



TRABAJO FIN DE GRADO

Diseño preliminar de una planta solar termoeléctrica con tecnología de captadores cilindro parabólicos ubicada en Tenerife

Titulación:

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor:

Daniel Fariña González

Tutor:

José Florencio Negrín Orán

Julio 2020

Resumen

El estudio que se ha realizado en este trabajo de fin de grado, se centra en el diseño preliminar de la instalación de una planta solar termoeléctrica, con tecnología de captadores cilindro parabólicos en Tenerife y en el coste del kWh generado por la planta.

Para realizar este trabajo se ha elegido un emplazamiento. Una vez seleccionado el lugar, se ha obtenido la radiación solar anual. Posteriormente, se ha dimensionado y planteado el campo solar en base a un múltiplo solar y a un sistema de almacenamiento térmico. Se han estudiado diferentes ciclos termodinámicos y al final se optado por utilizar el ciclo de Rankine regenerativo, realizando un diseño específico del mismo. Éste será el ciclo de potencia que se utilice en la planta.

El diseño preliminar de la planta objeto de estudio, se ha realizado manteniendo como una de las prioridades el que la misma tuviera una producción anual óptima, su eficiencia fuera máxima y el coste de generación de energía eléctrica fuera mínimo. Para ello, se ha seguido el siguiente procedimiento: 1) Elección del emplazamiento; 2) Obtención de perfil climático y radiación solar de la zona, usando información de tal sitio; 3) Dimensionado del campo solar, empleando el software SAM; 4) Estudio del ciclo de potencia utilizado en la central; 5) Análisis económico de la instalación de la planta solar, así como el coste de generación de energía eléctrica.

Palabras claves: solar termoeléctrica, captadores cilindro parabólicos, múltiplo solar, radiación, ciclo Rankine regenerativo.

Abstract

The study that has been carried out in this end-of-grade work, focuses on the preliminary design of the installation of a thermoelectric solar plant with parabolic cylinder collector technology in Tenerife and on the cost of the kWh generated by the plant.

First, a site/location was chosen for this work. Once the site was selected, the annual solar radiation was obtained. Subsequently, the solar field was sized and planned based on a solar multiple and a thermal storage system. Different thermodynamic cycles were studied and, at the end, it was decided to choose the regenerative Rankine cycle for this project, making a specific design of it. This will be the power cycle used in the plant.

The preliminary design of the plant under study has been carried out maintaining as one of the priorities that it should have optimal annual production, maximum efficiency and minimum cost of electricity generation. Therefore, the following procedure has been followed: 1) Choice of the site; 2) Obtaining a climate and solar radiation profile of the area, using information from that site; 3) Dimensioning the solar field, using the SAM software; 4) Study of the power cycle used in the plant; 5) Economic analysis of the solar plant installation, as well as the cost of generating electricity.

Keywords: solar thermal power, parabolic trough collectors, solar multiple, radiation, regenerative Rankine cycle.



TRABAJO FIN DE GRADO

Diseño preliminar de una planta solar termoeléctrica con tecnología de captadores cilindro parabólicos ubicada en Tenerife

ÍNDICE GENERAL

Titulación:

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor:

Daniel Fariña González

Tutor:

José Florencio Negrín Orán

Julio 2020

Índice

1. Hoja de identificación:	1
2. Objeto y alcance	2
3. Antecedentes.....	2
3.1. La energía solar como fuente de generación de electricidad.....	3
3.2. Características de algunas plantas termosolares de España.	4
4. Normas y referencias	9
4.1. Marco regulatorio para las renovables en España.	9
4.2. Referencias.....	11
4.2.1. Bibliografía.....	11
4.2.2. Otras referencias bibliográficas	16
4.2.3. Recursos informáticos	16
4.3. Programas de cálculo	17
5. Requisitos de diseño.....	17
5.1. Emplazamiento de la instalación	17
5.2. Características del espacio	19
6. Análisis de soluciones	20
6.1. Descripción general del sistema	20
6.2. Elementos del sistema.....	21
6.2.1. El campo solar	21
6.2.2. Circuito del fluido térmico	27
6.2.3. Sistema de almacenamiento	30
6.2.4. Partes de un sistema de almacenamiento de dos tanques	33
6.2.5. Ciclo de vapor.....	35
6.2.6. Sistema de conversión a la red.....	42
6.2.7. Sistemas auxiliares.....	42
6.3. Dimensionado de los componentes del campo solar	43
6.3.1. Diseño del campo solar	44
6.3.2. Diseño del sistema de almacenamiento.....	46
6.4. Desarrollo del ciclo de potencia	47
6.4.1. Descripción del ciclo.....	47
6.4.2. Análisis del ciclo.....	49
7. Resultados finales	50
7.1. Análisis de la producción anual de energía de la central	50
7.2. Análisis económico.....	51

7.3.	Rendimiento del ciclo	54
7.4.	Potencia generada o vertida a la red	54
7.5.	Flujo másico del HTF	55
7.6.	Carga y descarga TES.....	56
7.7.	Impacto ambiental	57
8.	Conclusiones.....	60
8.1.	Datos del proyecto	60
8.2.	Conclusiones	60
8.3.	Limitaciones de tu investigación	62
8.4.	Recomendaciones para investigaciones adicionales	62

Índice

1. Introducción.....	1
2. Modelos financieros.....	1
3. Modelos de estudio	2
4. Localización y recursos	2
5. Diseño del sistema	3
6. Campo solar.....	5
6.1. Parámetros del campo solar	6
6.2. Fluido de transferencia de calor (HTF).....	6
6.3. Orientación del colector.....	7
6.4. Lavado de los espejos	8
6.5. Capacidad de calor de la planta.....	9
6.6. Área del terreno	9
6.7. Configuración de los lazos de colectores	9
7. Colectores (SCAs)	9
8. Tubo absorbedor (HCEs).....	10
9. Ciclo de potencia	12
10. Almacenamiento térmico	13
11. Control del sistema	14
11.1. Consumo de energía de la planta	14
11.2. Disponibilidad del sistema	14
11.3. Optimización del despacho	15
11.4. Control de despacho.....	15
12. Límites de la red eléctrica	18
13. Vida útil y degradación	19
14. Coste del sistema	19
15. Parámetros financieros	22
16. Ingresos	22
17. Resultados	24
18. Conclusión.....	27

Índice

1. Introducción.....	1
2. TermoGraf.....	1
3. Nociones básicas.....	1
3.1. Ventana principal.....	2
3.2. Configuración inicial	2
3.3. Escalas del diagrama.....	3
3.4. Barra de herramientas y panel de propiedades	5
3.5. Modificar y ajustar propiedades	6
3.6. Creación de una tabla de propiedades.....	6
4. Elección del ciclo de potencia	8
4.1. Ciclo Rankine convencional.....	8
4.2. Ciclo de Rankine con recalentador	11
4.3. Ciclo regenerativo con calentador abierto.....	14
4.4. Ciclo regenerativo con recalentador y calentador abierto.....	17
4.5. Ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y calentador cerrado con drenaje a la línea de alta presión	21
4.6. Ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y calentador cerrado con drenaje al condensador	26
4.7. Ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y dos calentadores de tipo cerrado con drenaje a calentador abierto y al condensador	30
4.8. Resultados	35
5. Caudal de agua necesario para el ciclo de potencia	37
5.1. Cálculo de las entalpías del HTF para la entrada y la salida del tren de generador de vapor y del recalentador.	37
5.2. Cálculo del flujo másico de agua para el ciclo de potencia.....	37

Índice:

1. Catálogo SIEMENS, portfolio de turbinas de vapor desde 10 kW a 1900 MW.
2. Catálogo Therminol, guía de selección de fluidos de alto rendimiento.

Índice:

1. Manual Técnico Therminol VP-1.
2. Ficha técnica del Hitec Heat Transfer Salt
3. Modelo de la turbina SSt 700/900
4. Colector EuroTrough ET-150
5. Ficha técnica tubo receptor Schott PTR70

Índice:

1. Situación
2. Emplazamiento
3. Esquema campo solar
4. Lazos de colectores
5. Prediseño de la planta solar

Índice de figuras

Índice de figuras Memoria

Figura 1: Mapa de centrales termosolares en España [año 2015].....	5
Figura 2: Centrales termoeléctricas Andasol I y Andasol II.....	6
Figura 3: Central termoeléctrica La Africana.....	7
Figura 4: Central termoeléctrica Palma del Río I y II.....	8
Figura 5: Central termoeléctrica Extresol 1,2 y 3.....	9
Figura 6 y 7: Isla de Tenerife y Ortofoto urbana 1, ubicación.....	18
Figura 8: Ortofoto urbana 2, ubicación.....	18
Figura 9: Irradiación solar global sobre plano horizontal.....	19
Figura 10: Estados del ciclo de potencia.....	21
Figura 11: Capas de un espejo FLABEG.....	23
Figura 12: Principio de operación de un colector EuroTrough.....	23
Figura 13: Componentes del tubo absorbedor.....	25
Figura 14: Tubo absorbedor Schott PTR 70 4 th generación.....	25
Figura 15: Modelo computarizado de un módulo colector EuroTrough con diseño de caja de torsión.....	26
Figura 16: Estructura de un módulo colector EuroTrough.....	27
Figura 17: Liras de dilatación.....	28
Figura 18: Tanques de almacenamiento de una planta CCP.....	31
Figura 19: Esquema de un sistema de almacenamiento de energía térmica con sales fundidas y dos tanques, vista lateral y superior, central Andasol 1.....	32
Figura 20: Intercambiador de calor de tubo y carcasa.....	37
Figura 21: Turbina SST 700/900 de Siemens.....	38
Figura 22: Esquema del diseño preliminar del campo solar.....	44
Figura 23: Esquema de la configuración de un lazo del campo solar.....	44
Figura 24: Valores de calor específico para el rango de temperatura requerido.....	45
Figura 25: Esquema del ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y cerrado con drenaje al condensador.....	47
Figura 26: Diagrama T-s de un ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y cerrado con drenaje al condensador.....	48
Figura 27: Producción eléctrica por cada mes.....	50
Figura 28: Porcentaje de cada coste.....	52
Figura 29: LCOE de varios tipos de energías renovables y de combustible fósil.....	53
Figura 30: Rendimiento de la turbina.....	54
Figura 31: Potencia generada.....	55
Figura 32: Flujo másico HTF por el ciclo.....	55
Figura 33: Carga y descarga del sistema de almacenamiento térmico (TES) para el mes de diciembre.....	56
Figura 34: Carga y descarga del sistema de almacenamiento térmico (TES) para el mes de junio.....	57

Índice de figuras Anexo I

Figura 35: Biblioteca de recursos solares del SAM	3
Figura 36: Información meteorológica de la ubicación elegida en SAM	3
Figura 37: Parámetros del punto de diseño de la planta	4
Figura 38: Valor de DNI-coseno del colector de campo	4
Figura 39: Configuración del campo solar	5
Figura 40: Número de subsecciones de la planta solar	6
Figura 41: Orientación de los colectores	8
Figura 42: Configuración de un lazo	9
Figura 43: Características del colector EuroTrough ET150	10
Figura 44: Características del tubo absorbedor Schott PTR70	12
Figura 45: Configuración del ciclo de potencia en SAM	13
Figura 46: Configuración del sistema de almacenamiento	14
Figura 47: Control del sistema de despacho	14
Figura 48: Funcionamiento del control de la planta por SAM	15
Figura 49: Configuración del control de despacho	16
Figura 50: Demanda energética en Canarias en la semana del 1 al 7 de junio de 2020	17
Figura 51: Irradiación solar en la ubicación de diseño de la planta	17
Figura 52: Límites de la red eléctrica	18
Figura 53: Costos totales de instalación del sistema y de operación y mantenimiento	20
Figura 54: Configuración de los parámetros financieros	22
Figura 55: Precio aritmético EUR/MWh en el año 2019	23
Figura 56: Ingresos de la central por capacidad	23
Figura 57: Simulación de 8 horas de almacenamiento	24
Figura 58: Producción eléctrica anual	25
Figura 59: Factor de capacidad	25
Figura 60: LCOE real	26

Índice de figuras Anexo II

Figura 61: Ventana principal del TermoGraf	2
Figura 62: configuración inicial	3
Figura 63: Configuración del análisis del sistema	3
Figura 64: barra de herramienta para las escalas	3
Figura 65 y 66: Tipo de escalas y editar máximo y mínimo de la escala	4
Figura 67: Aplicación del zoom en TermoGraf	4
Figura 68: Barra de herramientas y panel de propiedades	5
Figura 69 y 70: Tipo de cálculo y propiedades deshabilitadas	6
Figura 71 y 72: Barrido de propiedades y tabla de propiedades	7
Figura 73: Tabla de propiedades y gráficos	7
Figura 74: Esquema sobrecalentado	8
Figura 75: Diagrama T-s de un ciclo Rankine	9
Figura 76: Esquema del ciclo Rankine recalentado	11
Figura 77: Diagrama T-s de un ciclo Rankine con recalentador	11
Figura 78: Esquema de un ciclo regenerativo con calentador abierto o desgasificador	14
Figura 79: Diagrama T-s de un ciclo regenerativo con calentador abierto o desgasificador	14
Figura 80: Esquema del ciclo regenerativo con recalentador y calentador abierto	17
Figura 81: Diagrama T-s de un ciclo regenerativo con recalentador y calentador abierto	18
Figura 82: Esquema del ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y calentador cerrado con drenaje a línea de alta presión	21

Figura 83: Diagrama T-s de un ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y cerrado con drenaje a línea de alta presión	21
Figura 84: Esquema del ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y calentador cerrado con drenaje al condensador	26
Figura 85: Diagrama T-s de un ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y cerrado con drenaje al condensador	26
Figura 86: Esquema del ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y dos calentadores de tipo cerrado con drenajes hacia el desgasificador y al condensador.	30
Figura 87: Diagrama T-s de un ciclo Rankine con recalentador, calentador abierto y dos calentadores de tipo cerrado con drenajes hacia el desgasificador y al condensador	31

Índice de tabla

Índice de tablas Memoria

Tabla 1: Centrales termosolares instaladas en España [año 2015]	5
Tabla 2: Datos del proyecto de Andasol-1 y Andasol-2	5
Tabla 3: Datos del proyecto de La Africana	6
Tabla 4: Datos del proyecto de Palma de Río I y II	7
Tabla 5: Datos del proyecto de Extresol 1,2 y 3	8
Tabla 6: Marco regulatorio actual.....	11
Tabla 7: Irradiación solar global sobre plano horizontal.....	19
Tabla 8: Principales características del colector EuroTrough ET150	24
Tabla 9: Principales características del tubo absorbedor Schott PTR 70	25
Tabla 10: Características del Therminol VP-1	28
Tabla 11: Principales características de la turbina Siemens SST 700/900	39
Tabla 12: Parámetros del fluido térmico del campo solar	46
Tabla 13: Parámetros para el diseño del sistema de almacenamiento.....	46
Tabla 14: Propiedades termodinámicas de los estados del ciclo de potencia	49
Tabla 15: Potencias, transferencias de calor y parámetros globales del ciclo	49
Tabla 16: Producción anual de energía eléctrica	51
Tabla 17: Costes totales de la instalación.....	51
Tabla 18: Comparación del coste de instalación de varias centrales	52
Tabla 19: Datos del proyecto.....	60

Índice de tablas Anexo I

Tabla 20: Lista de fluidos de transferencia de calor de SAM.....	6
Tabla 21: Producción anual neta para cada ángulo de incidencia.....	7
Tabla 22: Comparación de la producción anual según la orientación.....	8
Tabla 23: Listado de captadores cilindro parabólicos de SAM	10
Tabla 24: Listado de tubos absorbedores de SAM	11
Tabla 25: Irradiación solar normal (W/m^2)	18
Tabla 26: Comparación con otras centrales de España	20
Tabla 27: Horas del sistema de almacenamiento a analizar	24
Tabla 28: Valores de los múltiplos solares a estudiar	24
Tabla 29: Múltiplo solar óptimo para cada hora del almacenamiento térmico.....	27
Tabla 30: Costes y producción para cada múltiplo solar.....	27
Tabla 31: Principales características de la planta	28

Índice de tablas Anexo II

Tabla 32: Propiedades termodinámicas de los estados del ciclo Rankine	9
Tabla 33: Potencias, transferencias de calor y parámetros globales del ciclo	10
Tabla 34: Propiedades termodinámicas de los estados del ciclo Rankine con recalentador	12
Tabla 35: Potencias, transferencias de calor y parámetros globales del ciclo	13
Tabla 36: Propiedades termodinámicas de los estados del ciclo regenerativo con calentador abierto o desgasificador.....	15
Tabla 37: Potencias, transferencias de calor y parámetros globales del ciclo	17
Tabla 38: Propiedades termodinámicas de los estados del ciclo regenerativo con recalentador y calentador abierto.....	18

Tabla 39: Potencias, transferencias de calor y parámetros globales del ciclo	20
Tabla 40: Propiedades termodinámicas de los estados del ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y calentador cerrado con drenaje a línea de alta presión.....	22
Tabla 41: Potencias, transferencias de calor y parámetros globales del ciclo	25
Tabla 42: Propiedades termodinámicas de los estados del ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y cerrado con drenaje al condensador.....	27
Tabla 43: Potencias, transferencias de calor y parámetros globales del ciclo	30
Tabla 44: Propiedades termodinámicas de los estados del ciclo Rankine con recalentador, calentador abierto y dos calentadores cerrados.....	31
Tabla 45: Potencias, transferencias de calor y parámetros globales del ciclo	35
Tabla 46: Tabla resumen de las potencias calculadas	35
Tabla 47: Tabla de propiedades termodinámicas del Therminol VP-1	37
Tabla 48: Tabla de propiedades termodinámicas del Therminol VP-1	37
Tabla 49: Resumen de los valores calculados	38



TRABAJO FIN DE GRADO

Diseño preliminar de una planta solar termoeléctrica con tecnología de captadores cilindro parabólicos ubicada en Tenerife

MEMORIA

Titulación:

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor:

Daniel Fariña González

Tutor:

José Florencio Negrín Orán

Julio 2020

Índice

1. Hoja de identificación:	1
2. Objeto y alcance	2
3. Antecedentes.....	2
3.1. La energía solar como fuente de generación de electricidad.....	3
3.2. Características de algunas plantas termosolares de España.	4
4. Normas y referencias	9
4.1. Marco regulatorio para las renovables en España.	9
4.2. Referencias.....	11
4.2.1. Bibliografía.....	11
4.2.2. Otras referencias bibliográficas	16
4.2.3. Recursos informáticos	16
4.3. Programas de cálculo.....	17
5. Requisitos de diseño.....	17
5.1. Emplazamiento de la instalación	17
5.2. Características del espacio	19
6. Análisis de soluciones	20
6.1. Descripción general del sistema	20
6.2. Elementos del sistema.....	21
6.2.1. El campo solar	21
6.2.2. Circuito del fluido térmico	27
6.2.3. Sistema de almacenamiento	30
6.2.4. Partes de un sistema de almacenamiento de dos tanques	33
6.2.5. Ciclo de vapor.....	35
6.2.6. Sistema de conversión a la red.....	42
6.2.7. Sistemas auxiliares.....	42
6.3. Dimensionado de los componentes del campo solar	43
6.3.1. Diseño del campo solar	44
6.3.2. Diseño del sistema de almacenamiento.....	46
6.4. Desarrollo del ciclo de potencia	47
6.4.1. Descripción del ciclo.....	47
6.4.2. Análisis del ciclo.....	49
7. Resultados finales	50

7.1.	Análisis de la producción anual de energía de la central	50
7.2.	Análisis económico.....	51
7.3.	Rendimiento del ciclo	54
7.4.	Potencia generada o vertida a la red	54
7.5.	Flujo másico del HTF	55
7.6.	Carga y descarga TES.....	56
7.7.	Impacto ambiental	57
8.	Conclusiones.....	60
8.1.	Datos del proyecto	60
8.2.	Conclusiones	60
8.3.	Limitaciones de tu investigación	62
8.4.	Recomendaciones para investigaciones adicionales	62

1. Hoja de identificación:

Proyecto
Título: Diseño preliminar de una planta solar termoeléctrica con tecnología de captadores cilindro parabólicos ubicada en Tenerife
Emplazamiento: Polígono industrial de Granadilla, Santa Cruz de Tenerife
Peticionario
Nombre: Escuela superior de Ingeniería y Tecnología de la Universidad de La Laguna
Dirección: Avda. Astrofísico Francisco Sánchez, s/n, San Cristóbal de La Laguna, Tenerife
C.P.: 38206
Teléfono: 922 84 50 59
Correo: jnegrino@ull.edu.es
Autor
Nombre: Daniel Fariña González
DNI: 43834691-A
Email: alu0101032801@ull.edu.es

2. Objeto y alcance

El presente trabajo tiene como objetivo principal la realización del diseño preliminar de una planta solar termoeléctrica con captadores cilíndrico parabólicos (en adelante, CCP) con una potencia prevista de 25 MW. La energía eléctrica producida por la central eléctrica incluida en la planta será comercializada.

Con el fin de conseguir el objetivo de este proyecto, se han acometido las siguientes acciones:

- Seleccionar el emplazamiento más óptimo, en Tenerife, para la ubicación de la planta.
- Análizar los datos existentes sobre la radiación solar en la isla y concretamente en la zona donde se va a emplazar la central.
- Estudiar los distintos componentes del campo solar (espejos y tubos absorbentes de los captadores cilíndrico parabólicos, el medio caloportador) y del bloque de potencia (turbina, intercambiadores de calor, generador, central eléctrica (alternador y transformador)).
- Estimar los costes de la instalación de la planta y la puesta en marcha de la misma.

3. Antecedentes

El consumo energético ha aumentado en el mundo en las últimas décadas en base a las necesidades, cada vez mayores, de energía eléctrica que es demandada por el crecimiento de la sociedad humana, aumento de la población, así como por el aumento del consumo en una sociedad cada vez más tecnológica y desarrollada.

Esta producción, cuando es llevada a cabo a través de combustibles fósiles, conlleva, además de a su agotamiento, al cambio climático debido a la emisión de CO₂ a la atmósfera. Los gases de efecto invernadero provocan lluvias ácidas con efectos en la vegetación, contaminación de tierra y agua, corrosión de edificios, estructuras y aumento de las temperaturas. Una central térmica emite por cada kWh generado, 0,34 kg/CO₂ [1]. Este tipo de combustible para producir energía contribuye poco a la sostenibilidad del planeta.

Ante esta realidad, las energías renovables, que aprovechan las fuentes de energía naturales, que no son fósiles, son una eficaz y óptima alternativa.

Por ello, se ha decidido realizar un diseño preliminar de una central solar termoeléctrica con captadores cilindro parabólicos en Tenerife. De entre todos los tipos de energía renovables que existen, se ha optado por la energía termosolar, ya no solo por aprovechar la alta radiación solar que hay en las islas, sino también, porque España es el primer país del mundo en energía termosolar. [2] La gran ventaja de esta energía es el almacenamiento térmico que les permite

producir energía a partir del atardecer y reduce el uso de combustibles fósiles de respaldo durante la noche. Esto es lo que provoca que la energía solar termoeléctrica sea imprescindible para afrontar la transición energética del combustible fósil a las energías renovables. [3]

Además, la utilización de la energía solar, a través de una central solar termoeléctrica con CCP, es una propuesta que va en sintonía con el acuerdo sobre el marco de clima y energía para 2030 de la Unión Europea (en adelante UE) para “reducir las emisiones internas de gases invernadero en al menos un 40% en comparación con 1990” [4].

Asimismo, iría en la dirección del programa de la UE 2020, este programa contiene objetivos climáticos y energéticos, como son la reducción en un 20% de las emisiones de gases de efecto invernadero (desde niveles de 1990), 20% de la energía de la UE procedente de energías renovables, 20% de mejora en eficiencia energética, contribuyendo todo ello al objetivo que tiene establecido la UE de convertirse en líder mundial de las energías renovables y supone una pequeña aportación hacia un mundo más sostenible. En ese objetivo y potenciando la posición de la UE, España como miembro, “es reconocido a nivel mundial por liderar el despliegue de una tecnología innovadora [...] dentro de un sector, el de las energías renovables, [...] la producción comercial de *Energía Solar Termoeléctrica*” [5].

Otra ventaja de este tipo instalación, es que se evita la dependencia de fuentes combustibles del exterior que son agotables (variables en costes, más caras) para la producción de energía. En Canarias, este tipo de energía renovable, permitiría una autonomía energética al no depender del exterior, una energía de menor coste, que daría una mayor calidad y eficiencia al servicio energético y reduciría los inconvenientes que pudiésemos tener por estar en una isla energética ya que carecemos de interconexiones con otros suministradores como ocurre en el resto del continente europeo.

3.1. La energía solar como fuente de generación de electricidad.

La crisis del petróleo de 1973 y la consecuente subida del precio del mismo, direccionó a los países dependientes de este combustible a buscar nuevas fuentes de energía. Una de estas fuentes fue el Sol, la energía solar. Así surgen en Estados Unidos entre 1984 y 1990, nueve plantas comerciales con CCP en California con capacidades que van de 30 a 80 MW, con una potencia instalada total de 354 MW. El sistema se denomina Solar Energy Generating System (SEGS).

Posteriormente, en 2007, se puso en marcha la planta Nevada Solar One (NSO), que ha sido la primera planta termosolar con tecnología CCP, puesta en marcha por una compañía española. Está situada en el desierto de Nevada, EEUU.

En España en 2007 se instala la PS10, de torre central como primera planta generadora solar.

Hasta este año no se construyó ninguna central termosolar en España, fue precisamente la aprobación del RD 661/2007 de 25 de mayo, que estableció un sistema de primas incentivador para la generación de electricidad por sistemas renovables.

Esta política de energía renovable ha colocado a España entre los primeros países en el uso de estas tecnologías y de la energía solar.

Los sistemas de producción de energía en base a fuentes renovables gozaron hasta el año 2012 de un apoyo estatal importante e incentivador.

Durante el 2012, el cambio de criterio político y la necesidad de reducir el déficit eléctrico reformó el sector, suspendiendo incentivos económicos para los proyectos de generación por medio de fuentes renovables. Se crean nuevos impuestos a la generación y la incorporación de la energía al sistema eléctrico con un tipo del 7%. Se crea un canon por la utilización de aguas continentales con un tipo impositivo del 22%.

En 2013, se suprimen las primas existentes a instalaciones que opten por vender la energía en el mercado eléctrico español, imposibilitando la vuelta de las mismas al sistema de retribución a tarifa. También en este año se establecen los peajes de acceso. Desaparece el Régimen Especial y se establece ingresos derivados del mercado (un término por unidad de potencia instalada y un término a la operación).

Vemos como toda esta reforma legal del sector eléctrico, para reducir el déficit tarifario, se traduce en la casi desaparición del apoyo de Estado al sector de las renovables.

Se publica en el 2014, el Real decreto 413/2014 se regula la actividad de producción de energía a través de fuentes renovables y a través de la orden 1045/2017, se aprueban los parámetros retributivos de las instalaciones tipo a determinadas instalaciones de producción de energía a partir de fuentes renovables.

El cambio de las políticas públicas (derivadas del encarecimiento combustibles fósiles, la preocupación por el cambio climático, el desarrollo sostenible) hacia las renovables han provocado que en el año 2019 las renovables hayan vivido el mayor crecimiento en 4 años [6].

3.2. Características de algunas plantas termosolares de España.

Centrales en funcionamiento en España:

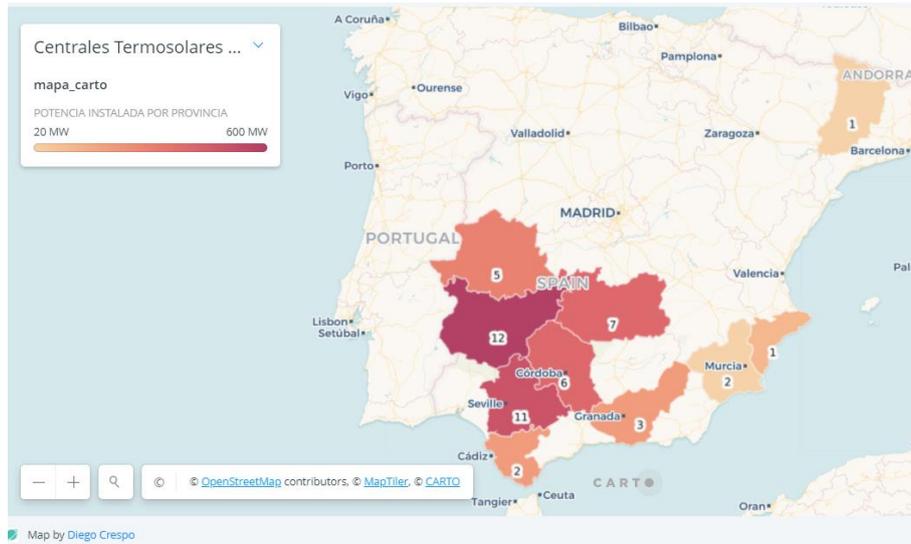


Figura 1: Mapa de centrales termosolares en España [año 2015]

Fuente 1: Protermsolar.com [consulta: 2020]

Tabla 1: Centrales termosolares instaladas en España [año 2015]

Provincia	Nº de centrales	Potencia instalada (MW)
Badajoz	12	60
Sevilla	11	450.9
Ciudad Real	7	350
Córdoba	6	300
Cáceres	5	250
Granada	3	150
Cádiz	2	100
Murcia	2	31.4
Alicante	1	50
Lérida	1	22.5

Fuente 2: Protermsolar.com [consulta: 2020]

Podemos comprobar del plano adjunto como las diferentes centrales, a pesar de ser España un país privilegiado para la implantación de centrales solares, se ubican en la zona sur del país.

Hemos seleccionado algunas de las diferentes plantas instaladas en España que poseen una tecnología CCP:

Tabla 2: Datos del proyecto de Andasol-1 y Andasol-2

Andasol-1 y Andasol-2, propiedad de COBRA. Aldeire, Granada	
Fecha inicio - operación	2006 - 2009
Tecnología empleada	Captadores cilindro parabólicos, SENERTrough
Potencia nominal (MW)	50

Almacenamiento	7,5 (horas a carga nominal)
Producción estimada (GWh/año)	175
Superficie de terreno ocupada (ha)	396
Área de captación solar (m²)	Alrededor de 510.000

Fuente 3: Grupo Cobra y Sener



Figura 2: Centrales termoeléctricas Andasol I y Andasol II

Fuente 4: Grupo Cobra

Tabla 3: Datos del proyecto de La Africana

La Africana, propiedad de MAGTEL - TSK - ORTIZ. Posadas, Córdoba	
Fecha inicio operación	2012
Tecnología empleada	Captadores cilindro parabólicos
Potencia nominal (MW)	50
Almacenamiento	7,5 horas
Producción estimada (GWh/año)	180
Superficie de terreno ocupada (ha)	215
Área de captación solar (m²)	549.360

Fuente 5: SENER



Figura 3: Central termoelectrica La Africana
Fuente 6: energy.sener

Tabla 4: Datos del proyecto de Palma de Río I y II

Palma del Río I y II, propiedad de Acciona/Mitsubishi Corp. Palma del Río, Córdoba	
Fecha inicio operación	2010 y 2011
Tecnología empleada	Captadores cilindro parabólicos
Potencia nominal (MW)	100 (2x50 MW)
Almacenamiento	Sin almacenamiento
Producción estimada (GWh/año)	232
Superficie de terreno ocupada (ha)	260
Área de captación solar (m²)	750.000 (2x375.000 m ²)

Fuente 7: Acciona



Figura 4: Central termoelectrica Palma del Río I y II
Fuente 8: Acciona

Tabla 5: Datos del proyecto de Extresol 1,2 y 3

Extresol 1, 2 y 3, , propiedad de COBRA. Badajoz	
Fecha inicio operación	2009, 2010, 2012, respectivamente
Tecnología empleada	Captadores cilindro parabólicos, SENERTrough
Potencia nominal (MW)	150 (3x50 MW)
Almacenamiento	7 horas
Producción estimada (GWh/año)	525 (3x175 GWh/año)
Superficie de terreno ocupada (ha)	594 (3x198 ha)
Área de captación solar (m2)	1.530.000 (3x510.000 m ²)

Fuente 9: Sener y Generation of Electrical Energy, 7th Edition



Figura 5: Central termoeléctrica Extresol 1,2 y 3
Fuente 10: Sener

4. Normas y referencias

4.1. Marco regulatorio para las renovables en España.

En la Comunidad Autónoma Canaria, actualmente, no existe una normativa específica para plantas de generación solar termoeléctricas que utilicen fuentes combustibles renovables. La normativa existente es de carácter general y la podemos circunscribir al Decreto 161/2006 de 8 de noviembre, por el que se regulan la autorización, conexión y mantenimiento de las instalaciones eléctricas en el ámbito de la Comunidad Autónoma de Canarias [7] y al Decreto 141/2009 de 10 de noviembre, por el que se aprueba el Reglamento por el que se regulan los procedimientos administrativos relativos a la ejecución y puesta en servicio de las instalaciones eléctricas en Canarias. [8]

En el ámbito estatal, toda la normativa está orientada al fomento y desarrollo de las energías renovables, desde 1980 hasta finales de 2011, unas veces por propia iniciativa del Estado y otras por compromisos adquiridos comunitariamente en la Unión Europea. A partir del año 2012, con la crisis y el déficit tarifario, las políticas estatales cambian con respecto a la energía renovable.

El inicio del marco regulatorio de las renovables en España se sitúa en la década de 1980, con la ley 82/1980 que fomentaba la central minihidráulica. Posteriormente el Plan Energético Nacional (PEN) que abarcaba desde 1991 hasta el 2000, fomenta la producción de electricidad con energía renovable. La ley 40/1994 Ley de Ordenación del Sistema Eléctrico Español (LOSEN) consolida el régimen especial que será regulado por el RD 2366/1994, para todas las instalaciones con potencia inferior o igual a 100 MVA.

Posteriormente la ley 57/1997, ley del Sector Eléctrico (LSE) distingue los regímenes, ordinario y especial (potencia no superior a 50 MW) en la producción y establece el marco retributivo de cada uno. Posteriormente el RD 2818/1998 viene a establecer la actualización anual de las primas de renovables y la revisión cada 4 años. En el año 1999, se establece el Plan de Fomento de las Energías Renovables (PFER), establece objetivos de crecimiento de las renovables hasta el año 2010, que estas cubran el 12% del consumo. En el año 2000 se incentiva la participación en el mercado de las instalaciones del régimen especial, previendo contratos de venta con las comercializadoras todo ello a través del RDL 6/2000. Posteriormente, en el año 2002, el RD 841/2002, establece la obligación de participación en el mercado para las instalaciones de potencia inferior a 50 MW.

El 2004 trajo consigo el RD 436/2004 que deroga el RD 2818/1998, viene a establecer el esquema legal y económico para el régimen especial. El productor tiene dos opciones: vender la electricidad a la empresa distribuidora a tarifa regulada o venderla libremente en el mercado. En el 2005, el Plan de Energías Renovables (PER) 2005-2010, sustituye al PFER, con unos nuevos objetivos, uno propio, cubrir con el 12% el consumo de energía primaria en 2010 y dos de la Unión Europea, conseguir el 29,4 % de generación eléctrica con renovables y el 5,75 de biocarburantes en transporte para ese mismo año.

En el año 2007, el RD 661/2007 que deroga al RD 436/2004, regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial y elimina el incentivo a participar en el mercado eléctrico. Establece que la condición de instalación de régimen especial la otorga la Comunidad Autónoma correspondiente.

Con el RDL 6/2009, se implanta un registro de preasignación de retribución que permite conocer qué proyectos cumplen con las condiciones para poder ejecutarse.

En el 2010 y 2011 se establecen respectivamente dos planes: el Plan de Acción Nacional de Energías Renovables 2010-2020 (PANER) y el Plan de Energías Renovables (PER) 2011-2020. Este último plan, sustituye al PANER del 2010 y al PER del 2005. Propone que la energía renovable represente el 20.8% del consumo final bruto en España en el 2020 [9]. El consumo final bruto de energía proveniente de fuentes renovables en España se situó en el 17,4 % en 2018, por debajo de la media del 18 % de la Unión Europea (UE) y lejos del objetivo del 20 % fijado para 2020, según datos publicados por la oficina de estadística comunitaria, Eurostat [10].

La crisis económica y el déficit tarifario del sector eléctrico en 2012, cambian la tendencia hacia las renovables desde este año en adelante. La publicación de los Reales Decretos Ley 1/2012; 13/2012, 20/2012; 29/2012; y la ley 15/2012, de medidas fiscales para la sostenibilidad energética, del mismo año y los Reales Decretos 2/2013; 9/2013 y la ley 24/2013 del Sector Eléctrico, han modificado el marco regulatorio de la energías renovables de forma significativa

al suspender los incentivos económicos, medidas fiscales para la sostenibilidad energética, es decir, nuevos impuestos al sector con fines recaudatorios, establecimientos de peajes, los ingresos se establecen en base a la participación en el mercado eléctrico, “supresión del complemento por eficiencia [...] y de la bonificación por energía reactiva” [11].

El marco nacional regulatorio se compone, en la actualidad, de las siguientes disposiciones legales:

Tabla 6: Marco regulatorio actual

Real Decreto Ley 9/2013	Estabilización financiera del sector eléctrico
Ley 24/2013	LSE. Bases de regulación del régimen económico de las renovables
Real Decreto Ley 413/2014	Regula la producción de energía con fuentes de energía renovable
Real Decreto Ley 15/2018	Transición energética
Real Decreto Ley 17/2019	Parámetros retributivos que afectan al sistema eléctrico. Cierre térmicas
Real Decreto 244/2019	Autoconsumo
Diferentes Órdenes	De desarrollo de estas y otras disposiciones.

Fuente 11: Elaboración propia

Los problemas y contenciosos que provocó y que llevan afectando a las inversiones en energía renovable desde las medidas del 2012 y 2013 en adelante, parece que se van a mitigar a través de la aprobación del Real Decreto-ley 17/2019, de 22 de noviembre, por parte del Consejo de Ministros: “[...] para dar certidumbre y visibilidad a las instalaciones renovables, de cogeneración y residuos para el próximo periodo regulatorio y activar una respuesta para las instalaciones que vieron modificado su régimen retributivo con la normativa de 2013, es clave para reforzar la credibilidad de la apuesta española por el cambio de modelo energético y movilizar las inversiones que necesitamos a partir de ahora”. En base a esto, se establece en este decreto, además de otras medidas “[...] la rentabilidad razonable para renovables, cogeneración y residuos y la tasa de retribución financiera para la producción en los territorios no peninsulares para el periodo 2020-2025 [...] para favorecer la correcta penetración de las energías limpias en el sistema y garantizar una transición que no deja a nadie atrás, el Real Decreto- ley fija el valor de la rentabilidad razonable para instalaciones renovables, cogeneración y residuos...” [12].

4.2. Referencias

4.2.1. Bibliografía

[1] Red Eléctrica de España. *Metodología para el cálculo de emisiones de Gases de Efecto Invernadero (GEI) de Red Eléctrica de España, SAU*. 2018 [en línea]. Recuperado de:

https://www.ree.es/sites/default/files/04_SOSTENIBILIDAD/Documentos/inventario_de_emisiones_de_ree_alcance_y_metodologia_2017.pdf [consulta: 1 junio 2020]

[2] 2019. España es el primer país del mundo en energía termosolar. *Es energía* [en línea]. Recuperado de: <https://esenergia.es/termosolar-espana/> [consulta: 11 julio 2020]

[3] 2020. Los buenos números de la termosolar en 2019 refuerzan la importancia de esta tecnología. *Energías renovables* [en línea]. Recuperado de: <https://www.energias-renovables.com/termosolar/los-buenos-numeros-de-la-termosolar-en-20200121> [consulta: 11 julio 2020]

[4] Consejo de la Unión Europea. *Cambio climático: qué está haciendo la UE*, 2020 [en línea]. Recuperado de: <https://www.consilium.europa.eu/es/policies/climate-change/> [consulta: 5 marzo 2020]

[5] LÓPEZ JIMENO, Carlos. Presentación. *Guía Técnica de la energía Solar Termoeléctrica*, 2012, p.11 [en línea]. Recuperado de: <https://www.fenercom.com/wp-content/uploads/2012/03/Guia-Tecnica-de-la-Energia-Solar-Termoelectrica-fenercom-2012.pdf> [consulta: 7 marzo 2020]

[6] ASENADOR, Sara H, 2019. Las renovables vivirán en 2019 su mayor crecimiento en 4 años impulsadas por la solar. *Expansión*, 21 de septiembre [en línea] Recuperado de: <https://www.expansion.com/empresas/energia/2019/09/21/5d861499468aebb6508b4607.html> [consulta: 2 abril 2020]

[7] España. Decreto 161/2006 de 8 de noviembre, por el que se regulan la autorización, conexión y mantenimiento de las instalaciones eléctricas en el ámbito de la Comunidad Autónoma de Canarias. BOC, núm. 224, de 17 de noviembre, páginas 25822 a 26008 (187 págs.) [en línea] Recuperado de: <http://www.gobiernodecanarias.org/boc/2006/224/001.html> [consulta: 15 marzo 2020]

[8] España. Decreto 141/2009 de 10 de noviembre, por el que se aprueba el Reglamento por el que se regulan los procedimientos administrativos relativos a la ejecución y puesta en servicio de las instalaciones eléctricas en Canarias. BOC, núm. 230, de 24 de noviembre, páginas 25848 a 25950 (103 págs.) [en línea] Recuperado de: <http://www.gobiernodecanarias.org/boc/2009/230/003.html> [consulta: 15 marzo 2020]

[9] Regulación española de las energías renovables. *Manual de la energía. Energía y Sociedad. Las claves del sector energético* [en línea]. Recuperado de:

<http://www.energiaysociedad.es/manenergia/3-5-regulacion-espanola-de-las-energias-renovables/> [consulta: 12 marzo 2020]

[10] REDACCIÓN, 2020. España se aleja de su objetivo del 20 % de consumo de renovables para 2020. *La Vanguardia*. 23 de enero [en línea]. Recuperado de:

<https://www.lavanguardia.com/vida/20200123/473090875000/espana-se-aleja-de-su-objetivo-del-20--de-consumo-de-renovables-para-2020.html> [consulta: 2 abril 2020]

[11] El marco normativo español. *Manual de la energía. Energía y Sociedad. Las claves del sector energético* [en línea]. Recuperado de:

<http://www.energiaysociedad.es/manenergia/2-2-el-marco-normativo-espanol/> [consulta: 12 marzo 2020]

[12] Ministerio para la transición ecológica y el reto demográfico. *El Consejo de Ministros aprueba un Real Decreto- ley para dar certidumbre al marco retributivo de las energías renovables e impulsar una transición energética justa*, 2019. p.2. Nota de prensa [en línea] Recuperado de:

<https://www.miteco.gob.es/es/prensa/ultimas-noticias/el-consejo-de-ministros-aprueba-un-real-decreto--ley-para-dar-certidumbre-al-marco-retributivo-de-las-energ%C3%ADas-renovables-e-impulsar-una-transic/tcm:30-504399> [consulta: 15 marzo 2020]

[13] Ayuntamiento de Granadilla de Abona, *Historia, ubicación y entorno* [en línea] Recuperado de: <http://www.granadilladeabona.org/historia-ubicacion-entorno/> [consulta: 20 febrero 2020]

[14] AAVV, 2008-2009. *Diseño y estudio de una planta solar termoeléctrica con tecnología de torre central* [en línea]. Proyecto de Fin de Máster. Sevilla: Escuela de organización industrial [consulta: 23 mayo 2020]. Recuperado de:

<https://www.eoi.es/es/file/18947/download?token=GcyiI00F>

[15] Inventario Nacional de Erosión de Suelos de Santa Cruz de Tenerife. 2002-2012, Comunidad Autónoma de Islas Canarias. Santa Cruz de Tenerife. 2005. p.92. Recuperado de: https://www.mapa.gob.es/es/desarrollo-rural/temas/politica-forestal/libro38_ines_sctenerife_tcm30-153865.pdf

[16] Trashorras Montecelos, J. *Subestaciones eléctricas*, Paraninfo SA, p.2, 2015 [en línea] Recuperado de:

https://books.google.es/books?id=OhKyBgAAQBAJ&printsec=frontcover&hl=es&source=gbs_atb#v=onepage&q&f=false

- [17] GARCÍA GARRIDO, Santiago. Principios de funcionamiento de las centrales solares termoeléctricas. *Guía Técnica de la energía Solar Termoeléctrica*, 2012, p.17 [en línea]. Recuperado de: <https://www.fenercom.com/wp-content/uploads/2012/03/Guia-Tecnica-de-la-Energia-Solar-Termoelectrica-fenercom-2012.pdf> [consulta: 7 marzo 2020]
- [18] AAVV. *Eurotrough collector qualification complete, performance test results from PSA* [en línea]. Recuperado de: https://elib.dlr.de/99768/1/EuroTrough_Ises2003_O523_final_.pdf [consulta: 6 marzo 2020]
- [19] Solar Energy. Tubo absorbente [en línea] Recuperado de: <http://energyprofessionalsymposium.com/?p=36569> [consulta: 18 marzo 2020]
- [20] Schott PTR 70 Receivers [en línea]. Recuperado de: https://www.schott.com/d/csp/2ad9cb93-5b86-4a51-aead-a49b4e869ef8/1.0/schott_ptr70_4th_generation_datasheet.pdf [consulta: 18 marzo 2020]
- [21] Therminol VP-1 Heat Transfer Fluid [en línea]. Recuperado de: <https://www.therminol.com/product/71093459?pn=Therminol-VP-1-Heat-Transfer-Fluid> [consulta: 20 marzo 2020]
- [22] REMKE, Stefan. Almacenamiento de energía térmica en centrales termosolares. *Guía Técnica de la energía Solar Termoeléctrica*, 2012, p.61 [en línea]. Recuperado de: <https://www.fenercom.com/wp-content/uploads/2012/03/Guia-Tecnica-de-la-Energia-Solar-Termoelectrica-fenercom-2012.pdf> [consulta: 8 marzo 2020]
- [23] Turbina de vapor. *areatecnología.com* [en línea] Recuperado de: <https://www.areatecnologia.com/mecanismos/turbina-de-vapor.html> [consulta: 4 abril 2020]
- [24] Siemens. *Siemens steam turbine portfolio steam turbines from 10 kW to 1,900 MW* [en línea]. Recuperado de: <https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:c3192f5e-0979-4c71-9028-45f1913a80f2/version:1587994934/steam-turbine-overview-2019.pdf> [consulta: 4 abril 2020]
- [25] Siemens. *Siemens steam turbine portfolio steam turbines from 10 kW to 1,900 MW* [en línea]. Recuperado de: <https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/public.1587995996.3cec881a8b5c8088dc70538c83200bb8b33af116.data-sheet-sst-700-900.pdf> [consulta: 5 abril 2020]
- [26] Unión Europea. Directiva 2000/60/CE, de 23 de octubre, por la que se establece un marco comunitario de actuación en el ámbito de la política de aguas. [en línea] Recuperado

de:https://eur-lex.europa.eu/resource.html?uri=cellar:5c835afb-2ec6-4577-bdf8-756d3d694eeb.0008.02/DOC_1&format=PDF [consulta: 11 julio 2020]

[27] Endesa. *El generador eléctrico* [en línea]. Recuperado de: <https://www.fundacionendesa.org/es/recursos/a201908-generador-electrico> [consulta: 7 abril 2020]

[28] Red Eléctrica de España. *Sistema eléctrico canario*, 2016 [en línea]. Recuperado de: https://www.ree.es/sites/default/files/downloadable/diptico_canarias_2016_esp.pdf [consulta: 7 abril 2020]

[29] García Cubillana, Juan. *Energía solar y su impacto medioambiental*. INESE [en línea] Recuperado de: <https://www.inese.es/energia-solar-y-su-impacto-ambiental/> [consulta: 22 mayo 2020]

[30] IDEM

[31] IDEM

[32] IDEM

[33] España. Ley 21/2013, de 9 de diciembre, de evaluación ambiental. BOE, núm. 296, de 11 de diciembre, páginas 98151 a 98227 (77 págs.) [en línea] Recuperado de: <https://www.boe.es/eli/es/l/2013/12/09/21/con> [consulta: 15 mayo 2020]

[34] España. Ley del Suelo y de los Espacios Naturales Protegidos de Canarias 4/2017, de 13 de julio BOC, 19 de julio de 2017, núm. 138. P.56. [en línea] Recuperado de: <https://www.boe.es/buscar/pdf/2017/BOE-A-2017-10295-consolidado.pdf> [consulta: 20 mayo 2020]

[35] MOLINA VENEGAS, Fernando y NAVARRO QUESADA, Carlos, 2009-2010. *Estudio de impacto de una central termosolar* [en línea]. Máster Ingeniería y Gestión Ambiental. Sevilla: Escuela de organización industrial [consulta: 23 mayo 2020] Recuperado de: <https://www.eoi.es/es/file/17952/download?token=Lu-3ZBIL>

[36] Red Eléctrica de España, *Operación del sistema eléctrico* [en línea]. Recuperado de: <https://www.ree.es/es/actividades/operacion-del-sistema-electrico> [consulta: 5 marzo 2020]

[37] Africana Energía. *africanaenergia.es* [en línea]. Recuperado de: <http://www.africanaenergia.es/> [consulta: 2 julio 2020]

[38] 2020. Sube el IPC en junio en España. *Expansión* [en línea]. Recuperado de: <https://datosmacro.expansion.com/ipc-paises/espana#:~:text=La%20tasa%20de%20variaci%C3%B3n%20anual,del%20%2D1%2C2%25> [consulta: 15 mayo 2020]

[39] MONFORTE, Carmen, 2019. Las renovables disfrutarán de su actual tasa de rentabilidad durante 12 años. *CincoDías*. 21 de noviembre [en línea] Recuperado de: https://cincodias.elpais.com/cincodias/2019/11/20/companias/1574275928_013353.html [consulta: 15 mayo 2020]

4.2.2. Otras referencias bibliográficas

- Electricidad termosolar. Captadores cilindroparabólicos. Sesión 11. (2015-2016). Recuperado de: https://static.eoi.es/savia/documents/zarza_sesin_11_texto.pdf
- Electricidad termosolar. Captadores cilindroparabólicos. Sesión 13 y 14. (2015-2016). Recuperado de: https://static.eoi.es/savia/documents/zarza_sesiones_13_y_14.pdf
- Parlamento Europeo. *La energía renovable*, 2020 [en línea]. Recuperado de: <https://www.europarl.europa.eu/factsheets/es/sheet/70/la-energia-renovable> [consulta: 5 marzo 2020]
- Plan General de Ordenación Urbana de Granadilla de Abona [en línea] Recuperado de: https://sede.granadilladeabona.es/portal/sede/se_contenedor1.jsp?seccion=s_ldoc_d10_v1.jsp&codbusqueda=99&language=es&codResi=1&layout=se_contenedor1.jsp&codA_directo=75 [consulta: 20 febrero 2020]
- Centrales termosolares. Recuperado de: <http://www.centralestermosolares.com/>
Las centrales Termosolares: Imprescindibles para la transición energética. Recuperado de: <http://www.solarconcentra.org/wp-content/uploads/2020/02/PROTERMOSOLAR-Las-Centrales-Termosolares-Imprescindibles.pdf>
- Almacenamiento: Tecnología de almacenamiento CSP. Recuperado de: <http://4echile.cl/4echile/wp-content/uploads/2017/03/Tecnologia-de-Almacenamiento-de-CSP.pdf>
- ¿Heatcrete o sales fundidas? Recuperado de: <http://www.rep-energysolutions.com/heatcrete-sales-fundidas/>

4.2.3. Recursos informáticos

- Google Chrome. Navegador web.
- Adrase. Acceso a datos de radiación solar de España. 2020. Sitio web: <http://www.adrase.com/>
- TermoGraf. Simulador termodinámico. 2020. Sitio web: <http://termograf.unizar.es/>

- System Advisor Model (SAM 2020.2.29). Simulador de tipos de energías renovables. National Renewable Energy Laboratory. Golden, CO. 2020. Sitio web: <https://sam.nrel.gov/>
- System Advisor Model's help system 2020.2.29 (SAM's help system 2020.2.29). User manual. National Renewable Energy Laboratory. Golden, CO.
- AutoCAD 2019. Diseño asistido por ordenador. Sitio web: <https://www.autodesk.es/products/autocad/overview?plc=ACDIST&term=1-YEAR&support=ADVANCED&quantity=1>
- Excel. Hoja de cálculo de Microsoft.
- Sede electrónica del Catastro. Sitio web: <https://www1.sedecatastro.gob.es/Cartografia/mapa.aspx?buscar=S>
- Grafcan: Sistema de información territorial de Canarias. Sitio web: <https://visor.grafcan.es/visorweb/>

4.3. Programas de cálculo

En este apartado, se mencionan las distintas aplicaciones informáticas que se han utilizado para calcular, simular y diseñar:

- TermoGraf: Software de ejercicio termodinámicos con cálculos de variables, tablas, diagramas, procesos, ciclos, rendimientos, balances de energía y entropía, etc.
- System Advisor Model (SAM): Software técnico económico gratuito que facilita la toma de decisiones para la realización de instalaciones de energía renovables (fotovoltaica, concentradores solares, geotérmica, biomasa, etc.)
- AutoCAD 2019: Software de diseño asistido por ordenador utilizado para el trazado de planos (2D) y modelado en 3D
- Excel: Hoja de cálculo de Microsoft.

