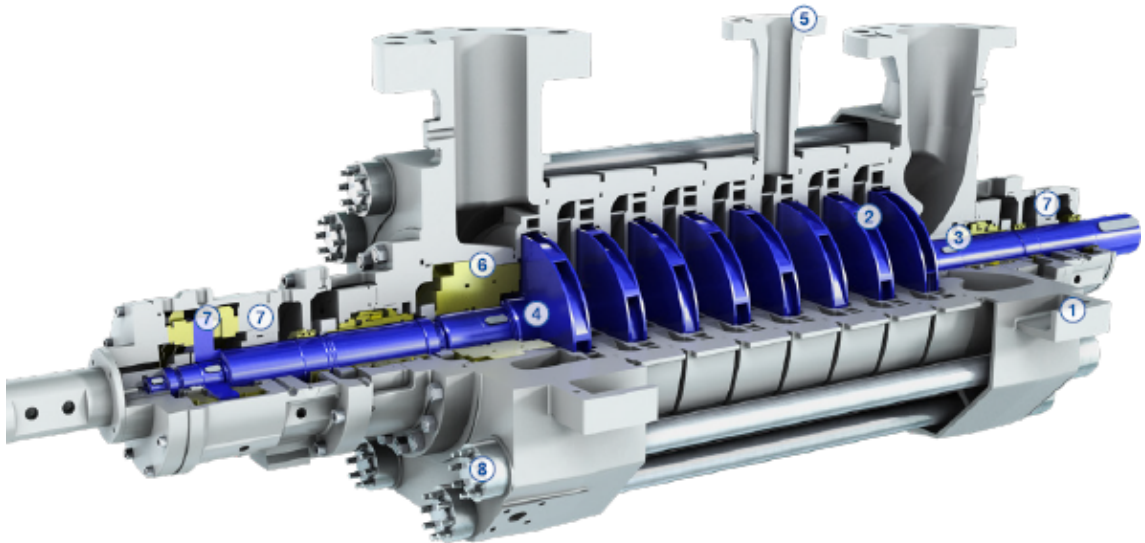
- Balance drum and axial thrust bearing designed for long life under extreme operating conditions

7 Bearings and lubrication

- Sleeve radial and tilting pad thrust bearings are optional for high power and thrust duties
- External lube oil supply can be provided for high power and thrust duties

8 Discharge casing and nuts

- Mechanical tensioners allow simple tightening and loosening and provide high security against loosening (no special tooling required)
- High pressure version available up to 350 bar MAWP (5 080 psi) and able to accept downward thermal transients



Specifications

Materials

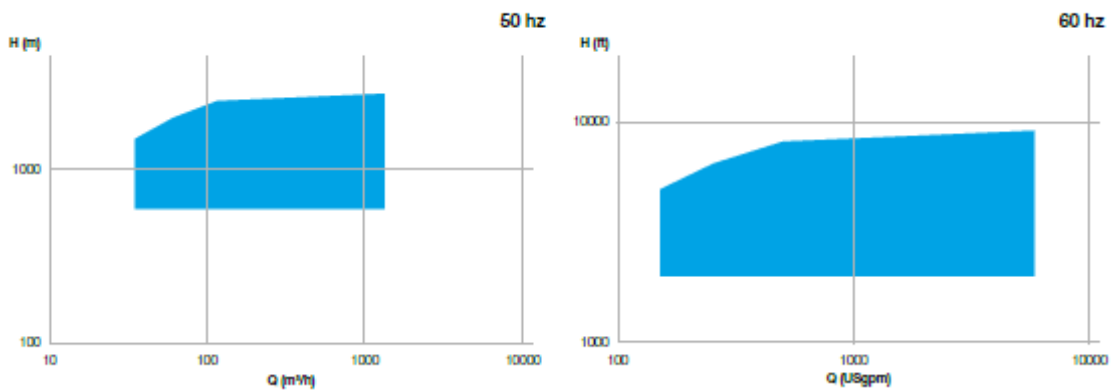
Pump part	Material
Suction, stage and discharge casings	Chrome steel
Impellers and diffusers	Chrome steel
Shaft	Chrome steel
Balancing system	Chrome steel

Operating data

	50 Hz	60 Hz
Pump sizes	up to 200 mm	up to 8 in.
Capacities	up to 1'200 m ³ /h	up to 5'300 USgpm
Heads	up to 2'800 m	up to 9'200 ft.
Suction pressures	up to 50 bar	up to 725 psi
Discharge pressures	up to 350 bar	up to 5'080 psi
Temperatures	up to 210°C	up to 410°F

Higher temperatures upon request

Performance range

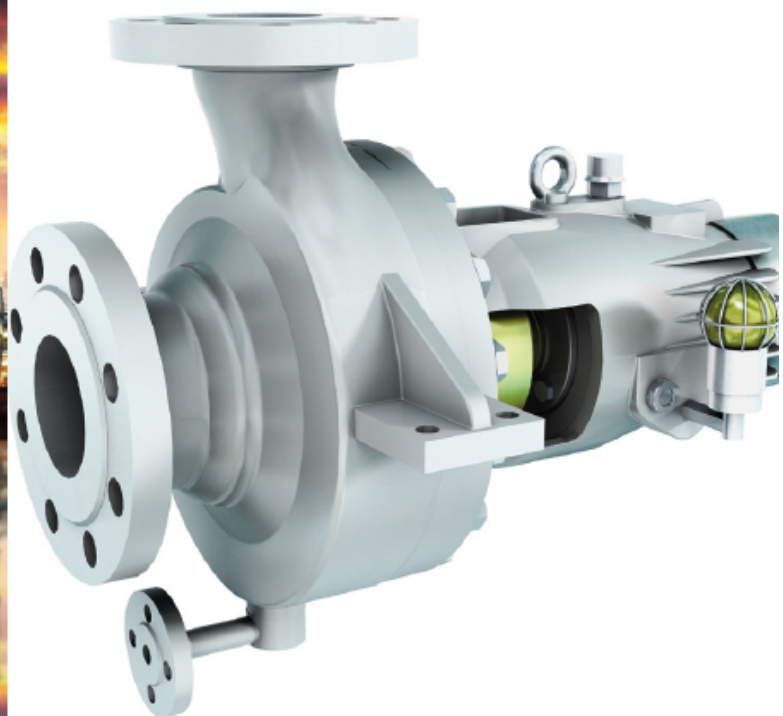


D.3 Bomba de Condensados, BC

SULZER

Pumps and pumping systems

ZE/ZF process pump
API 610



Features and benefits

1 Flanges

- 300# and 600# or DIN flanges available
- Wide range of Maximum Allowable Working Pressure (MAWP); can be used on boiler circulation and energy recovery booster services

2 Pressure boundary

- MAWP up to 100 bar (1'440 psi)
- Self venting casings with double volutes on larger sizes

3 Enclosed dynamically balanced impeller

- Lowers Net Positive Suction Head required (NPSH3)
- Reduces vibration
- Maximizes bearing and seal life

4 Heavy duty radial and thrust bearings

- Long thrust bearing and radial bearing life in tough services
- Roller radial bearings handle more loads
- Ball radial bearing can be supplied when specified

5 Bearing housing

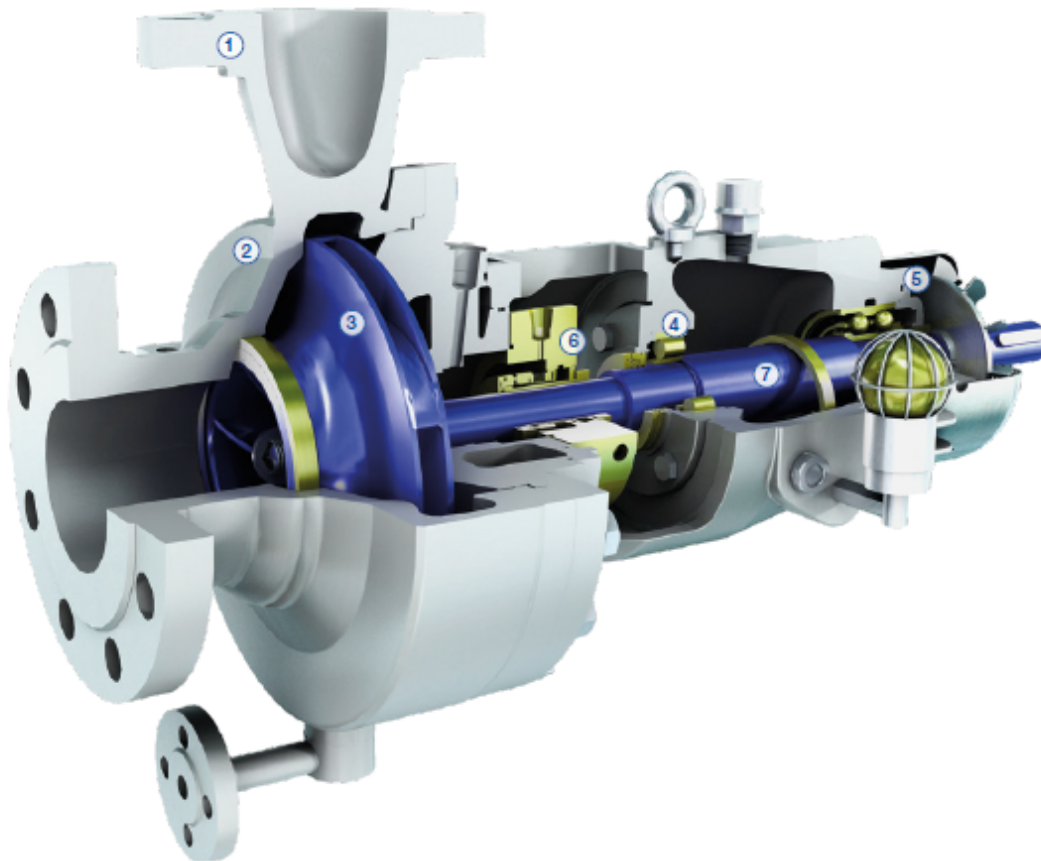
- Maximum interchangeability
- Water cooling not required when fan supplied
- Bearing isolators to match customer needs
- Pure or purge oil mist prolongs bearing life

6 Mechanical seals

- Cartridge type API 682 seals normally supplied
- Other types of seals to meet customer specifications

7 Heavy duty shaft

- Less deflection adds life to bearings, mechanical seals, and wear rings



Specifications

Materials

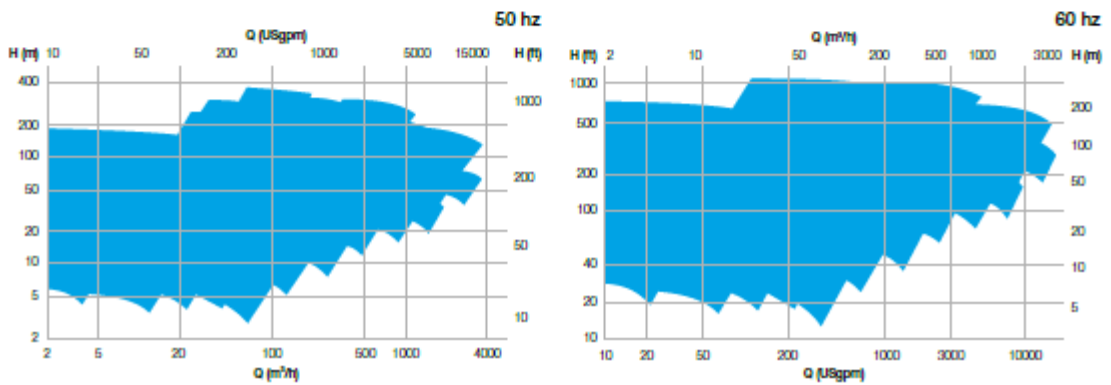
Pump part	Material
Casing	Carbon steel, chrome steel, 316 SS, duplex, superduplex
Impeller	Chrome steel, 316 SS, duplex, superduplex
Shaft	Stainless steel, duplex, superduplex

API 610 material codes S-5, S-6, S-8, C-6, A-8, D-1, D-2

Operating data

	50 Hz	60 Hz
Pump sizes	up to 400 mm	up to 16 in.
Capacities	up to 2'600 m ³ /h	up to 11'440 USgpm
Heads	up to 300 m	up 1'000 ft.
Pressures	up to 100 bar	up to 1'450 psi
Temperatures	up to 425°C	up to 800°F

Performance range



D.4 Turbina de Vapor

SST-300

Industrial steam turbine

The SST-300 is an optimal solution for a wide range of applications due to the implementation of the best technology combined with over 20 years of experience. In the last decade alone, this turbine has been installed in over 500 industrial and power applications by customers all over the world.

The flexible configuration of the SST-300 enables it to be used in diverse applications such as waste-to-energy, chemical processing, pulp and paper, cement and many more.