5. Requisitos de diseño

5.1. Emplazamiento de la instalación

La ubicación de la planta termoeléctrica requiere una zona geográfica que reúna distintas características para ser óptima y que la planta pueda llegar a ser eficiente.

La parcela seleccionada tiene una superficie de 92 Ha y está ubicada en el municipio de Granadilla de Abona. Ésta linda en su lado norte con el Barranco del Río, que es el límite natural que tiene con el municipio de Arico. El municipio de Granadilla está localizado en el sur de la isla de Tenerife, tiene una superficie de 155 Km², es el tercer municipio más grande de la

isla, con una población 45332 habitantes [13]. Es un municipio que tiene unas buenas infraestructuras, destacando el Polígono Industrial de Granadilla, El aeropuerto Reina Sofía, el puerto del Polígono Industrial de Granadilla. Las coordenadas geográficas de la parcela son:

Latitud: 28° 05'42.96" N

Longitud: 16° 29'38.59" O

El núcleo poblacional más próximo a la parcela de la central termoelectrica es el Barrio del Barranco del Río, en Arico, que tiene una población de 454 habitantes. La parcela y sus alrededores carecen de explotación agrícola, es un terreno sin ocupación física.



Figura 6 y 7: Isla de Tenerife y Ortofoto urbana 1, ubicación

Fuente 12 y 13: Elaboración Propia y GRAFCAN



Figura 8: Ortofoto urbana 2, ubicación

Fuente 14: GRAFCAN

5.2. Características del espacio

a) Idoneidad

Esta parcela está ubicada en la zona sur de la isla, en la costa, cerca del mar, alejada de la medianía, una zona de escasas precipitaciones y nubosidad.

A través de la consulta realizada en la página Adrase, hemos podido comprobar las diferentes zonas idóneas para la instalación de centrales solares, partiendo de que se estima como ideal una irradiación superior a los 2000 kWh/m² por año. [14]

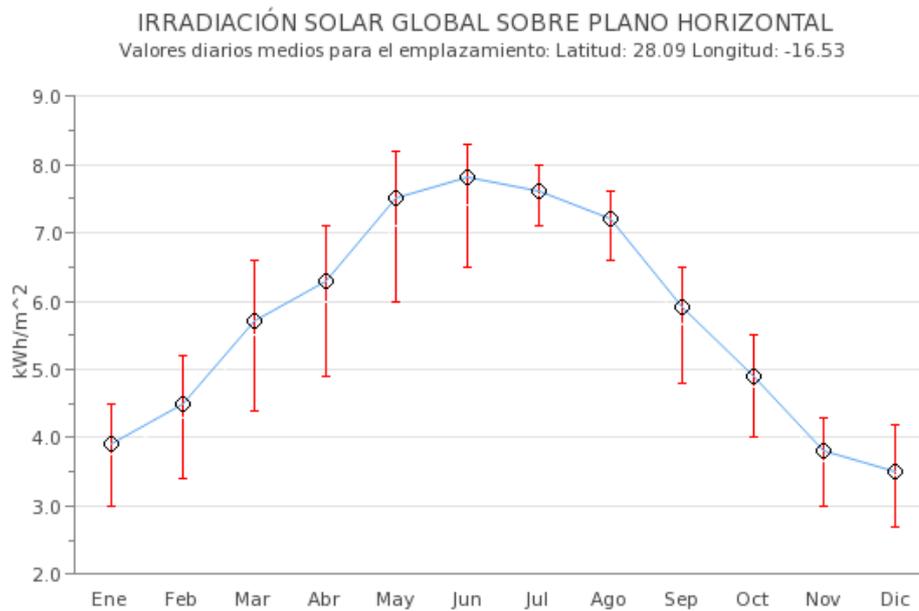


Figura 9: Irradiación solar global sobre plano horizontal
Fuente 15: Adrase

Tabla 7: Irradiación solar global sobre plano horizontal

(kWh/m ²)	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Anual
Percentil 75	4.5	5.2	6.6	7.1	8.2	8.3	8.0	7.6	6.5	5.5	4.3	4.2	6.36
Valor medio	3.9	4.5	5.7	6.3	7.5	7.8	7.6	7.2	5.9	4.9	3.8	3.5	5.72
Percentil 25	3.0	3.4	4.4	4.9	6.0	6.5	7.1	6.6	4.8	4.0	3.0	2.7	4.7

Fuente 16: Adrase

En esta zona de la isla de Tenerife se cumple con este requisito de idoneidad al tener una irradiación mínima media de 2087.8 kWh/m² por año (5.72 kWh/m² x 365 días). La parcela se encuentra libre de posibles afecciones por Natura 2000 (red ecológica europea de áreas de conservación de la biodiversidad).

b) Infraestructura y servicios.

La zona posee una infraestructuras que facilitan el acceso a la parcela por carretera, tiene la autopista del sur próxima por su parte oeste y esto junto al polígono industrial de Granadilla,

permite que se acceda directamente a través de las calles y vías del mismo, con el que linda en su lado sur. También tiene próximo el aeropuerto del sur Reina Sofía y el puerto del Polígono Industrial de Granadilla.

El acceso al agua del mar es directo pues la parcela linda con éste en su lado Este.

La central estará ubicada muy próxima a la central de generación de Endesa y a la subestación “Polígono de Granadilla”, por lo que se reducirán al mínimo los costes del transporte de la energía hasta el punto de entrega en la subestación. Desde ésta parten las líneas de transporte de electricidad, gestionadas por Red Eléctrica de España, de tensiones de servicio de 66 KV y de 220 KV que recorren toda la isla.

Posee en su proximidad todos los servicios que ofrece un polígono industrial en expansión.

c) Aptitud geológica.

El terreno necesita labores de nivelación, relleno y estabilización en el lado norte al lindar con el barranco del Río y en su límite con el mar.

Carece de riesgos geológicos pues es improbable la inundación, el terreno es estable no existiendo grandes desniveles ni laderas y la erosionalidad, de acuerdo con la Memoria del Inventario Nacional de Erosión de Suelos de Santa Cruz de Tenerife, es de intensidad baja (0-5 t/ha·año) [15]

6. Análisis de soluciones

6.1. Descripción general del sistema

Este proyecto se circunscribe a un tipo concreto de central solar termoeléctrica que se basa en la captación de radiación solar en unos módulos captadores (espejo reflector, tubo absorbedor, estructura de sujeción del conjunto del módulo) ubicados en el campo solar de la planta. En estos módulos captadores, el tubo absorbedor es el que se encarga de transformar la radiación solar, captada por el espejo reflector, en energía térmica. Este calor es absorbido por un fluido caloportador (normalmente aceite sintético) que se encarga de transportar la energía captada en los concentradores cilíndrico parabólicos al bloque de potencia, donde lo transferirá a través de los intercambiadores de calor al agua para la generación de vapor. Esta generación se realiza a través de equipos que permiten calentar el agua, producir vapor y sobrecalentar el vapor. Este vapor es conducido hasta la turbina de vapor, en ésta se transforma la energía contenida en el vapor en energía mecánica rotativa. Al girar el rotor de la turbina, gira el rotor del alternador y se produce la inducción de una corriente eléctrica en las bobinas que están fijadas en el estator del alternador y mediante la acción de un campo magnético, la energía mecánica generada en la

turbina se transforma en energía eléctrica. La energía generada se transporta hasta la red de transporte. La tensión de generación de esta energía eléctrica está entre 10-25 KV. Esta energía será transformada, con transformadores de tensión, en tensiones nominales de transporte que pueden alcanzar los 66 KV o 220 KV, que son las tensiones nominales que hay en Tenerife en la red de transporte de electricidad. Esta interconexión se realiza en subestaciones o puntos de conexión que establezca el operador de la Red [16].

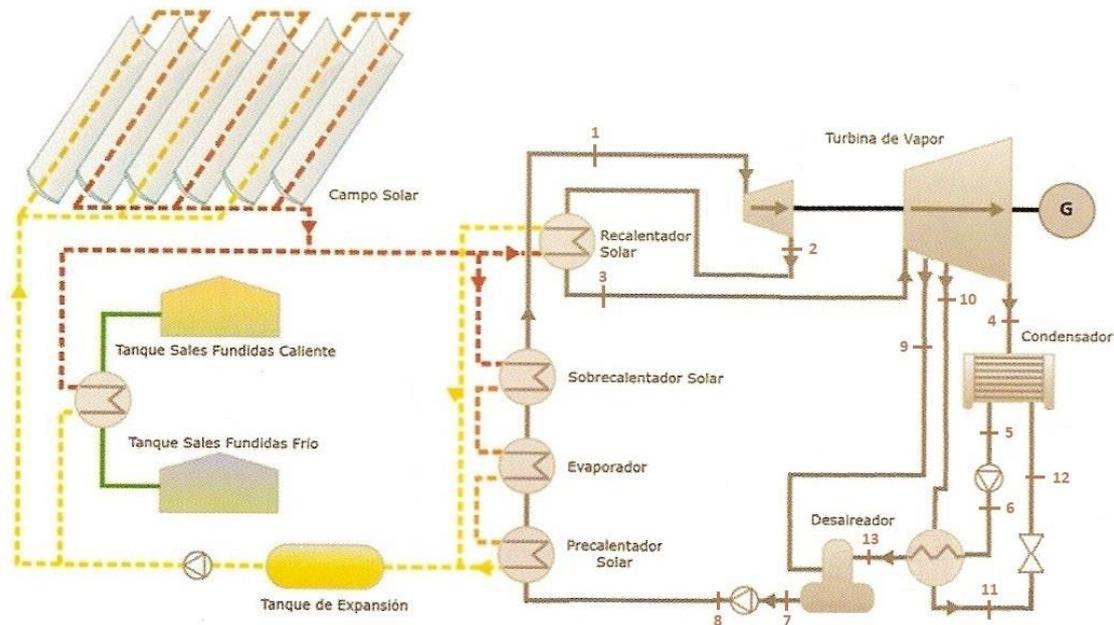


Figura 10: Estados del ciclo de potencia

Fuente 17: Elaboración propia basada en imagen de: desenchufados.net/tecnologia-termica-solar-cilindro-parabolica/

6.2. Elementos del sistema

6.2.1. El campo solar

El campo solar es el lugar donde se produce la captación de la radiación solar y su conversión en energía térmica en el líquido caloportador. Está formado por una cantidad importante, en función de la potencia a generar, de captadores cilíndrico parabólicos (CCP). Estos captadores se conectan en serie formando filas, denominados lazos, constituidos generalmente por 4 o 6 colectores, que a su vez se conectan en paralelo con otros lazos, pudiendo alcanzar longitudes que van entre los 600 u 800 m. Los lazos son las unidades mínimas de producción, aproximadamente 1.6 MW. Además, se debe respetar una separación entre filas para evitar los sombreados, la distancia estimada ronda los 15 m. Normalmente es un “terreno de aproximadamente 2 hectáreas por MW de potencia eléctrica instalada” [17]. Está cubierto de módulos captadores de radiación solar. Estos se componen del espejo reflector, que reflejará la radiación en el tubo absorbedor, donde se transformará la radiación solar en energía térmica, y

la estructura, que le da la forma y la sujeción en el campo. Estos módulos se agrupan en colectores, que se mueven conjuntamente para captar la mejor radiación solar, ya que el máximo rendimiento de los captadores se consigue cuando tenemos el máximo de horas posibles los espejos orientados hacia el sol y en consecuencia aprovechando al máximo la radiación solar.

Los captadores, como ya hemos indicado, se conectan en serie, formando lazos. Estos lazos tienen instalados actuadores, para poder utilizar un sistema hidráulico y así girar los captadores en todo momento hacia el sol. Lo más habitual es que los CCP se instalen dejando el eje de giro orientado hacia el Norte-Sur. El sistema de seguimiento es por rotación entorno a un eje horizontal que recorre todo el lazo. La posición de los espejos es controlada por un autómatas o controlador local. Este lleva a cabo sus funciones en base a los datos que van recibiendo de un reloj y un sensor solar. La actuación sobre el colector, sobre el indicador de posición o sobre la unidad hidráulica está orientada por estos datos. También vigilan la temperatura del fluido térmico a través de un sensor de temperatura, en caso de riesgo en la instalación, activa las alarmas y desenfocan los captadores.

Con respecto a los sensores solares, existen dos tipos:

- Los sensores de banda de sombra, formados por dos células fotoeléctricas montadas en una superficie plana.
- Los sensores de línea de flujo, instalados sobre el tubo absorbente.

6.2.1.1. Captadores cilíndrico parabólicos

El dispositivo esencial en el campo solar de nuestra planta es el CCP. Su función es la captación de la energía solar. Su composición es la siguiente:

- El reflector CCP
- El tubo absorbedor
- La cimentación
- Estructura

El reflector está formado por un conjunto de espejos unidos encargados de reflejar la radiación solar sobre el tubo absorbedor.

Dado que estos espejos están instalados a la intemperie y por lo tanto sometidos a las acciones atmosféricas y a la limpieza con chorro de aguas a presión, deben reunir cualidades mecánicas que eviten la erosión o abrasión sin perjudicar las cualidades ópticas de los mismos. Por ello, los materiales de su composición deben aportar prestaciones ópticas como una alta reflectancia especular.

Tenemos diferentes materiales que pueden cumplir con esas exigencias de durabilidad y ópticas, por ejemplo:

- Chapas metálicas de aluminio con la superficie pulida, buena reflectancia. Aceptable durabilidad.
- Plástico, para obtener una reflectancia buena, es necesario cubrirlo con una fina capa de plata o aluminio. Con respecto a la durabilidad, esta se ve afectada por los daños derivados de la erosión por partículas existentes en el aire y por la radiación.
- Vidrio recubierto de una fina lámina de plata que le da una buena reflectancia. Se suele añadir un protector de base de cobre y pintura epoxi para disminuir los posibles daños. Este material con los componentes añadidos es el que más utilizado.

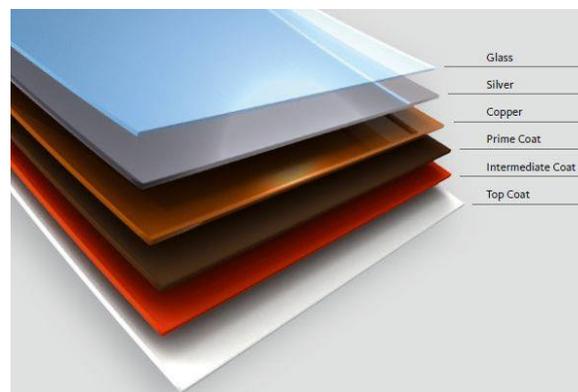


Figura 11: Capas de un espejo FLABEG

Fuente 18: sunwindenergy.com

Lo normal es usar vidrios gruesos. En un primer proceso térmico se le adhiere la capa de plata al vidrio y en un segundo proceso, se les da la forma parabólica en hornos de gas, ayudados de moldes.

A la hora de elegir un colector cilindro parabólico del presente diseño preliminar de la planta se ha optado por el EuroTrough ET150. [18]

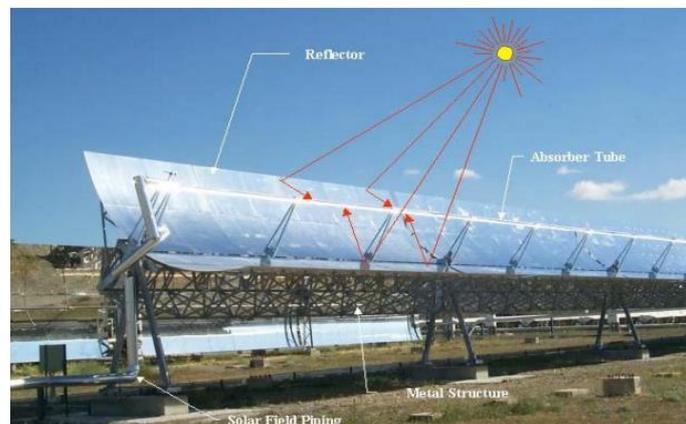


Figura 12: Principio de operación de un colector EuroTrough

Fuente 19: researchgate.net

Tabla 8: Principales características del colector EuroTrough ET150

Colector EuroTrough ET150	
Longitud focal	1,71 m
Radio de absorción	35 mm
Ancho de apertura	5,76 m
Área de apertura	828 m ²
Longitud del colector	148,5 m
Nº de módulos por unidad	12
Nº de paneles de vidrio	336
Nº de tubos absorbentes	36
Reflexión del espejo	94 %
Peso de la estructura de acero y pilones, por m² de superficie de apertura	18,5 kg

Fuente 20: Eurotrough collector qualification

6.2.1.2. Tubo absorbedor o de recepción solar

Este elemento es fundamental para lograr un buen rendimiento del captador. Su función es calentar el fluido caloportador que discurre por su interior como consecuencia de su ubicación en la línea focal del colector y recibir la radiación que reflejan los colectores. Puede estar constituido por un tubo o por dos tubos. En el caso de dos tubos, estos están instalados de forma concéntrica., uno dentro del otro. El tubo exterior es de vidrio y está recubierto de distintos materiales para evitar que se disminuya la captación solar. Tiene como objetivo minimizar las pérdidas térmicas y proteger al tubo interior ante los distintos fenómenos atmosféricos que se puedan dar. Gracias a las características de fabricación del tubo exterior se consigue un buen rendimiento óptico del captador.

En cambio, el tubo interior, es metálico de acero al carbono y está recubierto de un material que le da una alta capacidad de absorción, por encima del 90% y una reducida capacidad para la emisiones (< 12%). Se trata de un recubrimiento selectivo obtenido mediante un sistema en fase vapor en vacío, PVD (physical vapor deposition) o "sputtering", por deposición química en fase vapor, CVD (chemical vapor deposition) y consta de cuatro capas: antidifusión, reflexión infraroja, capa de Cermet y una antireflexiva. Por el interior de este tubo discurre el fluido sintético caloportador encargado de transportar el calor desde el campo solar hasta al bloque de potencia.

Todas las conexiones son soldadas y estancas para conseguir el vacío. Se contemplan en su instalación factores como la dilatación térmica de los tubos, creación de vacío para evitar pérdidas térmicas, así como roturas del tubo por gradientes térmicos bruscos derivados de radiación reflejada. [19]

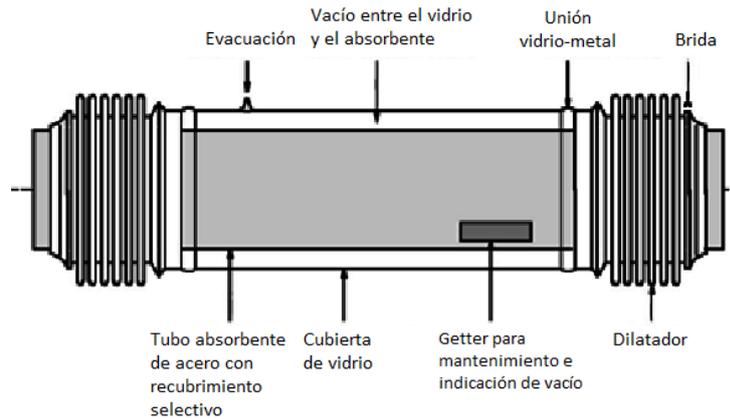


Figura 13: Componentes del tubo absorbedor
Fuente 21: energyprofessionalsymposium.com

El tubo receptor más usado es el SCHOTT PTR 70 debido a sus excelentes características:

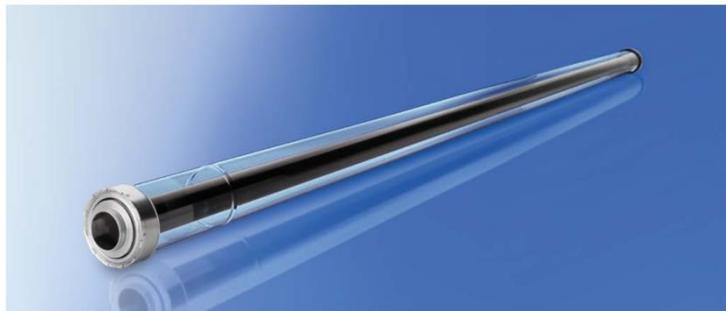


Figura 14: Tubo absorbedor Schott PTR 70 4th generación
Fuente 22: Schott PTR 70 Receivers

Tabla 9: Principales características del tubo absorbedor Schott PTR 70

Componentes	Especificaciones
Dimensiones	<ul style="list-style-type: none"> - Longitud: 4060 mm a 20 °C a temperatura ambiente - Apertura: >96,7% de la longitud total a 350 °C a temperatura de trabajo
Absorbedor	<ul style="list-style-type: none"> - Diámetro exterior: 70 mm - Tipo de acero: DIN 1.4541 o similar - Absorbancia: $\alpha_{ISO} \geq 95,5\%$ $\alpha_{ASTM} \geq 96\%$ - Emitancia térmica: $\varepsilon \geq 9,5\%$
Cubierta de vidrio	<ul style="list-style-type: none"> - Vidrio de borosilicato - Diámetro exterior: 125 mm - Revestimiento antirreflectante - Transmitancia solar: $\tau \geq 97\%$
Pérdidas térmicas	<ul style="list-style-type: none"> - Junto con los escudos patentados de SCHOTT Solar CSP - < 250 W/m (a 400°C)

	<ul style="list-style-type: none"> < 165 W/m (a 350°C) < 110 W/m (a 300°C) < 70 W/m (a 250°C)
Vacío	- Presión de gas residual: $\leq 10^{-3} \text{ mbar}$
Fluido térmico	- Aceite térmico no corrosivo con una presión parcial efectiva de Hidrógeno disuelto de: $pH_2 \leq 30 \text{ Pa}$
Presión de operación	- $\leq 41 \text{ bar (absoluta)}$

Fuente 23: Schott PTR 70 Receivers

Además, presenta la novedad de que la unión vidrio-metal y el fuelle para la compensación de las distintas dilataciones lineales del vidrio y el metal están superpuestos, mientras antes estaban dispuestos uno a continuación del otro. Por esto se consigue aprovechar el 96% de la longitud del tubo receptor, 2% más que en los productos actuales de la competencia. Este tubo tiene un rendimiento 6% superior que al de la competencia según el DLR (Centro Aeroespacial Alemán). [20]

6.2.1.3. Cimentación

La cimentación es la encargada de soportar los captadores y fijarlos al suelo. En su cálculo se tienen en cuenta distintas variables, como pueden ser: la carga que va a soportar del propio captador, los efectos del viento, esta depende del lugar de instalación en el campo (el viento afecta más a los exteriores que a los interiores) y el tipo de terreno donde se instalen.

Los captadores son fijados al suelo por pilotes introducidos a diferente profundidad en función del lugar de instalación y tipo del captador.

6.2.1.4. Estructura

Entendemos por estructura al armazón donde se sujetan los espejos y la encargada de transferir los esfuerzos de esta sujeción a la cimentación. Los brazos son de metal, normalmente acero galvanizado.

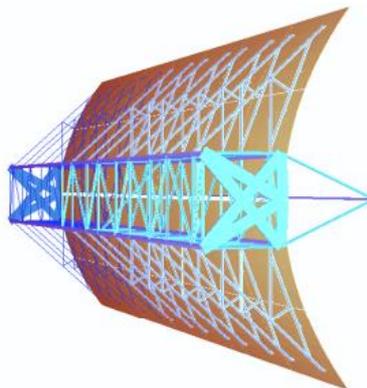


Figura 15: Modelo computarizado de un módulo colector EuroTrough con diseño de caja de torsión

Fuente 24: Eurotrough collector qualification complete

Es una estructura rectangular que posee un costillar donde van sujetos los espejos. Este costillar es el que recibe la mayor parte de los esfuerzos, esto permite que los reflectores estén más relajados en su fijación, lo que colabora en la reducción de roturas de los espejos por grandes vientos.

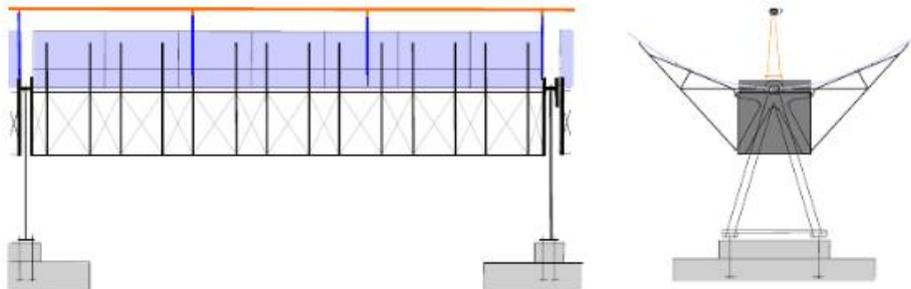


Figura 16: Estructura de un módulo colector EuroTrough
Fuente 25: Eurotrough collector qualification complete

La estructura de los colectores está diseñada para trabajar con vientos de 14 m/s e incluso de 20 m/s. Por seguridad el colector se coloca en modo stow (a -30°) cuando la velocidad del viento alcanza los 16 m/s. En los periodos de no funcionamiento o durante la noche, también se colocan en modo stow.

El estudio de la cimentación y de la estructura de los colectores cilindro parabólicos queda fuera del alcance del presente estudio preliminar.

6.2.2. Circuito del fluido térmico

El circuito térmico lo constituyen las tuberías que transportan el fluido caloportador, las bombas que lo impulsan por el circuito y los tanques de expansión y almacenaje. Todo esto hace posible la circulación del fluido térmico en el sistema, llevándolo desde el campo solar al generador de vapor y de vuelta al campo solar.

El fluido térmico es el encargado de recoger en el campo solar el calor recibido en los tubos absorbentes para posteriormente generar vapor a través de un intercambiador aceite /agua, en el que transfiere el calor al agua, produciendo vapor en el generador de vapor. El vapor generado y en las condiciones óptimas pasa a las turbinas que generan energía mecánica rotativa y que será trasladada al generador de electricidad.

En la mayoría de centrales solares termoeléctricas de CCP se utiliza como fluido caloportador aceite sintético. En la central objeto de diseño se utilizará el aceite Therminol VP-1. Las características de este aceite son [21:]

Tabla 10: Características del Therminol VP-1

HTF Therminol VP-1	
Tipo	HTF sintético
Composición	73,5% Óxido de difenilo 26,5 % Difenilo
Temperatura mín. de operación	12 °C
Temperatura máx. de operación	400 °C
Temperatura óptima de operación	393 °C
Punto de congelación	12 °C

Fuente 26: therminol.com

Un inconveniente a destacar es que a temperaturas superiores a los 400°C, puede formar productos volátiles, que deben ser eliminados a través del tanque de expansión.

La degradación del aceite por el propio uso, es otro de los factores a controlar por los problemas que puede ocasionar en el circuito, que pueden consistir en: la existencia de residuos en el interior del tubo absorbedor, que se contamine con agua en el intercambiador aceite/agua o que se contamine por oxígeno ambiental.

6.2.2.1. Tuberías

Las tuberías suelen ser de acero al carbono y están recubiertas de aislante. Las uniones se hacen con soldadura y se atenderá a las posibles dilataciones y tensiones térmicas (se colocarán liras o compensadores que las absorban). Las tuberías siempre están sometidas a grandes variaciones de temperaturas, de ahí que se produzcan las dilataciones y tensiones térmicas. Por el campo solar circulan dos tuberías en paralelo, una con el aceite frío y otra, con el caliente. Cada lazo de captadores está conectado a una tubería de entrada, que es la tubería fría, y una tubería de salida, que es la caliente. Es necesario el uso de liras para absorber las dilataciones térmicas, tal como se muestra en la siguiente figura:

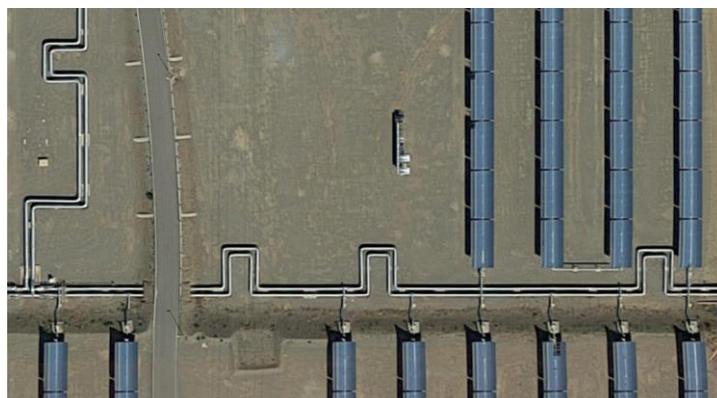


Figura 17: Liras de dilatación

Fuente 27: googlemaps [Andasol 1]

El dimensionado de la red de tuberías, así como el cálculo de pérdidas de cargas, la selección del aislamiento y los soportes de las mismas quedan fuera del alcance del presente estudio preliminar.

6.2.2.2. *Tanque de expansión*

El tanque de expansión está instalado en el punto más alto de la instalación. Es un tanque que está a presión y tiene como función:

- Absorber las variaciones de volumen derivadas de la temperatura del aceite.
- Mantener la presión del sistema con la inyección de nitrógeno a presión.
- Eliminar los productos volátiles derivados de subidas de temperatura.
- Eliminar el oxígeno que haya contaminado el aceite.

6.2.2.3. *Tanque de rebose*

Recoge el aceite que rebosa del tanque de expansión y el que viene limpio del sistema de regeneración.

Forma parte del sistema colector, que es el conjunto de depósitos que almacenan y contienen la totalidad del aceite que exista en el circuito. Entre sus funciones destacamos: facilitar el llenado y el drenaje. Su ubicación está a nivel del suelo.

6.2.2.4. *Tanque de almacenamiento auxiliar*

Este tanque está fabricado en acero. Contiene la totalidad del aceite y junto con el de rebose, forman el sistema colector. Es el medio de llenado del circuito, lo almacena hasta que se introduzca.

6.2.2.5. *Sistema de regeneración*

Este sistema es el responsable de purificar el aceite eliminando todas las impurezas derivadas de su descomposición por alta temperatura o por contacto con el oxígeno.

6.2.2.6. *Sistema de nitrógeno*

Con este sistema se presurizan los tanques para evitar los vacíos y que el oxígeno pueda introducirse y degradar al aceite por el contacto. La presión de este tanque suele estar en los 11 bar. Los tanques que se presurizan son: el de expansión, el de rebose, los que componen el sistema de regeneración y el de almacenamiento auxiliar.

6.2.2.7. Sistema de bombeo

El sistema de bombeo hace fluir al aceite desde el generador de vapor hacia el campo solar. Este aceite suele tener una temperatura de 293°C y un caudal de 6,8 kg/s aproximadamente.

Las centrales con potencia de 50 MW normalmente tienen 6 bombas de 1 MW, de las cuales 5 funcionan simultáneamente en paralelo. La presión suele ser de 30 bar. Las bombas típicas son del tipo Sulzer de impulsor voladizo, tiene un doble cierre en un solo lado, su aspiración es horizontal y su descarga vertical.

Otras pueden ser del tipo Novo Pignone, serie 2 MW, presión de 15-30 bar, con impulsor con doble apoyo, doble cierre en ambos lados del impulsor, aspiración vertical y su descarga vertical.

En este estudio preliminar no se dimensiona: el tanque de expansión, de rebose y de almacenamiento auxiliar, así como el sistema de regeneración, el sistema de nitrógeno y el de bombeo.

6.2.3. Sistema de almacenamiento

En las plantas solares termoeléctricas se almacena la energía térmica obtenida para conseguir una generación eléctrica en cualquier momento, independientemente de la radiación solar, lo que le ofrece una mejor gestionabilidad a la planta y una mayor eficiencia al tener más horas de funcionamiento. El almacenaje influye en el funcionamiento de la central, haciendo que éste sea más regular y más estable, al eliminar de la generación de electricidad, los transitorios de radiación solar, lo que se transforma en un funcionamiento óptimo y eficaz de la planta, influyendo positivamente en su rendimiento. Aunque evidentemente, esta opción de almacenamiento requiere de una mayor inversión.

Poseer un sistema de almacenamiento térmico, va a permitir a la planta un funcionamiento estable y constante pues no necesita paradas cuando la radiación solar es inapreciable o simplemente es de noche. Esto evitara las paradas y puesta en marcha periódicas de la planta y redundará en la disminución del riesgos de averías.



Figura 18: Tanques de almacenamiento de una planta CCP

Fuente 28: cubasolar.cu

Entre las diferentes tecnologías de almacenamiento existentes podemos destacar: los acumuladores de alta temperatura y los acumuladores de cambio de fase.

De entre ellos solo están totalmente constatados los acumuladores que tienen como fluido aceites térmicos, sales o vapor.

En los acumuladores líquidos para altas temperaturas, se aplican fluidos con puntos de fusión bajo y un punto alto de vaporización o descomposición. Algunos de estos fluidos o sales son: las sales fundidas, los aceites minerales o sintéticos y metales fundidos como el sodio. Tenemos dos tipos de acumuladores, por un lado, los sistemas Thermocline que utiliza un solo depósito que contiene el medio de almacenamiento con la temperatura alta en la parte superior y la temperatura baja en la inferior. La carga del sistema se lleva a cabo aspirando el líquido de la parte inferior, haciéndolo circular por un intercambiador para que se caliente, a través del HTF, retornando al depósito por la parte superior del mismo. En el proceso de descarga, las bombas aspiran el líquido de la parte superior y una vez que ha cedido la energía térmica retorna al depósito por la parte inferior. El otro proceso es del sistema de dos depósitos, uno de alta y otro de baja temperatura. La carga se hace a través de un bombeo del depósito de baja temperatura al de alta, calentando el fluido a través de un intercambiador con el calor solar. En centrales cilindro parabólicas con depósito de sales fundidas, este intercambiador se calienta con calor del HTF por medio de vapor o aceite térmico [22].

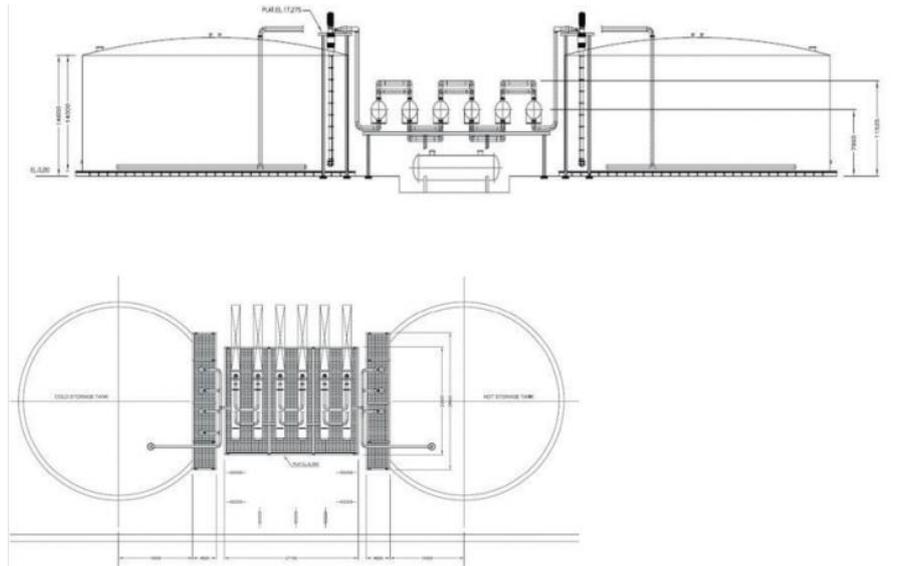


Figura 19: Esquema de un sistema de almacenamiento de energía térmica con sales fundidas y dos tanques, vista lateral y superior, central Andasol 1

Fuente 29: Tecnología de almacenamiento de CSP

Con respecto a la otra tecnología, la de Acumuladores de vapor: este tipo de almacenamiento se basa en almacenar el calor sensible de agua. Se deposita vapor condensado en un depósito de alta presión. En la descarga se libera vapor a presión de 100 bar. La ventaja es la disponibilidad inmediata de la energía almacenada, pues no es necesario iniciar un proceso de generación de vapor. La desventaja son las fluctuaciones de presión y temperatura en la descarga. Las plantas de generación directa de vapor son aquellas que utilizan sistemas que emplean el vapor como HTF.

Con respecto a otro tipo de acumuladores solidos (hormigón, cerámica) en estos es preciso empotrar un intercambiador de calor en el bloque de almacenamiento.

En nuestro diseño preliminar hemos optado por elegir un sistema de acumuladores líquidos para altas temperaturas de dos depósitos: caliente y frío.

El fluido de almacenamiento será sales de nitrato fundidas cuya composición es de un 60 % de Nitrato de Sodio y un 40% de Nitrato de Potasio. Respecto a su punto de congelación, éste estará próximo a los 250°C. Esto conlleva que los depósitos, tanto el caliente como el frío deberán mantener su temperatura permanentemente por encima de ese valor para evitar la congelación del fluido. Una opción es la instalación de calentadores que se encarguen de vigilar y mantener la temperatura.

El funcionamiento de una planta solar termoeléctrica con un sistema de almacenamiento de dos depósitos es el siguiente:

Desde el campo solar se transporta el calor recogido hasta el generador de vapor o excepcionalmente hacia el almacenamiento. El calor va destinado a la generación de vapor pero si existe un sobrante o exceso este será derivado al almacenamiento. Este fluido que es derivado hacia el almacenamiento es el resultante de la diferencia entre el recogido en el campo solar y el que requiere el generador de vapor. Ante un exceso de calor recogido en el campo solar, las bombas empiezan a traspasar sales del depósito frío al caliente, pasándolas en este recorrido por un intercambiador de aceite/sal donde serán calentadas. El caudal de las sales bombeadas irá en proporción al del aceite transferido al intercambiador.

El aceite utilizado en el intercambiador del almacenaje SAT y en el generador de vapor, que estaría en el tanque de expansión, se volverán a juntar y serán nuevamente bombeados al circuito para ceder el calor y producir vapor.

En las ocasiones en las que el campo solar es incapaz de captar la energía térmica requerida para el óptimo funcionamiento del generador de vapor (baja radiación, o la noche), el sistema empieza a bombear fluido desde el depósito caliente hacia el frío, pasando el fluido previamente por el intercambiador aceite/sal, lo que ocasiona que el aceite se caliente y ceda el calor al agua en el generador de vapor, se mueva la turbina y a través del alternador, conectado a ésta, se produzca electricidad.

Con este ciclo se consigue que la planta genere electricidad de forma ininterrumpida o en momentos de baja o nula radiación en la que la demanda eléctrica lo requiera, independientemente de la fuente de energía externa. Las horas de funcionamiento independiente de la fuente externa ira en función del volumen de almacenamiento.

Un sistema de almacenamiento para una central de potencia 50MW:

- Está diseñado para almacenar 1010 MWh.
- Se necesitan unas 28 800 toneladas de sales.
- Llega al máximo almacenamiento en 7,7 horas con un intercambio entre aceite y sal de 131 MW.
- Es capaz de sostener el ciclo de vapor durante 8,5 horas con un intercambio térmico entre aceite y sal de 119 MW.
- El bombeo de sales del tanque frío al caliente es de 935 kg/s aproximadamente.
- La descarga de sales calientes se realiza con un gasto máximo de 847 kg/s. Pasando el aceite de una temperatura de 287°C a 379°C.

6.2.4. Partes de un sistema de almacenamiento de dos tanques

Las partes más relevantes en un sistema de almacenamiento de dos tanques son:

6.2.4.1. Tanques de almacenamiento

Existen dos tanques de las mismas dimensiones, en el caliente, la temperatura aproximada de las sales es de 386°C y en el frío de 292°C (siempre por encima de los 250°C que es la temperatura mínima de congelación). Para evitar la congelación de los fluidos se instalarán calentadores de conexión automática.

La capacidad de almacenamiento de los tanques, como hemos indicado anteriormente, está directamente relacionada con el tiempo de funcionamiento que ésta es capaz de mantener desconectada de su fuente de energía externa, a mayor almacenamiento mayor tiempo de autonomía de la central.

Estos tanques están fabricados de acero al carbono. Sus paredes están aisladas con silicato de calcio y lana de roca en una proporción próxima a los 300 mm. Partiendo de este aislamiento, se estima que las pérdidas de calor en el tanque caliente ronde 0.7 MW y en el frío los 0.53 MW en una temperatura de 15 °C (temperatura ambiente).

Los depósitos deben estar llenos totalmente, en el caso de espacios vacíos, estos se rellenarían de nitrógeno, que es un gas inerte, con la intención de evitar riesgos de combustión por roturas o escapes de aceites en el intercambiador y que este fluyese hacia los depósitos.

El vaciado y llenado de los tanques se realiza con bombas que están instaladas en la parte baja de los mismos y que impulsan las sales desde un depósito al otro.

6.2.4.2. Solidificación

Es fundamental para el sistema que las sales estén siempre en estado líquido y que no se solidifiquen en ninguna de las partes del circuito. Como ya se ha dicho, el punto de congelación está en los 250°C aproximadamente, aunque nunca, por seguridad, debe permitirse que la temperatura baje de los 260°C.

Con la intención de mantener el nivel mínimo de temperatura de las sales, éstas están continuamente circulando de un depósito al otro. En la puesta en marcha del sistema de almacenamiento, es obligatorio precalentar los depósitos y tuberías con aire caliente. Igualmente existe un sistema de drenajes que se encarga de recoger las sales que se hayan quedado en las tuberías o en el intercambiador de aceite/sal y de bombearlas al depósito frío.

6.2.4.3. Bombas de circulación de las sales

Están situadas dentro de cada depósito de almacenamiento para evitar las pérdidas de calor que tendrían si estuviesen instaladas en el exterior. Son las encargadas de hacer circular las sales de un depósito al otro. Las bombas estarán accionadas desde motores ubicados en el exterior. Éstas

moverían las sales del tanque frío al caliente cuando van a recoger calor del aceite y del caliente al frío cuando el que va a recoger el calor es el aceite para llevarlo al generador de vapor.

6.2.4.4. Intercambiador de calor aceite/sal

Este elemento del circuito es el encargado de transferir el calor entre los fluidos, ya sea del aceite a las sales, cuando se almacena, o de las sales al aceite para trasladarlo al agua y generar vapor, lo que nos indica que son elementos reversibles. Los intercambiadores de tubo-carcasa, están aislados con silicato de calcio recubierto de aluminio de unos 200mm de grosor, el aceite circula por el interior de los tubos y el fluido por la carcasa, la razón de ser de esta asignación en la circulación es la presión de los fluidos, la del aceite (10 bar) es superior a la de las sales (1bar). No obstante los intercambiadores tienen válvulas de seguridad para descargar las posibles fugas de aceite.

6.2.5. Ciclo de vapor

El ciclo de vapor que utilizaremos en la planta para producir electricidad será el denominado ciclo Rankine ya que el fluido que vamos utilizar es condensable y va estar sometido a cambios de fase. El fluido de trabajo que utilizaremos será el agua y a través del vapor de agua que obtendremos en el intercambiador aceite-agua y haciéndolo pasar por una serie de turbinas, produciremos energía rotativa que moverá a un alternador que producirá energía eléctrica. Básicamente, las etapas del ciclo serian:

- a) Se realizará una expansión del fluido. Esta etapa se realizará en las turbinas de vapor de alta presión.
- b) A la salida de la turbina, el calor residual irá al condensador, donde se cambiará de fase y pasará a líquido para volver a ser bombeado nuevamente.
- c) Se elevará la presión del fluido líquido en varias etapas a través de diferentes bombas comprimiéndolo al máximo.
- d) Se realizará una aportación de calor, de presión constante, al fluido en estado líquido. Esta se producirá en la fase de calentamiento, en otra posterior se cambiará de fase el fluido pasando a vapor y en la siguiente se producirá un sobrecalentamiento del vapor elevando la temperatura del mismo, con la intención de eliminar la humedad que pudiera contener, en las últimas etapas de utilización por la turbina.

El rendimiento óptimo del ciclo de potencia está supeditado a la temperatura que pueda llegar adquirir el vapor de agua. El fluido caloportador, en este caso aceite, no puede alcanzar temperaturas superiores a los 400°C por cuestiones de seguridad, esto condicionará la temperatura máxima del vapor de agua. Como el vapor tendrá una baja temperatura, después de haber sido expandido y haya alcanzado su fase de saturación (mezcla de líquido y gas), será

necesario realizar un recalentamiento, para volver a cambiarlo a su fase gaseosa y así poder seguir con el proceso de expansión del mismo.

Con respecto al caudal en el ciclo Rankine, parte del mismo es extraído de la turbina y la otra parte que no haya sido extraída, será derivada al condensador una vez que sale de la turbina. En el condensador será transformado a líquido y así se volverá a inyectar, a través de bombas, en el circuito. Todo el caudal es reutilizado nuevamente por el generador de vapor.

6.2.5.1. *Generador de Vapor*

Una vez el HTF ha recogido el calor en los tubos absorbentes de los módulos captadores, lo transportará al bloque de potencia para transferirlo, a través de los intercambiadores, al circuito de agua con la intención de producir vapor. El agua ha sufrido anteriormente presurizaciones para alcanzar presiones de entre los 50 y los 100 bar. Ésta, al pasar por los intercambiadores, se evapora y sobrecalienta, llegando a alcanzar temperaturas de hasta 380°C. Una vez el HTF ha descargado el calor, su temperatura baja, se enfría, y es nuevamente enviado al campo solar para repetir el ciclo.

Este tren de generación de vapor, está compuesto por equipos especializados y diseñados específicamente para calentar el agua, producir vapor y sobrecalentar el vapor.

Los productores de vapor se componen de varios intercambiadores de calor desde el aceite al agua. El aceite que viene del campo solar, que en los intercambiadores circula a contracorriente del agua, traspasa el calor al agua.

Tenemos dos generadores de vapor: el generador donde se realiza la generación principal y en el que se lleva acabo el recalentamiento.

El generador principal está compuesto del precalentador, el evaporador y el sobrecalentador.

El caudal de fluido viene precalentado como consecuencia de los vapores extraídos de la turbina. Este líquido circula por el precalentador alcanzando temperaturas cercanas a las de evaporación. En una segunda fase, el líquido a temperatura muy elevada, cambia de fase pasando a gaseoso en el evaporador. El vapor obtenido, al discurrir por el sobrecalentador logra la temperatura óptima para ser utilizado por la turbina.

El precalentador se compone de distintos intercambiadores del tipo tubo carcasa, estructura que también vemos en el sobrecalentador. Componentes: carcasa, tubos, Baffle, Bocas, Plato divisor.

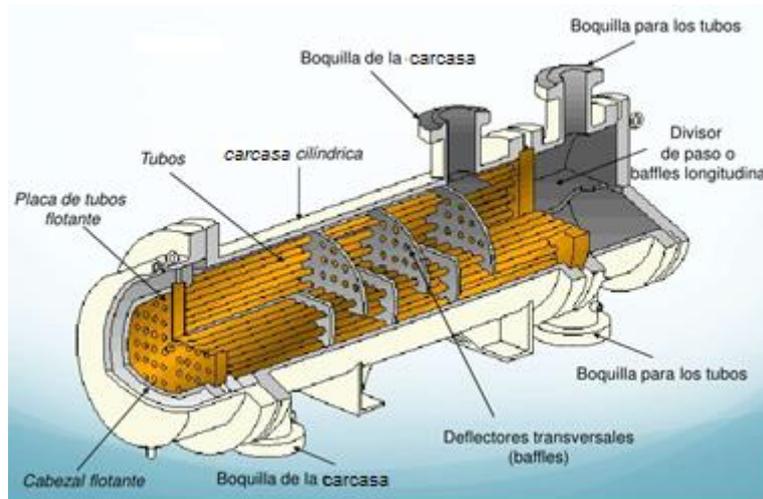


Figura 20: Intercambiador de calor de tubo y carcasa

Fuente 30: es.slideshare.net/mahulig/tema-4-intercambiadores-de-calor-mejorado

El funcionamiento básico lo constituye la circulación del agua precalentada por la carcasa y el aceite por el interior de los tubos.

Con respecto al evaporador, comentar que en este intercambiador se produce el cambio de fase del fluido de trabajo. Su actuación consiste en el cambio de fase del agua que lo atraviesa, este cambio se realiza gracias al calor cedido por el aceite proveniente del sobrecalentador y que recorre los tubos del intercambiador. El vapor del agua asciende y sale del evaporador. La parte del vapor que no ascienda, por condensación, es devuelta al precalentador para iniciar nuevamente el proceso. De igual manera será devuelto el aceite, al precalentador, una vez que ha cedido el calor que transportaba y su temperatura ha bajado.

El sobrecalentador, tiene la misma estructura que el precalentador y su funcionamiento es similar. La diferencia con el precalentador es que por la carcasa, en lugar de circular el agua precalentada, circula el vapor de agua. Es el intercambiador en el que el vapor de agua se va a calentar hasta alcanzar una temperatura superior a la de saturación. La temperatura alcanzada se corresponde con la óptima para el ciclo de vapor.

6.2.5.2. *Cuerpo de turbinas*

Es en este cuerpo, que es una maquina térmica que tiene una combustión externa (producción de vapor), donde la energía térmica se transforma en mecánica de rotación y ésta, a través del alternador, en energía eléctrica. Con la intención de mejorar el rendimiento y aprovechar al máximo la energía del vapor, en ocasiones las turbinas tienen enganchado al eje dos o tres turbinas diferentes. El vapor empieza a generar energía rotativa desde que llega a la primera turbina, denominada de alta presión, luego pasa a la de media presión y finaliza la generación en la de baja presión.

La turbina se compone de:

- El Rotor, que es la parte móvil, el eje de la turbina.
- Estator, es una parte fija y es la responsable de la sustentación y del armazón.
- Álabes o paletas, van agrupados en carretes que son filas de álabes. Es donde tiene lugar la expansión del vapor. Los álabes existen tanto en el rotor como en el estator.
- Cojinetes, parte en la que descansa el eje de la turbina, por ello soportan tanto el peso como los esfuerzos del eje.
- Sistema de estanqueidad encargados de evitar fugas de vapor.
- Diafragmas o carreteres, serie de discos dispuestos en el interior de la carcasa y que llevan los álabes fijos.

El funcionamiento de la turbina de forma simplificada es el siguiente: el vapor a alta presión y con alta velocidad llega a través de unos conductos, denominados toberas, a la turbina. Al llegar golpea los álabes que están fijados al eje de la turbina y hace girar al rotor. Posteriormente este vapor sale de la turbina a menor temperatura y presión, para aprovecharlo de nuevo se direcciona hacia un condensador donde se condensa de nuevo (se convierte en líquido) reenviándose de nuevo a los intercambiadores aceite/agua para iniciar nuevamente el proceso, con ello se aprovecha el calor y la presión residual del vapor en el momento de la salida de la turbina. Se trata de un circuito cerrado donde se aprovecha la totalidad del fluido en el proceso y se mejora el rendimiento de la máquina [23].

A la hora de elegir la turbina del presente diseño preliminar de la planta se ha optado por la SST-700/900 cuyo fabricante es Siemens, ya que cumple con las exigencias de la central [24].



Figura 21: Turbina SST 700/900 de Siemens

Fuente 31: Siemens steam turbine portfolio

Las características más notorias de esta turbina son [25]:

Tabla 11: Principales características de la turbina Siemens SST 700/900

Turbina Siemens SST 700/900	
Potencia	hasta 250 MW (CCPP: 230 MW)
Régimen de giro	3000 a 3600 rpm
Presión de entrada	hasta 180 bar // 2611 psi
Temperatura de entrada	hasta 550 °C // 1085 °F
Parámetros del vapor de escape	0,3 bar // 4,4 psi
Temperatura de vapor recalentado	565 °C // 1050 °F
Presión de vapor recalentado	45 bar // 842 psi
Extracciones controladas	72 bar // 1044 psi
Extracciones no controladas (hasta 7)	Extracciones no controladas posibles

Fuente 32: Catálogo Siemens

Esta turbina es de eje horizontal y el flujo de vapor axial. Es recomendable para funcionamientos en donde la demanda de potencia es muy elevada y se requiere un buen rendimiento.

Está constituida por dos cuerpos de turbina, el de alta presión y el de baja presión, por lo que la energía del vapor será aprovechada de forma más eficiente al tener generación de movimiento más tiempo al aprovechar los diferentes grados de presión del vapor al paso del mismo por la turbina.

6.2.5.3. Condensador

Otros de los elementos del ciclo de potencia es el condensador. Este aparato es el encargado de realizar la condensación de la mezcla de vapor de agua y líquido que nos encontramos a la salida de la turbina. Es preciso que antes de enviar el fluido nuevamente a recorrer el circuito, esté éste en estado líquido.

La condensación se realiza en el intercambiador de agua/agua de tubos y carcasa. Este intercambiador funciona haciendo pasar por el exterior de los tubos el vapor y líquido de la salida de la turbina (el agua del ciclo Rankine) y por el interior de los tubos el agua de refrigeración. El agua condensada será almacenada en un depósito de condensación desde el que será nuevamente inyectada al circuito por bombas. Este depósito es el lugar idóneo para proceder a la reposición del fluido perdido cuando sea necesario.

6.2.5.4. Circuito de refrigeración

El fluido de refrigeración será el agua de mar, que previamente tendrá que pasar por un proceso de desalación. La utilización del agua discurrirá por 3 etapas:

- 1) Sistema de captación de agua
- 2) Sistema de enfriamiento
- 3) Sistema de descarga de agua.

El sistema de toma de agua debería diseñarse para asegurar un abastecimiento constante y con pocas fluctuaciones. El agua, que se vaya a captar, esté limpia libre de desechos, algas, sedimentos, organismos acuáticos que puedan afectar a los elementos de la central. El sistema de captación debe ser económico y con un impacto medioambiental mínimo. También, debe proteger a peces y otros organismos acuáticos de ser arrastrados. Como sistema de protección se pueden utilizar las mallas perimetrales y/o las mallas cilíndricas con alambres en triangular.

Sistemas de enfriamiento:

- Sistema abierto, el agua es captada del mar, se dirige hacia el condensador y posteriormente, se vierte nuevamente al mar.
- Sistema cerrado, se capta el agua del mar, se enfría en un elemento del sistema de refrigeración (torre de refrigeración, estanques, canales). Posteriormente, se recircula al condensador. En este caso, sí es necesario reponer las pérdidas por evaporación que se produzca.

Los posibles impactos de la succión y descarga del agua son:

- Impactos medioambientales a la hora de recoger o descargar agua del mar.
- La succión del agua pueda arrastrar especies hidrobiológicas y queden atrapados en el sistema.
- Con respecto al sistema de descarga el vertido del agua al mar, en la zona de mezcla se puede producir elevaciones de temperaturas por la diferencia térmica que pueden afectar el hábitat. También se pueden verter sustancias químicas que se hayan utilizado en el proceso de enfriamiento como los biocidas.

Estos efectos de la descarga, se pueden mitigar por la instalación de difusores en la zona de descarga que favorezcan la mezcla y la disolución del agua descargada.

Todo el diseño de la instalación estará sometido a la regulación de la Unión Europea, como la Water Framework Directive 2000/60EC [26] y otras disposiciones de aplicación, así como las regulaciones nacionales y autonómicas, y un estudio de impacto medioambiental.

Uno de los inconvenientes en el proceso de condensación del agua es la necesidad de eliminar los gases que no se pueden condensar, como el oxígeno, para ello los condensadores suelen estar equipados con bombas de vacío.

6.2.5.5. Bombas

Las bombas del ciclo son las responsables de que el agua una vez condensada recorra todo el circuito. Estarán situadas: un juego a la salida del condensador, que se encargara de elevar la presión del fluido hasta alcanzar la presión existente en el desgasificador y el otro a la salida del desgasificador, para que una vez que el líquido sale del mismo, eleve la presión del fluido hasta la máxima existente en el circuito. Cada juego de bombas se compone de tres bombas, normalmente funcionan dos, quedando la tercera de reserva.

Dentro del ciclo de potencia tenemos dos sistemas que también ayudan a aumentar la temperatura del agua en su camino hacia el generador de vapor. Estos sistemas son: los precalentadores y los desgasificadores.

6.2.5.6. Precalentadores

Los precalentadores tienen forma de U, en ellos el agua ya condensada se calienta a través de vapor extraído de la turbina. Esto debe diseñarse de forma muy eficiente, pues el vapor extraído no recorrerá parte de la turbina y afectará al rendimiento de la misma si se extrae demasiado.

El funcionamiento del precalentador se basa en que el agua ya condensada y que viene del condensador circula por el interior de los tubos, por el exterior de los mismos irá el vapor que se ha extraído de la turbina.

6.2.5.7. Calentador abierto (desgasificador)

Por su parte el desgasificador, se encarga de que la concentración de aire en el agua no sobrepase 7 partículas por billón (ppb), ya que valores superiores pueden afectar a la vida útil de la planta. Para conseguir este objetivo, el desgasificador es ubicado en un punto fijo y toda el agua que se utilice en el ciclo debe pasar por él. Por ello, tiene una entrada del agua proveniente del condensador, que es uno de los puntos de mayor contaminación de la misma por las bajas presiones que provocan la entrada del aire del exterior en el mismo debido a las juntas, otra de vapor de la turbina y otra del agua que viene de los precalentadores.

Para desgasificar el agua es necesario aumentar la temperatura, este aumento hace disminuir la solubilidad del aire en el agua. Por ello el desgasificador tiene dos depósitos, uno encima del otro. En el superior, donde llegan los fluidos, es en el que se desarrolla el proceso de solubilidad del agua, en de debajo o inferior es el que almacena el agua, ya desgasificada para el servicio.

6.2.5.8. *Generador eléctrico (alternador)*

Como último elemento del ciclo de potencia consideramos al generador eléctrico, que en este caso será un alternador. Básicamente está formado por un rotor en el eje del alternador y un estator que forma parte de la carcasa del alternador y al que están fijadas las bobinas eléctricas. Esta máquina estará linealmente unida por el eje a la turbina de vapor. Cuando el eje de la turbina gira, traslada ese movimiento rotatorio al eje del alternador, donde se encuentra el rotor y ese movimiento dentro del estator, induce una corriente eléctrica en las bobinas del mismo debido a un campo magnético. Este proceso produce la energía eléctrica. [27]

6.2.6. Sistema de conversión a la red

La energía eléctrica producida en el alternador, con la intención de comercializarla, es preciso llevarla hasta el punto de conexión con las redes de transporte existentes. La energía generada se produce a una tensión en el alternador, entre 10-25 kV. Esta tensión no es una tensión normalizada para el transporte, es una tensión de generación adecuada para minimizar riesgos en el alternador. Para el transporte los rangos van desde los 66 kV hasta los 220 kV en Tenerife [28]. Para alcanzar esas tensiones de transporte es preciso tener un subestación dentro de la planta a la que lleguen las líneas de salida del alternador. Estará equipada con un equipo de transformación que permita elevar la tensión desde los 10-25 kV a los 66 kV o 220 kV, u otras tensiones que el operador de la red aconseje para la interconexión. Asimismo, esta subestación debe tener, además del transformador de tensión, los dispositivos de corte, de mando, de protección y de medida, para que la interconexión se realice con las condiciones de sincronización establecidas y de seguridad para las instalaciones. Estas protecciones estarán también en la llegada al punto de conexión con la Red de Transporte. Es preciso considerar la longitud y el tipo de línea a realizar (aérea o subterránea), para minimizar las pérdidas en la instalación hasta el punto de conexión, garantizar la seguridad, etc. También se instalarán los equipos de facturación necesarios para controlar la energía que sale de la planta y que se está inyectando en la red.

6.2.7. Sistemas auxiliares

1. Sistemas de refrigeración de equipos
2. Plantas de tratamiento de agua.

En la planta se utilizarán tres calidades diferentes de agua:

- Agua filtrada: utilizada en la torre de refrigeración y en el sistema contra incendios.
- Agua osmotizada: utilizada en la limpieza de los espejos de los captadores.

- Agua desmineralizada: utilizada para reponer el agua de purgas y del ciclo agua-vapor.
3. Planta de tratamiento de efluentes.

Los vertidos de la planta pueden resumirse en los siguientes:

- Aguas de purga de la torre de refrigeración.
 - Aguas de rechazo de la osmosis inversa.
 - Aguas de purga del ciclo de agua-vapor.
 - Aguas con riesgo de haber entrado en contacto con el fluido caloportador.
 - Agua de lluvia.
4. Estación de gas.
5. Planta de gas natural licuado.
6. Sistema de aire comprimido.
7. Sistema contra incendios.

6.3. Dimensionado de los componentes del campo solar

Para el dimensionamiento del campo solar se ha usado el simulador System Advisor Model (SAM), en el cual se han obtenido las horas de almacenamiento térmico y el múltiplo solar más óptimo para el prediseño de esta central. Para más información, véase el anexo I.

Las características principales de esta planta que se está prediseñando son:

- **Tipo de energía:** Energía termosolar
- **Punto de diseño (DNI):** 928,8 W/m²
- **Tecnología utilizada:** Captadores cilindro parabólicos
- **Fluido de trabajo (HTF):** Therminol VP-1
- **Captadores:** EuroTrough ET-150
- **Tubo receptor:** Schott PTR70
- **Ciclo de potencia:** Rankine regenerativo con calentador de tipo abierto y cerrado con drenaje al condensador
- **Factor de capacidad:** 45,9 %
- **Turbina:** Siemens SST 700/900
- **Sistema de almacenamiento térmico (TES):** A pares (2 tanques)
- **Fluido térmico del TES:** Hitec Solar Salt

A partir de estos datos iniciales con el simulador se ha obtenido un múltiplo solar de 2,5 y unas horas de almacenamiento térmico de 8 horas, con lo que la superficie total de la central es de

89,4 ha, no superando las 92 ha que se tienen de terreno. De la superficie total calculada 63,5 ha son de campo solar, por lo tanto, 25,9 ha son del sistema que no pertenece al campo solar.

6.3.1. Diseño del campo solar

El número de subsecciones del campo solar determina la ubicación y la forma de las tuberías que entregan el fluido de transferencia de calor al bloque de potencia, lo que afecta al cálculo de la pérdida de calor, que a una mayor longitud de tubería, mayores pérdidas de calor. Por esto, el campo solar estará dividido en 3 subsecciones, tal como se ve en la siguiente figura:

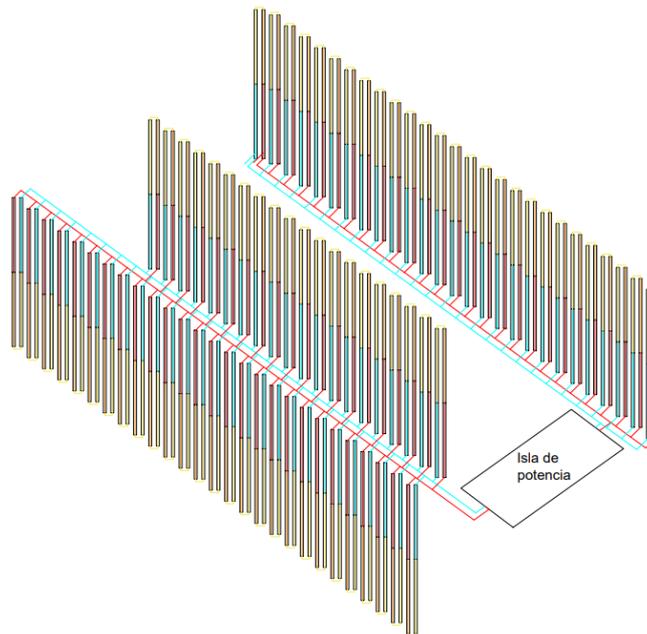


Figura 22: Esquema del diseño preliminar del campo solar

Fuente 33: Elaboración propia

El número de colectores solares individuales en un solo lazo del campo es de 4, y teniendo en cuenta que cada colector está formado por 12 módulos, hay un total de 48 módulos por lazo. Por tanto el área de apertura de un solo lazo es de 3270 m². El campo solar está formado por 75 lazos, por lo que el área de captación total es de 245 250 m². Lo que proporciona una potencia térmica de salida 165 MWt.

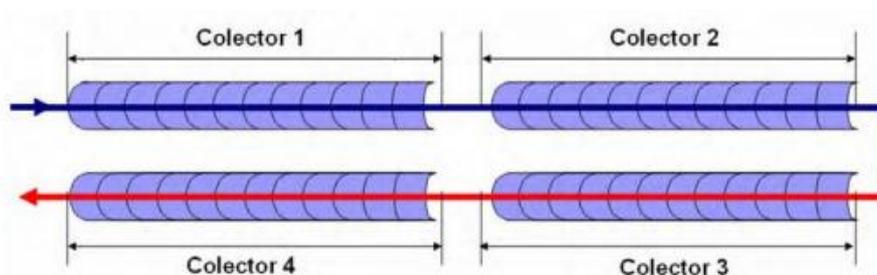


Figura 23: Esquema de la configuración de un lazo del campo solar

Fuente 34: bibing.us.es

La distancia de separación entre los ejes de cada una de las filas es de 15 metros. Distancia suficiente para que un colector no proyecte sombra sobre otro colector y así no se pierda eficiencia en el campo solar.

6.3.1.1. Caudal másico del HTF

Para calcular el caudal de HTF del ciclo, se aplica la siguiente ecuación dada por el simulador (SAM):

$$\dot{m}_{\text{ciclo}} = \frac{\dot{W}_t (MW) \cdot 1000 (kW/MW)}{c_{pHTF} \left(\frac{kJ}{kg \cdot K} \right) \cdot (T_{HTF_{\text{caliente}}} - T_{HTF_{\text{frío}}}) (^\circ C)}$$

Dónde:

- \dot{W}_t : es la potencia térmica del ciclo = 66 MWt
- c_{pHTF} : es el calor específico promedio del HTF
- $T_{HTF_{\text{caliente}}}$: temperatura caliente del fluido HTF = 393°C
- $T_{HTF_{\text{frío}}}$: temperatura fría del fluido HTF = 293°C

Para obtener el valor de calor específico promedio del HTF, se deben utilizar las tablas que proporciona el fabricante. Como es el valor promedio, se calcula la temperatura promedio del HTF, que es 343°C y se busca en la tabla el calor específico correspondiente. Véase anexo IV para más información acerca de la tabla.

Temperature		Liquid density	Liquid heat capacity	Heat of vaporization	Liquid enthalpy ^b	Liquid thermal conductivity	Liquid viscosity ^c		Vapor pressure ^d
°C	°F	kg/m ³	kJ/(kg·K)	kJ/kg	kJ/kg	W/(m·K)	cP (mPa·s)	cSt (mm ² /s)	kPa
320	608	796	2.369	259.7	601.4	0.0925	0.202	0.254	340
330	626	784	2.397	253.8	625.2	0.0905	0.193	0.246	401
340	644	773	2.425	247.6	649.3	0.0885	0.185	0.239	470
350	662	761	2.454	241.3	673.7	0.0864	0.177	0.233	548
360	680	749	2.485	234.7	698.4	0.0843	0.170	0.227	635

Figura 24: Valores de calor específico para el rango de temperatura requerido
Fuente 35: Manual Técnico Terminol VP-1

Como no se encuentra, se hace una interpolación:

$$c_{pHTF}(T = 343^\circ C) = 2,425 \frac{kJ}{kg \cdot K} + \frac{(343 - 340)^\circ C}{(350 - 340)^\circ C} \cdot (2,454 - 2,425) \frac{kJ}{kg \cdot K} = 2,434 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Finalmente, se puede calcular el caudal másico de HTF del ciclo:

$$\dot{m}_{\text{ciclo}} = \frac{65,6 MW \cdot 1000 kW/MW}{2,434 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (393 - 293)^\circ C} = 267,0 kg/s$$

Una vez obtenido el caudal másico de HTF en el ciclo, que coincide con el que se calcula en el SAM, se procede a calcular el caudal de HTF de cada uno de los lazos:

$$\dot{m}_{\text{lazo}} = \frac{\dot{m}_{\text{ciclo}}}{n^{\circ}_{\text{lazos}}} = \frac{267 \text{ kg/s}}{75} = 3,56 \text{ kg/s}$$

En resumen, se reúnen todos los parámetros correspondientes al fluido térmico que circula por el campo solar en la siguiente tabla:

Tabla 12: Parámetros del fluido térmico del campo solar

Parámetros del fluido térmico (HTF)	
Temperatura de entrada del HTF en el lazo	293°C
Temperatura de salida del HTF en el lazo	393°C
Caudal de HTF en un lazo	3,56 kg/s
Caudal de HTF en el ciclo	267,0 kg/s
Mínima velocidad del HTF	0,4 m/s
Máxima velocidad del HTF	5 m/s

Fuente 36: SAM

6.3.2. Diseño del sistema de almacenamiento

En la siguiente tabla se presentan los principales parámetros para el diseño del sistema de almacenamiento térmico:

Tabla 13: Parámetros para el diseño del sistema de almacenamiento

Parámetros del diseño del sistema	
Potencia térmica del ciclo	65,6 MWt
Horas de almacenamiento	8 horas
Sistema de almacenamiento	
Capacidad térmica (totalmente cargado)	524,93 MWht
Altura del tanque	20 m
Diámetro del tanque	21,22 m
Volumen de HTF en los tanques	7075,28 m ³
Coefficiente de pérdidas de calor	0,4 W/m ² ·K
Temperatura del tanque frío	292°C
Temperatura del tanque caliente	386°C
Fluido térmico de almacenamiento	
HTF	Hitec Solar Salt

Temperatura de operación máxima	593°C
Temperatura de operación mínima	238°C
Densidad	1871,85 kg/m ³

Fuente 37: SAM

6.4. Desarrollo del ciclo de potencia

A la hora de estudiar el ciclo Rankine, se ha escogido un ciclo con recalentamiento, calentador de tipo abierto o desgasificador y calentador de tipo cerrado con drenaje hacia el condensador. Las hipótesis con las que se ha trabajado son: los procesos tienen irreversibilidades donde el rendimiento isoentrópico de las turbinas y de las bombas se fija en un 87%, los intercambiadores de calor operan en modo adiabático y no se consideran pérdidas de carga, por lo tanto, el fluido recibe o transfiere el calor a presión constante. Para conocer la elección del ciclo termodinámico, véase el anexo II.

6.4.1. Descripción del ciclo

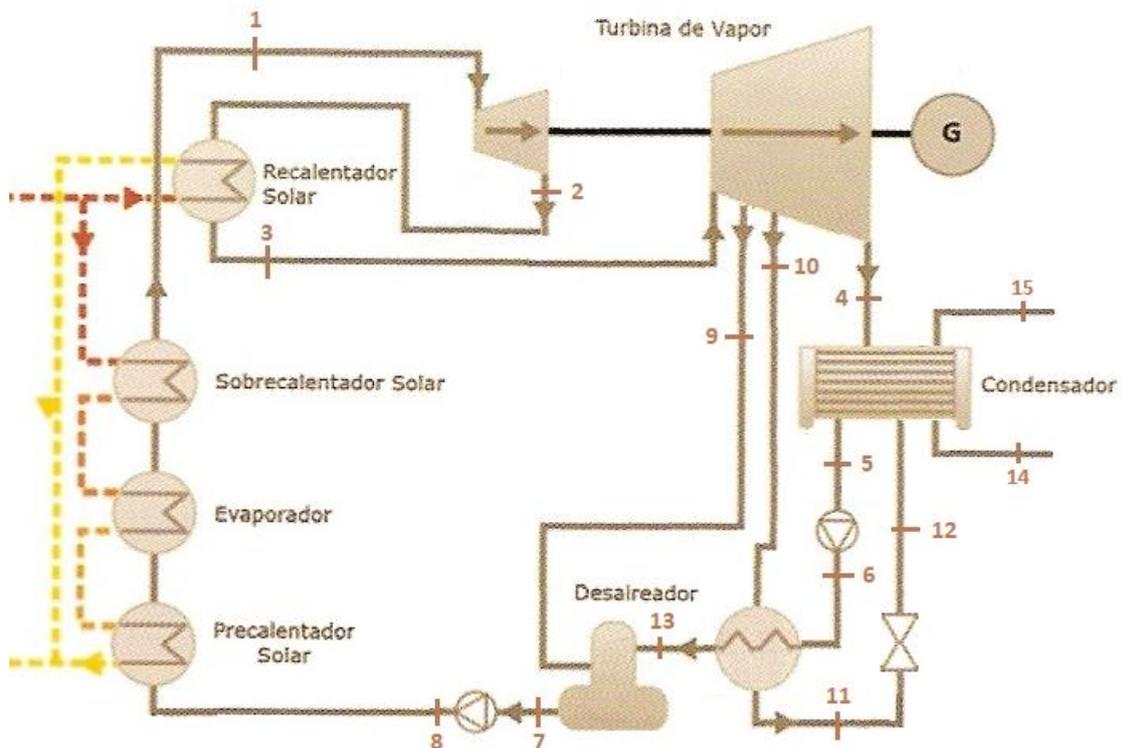


Figura 25: Esquema del ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y cerrado con drenaje al condensador

Fuente 38: Elaboración propia basada en imagen de: desenchufados.net/tecnologia-termica-solar-cilindro-parabolica/

Para describir el ciclo de vapor que se utilizará en esta instalación, se comenzará a explicar desde la entrada del vapor sobrecalentado en la turbina de alta presión (1).

El vapor pasa por la turbina de alta presión expandiéndose y disminuyendo su presión. Sale de ésta y entra en el recalentador (2). Aquí debido al calor cedido por el fluido térmico, aumenta su temperatura. El vapor continúa hacia la turbina de baja presión (3), donde nuevamente se expande disminuyendo su presión. En esta etapa de la turbina se realizan dos extracciones, una primera extracción, como vapor sobrecalentado, hacia un calentador de tipo abierto (9) y otra segunda, en mezcla bifásica, hacia el calentador de tipo cerrado (10). El resto del caudal, sigue hacia el condensador (4). En éste, transfiere calor al agua de refrigeración y se mezcla con la segunda extracción de la turbina, proveniente del calentador cerrado (12) que previamente habría pasado por una válvula (11). El líquido saturado que sale del condensador, pasa por una bomba (6) que eleva la presión hasta la presión del calentador abierto. Sale de la bomba como líquido subenfriado y atraviesa el calentador cerrado intercambiando calor con la extracción de la turbina (10), por lo que aumenta su temperatura. Sale del calentador cerrado (13) y entra en el calentador abierto como líquido saturado. En este calentador, se mezcla con la primera extracción de la turbina (9) y sale de éste (7) dirigiéndose a una bomba para elevar la presión hasta la del tren de generador de vapor. Una vez pasada la bomba (8), entra en el tren de generador de vapor que está compuesto por un precalentador, un evaporador y un sobrecalentador. Durante este proceso, el líquido subenfriado pasa a líquido saturado, luego a vapor saturado y por último a vapor sobrecalentado. Finalmente, este vapor sobrecalentado entra en la turbina de alta presión (1) cerrándose así el ciclo de vapor.

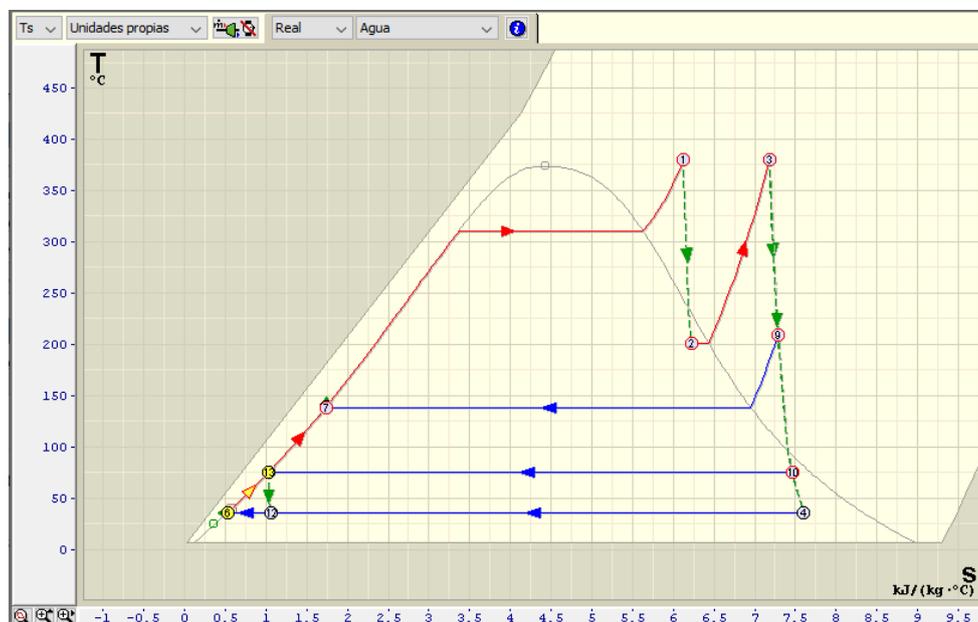


Figura 26: Diagrama T-s de un ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y cerrado con drenaje al condensador

Fuente 39: Elaboración propia

6.4.2. Análisis del ciclo

En la siguiente tabla se encuentran todos los parámetros de cada uno de los estados de referencia del ciclo, que se han obtenido mediante el programa TermoGraf. Para los cálculos más detallados, véase el anexo II.

Tabla 14: Propiedades termodinámicas de los estados del ciclo de potencia

Estados	Estados de referencia del ciclo	Caudal másico (kg/s)	Temperatura ($^{\circ}C$)	Presión (bar)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía ($\frac{kJ}{kg} \cdot K$)
1	Vapor sobrecalentado	22,08	380	100	3031,56	6,11464
2	Mezcla bifásica ($x = 0,95$)	22,08	201,4	16	2697,64	6,21979
3	Vapor sobrecalentado	22,08	380	16	3209,88	7,17114
4	Mezcla bifásica ($x = 0,91$)	18,31	36,12	0,06	2338,19	7,5914
5	Líquido saturado	19,79	36,12	0,06	151,105	0,51962
6	Líquido subenfriado	19,79	36,15	3,5	151,503	0,51979
7	Líquido saturado	22,08	138,8	3,5	583,99	1,7271
8	Líquido subenfriado	22,08	140,1	100	595,93	1,73086
9	Vapor sobrecalentado	2,29	209,19	3,5	2881,24	7,27553
10	Mezcla bifásica ($x=0,97$)	1,48	75,82	0,4	2559,25	7,44973
11	Líquido saturado	1,48	75,82	0,4	318,38	1,02842
12	Mezcla bifásica	1,48	36,12	0,06	318,38	1,06049
13	Líquido saturado	19,79	75,82	3,5	318,589	1,02811

Fuente 40: Elaboración propia

Con los datos de cada uno de los estados del ciclo, se puede obtener la potencia que genera la turbina, la que consumen las bombas y la neta del ciclo, además de las transferencias de calor y los parámetros globales del ciclo.

Tabla 15: Potencias, transferencias de calor y parámetros globales del ciclo

Potencias (MW)	
$W_{turbinas}$	25,04
W_{bombas}	0,27
W_{ciclo}	24,77
$Q_{in} (tren de vapor)$	53,77
$Q_{in} (recalentador)$	11,31
Q_{out}	40,30
Parámetros globales	
$\eta_{térmico}$	0,381 38,1%
r_w	0,010 1,0%

Fuente 41: Elaboración propia

7. Resultados finales

7.1. Análisis de la producción anual de energía de la central

En este apartado se realizará un análisis de la producción eléctrica y operación de la planta solar a partir de los datos obtenidos en los apartados anteriores y el simulador. Con ello, se pueden obtener los valores de la producción eléctrica de cada uno de los meses.

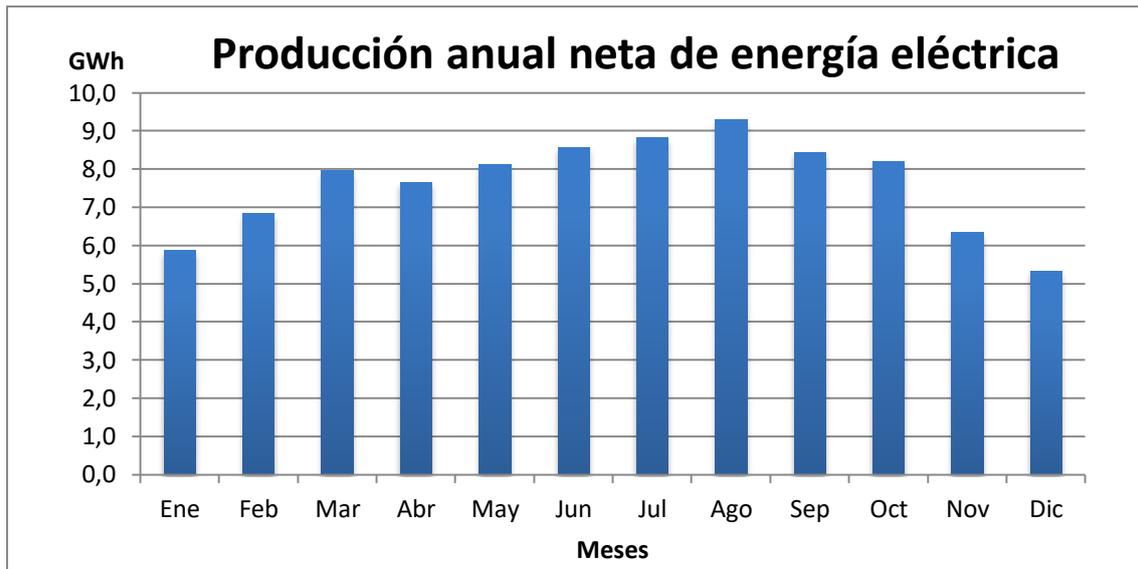


Figura 27: Producción eléctrica por cada mes
Fuente 42: Elaboración propia

Para estudiar esta gráfica, se pueden considerar tres partes:

Una primera parte que engloba los meses de enero, febrero, noviembre y diciembre, que no llegan a producir los 7 GWh. En estos meses la producción tiende a ser baja, ya que hay más probabilidades de que el cielo esté nublado.

Una segunda parte, en la que se encuentran los meses de marzo, abril, mayo, septiembre y octubre, donde la generación supera los 7 GWh, incluso algunos los 8 GWh, siendo una buena producción pero no la máxima. Esto se debe a los cambios estacionales de primavera y de otoño, por lo tanto el clima puede estar en un estado cambiante entre soleado y nublado.

Finalmente, en los meses de verano, (Junio, Julio y Agosto), se consigue la máxima producción de la planta.

En resumen se adjunta la tabla 8, en la que se puede ver que la planta produce una cantidad de energía eléctrica bruta que disminuye debido al propio consumo de la planta, por ejemplo debido al sistema de protección contra la congelación en el sistema de almacenamiento y en el campo solar. Se ha calculado un factor de conversión de 87,7%.

Tabla 16: Producción anual de energía eléctrica

Producción anual bruta
103,11 GWh
Conversión de producción bruta a neta
87,7 %
Producción anual neta
90,403 GWh

Fuente 43: Elaboración propia

7.2. Análisis económico

En este capítulo se realizará el análisis de coste que supone construir una planta solar de estas características en la isla de Tenerife. Para más información véase el anexo I.

Los costes totales de la instalación se pueden desglosar en costes directos y costes indirectos, por lo tanto tenemos la siguiente tabla:

Tabla 17: Costes totales de la instalación

Costes directos (€)		
Mejoras del terreno	26,55 €/m ²	6.511.061,95
Campo solar	150,44 €/m ²	36.896.017,70
Sistema HTF	61,94 €/m ²	15.192.477,88
Almacenamiento térmico	66,37 €/kWh	34.840.778,76
Potencia de la planta	734,51 €/kWe	18.362.831,86
Balance de la planta	106,19 €/kWe	2.654.867,40
Subtotal		114.458.035,40
Contingencia (7%)		8.012.062,48
Total		122.470.097,88
Costes indirectos (€)		
Equipo	10% de coste directo	12.247.010,62
Terreno	8849,55 €/acre	1.958.640,71
Tasas (5%)		306.175,25
Total		14.511.826,55
Costes totales de instalación (€)		
		136.981.924,45

Fuente 44: Elaboración propia

Para ver qué porcentaje tiene cada parte en el presupuesto se adjunta el siguiente gráfico:

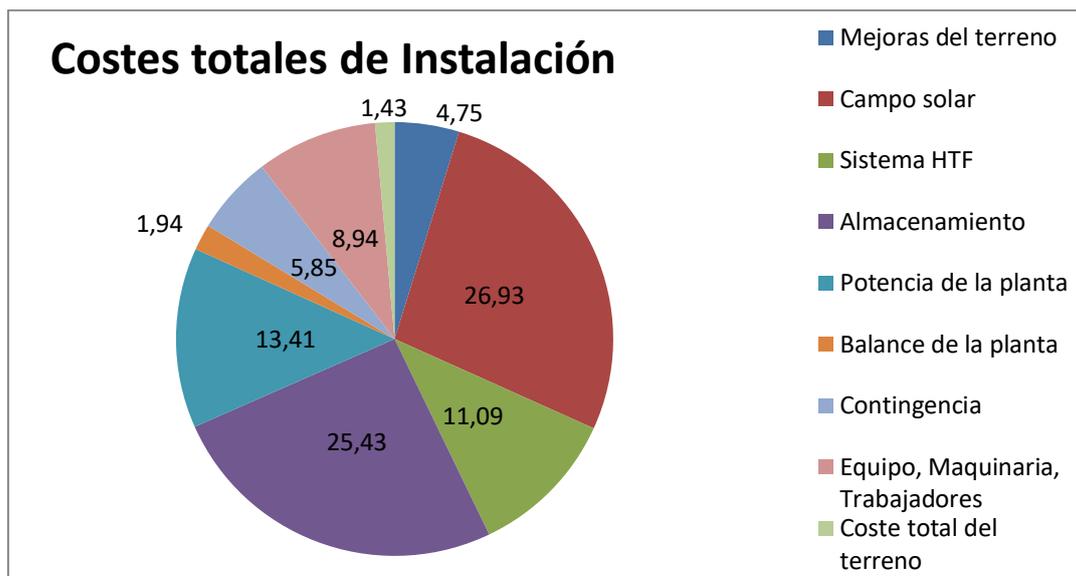


Figura 28: Porcentaje de cada coste
Fuente 45: Elaboración propia

Con este gráfico se puede observar que las partes que más costos tienen a la hora de construir la instalación son el campo solar con un 26,93% y seguidamente, el almacenamiento térmico con un 25,43% del presupuesto total del coste de instalación.

En la siguiente tabla, se ha seleccionado aleatoriamente cuatro centrales para contrastar el coste de instalación de esta, con el de otras centrales en servicio, escalando según la superficie instalada. Para más detalle, véase el anexo I.

Tabla 18: Comparación del coste de instalación de varias centrales

Centrales	Tecnología	TES (horas)	Potencia (MW)	Superficie total (ha)	Inversión (M€)
Termosolar Granadilla (Tenerife)	CCP	8	25	89,4	137
Termosolar Borges (Lleida)	CCP + Biomasa	0	22,5	96	153
Alvarado 1 (Badajoz)	CCP	7,5	50	130	236
Manchasol 1 (Ciudad Real)	CCP	7,5	50	195	300
La Africana (Córdoba)	CCP	7,5	50	215	387

Fuente 46: Elaboración propia

Otro parámetro a analizar es el Levelized Cost Of Energy (LCOE) que relaciona el coste de la energía por kWh, por eso cuanto menor sea este valor, más barato es producir energía en la

planta. Para más detalle véase el apartado de resultados del anexo I donde se explica qué LCOE real se ha escogido y su justificación.

En primer lugar, se adjunta una gráfica del LCOE de varios tipos de energía renovables, así como la de los combustibles fósiles, de los años 2010 y 2017.

En dicha gráfica se puede ver que en el año 2010, la tecnología solar era la que tenía el LCOE más elevado de todas las tecnologías. En cambio, para el año 2017, se observa que la solar se encuentra con las demás energías en el rango de las centrales que usan combustible fósil, pero la tecnología de CCP no ha variado mucho en estos últimos años y se convierte en la energía más cara de todas. Esto se debe a los altos precios que tienen los elementos que componen este tipo de centrales, como se pudo ver en el apartado anterior con el presupuesto de la instalación de la planta solar. Se espera, que a medida que vaya pasando el tiempo, los costes vayan disminuyendo como ha ocurrido con la energía solar.

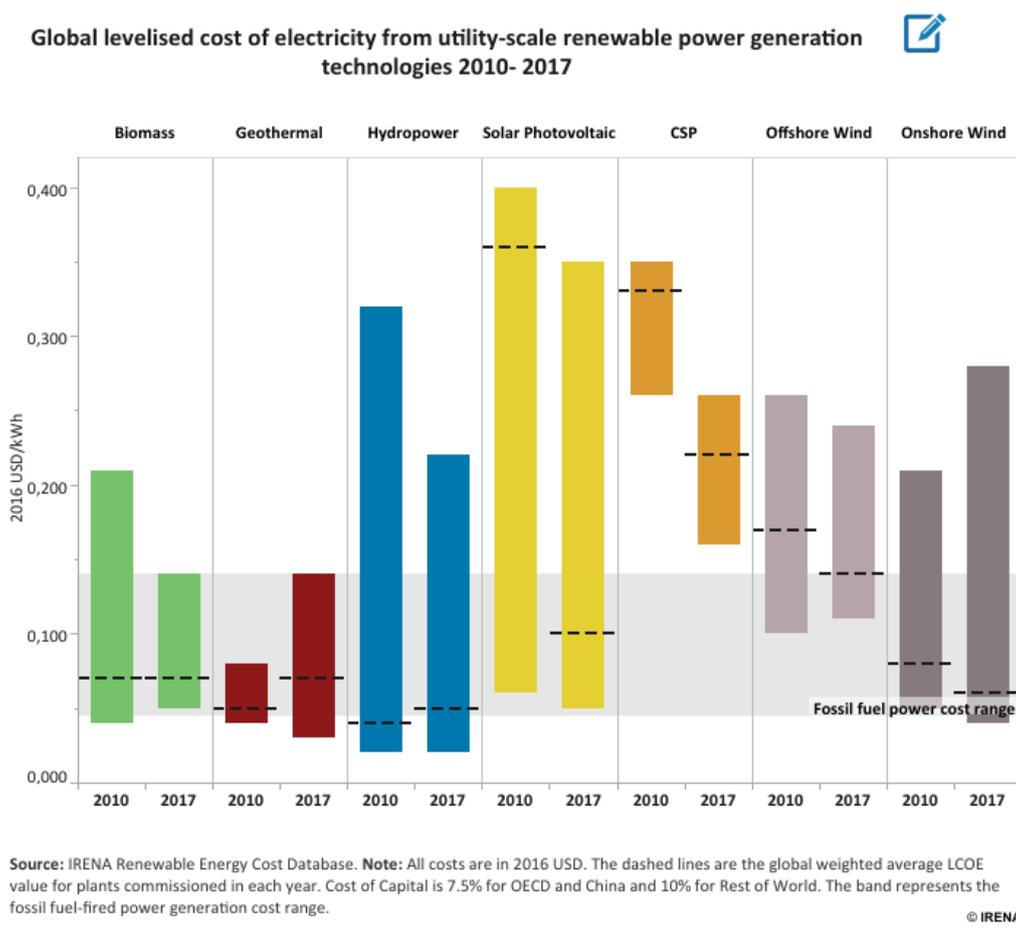


Figura 29: LCOE de varios tipos de energías renovables y de combustible fósil
Fuente 47: IRENA (International Renewable Energy Agency)

Por otro lado, a partir de las simulaciones realizadas, el LCOE real para la central que se está prediseñando, con un múltiplo solar de 2,5 y un sistema de almacenamiento térmico de 8 horas,

es de 9,15 c€/kWh (10,34 c\$/kWh). Como se puede comprobar, el valor que se ha obtenido está por debajo del LCOE de 2017, por lo que se puede tomar como un buen valor para este tipo de centrales.

7.3. Rendimiento del ciclo

Para el análisis de los datos de este y los siguientes apartados, se tomarán los días del solsticio de verano e invierno, 21 de junio y 21 de diciembre, respectivamente, como los días de diseño.

En primer lugar, se adjunta la gráfica del rendimiento que tiene la turbina en los días de diseño. Como se puede ver, en diciembre el rendimiento no llega a ser máximo y el funcionamiento de la turbina se limita a las horas de sol. En cambio, en junio, la turbina está todo el día produciendo energía y en las horas de sol alcanza su rendimiento máximo. Hay que destacar que se había fijado un rendimiento del ciclo del 38,1% en el punto de diseño.

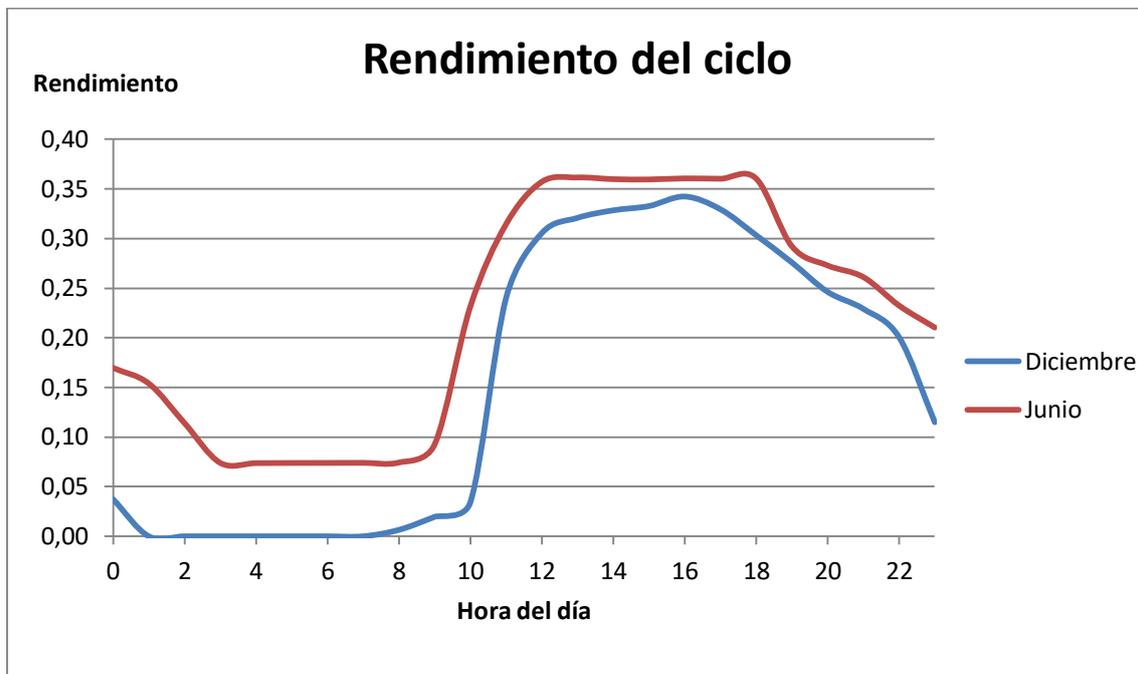


Figura 30: Rendimiento de la turbina
Fuente 48: Elaboración propia

7.4. Potencia generada o vertida a la red

Esta segunda gráfica representa la producción de energía eléctrica horaria de la central. Se había fijado una potencia nominal de 25 MW, que debido al factor de conversión del alternador, se queda en una potencia de 22,5 MW. Esta potencia se alcanza, como era de esperar, en el mes de junio, aunque en diciembre, también se alcanza un pico de potencia en las horas de sol.