All components and auxiliaries including the lube oil system are mounted on a common base frame. The turbine can be configured with either an upward, downward or axial exhaust orientation depending on the layout of the plant. The turbine can also accommodate multiple steam extraction/steam induction points as well. The compact design and simple layout of the turbine significantly reduce the cost and time associated with its construction, inspection and maintenance.

At a glance

- All components and auxiliaries can be mounted on a common base frame or skid
- Short erection time at site due to a "plug and play" system
- Fast, early and flexible layout planning

SST-300

Power output	up to 60 MW
Speed	up to 12,000 rpm
Live steam parameters	
Inlet pressure	140 bar/ 2,030 psi
Inlet temperature	540 °C/ 1,004 °F
Exhaust steam parameters	
Back pressure	0.05–0.15 bar (a)
Condensing	0.15–0.50 bar (a)
District heating	2–20 bar(a)
Controlled extractions (up to 2)	
Pressure	Single or double, adaptive stage, nozzle control, throttle control up to 25 bar/ 362 psi
Temperature	400 °C/ 752 °F
Uncontrolled extractions (up to 6)	
Pressure	up to 60 bar/ 870 psi



SST-300



Waste-to-energy plant, Lincoln/UK

In operation since 2014, the Lincolnshire Waste-to-energy facility provides a safe, sustainable and affordable waste treatment solution to dispose of household waste, with a useful and profitable by-product: electricity. It burns 150.000 t of waste a year



Power output:
25,15 MW

Speed:
5,300 rpm

Live steam pressure:
58 bar/841 psi

Live steam temperature:
397°C/746°F

Exhaust steam pressure:
0.07 bar/1 psi



Typical applications

- Biomass plants
- Chemical and petrochemical industry
- Cement industry
- Combined cycle power plants and combined heat and power plants
- Concentrated solar power plants
- District heating
- Waste-to-energy plants (waste incineration)
- Pulp and paper mills
- Sugar industry
- Steel works and mines

SST-300

Valve arrangement

Internal valve arrangements (or adaptive stages) control the steam flow and maintain constant process steam extraction pressures over a wide flow range.

Reaction Blading

The rotor is fitted with resonance-proof fully shrouded blading. The last stage is free standing with a clamping wire (condensing steam turbine)

Exhaust

Equipped with upward, downward or axial exhaust orientation

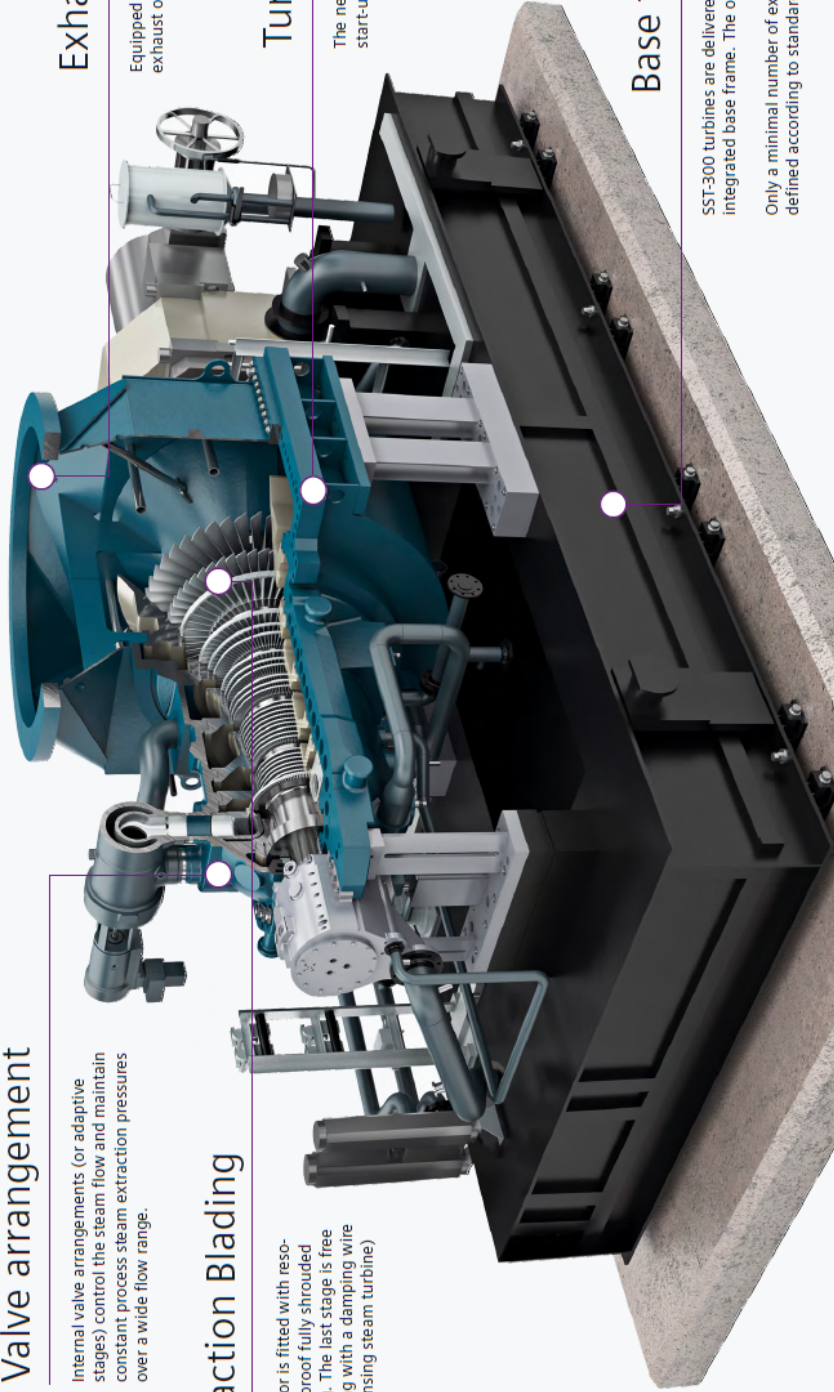
Turbine Casing

The nearly symmetrical casing allows short start-up times and quick load changes.

Base frame

SST-300 turbines are delivered as packaged units with simple or integrated base frame. The oil tank is inside the base frame.

Only a minimal number of external connections, which are clearly defined according to standards, ensure fast and easy installation.



Anexo E

Cálculos Análisis Económico

E.1 Presupuesto

Unidad de obra	Código	Magnitud	Ítem	Referencia	Precio por ud (Ref.)	Real	Cantidad	Índice de Boehm	Precio por ud (Real)	Precio por ud corregido	Precio total
Mecánica		Potencia nominal, MW	Turbina de Vapor (TV)	174.5	30,000,000 €		15	0.75	4,762,589 €	7,022,985 €	7,022,985 €
Mecánica		Potencia, MWth	Aercondensadores	10	1,200,000 €		25	1	2,176,919 €	3,210,122 €	3,210,122 €
Mecánica		Potencia bomba, kW	Bomba condensado	600	250,000 €		20	0.7	23,118 €	34,091 €	68,181 €
Mecánica		Potencia bomba, kW	Bomba alimentación	1400	500,000 €		267	0.7	156,761 €	231,163 €	462,325 €
Mecánica		Potencia bomba, kW	Bomba HTF	1500	400,000 €		50	0.7	36,989 €	54,545 €	109,090 €
Mecánica		Potencia HTF, MWth	Campo de heliostatos								6,096,586 €
Mecánica			Torre								4,567,989 €
Mecánica			Receptor								4,259,900 €
Mecánica		Massa sales, kg	Sales Fundidas			42300					36,400 €
Mecánica		Caudal vapor, kg/s	Generador de vapor solar	62	10,000,000 €		8.7	0.8	2,078,270 €	3,064,653 €	3,064,653 €
Mecánica		Superficie externa, m2	TES				52				160,000 €
Mecánica		Potencia térmica, MWth	Precalentador HP, H.P.P	1	50,000 €		3	0.85	127,211 €	127,211 €	127,211 €
Mecánica		Potencia térmica, MWth	Precalentador LP, L.P.P	1	50,000 €		5	0.85	196,379 €	196,379 €	196,379 €
Mecánica		Potencia térmica, MWth	Caldera de Biomasa	25	12,000,000 €		40	0.75	17,071,482 €	17,071,482 €	17,071,482 €
Mecánica			Filtros de mangas y Equipos Eliminación Nox y Sox								2,960,000 €
Mecánica		Potencia planta, MW	Auxiliar: aire comprimido	900	450,000 €		15	0.8	17,009 €	25,082 €	25,082 €
Mecánica		Potencia planta, MW	Auxiliar: tratamiento agua y efluentes	1	60,000 €		15	0.85	599,555 €	599,555 €	599,555 €
Mecánica		Potencia planta, MW	Auxiliar: protección contra incendios	900	1,800,000 €		15		154,306 €	227,542 €	227,542 €
Mecánica		Potencia planta, MW	Auxiliar: climatización	900	750,000 €		15	0.8	28,349 €	41,804 €	41,804 €
Mecánica		Potencia planta, MW	Montaje mecánico	900	50,000,000 €		15	0.8	1,889,944 €	2,786,944 €	2,786,944 €

Unidad de obra	Código	Magnitud	Item	Referencia	Precio por ud (Ref.)	Real	Cantidad	Índice de Boehm	Precio por ud (Real)	Precio por ud corregido	Precio total
Eléctrica		Potencia planta, MW	Subestación	900	15,000,000 €	15	1	0.7	853,857 €	1,259,113 €	1,259,113 €
Eléctrica		Potencia traf, MVA	Transformador principal	1	40,000 €	15	1	0.7	286,271 €	319,525 €	319,525 €
Eléctrica		Potencia planta, MW	Transformadores auxiliares			15	1		45,000 €	45,000 €	45,000 €
Eléctrica		Potencia planta, MW	Barras fase aislada	900	600,000 €	15	1	0.7	34,154 €	50,365 €	50,365 €
Eléctrica		Potencia planta, MW	Infraestructura MT	900	5,300,000 €	15	1	0.7	313,081 €	461,675 €	461,675 €
Eléctrica		Potencia planta, MW	Infraestructura BT	900	3,000,000 €	15	1	0.7	170,771 €	251,823 €	251,823 €
Eléctrica		Potencia planta, MW	Interruptor generación	900	1,300,000 €	15	1	0.7	85,386 €	125,911 €	125,911 €
Eléctrica		Potencia planta, MW	Equipos medida producción	900	1,000,000 €	15	1	0.7	56,924 €	83,941 €	83,941 €
Eléctrica		Potencia planta, MW	Generador de emergencia	900	500,000 €	15	1	0.7	28,462 €	41,970 €	41,970 €
Eléctrica		Potencia planta, MW	Sistema DC	900	500,000 €	15	1	0.7	28,462 €	41,970 €	41,970 €
Eléctrica		Potencia planta, MW	Montaje eléctrico	900	10,000,000 €	15	1	0.7	569,238 €	839,408 €	839,408 €
Eléctrica		Potencia planta, MW	DCS	900	1,300,000 €	15	1	0.6	128,588 €	189,618 €	189,618 €
Instrumentación y control		Potencia planta, MW	Sistema de comunicaciones	900	50,000 €	15	1	0.6	42,863 €	63,206 €	63,206 €
Instrumentación y control		Potencia planta, MW	Estación meteorológica		50,000 €	-	1		50,000 €	73,731 €	73,731 €
Instrumentación y control		Potencia nominal TV, MW	Sistema muestreo vapor	174.5	500,000 €	15	1	0.6	114,696 €	169,132 €	169,132 €
Instrumentación y control		Potencia planta, MW	Instrumentación	900	1,000,000 €	15	1	0.6	65,725 €	126,412 €	126,412 €
Instrumentación y control		Potencia planta, MW	Válvulas de control	900	2,000,000 €	15	1	0.6	171,451 €	252,824 €	252,824 €
Instrumentación y control		Potencia planta, MW	Auxiliar: I&C	900	1,300,000 €	15	1	0.7	85,386 €	125,911 €	125,911 €
Instrumentación y control		Potencia planta, MW	Montaje I&C	900	15,000,000 €	15	1	0.75	695,789 €	1,026,023 €	1,026,023 €
Civil		Potencia planta, MW	Obra civil BOP (movimiento tierras, cimentaciones, edificios, estructuras, redes enterradas, urbanización)								7,600,000 €
Civil		Potencia HTF, MWth	Obra civil campo solar								
			Índice de Boehm	0.6							
			Índice de actualización	2016	541.7						
				2024	798.8						
											INVERSIÓN INICIAL: 66,241,777 €