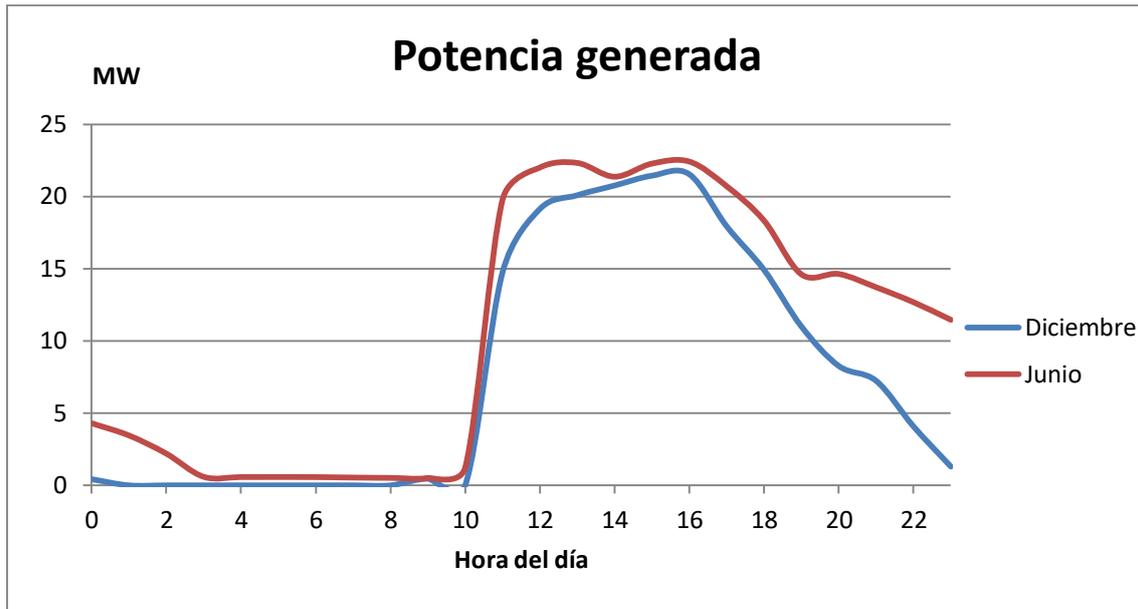


Figura 31: Potencia generada
Fuente 49: Elaboración propia

7.5. Flujo másico del HTF

Esta tercera gráfica muestra el flujo másico del HTF que circula por el campo solar. En diciembre, debido a que hay menor captación solar, el flujo es ligeramente menor. Por otro lado, en junio, es cuando se utiliza prácticamente el total del HTF. El flujo másico, en los periodos de la noche, se debe al uso de los tanques de almacenamiento, es decir, el HTF que transporta el calor de los tanques hacia el ciclo de potencia. Se sabe que el caudal másico de HTF de la central es 267 kg/s.

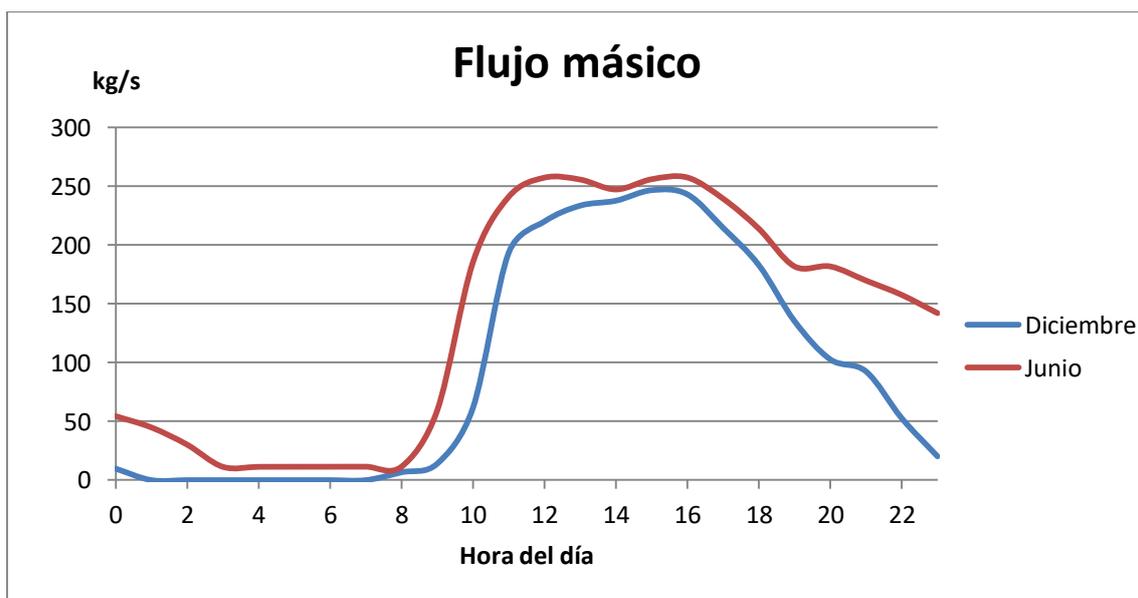


Figura 32: Flujo másico HTF por el ciclo
Fuente 50: Elaboración propia

7.6. Carga y descarga TES

En este apartado se adjuntan las gráficas de carga y descarga del sistema de almacenamiento térmico para los días de diseño. Como se puede ver, en ambos meses, durante las horas de sol, la central produce más energía térmica de la que el ciclo de potencia puede absorber, por lo tanto, ésta se transfiere a los tanques de almacenamiento. Por ello, se carga durante las horas de sol, y por la noche se descarga para seguir produciendo energía. También, hay que destacar que la inclinación descendente de la curva de descarga del mes de diciembre es mayor, ya que se almacena menos energía térmica durante el día.

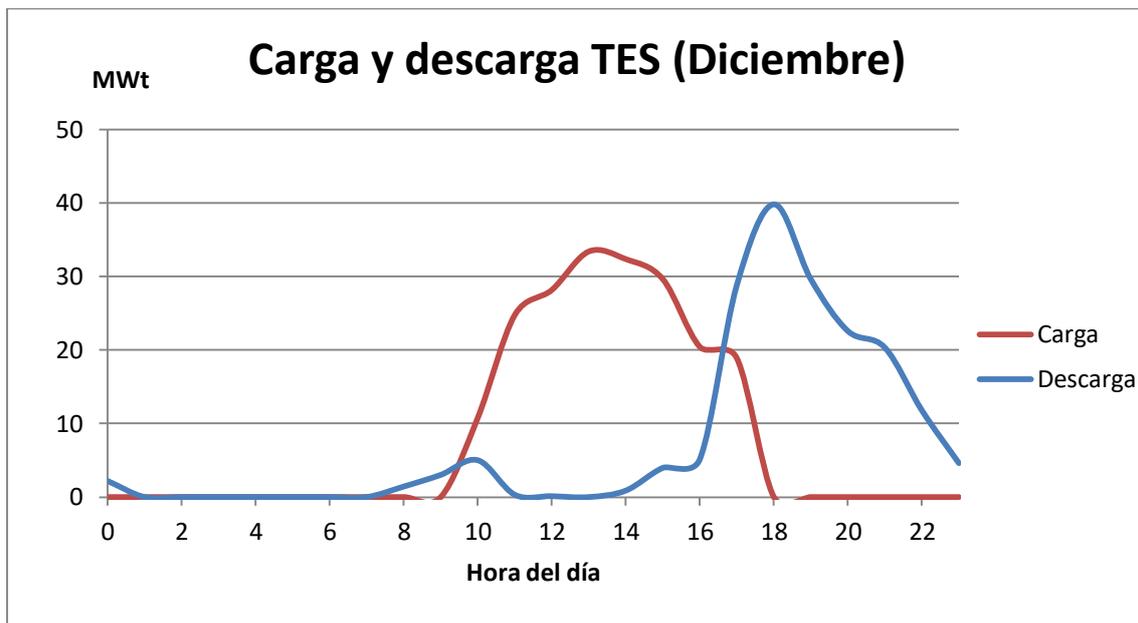


Figura 33: Carga y descarga del sistema de almacenamiento térmico (TES) para el mes de diciembre
Fuente 51: Elaboración propia

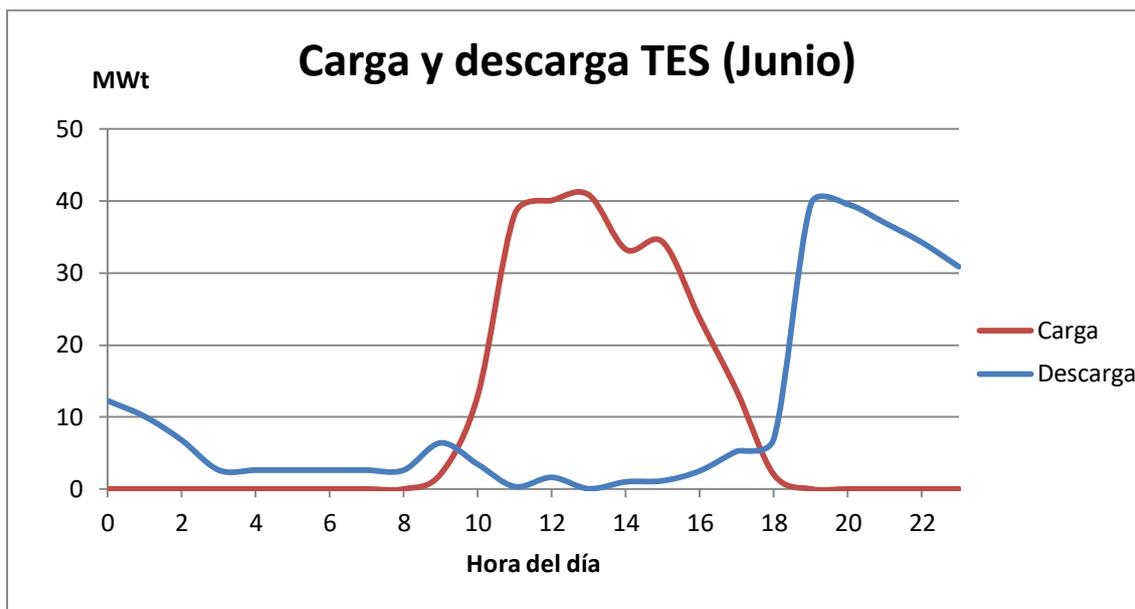


Figura 34: Carga y descarga del sistema de almacenamiento térmico (TES) para el mes de junio

Fuente 52: Elaboración propia

7.7. Impacto ambiental

En cuanto al impacto medioambiental, en España “en los dos últimos años [...] el número de siniestros en centrales solares termoeléctricas con consecuencias medioambientales se disparaba un 70%” [29].

Estos siniestros suelen tener unos costes que “pueden variar entre los 150.000 y el 1,5 millones de euros.” [30]. La mayoría de estos siniestros, según Sedgwick Iberia, son en centrales con captadores cilindro parabólicos. El incidente más habitual es la liberación del fluido caloportador, el aceite, al suelo ya sea por rotura del conducto o por escape cuando está sometido a una presión y temperatura muy elevada.

El coste de restitución, a su estado original, del suelo contaminado por el aceite que ha caído y penetrado en el mismo, está “entre los 70 y 100 euros” por litro vertido. [31].

Para evitar la extensión de la contaminación y establecer medidas de contención al vertido es preciso determinar rápidamente la amplitud y las fuentes del mismo. Para ello, Sedgwick Iberia ha propuesto la utilización de técnicas termografías y geofísicas que “consisten en el uso de drones [...] con cámaras termográficas [...]” [32], con los datos obtenidos con las cámaras y la utilización de técnicas geofísicas es fácil determinar el área afectada y en consecuencia la aplicación de medidas correctoras.

Prevenir y resolver de forma rápida y eficaz cualquier incidente que pueda afectar al medio ambiente es el objetivo de toda la regulación existente sobre medio ambiente. A través de esta normativa podemos ver el grado de concienciación y la sensibilidad que tienen los países de la UE, y España como miembro, en el sostenimiento del medio ambiente y la protección

paisajística. Por otra parte, conseguir reducir al mínimo los costes de rehabilitación y evitar las posibles sanciones económicas, son objetivos empresariales, desde el punto de vista económico empresarial.

El proyecto de instalación de la central termosolar, lleva implícito la realización de una evaluación de impacto ambiental que contendrá entre otros, estudios de integración paisajística en base al Convenio Europeo del Paisaje, de 26 de noviembre de 2007, ratificado en España en noviembre de 2007 y entro en vigor en marzo de 2008. La evaluación ambiental, se establece y se regula en normativas de ámbito nacional, concretamente en la ley 21/2013 de 9 de diciembre de Evaluación Ambiental [33], ley de base, y en el ámbito autonómico, en la ley 4/2017 de 13 de julio del Suelo y de los Espacios Naturales Protegidos de Canarias [34]. En el ámbito de la Unión Europea, existe una preocupación sobre como preservar y proteger el medio ambiente, dotándolo de calidad y que sea un medio donde se puedan desarrollar actividades que sean rentables económicamente pero que no dañen el medio ambiente y que además, cubran las necesidades de las generaciones presentes sin perjudicar las del futuro. Es decir, que sean socialmente sostenibles.

La construcción de la central solar termoeléctrica de cilindros parabólicos (CCP) afecta tanto al suelo en el que se ubica como al paisaje en el que se integra, por ello es necesario realizar previamente la evaluación de impacto ambiental y estudios de integración paisajística para reducir al mínimo los efectos derivados de su instalación, de su funcionamiento u operatividad y del desmontaje.

El carácter previo, de la evaluación de impacto ambiental, está justificado pues el riesgo de impacto visual y ambiental existe desde la primera fase de actuación en la instalación de la central. En esta fase podemos tener impactos sobre el nivel de contaminación atmosférica por el tránsito de camiones, excavadora, movimientos de tierras y desbroces que emiten partículas a la atmosfera. También habrá un impacto acústico por el aumento de ruidos derivados de las distintas actividades de instalación, etc. Posteriormente, aparecerán nuevos riesgos en la etapa de operación de la planta, pues el riesgo de afectar al medio ambiente aumenta ante los posibles incidentes que se puedan producir en su funcionamiento, puede contaminarse el suelo por residuos del mantenimiento de los diferentes elementos de la central (por ejemplo aceites), por el vertido de aguas de purgas o desechable al mar, por la explotación de los recursos hídricos en su funcionamiento, etc. Finalmente, en el momento de la desinstalación o desmontaje de la planta, una vez agotada la vida útil de la misma, se volverá a aumentar el nivel acústico por los camiones y las diferentes máquinas de desmontaje, así mismo, habrá un impacto por la evacuación de los residuos y riesgos de contaminación del suelo. El paisaje volverá a sufrir modificaciones.

Las posibles afecciones de la instalación de la central solar termoeléctrica en el medio ambiente inciden sobre el paisaje, el suelo donde se ubica, la flora y la fauna [35].

Con respecto al paisaje, el impacto visual aparece cuando se rompe el equilibrio existente en el mismo. El impacto puede generarse por las modificaciones del terreno (allanamiento, desbroces, etc.), por la presencia de la planta, por el deslumbramiento que puedan provocar los espejos solares o por la presencia de las instalaciones complementarias (torres de alta tensión, cables, etc.).

El suelo ocupado por la central en su vida útil, será un suelo perdido, que al final del ciclo productivo de la central, deberá ser restituido. Para minimizar esta pérdida, se deben aplicar medidas que reduzcan el posible impacto negativo de la instalación y que eviten la posibilidad de contaminación del suelo, derivadas de las cimentaciones, del lavado de máquinas, de las labores de mantenimiento, o la pérdida del manto vegetal y la compactación por el tránsito de vehículos.

La flora, concretamente la endémica se puede ver también afectada, por lo que será preciso realizar estudios de vegetación previos para integrar los diferentes elementos de la central (Espejos, estructuras, canalizaciones, etc.) y las especies dignas de protección y así garantizar su desarrollo.

En atención a la fauna, se deben considerar los ecosistemas de las aves que nidifican en ese tipo de terreno y otras especies endémicas, por lo que es imprescindible realizar estudios faunísticos con anterioridad ya que los desbroces y movimientos de tierras eliminan hábitats. La nivelación, allanamiento o formación de taludes del suelo, también es otro de los factores a controlar ya que también afecta a la fauna existente.

Es preceptivo realizar la evaluación de impacto ambiental de la central solar termoeléctrica a instalar en Granadilla, así se establece en la ley de base estatal, ley 21/2013 de 9 de diciembre de evaluación ambiental y en la ley 4/2017 de 13 de julio del suelo y de los espacios naturales Protegidos de Canarias. El carácter preceptivo de la evaluación ambiental viene determinado por la necesidad de valorar los posibles efectos negativos que la construcción, el funcionamiento y el desmontaje de la planta, puedan producir en el medio ambiente y así poder establecer las medidas de prevención y de corrección que sean necesarias para reducirlos al mínimo, tener previstas las actuaciones inmediatas subsanadoras en el caso de que fuese necesario una intervención y con todo ello, conseguir que la central se integre de una manera óptima y eficiente en el ámbito económico y social del Polígono Industrial de Granadilla, en Tenerife.

8. Conclusiones

8.1. Datos del proyecto

Tabla 19: Datos del proyecto

DATOS DEL PROYECTO	
Ubicación	Granadilla de Abona, Santa Cruz de Tenerife
Tecnología	Colector cilindro parabólico, EuroTrough ET-150
Superficie total espejos	245.250 m ²
Número de SCA/lazos	4/75
Superficie de terreno	89,4 ha
Potencia nominal campo solar	170 MWt
Capacidad de almacenamiento	525 MWht
Potencia nominal turbina	25 MWe
Eficiencia del ciclo de potencia	38%
Radiación normal directa anual	2087,8 kWh/m ²

Fuente 53: Elaboración propia

8.2. Conclusiones

Este estudio ha tenido como objetivo principal la realización del diseño preliminar de una planta solar termoelectrica con captadores cilindrico parabólico con una potencia nominal de 25 MW, que genera anualmente un total de 90.403 MWh y está ubicada en la isla de Tenerife. Para ello, se han estudiado varios aspectos:

En primer lugar, se ha seleccionado el emplazamiento más óptimo para instalar la central en la isla de Tenerife. Por un lado, se ha constatado en el artículo 72 de la Ley 4/2017, de 13 de julio, del Suelo y de los Espacios Naturales Protegidos de Canarias, que las infraestructuras de energía se puedan instalar “en suelo rústico de protección económica y en suelo rústico común [...] siempre que no exista prohibición expresa en el plan insular de ordenación o en el planeamiento de los espacios naturales protegidos que resulten aplicables” [34]. Por otro lado, se ha analizado la irradiación solar global directa para confirmar que se pueda instalar la planta solar, ya que lo recomendable es superar 2000 kWh/m² por año. En la ubicación seleccionada se obtienen 2087,8 kWh/m² por año, cantidad suficiente.

En segundo lugar, se ha dimensionado el campo solar atendiendo al múltiplo solar y a las horas de almacenamiento térmico. Generalmente, el múltiplo solar que se toma en las plantas solares termoelectricas es de 2, para tener la garantía de que se satisface la demanda y para maximizar la eficiencia del campo solar. En esta central que se está prediseñando, se ha escogido un múltiplo solar de 2,5, es decir, que el campo solar se ha dimensionado a más del doble. Esto se debe a que la capacidad del sistema de almacenamiento es ligeramente mayor, en lugar de las 7,5 horas de almacenamiento de otras centrales, se ha prediseñado para 8 horas, lo que se traduce en una mayor producción del ciclo de potencia y un mayor múltiplo solar.

También, se ha estudiado el ciclo de potencia que se utilizará en la central, es un ciclo Rankine regenerativo con un recalentador y dos calentadores, uno de tipo abierto y otro de tipo cerrado. El de tipo cerrado tiene un drenaje hacia el condensador. Este ciclo regenerativo es el que se utiliza en la mayoría de las plantas solares termoeléctricas.

En tercer lugar, el coste económico de la instalación de la central. La instalación de una planta termosolar de estas características asciende a 136.981.924,45€. Un valor, que se encuentra en el rango de costes de una central CCP para una potencia de 25 MW. Evidentemente, dependiendo de la potencia que vaya a producir la central, la inversión a realizar aumentará o disminuirá de manera directamente proporcional. Otro factor que se debe tener en cuenta es el coste por cada kWh que se genera en la planta. En este caso, el coste es de 9,15 c€/kWh, un valor inferior al del 2017. Aunque la rentabilidad de la producción estará supeditada al precio del kWh del mercado eléctrico.

En conclusión, la instalación de una central solar termoeléctrica con CCP en Tenerife, es una opción beneficiosa desde el punto de vista económico, medioambiental, social y estratégico.

En primer lugar, este trabajo no incluye el estudio de la rentabilidad de la central, pero sí se ha analizado el coste de la instalación. Además, de un estudio comparativo de la inversión con otras centrales de características similares. De esta comparación se deduce que la instalación de la central termosolar en Granadilla es viable, desde el punto de vista económico, ya que el coste de inversión en la instalación está dentro del rango de costes de una central termosolar con CCP y con sistema de almacenamiento térmico.

En segundo lugar, desde el punto de vista medioambiental, el proyecto es viable a efectos medioambientales. La central solar evitaría, con su aportación al sistema eléctrico, la emisión de 30.737 toneladas de CO₂. Su impacto ambiental, sería mínimo puesto que no afecta a zonas en explotación agrícola. La zona de la ubicación no tiene endemismos de fauna y de flora relevantes. Tendría un impacto paisajístico que puede ser reducido con la plantación de árboles bajos en el perímetro y pinturas que ayuden a minimizar el impacto de las estructuras. Aunque todo dependerá de su evaluación del impacto medioambiental.

En tercer lugar, desde el punto de vista social, esta actividad económica aportaría puestos de trabajo directos (contrataciones de su propio personal) e indirectos (subcontratas de mantenimiento, aprovisionamiento, etc.). Además, contribuiría a la dinamización del comercio de bienes, servicios y productos, que mejoraría la situación socioeconómica de todos los involucrados.

Finalmente, en cuanto al beneficio estratégico, la planta solar, evitaría la dependencia de fuentes fósiles (petróleo, gas natural, etc.) que son agotables, en gran medida externas, y por lo tanto,

reduciría la dependencia energética con el exterior, la isla sería más autónoma. Situación que se vería aún más reforzada, con la aportación de las instalaciones eólica y fotovoltaica, que ya están en producción. Otra ventaja es que se obtendría una energía de menor coste y más sostenible.

8.3. Limitaciones de tu investigación

A la hora de realizar el prediseño de esta central solar termoeléctrica, se han tenido ciertas limitaciones que han provocado que se tuviera que modificar las ideas iniciales o suprimir los estudios de algunos componentes.

En un principio, se pensaba colocar una central con una potencia de 50 MW con un múltiplo solar de 2, pero para disponer de esta potencia se necesita un campo solar de aproximadamente de 200 ha., lo cual en Tenerife no es posible, puesto que no hay una extensión adecuada de esta magnitud. Por ello, después de varios estudios, se optó por disminuir la potencia a la mitad (25 MW) y aumentar el múltiplo solar a 2,5. En este caso, el área necesaria es de 89,4 ha, la cual es perfecta para la zona que se había escogido, que tiene una superficie de 92 ha.

En este trabajo no se ha contemplado, por cuestiones de tiempo y amplitud del tema, el dimensionado de:

Con respecto al circuito HTF: la red de tuberías, el sistema de bombas, el tanque de expansión ni los intercambiadores de calor (HTF-Sales, tren de generación de vapor y recalentador).

En relación con el bloque de potencia: la red de tuberías, el sistema de bombas ni los intercambiadores de calor (tren de generación de vapor, recalentador, calentador de tipo abierto y de tipo cerrado y el condensador).

En lo relativo a la generación de energía eléctrica: el alternador/generador, la subestación (aparataje de protección, transformador de potencia,...), la instalación eléctrica de alta tensión desde la central a la subestación que determine la operadora de la red.

Tampoco se ha abordado el estudio de la rentabilidad de producción de la planta.

El sistema de captación, enfriamiento y descarga del agua del circuito de refrigeración no es objeto de estudio de este prediseño de una central solar termoeléctrica CCP.

8.4. Recomendaciones para investigaciones adicionales

A partir de este trabajo, se pueden realizar varios estudios acerca de lo mencionado en el apartado exterior.

Un posible trabajo es el análisis de los intercambiadores de calor, tanto para el ciclo de potencia (generador de vapor, recalentador, calentador de tipo abierto y de tipo cerrado y condensador) como para el intercambiador de HTF-Sales. Entrando en detalle en cada proceso de transferencia de calor de cada intercambiador.

Otro estudio bastante amplio puede ser el circuito del fluido caloportador (tuberías, bombas, tanque de expansión, sistema de protección contra la congelación, etc.). Incluyendo los diferentes tipos de fluidos e innovando en la instalación.

También, se podría realizar un análisis del sistema de generación de vapor, aportando mejoras que eliminen la humedad del vapor a la entrada de la turbina, alcanzar mayores temperaturas para tener un mejor rendimiento. La posible utilización de otro fluido caloportador que pueda tener una temperatura de operación elevada.

Otro trabajo podría ser el dimensionado de la red de alta tensión desde la salida del generador/alternador hasta el punto de interconexión con la red de transporte.

Finalmente, un estudio económico de la totalidad de la inversión así como su rentabilidad.



TRABAJO FIN DE GRADO

Diseño preliminar de una planta solar termoeléctrica con tecnología de captadores cilindro parabólicos ubicada en Tenerife

ANEXO I: SYSTEM ADVISOR MODEL

Titulación:

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor:

Daniel Fariña González

Tutor:

José Florencio Negrín Orán

Julio 2020

Índice

1. Introducción.....	1
2. Modelos financieros.....	1
3. Modelos de estudio	2
4. Localización y recursos	2
5. Diseño del sistema	3
6. Campo solar.....	5
6.1. Parámetros del campo solar	6
6.2. Fluido de transferencia de calor (HTF).....	6
6.3. Orientación del colector	7
6.4. Lavado de los espejos	8
6.5. Capacidad de calor de la planta	9
6.6. Área del terreno	9
6.7. Configuración de los lazos de colectores	9
7. Colectores (SCAs)	9
8. Tubo absorbedor (HCEs).....	10
9. Ciclo de potencia	12
10. Almacenamiento térmico	13
11. Control del sistema	14
11.1. Consumo de energía de la planta	14
11.2. Disponibilidad del sistema	14
11.3. Optimización del despacho	15
11.4. Control de despacho.....	15
12. Límites de la red eléctrica	18
13. Vida útil y degradación	19
14. Coste del sistema	19
15. Parámetros financieros	22
16. Ingresos	22
17. Resultados	24
18. Conclusión.....	27

1. Introducción

En este anexo se expondrán todos los capítulos de los que consta el software System Advisor Model (SAM), empleado para la simulación de la central solar termoeléctrica. Además del procedimiento seguido, así como los resultados obtenidos.

Para el análisis de los datos, se tomarán los días del solsticio de verano e invierno, 21 de junio y 21 de diciembre, respectivamente, como los días de diseño.

Hay que destacar que la información acerca de cómo funciona el software está extraída de la ayuda del propio programa, por tanto no es, completamente, de elaboración propia. El programa se encuentra en inglés, por ello, se verán conceptos en inglés que se explicarán en español.

System Advisor Model (SAM) es un modelo de software gratuito desarrollado por National Renewable Energy Laboratory (NREL) de Estados Unidos, con la finalidad de facilitar la toma de decisiones a las personas en la industria de la energía renovable. El ámbito de aplicación no es solamente para centrales termosolares, sino también puede simular varios sistemas de energía renovables tales como fotovoltaica, eólica, ACS, o biomasa.

2. Modelos financieros

Para cada uno de los sistemas, el software permite elegir un modelo económico para configurar la central. Para nuestro caso, con tecnología cilindro parabólico, se pueden elegir:

- *Residential and comercial projects*: La energía la produce el cliente y el exceso, lo vierte a la red.
- *Power Purchase Agreement (PPA)*: el sistema está conectado a la red y el proyecto obtiene ingresos a través de la venta de la energía. La central puede ser y estar gestionado por un solo propietario o por una sociedad.
 - o *Single owner*: la central la tiene un solo propietario.
 - o *Partnership flip with and without debt*: los beneficios de la central se reparten entre los diferentes miembros de la sociedad formada por los inversores y el promotor. En un caso se tiene una deuda de capital inicial y en el otro no.
 - o *Sale Leaseback*: En este caso, el inversor compra el 100% del proyecto al promotor y luego lo arrienda nuevamente al promotor.
- *Third-party Ownership*: el sistema se instala en la propiedad del cliente y es propiedad de una entidad distinta (promotor). El cliente es compensado por la energía generada por el sistema a través de un acuerdo de PPA o de arrendamiento.

- *Merchant Plant*: similar al modelo de *Single Owner* descrito anteriormente, excepto que la energía generada por el sistema se vende a precios de mercado que pueden variar por hora (o subhora), día o mes, durante la vida del proyecto. Los ingresos pueden provenir de la producción de energía, los servicios auxiliares y los pagos por capacidad, o una combinación de los tres.
- *LCOE (Levelized Cost Of Energy) calculator*: método simple para calcular el coste de la energía por kWh.

En el caso de este proyecto se ha escogido el modelo financiero de la planta comercial (*Merchant Plant*).

3. Modelos de estudio

Para el caso de centrales con tecnología de cilindro parabólico, el software ofrece dos opciones de estudio:

- *Physical model*: se caracteriza por la aplicación de los principios de la transferencia de calor y la termodinámica a los distintos componentes del sistema. Es más flexible que el modelo empírico, pero tiene el inconveniente de añadir más incertidumbre a las predicciones del rendimiento.
- *Empirical model*: Modelo del mismo tipo que el modelo físico, pero utiliza un conjunto de ecuaciones basadas en los datos medidos en las plantas SEGS en Estados Unidos, por lo que se limita a modelar sistemas compuestos de componentes para los que hay datos medidos.

4. Localización y recursos

En este capítulo, se introduce la ubicación en la que se sitúa la central y de esta manera se pueden obtener los recursos meteorológicos necesarios para realizar la simulación. El programa consta de una biblioteca de recursos solares a nivel mundial, que aunque no disponga de todas las ciudades del mundo, tiene las principales, además de una gran cantidad de ciudades de Estados Unidos. La ubicación de nuestra central no se encuentra en la biblioteca del programa, por lo tanto hay que buscarla en otra base de datos y añadir a dicha biblioteca.

Los datos que se han encontrado son los pertenecientes al Aeropuerto Reina Sofía, que se encuentra a escasos kilómetros de la ubicación designada, por tanto se pueden dar por válidos para hacer la simulación.

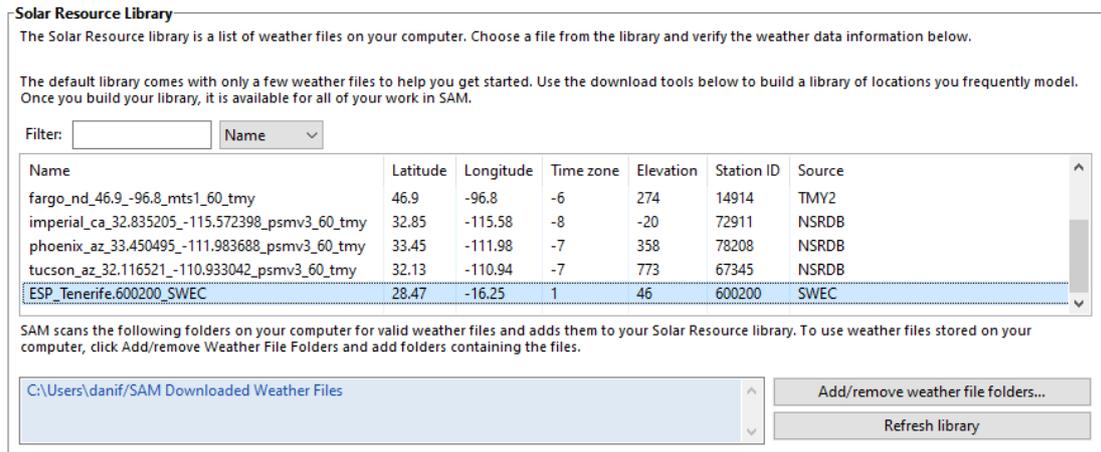


Figura 35: Biblioteca de recursos solares del SAM

Fuente 54: SAM

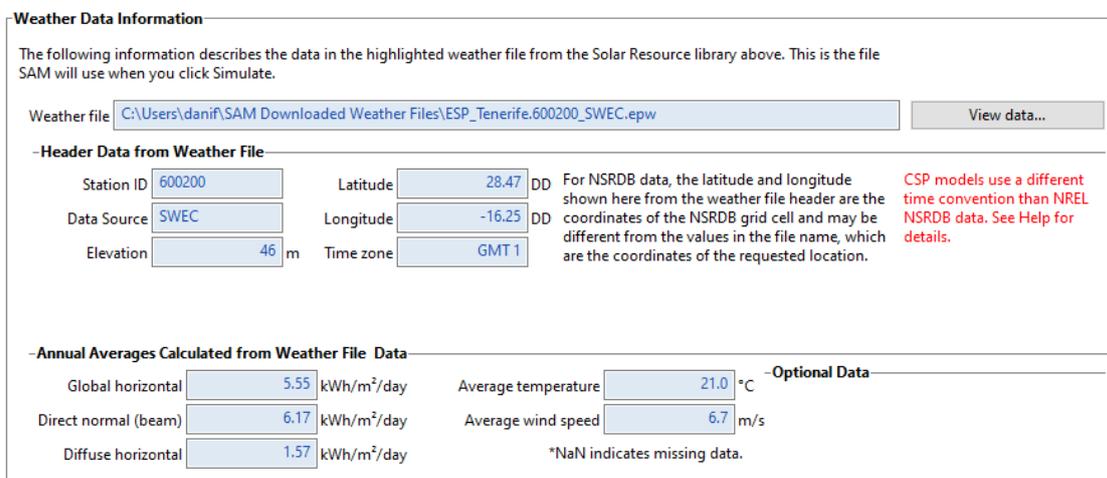


Figura 36: Información meteorológica de la ubicación elegida en SAM

Fuente 55: SAM

5. Diseño del sistema

En este capítulo, se muestran las entradas de los parámetros del punto de diseño que determinan la capacidad del sistema.

Los parámetros de diseño del campo solar determinan el tamaño del campo solar. Se puede elegir entre dos opciones:

- Opción 1 (múltiplo solar): se introduce un múltiplo solar y se calcula el área de apertura del campo solar necesaria para cumplir con la capacidad nominal del bloque de potencia.
- Opción 2 (apertura del campo): se introduce el área de apertura, superficie total reflejante en metros cuadrados, independientemente de la capacidad nominal del bloque de potencia.

Design Point Parameters
 The design point parameters determine the nominal ratings of each part of the parabolic trough system. After specifying the design point parameters here, you can specify details of each component of the system on the Trough Field, Collectors (SCAs), Receivers (HCEs), Power Cycle, and Thermal Storage input pages.

-Solar Field-		-Power Cycle-	
<input checked="" type="radio"/> Option 1:	Solar multiple <input type="text" value="2.5"/>	Design turbine gross output	<input type="text" value="25"/> MWe
<input type="radio"/> Option 2:	Field aperture <input type="text" value="260,000.000"/> m ²	Estimated gross to net conversion factor	<input type="text" value="0.9"/>
	Design point DNI <input type="text" value="928.8"/> W/m ²	Estimated net output at design (nameplate)	<input type="text" value="23"/> MWe
	Field thermal power <input type="text" value="164"/> MWt	Cycle thermal efficiency	<input type="text" value="0.381"/>
	Loop inlet HTF temperature <input type="text" value="293"/> °C	Cycle thermal power	<input type="text" value="66"/> MWt
	Loop outlet HTF temperature <input type="text" value="393"/> °C	-Thermal Energy Storage-	
	Number of loops <input type="text" value="75"/>	Hours of storage at design point	<input type="text" value="8"/> hours

Figura 37: Parámetros del punto de diseño de la planta
 Fuente 56: SAM

Para este proyecto se ha escogido la opción uno, ya que se pretende optimizar el área del campo solar para la ubicación específica, así como la capacidad de almacenamiento de energía térmica. Para hallar un valor adecuado del múltiplo solar, se han hecho iteraciones, que se explicarán más adelante.

Para determinar el valor óptimo del punto de diseño (DNI), se ha realizado una primera simulación teniendo como datos de partida la ubicación y los recursos meteorológicos de la central, la capacidad de almacenamiento y la tasa máxima de carga. Posteriormente, en la pestaña de estadísticas se ha tomado el valor máximo anual del producto DNI-coseno del colector de campo (W/m²). En la siguiente figura se muestra la tabla de la que se obtiene dicho valor.

	Mean	Min	Max	Sum	Std Dev	Avg Daily Min	Avg Daily Max
Field collector DNI-cosine product (W/m2)	213.3436	0	928.8	1868889.7621	306.5118	0	661.7274
Field collector cosine efficiency ()	0.3463	0	1	3033.8945	0.4429	0	0.9184
Field collector incidence angle modifier ()	0.375	0	1	3285.1143	0.474	0	0.9624
Field collector optical end loss ()	0.3838	0	1	3961.7288	0.4843	0	0.9693
Field collector row shadowing loss ()	0.3767	0	1	3900.3132	0.4781	0	0.9726
Field change in material/htf internal energy (MWt)	0.0532	-10.6277	40.9091	465.6646	5.233	-2.9829	

Figura 38: Valor de DNI-coseno del colector de campo
 Fuente 57: SAM

También se ha establecido una salida de potencia de la turbina de 25 MWe con un factor de conversión de 0,9. Además, se han introducido las horas en las que estará funcionando el sistema de almacenamiento y la eficiencia del ciclo, obtenida del estudio del ciclo termodinámico realizado en el TermoGraf, véase anexo II para más información.

6. Campo solar

A continuación, se muestran las variables y las opciones que describen el tamaño y las propiedades del campo solar, así como las propiedades del fluido de transferencia de calor. También, se presentan las especificaciones de diseño de referencia del campo solar.

Solar Field Design Point	
Single loop aperture	3,270 m ²
Loop optical efficiency	0.757
Total loop conversion efficiency	0.726
Total required aperture, SM=1	97,249 m ²
Required number of loops, SM=1	30
Total tracking power	37,500 W
Actual number of loops	75
Total aperture reflective area	245,250 m ²
Actual solar multiple	2.50
Actual field thermal output	165.478 MWt
Loop inlet HTF temperature	293 °C
Loop outlet HTF temperature	393 °C

Solar Field Parameters	Heat Transfer Fluid
Row spacing	Field HTF fluid: Therminol VP-1 <input type="button" value="Edit..."/>
Header pipe roughness	Field HTF min operating temp
HTF pump efficiency	Field HTF max operating temp
Piping thermal loss coefficient	Freeze protection temp
Wind stow speed	Min single loop flow rate
Receiver startup delay time	Max single loop flow rate
Receiver startup delay energy fraction	Min field flow velocity
Collector startup energy	Max field flow velocity
Tracking power per SCA	Cold Headers Hot Headers
Number of field subsections	Header design min flow velocity
Allow partial defocusing	Header design max flow velocity

Collector Orientation
Collector tilt
Collector azimuth
Tilt: horizontal=0, vertical=90
Azimuth: equator=0, west=90
Stow angle
Deploy angle

Mirror Washing	Plant Heat Capacity
Water usage per wash	Hot piping thermal inertia
Washes per year	Cold piping thermal inertia
	Field loop piping thermal inertia

Land Area
Solar field area
Non-solar field land area multiplier
Total land area

Single Loop Configuration								
The specification below is only for one loop in the solar field.								
Usage tip: To configure the loop, choose whether to edit SCAs, HCEs or defocus order. Select assemblies by clicking one or dragging the mouse over multiple items. Assign types to selected items by pressing keys 1-4.								
Number of SCA/HCE assemblies per loop: <input type="text" value="4"/> <input checked="" type="radio"/> Edit SCAs <input type="radio"/> Edit HCEs <input type="radio"/> Edit Defocus Order <input type="button" value="Reset Defocus"/>								
<table border="1"> <tr> <td>SCA: 1</td> <td>SCA: 1</td> <td>SCA: 1</td> <td>SCA: 1</td> </tr> <tr> <td>HCE: 1 DF# 4</td> <td>HCE: 1 DF# 3</td> <td>HCE: 1 DF# 2</td> <td>HCE: 1 DF# 1</td> </tr> </table>	SCA: 1	SCA: 1	SCA: 1	SCA: 1	HCE: 1 DF# 4	HCE: 1 DF# 3	HCE: 1 DF# 2	HCE: 1 DF# 1
SCA: 1	SCA: 1	SCA: 1	SCA: 1					
HCE: 1 DF# 4	HCE: 1 DF# 3	HCE: 1 DF# 2	HCE: 1 DF# 1					

Figura 39: Configuración del campo solar
Fuente 58: SAM

6.1. Parámetros del campo solar

De este módulo se destaca el número de subsecciones que puede tener el campo solar. SAM permite configurar la central de modo que tenga de 2 a 12 subsecciones. En este caso, el número de subsecciones del campo solar será de 3, tal como se muestra en la siguiente imagen:

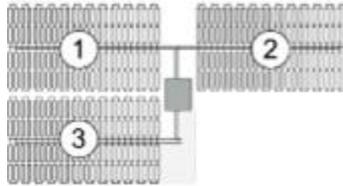


Figura 40: Número de subsecciones de la planta solar
Fuente 59: SAM

Otro dato a tener en cuenta, es el espacio que hay entre eje y eje de cada una de las filas de colectores, puesto que una distancia muy corta puede provocar que un colector proyecte sombra sobre otro colector, reduciendo así la eficiencia del campo solar. Aunque es evidente que las sombras siempre aparecen en las horas extremas (amanecer y atardecer), es necesario establecer una distancia correcta, en este caso se tomará el valor por defecto del SAM, 15 metros.

6.2. Fluido de transferencia de calor (HTF)

Para la selección del fluido de transferencia de calor (HTF), SAM incluye las siguientes opciones en su propia biblioteca. También, está la opción de introducir un propio HTF que sea diferente.

Tabla 20: Lista de fluidos de transferencia de calor de SAM

Nombre	Tipo	T mín. de operación (°C)	T máx. de operación (°C)	Punto de congelamiento (°C)
Caloria HT 43	Aceite hidrocarburo	-12	315	-12
Hitec	Sal de nitrato	142	538	142
Hitec XL	Sal de nitrato	120	500	120
Hitec Solar Salt	Sal de nitrato	238	593	238
Dowtherm Q	Aceite sintético	-35	330	n/a
Dowtherm RP	Aceite sintético	0	330	n/a
Therminol 59	HTF sintético	-45	315	-68
Therminol 66	HTF sintético	0	345	-25
Therminol VP-1	HTF sintético	12	400	12 (punto de cristalización)

Fuente 60: Biblioteca SAM

En la mayoría de centrales solares termoeléctricas de CCP se utiliza como fluido caloportador aceite sintético. En la central objeto de diseño se utilizará el THERMINOL VP-1.

Aunque la temperatura de congelación de este fluido sea de 12°C, será necesario el uso de un sistema de protección contra la congelación que se activará a una temperatura ligeramente superior. La energía requerida para este sistema es mínima, por lo tanto es rentable y protege el fluido.

6.3. Orientación del colector

En este módulo se especifican los ángulos para la orientación del colector, estos ángulos son:

- El ángulo de inclinación del colector.

El ángulo de todos los colectores en el campo en grados desde la horizontal, donde cero grados es horizontal. Un valor positivo inclina hacia arriba el extremo del conjunto más cercano al ecuador (el extremo sur del conjunto en el hemisferio norte), un valor negativo inclina hacia abajo el extremo sur.

Para saber qué ángulo es el más óptimo, se ha realizado un estudio de la producción de energía eléctrica anual neta para un intervalo de ángulos:

Tabla 21: Producción anual neta para cada ángulo de incidencia

Ángulos	0°	15°	28°	30°	45°	60°	90°
Producción neta anual (GWh)	79,21	63,60	47,25	44,71	27,70	19,12	29,23
Ángulos	-15°	-28°	-30°	-45°	-60°	-90°	
Producción neta anual (GWh)	87,69	90,40	90,38	85,04	70,58	29,23	

Fuente 61: Elaboración propia

Como se puede ver en la tabla anterior, el ángulo de incidencia más óptimo es de -28° que coincide con la latitud de la zona en la que se va a ubicar la central (28°).

- El ángulo de azimut

El ángulo de acimut de todos los colectores en el campo, donde cero grados está apuntando hacia el ecuador, equivalente a un eje norte-sur. El oeste es de 90 grados, y el este es de -90 grados.

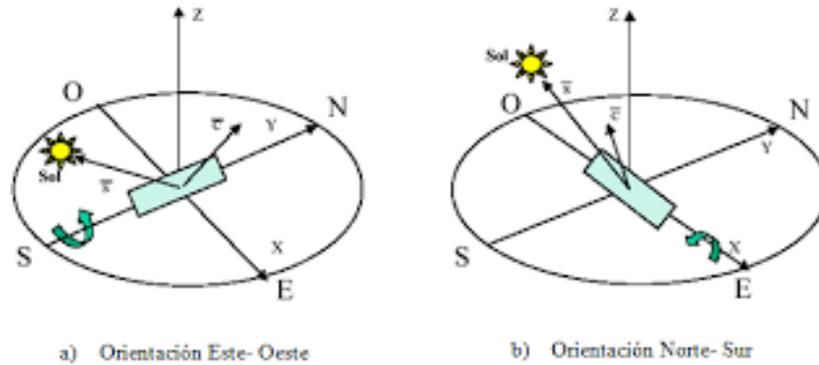


Figura 41: Orientación de los colectores

Fuente 62: biling.us.es/

Para saber qué orientación es la mejor, se ha hecho un análisis de la producción de energía para los dos casos, norte-sur y este-oeste.

Tabla 22: Comparación de la producción anual según la orientación

Orientación	Norte-Sur	Este-Oeste
Producción neta anual (MWh)	90 403	57 739

Fuente 63: SAM

Como se puede ver, se tiene una mayor producción orientando los colectores hacia el Norte-Sur, es decir, poniendo el valor de 0 en la casilla del acimut del simulador.

- El ángulo de retención

El ángulo del colector durante la hora de estiba. Un ángulo de estiba de cero para una latitud norte es vertical hacia el este, y 180 grados es vertical hacia el oeste. El valor por defecto es 170 grados.

- El ángulo de despliegue

El ángulo del colector durante la hora de despliegue. Un ángulo de despliegue de cero para una latitud norte es vertical mirando hacia el este. El valor por defecto es de 10 grados.

6.4. Lavado de los espejos

En este módulo se introduce la cantidad de agua que se usa para lavar los espejos, así como el número de lavados en un solo año. Estos valores los requiere el simulador para añadir el coste al presupuesto final. Por eso, al no ser un objetivo principal de estudio, se han mantenido los valores por defecto.

6.5. Capacidad de calor de la planta

La capacidad de calor de la planta determina la inercia térmica debida a la masa de los colectores de calor y frío, y de las tuberías, y otros elementos, cuyas temperaturas varían debido a la temperatura del HTF. Los valores se han dejado por defecto.

6.6. Área del terreno

Los datos de la superficie terrestre determinan la superficie total en acres que se utiliza para estimar los costos relacionados con la tierra en \$/acres en el capítulo de Costos del Sistema que se verá más adelante. Los datos de la superficie del terreno son datos de entrada del modelo financiero, no del modelo de rendimiento, por lo que no afectan a los cálculos de energía y por eso, se han tomado los valores que vienen por defecto.

6.7. Configuración de los lazos de colectores

En este módulo, se especifica el número de conjuntos de colectores solares individuales en un solo lazo del campo. Cada rectángulo de la siguiente figura representa un conjunto colector-receptor, que en el caso del campo solar que se está prediseñando se ensamblarán cuatro conjuntos en un solo lazo.

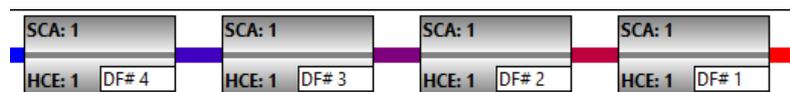


Figura 42: Configuración de un lazo

Fuente 64: SAM

También es importante destacar, que durante las horas en que el campo solar entrega más energía térmica de la que el ciclo de potencia, y el sistema de almacenamiento, pueden aceptar, los colectores del campo solar se desenfocan para reducir la producción térmica del campo solar. Es por ello, que también, en esta subsección, se establece el orden de desenfoco de los colectores empezando por el último del lazo.

7. Colectores (SCAs)

En este capítulo se va a escoger el colector que se instalará en el campo solar. El simulador te permite elegir entre una variedad de colectores que posee en su propia librería. Cada uno de los colectores tiene sus propias características geométricas y ópticas, pero el usuario puede modificarlas en caso de que no cumpla con los requisitos de la central.

Tabla 23: Listado de captadores cilindro parabólicos de SAM

Colectores
FLABEG Ultimate Trough RP6 (89 mm)
FLABEG Ultimate Trough RP6 (70 mm)
EuroTrough ET-150
AlbiasaTrough AT150
SkyFuel SkyTrough (80 mm)
Luz LS-3
Siemens Sunfield 6
Solargenix SGX-1
Luz LS-2

Fuente 65: Biblioteca SAM

En el caso de estudio se van a instalar los colectores EuroTrough ET-150, puesto que se ajustan a las necesidades de la central objeto de estudio, y se ha comprobado que es el modelo que se ha instalado para centrales similares en servicio en España, como por ejemplo, en la central de Andasol-1. Las características que nos proporciona SAM son las que se muestran en la siguiente imagen:

Collector Library

Filter: Name

Name	Reflective aperture area	Aperture width, total structure	Length of collector assembly	Number of modules per ass:
EuroTrough ET150	817.5	5.75	150	12
Luz LS-2	235	5	49	6
Luz LS-3	545	5.75	100	12
Solargenix SGX-1	470.3	5	100	12

Collector types in loop configuration: Cold - 1 - 1 - 1 - 1 - Hot

Collector Type 1

Collector name from library:

Collector Geometry

Reflective aperture area	<input type="text" value="817.5"/> m ²	Number of modules per assembly	<input type="text" value="12"/>
Aperture width, total structure	<input type="text" value="5.75"/> m	Average surface-to-focus path length	<input type="text" value="2.11"/> m
Length of collector assembly	<input type="text" value="150"/> m	Piping distance between assemblies	<input type="text" value="1"/> m

Optical Parameters

Incidence angle modifier coefficients	<input type="button" value="Edit array..."/>	Geometry effects	<input type="text" value="0.98"/>
Tracking error	<input type="text" value="0.99"/>	Mirror reflectance	<input type="text" value="0.935"/>
General optical error	<input type="text" value="0.99"/>	Dirt on mirror	<input type="text" value="0.97"/>

Optical Calculations

Length of single module	<input type="text" value="12.5"/> m	End loss at summer solstice	<input type="text" value="0.999556"/>
IAM at summer solstice	<input type="text" value="0.994893"/>	Optical efficiency at design	<input type="text" value="0.871124"/>

Figura 43: Características del colector EuroTrough ET150

Fuente 66: Biblioteca SAM

8. Tubo absorbedor (HCEs)

Este capítulo es similar al capítulo anterior de colectores. Al igual que en los colectores, SAM también dispone de una librería con varios tubos absorbedores. Cada uno con sus propias características que pueden modificarse si fuera necesario, como son las geométricas, el tipo de

gas que se encuentra entre el tubo interior (metal) y exterior (vidrio), o las pérdidas térmicas del tubo, entre otros parámetros.

Tabla 24: Listado de tubos absorbedores de SAM

Tubos receptores
Schott PTR80
Schott PTR70
Schott PTR80
Solel UVAC 3
Siemens UVAC 2010
Royal Tech CSP RTUVR 2014
Royal Tech CSP RTUVR 70M4
TRX-Solar TRX70-125

Fuente 67: Biblioteca SAM

El tubo absorbedor elegido es el Schott PTR70, puesto que se cumple con las exigencias de la central que se está estudiando, y se ha comprobado que es el modelo que se ha instalado en más de 50 proyectos en todo el mundo, y dada su buena funcionalidad y la experiencia de la empresa es la mejor opción. Las características que proporciona SAM son las que se muestran en la siguiente imagen:

Filter: Name ▼

Name	Absorber tube inner diameter	Absorber tube outer diameter	Glass envelope in
Schott PTR80	0.076	0.08	0.115
Schott PTR70	0.066	0.07	0.115
Schott PTR70 2008	0.066	0.07	0.115
Snel UVAC 3	0.066	0.07	0.115

Receiver types in loop configuration: Cold - 1 - 1 - 1 - Hot

Receiver Type 1

Receiver name from library: Schott PTR70 Apply Values from Library

Receiver Geometry

Absorber tube inner diameter	<input type="text" value="0.066"/> m	Absorber flow plug diameter	<input type="text" value="0"/> m
Absorber tube outer diameter	<input type="text" value="0.07"/> m	Internal surface roughness	<input type="text" value="4.5e-05"/>
Glass envelope inner diameter	<input type="text" value="0.115"/> m	Absorber flow pattern	Tube flow
Glass envelope outer diameter	<input type="text" value="0.12"/> m	Absorber material type	304L

Parameters and Variations

	Variation 1	Variation 2	Variation 3	Variation 4*
Variant weighting fraction*	<input type="text" value="0.985"/>	<input type="text" value="0.01"/>	<input type="text" value="0.005"/>	<input type="text" value="0"/>
Absorber Parameters:				
Absorber absorptance	<input type="text" value="0.96"/>	<input type="text" value="0.96"/>	<input type="text" value="0.8"/>	<input type="text" value="0"/>
Absorber emittance	<input type="text" value="0.65"/> table Edit...	<input type="text" value="0.65"/> table Value	<input type="text" value="0.65"/> table Value	<input type="text" value="0"/> table Value
Envelope Parameters:				
Envelope absorptance	<input type="text" value="0.02"/>	<input type="text" value="0.02"/>	<input type="text" value="0"/>	<input type="text" value="0"/>
Envelope emittance	<input type="text" value="0.86"/>	<input type="text" value="0.86"/>	<input type="text" value="1"/>	<input type="text" value="0"/>
Envelope transmittance	<input type="text" value="0.963"/>	<input type="text" value="0.963"/>	<input type="text" value="1"/>	<input type="text" value="0"/>
	<input type="checkbox"/> Broken Glass	<input type="checkbox"/> Broken Glass	<input checked="" type="checkbox"/> Broken Glass	<input type="checkbox"/> Broken Glass
Gas Parameters:				
Annulus gas type	Hydrogen	Air	Air	Hydrogen
Annulus pressure (torr)	<input type="text" value="0.0001"/>	<input type="text" value="750"/>	<input type="text" value="750"/>	<input type="text" value="0"/>
Heat Loss at Design:				
Estimated avg. heat loss (W/m)	<input type="text" value="190"/>	<input type="text" value="1100"/>	<input type="text" value="1500"/>	<input type="text" value="0"/>
Optical Effects:				
Bellows shadowing	<input type="text" value="0.96"/>	<input type="text" value="0.96"/>	<input type="text" value="0.96"/>	<input type="text" value="0.963"/>
Dirt on receiver	<input type="text" value="0.98"/>	<input type="text" value="0.98"/>	<input type="text" value="1"/>	<input type="text" value="0.98"/>

* The variant weighting fractions and Variation 4 inputs are not part of the library.

Total Weighted Losses

Heat loss at design	205.65 W/m
Optical derate	0.869242

Figura 44: Características del tubo absorbedor Schott PTR70
Fuente 68: Biblioteca SAM

9. Ciclo de potencia

El ciclo de potencia convierte la energía térmica en energía eléctrica. El modelo físico para una central con captadores cilindro parabólicos ofrece dos opciones:

- El modelo de ciclo Rankine, compuesto por un condensador, un tren de generación de vapor (precalentador, evaporador y sobrecalentador) o caldera y un recalentador. Este modelo es rápido, flexible y preciso, y es adecuado para modelar la mayoría de los ciclos de potencia de las centrales CCP convencionales.
- El modelo de ciclo de potencia definido por el usuario permite utilizar datos de su propio modelo de ciclo de potencia en SAM, y puede utilizarse para modelar Rankine u otros tipos de ciclos. Requiere que se proporcionen valores para los parámetros generales del ciclo junto con una tabla de datos que muestre la potencia eléctrica generada en un rango de caudales máxicos de HTF y temperaturas ambientales.

En este caso se va a utilizar el modelo del ciclo de Rankine dejando los valores por defecto.

System Design Parameters	
Power cycle gross output	25 MWe
Estimated gross to net conversion factor	0.9
Estimated net output (nameplate)	22.5 MWe
Cycle thermal efficiency	0.381
Cycle thermal power	65.6168 MWt
HTF hot temperature	393 °C
HTF cold temperature	293 °C

General Design Parameters	
Pumping power for HTF through power block	0.55 kW/kg/s
Fraction of thermal power needed for standby	0.2
Power block startup time	0.5 hours
Fraction of thermal power needed for startup	0.2
Minimum turbine operation	0.2
Maximum turbine over design operation	1.1
Cycle design HTF mass flow rate	267.0 kg/s

Rankine Cycle ▼

Rankine Cycle Parameters	
Boiler operating pressure	100 Bar
Steam cycle blowdown fraction	0.016
Turbine inlet pressure control	Fixed pressure
Condenser type	Air-cooled
Ambient temperature at design	42 °C
ITD at design point	16 °C
Reference condenser water dT	10 °C
Approach temperature	5 °C
Condenser pressure ratio	1.0028
Min condenser pressure	2 inHg
Cooling system part load levels	8

Figura 45: Configuración del ciclo de potencia en SAM
Fuente 69: SAM

10. Almacenamiento térmico

En el capítulo del almacenamiento térmico se pueden configurar el bloque de almacenamiento térmico y el uso de la caldera auxiliar. Como fluidos de trabajo se encuentran los mismos que los que se describieron en el apartado 6.3.

También, se establecen las dimensiones de los tanques de almacenamiento y debido a que el simulador no te permite que sea un solo tanque con el fluido caliente y frío, se ha de decidir en pares. Por ello, el sistema de almacenamiento se hará por medio de dos tanques, uno para el fluido frío y otro para el caliente.

Como fluido de trabajo en el sistema de almacenamiento se empleará las sales fundidas. Entre todas las opciones que ofrece SAM, se ha escogido Hitec Solar Salt que presenta las siguientes características:

- Composición: Sales de nitrato
- Densidad: 1871,85 kg/m³
- Temperatura mínima de operación: 238°C
- Temperatura máxima de operación: 593°C

En la siguiente imagen se pueden observar los valores que se han introducido en este capítulo, la mayoría de ellos se han dejado por defecto, salvo la elección del fluido.

System Design Parameters	
Cycle thermal power	65.6 MWh
Hours of storage at design point	8.0 hours
Loop outlet HTF temperature	393.0 °C
Loop inlet HTF temperature	293.0 °C

Storage System	
TES thermal capacity	524.934 MWh-hr
Available HTF volume	6721.52 m ³
Tank height	20 m
Tank fluid minimum height	1 m
Storage tank volume	7075.28 m ³
Parallel tank pairs	1
Tank diameter	21.2232 m
Wetted loss coefficient	0.4 Wt/m ² -K
Estimated heat loss	0.405719 MWh
Pumping power for HTF through storage	0.15 kJ/kg
Initial hot HTF percent	30 %
Cold tank heater temperature set point	292 °C
Cold tank heater capacity	35 MWe
Hot tank heater temperature set point	386 °C
Hot tank heater capacity	35 MWe
Tank heater efficiency	0.98
Storage HTF fluid	Hitec Solar Salt
HTF density	1871.85 kg/m ³
Storage HTF min operating temp	238 °C
Storage HTF max operating temp	593 °C
Hot side HX approach temp	5 °C
Cold side HX approach temp	5 °C

Figura 46: Configuración del sistema de almacenamiento

Fuente 70: SAM

11. Control del sistema

Las entradas de control del sistema determinan los parámetros de funcionamiento del sistema. Se divide en 4 subsecciones.

Plant Energy Consumption	
Fraction of rated gross power consumed all times	0.0055 MWe/MWcap
Balance of plant parasitic	0 MWe/MWcap
Aux heater boiler parasitic	0 MWe/MWcap
Factor	1
Coeff 0	0.483
Coeff 1	0.517
Coeff 2	0
BOP	0 MWe
Aux	0 MWe

System Availability	
System availability losses reduce the system output to represent system outages or other events.	<input type="button" value="Edit losses..."/> Constant loss: 4.0 % Hourly losses: None Custom periods: None

Dispatch Optimization	
Enable dispatch optimization	<input checked="" type="checkbox"/>
Time horizon for dispatch optimization	48 hour
Frequency for dispatch reoptimization	24 hour
Cycle startup cost penalty	10000 \$/start
Receiver startup cost penalty	950 \$/start
Power generation ramping penalty	0.1 \$/ΔkWe
Objective function time weighting exponent	0.99
Maximum branch and bound iterations	35000
Solution optimality gap tolerance	0.001
Optimization solver timeout limit	5 sec
Max. net power to the grid	1e+38 MWe
Max. net power to the grid (incl. availability)	9.6e+37 MWe

Figura 47: Control del sistema de despacho

Fuente 71: SAM

11.1. Consumo de energía de la planta

En este apartado se establecen las pérdidas de la central, es decir, lo que consumen los elementos de la planta como son las bombas tanto para el ciclo de potencia como para el HTF, los calentadores auxiliares de los sistemas de almacenamiento, etc. que se aplican solamente cuando ésta está en funcionamiento.

11.2. Disponibilidad del sistema

Las pérdidas de disponibilidad del sistema son reducciones en la producción del sistema debido a requisitos operacionales como el tiempo de inactividad por mantenimiento u otras situaciones que impiden que el sistema funcione como está diseñado. Por defecto SAM establece el

porcentaje en pérdidas en un 4%, lo que supone que se reduciría la producción de la planta un 4% en las horas que se establezcan.

11.3. Optimización del despacho

En esta subsección se establece el momento de entrega de la energía del campo solar y del sistema de almacenamiento de energía térmica. Cuando el campo está produciendo más energía térmica que la requerida por el ciclo de potencia en el momento en que el almacenamiento está lleno, se desenfocan los colectores del campo para reducir la potencia de salida del campo.

Cuando se activa esta opción, SAM determina automáticamente cuando el sistema desenfoca los colectores del campo solar, almacena energía térmica o cuando envía energía térmica del sistema de almacenamiento al ciclo de potencia. El funcionamiento viene descrito en el esquema siguiente:

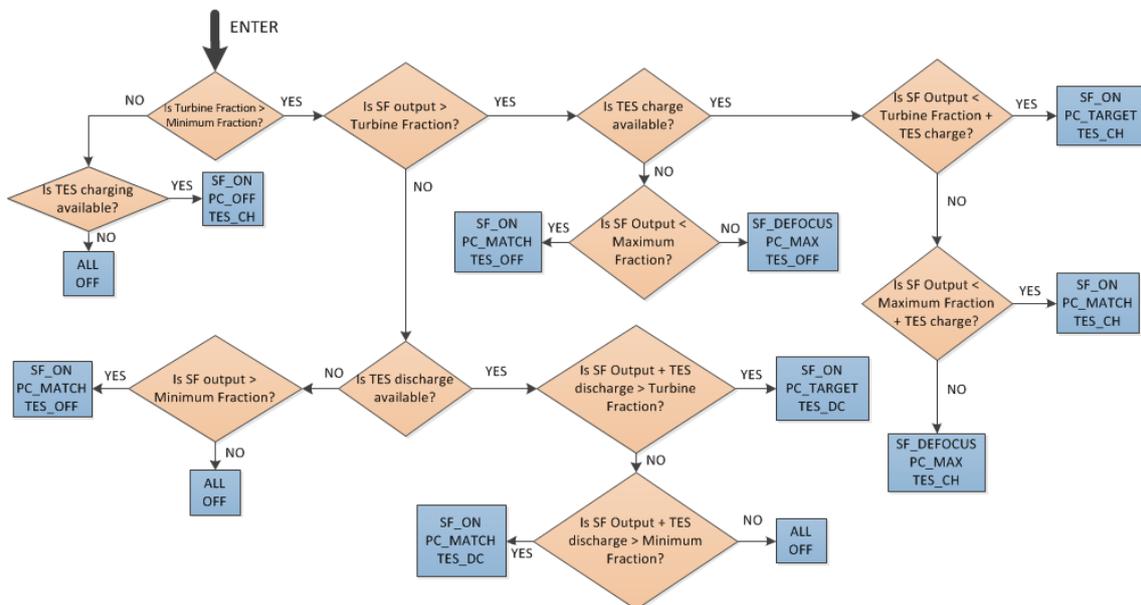


Figura 48: Funcionamiento del control de la planta por SAM

Fuente 72: SAM

Leyenda: **SF**: solar field, **TES**: almacenamiento térmico, **PC**: Power Cycle

11.4. Control de despacho

Los períodos de control de despacho determinan el momento de los ajustes de la salida del ciclo de energía.

Fracción de salida de la turbina

Para cada uno de los hasta nueve períodos de tiempo de entrega, se especifica un múltiplo de la entrada térmica del ciclo de energía para aumentar o disminuir la salida eléctrica del sistema

según se desea para ajustarse a los programas de precios de la energía u otras limitaciones dependientes del tiempo.

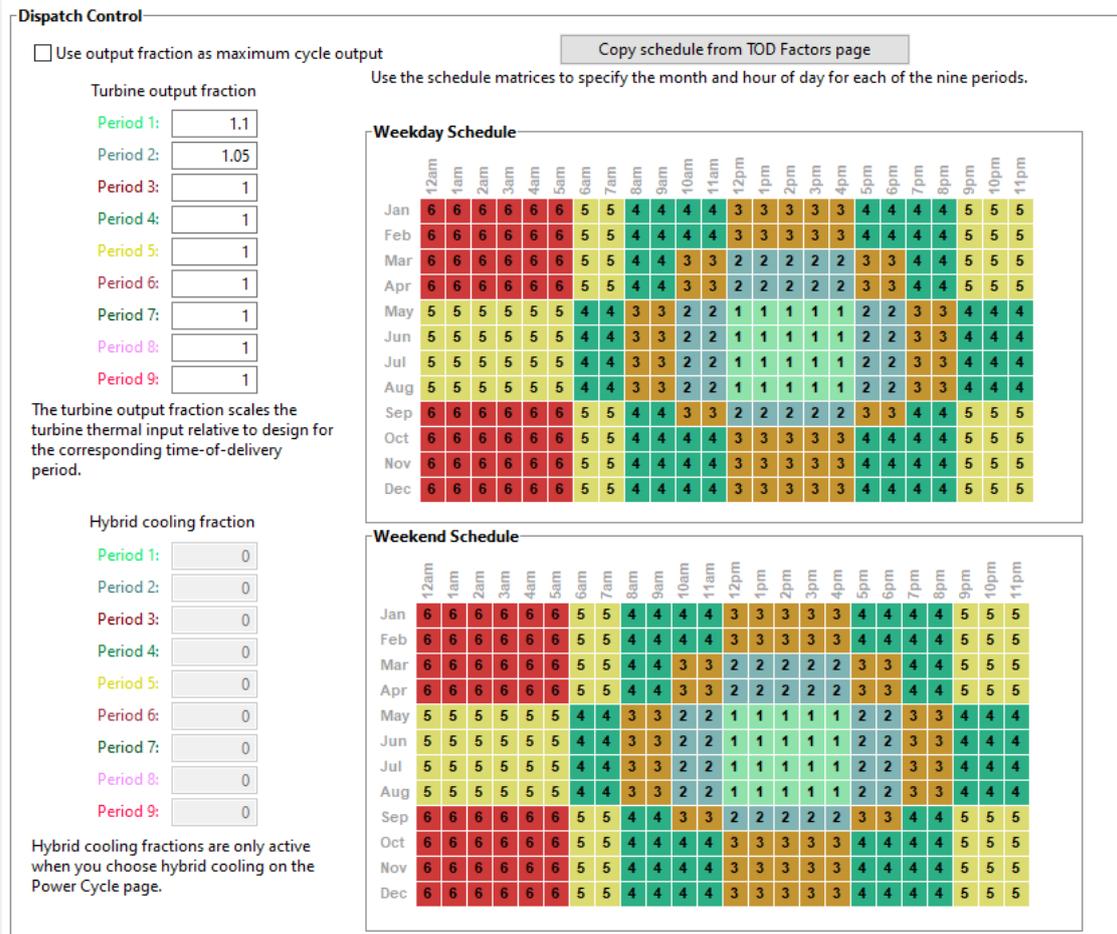


Figura 49: Configuración del control de despacho

Fuente 73: SAM

Para saber cómo configurar la salida de potencia del ciclo de energía, se han tenido que estudiar varios datos. En primer lugar, se ha mirado la demanda energética de la isla de Tenerife para los días entre semana y para los fines de semana del 1 al 7 de junio. Esta información se ha obtenido de la página web de Red Eléctrica Española que proporciona los datos reales, previstos y programados de cada hora del día. Estos datos se han pasado a un Excel para poder realizar la siguiente gráfica.

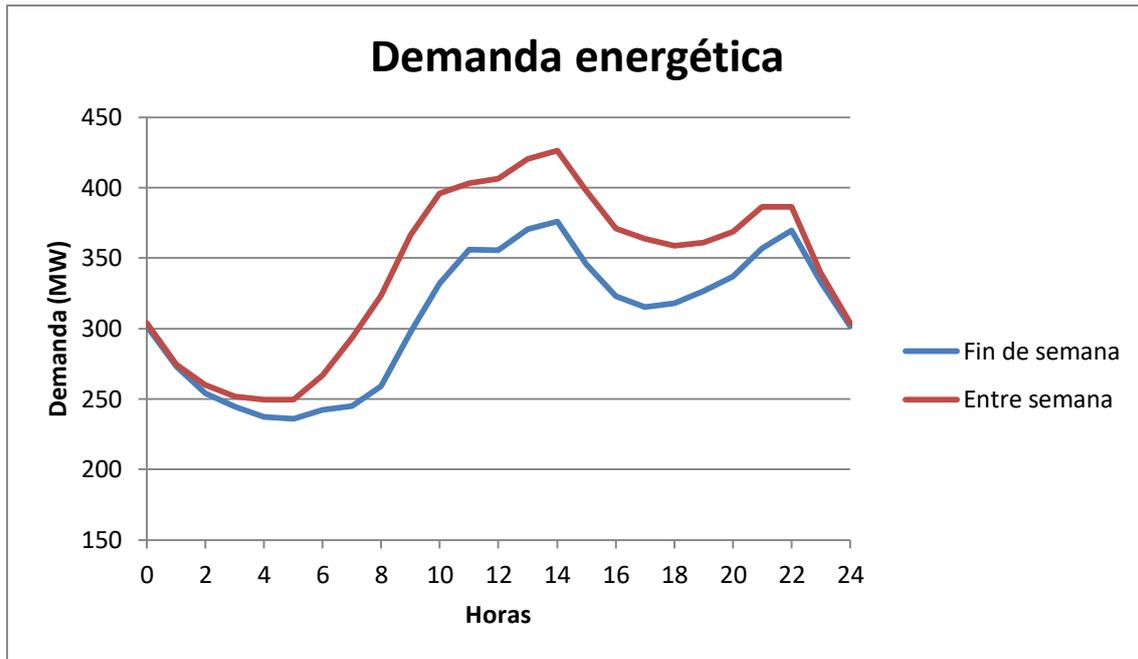


Figura 50: Demanda energética en Canarias en la semana del 1 al 7 de junio de 2020

Fuente 74: Red eléctrica de España

En ella, además de adquirir los datos para usarlos posteriormente en la ejecución del horario de la planta, se ha hecho una comparación entre la demanda que se produce de lunes a viernes con la de los fines de semana, quedando claramente que se requiere más energía los días entre semana.

En segundo lugar, se han tomado datos de la irradiación solar incidente en la ubicación, para ello se ha accedido al servicio web Adrase y se ha obtenido la siguiente tabla:

(kWh/m ²)	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Percentil 75	4.5	5.2	6.6	7.1	8.2	8.3	8.0	7.6	6.5	5.5	4.3	4.2
Valor medio	3.9	4.5	5.7	6.3	7.5	7.8	7.6	7.2	5.9	4.9	3.8	3.5
Percentil 25	3.0	3.4	4.4	4.9	6.0	6.5	7.1	6.6	4.8	4.0	3.0	2.7

Figura 51: Irradiación solar en la ubicación de diseño de la planta

Fuente 75: Adrase

Esta tabla muestra la irradiación solar en kWh/m² sobre el plano horizontal para cada mes del año. Con esto se tiene la idea de en qué meses se producirá una mayor captación de energía térmica en el campo solar.

En tercer lugar, se ha mirado la irradiación normal para cada día de los meses para conocer en qué momento los captadores solares dejarían de captar radiación solar y cuando será necesario el uso del sistema de almacenamiento.

Tabla 25: Irradiación solar normal (W/m²)

Hora del día	IRRADIACIÓN NORMAL (W/m ²)											
	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7	0	0	0	258,80	366,36	321,53	355,68	366,29	199,50	0	0	0
8	0	339,29	393,87	453,67	472,52	430,73	473,94	481,77	461,03	453,00	402,67	160,87
9	473,84	492,00	485,10	555,10	599,29	521,77	578,90	597,42	540,90	578,23	530,47	494,48
10	535,84	599,04	579,13	594,50	641,19	573,40	660,74	678,97	653,13	637,26	606,63	519,45
11	581,19	681,86	624,97	628,10	644,58	648,93	722,90	735,77	697,47	681,07	674,07	570,43
12	604,39	717,04	639,55	645,73	672,19	664,47	733,77	735,13	741,00	715,03	690,70	611,16
13	629,65	720,14	653,26	657,17	702,77	676,57	746,23	750,03	738,97	697,77	663,40	639,48
14	638,81	692,29	650,00	638,83	655,48	645,20	736,71	752,45	713,83	685,03	638,43	615,74
15	602,03	647,04	616,26	630,80	582,00	657,43	683,00	697,65	649,50	636,58	563,67	578,36
16	501,03	588,50	545,84	554,37	540,90	581,10	582,90	630,29	597,27	544,61	473,97	503,71
17	371,90	464,96	432,29	453,90	501,26	477,50	501,42	526,32	446,97	436,71	233,67	160,32
18	0	0	275,42	303,00	349,32	355,03	401,29	401,71	175,50	0	0	0
19	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Fuente 76: SAM

Una vez se ha obtenido todo lo necesario, se fija la fracción de salida de la turbina para cada uno de los periodos y se establecen en el horario de despacho, que volviendo a la figura 14, se puede observar la configuración que tendría la planta.

12.Límites de la red eléctrica

Este capítulo de Límites de la Red proporciona información para establecer un límite de exportación de energía de la red y para reducir las exportaciones del sistema a la red.

Grid Interconnection Limit

Enable interconnection limit

The grid interconnection limit is a negotiated limit beyond which the system is not allowed to export power. Any AC power generated above the grid interconnection limit is curtailed.

Grid interconnection limit kWac

Grid Curtailment

Click Edit Array to enter values in the curtailment schedule table. SAM limits the system power output to the MW power values in the table. Any curtailed system power is compensated at the curtailment rate on the Revenue page.

Curtailment MW

Figura 52: Límites de la red eléctrica

Fuente 77: SAM

El límite de interconexión de la red es la máxima potencia de CA que el sistema puede entregar a la red. SAM considera que cualquier potencia por encima del límite es una potencia restringida.

En España no existe un límite en la cantidad de energía que se puede verter a la red. Es Red Eléctrica de España, como operadora de la red, quien gestiona la cantidad de energía, es decir, “realiza las previsiones de la demanda de energía eléctrica y gestiona en tiempo real las

instalaciones de generación y transporte eléctrico, logrando que la producción programada en las centrales eléctricas coincida en cada instante con la demanda de los consumidores. En el caso que difieran, envía órdenes a las centrales para que ajusten sus producciones, aumentando o disminuyendo la generación de energía de manera que se mantengan márgenes de generación suficientes para hacer frente a posibles pérdidas sobrevenidas de generación o cambios en el consumo previsto”. [36]

13. Vida útil y degradación

En este capítulo se permite modelar una disminución en la salida del sistema a lo largo del tiempo debido, por ejemplo, al envejecimiento del equipo.

En este caso, no se ha aplicado ningún factor de degradación.

14. Coste del sistema

En este capítulo se calculará el costo total instalado en la central solar termoeléctrica. Para ello, se calculan los costos directos e indirectos. Los costos directos son aquellos que se atribuyen directamente a partes de la instalación, entre ellos se consideran: los costes por m² de mejora del suelo, del campo solar y del sistema de HTF. También, se encuentran los costes por kW_e de la caldera auxiliar y la capacidad y el balance de la planta, así como el coste del almacenamiento en kW_ht. Además, se le añade un porcentaje, denominado contingencia, a la suma total de los costes por si ocurriera algún imprevisto. Por otro lado, los costes indirectos son los que no pueden ser identificados con una pieza, equipo o servicio específico de la instalación, como pueden ser los costos de ingeniería, compras y construcción, los costos de proyectos, etc. En este apartado se consideran: la superficie total del terreno, el EPC (ingeniero, procurador y constructor) y costo del propietario, así como los costos totales de las tierras.

Los costes tanto directos como indirectos se han obtenido de la página web del SAM, que hacen referencia al servicio CEPCI, del cual se han extraído los costes para cada uno de los apartados en el año 2015.

Direct Capital Costs			
Site improvements	245,250.0 m ²	30.00 \$/m ²	\$ 7,357,500.00
Solar field	245,250.0 m ²	170.00 \$/m ²	\$ 41,692,500.00
HTF system	245,250.0 m ²	70.00 \$/m ²	\$ 17,167,500.00
Storage	524.9 MWh	75.00 \$/kWh	\$ 39,370,080.00
Fossil backup	25.0 MWe, Gross	0.00 \$/kWe	\$ 0.00
Power plant	25.0 MWe, Gross	830.00 \$/kWe	\$ 20,750,000.00
Balance of plant	25.0 MWe, Gross	120.00 \$/kWe	\$ 3,000,000.00
Subtotal			\$ 129,337,584.00
Contingency			7 % of subtotal
			\$ 9,053,631.00
Total direct cost			\$ 138,391,216.00
Indirect Capital Costs			
Total land area	221 acres	Nameplate	23 MWe
EPC and owner cost	\$/acre	% of direct cost	\$/Wac
	\$ 0.00	10 %	\$ 0.00
Total land cost	\$ 10,000.00	0 %	\$ 0.00
			\$ 13,839,122.00
			\$ 2,213,264.00
Sales Tax			
Sales tax basis	5	Sales tax rate	5 %
			\$ 345,978.03
Total indirect cost			\$ 16,398,364.00
Total Installed Costs			
Total installed cost excludes any financing costs from the Financial Parameters page.			Total intalled cost
			\$ 154,789,584.00
			Estimated total installed cost per net capacity
			\$ 6,879.54/kW
Operation and Maintenance Costs			
	First year cost	Escalation rate (above inflation)	
Fixed annual cost	Value: 0 \$/yr	0 %	
Fixed cost by capacity	Value: 66 \$/kW-yr	0 %	
Variable cost by generation	Value: 4 \$/MWh	0 %	
Fossil fuel cost	Value: 0 \$/MMBtu	0 %	

Figura 53: Costos totales de instalación del sistema y de operación y mantenimiento
Fuente 78: SAM

Por lo tanto, los costes totales instalados ascienden a 154.789.584,00\$, que si se tiene en cuenta la conversión del dólar al euro a fecha de 8 de junio de 2020, 1 € es 1,13 \$, el coste total sería de 136.981.932,70€

Finalmente, en la parte inferior, se encuentran el coste de operación y mantenimiento, que representan los gastos anuales en equipo y servicios, que se producen después de la instalación del sistema.

En la siguiente tabla, considerando que no hay centrales de la misma potencia, se ha seleccionado aleatoriamente cuatro centrales para contrastar el coste de instalación de esta, con el de otras centrales en servicio, escalando según la superficie instalada.

Tabla 26: Comparación con otras centrales de España

Centrales	Tecnología	TES (horas)	Potencia (MW)	Superficie total (ha)	Inversión (M€)
Termosolar Granadilla (Tenerife)	CCP	8	25	89	137
Termosolar Borges (Lleida)	CCP + Biomasa	0	22,5	96	153

Alvarado 1 (Badajoz)	CCP	7,5	50	130	236
Manchasol 1 (Ciudad Real)	CCP	7,5	50	195	300
La Africana (Córdoba)	CCP	7,5	50	215	387

Fuente 79: Elaboración propia

En primer lugar, comparando con la Termosolar Borges, que tiene 2,5 MW menos de potencia nominal, ocupa 7 ha más de superficie total y no posee almacenamiento de energía térmica. A pesar de ello, el coste se diferencia en 16 millones de euros. Esta diferencia se estima que puede deberse a la instalación de la biomasa y evidentemente de otros factores como el valor de adquisición del suelo, costes de mano de obra, costes de adquisición de equipamiento, impuestos y tasas, etc.

Respecto a la central Alvarado 1, ésta tiene el doble de potencia nominal (50 MW), la superficie es 41 ha mayor y posee un sistema de almacenamiento térmico ligeramente inferior (0,5 h) y su inversión se sitúa en 99 millones de euros más. Considerando estas diferencias, la inversión está en el rango de costes.

Manchasol 1, es una central que tiene 50 MW, ocupando una superficie de 195 ha, 106 ha más que la central de diseño. Posee un sistema de almacenamiento inferior en 0,5 h. Su inversión es 163 millones de euros más cara. Podría decirse que el sobrecoste se relaciona con el doble de potencia instalada y con más del doble de superficie total ocupada, además de otros factores como el valor de adquisición del suelo, costes de mano de obra, costes de adquisición de equipamiento, impuestos y tasas, etc.

Finalmente, la central termosolar La Africana, posee 50 MW de potencia nominal y la superficie que ocupa, se diferencia 126 ha con respecto a la de diseño. Como en las dos últimas centrales detalladas, el almacenamiento de energía térmica es ligeramente inferior. El coste de instalación difiere en 250 millones de euros. La diferencia puede estar en que ésta es una de las centrales termosolares que tiene un mayor grado de innovación tecnológica aplicado y otros factores como los mencionados anteriormente [37].

Como se puede observar, el coste de instalación de la central objeto de diseño, se encuentra en el rango de inversión de una planta CCP de características similares.

15. Parámetros financieros

Este tema describe las entradas en la página de Parámetros Financieros para el modelo financiero de la Planta Mercantil.

Analysis Parameters	
Analysis period	25 years
Inflation rate	-1 %/year
Real discount rate	7.09 %/year
Nominal discount rate	6.02 %/year

Project Tax and Insurance Rates		-Property Tax-	
Federal income tax rate	21 %/year	Assessed percentage	100 % of installed cost
State income tax rate	7 %/year	Assessed value	154,789,584.00 \$
Sales tax	5 % of total direct cost	Annual decline	0 %/year
Insurance rate (annual)	0.5 % of installed cost	Property tax rate	0 %/year

Salvage Value	
Net salvage value	10 % of installed cost
End of analysis period value	15,478,958 \$

Figura 54: Configuración de los parámetros financieros

Fuente 80: SAM

Los parámetros de análisis especifican el período de análisis, la tasa de inflación y la tasa de descuento.

Período de análisis

Número de años que se aplica el análisis.

Tasa de inflación

Tasa anual de variación de los costos, normalmente basada en un índice de precios, expresada como porcentaje. El IPC en España en mayo de 2020 ha sido del -1% [38].

Tasa de descuento real o tasa de rentabilidad

Una medida del valor del tiempo del dinero expresado como un porcentaje anual. La tasa de rentabilidad a partir del 1 de enero 2020 es de 7,09% [39].

Además, en este capítulo, se especifican los impuestos y tasas del seguro, así como el valor de salvamento, que es un ingreso en el último año del análisis, es decir, al establecer el valor del salvamento en 10% y un costo total del proyecto de 154.789.584,00\$, el simulador en el año 25 del análisis, ingresará 15.478.958\$.

16. Ingresos

Este capítulo proporciona entradas para definir las fuentes de ingresos de la planta mercantil. Una planta mercantil puede obtener ingresos por energía, servicios auxiliares y por pagos de capacidad.

De la página web de OMIE, se han extraído los datos €/MWh que posteriormente se han pasado a \$/MWh para poder realizar la simulación en el SAM. Hay que destacar, que los datos han sido sacados para el año 2019 y se ha obtenido la siguiente gráfica:

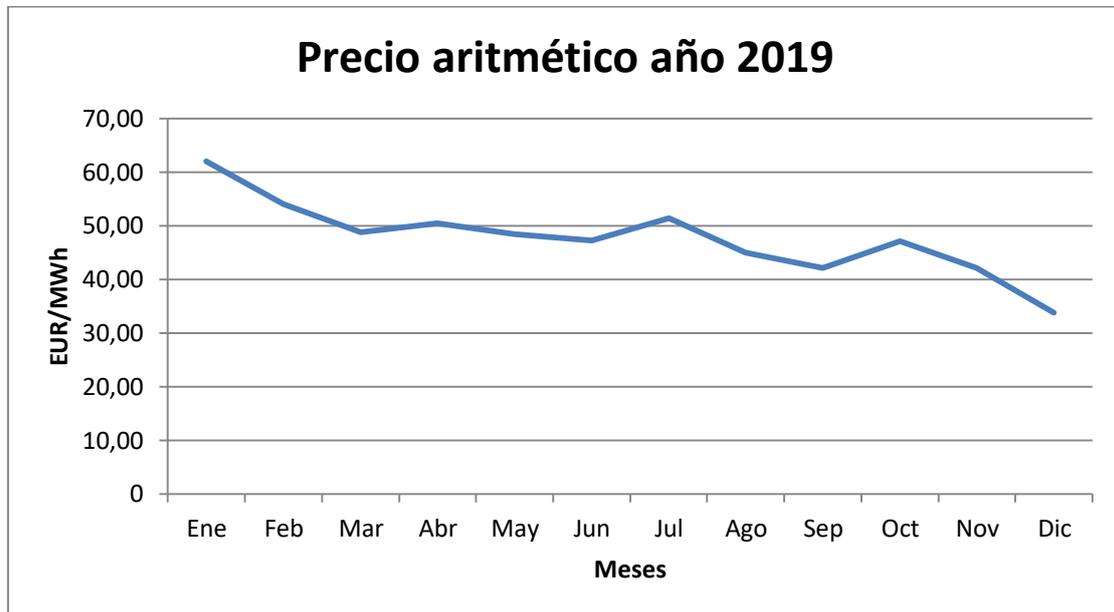


Figura 55: Precio aritmético EUR/MWh en el año 2019
Fuente 81: omie.es

A partir de los datos de esta gráfica, se hace una media y se obtiene un precio medio anual para el año 2019. Este valor calculado es 47,71 EUR/MWh (53,91 \$/MWh).

Energy Market Revenue

Enable energy market revenue Edit lifetime data...

Ancillary Service Market Revenue

-Ancillary Service #1	-Ancillary Service #3
<input type="checkbox"/> Enable ancillary service #1 Edit lifetime data...	<input type="checkbox"/> Enable ancillary service #3 Edit lifetime data...
-Ancillary Service #2	-Ancillary Service #4
<input type="checkbox"/> Enable ancillary service #2 Edit lifetime data...	<input type="checkbox"/> Enable ancillary service #4 Edit lifetime data...

Capacity Payment Type

For the capacity basis option, the annual capacity payment is the product of the capacity payment amount (\$/MW), system nameplate capacity (MW), and eligible percent of nameplate (%). For the fixed amount option, the capacity payment is the amount you enter. The battery nameplate capacity is shown here for reference only.

Capacity basis
 Capacity payment amount \$/MW
 Capacity credit (eligible % of nameplate) %

Fixed amount
 Capacity payment escalation %/year
 System nameplate MW

Inflation does not apply to capacity payments.

Battery nameplate MW

Figura 56: Ingresos de la central por capacidad
Fuente 82: SAM

17. Resultados

Una vez se han establecidos todos los datos necesarios en cada uno de los capítulos o secciones del simulador se puede iniciar la simulación. Esta simulación dará los resultados generales de la central que se pueden observar en la primera página que proporciona el SAM con los parámetros globales de la instalación y si se requiere mayor detalle se puede ir a las ventanas de gráficos o estadísticas.

A continuación, se explicarán los resultados obtenidos mediante la simulación para la obtención del múltiplo solar óptimo para esta central solar. Para ello, se han hecho varias iteraciones en una herramienta que tiene el propio simulador. Esta herramienta consiste en establecer los valores de entrada, en este caso el múltiplo solar y las horas de almacenamiento térmico, y los valores de salida: el factor de capacidad, la producción anual de energía y el LCOE, real y nominal. Aunque para el análisis se utilizará el LCOE real, ya que no tiene en cuenta la inflación asociada a la operación y mantenimiento.

Para realizar las iteraciones se ha optado por variar el valor del múltiplo solar para cada hora de almacenamiento, es decir, en la herramienta del SAM, se introduce el número de horas de almacenamiento térmico y para esas horas, se establece el intervalo de valores de múltiplo solar, para escoger cuál es el más óptimo. El intervalo que se aplica para el sistema de almacenamiento y el múltiplo solar es el siguiente:

Tabla 27: Horas del sistema de almacenamiento a analizar

Sistema de almacenamiento (TES)	0 h	2 h	4 h	6 h	8 h	10 h
---------------------------------	-----	-----	-----	-----	-----	------

Fuente 83: Elaboración propia

Tabla 28: Valores de los múltiplos solares a estudiar

Múltiplo Solar	1	1,25	1,5	1,75	2	2,25	2,5	2,75	3
----------------	---	------	-----	------	---	------	-----	------	---

Fuente 84: Elaboración propia

En la siguiente imagen se puede observar lo explicado anteriormente, con un ejemplo de simulación para las 8 horas de TES.

	tshours (hours)	specified_solar_multiple	lcoe_nom (cents/kWh)	lcoe_real (cents/kWh)	annual_energy (kWh)	capacity_factor (%)
10	8	1	18.2874	20.1866	3.31983e+07	16.8434
11	8	1.25	14.9518	16.5046	4.34546e+07	22.047
12	8	1.5	13.0975	14.4577	5.24545e+07	26.6131
13	8	1.75	11.5349	12.7328	6.3268e+07	32.0995
14	8	2	10.5054	11.5964	7.30377e+07	37.0562
15	8	2.25	9.79677	10.8142	8.21303e+07	41.6693
16	8	2.5	9.36572	10.3384	9.0403e+07	45.8666
17	8	2.75	9.77349	10.7885	9.01919e+07	45.7594
18	8	3	10.5873	11.6868	8.69385e+07	44.1088

Figura 57: Simulación de 8 horas de almacenamiento

Fuente 85: SAM

A continuación, se presenta la gráfica de la producción anual de energía de la planta:

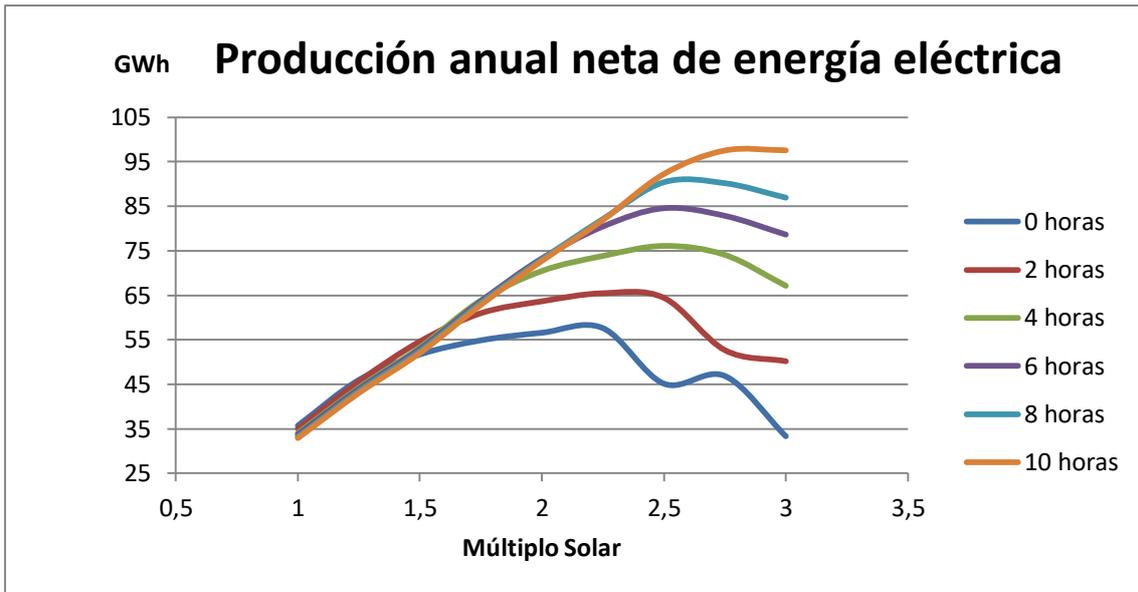


Figura 58: Producción eléctrica anual
Fuente 86: Elaboración propia

En la anterior gráfica se puede observar como al aumentar el múltiplo solar y las horas de almacenamiento de la central, evidentemente aumenta la producción anual de energía en las centrales con mayor almacenamiento térmico, pero de 0 a 2 horas, es a la inversa, la producción disminuye al pasar de 2,5 el múltiplo solar.

Por otro lado, se presenta la gráfica del factor de capacidad de la planta para cada una de las horas de almacenamiento. El factor de capacidad es la relación que existe entre la energía producida en un año y la energía generada en la misma planta si estuviera todo un año trabajando al máximo punto de diseño. El rango de este factor para las centrales solares con captadores cilindro parabólicos es del 30 al 40%.

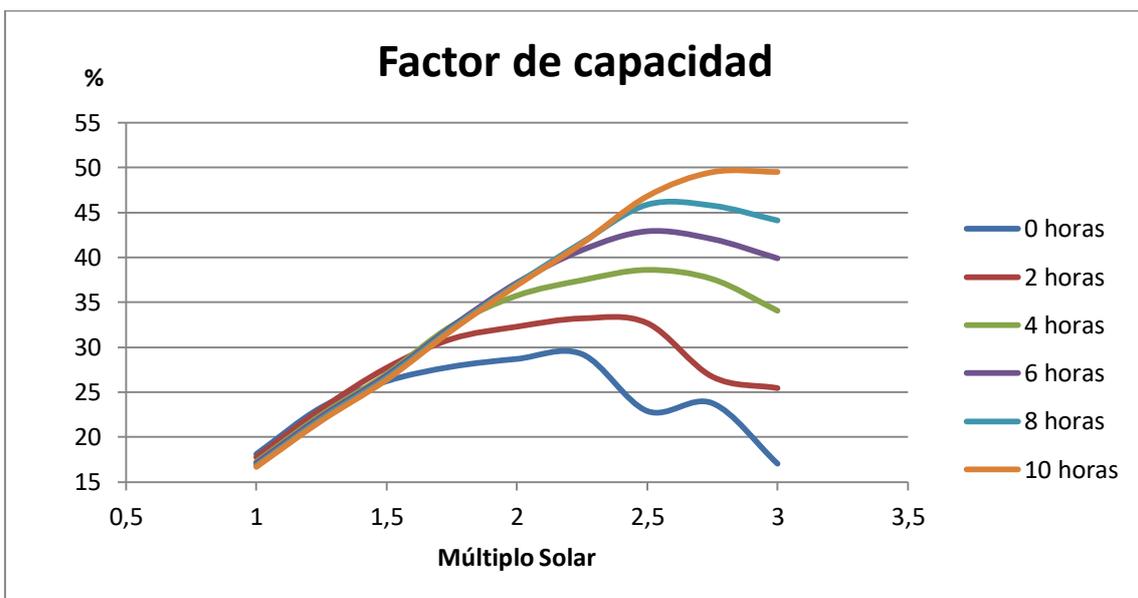


Figura 59: Factor de capacidad
Fuente 87: Elaboración propia

Como se puede ver, a medida que aumenta el múltiplo solar y las horas del almacenamiento térmico, también lo hace el factor de capacidad. Lo que conlleva a que los costes de la instalación también aumenten. De la misma manera que para la producción de energía, con 0 y 2 horas de almacenamiento, el factor de capacidad disminuye.

El LCOE (Levelized Cost of Energy) es el coste total actual de construir y operar una central generadora de energía a lo largo de su vida útil. Es decir, mide los costes totales de esta instalación y los divide por la producción de energía durante la vida útil.

Por lo tanto, el LCOE indica el coste que tiene generar energía, por eso, cuanto más pequeño sea este valor, más barato es generar energía. Por el contrario, cuanto más grande sea, más costos tiene. La ecuación que define el LCOE es la siguiente:

$$LCOE = \frac{FCR \cdot TCC + FOC}{AEP} + VOC$$

Siendo:

- Fixed Charge Rate, FCR: Tasa de cargos fijos. Ingresos necesarios para cubrir la inversión inicial.
- Total Capital Cost, TCC (\$): Capital total inicial.
- Fixed Annual Operating Cost, FOC (\$): Coste fijos de operación y mantenimiento anuales. No depende de la energía generada de la central.
- Annual Electricity Production, AEP (kWh): Producción eléctrica anual.
- Variable Operating Cost, VOC (\$/kWh): Costes variables de operación y mantenimiento. Depende de la energía generada en la central.

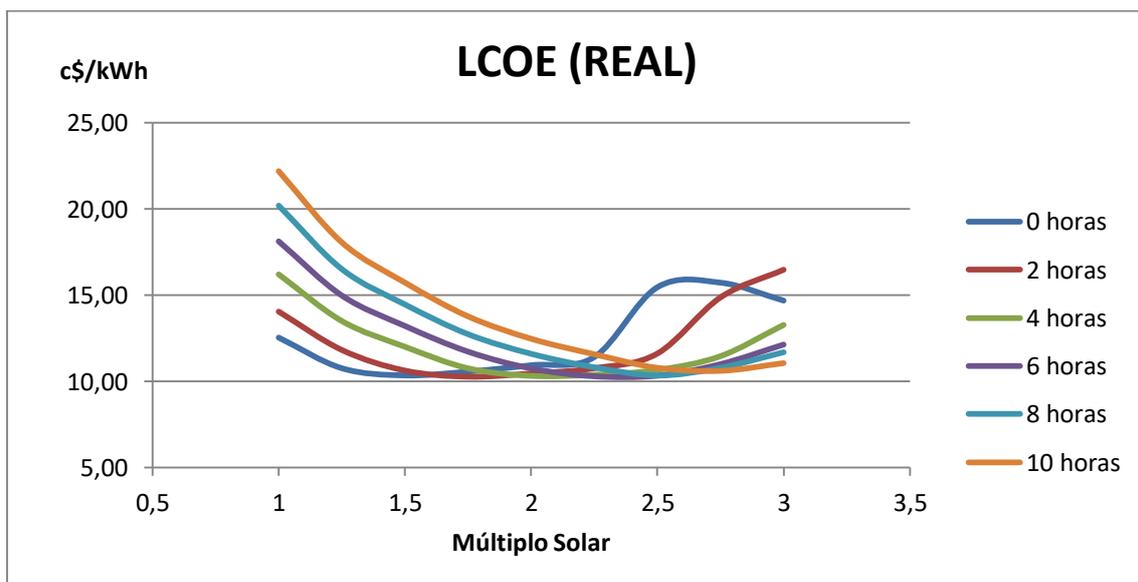


Figura 60: LCOE real
Fuente 88: Elaboración propia

Una vez realizadas todas las iteraciones, a modo de resumen, se incluye la siguiente tabla en la que se muestra para cada hora de almacenamiento, el múltiplo solar con el LCOE más bajo. Esta tabla, permite ver de manera más clara qué múltiplo solar y almacenamiento térmico es el más óptimo para la central que se está diseñando.

Tabla 29: Múltiplo solar óptimo para cada hora del almacenamiento térmico

Sistema de almacenamiento	Múltiplo solar	LCOE (c\$/kWh)	Superficie total (ha)
0 horas	1,5	10,34	53,8
2 horas	1,75	10,27	63,1
4 horas	2	10,32	71,6
6 horas	2,25	10,29	80,1
8 horas	2,5	10,34	89,4
10 horas	2,75	10,61	97,9

Fuente 89: Elaboración propia

En este análisis, aparte del LCOE, hay que tener en cuenta la superficie terrestre ocupada por todo el sistema, incluyendo la superficie del campo solar, puesto que se dispone de una zona limitada de 92 ha. Por lo tanto, los valores de múltiplo solar que superen las 92 ha, no se pueden tomar, y se escogerán aquellos que tienen el mínimo de LCOE real, pero que cumpla con la superficie dada.