E.2 Financiación

FINANCIACIÓN		CUADRO DE AMORTIZACIÓN									
	%	Importe	Período	Amortización	Intereses	Cuota	Capital pendiente	Importe comisión de cancelación	Coste de cancelación		
Interna	25.00%	16,560,444 €	1	-2,508,433 €	-2,009,113 €	-4,517,546 €	47,719,395 €	477,194 €	48,196,589 €		
Externa	75.00%	49,681,333 €	2	-2,608,770 €	-1,908,776 €	-4,517,546 €	45,110,624 €	451,106 €	45,561,731 €		
Condiciones financiación			3	-2,713,121 €	-1,804,425 €	-4,517,546 €	42,397,503 €	423,975 €	42,821,478 €		
Modelo		Francés	4	-2,821,048 €	-1,695,900 €	-4,517,546 €	38,575,857 €	385,759 €	38,971,616 €		
Periodicidad		Anual	5	-2,934,512 €	-1,583,034 €	-4,517,546 €	36,641,346 €	366,413 €	37,007,759 €		
Tipo de interés		4.00%	6	-3,051,892 €	-1,465,654 €	-4,517,546 €	33,589,453 €	335,895 €	33,925,348 €		
Plazo (años: 25 máximo)		15	7	-3,173,988 €	-1,343,578 €	-4,517,546 €	30,415,485 €	304,155 €	30,719,640 €		
Comisión de apertura		1.00%	8	-3,300,927 €	-1,216,619 €	-4,517,546 €	27,114,559 €	271,146 €	27,385,704 €		
Gastos de gestión		0.10%	9	-3,432,964 €	-1,084,582 €	-4,517,546 €	23,681,595 €	236,816 €	23,918,411 €		
Comisión de cancelación anticipada		1.00%	10	-3,570,282 €	-947,264 €	-4,517,546 €	20,111,313 €	201,113 €	20,312,426 €		
Importe total financiación			11	-3,713,094 €	-804,453 €	-4,517,546 €	16,398,219 €	163,982 €	16,562,201 €		
			12	-3,861,617 €	-655,929 €	-4,517,546 €	12,536,802 €	125,386 €	12,662,188 €		
			13	-4,016,082 €	-501,464 €	-4,517,546 €	8,520,520 €	85,205 €	8,605,725 €		
			14	-4,176,725 €	-340,821 €	-4,517,546 €	4,343,794 €	43,438 €	4,387,232 €		
			15	-4,343,794 €	-173,752 €	-4,517,546 €	0 €	0 €	0 €		
			Total	-50,227,828 €	-17,535,384 €	-67,763,191 €					

E.3 Flujos de Caja

Año	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ingresos											
Producción	116.792,00	116.792,00	116.792,00	116.792,00	116.792,00	116.792,00	116.792,00	116.792,00	116.792,00	116.792,00	116.792,00
Precio	80,000,000,00	80,000,000,00	80,000,000,00	80,000,000,00	80,000,000,00	80,000,000,00	80,000,000,00	80,000,000,00	80,000,000,00	80,000,000,00	80,000,000,00
TOTAL INGRESOS	9263160	9402310,4	9686495,232	9831792,66	9979269,55	10120950,59	10260092,97	10405106,37	105495106,37	106991632,96	108591632,96
Gastos											
Costes de funcionamiento											
Coste Biomasa	3706620										
Operación y mantenimiento (45000h/IV)	675000,00										
Salarios	560000,00										
Seguros (0,5% coste de la inversión)	33208,99										
Total costes de funcionamiento	5062228,99	538771,32	527662,89	5294090,69	5373502,04	5454044,57	5539516,14	5618954,88	5703239,21	5788787,80	58780787,80
Venta de equinos											
Ingresos-Gastos	4200631,11	4263633,08	4327492,17	4392404,55	4458230,62	4525184,98	4593042,45	4661938,09	4731867,16	4802845,17	4872845,17
Interés Préstamo	-200373,11	-1908775,79	-1804424,98	-1695900,13	-1583034,29	-1465653,82	-1343578,13	-1216619,41	-1084582,34	-947263,79	-797263,79
Amortización Préstamo	-2508432,98	-2608770,30	-2713121,11	-2827645,96	-2945111,80	-3069822,27	-3202967,96	-3346963,75	-3502963,75	-3670282,30	-3850282,30
Cuota Préstamo	-4517545,09	-4517545,09	-4517545,09	-4517545,09	-4517545,09	-4517545,09	-4517545,09	-4517545,09	-4517545,09	-4517545,09	-4517545,09
Amortización Anual	2163898,06	2208059,25	2208059,25	2208059,25	2208059,25	2208059,25	2208059,25	2208059,25	2208059,25	2208059,25	2208059,25
Resultado Operaciones	2036633,05	2055475,83	2154323,92	2184345,30	2250231,37	2317057,73	2384983,21	2453878,84	2523807,91	2594785,92	2666807,92
Interés Préstamo	-200373,11	-1908775,79	-1804424,98	-1695900,13	-1583034,29	-1465653,82	-1343578,13	-1216619,41	-1084582,34	-947263,79	-797263,79
Beneficio Antes Impuestos	27519,95	145704,05	349898,95	488445,17	667197,08	851461,91	1041005,08	1237259,43	1439235,57	1647522,13	1866244,13
IMPUESTO (25%)	6879,99	36676,01	78751,99	122111,29	166799,27	212862,98	260351,27	309314,86	359806,39	411880,53	465880,53
Resultado Ejercicio	20639,96	108028,04	236246,96	366333,88	500397,81	638688,93	780653,81	927944,57	1079419,18	1235641,59	1399641,59
EBITDA-IMPUESTOS	419051,13	4226863,07	4248740,18	4270293,26	4291491,35	4312302,00	4332691,18	4352623,23	4372060,77	4391964,63	4391964,63
Amortización Préstamo	-2508432,98	-2608770,30	-2713121,11	-2827645,96	-2945111,80	-3069822,27	-3202967,96	-3346963,75	-3502963,75	-3670282,30	-3850282,30
IC DESPUES DE IMPUESTO	-16560444,34	-1618092,77	-1535619,06	-1448647,30	-1356379,55	-1260409,73	-1168723,22	-1075696,55	-979097,02	-882682,34	-782682,34
FNC DE SCONTADOS	-16560444,34	-1467657,84	-1326525,49	-1191805,72	-1063228,98	-940537,15	-823402,96	-711829,62	-605350,31	-503827,76	-403827,76

Año	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ingresos										
Producción	115,792.00	115,792.00	115,792.00	115,792.00	115,792.00	115,792.00	115,792.00	115,792.00	115,792.00	115,792.00
Precio	92,843,266,002	94,239,914,992	95,649,453,717	97,084,995,523	98,540,458,456	100,018,665,332	101,518,884,381	103,041,626,470	104,587,250,867	106,166,059,630
TOTAL INGRESOS	107,505,07,46	109,117,65,07	110,754,41,54	112,415,73,17	114,101,96,77	115,813,49,72	117,550,69,96	119,313,96,01	121,110,366,95	122,920,22,46
Gastos										
Costes de funcionamiento										
Coste Biomasa										
Operación y mantenimiento (45000KWh)										
Salarios										
Seguros (0.5% coste de la inversión)										
Total costes de funcionamiento	587,567,816	596,375,311	605,327,022	614,400,837	623,676,849	632,971,102	642,466,669	652,102,654	661,884,194	671,824,566
Venta de equipos										
Ingresos-Gastos	487,487,84	494,801,16	502,222,313	509,756,480	517,402,827	525,163,869	533,043,28	541,036,947	549,152,02	557,369,789
2. FINANCIACIÓN PRÉSTAMO										
Interés Préstamo	-804,452,50	-655,928,76	-501,464,07	-340,820,78	-173,751,77					
Amortización Préstamo	-371,309,59	-386,161,73	-401,608,02	-417,672,51	-434,379,32					
Cuota Préstamo	-451,754,09	-451,754,09	-451,754,09	-451,754,09	-451,754,09					
AMORTIZACIÓN E IMPUESTOS										
Amortización Anual	220,805,25	220,805,25	220,805,25	220,805,25	220,805,25	220,805,25	220,805,25	220,805,25	220,805,25	220,805,25
Resultado Operaciones	266,682,60	27,399,51,92	281,472,08	288,950,55	296,569,03	304,357,945	312,235,403	320,230,23	328,345,77	336,583,65
Interés Préstamo	-804,452,50	-655,928,76	-501,464,07	-340,820,78	-173,751,77	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Beneficio Antes Impuestos	186,237,60	208,402,316	231,270,82	254,868,47	279,227,25	304,357,945	322,235,403	340,230,23	358,345,77	376,583,65
IMPUESTO (25%)	46,559,402	52,100,579	57,817,700	63,717,119	69,805,431	76,089,486	82,558,851	89,057,756	95,586,644	102,145,916
Resultado Ejercicio	139,678,207	156,301,737	173,453,101	191,151,358	209,421,814	228,268,459	247,676,552	267,272,474	286,759,126	306,437,739
4. FLUJOS DE CAJA										
EBITDA-IMPUESTOS	440,929,382	442,700,537	444,054,32	446,039,361	447,597,396	449,074,383	454,982,477	460,979,192	467,065,57	473,243,623
Amortización Préstamo	-371,309,59	-386,161,73	-401,608,02	-417,672,51	-434,379,32					
IC DESPUÉS DE IMPUESTO	69,620,23	56,538,804	42,797,30	29,366,830	13,219,64	44,907,43,83	45,982,477	46,979,192	47,065,57	47,324,38,23
FNC DESCONTADOS	407,053,86	314,829,22	226,962,85	143,271,77	63,580,67	205,726,149	198,507,348	191,546,376	184,833,20	178,360,20

Año	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Ingresos											
Producción	115,792.00	115,792.00	115,792.00	115,792.00	115,792.00	115,792.00	115,792.00	115,792.00	115,792.00	115,792.00	115,792.00
Precio	106,166,056.30	107,748,400.524	109,364,265.32	111,000,095.930	112,670,723.689	114,360,224.954	116,075,628.329	117,816,762.754	119,584,014.195	121,377,774.408	123,198,441.024
TOTAL INGRESOS	122,920,222.46	124,764,022.79	126,635,488.84	128,535,022.07	130,463,042.6	132,419,991.17	134,406,291.16	136,422,238.59	138,468,722.2	140,545,752.25	142,653,933.88
Gastos											
Costes de funcionamiento											
Coste Biomasa											
Operación y mantenimiento (45000)(MWh)											
Salarios											
Seguros (0.5% coste de la inversión)											
Total costes de funcionamiento	67,8124.56	68,8896.43	69,2179.88	70,2497.58	71,30372.54	72,37328.13	73,45888.05	74,56076.37	75,67917.52	76,81436.28	77,96657.83
Venta de equipos											
Ingresos-Gastos	5573897.89	5657506.36	5742368.96	5828504.49	5915932.06	6004671.04	6094741.10	6186162.22	6278954.65	6373138.97	6468351.60
Interés Prestamo											
Amortización Prestamo											
Cuota Préstamo											
Amortización Anual	2208059.25	2208059.25	2208059.25	2208059.25	2208059.25	2208059.25	2208059.25	2208059.25	2208059.25	2208059.25	2208059.25
Resultado Operaciones	3365838.65	3449447.11	3534309.71	3620445.24	3707872.81	3796611.79	3886681.86	3978102.98	4070895.41	4165079.73	4265512.36
Interés Prestamo	0.00										
Beneficio Antes Impuestos	3365838.65	3449447.11	3534309.71	3620445.24	3707872.81	3796611.79	3886681.86	3978102.98	4070895.41	4165079.73	4265512.36
IMPUESTO (25%)	841459.66	862361.78	883577.43	905111.31	926968.20	949152.95	971670.46	994525.74	1017723.85	1041269.93	1065378.09
Resultado Ejercicio	2524378.98	2587085.34	2650732.28	2715333.93	2780904.61	2847458.84	2915011.39	2983577.23	3053171.56	3123809.80	3193134.27
EBITDA-IMPUESTOS	4732438.23	4795144.58	4858791.53	4923393.18	4988963.85	5055518.09	5123070.64	5191636.48	5261230.80	5331869.04	5401493.51
Amortización Préstamo											
IC DESPUÉS DE IMPUESTO	4732438.23	4795144.58	4858791.53	4923393.18	4988963.85	5055518.09	5123070.64	5191636.48	5261230.80	5331869.04	5401493.51
FNC DESCONTADOS	1783606.20	1721180.53	1660977.26	1602915.55	1546917.60	1492908.50	1440816.15	1390571.10	1342106.50	1295357.97	1480166.31