Finalmente, se presentan todos los datos calculados de costes y producción de la planta solar para cada una de las horas de almacenamiento junto con el múltiplo solar óptimo. Para realizar la conversión a euros, se ha aplicado el valor anteriormente dicho de 1€ igual a 1,13\$.

Tabla 30: Costes y producción para cada múltiplo solar

Sistema de almacenamiento	Múltiplo solar	Nº de lazos	Superficie total (ha)	Factor de capacidad (%)	Producción anual neta (GWh)	Coste total (M€)	LCOE real (c€/kWh)
0 horas	1,5	45	53,8	26,22	51,69	67,45	9,15
2 horas	1,75	53	63,1	30,93	60,96	85,30	9,09
4 horas	2	60	71,6	35,75	70,46	102,21	9,13
6 horas	2,25	67	80,1	40,81	80,45	119,12	9,11
8 horas	2,5	75	89,4	45,87	90,40	136,98	9,15
10 horas	2,5	75	89,4	46,80	92,25	147,26	9,53

Fuente 90: Elaboración propia

18. Conclusión

Considerando la tabla de costes y producción se ha optado por la central que tiene una capacidad de almacenamiento de 8 horas y un múltiplo solar de 2,5. Los tres primeros parámetros de la tabla son iguales para las 3 centrales que pueden cumplir con las expectativas, que son las de 6, 8 y 10 horas.

Realizando una comparativa entre la de 6 horas y la de 8 horas, con la intención de justificar la elección, se puede confirmar que la central de 6 horas tiene aproximadamente 11% menos de producción anual neta, el factor de capacidad es igualmente inferior un 11%, el LCOE es 0,04 c€/kWh más bajo, lo que es positivo, pero no suficiente, y su coste de instalación también es menor unos 17,86 millones de euros. Esta central se descarta puesto que invirtiendo un poco más, se tiene una central con 2 horas más de almacenamiento, que produce más energía eléctrica anual y posee un factor de capacidad mayor.

Comparando la central de 10 horas con la de 8 horas, se puede decir que esta central tiene una producción anual mayor, aproximadamente un 2%. También, el factor de capacidad es mayor, aproximadamente un 2%, así como su LCOE que es 0,38 c€/kWh. Además, de tener un coste superior (10,28 millones de euros). En definitiva, la de 10 horas tiene parámetros mayores, pero no son suficientes para decidirse por esta, ya que el coste por kWh generado (LCOE) es demasiado elevado, lo que no es adecuado.

En conclusión, la central de 8 horas, tiene parámetros intermedios entre las otras dos, como la producción anual, el factor de capacidad, el LCOE y el coste de instalación. Además, tiene una capacidad de almacenamiento adecuada en relación con el precio de inversión y con el LCOE. Es por ello, que esta central es considerada la más adecuada de las tres opciones para el proyecto.

A continuación, se adjunta una tabla a modo de resumen de los parámetros principales de la central de 8 horas calculados en el proceso descrito en el anexo:

Tabla 31: Principales características de la planta

Parámetros de diseño	
Tipo de energía	Energía termosolar
Potencia nominal	25 MW
Producción anual neta	90,403 GWh
Factor de capacidad	45,9%
DNI	928,8 W/m ²
Múltiplo solar	2,5
Superficie total	89,4 ha
Tecnología utilizada	Captadores cilindro parabólicos
Fluido de trabajo (HTF)	Therminol VP-1
Captadores	EuroTrough ET-150
Tubo receptor	Schott PTR70
Sistema de almacenamiento térmico (TES)	A pares, 2 tanques
Modelo de turbina	Siemens SST 700/900
Ciclo de potencia	Rankine regenerativo con calentador de tipo abierto y de tipo cerrado con drenaje al condensador
Rendimiento del ciclo	38,1 %

Campo solar	
Superficie de espejos	245 250 m ²
Nº de subsecciones	3
SCA/nº de lazos	4/75
Ángulo de incidencia	-28°
Distancia entre ejes de las filas	15 m
Temperatura de entrada /salida del HTF en el lazo	293°C / 393°C
Caudal de HTF en el ciclo	267,0 kg/s
Potencia térmica de salida	165 MWt
Sistema de almacenamiento térmico (TES)	
Fluido térmico del TES	Hitec Solar Salt
Temperatura de operación máxima / mínima	593°C / 238°C
Potencia térmica del ciclo	65,6 MWt
Horas de almacenamiento	8 horas
Capacidad térmica	525 MWht
Altura / Diámetro del tanque	20 m /21,22 m
Temperatura del tanque frío / caliente	292°C / 386°C
Coste de la instalación de la planta	
Costes directos	122.470.102,70 €
Costes indirectos	14.511.826,55 €
Totales	136.981.932,70 €
LCOE	9,15 (c€/kWh)

Fuente 91: Elaboración propia



TRABAJO FIN DE GRADO

Diseño preliminar de una planta solar termoeléctrica con tecnología de captadores cilindro parabólicos ubicada en Tenerife

ANEXO II: TERMOGRAF

Titulación:

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor:

Daniel Fariña González

Tutor:

José Florencio Negrín Orán

Julio 2020

Índice

1. Introducción.....	1
2. TermoGraf.....	1
3. Nociones básicas.....	1
3.1. Ventana principal.....	2
3.2. Configuración inicial	2
3.3. Escalas del diagrama.....	3
3.4. Barra de herramientas y panel de propiedades	5
3.5. Modificar y ajustar propiedades	6
3.6. Creación de una tabla de propiedades.....	6
4. Elección del ciclo de potencia	8
4.1. Ciclo Rankine convencional.....	8
4.2. Ciclo de Rankine con recalentador	11
4.3. Ciclo regenerativo con calentador abierto.....	14
4.4. Ciclo regenerativo con recalentador y calentador abierto.....	17
4.5. Ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y calentador cerrado con drenaje a la línea de alta presión	21
4.6. Ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y calentador cerrado con drenaje al condensador	26
4.7. Ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y dos calentadores de tipo cerrado con drenaje a calentador abierto y al condensador	30
4.8. Resultados	35
5. Caudal de agua necesario para el ciclo de potencia	37
5.1. Cálculo de las entalpías del HTF para la entrada y la salida del tren de generador de vapor y del recalentador.	37
5.2. Cálculo del flujo másico de agua para el ciclo de potencia.....	37

1. Introducción

En este anexo se mostrarán las nociones básicas del funcionamiento del programa TermoGraf, utilizado para seleccionar el ciclo termodinámico del vapor. Además del procedimiento seguido, así como los resultados obtenidos.

Hay que destacar que la información acerca de cómo funciona el software está extraída de la ayuda del propio programa, por tanto no es, completamente, de elaboración propia.

2. TermoGraf

TermoGraf es un simulador termodinámico desarrollado por el Grupo de Didáctica de la Termodinámica de la Universidad de Zaragoza.

Este simulador permite calcular las propiedades termodinámicas dibujando los procesos y los estados en el diagrama termodinámico. Además, se pueden crear gráficas y diagramas termodinámicos, así como configurar el fluido de trabajo (aire, agua, oxígeno, etc.) y el tipo de diagrama (real o ideal), establecer el convenio de signos ($\Delta U = Q + W$ ó $\Delta U = Q - W$), resolver balances de energía y entropías y calcular intercambiadores de calor y rendimientos de ciclos.

El funcionamiento del TermoGraf se basa en el principio de estado, según el cual se pueden calcular todas las propiedades de un estado termodinámico con sólo conocer el valor de dos de ellas, siempre que la sustancia sea pura. Por esta ley, cuando se tiene un estado en un diagrama, aparte de conocer las propiedades representadas en el mismo, se pueden ver todas las demás propiedades.

3. Nociones básicas

En la página web se dispone de varios videos tutoriales que te explican en detalle cómo funciona el programa y las características que tiene.

3.1. Ventana principal

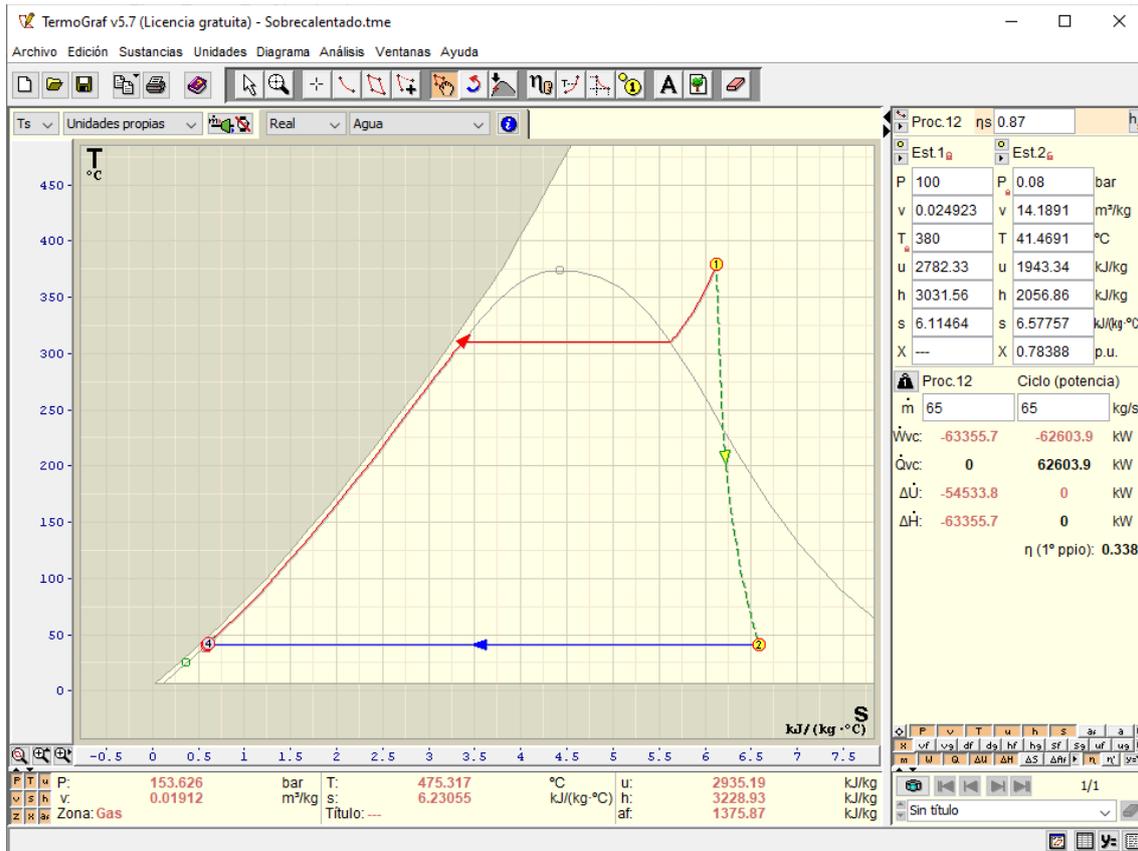


Figura 61: Ventana principal del TermoGraf
Fuente 92: TermoGraf

A la derecha se tiene el panel de propiedades, en él se muestran las propiedades termodinámicas del elemento estudiado. El proceso que se seleccione en el diagrama se representa en amarillo y las propiedades de los estados se reflejan en el panel de propiedades.

En la parte superior se tiene la barra de herramientas que sirve para crear, mostrar y manipular los elementos dibujados en el diagrama. Cada una de ellas tiene una función distinta.

En la parte inferior derecha está el panel de pantallas, se puede trabajar en varios diagramas al mismo tiempo simplemente cambiando entre pantallas por medio de dicha interfaz.

3.2. Configuración inicial

En este apartado se comenzará a elegir el tipo de diagrama, el sistema de unidades y se realizará un análisis del sistema, así como un modelo de cálculo de la sustancia de trabajo, para posteriormente guardarlo en la configuración y cada vez que se inicie el programa, ya estén establecidas dichas condiciones.

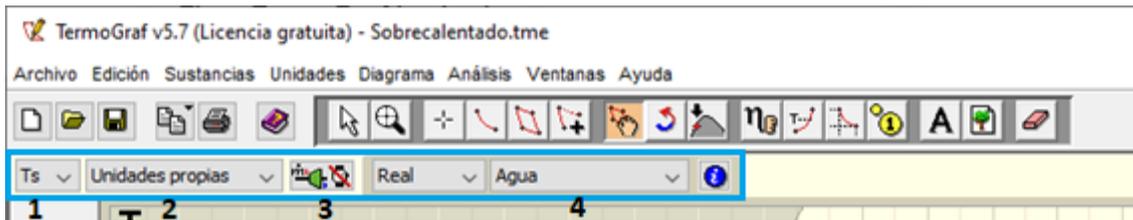


Figura 62: configuración inicial

Fuente 93: ThermoGraf

En la segunda barra de herramientas, se escoge:

1. El tipo de diagrama (pv, Ts, ph, etc)
2. El sistema de unidades con respecto a la unidad de masa con la que se desea trabajar (mol, kilomol, kilogramo, libras)
3. Configuración del análisis el sistema.

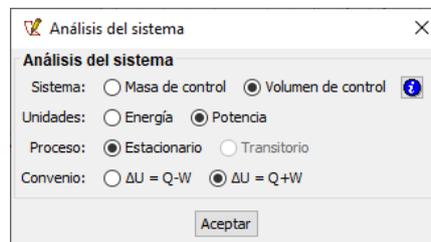


Figura 63: Configuración del análisis del sistema

Fuente 94: ThermoGraf

4. Selección de la sustancia de trabajo.

3.3. Escalas del diagrama

En esta subsección se aprenderá a utilizar las escalas del simulador.

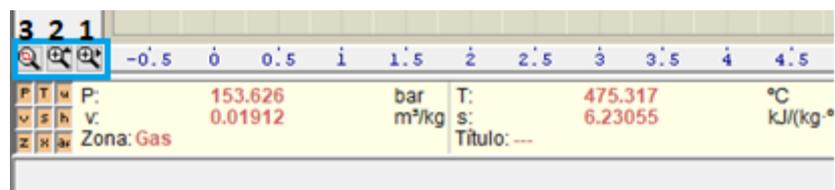


Figura 64: barra de herramienta para las escalas

Fuente 95: ThermoGraf

1. Aumenta o disminuye la escala horizontal
2. Aumenta o disminuye la escala vertical
3. Ajusta la escala a los valores del ciclos para que se vea el diagrama completamente

En la parte izquierda del diagrama aparte de poder variar la escala manualmente, también se puede cambiar a una escala logarítmica o editar la escala como se ve en la figura 5.



Figura 65 y 66: Tipo de escalas y editar máximo y mínimo de la escala
Fuente 96 y 97: TermoGraf

Finalmente, en la barra de herramientas de la parte superior, en el símbolo de la lupa, se puede hacer zoom a una parte del diagrama. Por ejemplo, para ver en mejor detalle la compresión del estado 3 y 4 del diagrama del ciclo de Rankine:

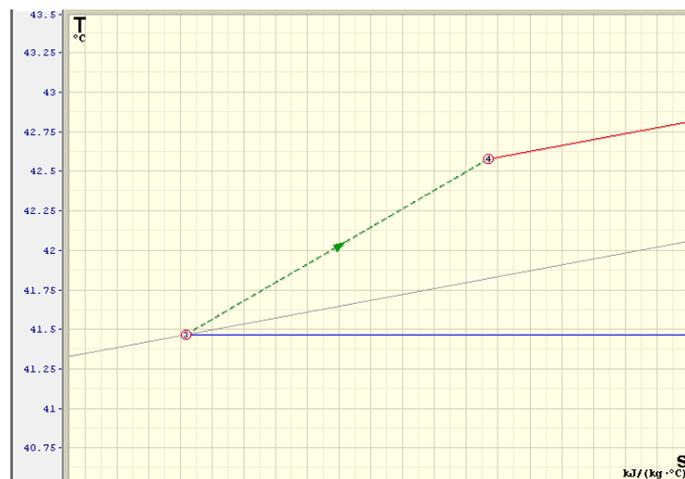


Figura 67: Aplicación del zoom en TermoGraf
Fuente 98: TermoGraf

3.4. Barra de herramientas y panel de propiedades

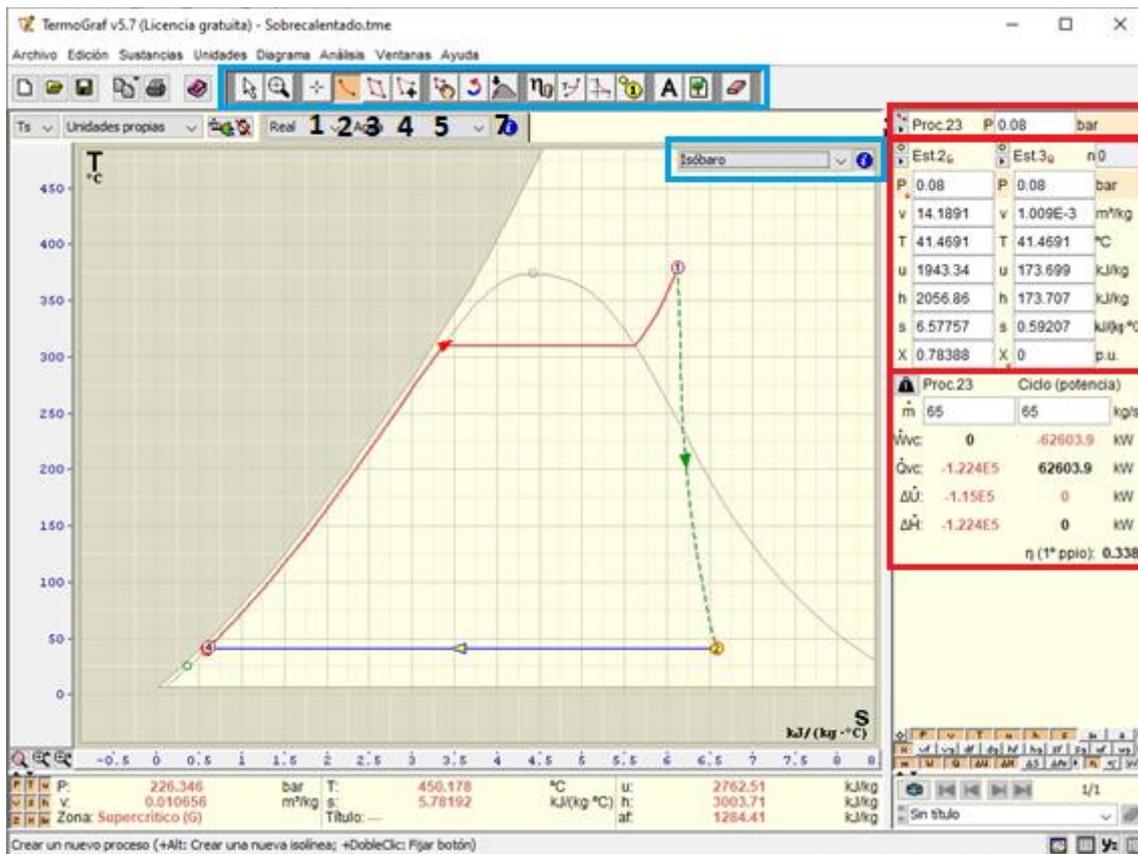


Figura 68: Barra de herramientas y panel de propiedades

Fuente 99: ThermoGraf

Para crear un estado se selecciona la primera herramienta “nuevo estado” de la barra de herramientas. Posteriormente, se pulsa sobre el espacio para dibujar el diagrama y se coloca el estado número 1. Las propiedades termodinámicas, como se mencionó anteriormente, se puede ver en el panel de propiedades de la derecha.

Para crear un proceso, se elige la segunda herramienta de “nuevo proceso” situada en la barra de herramientas. Posteriormente, se elige el tipo de proceso que se quiere crear (isóbaro, isoentrópico, isoterma, etc.). Una vez creado el proceso, en el panel de propiedades, en la parte superior aparece la propiedad principal del proceso creado, en este caso como es isóbaro, la presión. Las demás propiedades del estado inicial y final aparecen en zona del medio. Los balances del proceso y total del ciclo, se representan en el tercer nivel. En este caso, como se tiene un ciclo, se muestra el balance total del ciclo.

La tercera herramienta, permite crear un ciclo. Al igual que con el proceso, en este caso se selecciona el tipo de ciclo a crear (isóbaros-adiabáticos, isóbaros-isotermos, etc. O incluso el ciclo Rankine ideal de potencia o de refrigeración). Las propiedades se muestran de la misma manera que para la creación de un proceso.

Con la cuarta herramienta, se puede añadir un proceso o una ramificación a un ciclo ya realizado. Al añadir una ramificación, hay que tener en cuenta que se debe cumplir con el balance de masa. Por ello, en el panel de propiedades, hay una apartado en el que se permite introducir el caudal másico para el ciclo y para la ramificación.

La quinta, da la posibilidad de modificar o mover un estado o un proceso dibujado en el diagrama.

La séptima, fija un estado a saturación, es decir, obliga a un estado a permanecer sobre la línea de saturación.

3.5. Modificar y ajustar propiedades

Como se mencionó anteriormente, se necesitan dos propiedades para calcular un estado según el principio de estado de una sustancia pura o simple. En el panel de propiedades, se pueden cambiar las propiedades de un estado o de un proceso. Además, se puede variar el tipo de cálculo, para que solo las dos propiedades que se establezcan intervengan en los cálculos, haciendo que las demás se deshabiliten.

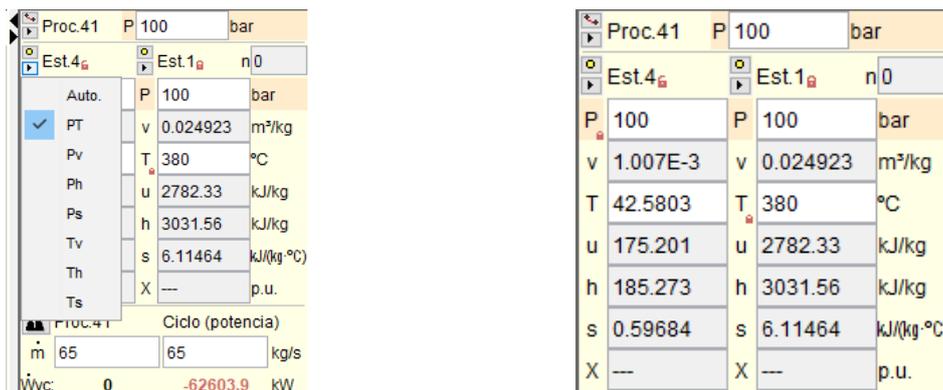


Figura 69 y 70: Tipo de cálculo y propiedades deshabilitadas
Fuente 100 y 101: TermoGraf

En el caso que no se especifique el tipo de cálculo, el simulador viene de manera predeterminada en “automático”, por lo que si solo se introduce una propiedad, el simulador escoge otra propiedad para realizar los cálculos, el orden de prioridad es el siguiente:

1. Otra propiedad introducida por el usuario
2. Otra propiedad que esté fijada para este estado
3. La propiedad característica de los procesos vinculador al estado

3.6. Creación de una tabla de propiedades

La opción “Barrido” permite calcular los valores de un estado según cambian sus propiedades desde el estado inicial a un estado final a través de una serie de datos intermedios. Como

resultado, todos los valores calculados se almacenen en una tabla de propiedades. Para acceder a esa opción, se pulsa con el botón derecho del ratón en el estado del ciclo y se selecciona “barrido de propiedades”.

En ella aparece:

- El estado del ciclo a estudiar y las divisiones que se realizarán.
- La propiedad que se mantendrá fija en todo el barrido.
- El tipo de propiedad que irá variando.
- En el tipo de barrido se deben establecer el valor final, el valor para que finalice el barrido, y el incremento, que es el intervalo en el que se realiza el barrido.

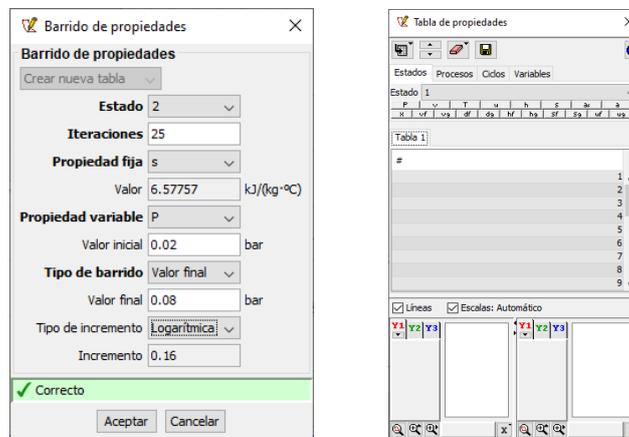


Figura 71 y 72: Barrido de propiedades y tabla de propiedades
Fuente 102 y 103: ThermoGraf

Una vez completadas las condiciones para realizar el barrido, el simulador realiza los cálculos de todos los estados intermedios y crea una tabla de propiedades. Para este caso, se va a variar la presión del estado 2 y se va a calcular el trabajo y el rendimiento del ciclo.

En la parte superior, se eligen las propiedades a representar en las columnas de las tablas. En la parte del estado es escoge el estado 2 y a la propiedad que va variando, la presión. Posteriormente, en la parte de ciclos, se elige el trabajo y el rendimiento para ver cómo ha variado. También, los valores calculados de las columnas se pueden representar gráficamente.

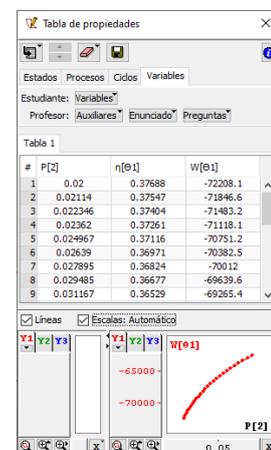


Figura 73: Tabla de propiedades y gráficos
Fuente 104: ThermoGraf

4. Elección del ciclo de potencia

En este capítulo se explicarán los diferentes ciclos de potencias que se han estudiado y cuál es el que se ha tomado para el prediseño de la central solar.

Las hipótesis con las que se ha trabajado para cada uno de los ciclos son:

- Régimen estacionario.
- Los procesos tienen irreversibilidades y el rendimiento isoentrópico de las turbinas y de las bombas se fija en un 87%.
- Los intercambiadores de calor operan en modo adiabático y no se consideran pérdidas de carga en los intercambiadores de calor, por lo tanto el fluido recibe o transfiere el calor a presión constante.
- Las variaciones de energía cinética y potencial son despreciables, de modo que la energía de los flujos másicos viene dada por el término entalpía.

4.1. Ciclo Rankine convencional

En primer lugar, se ha estudiado un ciclo de Rankine convencional, compuesto de una turbina, un condensador y un tren de generación de vapor. Se adjunta el esquema del ciclo con los elementos que lo conforman, así como el diagrama T-s del ciclo y las propiedades termodinámicas de cada uno de los estados.

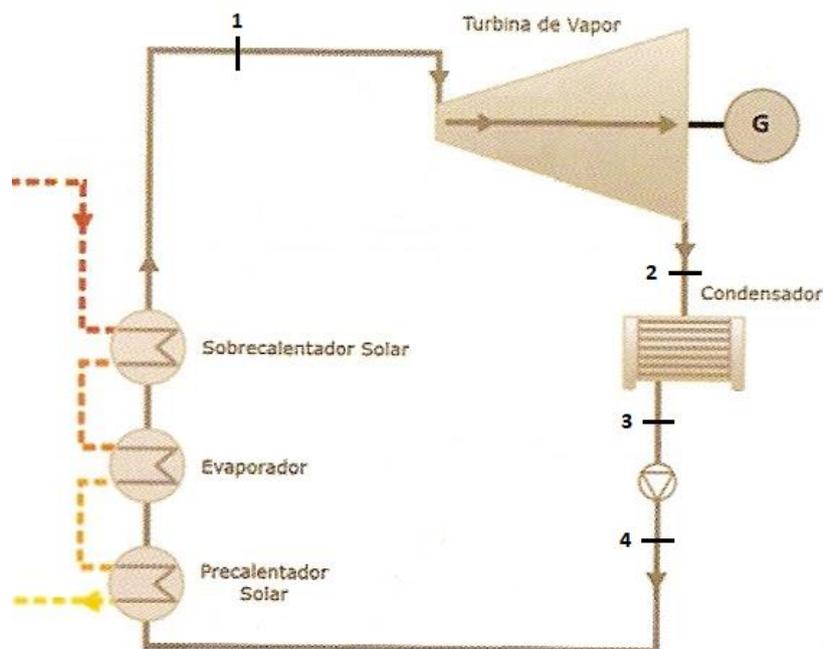


Figura 74: Esquema sobrecalentado

Fuente 105: Elaboración propia basada en la imagen de: desenchufados.net

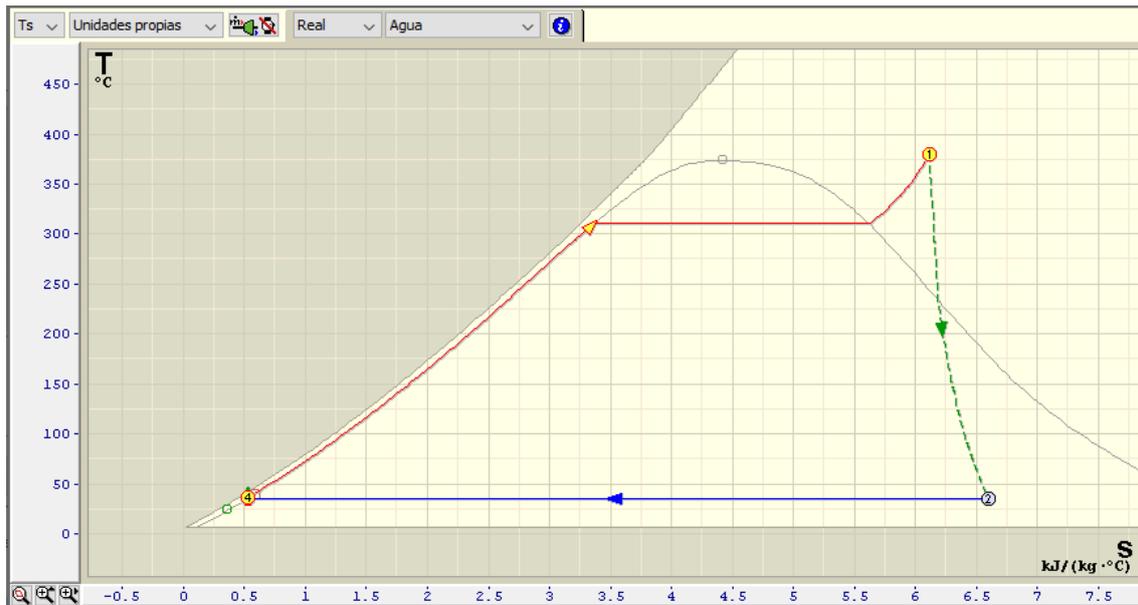


Figura 75: Diagrama T-s de un ciclo Rankine
Fuente 106: TermoGraf

Tabla 32: Propiedades termodinámicas de los estados del ciclo Rankine

Estados	Estados de referencia del ciclo	Caudal másico (kg/s)	Temperatura (°C)	Presión (bar)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía ($\frac{kJ}{kg \cdot K}$)
1	Vapor sobrecalentado	22,68	380	100	3031,56	6,11464
2	Mezcla bifásica (x = 0,78)	22,68	36,12	0,06	2030,98	6,59807
3	Líquido saturado	22,68	36,12	0,06	151,105	0,51962
4	Líquido subenfriado	22,68	37,22	100	162,651	0,52447

Fuente 107: Elaboración propia

Con los datos de cada uno de los estados del ciclo, se pueden obtener las transferencias de potencia y los parámetros globales del ciclo mediante las siguientes ecuaciones:

1. La potencia que genera la turbina viene dada por un balance de energía en la propia turbina:

$$W_{turbina} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = 22,68 \cdot (2030,98 - 3031,56) = -22,70 \text{ MW}$$

2. La potencia que consume la bomba se calcula a partir de un balance de energía en la propia bomba:

$$W_{bomba} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_3) = 22,68 \cdot (162,651 - 151,105) = 0,26 \text{ MW}$$

3. La potencia neta que genera el ciclo es la suma de la potencia generada más la potencia que se consume:

$$W_{ciclo} = W_{turbina} + W_{bomba} = -22,70 + 0,26 = -22,44 \text{ MW}$$

4. El calor entregado al ciclo se obtiene mediante un balance de energía en el tren de generación de vapor:

$$Q_{in} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) = 22,68 \cdot (3031,56 - 162,651) = 65,08 \text{ MW}$$

5. El calor cedido por el ciclo es el que se calcula por medio de un balance de energía en el condensador:

$$Q_{out} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) = 22,68 \cdot (151,105 - 2030,98) = -42,64 \text{ MW}$$

6. Los parámetros globales del ciclo son:
- El rendimiento térmico, que es la relación entre la potencia generada en el ciclo y el calor que recibe el mismo.

$$\eta_{térmico} = \frac{W_{ciclo}}{Q_{in}} = \frac{22,44}{65,08} = 0,345 \rightarrow (34,5\%)$$

- La relación de trabajo es la potencia consumida de la bomba entre la potencia que genera la turbina

$$r_w = \frac{W_{bomba}}{W_{turbina}} = \frac{0,26}{22,70} = 0,012 \rightarrow (1,2\%)$$

Finalmente, con un balance de energía en todo el ciclo se comprueba que se cumple la I Ley de la Termodinámica en la que la energía ni se crea ni se destruye sino se transforma, expresado en su fórmula sería: $\Delta U = Q - W$. En este estudio se ha tomado otro convenio de signos:

$$\Delta U = Q + W = (65,08 - 42,64) + (-22,44) = 0$$

Efectivamente, se cumple la I Ley de la Termodinámica y se da por bueno el cálculo realizado para el ciclo estudiado.

Tabla 33: Potencias, transferencias de calor y parámetros globales del ciclo

Potencias (MW)	
$W_{turbina}$	22,70
W_{bomba}	0,26
W_{ciclo}	22,44
Q_{in}	65,08
Q_{out}	44,14
Parámetros globales	
$\eta_{térmico}$	0,345 34,5%
r_w	0,012 1,2%

Fuente 108: Elaboración propia

4.2. Ciclo de Rankine con recalentador

En segundo lugar, se ha añadido un recalentador entre las dos etapas de la turbina. El esquema y el diagrama T-s del ciclo son de la siguiente forma:

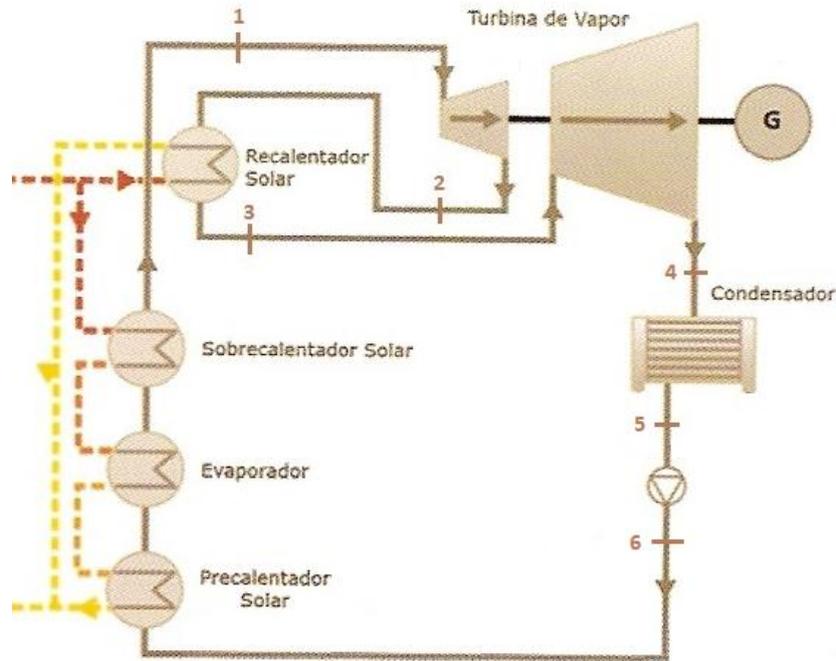


Figura 76: Esquema del ciclo Rankine recalentado

Fuente 109: Elaboración propia basada en la imagen de: desenchufados.net

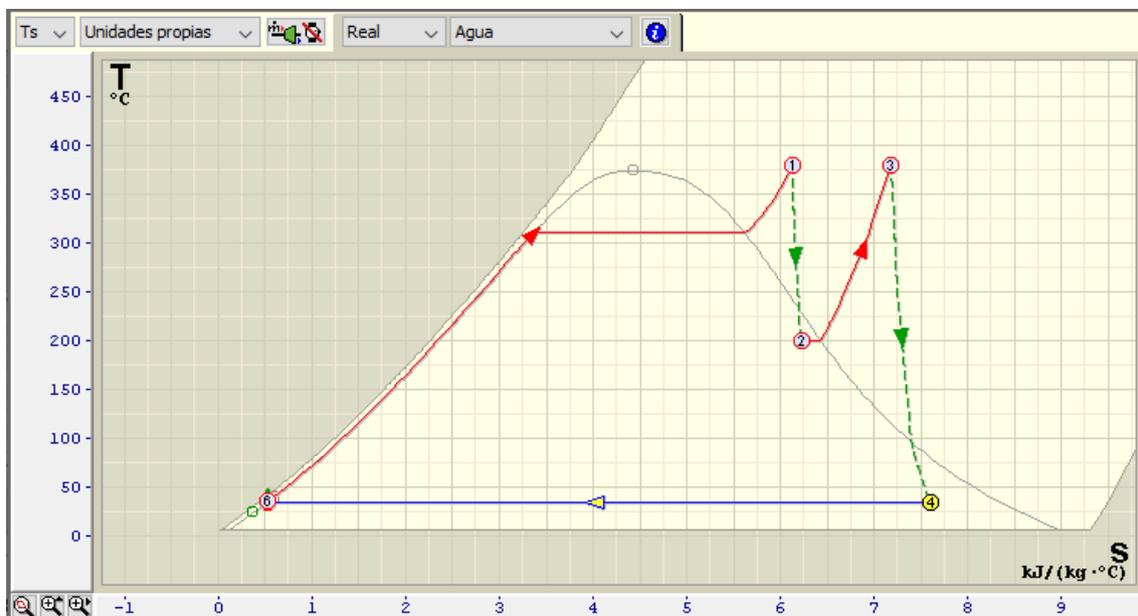


Figura 77: Diagrama T-s de un ciclo Rankine con recalentador

Fuente 110: Elaboración propia

Tabla 34: Propiedades termodinámicas de los estados del ciclo Rankine con recalentador

Estados	Estados de referencia del ciclo	Caudal másico (kg/s)	Temperatura (°C)	Presión (bar)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía ($\frac{kJ}{kg} \cdot K$)
1	Vapor sobrecalentado	19,25	380	100	3031,56	6,11464
2	Mezcla bifásica (x = 0,95)	19,25	201,36	16	2697,64	6,21979
3	Vapor sobrecalentado	19,25	380	16	3209,88	7,17114
4	Mezcla bifásica (x = 0,91)	19,25	36,12	0,06	2338,43	7,59219
5	Líquido saturado	19,25	36,12	0,06	151,105	0,51962
6	Líquido subenfriado	19,25	37,22	100	162,651	0,52447

Fuente 111: Elaboración propia

Las propiedades termodinámicas se obtiene del propio simulador, pero las transferencias de potencia y los parámetros globales del ciclo se calcula mediante balances de energía en los procesos de los cuales se obtienen las siguientes ecuaciones:

1. Potencia generada por la turbina de alta presión:

$$W_{turbina}^{AP} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = 19,25 \cdot (2697,64 - 3031,56) = -6,43 \text{ MW}$$

2. Potencia generada por la turbina de baja presión:

$$W_{turbina}^{BP} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_3) = 19,25 \cdot (2338,43 - 3209,88) = -16,77 \text{ MW}$$

3. Potencia que consume la bomba:

$$W_{bomba} = \dot{m} \cdot (h_6 - h_5) = 19,25 \cdot (162,651 - 151,105) = 0,22 \text{ MW}$$

4. Potencia neta que genera el ciclo:

$$W_{ciclo} = W_{turbina}^{AP} + W_{turbina}^{BP} + W_{bomba}$$

$$W_{ciclo} = -6,43 - 16,77 + 0,22 = -22,98 \text{ MW}$$

5. Calor entregado al ciclo en el tren de generación de vapor:

$$Q_{in}^{gv} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_6) = 19,25 \cdot (3031,56 - 162,651) = 55,22 \text{ MW}$$

6. Calor entregado al ciclo en el recalentador:

$$Q_{in}^{rec} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) = 19,25 \cdot (3209,88 - 2697,64) = 9,86 \text{ MW}$$

7. Calor total que entra en el ciclo

$$Q_{in} = Q_{in}^{gv} + Q_{in}^{rec} = 55,22 + 9,86 = 65,08 \text{ MW}$$

8. Calor cedido por el ciclo:

$$Q_{out} = \dot{m} \cdot (h_5 - h_4) = 19,25 \cdot (151,105 - 2338,43) = -42,1 \text{ MW}$$

9. Los parámetros globales del ciclo son:

- El rendimiento térmico:

$$\eta_{térmico} = \frac{W_{ciclo}}{Q_{in}} = \frac{22,98}{65,08} = 0,353 \rightarrow (35,3\%)$$

- La relación de trabajo:

$$r_w = \frac{W_{bomba}}{W_{turbina}} = \frac{0,22}{6,43 + 16,77} = 0,010 \rightarrow (1,0\%)$$

10. Comprobación que se cumple la I Ley de la Termodinámica:

$$\Delta U = Q + W = (65,08 - 42,1) + (-22,98) = 0$$

Se comprueba que se cumple la I Ley de la Termodinámica, por tanto, es válido el cálculo realizado para el ciclo estudiado.

Tabla 35: Potencias, transferencias de calor y parámetros globales del ciclo

Potencias (MW)	
$W_{turbinas}$	23,20
W_{bomba}	0,22
W_{ciclo}	22,98
$Q_{in} \text{ (tren de vapor)}$	55,22
$Q_{in} \text{ (recalentador)}$	9,86
Q_{out}	42,1
Parámetros globales	
$\eta_{térmico}$	0,353 35,3%
r_w	0,010 1,0%

Fuente 112: Elaboración propia

4.3. Ciclo regenerativo con calentador abierto

En tercer lugar, se ha añadido un calentador abierto al ciclo Rankine convencional, haciéndole una extracción a la turbina. El esquema, el diagrama T-s y las propiedades de los estados son:

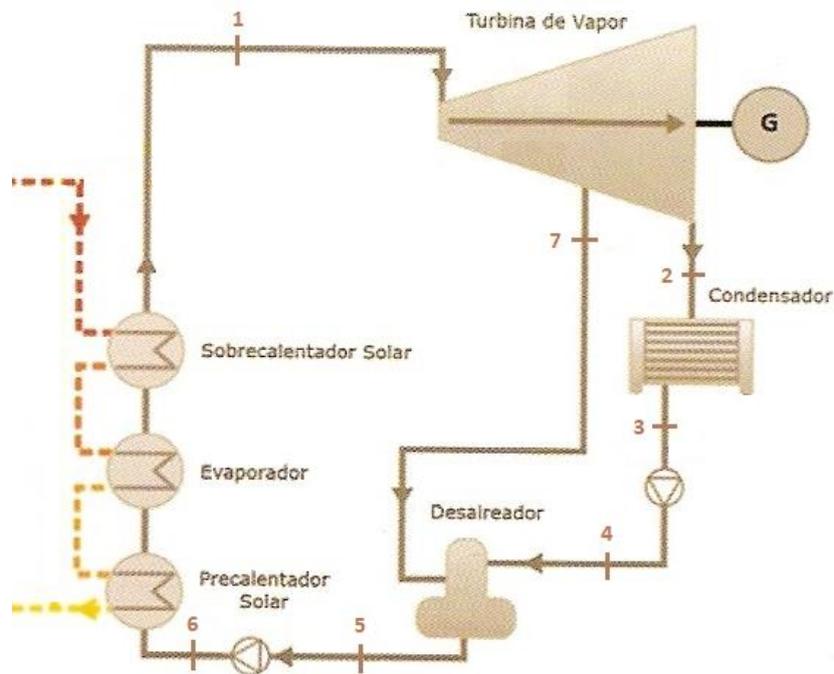


Figura 78: Esquema de un ciclo regenerativo con calentador abierto o desgasificador
Fuente 113: Elaboración propia basada en la imagen de: desenchufados.net

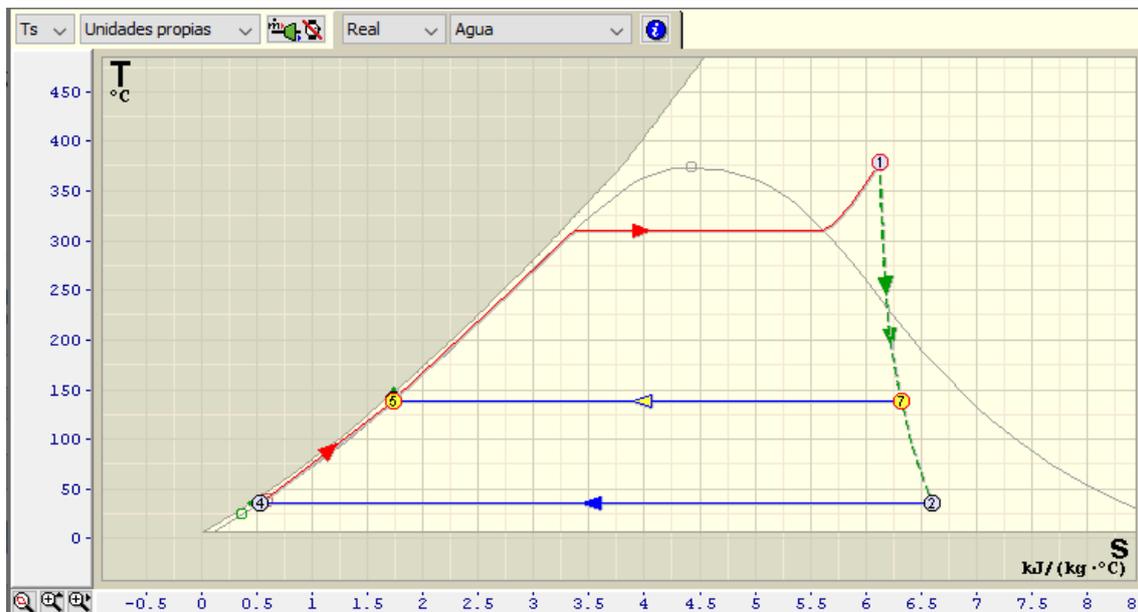


Figura 79: Diagrama T-s de un ciclo regenerativo con calentador abierto o desgasificador
Fuente 114: Elaboración propia

Tabla 36: Propiedades termodinámicas de los estados del ciclo regenerativo con calentador abierto o desgasificador

Estados	Estados de referencia del ciclo	Caudal másico (kg/s)	Temperatura (°C)	Presión (bar)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía ($\frac{kJ}{kg \cdot K}$)
1	Vapor sobrecalentado	26,72	380	100	3031,56	6,11464
2	Mezcla bifásica (x = 0,78)	21,74	36,12	0,06	2030,98	6,59807
3	Líquido saturado	21,74	36,12	0,06	151,105	0,51962
4	Líquido subenfriado	21,74	36,15	3,5	151,503	0,51979
5	Líquido saturado	26,72	138,84	3,5	583,997	1,7271
6	Líquido subenfriado	26,72	140,14	100	595,93	1,73086
7	Mezcla bifásica (x = 0,88)	4,97	138,84	3,5	2474,8	6,31657

Fuente 115: Elaboración propia

En este caso hay que tener en cuenta el balance de masa en el ciclo, puesto que hay un sangrado en la turbina, lo que hace que el caudal másico se reparta en dos.

$$\dot{m} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$$

Dónde:

- \dot{m}_1 es el caudal que va hacia el condensador
- \dot{m}_2 es el caudal que va hacia el desgasificador

Para calcular los caudales másicos se hace un balance de energía en el calentador abierto:

$$\Delta H = 0 \rightarrow \dot{m}_1 \cdot (h_5 - h_7) + \dot{m}_2 \cdot (h_5 - h_4) = 0$$

A partir de estas dos ecuaciones, el balance de masa y el balance de energía, se puede despejar el caudal másico del calentador y luego calcular el caudal del condensador.

$$\dot{m}_2 = \dot{m} \cdot \frac{(h_5 - h_7)}{(h_5 - h_4)} = 26,72 \cdot \frac{(583,99 - 2474,80)}{(583,99 - 151,503)} = 4,97 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m} - \dot{m}_2 = 26,72 - 4,97 = 21,74 \text{ kg/s}$$

De la misma manera que en los anteriores casos, a partir de los balances de energía en cada uno de los procesos se obtienen las ecuaciones:

1. Potencia generada por la turbina:

$$W_{turbina} = W_{1 \rightarrow 2} + W_{1 \rightarrow 7} = \dot{m}_1 \cdot (h_2 - h_1) + \dot{m}_2 \cdot (h_7 - h_1)$$

$$W_{turbina} = 21,74 \cdot (2030,98 - 3031,56) + 4,97 \cdot (2474,80 - 3031,56) = -24,53 \text{ MW}$$

2. Potencia que consume la bomba del condensador:

$$W_{bomba}^{cond.} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_3) = 21,74 \cdot (151,503 - 151,105) = 0,009 \text{ MW}$$

3. Potencia que consume la bomba después del desgasificador:

$$W_{bomba}^{desg.} = \dot{m} \cdot (h_6 - h_5) = 21,74 \cdot (595,934 - 583,997) = 0,32 \text{ MW}$$

4. Potencia neta que genera el ciclo:

$$W_{ciclo} = W_{turbina} + W_{bomba}^{cond.} + W_{bomba}^{desg.}$$

$$W_{ciclo} = -24,53 + 0,009 + 0,32 = -24,20 \text{ MW}$$

5. Balance de energía en el desgasificador

$$\dot{m}_2 \cdot (h_7 - h_5) = \dot{m}_1 \cdot (h_5 - h_4)$$

$$4,97 \cdot (2474,8 - 583,997) = 21,74 \cdot (583,997 - 151,503)$$

$$9404 = 9404 \rightarrow \text{Se cumple}$$

6. Calor entregado al ciclo en el tren de generación de vapor:

$$Q_{in} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_6) = 26,72 \cdot (3031,56 - 595,17) = 65,08 \text{ MW}$$

7. Calor cedido por el ciclo:

$$Q_{out} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) = 21,74 \cdot (151,105 - 2030,98) = -40,88 \text{ MW}$$

8. Los parámetros globales del ciclo son:

- El rendimiento térmico:

$$\eta_{térmico} = \frac{W_{ciclo}}{Q_{in}} = \frac{24,20}{65,08} = 0,372 \rightarrow (37,2\%)$$

- La relación de trabajo:

$$r_w = \frac{W_{bomba}}{W_{turbina}} = \frac{0,33}{24,53} = 0,013 \rightarrow (1,3\%)$$

9. Comprobación que se cumple la I Ley de la Termodinámica:

$$\Delta U = Q + W = (65,08 - 40,88) + (-24,20) = 0$$

Se cumple la I Ley de la Termodinámica, y es válido el cálculo realizado para el ciclo estudiado.