Anexo F

Código Cálculo Ciclo de Rankine

```
1 "MODO 1: SOLO CALDERA DE BIOMASA"
2
3 {TURBINA}
4
5 "Parámetros iniciales"
6 T[1]=525;
7 P[1]=120;
8 P[2]=0.25;
9 eta_tur=0.85;
10
11 eta_tur=(h[1]-h[2])/(h[1]-h_2s)
12 eta_tur=(h[1]-h[3])/(h[1]-h_3s)
13 eta_tur=(h[1]-h[4])/(h[1]-h_4s)
14 eta_tur=(h[1]-h[5])/(h[1]-h_5s)
15
16 h[1]=Enthalpy(Steam,T=T[1],P=P[1])
17 s[1]=Entropy(Steam,T=T[1],P=P[1])
18 s_2s=s[1];
19 s_3s=s[1];
20 s_4s=s[1];
21 s_5s=s[1];
22 h_2s=Enthalpy(Steam,P=P[2],s=s_2s);
23
24 "Al principio para calcular las presiones de las extracciones, luego
comentar"
25 h[1]-h[3]=h[3]-h[4]; "los saltos deben ser iguales para maximizar el
rendimiento, pongo esa condición y calculo las presiones de las
extracciones"
26 h[3]-h[4]=h[4]-h[5];
27 h[4]-h[5]=h[5]-h[2];
28
29 P[3]=Pressure(Steam,h=h_3s,s=s_3s);
30 P[4]=Pressure(Steam,h=h_4s,s=s_4s);
31 P[5]=Pressure(Steam,h=h_5s,s=s_5s);
32 x[2]=Quality(Steam,P=P[2],h=h[2])
```

```

33
34 w_esp_tur=(h[1]-h[3])+((1-alpha)*(h[3]-h[4]))+((1-alpha-beta)*(h[4]-
      h[5]))+((1-alpha-beta-gamma)*(h[5]-h[2]))
35
36 {CONDENSADOR}
37 P[6]=P[2];
38 x[6]=0;
39 h[6]=Enthalpy(Steam,P=P[6],x=x[6]);
40 v[6]=Volume(Steam,P=P[6],x=x[6]);
41
42 {BOMBA CONDENSADOS}
43 eta_bomba=0.8;
44 P[7]=P[4];
45 w_esp_bomba_cond=(1-alpha-beta)*(h[7]-h[6]);
46 w_esp_bomba_cond=((1-alpha-beta)*100*v[6]*(P[7]-P[6]))/(eta_bomba);
47
48 {PRECALENTADOR BAJA PRESIÓN}
49
50 TTD=5;
51 TTD=T_sat_5-T[8];
52 T_sat_5=T_sat(Steam,P=P[5]);
53 P[8]=P[7];
54 h[8]=Enthalpy(Steam,T=T[8],P=P[8]);
55 h[13]=Enthalpy(Steam,P=P[5],x=0);
56
57 {DESGASIFICADOR}
58 P[9]=P[4];
59 x[9]=0;
60 h[9]=Enthalpy(Steam,P=P[9],x=x[9]);
61
62 {BOMBA ALTA PRESIÓN}
63 P[10]=P[1]
64 w_esp_bomba_HP=(h[10]-h[9]);
65 w_esp_bomba_HP=(100*v[9]*(P[10]-P[9]))/(eta_bomba);
66 v[9]=Volume(Steam,P=P[9],x=x[9])
67
68 {PRECALENTADOR ALTA}
69 T_sat_3=T_sat(Steam,P=P[3]);
70 TTD=T_sat_3-T[11];
71 P[11]=P[1];
72 h[11]=Enthalpy(Steam,T=T[11],P=P[11]);
73 x[12]=0;
74 h[12]=Enthalpy(Steam,P=P[3],x=x[12]);
75
76 {BALANCES DE ENERGÍA PRECALENTADORES Y DESGASIFICADORES}
77
78 "precalentador de baja"
79 (1-alpha-beta)*(h[8]-h[7])=gamma*(h[5]-h[13])
80 "desgasificador"
81 ((1-alpha-beta)*h[8])+(beta*h[4])+(alpha*h[12])=h[9];

```

```

82 "precalentador alta"
83 h[11]-h[10]=alpha*(h[3]-h[12]);
84
85 {CAUDAL DE VAPOR}
86 W_turb=m_vapor*w_esp_tur;
87 W_turb=15000
88
89 {POTENCIA DE LAS BOMBAS}
90 W_bomba_cond=m_vapor*w_esp_bomba_cond;
91 W_bomba_HP=m_vapor*w_esp_bomba_HP;
92 W_bombas=W_bomba_cond+W_bomba_HP;
93
94 {AEROCONDENSADORES}
95 T_AE=30;
96 rho_aire=1.145;
97 eta_aero=0.7
98 DeltaP=0.2 "kPa";
99 Q_ced_condensador=m_aire*1.005*(45-T_AE);
100 V_aire=m_aire/rho_aire;
101 W_aerocondensadores=(V_aire*DeltaP)/eta_aero
102
103
104 {PARÁMETROS CICLO RANKINE}
105 W_netto_ciclo=W_turb-W_bombas-W_aerocondensadores; "potencia planta"
106 Q_util_cald=m_vapor*(h[1]-h[11]); "calor aportado en la caldera"
107 eta_ciclo=W_netto_ciclo/Q_util_cald;
108 Q_ced_condensador=m_vapor*((1-alpha-beta-gamma)*(h[2])+(gamma*h[13])
    -(1-alpha-beta)*(h[6]));
109
110
111
112 s[2]=Entropy(Steam,P=P[2],h=h[2])
113 s[3]=Entropy(Steam,P=P[3],h=h[3])
114 s[4]=Entropy(Steam,P=P[4],h=h[4])
115 s[5]=Entropy(Steam,P=P[5],h=h[5])
116 T[2]=Temperature(Steam,P=P[2],h=h[2])
117 T[3]=Temperature(Steam,P=P[3],h=h[3])
118 T[4]=Temperature(Steam,P=P[4],h=h[4])
119 T[5]=Temperature(Steam,P=P[5],h=h[5])
120 T[6]=Temperature(Steam,P=P[6],x=x[6])
121 s[6]=Entropy(Steam,P=P[6],x=x[6])
122 T[7]=Temperature(Steam,P=P[7],h=h[7])
123 s[7]=Entropy(Steam,P=P[7],h=h[7])
124 s[8]=Entropy(Steam,T=T[8],P=P[8]);
125 s[13]=Entropy(Steam,P=P[5],x=0);
126 T[13]=Temperature(Steam,P=P[5],x=0)
127 s[9]=Entropy(Steam,P=P[9],x=x[9]);
128 T[9]=Temperature(Steam,P=P[9],x=x[9])
129 T[10]=Temperature(Steam,P=P[10],h=h[10])
130 s[10]=Entropy(Steam,P=P[10],h=h[10])

```

```

131 s[11]=Entropy(Steam,T=T[11],P=P[11]);
132 s[12]=Entropy(Steam,P=P[3],x=x[12]);
133 T[12]=Temperature(Steam,P=P[3],x=x[12]);
134
135 {
136 "MODO 2: CALDERA BIOMASA Y GENERADOR SOLAR"
137
138
139 {TURBINA}
140
141 "Parámetros iniciales"
142 T[1]=525;
143 P[1]=120;
144 P[2]=0.25;
145 eta_tur=0.85;
146 P[3]=43.6;
147 P[4]=11.78;
148 P[5]=2.125;
149
150 eta_tur=(h[1]-h[2])/(h[1]-h_2s)
151 eta_tur=(h[1]-h[3])/(h[1]-h_3s)
152 eta_tur=(h[1]-h[4])/(h[1]-h_4s)
153 eta_tur=(h[1]-h[5])/(h[1]-h_5s)
154
155 h[1]=Enthalpy(Steam,T=T[1],P=P[1])
156 s[1]=Entropy(Steam,T=T[1],P=P[1])
157 s_2s=s[1];
158 s_3s=s[1];
159 s_4s=s[1];
160 s_5s=s[1];
161 h_2s=Enthalpy(Steam,P=P[2],s=s_2s);
162 h_3s=Enthalpy(Steam,P=P[3],s=s_3s);
163 h_4s=Enthalpy(Steam,P=P[4],s=s_4s);
164 h_5s=Enthalpy(Steam,P=P[5],s=s_5s);
165
166 x[2]=Quality(Steam,P=P[2],h=h[2])
167
168 w_esp_tur=(h[1]-h[3])+((1-alpha)*(h[3]-h[4]))+((1-alpha-beta)*(h[4]-
      h[5]))+((1-alpha-beta-gamma)*(h[5]-h[2]))
169
170 {CONDENSADOR}
171 P[6]=P[2];
172 x[6]=0;
173 h[6]=Enthalpy(Steam,P=P[6],x=x[6]);
174 v[6]=Volume(Steam,P=P[6],x=x[6]);
175
176 {BOMBA CONDENSADOS}
177 eta_bomba=0.8;
178 P[7]=P[4];
179 w_esp_bomba_cond=(1-alpha-beta)*(h[7]-h[6]);

```

```

180 w_esp_bomba_cond=((1-alpha-beta)*100*v[6]*(P[7]-P[6]))/(eta_bomba);
181
182 {PRECALENTADOR BAJA PRESIÓN}
183
184 TTD=5;
185 TTD=T_sat_5-T[8];
186 T_sat_5=T_sat(Steam,P=P[5]);
187 P[8]=P[7];
188 h[8]=Enthalpy(Steam,T=T[8],P=P[8]);
189 h[13]=Enthalpy(Steam,P=P[5],x=0);
190
191 Q_preB=m_vapor*gamma*(h[5]-h[13]);
192
193
194 {DESGASIFICADOR}
195 P[9]=P[4];
196 x[9]=0;
197 h[9]=Enthalpy(Steam,P=P[9],x=x[9]);
198
199 {BOMBA ALTA PRESIÓN}
200 P[10]=P[1]
201 w_esp_bomba_HP=(h[10]-h[9]);
202 w_esp_bomba_HP=(100*v[9]*(P[10]-P[9]))/(eta_bomba);
203 v[9]=Volume(Steam,P=P[9],x=x[9])
204
205 {PRECALENTADOR ALTA}
206 T_sat_3=T_sat(Steam,P=P[3]);
207 TTD=T_sat_3-T[11];
208 P[11]=P[1];
209 h[11]=Enthalpy(Steam,T=T[11],P=P[11]);
210 x[12]=0;
211 h[12]=Enthalpy(Steam,P=P[3],x=x[12]);
212
213 Q_preA=m_vapor*(h[11]-h[10]);
214
215
216 {GENERADOR DE VAPOR SOLAR}
217 P[14]=P[1];
218 P[15]=P[1];
219 x[14]=0;
220 x[15]=1;
221 h[14]=Enthalpy(Steam,P=P[14],x=x[14]);
222 h[15]=Enthalpy(Steam,P=P[15],x=x[15]);
223 T[14]=T_sat(Steam,P=P[14])
224 T[15]=T_sat(Steam,P=P[15])
225 Q_eco=f*m_vapor*(h[14]-h[11]) "calor aportado al economizador"
226 Q_eva=f*m_vapor*(h[15]-h[14]); "vapor aportado al evaporador"
227 Q_sobre=f*m_vapor*(h[1]-h[15]) "vapor aportado al sobrecalentador"
228 Q_ap_solar=Q_eco+Q_eva+Q_sobre;
229

```

```

230
231 {BALANCES DE ENERGÍA PRECALENTADORES Y DESGASIFICADORES}
232
233 "precalentador de baja"
234 (1-alpha-beta)*(h[8]-h[7])=gamma*(h[5]-h[13])
235 "desgasificador"
236 ((1-alpha-beta)*h[8])+(beta*h[4])+(alpha*h[12])=h[9];
237 "precalentador alta"
238 h[11]-h[10]=alpha*(h[3]-h[12]);
239
240 {CAUDAL DE VAPOR}
241 W_turb=m_vapor*w_esp_tur;
242 W_turb=15000
243
244 {POTENCIA DE LAS BOMBAS}
245 W_bomba_cond=m_vapor*w_esp_bomba_cond;
246 W_bomba_HP=m_vapor*w_esp_bomba_HP;
247 W_bombas=W_bomba_cond+W_bomba_HP;
248
249 {AEROCONDENSADORES}
250 T_AE=30;
251 rho_aire=1.145;
252 eta_aero=0.7
253 DeltaP=0.2 "kPa";
254 Q_ced_condensador=m_aire*1.005*(45-T_AE);
255 V_aire=m_aire/rho_aire;
256 W_aerocondensadores=(V_aire*DeltaP)/eta_aero
257
258 {PARÁMETROS CICLO RANKINE}
259 Q_ap=Q_ap_solar+Q_util_cald;
260 Q_ap_solar=Q_ap/2;
261 Q_util_cald=(1-f)*m_vapor*(h[1]-h[11]);
262 W_netto_ciclo=W_turb-W_bombas-W_aerocondensadores; "potencia planta"
263 eta_ciclo=W_netto_ciclo/Q_ap;
264 Q_ced_condensador=m_vapor*((1-alpha-beta-gamma)*(h[2])+(gamma*h[13])
    -(1-alpha-beta)*(h[6]));
265
266
267 {SALES TREN GENERACIÓN DE VAPOR}
268
269 T_30=565;
270 T_32=T[14]+7; "7°C como pinch point"
271 T_m_sobre=(T_30+T_31)/2
272 T_m_eva=(T_31+T_32)/2;
273 T_m_eco=(T_32+T_33)/2;
274 c_sobre=Cp('Salt(60NaNO3_40KNO3)', T=T_m_sobre);
275 c_eva=Cp('Salt(60NaNO3_40KNO3)', T=T_m_eva);
276 c_eco=Cp('Salt(60NaNO3_40KNO3)', T=T_m_eco);
277
278 Q_sobre=m_sal*c_sobre*(T_30-T_31);