Tabla 37: Potencias, transferencias de calor y parámetros globales del ciclo

Potencias (MW)	
$W_{turbina}$	24,53
W_{bombas}	0,33
W_{ciclo}	24,20
$Q_{in} (tren de vapor)$	65,08
Q_{out}	40,88
Parámetros globales	
$\eta_{térmico}$	0,372 37,2%
r_w	0,013 1,3%

Fuente 116: Elaboración propia

4.4. Ciclo regenerativo con recalentador y calentador abierto

Para el cuarto caso, se han combinado los dos últimos, se ha añadido un calentador abierto y un recalentador al ciclo de Rankine convencional. El esquema, el diagrama T-s y las propiedades de los estados son:

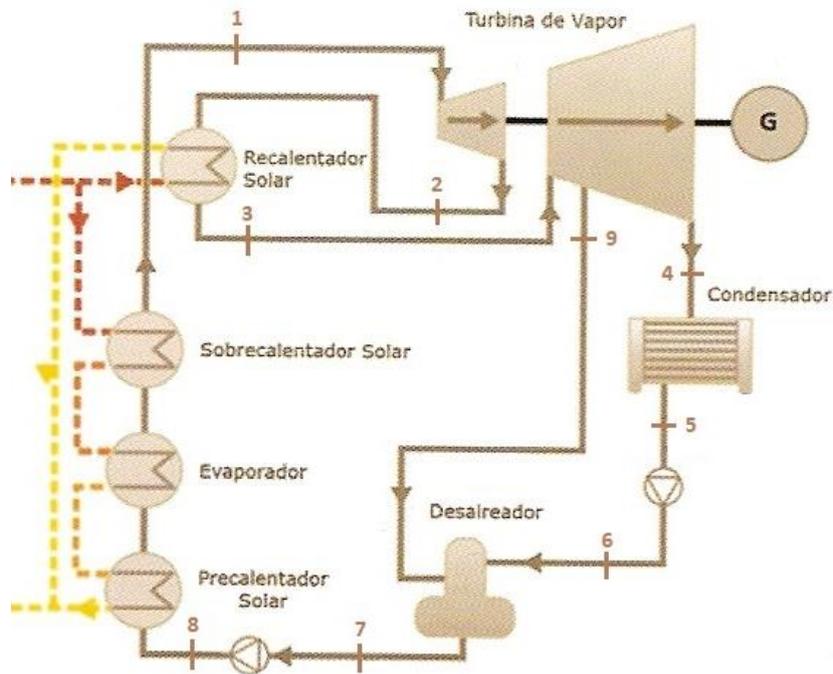


Figura 80: Esquema del ciclo regenerativo con recalentador y calentador abierto

Fuente 117: Elaboración propia basada en la imagen de: desenchufados.net

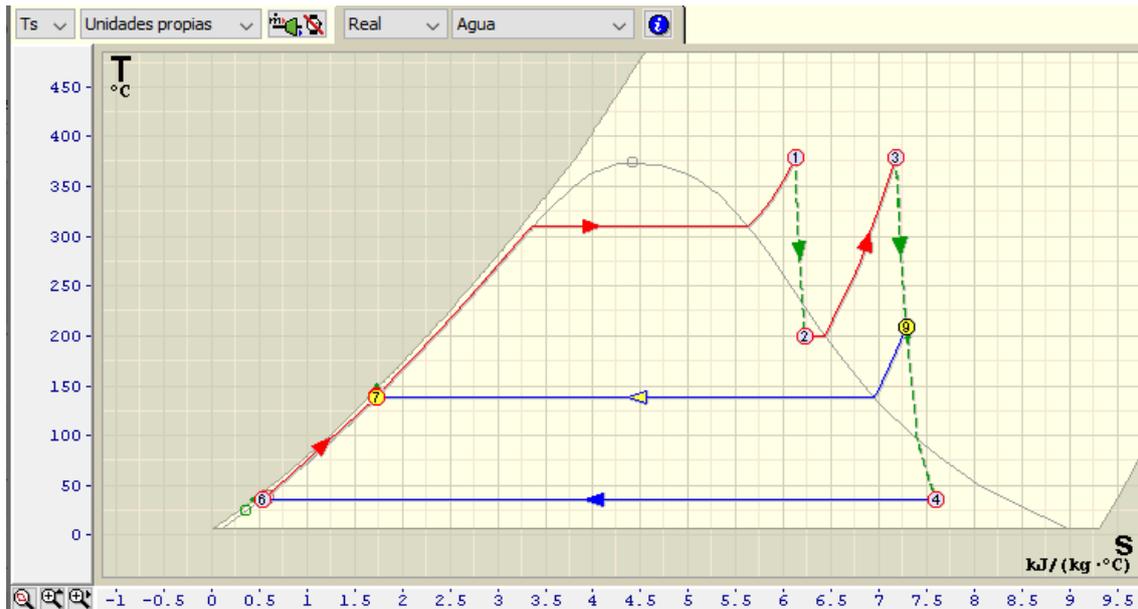


Figura 81: Diagrama T-s de un ciclo regenerativo con recalentador y calentador abierto

Fuente 118: Elaboración propia

Tabla 38: Propiedades termodinámicas de los estados del ciclo regenerativo con recalentador y calentador abierto

Estados	Estados de referencia del ciclo	Caudal másico (kg/s)	Temperatura (°C)	Presión (bar)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía ($\frac{kJ}{kg \cdot K}$)
1	Vapor sobrecalentado	22,08	380	100	3031,56	6,11464
2	Mezcla bifásica (x = 0,95)	22,08	201,4	16	2697,64	6,21979
3	Vapor sobrecalentado	22,08	380	16	3209,88	7,17114
4	Mezcla bifásica (x = 0,91)	19,23	36,12	0,06	2338,43	7,59219
5	Líquido saturado	18,58	36,12	0,06	151,105	0,51962
6	Líquido subenfriado	18,58	36,15	3,5	151,503	0,51979
7	Líquido saturado	22,08	138,8	3,5	583,99	1,7271
8	Líquido subenfriado	22,08	140,1	100	595,93	1,73086
9	Vapor sobrecalentado	3,50	209,2	3,5	2881,24	7,27553

Fuente 119: Elaboración propia

Sabiendo que el balance de masa en el ciclo es:

$$\dot{m} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$$

Dónde:

- \dot{m}_1 es el caudal que va hacia el condensador

- \dot{m}_2 es el caudal que va hacia el desgasificador

Se calculan los caudales mediante el balance de energía en el desgasificador y el balance de masa mencionado anteriormente:

$$\Delta H = 0 \rightarrow \dot{m}_1 \cdot (h_7 - h_9) + \dot{m}_2 \cdot (h_7 - h_6) = 0$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m} \cdot \frac{(h_7 - h_9)}{(h_7 - h_6)} = 22,08 \cdot \frac{(583,99 - 2881,24)}{(583,99 - 151,503)} = 3,50 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m} - \dot{m}_2 = 22,08 - 3,50 = 18,58 \text{ kg/s}$$

De la misma manera que en los anteriores casos, a partir de los balances de energía en cada uno de los procesos se obtienen las ecuaciones:

1. Potencia generada por la turbina de alta presión:

$$W_{turbina}^{AP} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = 22,08 \cdot (2697,64 - 3031,56) = -7,37 \text{ MW}$$

2. Potencia generada por la turbina de baja presión:

$$W_{turbina}^{BP} = W_{3 \rightarrow 4} + W_{3 \rightarrow 9} = \dot{m}_1 \cdot (h_4 - h_3) + \dot{m}_2 \cdot (h_9 - h_3)$$

$$W_{turbina}^{BP} = 18,58 \cdot (2338,43 - 3209,88) + 3,50 \cdot (2881,24 - 3209,88) = -17,34 \text{ MW}$$

3. Potencia que consume la bomba del condensador:

$$W_{bomba}^{cond.} = \dot{m}_1 \cdot (h_6 - h_5) = 18,58 \cdot (151,503 - 151,105) = 0,007 \text{ MW}$$

4. Potencia que consume la bomba después del desgasificador:

$$W_{bomba}^{desg.} = \dot{m} \cdot (h_8 - h_7) = 22,08 \cdot (595,93 - 583,997) = 0,26 \text{ MW}$$

5. Potencia neta que genera el ciclo:

$$W_{ciclo} = W_{turbina}^{AP} + W_{turbina}^{BP} + W_{bomba}^{cond.} + W_{bomba}^{desg.}$$

$$W_{ciclo} = -7,37 - 17,34 + 0,007 + 0,26 = -24,44 \text{ MW}$$

6. Balance de energía en el desgasificador

$$\dot{m}_2 \cdot (h_7 - h_9) = \dot{m}_1 \cdot (h_7 - h_6)$$

$$3,50 \cdot (583,997 - 2881,24) = 18,58 \cdot (583,997 - 151,503)$$

$$8034 = 8034 \rightarrow \text{Se cumple}$$

7. Calor entregado al ciclo en el tren de generación de vapor:

$$Q_{in}^{gv} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_8) = 22,08 \cdot (3031,56 - 595,93) = 53,77 \text{ MW}$$

8. Calor entregado al ciclo en el recalentador:

$$Q_{in}^{rec} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) = 22,08 \cdot (3209,88 - 2697,64) = 11,31 \text{ MW}$$

9. Calor cedido por el ciclo:

$$Q_{out} = \dot{m}_1 \cdot (h_5 - h_4) = 18,58 \cdot (151,105 - 2338,43) = -40,64 \text{ MW}$$

10. Los parámetros globales del ciclo son:

- El rendimiento térmico:

$$\eta_{t\acute{e}rmico} = \frac{W_{ciclo}}{Q_{in}} = \frac{24,44}{65,08} = 0,376 \rightarrow (37,6\%)$$

- La relación de trabajo:

$$r_w = \frac{W_{bomba}}{W_{turbina}} = \frac{0,27}{24,71} = 0,011 \rightarrow (1,1\%)$$

11. Comprobación que se cumple la I Ley de la Termodinámica:

$$\Delta U = Q + W = (65,08 - 40,64) + (-24,44) = 0$$

Se cumple la I Ley de la Termodinámica y se da por bueno el cálculo realizado para el ciclo estudiado.

Tabla 39: Potencias, transferencias de calor y parámetros globales del ciclo

Potencias (MW)	
$W_{turbinas}$	24,71
W_{bombas}	0,27
W_{ciclo}	24,44
$Q_{in} \text{ (tren de vapor)}$	53,77
$Q_{in} \text{ (recalentador)}$	11,31
Q_{out}	40,64
Parámetros globales	
$\eta_{t\acute{e}rmico}$	0,376 37,6%
r_w	0,011 1,1%

Fuente 120: Elaboración propia

4.5. Ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y calentador cerrado con drenaje a la línea de alta presión

Para este caso, al estudio anterior, se le ha añadido un calentador cerrado con drenaje hacia la línea de alta presión. El esquema, el diagrama T-s y las propiedades de los estados son:

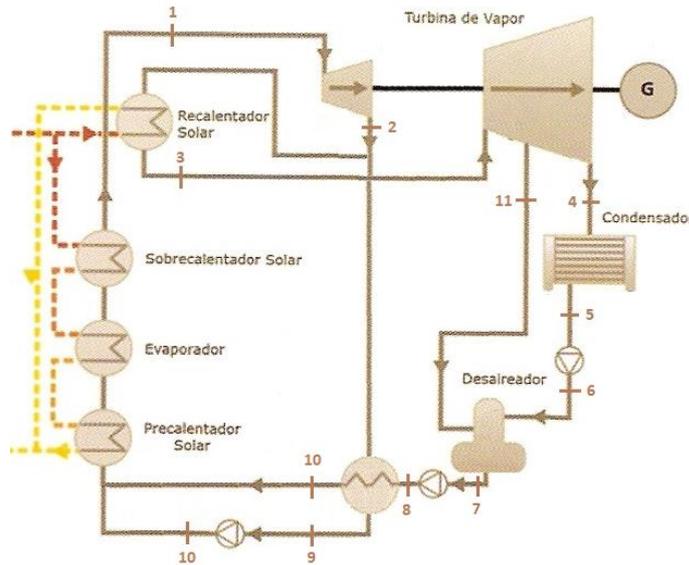


Figura 82: Esquema del ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y calentador cerrado con drenaje a línea de alta presión

Fuente 121: Elaboración propia basada en la imagen de: desenchufados.net

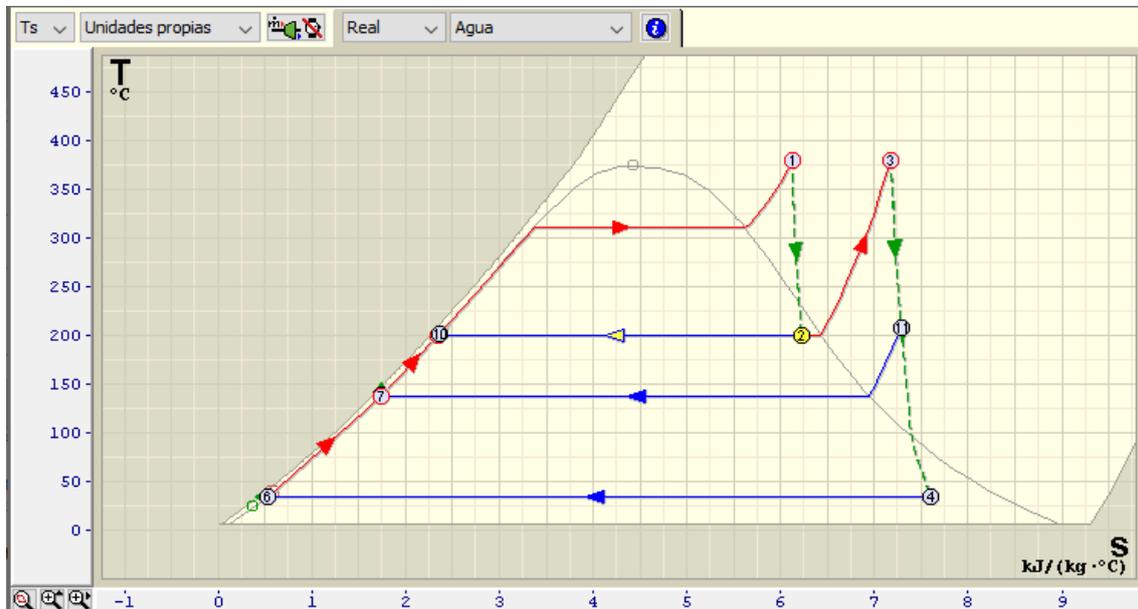


Figura 83: Diagrama T-s de un ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y cerrado con drenaje a línea de alta presión

Fuente 122: Elaboración propia

Tabla 40: Propiedades termodinámicas de los estados del ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y calentador cerrado con drenaje a línea de alta presión

Estados	Estados de referencia del ciclo	Caudal másico (kg/s)	Temperatura (°C)	Presión (bar)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía ($\frac{kJ}{kg} \cdot K$)
1	Vapor sobrecalentado	24,959	380	100	3031,56	6,11464
2	Mezcla bifásica (x = 0,95)	24,959	201,4	16	2697,64	6,21979
3	Vapor sobrecalentado	21,721	380	16	3209,88	7,17114
4	Mezcla bifásica (x = 0,91)	18,280	36,12	0,06	2338,19	7,5914
5	Líquido saturado	18,280	36,12	0,06	151,105	0,51962
6	Líquido subenfriado	18,280	36,15	3,5	151,503	0,51979
7	Líquido saturado	21,721	138,8	3,5	583,99	1,7271
8	Líquido subenfriado	21,721	140,1	100	595,93	1,73086
9	Líquido saturado	3,238	201,36	16	858,858	2,34469
10	Líquido subenfriado	24,9593	202,58	100	870,004	2,34774
11	Vapor sobrecalentado	3,441	209,2	3,5	2881,24	7,27553

Fuente 123: Elaboración propia

Como en el anterior caso, hay que tener en cuenta los balances de masa en el ciclo:

$$\dot{m} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_4$$

Dónde:

- \dot{m} es el caudal total del ciclo
- \dot{m}_1 es el caudal que va hacia el calentador cerrado
- \dot{m}_2 es el caudal que va hacia el recalentador
- \dot{m}_3 es el caudal que va hacia el calentador abierto
- \dot{m}_4 es el caudal que va hacia el condensador

Las fracciones de vapor extraído se determinan a partir de los balances de masa y energía de los calentadores de agua de alimentación, abierto y cerrado. Hay que distinguir en dos grupos los calentadores de una central termoeléctrica:

- Los calentadores de alta presión están alimentados por las extracciones de la turbina de alta presión. La presión del fluido es la misma que la presión de entrada al generador de

vapor. El drenaje se puede hacer hacia el desgasificador (calentador abierto) mediante una válvula o hacia la línea de alta presión mediante una bomba.

- Los calentadores de baja presión están alimentados por las extracciones de la turbina de baja presión. La presión del fluido es la misma que la presión a la salida del condensador. El drenaje se puede hacer hacia el condensador mediante una válvula o hacia la línea de alta presión mediante una bomba.

Sabiendo que el caudal másico del ciclo es: $\dot{m}_0 = 24,959 \text{ kg/s}$

Calentador cerrado de alta presión

$$\Delta H = 0 \rightarrow \dot{m}_1 \cdot (h_9 - h_2) + \dot{m}_2 \cdot (h_{10} - h_8) = 0$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m} \cdot \frac{(h_{10} - h_8)}{(h_2 - h_9) + (h_{10} - h_8)} = 24,959 \cdot \frac{(870,004 - 595,934)}{(2697,64 - 858,858) + (870,004 - 595,934)}$$

$$\dot{m}_1 = 3,238 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m} - \dot{m}_1 = 24,959 - 3,328 = 21,721 \text{ kg/s}$$

Calentador abierto

$$\Delta H = 0 \rightarrow \dot{m}_3 \cdot h_{11} + \dot{m}_4 \cdot h_6 - \dot{m}_2 \cdot h_7 = 0$$

$$\dot{m}_3 \cdot h_{11} + (\dot{m} - \dot{m}_1 - \dot{m}_3) \cdot h_6 - \dot{m}_2 \cdot h_7 = 0$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 \cdot \frac{(h_7 - h_6)}{(h_{11} - h_6)} = 21,721 \cdot \frac{(583,99 - 151,503)}{(2881,24 - 151,503)} = 3,441 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_2 - \dot{m}_3 = \dot{m} - \dot{m}_1 - \dot{m}_3 = 24,9593 - 3,328 - 3,441 = 18,280 \text{ kg/s}$$

De la misma manera que en los anteriores casos, a partir de los balances de energía en cada uno de los procesos se obtienen las ecuaciones:

1. Potencia generada por la turbina de alta presión:

$$W_{turbina}^{AP} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = 24,959 \cdot (2697,64 - 3031,56) = -8,33 \text{ MW}$$

2. Potencia generada por la turbina de baja presión:

$$W_{turbina}^{BP} = W_{3 \rightarrow 4} + W_{3 \rightarrow 9} = \dot{m}_3 \cdot (h_{11} - h_3) + \dot{m}_4 \cdot (h_4 - h_3)$$

$$W_{turbina}^{BP} = 3,441 \cdot (2881,24 - 3209,88) + 18,280 \cdot (2338,19 - 3209,88) = -17,06 \text{ MW}$$

3. Potencia que consume la bomba del condensador:

$$W_{bomba}^{cond.} = \dot{m}_4 \cdot (h_6 - h_5) = 18,280 \cdot (151,503 - 151,105) = 0,007 \text{ MW}$$

4. Potencia que consume la bomba después del calentador abierto:

$$W_{bomba}^{abierto} = \dot{m}_2 \cdot (h_8 - h_7) = 21,721 \cdot (595,93 - 583,997) = 0,26 \text{ MW}$$

5. Potencia que consume la bomba después del calentador cerrado:

$$W_{bomba}^{cerrado} = \dot{m}_1 \cdot (h_{10} - h_9) = 3,238 \cdot (870,004 - 858,858) = 0,36 \text{ MW}$$

6. Potencia neta que genera el ciclo:

$$W_{ciclo} = W_{turbina}^{AP} + W_{turbina}^{BP} + W_{bomba}^{cond.} + W_{bomba}^{desg.}$$

$$W_{ciclo} = -8,33 - 17,06 + 0,007 + 0,26 + 0,36 = -25,10 \text{ MW}$$

7. Balance de energía en el calentador abierto

$$\dot{m}_3 \cdot h_{11} + \dot{m}_4 \cdot h_6 = \dot{m}_2 \cdot h_7$$

$$3,441 \cdot 2881,24 + 18,280 \cdot 151,503 = 21,721 \cdot 583,997$$

$$12\ 685 = 12\ 685 \rightarrow \textit{Se cumple}$$

8. Balance de energía en el calentador cerrado

$$\dot{m}_1 \cdot h_2 + \dot{m}_2 \cdot h_8 = \dot{m}_1 \cdot h_9 + \dot{m}_2 \cdot h_{10} \rightarrow \dot{m}_1 \cdot (h_2 - h_9) = \dot{m}_2 \cdot (h_{10} - h_8)$$

$$3,238 \cdot (2697,64 - 858,858) = 21,721 \cdot (870,004 - 595,934)$$

$$5\ 953 = 5\ 953 \rightarrow \textit{Se cumple}$$

9. Calor entregado al ciclo en el tren de generación de vapor:

$$Q_{in}^{gv} = \dot{m}_0 \cdot (h_1 - h_{10}) = 24,959 \cdot (3031,56 - 870,004) = 53,95 \text{ MW}$$

10. Calor entregado al ciclo en el recalentador:

$$Q_{in}^{rec} = \dot{m}_2 \cdot (h_3 - h_2) = 21,721 \cdot (3209,88 - 2697,64) = 11,13 \text{ MW}$$

11. Calor cedido por el ciclo:

$$Q_{out} = \dot{m}_4 \cdot (h_5 - h_4) = 18,280 \cdot (151,105 - 2338,43) = -39,98 \text{ MW}$$

12. Los parámetros globales del ciclo son:

- El rendimiento térmico:

$$\eta_{\text{t\u00e9rmico}} = \frac{W_{\text{ciclo}}}{Q_{\text{in}}} = \frac{25,10}{65,08} = 0,386 \rightarrow (38,6\%)$$

- La relaci\u00f3n de trabajo:

$$r_w = \frac{W_{\text{bomba}}}{W_{\text{turbina}}} = \frac{0,30}{25,40} = 0,010 \rightarrow (1,0\%)$$

13. Comprobaci\u00f3n que se cumple la I Ley de la Termodin\u00e1mica:

$$\Delta U = Q + W = (65,08 - 39,98) + (-25,10) = 0$$

Se comprueba que se cumple la I Ley de la Termodin\u00e1mica dando por bueno el c\u00e1lculo realizado para este ciclo.

Tabla 41: Potencias, transferencias de calor y par\u00e1metros globales del ciclo

Potencias (MW)		
W_{turbinas}	25,40	
W_{bombas}	0,30	
W_{ciclo}	25,10	
$Q_{\text{in (tren de vapor)}}$	53,95	
$Q_{\text{in (recalentador)}}$	11,13	
Q_{out}	39,98	
Par\u00e1metros globales		
$\eta_{\text{t\u00e9rmico}}$	0,386	38,6%
r_w	0,010	1,0%

Fuente 124: Elaboraci\u00f3n propia

4.6. Ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y calentador cerrado con drenaje al condensador

Para este estudio se ha cambiado de lugar el calentador cerrado, en lugar de hacer una extracción en la turbina de vapor de alta presión, se hace en la de baja. Este calentador tiene un drenaje hacia el condensador. El esquema, el diagrama T-s y las propiedades de los estados son:

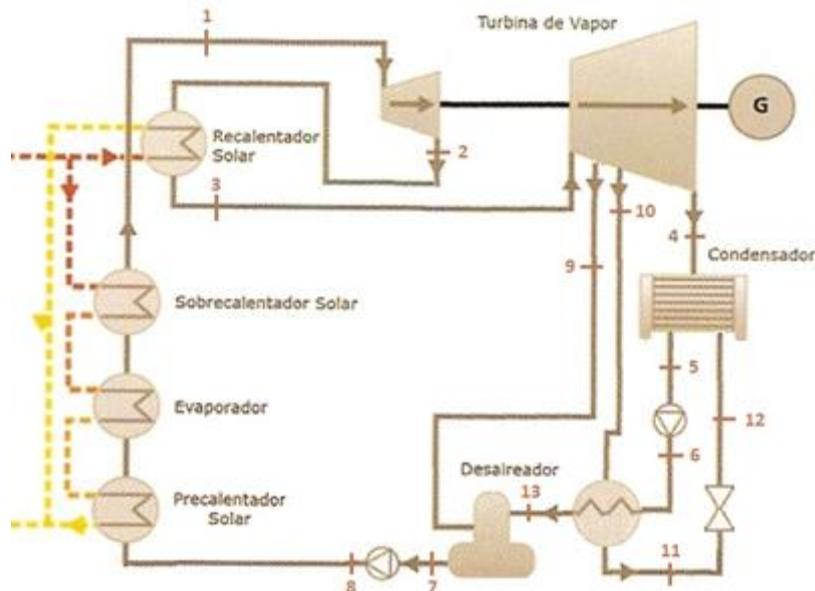


Figura 84: Esquema del ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y calentador cerrado con drenaje al condensador

Fuente 125: Elaboración propia basada en la imagen de: desenchufados.net

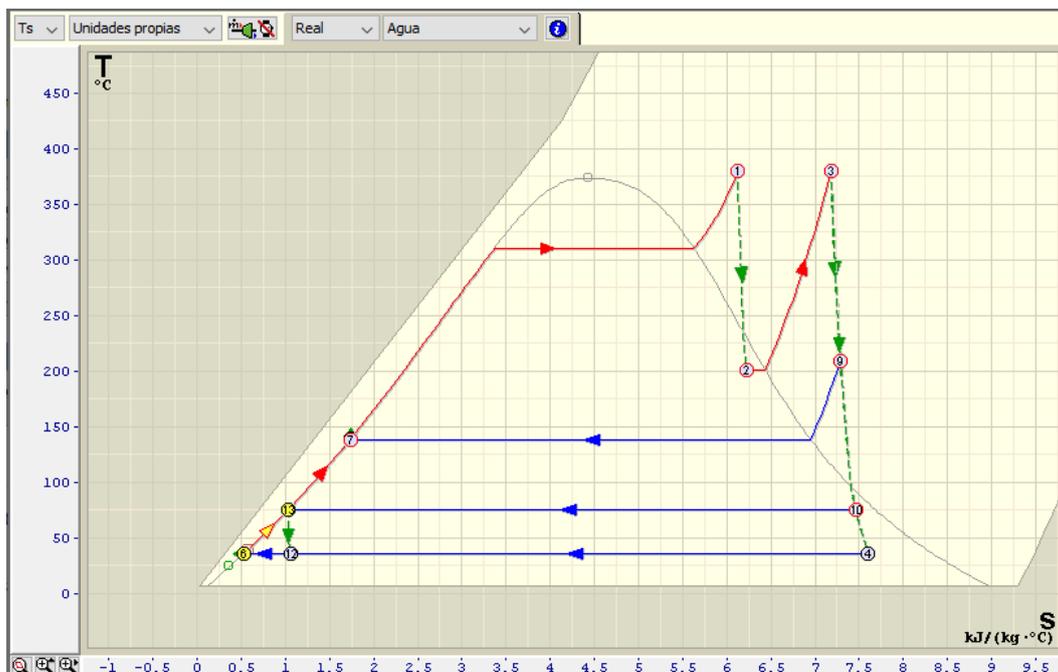


Figura 85: Diagrama T-s de un ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y cerrado con drenaje al condensador

Fuente 126: Elaboración propia
Tabla 42: Propiedades termodinámicas de los estados del ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y cerrado con drenaje al condensador

Estados	Estados de referencia del ciclo	Caudal másico (kg/s)	Temperatura ($^{\circ}C$)	Presión (bar)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía ($\frac{kJ}{kg} \cdot K$)
1	Vapor sobrecalentado	22,08	380	100	3031,56	6,11464
2	Mezcla bifásica ($x = 0,95$)	22,08	201,4	16	2697,64	6,21979
3	Vapor sobrecalentado	22,08	380	16	3209,88	7,17114
4	Mezcla bifásica ($x = 0,91$)	18,31	36,12	0,06	2338,19	7,5914
5	Líquido saturado	19,79	36,12	0,06	151,105	0,51962
6	Líquido subenfriado	19,79	36,15	3,5	151,503	0,51979
7	Líquido saturado	22,08	138,8	3,5	583,99	1,7271
8	Líquido subenfriado	22,08	140,1	100	595,93	1,73086
9	Vapor sobrecalentado	2,29	209,19	3,5	2881,24	7,27553
10	Mezcla bifásica ($x=0,97$)	1,48	75,82	0,4	2559,25	7,44973
11	Líquido saturado	1,48	75,82	0,4	318,38	1,02842
12	Mezcla bifásica	1,48	36,12	0,06	318,38	1,06049
13	Líquido saturado	19,79	75,82	3,5	318,589	1,02811

Fuente 127: Elaboración propia

Teniendo en cuenta los balances de masa en el ciclo:

$$\dot{m}_0 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3$$

Dónde:

- \dot{m}_0 es el caudal total del ciclo
- \dot{m}_1 es el caudal que va hacia el calentador abierto
- \dot{m}_2 es el caudal que va hacia el calentador cerrado
- \dot{m}_3 es el caudal que va hacia el condensador
- \dot{m}_4 es el caudal que va hacia el calentador abierto

Las fracciones de vapor extraído se determinan a partir de los balances de masa y energía de los calentadores de agua de alimentación, abierto y cerrado.

Sabiendo que el caudal másico del ciclo es: $\dot{m}_0 = 22,08 \text{ kg/s}$

Calentador abierto

$$\Delta H = 0 \rightarrow \dot{m}_1 \cdot h_9 + \dot{m}_4 \cdot h_{13} - \dot{m}_0 \cdot h_7 = 0$$

$$\dot{m}_1 \cdot h_9 + (\dot{m}_0 - \dot{m}_1) \cdot h_{13} - \dot{m}_0 \cdot h_7 = 0$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_0 \cdot \frac{(h_7 - h_{13})}{(h_9 - h_{13})} = 22,08 \cdot \frac{(583,997 - 318,589)}{(2881,24 - 318,589)} = 2,29 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_0 - \dot{m}_1 = 22,08 - 2,29 = 19,79 \text{ kg/s}$$

Calentador cerrado de baja presión

$$\Delta H = 0 \rightarrow \dot{m}_2 \cdot (h_{11} - h_{10}) + \dot{m}_4 \cdot (h_{13} - h_6) = 0$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_0 \cdot \frac{(h_6 - h_{13})}{(h_{11} - h_{10})} = 22,08 \cdot \frac{(151,503 - 318,589)}{(318,38 - 2559,25)}$$

$$\dot{m}_2 = 1,48 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_0 - \dot{m}_1 - \dot{m}_2 = 22,08 - 2,29 - 1,48 = 18,31 \text{ kg/s}$$

De la misma manera que en los anteriores casos, a partir de los balances de energía en cada uno de los procesos se obtienen las ecuaciones:

14. Potencia generada por la turbina de alta presión:

$$W_{turbina}^{AP} = \dot{m}_0 \cdot (h_2 - h_1) = 22,08 \cdot (2697,64 - 3031,56) = -7,37 \text{ MW}$$

15. Potencia generada por la turbina de baja presión:

$$W_{turbina}^{BP} = W_{3 \rightarrow 4} + W_{3 \rightarrow 10} + W_{3 \rightarrow 9} = \dot{m}_3 \cdot (h_4 - h_3) + \dot{m}_2 \cdot (h_{10} - h_3) + \dot{m}_1 \cdot (h_9 - h_3)$$

$$W_{turbina}^{BP} = 18,31 \cdot (2338,43 - 3209,88) + 1,48 \cdot (2559,934 - 3209,88) + 2,29 \cdot (2881,24 - 3209,88) = -17,67 \text{ MW}$$

16. Potencia que consume la bomba del condensador:

$$W_{bomba}^{cond.} = \dot{m}_4 \cdot (h_6 - h_5) = 19,79 \cdot (151,503 - 151,105) = 0,008 \text{ MW}$$

17. Potencia que consume la bomba después del calentador abierto:

$$W_{bomba}^{abierto} = \dot{m}_0 \cdot (h_8 - h_7) = 22,08 \cdot (595,93 - 583,997) = 0,26 \text{ MW}$$

18. Potencia neta que genera el ciclo:

$$W_{ciclo} = W_{turbina}^{AP} + W_{turbina}^{BP} + W_{bomba}^{cond.}$$

$$W_{ciclo} = -7,37 - 17,67 + 0,008 + 0,26 = -24,77 \text{ MW}$$

19. Balance de energía en el calentador abierto

$$\dot{m}_1 \cdot h_9 + \dot{m}_4 \cdot h_{13} = \dot{m}_0 \cdot h_7$$

$$2,29 \cdot 2881,24 + 19,79 \cdot 318,589 = 22,08 \cdot 583,997$$

$$12\,892 = 12\,892 \rightarrow \textit{Se cumple}$$

20. Balance de energía en el calentador cerrado

$$\dot{m}_2 \cdot h_{10} + \dot{m}_4 \cdot h_6 = \dot{m}_2 \cdot h_{11} + \dot{m}_4 \cdot h_{13} \rightarrow \dot{m}_2 \cdot (h_{10} - h_{11}) = \dot{m}_4 \cdot (h_{13} - h_6)$$

$$1,48 \cdot (2559,25 - 318,38) = 19,79 \cdot (318,589 - 151,503)$$

$$3\,306 = 3\,306 \rightarrow \textit{Se cumple}$$

21. Calor entregado al ciclo en el tren de generación de vapor:

$$Q_{in}^{gv} = \dot{m}_0 \cdot (h_1 - h_8) = 22,08 \cdot (3031,56 - 595,934) = 53,77 \text{ MW}$$

22. Calor entregado al ciclo en el recalentador:

$$Q_{in}^{rec} = \dot{m}_0 \cdot (h_3 - h_2) = 22,08 \cdot (3209,88 - 2697,64) = 11,31 \text{ MW}$$

23. Calor cedido por el ciclo:

$$Q_{out} = \dot{m}_3 \cdot (h_{12} - h_4) + \dot{m}_4 \cdot (h_{12} - h_5)$$

$$Q_{out} = 18,31 \cdot (318,38 - 2338,43) + 19,79 \cdot (318,38 - 151,105) = -40,30 \text{ MW}$$

24. Los parámetros globales del ciclo son:

- El rendimiento térmico:

$$\eta_{térmico} = \frac{W_{ciclo}}{Q_{in}} = \frac{24,77}{65,08} = 0,381 \rightarrow (38,1\%)$$

- La relación de trabajo:

$$r_w = \frac{W_{bomba}}{W_{turbina}} = \frac{0,27}{25,04} = 0,011 \rightarrow (1,1\%)$$

25. Comprobación que se cumple la I Ley de la Termodinámica:

$$\Delta U = Q + W = (65,08 - 40,30) + (-24,77) = 0$$

Se cumple la I Ley de la Termodinámica y se da por bueno el cálculo realizado para el ciclo estudiado.

Tabla 43: Potencias, transferencias de calor y parámetros globales del ciclo

Potencias (MW)	
$W_{turbinas}$	25,04
W_{bombas}	0,27
W_{ciclo}	24,77
$Q_{in} (tren de vapor)$	53,77
$Q_{in} (recalentador)$	11,31
Q_{out}	40,30
Parámetros globales	
$\eta_{térmico}$	0,381 38,1%
r_w	0,010 1,1%

Fuente 128: Elaboración propia

4.7. Ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y dos calentadores de tipo cerrado con drenaje a calentador abierto y al condensador

Finalmente, al caso de estudio anterior, se ha añadido un calentador cerrado de alta presión con drenaje hacia el desgasificador. El esquema, diagrama T-s y las propiedades de los estados son:

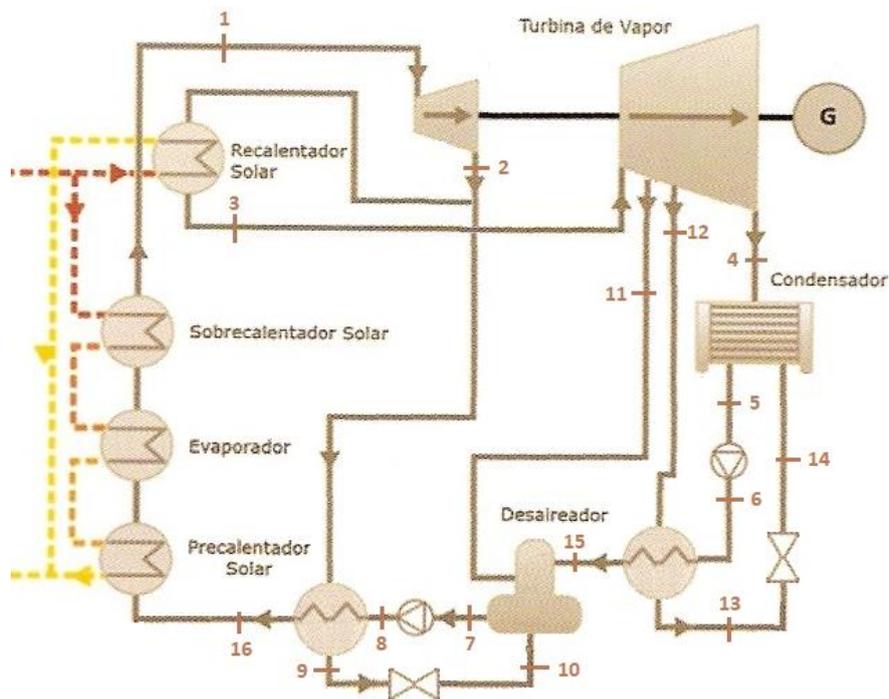


Figura 86: Esquema del ciclo regenerativo con recalentador, calentador abierto y dos calentadores de tipo cerrado con drenajes hacia el desgasificador y al condensador.

Fuente 129: Elaboración propia basada en la imagen de: desenchufados.net

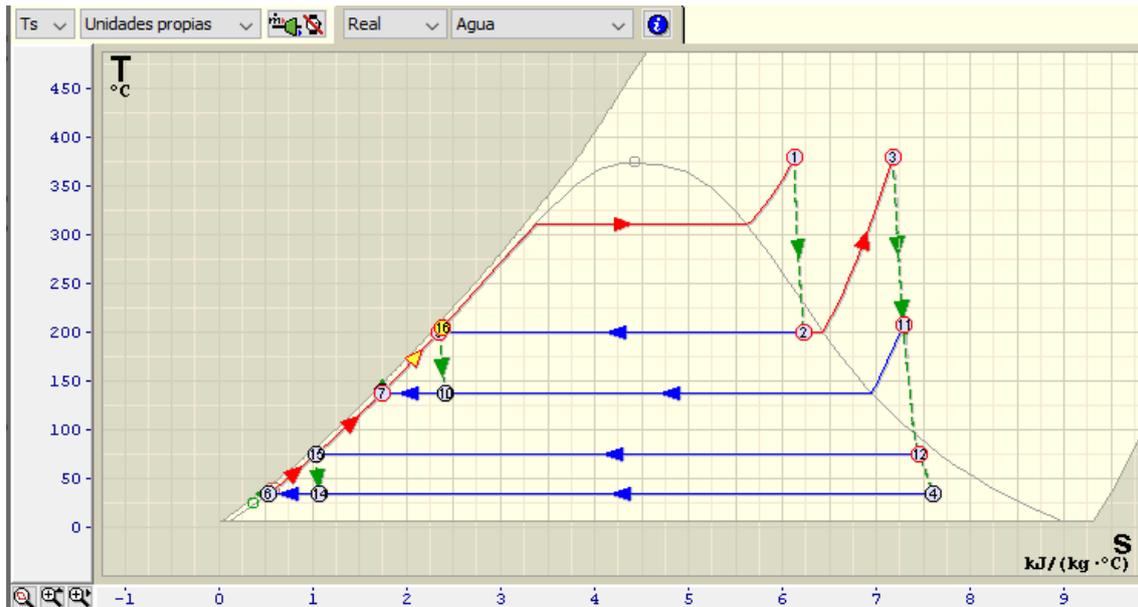


Figura 87: Diagrama T-s de un ciclo Rankine con recalentador, calentador abierto y dos calentadores de tipo cerrado con drenajes hacia el desgasificador y al condensador

Fuente 130: Elaboración propia

Tabla 44: Propiedades termodinámicas de los estados del ciclo Rankine con recalentador, calentador abierto y dos calentadores cerrados

Estados	Estados de referencia del ciclo	Caudal másico (kg/s)	Temperatura (°C)	Presión (bar)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía ($\frac{kJ}{kg \cdot K}$)
1	Vapor sobrecalentado	25,19	380	100	3031,56	6,11464
2	Mezcla bifásica (x = 0,95)	25,19	201,4	16	2697,64	6,21979
3	Vapor sobrecalentado	21,29	380	16	3209,88	7,17114
4	Mezcla bifásica (x = 0,91)	18,05	36,12	0,06	2338,19	7,5914
5	Líquido saturado	19,50	36,12	0,06	151,105	0,51962
6	Líquido subenfriado	19,50	36,15	3,5	151,503	0,51979
7	Líquido saturado	25,19	138,8	3,5	583,99	1,7271
8	Líquido subenfriado	25,19	140,1	100	595,93	1,73086
9	Líquido saturado	3,90	201,36	16	858,858	2,34469
10	Líquido subenfriado	3,90	202,58	100	870,004	2,34774
11	Vapor sobrecalentado	1,79	209,2	3,5	2881,24	7,27553
12	Mezcla bifásica (x=0,93)	1,45	75,82	0,4	2559,25	7,44973
13	Líquido saturado	1,45	75,82	0,4	318,38	1,02842
14	Mezcla bifásica (x=0,07)	1,45	36,12	0,06	318,38	1,06049
15	Líquido saturado	19,50	75,82	3,5	318,589	1,02811
16	Líquido saturado	25,19	205	100	880,939	2,29064

Fuente 131: Elaboración propia

Hay que tener en cuenta los balances de masa en el ciclo:

$$\dot{m}_0 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_4 + \dot{m}_5$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_4 + \dot{m}_5 \quad \text{ó} \quad \dot{m}_6 = \dot{m}_2 - \dot{m}_3$$

Dónde:

- \dot{m}_0 es el caudal total del ciclo
- \dot{m}_1 es el caudal que va hacia el calentador cerrado de la extracción de la turbina de alta presión
- \dot{m}_2 es el caudal que va hacia el recalentador
- \dot{m}_3 es el caudal que va hacia el calentador abierto de la extracción de la turbina de baja presión
- \dot{m}_4 es el caudal que va hacia el calentador cerrado de la extracción de la turbina de baja presión
- \dot{m}_5 es el caudal que va hacia el condensador
- \dot{m}_6 es el caudal que sale del condensador. La suma del caudal de la turbina de baja presión y el drenaje del calentador cerrado de la extracción de baja presión.

Las fracciones de vapor extraído se determinan a partir de los balances de masa y energía de los calentadores de agua de alimentación, abierto y cerrado:

Sabiendo que el caudal másico del ciclo es: $\dot{m}_0 = 25,19 \text{ kg/s}$

Calentador cerrado de alta presión

$$\Delta H = 0 \rightarrow \dot{m}_1 \cdot (h_9 - h_2) + \dot{m}_0 \cdot (h_{16} - h_7) = 0$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_0 \cdot \frac{(h_7 - h_{16})}{(h_9 - h_2)} = 25,19 \cdot \frac{(583,997 - 880,939)}{(858,858 - 2697,64)} = 3,90 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_0 - \dot{m}_1 = 25,19 - 3,90 = 21,29 \text{ kg/s}$$

Calentador abierto

$$\Delta H = 0 \rightarrow \dot{m}_3 \cdot (h_{11} - h_{10}) + (\dot{m}_3 + \dot{m}_1) \cdot (h_{10} - h_7) + \dot{m}_0 \cdot (h_{15} - h_7) = 0$$

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{m}_1 \cdot (h_7 - h_{10}) + \dot{m}_0 \cdot (h_7 - h_{15})}{(h_{11} - h_{10}) + (h_{10} - h_7)}$$

$$\dot{m}_3 = \frac{3,90 \cdot (583,997 - 858,858) + 25,19 \cdot (583,997 - 318,589)}{(2881,24 - 858,858) + (858,858 - 583,997)} = 1,79 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_2 - \dot{m}_3 = 21,29 - 1,79 = 19,50 \text{ kg/s}$$

Calentador cerrado de baja presión

$$\Delta H = 0 \rightarrow \dot{m}_4 \cdot (h_{13} - h_{12}) + \dot{m}_6 \cdot (h_{15} - h_6) = 0$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_6 \cdot \frac{(h_6 - h_{15})}{(h_{13} - h_{12})} = 19,50 \cdot \frac{(151,503 - 318,589)}{(318,38 - 2559,25)} = 1,45 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 - \dot{m}_4 = 19,50 - 1,45 = 18,05 \text{ kg/s}$$

De la misma manera que en los anteriores casos, a partir de los balances de energía en cada uno de los procesos se obtienen las ecuaciones:

1. Potencia generada por la turbina de alta presión:

$$W_{turbina}^{AP} = \dot{m}_0 \cdot (h_2 - h_1) = 25,19 \cdot (2697,64 - 3031,56) = -8,41 \text{ MW}$$

2. Potencia generada por la turbina de baja presión:

$$W_{turbina}^{BP} = W_{3 \rightarrow 11} + W_{3 \rightarrow 12} + W_{3 \rightarrow 4} = +\dot{m}_3 \cdot (h_{11} - h_3) + \dot{m}_4 \cdot (h_{12} - h_3) + \dot{m}_5 \cdot (h_4 - h_3)$$

$$W_{turbina}^{BP} = 1,79 \cdot (2881,24 - 3209,88) + 1,45 \cdot (2559,25 - 3209,88) + 18,05 \cdot (2338,43 - 3209,88) = -17,26 \text{ MW}$$

3. Potencia que consume la bomba del condensador:

$$W_{bomba}^{cond.} = \dot{m}_6 \cdot (h_6 - h_5) = 19,50 \cdot (151,503 - 151,105) = 0,008 \text{ MW}$$

4. Potencia que consume la bomba después del calentador abierto:

$$W_{bomba}^{abierto} = \dot{m}_0 \cdot (h_8 - h_7) = 25,19 \cdot (595,934 - 583,997) = 0,30 \text{ MW}$$

5. Potencia neta que genera el ciclo:

$$W_{ciclo} = W_{turbina}^{AP} + W_{turbina}^{BP} + W_{bomba}^{cond.} + W_{bomba}^{desg.}$$

$$W_{ciclo} = -8,41 - 17,26 + 0,008 + 0,30 = -25,37 \text{ MW}$$

6. Balance de energía en el calentador cerrado de alta presión

$$\dot{m}_1 \cdot h_2 + \dot{m}_0 \cdot h_8 = \dot{m}_1 \cdot h_9 + \dot{m}_0 \cdot h_{16} \rightarrow \dot{m}_1 \cdot (h_2 - h_9) = \dot{m}_0 \cdot (h_{16} - h_8)$$

$$3,90 \cdot (2697,64 - 858,858) = 25,19 \cdot (880,939 - 595,934)$$

$$7\ 179 = 7\ 179 \rightarrow \textit{Se cumple}$$

7. Balance de energía en el calentador abierto

$$\dot{m}_3 \cdot h_{11} + \dot{m}_6 \cdot h_{15} + \dot{m}_1 \cdot h_{10} = \dot{m}_0 \cdot h_7$$

$$1,79 \cdot 2881,24 + 19,50 \cdot 318,589 + 3,90 \cdot 858,858 = 25,19 \cdot 583,997$$

$$14\ 710 = 14\ 710 \rightarrow \textit{Se cumple}$$

8. Balance de energía en el calentador cerrado de baja presión

$$\dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_4 \cdot h_{12} = \dot{m}_6 \cdot h_{15} + \dot{m}_4 \cdot h_{13} \rightarrow \dot{m}_6 \cdot (h_6 - h_{15}) = \dot{m}_4 \cdot (h_{13} - h_{12})$$

$$19,50 \cdot (151,503 - 318,589) = 1,505 \cdot (318,38 - 2559,25)$$

$$-3\ 258 = -3\ 258 \rightarrow \textit{Se cumple}$$

9. Calor entregado al ciclo en el tren de generación de vapor:

$$Q_{in}^{gv} = \dot{m}_0 \cdot (h_1 - h_{16}) = 25,19 \cdot (3031,56 - 880,939) = 54,17\ MW$$

10. Calor entregado al ciclo en el recalentador:

$$Q_{in}^{rec} = \dot{m}_2 \cdot (h_3 - h_2) = 21,29 \cdot (3209,88 - 2697,64) = 10,90\ MW$$

11. Calor cedido por el ciclo:

$$Q_{out} = \dot{m}_5 \cdot (h_{14} - h_4) + \dot{m}_6 \cdot (h_5 - h_{14}) =$$

$$Q_{out} = 18,05 \cdot (318,38 - 2338,43) + 19,50 \cdot (151,105 - 318,38) = -39,71\ MW$$

12. Los parámetros globales del ciclo son:

- El rendimiento térmico:

$$\eta_{térmico} = \frac{W_{ciclo}}{Q_{in}} = \frac{25,37}{65,08} = 0,39 \rightarrow (38,9\%)$$

- La relación de trabajo:

$$r_w = \frac{W_{bomba}}{W_{turbina}} = \frac{0,30}{25,67} = 0,012 \rightarrow (1,2\%)$$

13. Comprobación que se cumple la I Ley de la Termodinámica:

$$\Delta U = Q + W = (65,08 - 39,71) + (-25,37) = 0$$

Se cumple la I Ley de la Termodinámica y se da por bueno el cálculo realizado para el ciclo estudiado.