```

```
279 Q_eva=m_sal*c_eva*(T_31-T_32);
280 Q_eco=m_sal*c_eco*(T_32-T_33);
281
282 s[2]=Entropy(Steam,P=P[2],h=h[2])
283 s[3]=Entropy(Steam,P=P[3],h=h[3])
284 s[4]=Entropy(Steam,P=P[4],h=h[4])
285 s[5]=Entropy(Steam,P=P[5],h=h[5])
286 T[2]=Temperature(Steam,P=P[2],h=h[2])
287 T[3]=Temperature(Steam,P=P[3],h=h[3])
288 T[4]=Temperature(Steam,P=P[4],h=h[4])
289 T[5]=Temperature(Steam,P=P[5],h=h[5])
290 T[6]=Temperature(Steam,P=P[6],x=x[6])
291 s[6]=Entropy(Steam,P=P[6],x=x[6])
292 T[7]=Temperature(Steam,P=P[7],h=h[7])
293 s[7]=Entropy(Steam,P=P[7],h=h[7])
294 s[8]=Entropy(Steam,T=T[8],P=P[8]);
295 s[13]=Entropy(Steam,P=P[5],x=0);
296 T[13]=Temperature(Steam,P=P[5],x=0)
297 s[9]=Entropy(Steam,P=P[9],x=x[9]);
298 T[9]=Temperature(Steam,P=P[9],x=x[9])
299 T[10]=Temperature(Steam,P=P[10],h=h[10])
300 s[10]=Entropy(Steam,P=P[10],h=h[10])
301 s[11]=Entropy(Steam,T=T[11],P=P[11]);
302 s[12]=Entropy(Steam,P=P[3],x=x[12]);
303 T[12]=Temperature(Steam,P=P[3],x=x[12]);
304 s[14]=Entropy(Steam,P=P[14],x=x[14]);
305 s[15]=Entropy(Steam,P=P[15],x=x[15]);
306
307 }
```

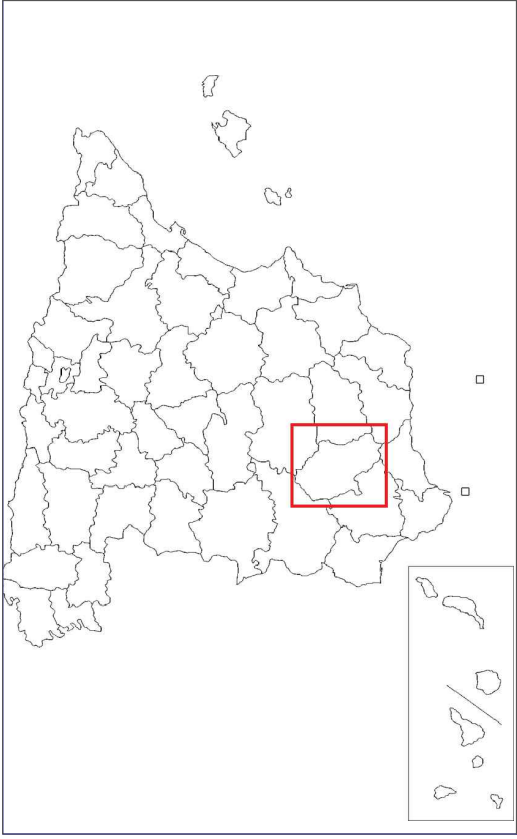

Apéndice G

Código Cálculo Caldera de Biomasa

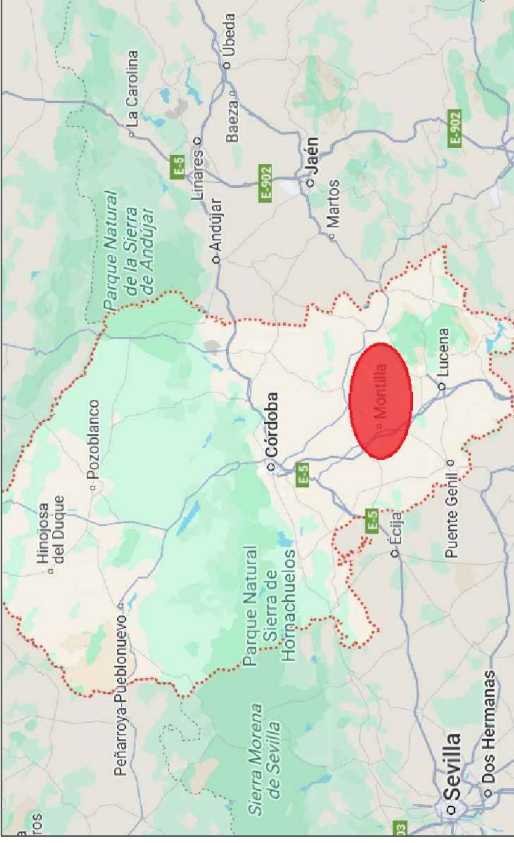
```
1 {MODO 1}
2 {
3 {DATOS}
4 PCI = 15840
5 AE_estequiometrico = 5.60794626
6 n = 1.5 "exceso de aire"
7 Q_util_cald = 40328
8 T_43 = 150
9 Cp_aire = 1.005
10 Cp_humos = 1.08
11 T_ref = 25
12
13
14 "BALANCES DE MASA"
15 M_aire_real = M_cble * AE_estequiometrico * n
16 M_humos = M_cble + M_aire_real
17
18 "BALANCE DE ENERGÍA SISTEMA COMPLETO"
19 (M_cble * PCI) = Q_util_cald + (M_humos * Cp_humos * (T_43 - T_ref))
20
21 "BALANCE DE ENERGÍA CALDERA"
22 (M_cble * PCI) + (M_aire_real * Cp_aire * (T_41- T_ref)) = Q_util_
    cald + (M_humos * Cp_humos * (T_42- T_ref))
23
24 "BALANCE DE ENERGÍA PRECALENTADOR"
25 M_humos * Cp_humos * (T_42- T_43) = M_aire_real * Cp_aire * (T_41-T_
    ref)
26
27 "RENDIMIENTO CALDERA"
28 eta_caldera = Q_util_cald / (M_cble * PCI)
29
30 Q_generado_combustible = M_cble * PCI "Calor total liberado por la
    combustión del combustible"
31 Q_precalentador = M_humos * Cp_humos * (T_42-T_43) "Calor
    transferido en el precalentador"
```

```
32 }
33
34 {MODO 2}
35 {DATOS}
36 PCI = 15840
37 AE_estequiometrico = 5.60794626
38 n = 1.5 "exceso de aire"
39 Q_util_cald = 20164;
40 T_43 = 150
41 Cp_aire = 1.005
42 Cp_humos = 1.08
43 T_ref = 25
44
45
46 "BALANCES DE MASA"
47 M_aire_real = M_cble * AE_estequiometrico * n
48 M_humos = M_cble + M_aire_real
49
50 "BALANCE DE ENERGÍA SISTEMA COMPLETO"
51 (M_cble * PCI) = Q_util_cald + (M_humos * Cp_humos * (T_43 - T_ref))
52
53 "BALANCE DE ENERGÍA CALDERA"
54 (M_cble * PCI) + (M_aire_real * Cp_aire * (T_41- T_ref)) = Q_util_
    cald + (M_humos * Cp_humos * (T_42- T_ref))
55
56 "BALANCE DE ENERGÍA PRECALENTADOR"
57 M_humos * Cp_humos * (T_42- T_43) = M_aire_real * Cp_aire * (T_41-T_
    ref)
58
59 "RENDIMIENTO CALDERA"
60 eta_caldera = Q_util_cald / (M_cble * PCI)
61
62 Q_generado_combustible = M_cble * PCI "Calor total liberado por la
    combustión del combustible"
63 Q_precalentador = M_humos * Cp_humos * (T_42-T_43) "Calor
    transferido en el precalentador"
```

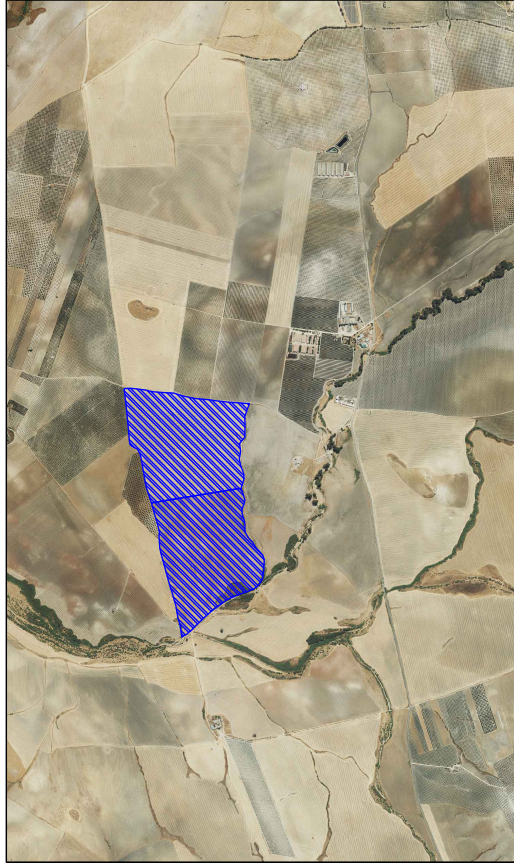
Planos



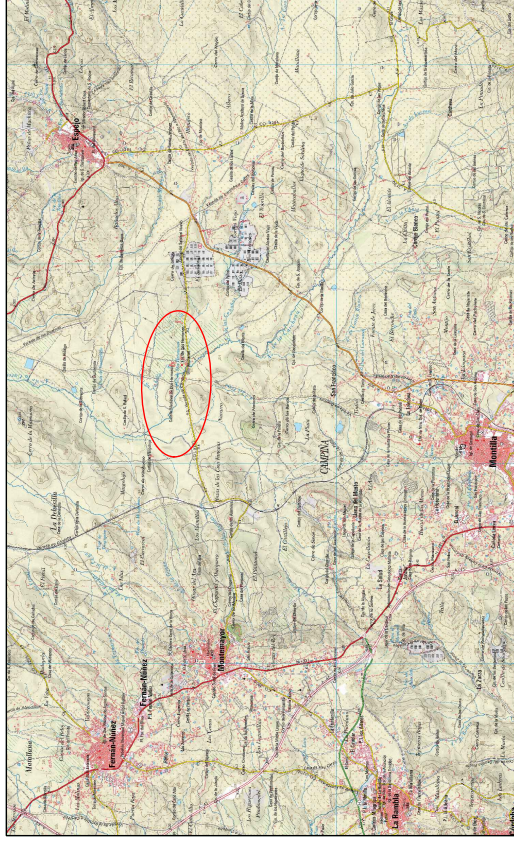
ESPAÑA




PROVINCIA DE CÓRDOBA



EMPLAZAMIENTO



LOCALIZACION ESPECÍFICA

 <p>Escuela Técnica Superior de INGENIERIA DE SEVILLA</p>	<p>PROYECTO: ANTEPROYECTO DE UNA PLANTA DE POTENCIA BASADA EN LA HIBRIDACION BIOMASA+TERMO-SOLAR</p>	<p>Nº PUNTO: 1</p>	<p>FECHA: JUNIO/25</p>
	<p>UBICACION: MONTILLA-MONTEMAYOR</p>	<p>CONTENIDO: LOCALIZACIÓN</p>	



COORDENADAS UTM. HUSO 30		
PUNTO	X	Y
C1	357222	4170212
C2	357131	4169450
C3	356065	4168378
C4	355711	4169861

PARCELAS			
Número	Poligono	Parcela	Área
1	8	5	38,3463 ha
2	8	1	39,8390 ha

ESCALA 1:15000



Escuela Técnica Superior de
INGENIERÍA DE SEVILLA

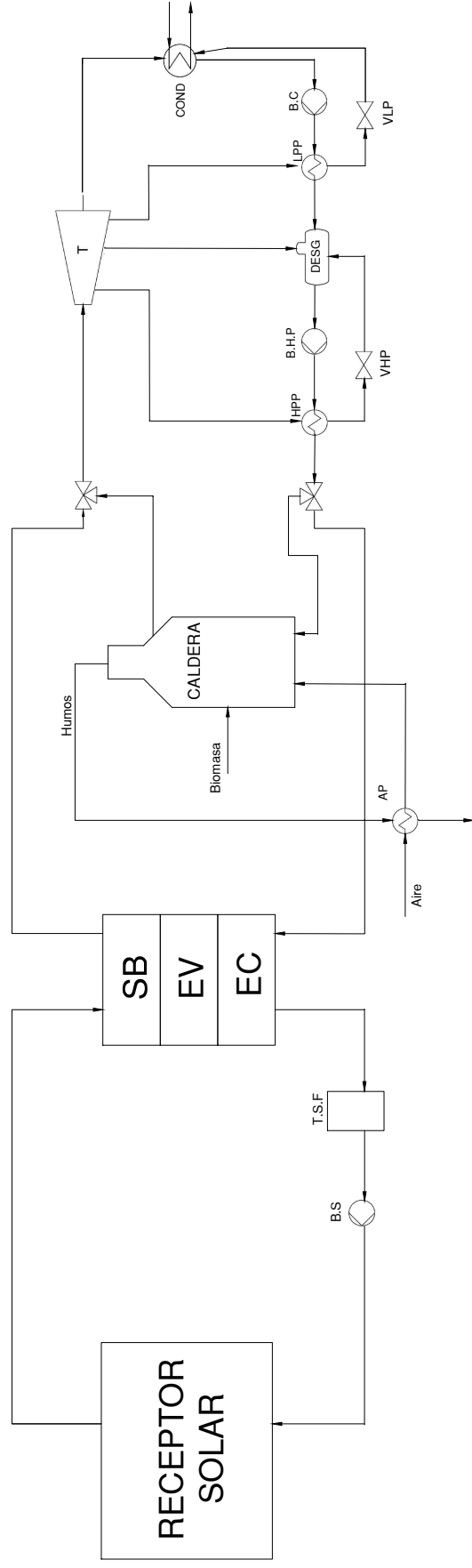
PROYECTO: ANTEPROYECTO DE UNA PLANTA DE POTENCIA
BASADA EN LA HIBRIDACIÓN BIOMASA+TERMO-SOLAR

UBICACIÓN: MONTILLA-MONTEMAYOR

Nº PUNTO: 2

CONTENIDO: EMPLAZAMIENTO

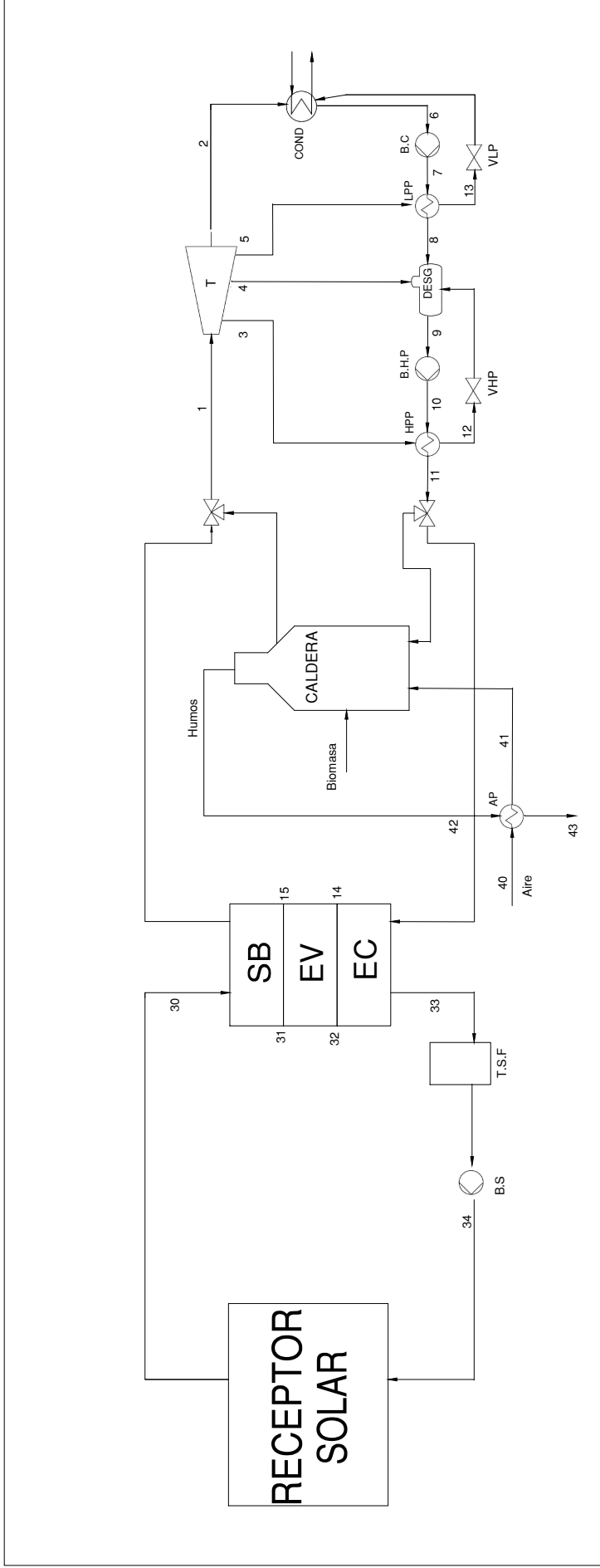
FECHA: JUNIO/25



LEYENDA DE ACRÓNIMOS	
SB	Sobrecalentador
EV	Evaporador
EC	Economizador
T.S.F	Tanque de almacenamiento de sales fundidas
B.S	Bomba de sales fundidas
B.H.P	Bomba de alta presión
B.C	Bomba de condensados
T	Turbina de Vapor
COND	Condensador
DESG	Desgasificador
HPP	Pre calentador de alta presión
LPP	Pre calentador de baja presión
VHP	Válvula de alta presión
VLP	Válvula de baja presión



PROYECTO: ANTEPROYECTO DE UNA PLANTA DE POTENCIA
 BASADA EN LA HIBRIDACIÓN BIOMASA+TERMOSOLAR
 UBICACIÓN: MONTILLA-MONTEMAJOR
 Nº PLANO: 2
 CONTENIDO: DIAGRAMA DE PROCESOS
 FECHA: JUNIO/25



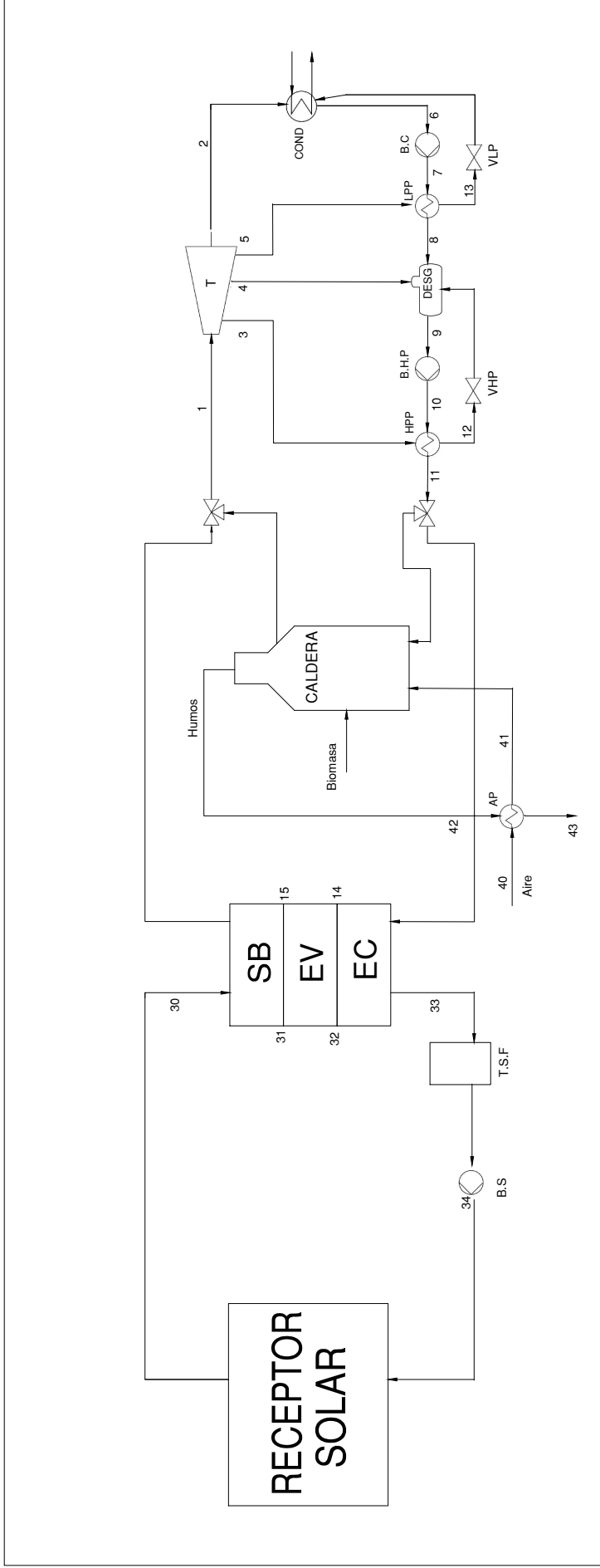
CICLO DE VAPOR			
P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	m (kg/s)
1	120	525.00	3415.0
2	0.250	64.98	2376.0
3	43.600	378.80	3155.0
4	11.780	232.70	2896.0
5	2.125	122.20	2636.0
6	0.250	64.98	272.0
7	11.780	65.10	273.5
8	11.780	117.20	492.5
9	11.780	187.10	794.9
10	120	189.50	810.3
11	120	250.60	1088.0
12	43.600	255.60	1112.0
13	2.125	122.20	513.0
14	120	324.70	1491.0
15	120	324.70	2685.0

CICLO DE SALES		
P (bar)	T (°C)	m (kg/s)
30		0
31		0
32		0
33		0
34		0

CALDERA		
T (°C)	m (kg/s)	
40	25.00	23.28
41	177.40	23.28
42	276.80	26.05
43	150.00	26.05



PROYECTO: ANTEPROYECTO DE UNA PLANTA DE POTENCIA
 BASADA EN LA HIBRIDACION BIOMASA+TERMOSOLAR
 UBICACION: MONTILLA-MONTEMAYOR
 Nº PLANO: 1
 CONTENIDO: BME. FUNCIONAMIENTO SOLO CALDERA
 FECHA: JUNIO/25



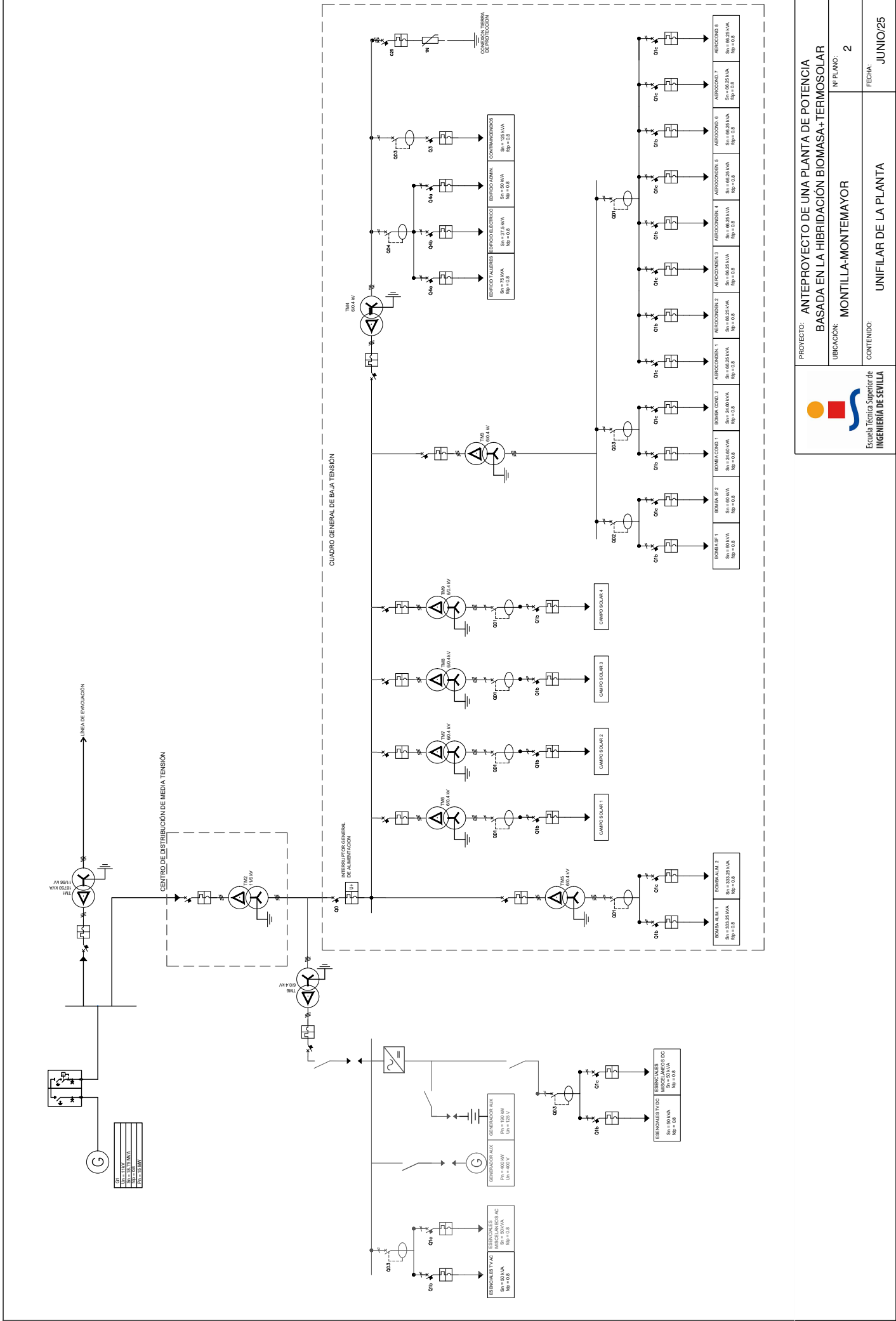
CICLO DE VAPOR				
P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	m (kg/s)	
1	120	525.00	3415.0	17.330
2	0.250	64.98	2376.0	12.018
3	43.600	378.80	3155.0	2.357
4	11.780	232.70	2896.0	1.573
5	2.125	122.20	2636.0	1.383
6	0.250	64.98	272.0	13.400
7	11.780	65.10	273.5	13.400
8	11.780	117.20	492.5	13.400
9	11.780	187.10	794.9	17.330
10	120	189.50	810.3	17.330
11	120	250.60	1088.0	17.330
12	43.600	255.60	1112.0	2.357
13	2.125	122.20	513.0	1.383
14	120	324.70	1491.0	17.330
15	120	324.70	2685.0	17.330


CICLO DE SALES			
P (bar)	T (°C)	m (kg/s)	
30	5.50	565.00	46.88
31	4.75	477.10	46.88
32	4.25	331.70	46.88
33	4.00	282.10	46.88
34	18.00	282.10	46.88

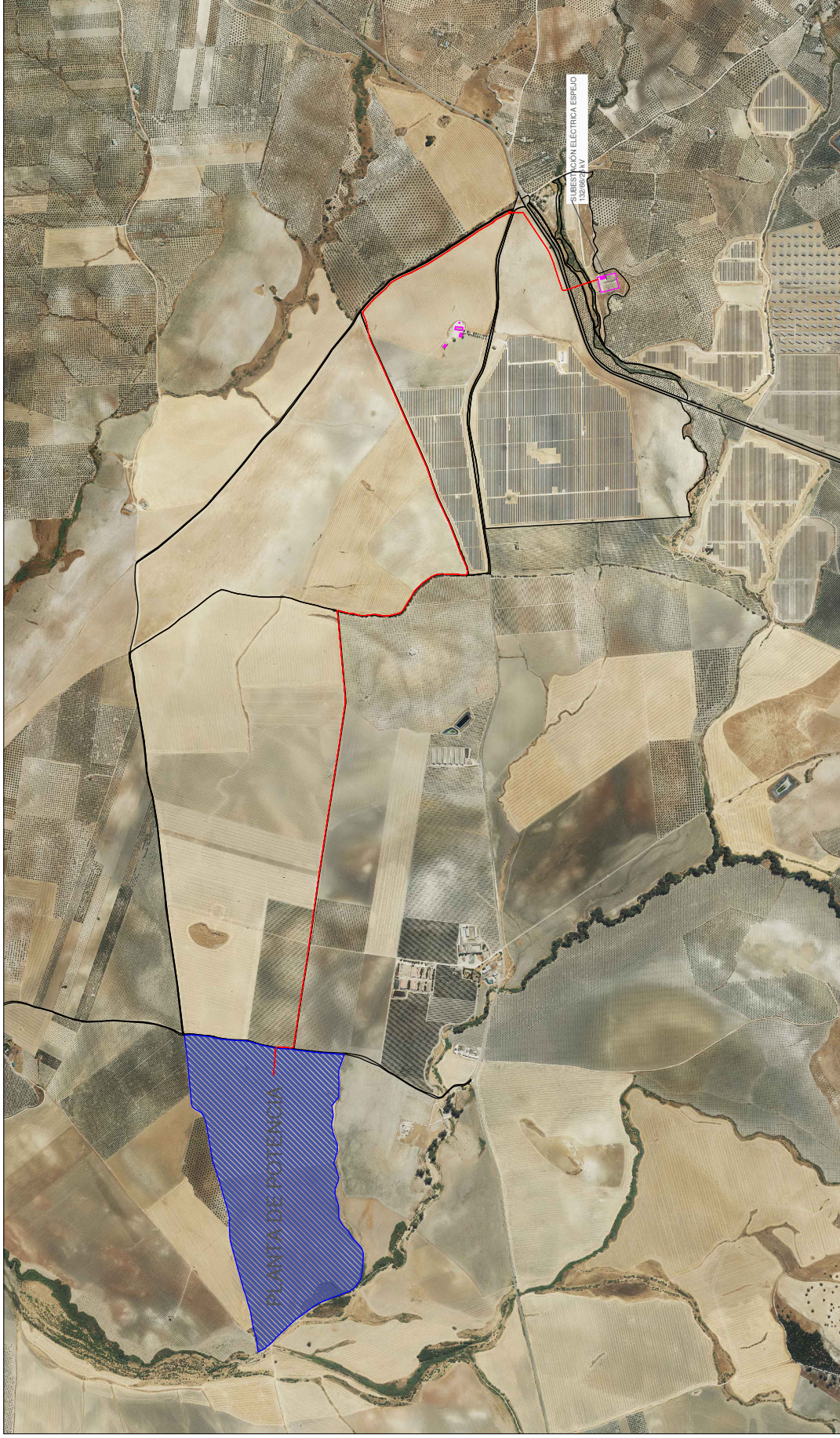
CALDERA		
T (°C)	m (kg/s)	
40	25.00	11.64
41	105.60	11.64
42	217.10	13.02
43	150.00	13.02



PROYECTO: ANTEPROYECTO DE UNA PLANTA DE POTENCIA
 BASADA EN LA HIBRIDACION BIOMASA+TERMO-SOLAR
 UBICACION: MONTILLA-MONTEMAYOR Nº PLANO: 1
 CONTENIDO: BME. FUNCIONAMIENTO CALDERA Y SOLAR
 FECHA: JUNIO/25



 <p>Escuela Técnica Superior de INGENIERÍA DE SEVILLA</p>	PROYECTO: ANTEPROYECTO DE UNA PLANTA DE POTENCIA BASADA EN LA HIBRIDACIÓN BIOMASA+TERMO-SOLAR	
	UBICACIÓN: MONTILLA-MONTEMAYOR	N° PLANO: 2
CONTENIDO: UNIFILAR DE LA PLANTA		FECHA: JUNIO/25



PROYECTO:	ANTEPROYECTO DE UNA PLANTA DE POTENCIA BASADA EN LA HIBRIDACION BIOMASA+TERMO-SOLAR
UBICACION:	MONTE MAYOR
Nº PUNTO:	2
CONTENIDO:	LÍNEA ELÉCTRICA PLANTA-SUBESTACIÓN
FECHA:	JUNIO/25

ESCALA 1:20000

Índice de Figuras

1.1	Evolución del consumo de energía primaria en el mundo [2]	1
1.2	Evolución del consumo de energía final en el mundo [2]	3
1.3	Gráfico de sectores sobre el consumo de energía primaria en España, año 2022 [8]	3
1.4	Evolución de la Potencia Renovable instalada en España [9]	4
1.5	Curva de Pato o Duck Curve de California [10]	4
2.1	Tecnologías sistemas termosolares de concentración [18]	8
2.2	Esquema de bloques de una Central Termosolar (CSP) [18]	9
2.3	Rendimiento térmico del absorbedor frente a temperatura y factor de concentración [18]	9
2.4	Campo Solar Polar [19]	10
2.5	Campo Solar Circular [19]	10
2.6	Tipos de receptores según su configuración [19]	11
2.7	Ejemplos de receptores tubulares [19]	12
2.8	Ejemplos de receptores volumétricos [19]	12
2.9	Colector cilindro parabólico [20]	14
2.10	Esquema de la Tecnología Lineal Fresnel [21]	15
2.11	Tecnología solar de disco parabólico [22]	16
2.12	Ciclo de carbono de la Biomasa [23]	19
2.13	Tipos de Biomasa Residual: orujillo (izquierda) y estiércol (derecha)	20
2.14	Tipos de Biomasa Residual: madera residuo forestal (izquierda) y madera residuo industrial (derecha)	20
2.15	Cultivo de remolacha azucarera	21
2.16	Gráfico de sectores sobre el consumo (TJ) de biomasa en España en el año 2022, según el tipo de biomasa [24]	21
2.17	Tabla del Poder Calorífico Superior (PCS) e Inferior (PCI) de productos biomásicos comunes [25]	23
2.18	Esquema del proceso de Gasificación [26]	24
2.19	Esquemas de los diferentes tipos de gasificadores [27]	25
2.20	Diagrama de un proceso de combustión [28]	26
2.21	Empacadora forestal (izquierda) y trituradora horizontal	28
2.22	Pellets (izquierda) y briquetas (derecha)	29
2.23	Almacenamiento en intemperie (izquierda) y almacenamiento semicerrado (derecha)	29
2.24	Diagramas T-S del Ciclo de Carnot [29]	30
2.25	Diagramas T-S del Ciclo de Rankine [29]	31
2.26	Diagrama de equipos del Ciclo Rankine [29]	31
2.27	Diagrama T-S y de componentes del Ciclo Rankine con recalentamiento intermedio [30]	33

2.28	Diagrama T-S y de componentes del Ciclo Rankine regenerativo [30]	33
2.29	Caldera pirotubular de generación de vapor [30]	34
2.30	Esquema de una caldera acuotubular a la izquierda. Funcionamiento del calderín, a la derecha [31]	35
2.31	Caldera de lecho fluidizado burbujeante [32]	36
2.32	Caldera de lecho fluido circulante [32]	37
2.33	Representación de una Turbina de Vapor de tres cuerpos; alta, media y baja presión [33]	38
2.34	Representación de una Turbina Axial [34]	38
2.35	Representación de una Turbina Radial [34]	39
2.36	Turbina de condensación de flujo simple con dos cuerpos (AP, BP) [34]	39
2.37	Turbina con recalentamiento con tres cuerpos (AP, MP, BP), cuerpo de BP de doble flujo [34]	40
2.38	Torres de Refrigeración de tiro natural de una central térmica [35]	41
2.39	Aerocondensadores de la central térmica de carbón, Matimba Power Station (Sudáfrica) [36]	41
2.40	Esquema de la planta híbrida Termosolar Borges [40]	45
4.1	Mapa del ratio recurso híbrido (solar y biomasa) de España [41]	49
4.2	Irradiancia global horizontal media diaria (kWh/m ²) [42]	50
4.3	Mapa de potencial de biomasa en Andalucía [43]	50
4.4	Mapa de potencial de residuos agrícolas en Andalucía [43]	51
4.5	Mapa de potencial de residuos industriales en Andalucía [43]	51
4.6	Emplazamiento de la central. Propia a partir del programa Google Earth Pro	53
4.7	Distribución anual de la irradiancia directa normal (DNI), expresada en (W/m ²), a lo largo del día. Fuente: SAM.	54
4.8	Representación del área de recolección de la biomasa. Municipios afectados. Elaboración propia a partir de Google Earth Pro.	55
5.1	Esquema del proceso de obtención de los subproductos provenientes de la aceituna [45]	59
6.1	Diagrama del Ciclo Rankine. Elaboración propia	64
6.2	Diagrama de la planta para el modo de operación 1. Elaboración propia	65
6.3	Diagrama T-s del Ciclo Rankine del Modo Operación 1	66
6.4	Diagrama T-Q del precalentador del alta presión, HPP. Elaboración propia	67
6.5	Diagrama T-Q del precalentador de baja presión, LPP. Elaboración propia	67
6.6	Diagrama de la planta para el modo de operación 2. Elaboración propia	68
6.7	Diagrama T-s del Ciclo Rankine en el Modo Operación 2	68
6.8	Diagrama T-Q del tren de generación de vapor solar	70
6.9	Diagrama T-Q del precalentador de alta presión, HPP	71
6.10	Diagrama T-Q del precalentador de baja presión, LPP	71
6.11	Diagrama T-Q del precalentador de aire, Modo Operación 1	73
6.12	Diagrama T-Q del precalentador de aire, Modo Operación 2	74
6.13	Representación del campo solar formado por el campo de heliostatos y la torre	77
6.14	Bomba modelo VEY, empresa Sulzer	85
6.15	Rango de operación de la bomba de sales fundidas, modelo VEY	85
6.16	Bomba centrífuga multietapa, modelo MD, Sulzer	86
6.17	Rango de funcionamiento de la bomba de alta presión MD	86
6.18	Bomba axial de condensados modelo ZE/ZF, Sulzer	87
6.19	Rango de operación de la bomba de condensados modelo ZE/ZF	87
6.20	Resumen de las prestaciones de los diferentes modelos de Turbinas Siemens	88
6.21	Turbina de Vapor modelo SST-300, fabricante Siemens	89
7.1	Distribución de la Inversión Inicial por Departamentos	96

7.2	Representación de los Flujos Netos de Caja, FNC	97
7.3	Representación de los Flujos Netos de Caja, FNC, incluyendo el CAPEX, año 0	98
7.4	Comparación del LCOE entre varias tecnologías [46]	100
7.5	Análisis de sensibilidad de la TIR en función del precio de venta de la Electricidad	101
7.6	Análisis de sensibilidad de la TIR en función del Coste de la Biomasa	101

Índice de Tablas

2.1	Ejemplos de Plantas Termosolares de Torre en el mundo	13
2.2	Ejemplos de Plantas Termosolares de tecnología cilindro-parabólica	14
2.3	Ejemplos de Plantas Termosolares con tecnología Fresnel	15
2.4	Ejemplos de Plantas Termosolares con tecnología de Disco Parabólico	16
2.5	Ejemplos de Plantas de Biomasa que emplean Gasificación como tecnología	25
2.6	Ejemplos de Plantas de Biomasa que emplean Combustión como tecnología	27
2.7	Comparación de las diferentes combinaciones de hibridación. DSG:Generación Directa de Vapor	43
4.1	Potencial Total de la Biomasa en Andalucía. Elaboración propia a partir de datos de la AAE	52
4.2	Potencial de la Biomasa tipo agrícola y forestal en Andalucía. Elaboración propia a partir de datos de la AAE	52
4.3	Evaluación de la Irradiancia Directa Normal (DNI)	53
4.4	Estudio meteorológico del emplazamiento	54
4.5	Potencial de Biomasa disponible de los pueblos afectados por el área de recolección. [44]	56
4.6	Elevación de las parcelas que conforman el emplazamiento	56
5.1	Propiedades del Orujillo. Elaboración propia	61
6.1	Valores de Presión, Temperatura, Título de Vapor y Entalpía del Modo de Operación 1	65
6.2	Resultados del ciclo. Modo de Operación 1	66
6.3	Flujos de calor del HPP y LPP en el Modo Operación 1	67
6.4	Valores de Presión, Temperatura, Título de Vapor y Entalpía del Modo de Operación 2	69
6.5	Temperatura de las sales a su paso por el generador de vapor	69
6.6	Resultados del ciclo. Modo de Operación 2	70
6.7	Flujos de calor del HPP y LPP en el Modo Operación 2	71
6.8	Resultados del diseño de la Caldera de Biomasa para Modo Operación 1	72
6.9	Valores del Pre calentador de aire para Modo Operación 1	72
6.10	Resultados del diseño de la Caldera de Biomasa para Modo Operación 2	73
6.11	Valores del Pre calentador de aire para Modo Operación 2	73
6.12	Parámetros de diseño del Campo Solar	76
6.13	Propiedades del fluido de trabajo empleado en el Receptor	76
6.14	Parámetros relacionados con el campo de heliostatos	76
6.15	Características de la Torre y Receptor	77
6.16	Parámetros dimensionamiento tanque de almacenamiento de sales	78
6.17	Requerimientos de los diferentes equipos de bombeo	84
6.18	Parámetros requeridos para la elección de la Turbina de Vapor	88
6.19	Cargas eléctricas de la planta. Todos los equipos con fdp=0.8.	91

7.1	Presupuesto parcial asociado a la disciplina de Instrumentación y Control	94
7.2	Presupuesto parcial asociado a la disciplina de Mecánica	95
7.3	Presupuesto parcial asociado a la disciplina de Eléctrica	95
7.4	Presupuesto parcial asociado a la disciplina de Civil	96
7.5	Hoja resumen	96
7.6	Hipótesis para el cálculo de los Flujos de Caja	97
7.7	Resultados de los Parámetros que evalúan la Rentabilidad	99

Bibliografía

- [1] Wikipedia contributors. Combustible fósil - wikipedia, la enciclopedia libre. https://es.wikipedia.org/wiki/Combustible_f%C3%B3sil#cite_note-2. Recuperado el 28 de octubre de 2025.
- [2] DNV. Energy transition outlook. <https://www.dnv.com/energy-transition-outlook/>.
- [3] José M. Martín-Moreno and Jorge Blázquez. La descarbonización del sistema energético global: Enseñanzas de los escenarios del grupo intergubernamental de expertos sobre el cambio climático. Technical Report Documento de Trabajo N° 41, Observatorio de Divulgación Financiera – Instituto de Estudios Fiscales (IEF), June 2022.
- [4] Conferencia de las Partes (COP). Convención marco de las naciones unidas sobre el cambio climático.
- [5] International Energy Agency (IEA). Net zero by 2050 – analysis.
- [6] European Commission. The european green deal. https://commission.europa.eu/strategy-and-policy/priorities-2019-2024/european-green-deal_en, n.d. Recuperado el 28 de octubre de 2025.
- [7] Council of the European Union. Objetivo 55 – fit for 55. <https://www.consilium.europa.eu/es/policies/fit-for-55/>, n.d. Recuperado el 28 de octubre de 2025.
- [8] Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico. Balance energético de España 2021–2022. <https://ec.europa.eu/eurostat/web/energy/data/energy-balances/>, 2023. Secretaría de Estado de Energía, S.G. de Prospectiva, Estrategia y Normativa en Materia de Energía. ISSN en línea: 2444-7102, NIPO: 665-23-137-6. Última actualización: 18/12/2023.
- [9] Red Eléctrica de España (REE). Potencia instalada. Aplicación web “Informe del sistema eléctrico”, 2025. Datos correspondientes a 2024, recogidos en el sitio web “Informe del sistema eléctrico” de REE.
- [10] U.S. Department of Energy, Office of Energy Efficiency Renewable Energy (EERE). Confronting the duck curve: How to address over-generation of solar energy, October 2017. Consultado en licencia pública del gobierno de EE. UU.
- [11] Jefatura del Estado. Ley 24/2013, de 26 de diciembre, del sector eléctrico. <https://www.boe.es/buscar/act.php?id=BOE-A-2013-13645>, 2013. Publicado en el BOE núm. 310, de 27/12/2013; entrada en vigor 28/12/2013. Recuperado el 28 de octubre de 2025.

- [12] Jefatura del Estado. Real decreto 413/2014, de 6 de junio, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos. <https://www.boe.es/buscar/act.php?id=BOE-A-2014-6123>, 2014. Publicado en el BOE núm. 140, de 10/06/2014. Recuperado el 28 de octubre de 2025.
- [13] Jefatura del Estado. Real decreto-ley 23/2020, de 23 de junio, por el que se aprueban medidas en materia de energía y en otros ámbitos para la reactivación económica. <https://www.boe.es/buscar/act.php?id=BOE-A-2020-6621>, 2020. Publicado en el BOE núm. 175, de 24 junio 2020. Recuperado el 28 de octubre de 2025.
- [14] Jefatura del Estado. Real decreto-ley 15/2018, de 5 de octubre, de medidas urgentes para la transición energética y la protección de los consumidores. <https://www.boe.es/buscar/act.php?id=BOE-A-2018-13593>, 2018. Publicado en el BOE núm. 242, de 6 octubre 2018. Recuperado el 28 de octubre de 2025.
- [15] Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico (MITECO). El miteco lanza 700 millones en ayudas para almacenamiento energético a gran escala. <https://www.miteco.gob.es/es/prensa/ultimas-noticias/2025/mayo/el-miteco-lanza-700-millones-en-ayudas-para-almacenamiento-energ.html>, 2025. Recuperado el 28 de octubre de 2025.
- [16] Gobierno de España. Perte de energías renovables, hidrógeno renovable y almacenamiento | plan de recuperación, transformación y resiliencia. <https://planderecuperacion.gob.es/como-acceder-a-los-fondos/pertes/perte-de-energias-renovables-hidrogeno-renovable-y-almacenamiento>, n.d. Recuperado el 28 de octubre de 2025.
- [17] Asociación Española de Normalización y Certificación (AENOR). Norma española une 157001: Criterios generales para la elaboración formal de los documentos que constituyen una norma. <https://www.aenor.es>, 2014. Norma Española UNE 157001:2014.
- [18] Manuel Antonio Silva Pérez. Sistemas solares de concentración. apuntes centrales solares. Apuntes universitarios, 2023.
- [19] Manuel Antonio Silva Pérez. Central receiver systems. apuntes centrales solares. Apuntes universitarios, 2022.
- [20] cristinapons. Tecnología cilindro parabólico, 2012.
- [21] Extremadura desarrolla tecnología termosolar de media temperatura para uso industrial. *Energías-Renovables.com*.
- [22] cristinapons. Tecnología cilindro parabólico, 2012.
- [23] Cointra. ¿qué es el balance neutro de carbono?, 2017.
- [24] Propia. Aportaciones tipo de biomasa. año 2022. Datos oficiales del MITECO, 2022. Fuente: MITECO.
- [25] Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). *Energía de la biomasa*. IDAE, 2007. Manual dentro de la serie “Energías Renovables para Todos”.
- [26] Monografías.com. Procesos de pirólisis y gasificación de los residuos sólidos de toronja. Monografía en línea.

- [27] Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). Energías renovables: Biomasa. gasificación. energía de la biomasa. Technical report, Gobierno de España, Ministerio de Industria, Turismo y Comercio.
- [28] Enrique Figueroa Luque. Estudio técnico económico para la implantación de una planta de generación de energía eléctrica a partir de biomasa en andalucía. Trabajo fin de máster. TFM.
- [29] Manuel Antonio Silva Pérez. Ciclos termodinámicos de potencia: Apuntes de termodinámica. Apuntes universitarios, 2020.
- [30] GMTS, G. de M. y M. T. Sevilla, I. Energética. Modificaciones ciclo turbina de vapor: Apuntes sistemas de producción de potencia. Apuntes de clase.
- [31] David Velázquez. Redes de vapor, generadores y consumidores. apuntes instalaciones térmicas en la industria. 2023.
- [32] Manuel Domínguez Gómez. Tipos de caldera. centrales de biomasa.
- [33] Turbina de vapor partes, funcionamiento, tipos....
- [34] Grupo de Motores Térmicos de Sevilla GMTS. Apuntes turbinas de vapor. 2023.
- [35] Torres de refrigeración - divulgación.
- [36] Power plant and industry cooling | enexio.
- [37] C. M. I. Hussain, B. Norton, and A. Duffy. Technological assessment of different solar-biomass systems for hybrid power generation in europe. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 68:1115–1129, 2017.
- [38] Juergen H. Peterseim, Udo Hellwig, Amir Tadros, and Stuart White. Hybridisation optimization of concentrating solar thermal and biomass power generation facilities. *Solar Energy*, 99, 2014.
- [39] J. H. Peterseim, A. Tadros, S. White, U. Hellwig, J. Landler, and K. Galang. Solar tower-biomass hybrid plants – maximizing plant performance. *Energy Procedia*, 49:1197–1206, 2014.
- [40] Termosolar borges - wikipedia, la enciclopedia libre.
- [41] Sandra Turrado Fernández, Antonio José, Gutiérrez Trashorras, Pablo Paredes Sánchez,] Alumno, and] Tutor. Situación actual y perspectivas de futuro de la hibridación térmica solar con biomasa forestal en españa.
- [42] Radiación solar en andalucía | agencia andaluza de la energía.
- [43] Mapa de recurso e instalaciones de biomasa en andalucía | agencia andaluza de la energía.
- [44] Propia. Datos oficiales de la AAE. Fuente: AAE.
- [45] Universidad de Sevilla. Descripción de la instalación.
- [46] Lazard. Lazard’s levelized cost of energy analysis — version 17.0. <https://www.lazard.com/perspective/lcoe17>, 2024. Includes: Lazard’s Levelized Cost of Storage Analysis — Version 9.0 and Lazard’s Levelized Cost of Hydrogen Analysis — Version 4.0.