Tabla 45: Potencias, transferencias de calor y parámetros globales del ciclo

Potencias (MW)		
$W_{turbinas}$	25,67	
W_{bombas}	0,30	
W_{ciclo}	25,37	
$Q_{in} (tren de vapor)$	54,17	
$Q_{in} (recalentador)$	10,91	
Q_{out}	39,71	
Parámetros globales		
$\eta_{térmico}$	0,389	38,9%
r_w	0,012	1,2%

Fuente 132: Elaboración propia

4.8. Resultados

A modo de resumen se adjunta la siguiente tabla en la que aparecen el caudal másico, las transferencias de potencia y el rendimiento de todos los ciclos:

Tabla 46: Tabla resumen de las potencias calculadas

Caso	Ciclo de potencia	$\dot{m}_{ciclo} (kg/s)$	$W_{ciclo} (kW)$	$Q_{in} (kW)$	$\eta_{térmico}$	r_w
1	Sobrecalentado	22,68	22 434,41	65 075,91	0,345 (34,5%)	0,012 (1,12%)
2	Recalentado	19,25	22 977,15	65 075,91	0,353 (35,3%)	0,010 (1,0%)
3	Calentador abierto	26,72	24 198,80	65 075,91	0,372 (37,2%)	0,013 (1,3%)
4	Recal. + Calent. Abierto	22,08	24 439,82	65 075,91	0,376 (37,6%)	0,011 (1,1%)
5	Recal. + Calent. Abierto + Calent. Cerrado (Drenaje línea de alta presión)	24,959	25 096,74	65 075,91	0,386 (38,6%)	0,010 (1,0%)
6	Recal. + Calent. Abierto + Calent. Cerrado (Drenaje condensador)	22,08	24 771,01	65 075,91	0,381 (38,1%)	0,011 (1,1%)
7	Recal. + Calent. Abierto + 2xCalent. Cerrado	25,19	25 361,36	65 075,91	0,389 (38,9%)	0,012 (1,2%)

Fuente 133: Elaboración propia

En primer lugar, hay que tener en cuenta qué elementos son los que se han añadido en los diferentes casos y qué consecuencias tienen para el ciclo. Hay que destacar, que el calor que

recibe el ciclo es el mismo, debido a que es el calor que transfiere el circuito de HTF del campo solar al ciclo de potencia. Lo que supone que si el calor entrante es constante, el rendimiento térmico depende únicamente de la potencia que genere la turbina.

Por un lado, en el caso de añadir un recalentador al ciclo Rankine convencional, se consigue aumentar la eficiencia o rendimiento del ciclo casi un 1 %, comparándolo con el ciclo sobrecalentado. Esto se debe a que se divide la turbina en dos etapas, una primera etapa de alta presión en la que el caudal de vapor es extraído en su totalidad y es recalentado, y una segunda etapa de baja presión en la que se expande nuevamente, lo que hace que en el diagrama T-s esté más hacia la derecha y la temperatura a la que empieza a condensarse el vapor sea más baja. Esto también afecta, evidentemente, al calor que debe entrar en el ciclo, que se divide una parte al tren de generación de vapor y otra al recalentador, y a la potencia que genera la turbina.

Por otro lado, en los ciclos regenerativos se suelen utilizar calentadores de tipo cerrado y abierto. En el de tipo cerrado, el vapor que se extrae de la turbina no se mezcla con el líquido que proviene del condensador, por lo tanto no se requiere que tengan la misma presión. En cambio, en el de tipo abierto, sí que es necesario que ambos fluidos tengan la misma presión puesto que se mezclan para equilibrar su temperatura. Estos calentadores tienen más ventajas que los de tipo cerrado, ya que tienen mejores características de transferencia de calor y son menos costosos, aunque es necesario el uso de una bomba para elevar la presión del líquido saturado que entra al calentador. Los calentadores abiertos también se conocen como desgasificadores, puesto que en ellos se expulsan los gases que haya en el ciclo.

En conclusión, el ciclo de potencia que se escoge para el prediseñado de la central solar termoelectrica es el caso de estudio 6, el ciclo regenerativo con un recalentador, un calentador de tipo abierto y otro de tipo cerrado de baja presión, con drenaje hacia el condensador, puesto que este ciclo termodinámico cumple con las exigencias del bloque de potencia que se está diseñando, además de que se está utilizando en la planta solar termoelectrica de Andasol I y II.

Comparando este ciclo con el caso de estudio 4, se puede ver que se obtiene 0,5 MW más de potencia en la turbina, simplemente por añadir un calentador cerrado de baja presión al circuito, lo que supone también, un aumento de la eficiencia del ciclo. Comparándolo con el caso 5, que tiene el calentador cerrado de alta presión con drenaje a la línea de presión, la turbina genera menos potencia, en torno a 0,3 MW menos y por ende, la eficiencia es ligeramente menor, aunque este tipo de sistema, con drenaje a línea de presión, es más caro.

Si se compara con el caso número 7, la potencia que genera la turbina no dista demasiado, aproximadamente 0,6 MW, por tanto no merece la pena introducir otro calentador cerrado al ciclo porque supondría más costes en la instalación del bloque de potencia y una relación de trabajo mayor.

5. Caudal de agua necesario para el ciclo de potencia

5.1. Cálculo de las entalpías del HTF para la entrada y la salida del tren de generador de vapor y del recalentador.

Las temperaturas de entrada y salida son 393°C y 293°C, respectivamente. Como las temperaturas no se encuentran en la tabla de las propiedades del HTF, se tiene que interpolar:

Tabla 47: Tabla de propiedades termodinámicas del Therminol VP-1

Temperature		Liquid density	Liquid heat capacity	Heat of vaporization	Liquid enthalpy ^b	Liquid thermal conductivity	Liquid viscosity ^c		Vapor pressure ^d
°C	°F	kg/m ³	kJ/(kg-K)	kJ/kg	kJ/kg	W/(m-K)	cP (mPa-s)	cSt (mm ² /s)	kPa
270	518	848	2.234	287.5	486.3	0.1020	0.258	0.304	133
280	536	838	2.260	282.2	508.8	0.1002	0.244	0.292	163
290	554	827	2.287	276.8	531.6	0.0983	0.232	0.281	198
300	572	817	2.314	271.2	554.6	0.0964	0.221	0.271	239
310	590	806	2.341	265.6	577.8	0.0945	0.211	0.262	286
320	608	796	2.369	259.7	601.4	0.0925	0.202	0.254	340

Fuente 134: Manual técnico Therminol VP-1

$$h_{salida} = 531,6 \text{ kJ/kg} + \frac{(293 - 290) \text{ }^\circ\text{C}}{(300 - 290) \text{ }^\circ\text{C}} \cdot (554,6 - 531,6) \text{ kJ/kg} = 538,5 \text{ kJ/kg}$$

Tabla 48: Tabla de propiedades termodinámicas del Therminol VP-1

Temperature		Liquid density	Liquid heat capacity	Heat of vaporization	Liquid enthalpy ^b	Liquid thermal conductivity	Liquid viscosity ^c		Vapor pressure ^d
°C	°F	kg/m ³	kJ/(kg-K)	kJ/kg	kJ/kg	W/(m-K)	cP (mPa-s)	cSt (mm ² /s)	kPa
370	698	736	2.517	227.8	723.4	0.0822	0.164	0.222	732
380	716	723	2.551	220.7	748.7	0.0800	0.158	0.218	840
390	734	709	2.588	213.2	774.4	0.0778	0.152	0.214	959
400	752	694	2.628	205.3	800.5	0.0756	0.146	0.211	1090
410	770	679	2.674	197.0	827.0	0.0733	0.141	0.208	1230
420	788	662	2.729	188.0	854.0	0.0710	0.137	0.206	1390

Fuente 135: Manual técnico Therminol VP-1

$$h_{entrada} = 800,5 \text{ kJ/kg} + \frac{(393 - 390) \text{ }^\circ\text{C}}{(400 - 390) \text{ }^\circ\text{C}} \cdot (800,5 - 774,4) \text{ kJ/kg} = 782,2 \text{ kJ/kg}$$

5.2. Cálculo del flujo másico de agua para el ciclo de potencia

Este cálculo se hace mediante un proceso iterativo. Para ello, se hace un balance de masa entre la entrada y la salida del HTF del bloque de potencia.

$$m = m_1 + m_2$$

Donde m_1 , es el caudal que va al generador de vapor, y m_2 , para el recalentador.

En primer lugar, se supone un caudal másico para el circuito de HTF que pase por la caldera, en este caso se supondrá 240,4 kg/s. Se tiene que tener en cuenta que el caudal másico del HTF en todo el ciclo es de 267,0 kg/s.

En segundo lugar, se calcula el caudal másico de agua del ciclo de potencia mediante un balance de energía en el tren de vapor, donde el calor cedido por el HTF debe ser igual al calor recibido por el agua.

$$Q_{1,HTF} = Q_{1,agua}$$

$$m_1 \cdot (h_{entrada} - h_{salida}) = m_{agua} \cdot (h_1 - h_8)$$

$$m_{agua} = m_1 \cdot \frac{(h_{entrada} - h_{salida})}{(h_1 - h_{10})} = 240,4 \cdot \frac{(782,2 - 538,5)}{(3031,5 - 870,004)} = 27,10 \text{ kg/s}$$

Seguidamente, se calcula el caudal másico de HTF que va por el recalentador. Se realiza de la misma manera, un balance de energía en el recalentador.

$$Q_{2,HTF} = Q_{2,agua}$$

$$m_2 \cdot (h_{entrada} - h_{salida}) = m_{agua} \cdot (h_2 - h_3)$$

$$m_2 = m_{agua} \cdot \frac{(h_3 - h_2)}{(h_{entrada} - h_{salida})} = 27,10 \cdot \frac{(3209,8 - 2697,4)}{(782,2 - 538,5)} = 56,98 \text{ kg/s}$$

Finalmente, se comprueba que el caudal másico supuesto al principio coincide con el que se obtiene a partir del balance de masa:

$$m = m_1 + m_2 \rightarrow m_1 = m - m_2 = 267,0 - 56,98 = 210,02 \text{ kg/s} \neq 240,4 \text{ kg/s}$$

Como se puede observar no coincide, por lo tanto, hay que recalcular todo lo anterior con este nuevo valor de caudal, hasta conseguir que ambos valores sean iguales.

Después de realizar las iteraciones correspondientes, se han obtenido los siguientes valores:

Tabla 49: Resumen de los valores calculados

Circuito de HTF		Circuito de vapor	
m (total)	267,0 kg/s	m₀ (total)	22,08 kg/s
m₁ (gen.)	220,6 kg/s	m₁ (extrac. abierto)	2,29 kg/s
m₂ (recalent.)	46,4 kg/s	m₂ (extrac. cerrado)	1,48 kg/s
Q₁	53 767,90 kW	m₃ (condensador)	18,31 kg/s
Q₂	11 308,01 kW	m₄ (abierto)	19,79 kg/s
Q_{total}	65 075,91 kW	Q₁	53 767,90 kW
		Q₂	11 308,01 kW

Fuente 136: Elaboración propia

Donde:

- Q_1 es el calor que se transfiere en el tren de vapor
- Q_2 es el calor que se transfiere en el recalentador
- Q_{total} es el calor total transferido por el HTF al ciclo de potencia



TRABAJO FIN DE GRADO

Diseño preliminar de una planta solar termoeléctrica con tecnología de captadores cilindro parabólicos ubicada en Tenerife

ANEXO III: Catálogo

Titulación:

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor:

Daniel Fariña González

Tutor:

José Florencio Negrín Orán

Julio 2020

Índice:

1. Catálogo SIEMENS, portfolio de turbinas de vapor desde 10 kW a 1900 MW.
2. Catálogo Therminol, guía de selección de fluidos de alto rendimiento.

The Siemens logo is displayed in a white rectangular box in the top left corner. The background of the entire advertisement features a close-up of a steam turbine's internal components, with a woman in a white hard hat and business suit on the right side. The turbine's complex, curved blades are highlighted with a blue glow, and a digital overlay of binary code (0s and 1s) is visible in the background.

SIEMENS

Efficiency: More value to your facility

Siemens steam turbine portfolio
Steam turbines from 10 kW to 1,900 MW

[siemens.com/steamturbines](https://www.siemens.com/steamturbines)



Steam turbines from 10 kW to 1,900 MW

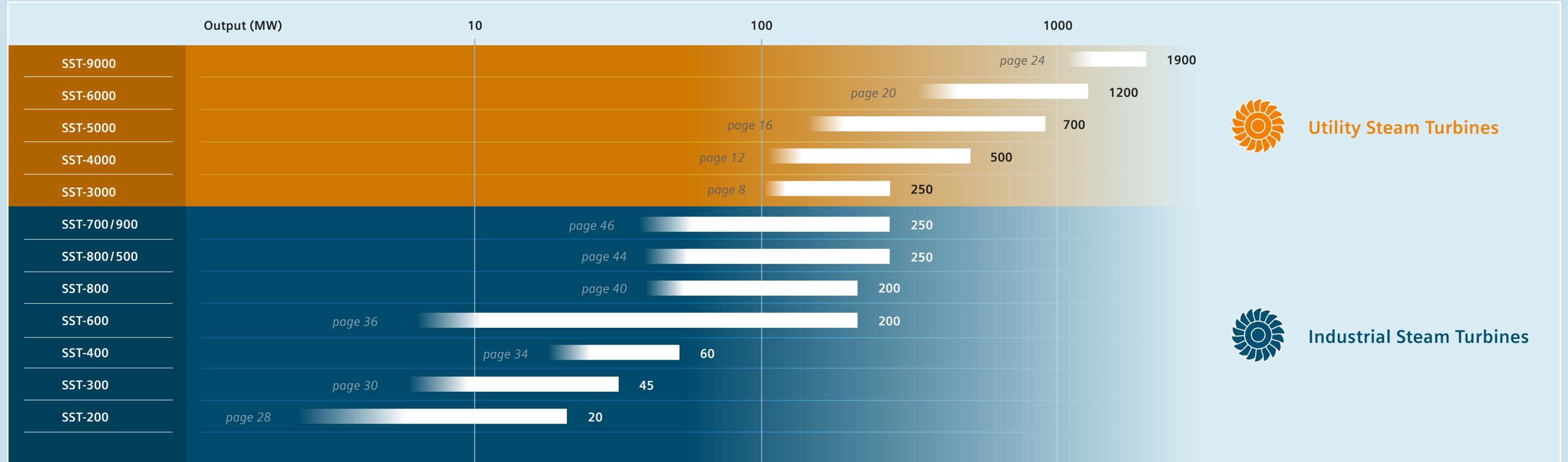
With over a century of experience and continuous development in steam turbine technology, Siemens has stayed at the forefront of development and is a prime partner for your business. With a fleet of more than 60,000 steam turbines world wide, Siemens is a reliable and experienced partner.

Siemens Steam Turbines are an essential piece of turbo-machinery to many power plants worldwide. They are applied either as a generator drive or a mechanical drive for pumps and compressors. The modular design concept of all steam turbines ensures high flexibility, availability and a reduction of time-to-market.

Content:

Utility steam turbines from 90 MW to 1,900 MW	7
Industrial steam turbines from 2 MW to 250 MW	27
Dresser Rand Steam Turbines from <10 kW to 100 MW	49
Reference examples	67
Performance data overview	82

Steam turbines overview





Industrial steam turbines from 2 to 250 MW

As a market leader for industrial steam turbines, we offer a comprehensive range of reliable and versatile steam turbines for the power output range from 2 to 250 MW. Our industrial steam turbines are designed for easy constructability, fast start-up and economical operation.

SST-200	28
SST-300	30
SST-400	34
SST-600	36
SST-800	40
SST-800/500	44
SST-700/900	46



SST-700 / 900

Industrial steam turbine

- Fast load changes
- Short start up times
- Highest with reheat efficiency
- Increased life cycle
- Low level arrangement
- Reheat application

Economical dual casing steam turbine for reheat applications

The SST-700/900 is a standard turbine solution with short delivery time due to its fixed pre-engineered design. Predefined modules enable a short manufacturing period, cost-efficient material supply and a fast ex-works delivery.

The straight flow turbine solution with power output of up to 250 MW consists of a geared high-pressure steam

turbine (backpressure), an intermediate / low-pressure steam turbine (condensing), both driving a generator installed in between.

The dual casing reheat turbine configuration with inner casing is a competitive and optimized product for combined cycle power plants and concentrated solar power plants.



Steam turbine SST-900 for the CSP-plant NOOR III, Morocco



Parabolic trough technology in Morocco

On February 4, 2016, the King of Morocco, Mohammed VI, inaugurated the Noor I unit of Ouarzazate Solar Power Station. This is the first of four phased Noor projects at Ouarzazate site which are expected to provide a total electrical generating capacity of 580 megawatts, making it the largest complex of its kind in the world. Siemens is supplying three turbine-generator sets for the power station.

Steam turbine: SST-700/900

Power output: 160 MW

Inlet steam temperature: 380°C / 716°F

Inlet steam pressure: 168 bar(a) / 2,437 psi

Exhaust pressure: 0.06 bar(a) / 0.87 psi



SST-700/900	
Power output	up to 250 MW (CCPP: 230 MW)
Speed	3,000 to 3,600 rpm
Live steam parameters	
Inlet pressure	up to 180 bar / up to 2,611 psi
Inlet temperature	up to 585°C / up to 1,085° F
Exhaust steam parameters	
Back pressure	0.3 bar / 4.4 psi
Steam extraction	
Controlled	72 bar / 1,044 psi
Uncontrolled	up to 7 uncontrolled extractions possible

Typical applications

- Combined cycle power plants
- Concentrated solarthermal power plants
- Biomass-fired power plants

Published by and copyright © 2019:

Siemens AG
Gas and Power
Freyeslebenstraße 1
91058 Erlangen, Germany

For the U.S. published by

Siemens Energy Inc.
Gas and Power
15375 Memorial Drive
Houston, TX 77079
United States

For more information, please contact
our Customer Support Center:

Phone +49 / (0)180 / 524 70 00
Fax +49 / (0)180 / 524 24 71
(Charges depending on provider)
E-mail: support.energy@siemens.com

Article-No. PGSU-B10017-00-7600

© Siemens 2019

Subject to changes and errors. The information given in this document only contains general descriptions and / or performance features which may not always specifically reflect those described, or which may undergo modification in the course of further development of the products. The requested performance features are binding only when they are expressly agreed upon in the concluded contract.

siemens.com/steamturbines



THERMINOL

Fluidos de transferencia de calor de Eastman

Guía de selección

Fluidos de alto rendimiento para un control preciso de la temperatura

EASTMAN

Fluidos de transferencia de calor Therminol® de Eastman

Eastman ofrece una gama de fluidos termoestables Therminol desarrollados específicamente para la transferencia indirecta del calor de proceso. Los fluidos de transferencia de calor Therminol pueden satisfacer las necesidades operativas de prácticamente cualquier sistema de una o más estaciones que use calor. En sistemas correctamente diseñados, nuestros fluidos se desempeñarán dentro de sus intervalos de temperatura previstos y proporcionarán una excelente estabilidad térmica.

Los fluidos de transferencia de calor Therminol, disponibles en diversas formulaciones y rangos operativos, ofrecen todos excelentes beneficios: ahorro, funcionamiento eficiente, mantenimiento mínimo y control preciso de la temperatura. Póngase en contacto con Eastman para obtener información detallada sobre el rendimiento de fluidos específicos de transferencia de calor Therminol.

Fluidos de transferencia de calor en fase líquida

Los fluidos de transferencia de calor en fase líquida de Therminol funcionan en un amplio intervalo de temperaturas de $-115\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($-175\text{ }^{\circ}\text{F}$ a $750\text{ }^{\circ}\text{F}$), y la mayoría se puede utilizar en sistemas no presurizados. Una gran ventaja de la transferencia de calor en fase líquida es la instalación y funcionamiento de menor coste. El coste de la inversión se reduce al eliminar las tuberías de gran diámetro, las válvulas de seguridad, los purgadores de vapor y las instalaciones de tratamiento de aguas. El coste de funcionamiento se reduce gracias a los bajos requisitos de mantenimiento y la disminución del fluido de reposición. Todos los fluidos de transferencia de calor Therminol de Eastman pueden proporcionar operaciones eficaces en fase líquida. Cuando se encuentran por encima de su punto de ebullición, los fluidos D-12, LT, 59, 68, 72, 75, VP-1 y VP-3 requieren que las presiones del sistema sean superiores a sus presiones de vapor para que la operación en fase líquida alcance sus índices máximos de temperatura global.

Fluidos de transferencia de calor en fase líquida/vapor

Therminol LT, VP-1 y VP-3 son los fluidos de transferencia de calor en fase líquida/vapor de Eastman. Ofrecen una amplia gama de temperaturas operativas y una transferencia de calor uniforme. Otros importantes beneficios son un control preciso de la temperatura y bajos costes de mantenimiento mecánico. Además, un sistema de transferencia de calor que utiliza un medio en fase de vapor requiere menos fluido que un sistema similar en fase líquida porque el equipo se llena de vapor en lugar de líquido.

Fluidos de transferencia de calor especiales y personalizados

Además de nuestros fluidos de transferencia de calor básicos en fase líquida y en fase líquida/vapor, Eastman ofrece diversos fluidos especiales. Del mismo modo, sería un placer poder trabajar con usted para desarrollar un fluido personalizado que se adapte a las necesidades de su aplicación.



Programa TLC Total Lifecycle Care®

Nuestro programa TLC Total Lifecycle Care está pensado para ayudar a los clientes de fluidos de transferencia de calor Therminol durante todo el ciclo de vida de sus sistemas. Este programa integral incluye soporte para el diseño del sistema, asistencia con la puesta en marcha, capacitación, análisis de muestras, fluidos de lavado y de recarga, y mucho más. En América del Norte, llame a nuestra línea de asistencia al 1-800-433-6997 o póngase en contacto con su representante técnico o de ventas local que aparece en la sección de contacto de nuestro sitio web.

Análisis de muestras de fluidos de transferencia de calor en servicio

Para ayudar a los usuarios a aprovechar al máximo la vida útil de los fluidos, Eastman ofrece ensayos de fluidos de transferencia de calor en servicio para detectar contaminación, humedad, degradación térmica y otras condiciones que pueden afectar el rendimiento del sistema. Los clientes pueden acceder a la información específica del ensayo a través del portal del sitio myTherminol. Los análisis de muestras incluyen kits de muestras fáciles de usar y con todo incluido.

Línea de asistencia de servicio técnico

Especialistas de servicio técnico con experiencia pueden ayudarle a resolver sus dudas sobre selección de fluidos de transferencia de calor, puesta en marcha del sistema, diseño del sistema y problemas operativos.

Soporte para el diseño del sistema

Eastman ayuda asiduamente a algunas de las empresas fabricantes de equipos, químicas o de ingeniería más grandes del mundo en el diseño y la puesta en marcha de sistemas de transferencia de calor.

Capacitación operativa

Los clientes de Eastman pueden sacar provecho de los programas de capacitación sobre productos y funcionamiento de los sistemas de transferencia de calor. Estos programas son personalizados para adaptarse a las distintas necesidades de técnicos de primera línea, supervisores de operaciones y técnicos de mantenimiento e ingenieros de diseño inclusive.

Capacitación en sensibilización sobre seguridad

Ofrecemos a nuestros clientes cursos de seguridad que se centran en el diseño, la puesta en marcha, el funcionamiento y el mantenimiento de sistemas de fluidos de transferencia de calor.

Asistencia en la puesta en marcha

Eastman proporciona asistencia en la puesta en marcha revisando los procedimientos y ofreciendo sugerencias para reducir los problemas más frecuentes. Los clientes también pueden recibir ayuda llamando al especialista técnico de Eastman más cercano o a través de la asistencia en el lugar.

Fluidos de lavado y de recarga

Los sistemas de transferencia de calor en fase líquida se pueden limpiar con el fluido de lavado Therminol FF. Therminol FF puede circular a temperaturas de hasta 177 °C (350 °F) y es compatible con los componentes mecánicos de los sistemas y las juntas tóricas de perfluoroelastómero que se encuentran en los sistemas de transferencia de calor.

Programa de intercambio de fluidos*

Como parte de nuestro compromiso con la sostenibilidad y el medio ambiente, Eastman ofrece un programa de intercambio para los fluidos de transferencia de calor de otras marcas y de Therminol usados.

**Programa de intercambio de fluidos disponible en América del Norte.*

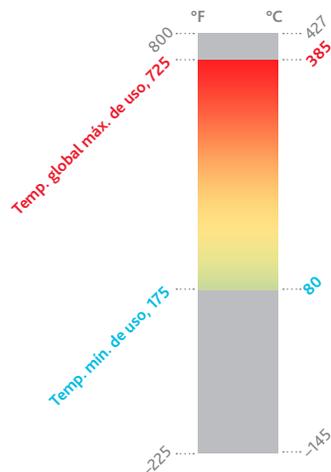
Unidades SI

Transferencia de calor en fase líquida

THERMINOL

75

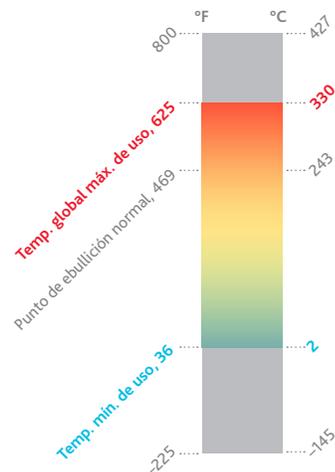
Fluido de baja presión,
temperatura ultra alta



THERMINOL

VP-3

Fluido en fase líquida/
vapor, alta temperatura



Propiedades típicas^a

Apariencia	Sólido blando que funde a líquido amarillo	Líquido traslúcido sin sedimentos por encima de los 2,4 °C (36 °F)
Composición	Terfenilo/cuaterfenilo	Fenilciclohexano + biciclohexilo
Temperatura global máxima	385 °C	330 °C
Temperatura de película máxima	410 °C	360v
Temperatura de ebullición normal	343 °C	243 °C
Bombeo: a 300 cSt (mm ² /s) a 2000 cSt (mm ² /s)	80 °C (punto de decantación)	2,4 °C (punto de cristalización)
Punto de fluidez	n/c	n/c
Punto de inflamación, COC	185 °C	104 °C
Punto de ignición, COC	227 °C	113 °C
Temperatura de autoignición ^b	567 °C (ASTM E-659)	360 °C (ASTM E-659)
Flujo turbulento completamente desarrollado (Re = 10.000, 3,05 m/s, tubo de 2,54 cm)	98 °C	2.4v
Viscosidad, mPa·s (cP)	80 °C 4,3 200 °C 0,85 300 °C 0,37 385 °C 0,22	25 °C 2,6 150 °C 0,54 250 °C 0,28 330 °C 0,16
Densidad a 25 °C, (kg/m ³)	1 041 (80 °C)	930
Densidad, kg/m ³	80 °C 1 040 200 °C 953 300 °C 873 385 °C 794	25 °C 930 150 °C 847 250 °C 750 330 °C 641
Capacidad calorífica, kJ/(kg·K)	80 °C 1,71 200 °C 2,05 300 °C 2,28 385 °C 2,44	25 °C 1,63 150 °C 2,16 250 °C 2,52 330 °C 3,00
Conductividad térmica, W/(m·K)	80 °C 0,131 200 °C 0,121 300 °C 0,112 385 °C 0,103	25 °C 0,117 150 °C 0,101 250 °C 0,087 330 °C 0,076
Presión de vapor, kPa	150 °C 0,55 250 °C 12,9 385 °C 215	150 °C 5,3 250 °C 121 330 °C 693
Disponibilidad geográfica^c	Global	Global

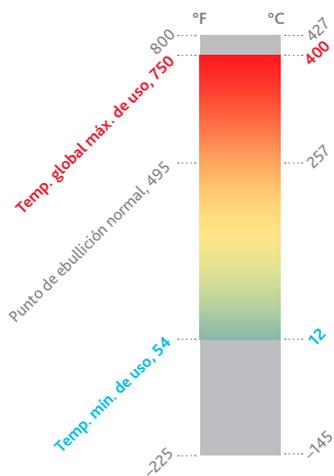
^a Estos datos se basan en muestras analizadas en el laboratorio y no están garantizados para todas las muestras. Póngase en contacto con nosotros para obtener especificaciones completas de ventas.

^b Visite www.therminol.com para conocer otras propiedades usuales y valores de ensayo. ^c Consulte con su oficina de ventas local para determinar la disponibilidad exacta por país.

THERMINOL

VP-1

Fluido en fase líquida/vapor,
temperatura ultra alta



Líquido blanco cristalino, traslúcido

Mezcla eutéctica de óxido de bifenilo/
difenilo (DPO)

400v

430 °C

257 °C

12 °C (punto de cristalización)

n/c

124 °C

127 °C

621 °C (DIN 51794)

12 °C

25 °C 3,7

150 °C 0,59

250 °C 0,29

400 °C 0,15

1 060

25 °C 1 060

150 °C 957

250 °C 867

400 °C 694

25 °C 1,56

150 °C 1,91

250 °C 2,18

400 °C 2,63

25 °C 0,136

150 °C 0,121

250 °C 0,106

400 °C 0,076

150 °C 4,5

250 °C 86

400 °C 1 090

Global



Para obtener más información, visite nuestro sitio web: Therminol.com.

<p>América del Norte Solutia Inc. Filial de Eastman Chemical Company 575 Maryville Centre Drive St. Louis, MO 63141 U.S.A.</p> <p>Teléfono: Servicio al cliente, +1 800-426-2463 Servicio técnico, +1 800-433-6997 Fax: Servicio al cliente, +1 314-674-7433</p>	<p>América Latina Solutia Brasil Ltda. Filial de Eastman Chemical Company Rua Alexandre Dumas, 1711—Birmann 12— 7º Andar 04717-004 São Paulo, SP, Brazil</p> <p>Teléfono: Brasil, 0800 55 9989 Otras ubicaciones, +55 11 3579 1800 Fax: +55 11 3579 1833</p>	<p>Europa/Oriente Medio/África Eastman Chemical B.V. Watermanweg 70 3067 GG Rotterdam The Netherlands</p> <p>Teléfono: +31 10 2402 111</p>	<p>Asia-Pacífico Eastman (Shanghai) Chemical Commercial Company Ltd. Building 3, Yaxin Science & Technology Park Lane 399 Shengxia Road Pudong New District 201210, Shanghai, P.R. China</p> <p>Teléfono: +86 21 6120 8700 Fax: +86 21 5027 9229</p>
--	--	--	--

EASTMAN
The results of insight™

Oficinas Corporativas Eastman
P.O. Box 431
Kingsport, TN 37662-5280 EE.UU.

EE.UU. y Canadá, 800-EASTMAN (800-327-8626)
Otros países, +(1) 423-229-2000

www.eastman.com/locations

Si bien la información y las recomendaciones aquí establecidas se presentan de buena fe, Eastman Chemical Company ("Eastman") y sus subsidiarias no realizan declaraciones o garantías en cuanto a la integridad o la precisión de las mismas. Usted deberá determinar por su cuenta la conveniencia e integridad de los productos en cuanto a su uso, para la protección del medio ambiente, y para la salud y seguridad de sus empleados y clientes. Nada de lo que se establece en el presente debe ser considerado como recomendación de uso de ningún producto, proceso, equipamiento o formulación en conflicto con cualquier patente, y no hacemos declaraciones ni damos garantías, de forma expresa o implícita, que el uso del mismo no infrinja ninguna patente. EL PRESENTE DOCUMENTO NO CONSTITUYE DECLARACIÓN NI GARANTÍA, DE FORMA EXPRESA O IMPLÍCITA, DE COMERCIABILIDAD, DE ADECUACIÓN PARA UN FIN PARTICULAR, O DE OTRA NATURALEZA CON RESPECTO A LA INFORMACIÓN O EL PRODUCTO AL QUE REFIERE LA INFORMACIÓN, NI TAMPOCO SUPRIME LAS CONDICIONES DE VENTA DEL VENDEDOR.

Las Hojas de Datos de Seguridad que proveen precauciones de seguridad que deben tenerse en cuenta al manejar o almacenar nuestros productos están disponibles en línea o bajo solicitud. Debe obtener y revisar el material de información de seguridad disponible antes de manejar nuestros productos. Si alguno de los materiales mencionados no son nuestros productos, debe tener en cuenta la información en cuanto a la higiene industrial apropiada y otras precauciones de seguridad recomendadas por sus fabricantes.

© 2019 Eastman. Las marcas de Eastman a las que el presente documento hace referencia se usan bajo licencia o son marcas comerciales de Eastman o alguna de sus subsidiarias. El símbolo ® denota estado de marca registrada en EE.UU.; las marcas también pueden estar registradas internacionalmente. Las marcas ajenas a Eastman a las que el presente documento hace referencia son marcas registradas de sus respectivos dueños.



TRABAJO FIN DE GRADO

Diseño preliminar de una planta solar termoeléctrica con tecnología de captadores cilindro parabólicos ubicada en Tenerife

ANEXO IV: Fichas técnicas

Titulación:

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor:

Daniel Fariña González

Tutor:

José Florencio Negrín Orán

Julio 2020

Índice:

1. Manual Técnico Therminol VP-1.
2. Ficha técnica del Hitec Heat Transfer Salt
3. Modelo de la turbina SSt 700/900
4. Colector EuroTrough ET-150
5. Ficha técnica tubo receptor Schott PTR70



THERMINOL[®] VP-1

heat transfer fluid

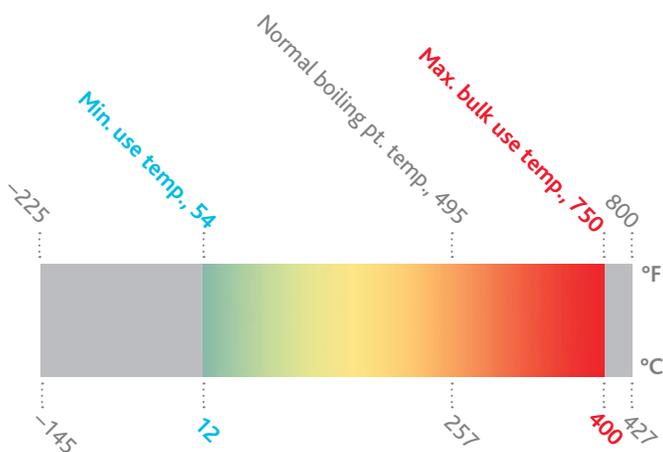
Ultrahigh-temperature,
vapor/liquid phase fluid

12° to 400°C
(54° to 750°F)

THERMINOL.
Heat Transfer Fluids by Eastman

THERMINOL® VP-1

heat transfer fluid



Eastman Therminol® VP-1 heat transfer fluid is specifically designed to meet the demanding requirements of vapor phase systems. It combines exceptional heat stability and low viscosity for efficient, dependable, uniform performance in a wide optimum use range.

Therminol VP-1 is available globally. Contact your local Eastman Therminol sales representative for more information.

For more information about vapor phase system design, operation, and safety, refer to the *Vapor phase design guide* or the Therminol VP-1 safety data sheet (SDS).

Physical and chemical characteristics

Therminol VP-1 is usable as a liquid or as a boiling-condensing heat transfer medium up to 400°C (750°F). It is miscible and interchangeable (for top-up or design purposes) with other similarly constituted diphenyl oxide/biphenyl fluids.

Therminol VP-1 has a low viscosity between its melting point (12°C/54°F) and the temperature at which it vaporizes (257°C/495°F). In geographic areas where the system may be exposed to temperatures below this level, all piping that may contain the fluid in its liquid state should be heat traced.

The recommended maximum bulk and film temperatures for Therminol VP-1 are based on industry-standard thermal studies. Operation at or below these temperature maximums can provide long service life under most operating conditions.

Actual fluid life is dependent on the total system design and operation and can vary by heat transfer fluid chemistry. As fluid ages under normal operating conditions, a vapor phase fluid will accumulate low-boiling contaminants such as air, water, and degradation products. These noncondensables should be vented from the system as necessary to a safe location away from personnel and sources of ignition and in compliance with applicable regulations and laws. Venting noncondensables is also necessary to avoid aberrations in temperature control. Each user or group of users, if arranged in series that operate after the same control valve, should have at least one vapor accumulator (VA) installed for detecting and venting noncondensables. This is especially true if close temperature control is needed.

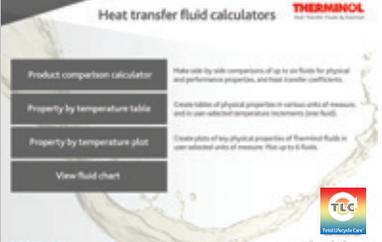
Therminol VP-1 is exceptionally heat stable. However, care must be taken to avoid overheating, which could lead to deposition of solids on the heating surfaces of the vaporizer. Circulation rates in the heater should be selected to limit skin temperatures to reasonable values, with due consideration to the cost of replacing damaged fluid and the cost of maintaining an adequate heat flux. This is normally accomplished by the vaporizer or heater manufacturer in the course of recommending a particular unit and stipulating its operating parameters.

Typical properties^a

Appearance	Clear, water-white liquid
Composition	Biphenyl/diphenyl oxide (DPO) eutectic mixture
Maximum bulk temperature	400°C (750°F)
Maximum film temperature	430°C (800°F)
Normal boiling point	257°C (495°F)
Crystallizing point	12°C (54°F)
Flash point, COC (ASTM D-92)	124°C (255°F)
Flash point, PMCC (ASTM D-93)	110°C (230°F)
Autoignition temperature (ASTM E-659)	601°C (1114°F)
Autoignition temperature (DIN 51794)	621°C (1150°F)
Coefficient of thermal expansion at 200°C	0.000979/°C (0.000544/°F)
Heat of vaporization at maximum use temperature	206 kJ/kg (88.7 Btu/lb)
Total acidity (ASTM D-664)	<0.2 mg KOH/g
Average molecular weight	166
Pseudocritical temperature	499°C (930°F)
Pseudocritical pressure	33.1 bar (480 psia)
Pseudocritical density	327 kg/m ³ (20.4 lb/ft ³)
Sulfur content (ASTM D-7691)	<10 ppm
Copper corrosion (ASTM D-130)	<<1a
Moisture content, maximum (ASTM E-203)	300 ppm
Volume contraction on freezing	6.27%
Volume expansion on melting	6.69%
Surface tension in air at 25°C	36.6 dynes/cm
Dielectric constant @ 23°C (ASTM D-924)	3.35

^aThese data are based on samples tested in the laboratory and are not guaranteed for all samples. Contact us for complete sales specifications for Therminol VP-1 fluid. Does not constitute an express warranty. See disclaimer on the back page of this bulletin.

Heat transfer fluid calculators



EASTMAN

To create your own customized table

with preferred properties, units of measure,
and temperature intervals, visit

Therminol.com/resources

and download the Therminol heat transfer fluid calculator.

For technical service, visit the contact page of our website, **Therminol.com**.

Liquid properties of Therminol® VP-1 heat transfer fluid by temperature^a (SI UNITS)

Temperature		Liquid density	Liquid heat capacity	Heat of vaporization	Liquid enthalpy ^b	Liquid thermal conductivity	Liquid viscosity ^c		Vapor pressure ^d
°C	°F	kg/m ³	kJ/(kg·K)	kJ/kg	kJ/kg	W/(m·K)	cP (mPa·s)	cSt (mm ² /s)	kPa
12	54	1070	1.523	419.0	0.0	0.1370	5.48	5.12	—
20	68	1064	1.546	414.7	12.3	0.1363	4.29	4.03	0.001
30	86	1056	1.575	409.3	27.9	0.1353	3.28	3.11	0.004
40	104	1048	1.604	403.9	43.8	0.1344	2.60	2.48	0.009
50	122	1040	1.633	398.6	60.0	0.1333	2.12	2.03	0.019
60	140	1032	1.662	393.3	76.4	0.1323	1.76	1.71	0.041
70	158	1024	1.690	388.1	93.2	0.1312	1.49	1.46	0.081
80	176	1015	1.719	382.9	110.2	0.1300	1.28	1.26	0.153
90	194	1007	1.747	377.8	127.6	0.1289	1.12	1.11	0.276
100	212	999	1.775	372.7	145.2	0.1277	0.985	0.986	0.477
110	230	991	1.803	367.6	163.1	0.1264	0.875	0.884	0.795
120	248	982	1.831	362.6	181.2	0.1252	0.784	0.798	1.28
130	266	974	1.858	357.5	199.7	0.1239	0.707	0.726	2.00
140	284	965	1.886	352.6	218.4	0.1225	0.642	0.665	3.05
150	302	957	1.913	347.6	237.4	0.1212	0.585	0.612	4.52
160	320	948	1.941	342.7	256.7	0.1197	0.537	0.566	6.56
170	338	940	1.968	337.7	276.2	0.1183	0.494	0.526	9.31
180	356	931	1.995	332.8	296.0	0.1168	0.457	0.491	13.0
190	374	922	2.021	327.9	316.1	0.1153	0.424	0.460	17.8
200	392	913	2.048	323.0	336.5	0.1138	0.395	0.432	23.9
210	410	904	2.075	318.0	357.1	0.1122	0.368	0.407	31.7
220	428	895	2.101	313.0	378.0	0.1106	0.345	0.385	41.5
230	446	886	2.128	308.0	399.1	0.1089	0.324	0.366	53.6
240	464	877	2.154	303.0	420.5	0.1072	0.305	0.348	68.4
250	482	867	2.181	297.9	442.2	0.1055	0.288	0.332	86.3
260	500	857	2.207	292.7	464.1	0.1038	0.272	0.317	108
270	518	848	2.234	287.5	486.3	0.1020	0.258	0.304	133
280	536	838	2.260	282.2	508.8	0.1002	0.244	0.292	163
290	554	827	2.287	276.8	531.6	0.0983	0.232	0.281	198
300	572	817	2.314	271.2	554.6	0.0964	0.221	0.271	239
310	590	806	2.341	265.6	577.8	0.0945	0.211	0.262	286
320	608	796	2.369	259.7	601.4	0.0925	0.202	0.254	340
330	626	784	2.397	253.8	625.2	0.0905	0.193	0.246	401
340	644	773	2.425	247.6	649.3	0.0885	0.185	0.239	470
350	662	761	2.454	241.3	673.7	0.0864	0.177	0.233	548
360	680	749	2.485	234.7	698.4	0.0843	0.170	0.227	635
370	698	736	2.517	227.8	723.4	0.0822	0.164	0.222	732
380	716	723	2.551	220.7	748.7	0.0800	0.158	0.218	840
390	734	709	2.588	213.2	774.4	0.0778	0.152	0.214	959
400	752	694	2.628	205.3	800.5	0.0756	0.146	0.211	1090
410	770	679	2.674	197.0	827.0	0.0733	0.141	0.208	1230
420	788	662	2.729	188.0	854.0	0.0710	0.137	0.206	1390

^aMaximum recommended bulk temperature 400°C (750°F). These data are based on samples tested in the laboratory and are not guaranteed for all samples. Contact us for complete sales specifications for Therminol VP-1 fluid. ^bThe enthalpy basis is liquid at the crystallizing point 12°C (53.6°F). ^c1 cSt = 1 mm²/s and 1 mPa·s = 1 cP ^d100 kPa = 1 bar

Liquid properties of Therminol® VP-1 heat transfer fluid by temperature^a (ENGLISH UNITS)

Temperature		Liquid density		Liquid heat capacity	Heat of vaporization	Liquid enthalpy ^b	Liquid thermal conductivity	Liquid viscosity ^c		Vapor pressure ^d
°F	°C	lb/gal	lb/ft ³	Btu/(lb·°F)	Btu/lb	Btu/lb	Btu/(ft·h·°F)	lb/(ft·h)	cSt (mm ² /s)	psia
54	12	8.93	66.8	0.364	180.2	0.1	0.0792	13.2	5.08	—
60	16	8.91	66.7	0.366	179.4	2.3	0.0790	11.8	4.58	—
80	27	8.84	66.1	0.374	176.8	9.7	0.0784	8.64	3.37	—
100	38	8.76	65.5	0.382	174.3	17.3	0.0778	6.60	2.60	0.001
120	49	8.69	65.0	0.390	171.7	25.0	0.0772	5.23	2.08	0.003
140	60	8.61	64.4	0.397	169.2	32.9	0.0765	4.26	1.71	0.006
160	71	8.53	63.8	0.405	166.7	40.9	0.0758	3.55	1.43	0.013
180	82	8.46	63.3	0.412	164.2	49.1	0.0750	3.01	1.23	0.025
200	93	8.38	62.7	0.420	161.8	57.4	0.0743	2.59	1.07	0.048
220	104	8.31	62.1	0.427	159.4	65.9	0.0735	2.26	0.938	0.087
240	116	8.23	61.5	0.435	156.9	74.5	0.0727	1.99	0.834	0.151
260	127	8.15	61.0	0.442	154.5	83.3	0.0719	1.77	0.749	0.251
280	138	8.07	60.4	0.449	152.2	92.2	0.0710	1.59	0.677	0.404
300	149	7.99	59.8	0.457	149.8	101.2	0.0701	1.43	0.617	0.629
320	160	7.91	59.2	0.464	147.4	110.4	0.0692	1.30	0.566	0.951
340	171	7.83	58.6	0.471	145.1	119.8	0.0683	1.18	0.522	1.40
360	182	7.75	58.0	0.478	142.7	129.3	0.0674	1.09	0.483	2.02
380	193	7.67	57.4	0.485	140.4	138.9	0.0664	1.00	0.450	2.85
400	204	7.59	56.8	0.492	138.0	148.7	0.0654	0.926	0.421	3.94
420	216	7.50	56.1	0.499	135.6	158.6	0.0644	0.859	0.395	5.35
440	227	7.42	55.5	0.506	133.2	168.7	0.0633	0.800	0.372	7.15
460	238	7.33	54.9	0.514	130.8	178.9	0.0622	0.747	0.352	9.41
480	249	7.25	54.2	0.521	128.4	189.2	0.0611	0.700	0.333	12.2
500	260	7.16	53.5	0.528	125.9	199.7	0.0600	0.658	0.317	15.6
520	271	7.06	52.8	0.535	123.4	210.3	0.0589	0.620	0.303	19.8
540	282	6.97	52.2	0.542	120.9	221.1	0.0577	0.585	0.289	24.8
560	293	6.88	51.4	0.549	118.3	232.0	0.0565	0.553	0.277	30.7
580	304	6.78	50.7	0.556	115.6	243.0	0.0553	0.524	0.267	37.6
600	316	6.68	50.0	0.563	112.9	254.2	0.0540	0.498	0.257	45.7
620	327	6.58	49.2	0.571	110.0	265.5	0.0527	0.474	0.248	55.1
640	338	6.47	48.4	0.578	107.1	277.0	0.0514	0.451	0.241	65.8
660	349	6.36	47.6	0.586	104.1	288.7	0.0501	0.431	0.234	78.1
680	360	6.25	46.7	0.594	101.0	300.5	0.0488	0.412	0.227	92.1
700	371	6.13	45.9	0.602	97.7	312.4	0.0474	0.394	0.222	108
720	382	6.01	44.9	0.612	94.2	324.6	0.0460	0.378	0.217	125
740	393	5.88	43.9	0.622	90.6	336.9	0.0446	0.363	0.213	145
760	404	5.74	42.9	0.633	86.8	349.4	0.0431	0.349	0.210	167
780	416	5.59	41.8	0.646	82.6	362.2	0.0417	0.335	0.207	191
800	427	5.43	40.6	0.662	78.1	375.3	0.0402	0.323	0.205	218

Vapor properties of Therminol® VP-1 heat transfer fluid by temperature^a (SI UNITS)

Temperature		Vapor density	Vapor heat capacity	Vapor enthalpy ^b	Vapor thermal conductivity	Vapor viscosity ^c	
°C	°F	kg/m ³	kJ/(kg·K)	kJ/kg	W/(m·K)	mPa·s	cSt
12	54	—	0.976	419.0	0.0081	0.0057	—
20	68	—	1.00	427.0	0.0085	0.0059	—
30	86	0.00023	1.04	437.2	0.0090	0.0061	—
40	104	0.00055	1.07	447.7	0.0095	0.0063	—
50	122	0.00120	1.10	458.6	0.0100	0.0065	—
60	140	0.00245	1.14	469.8	0.0105	0.0067	2720
70	158	0.00473	1.17	481.3	0.0110	0.0069	1450
80	176	0.00866	1.20	493.2	0.0116	0.0071	817
90	194	0.0152	1.23	505.3	0.0121	0.0073	479
100	212	0.0256	1.27	517.8	0.0126	0.0075	293
110	230	0.0415	1.30	530.7	0.0132	0.0077	185
120	248	0.0651	1.33	543.8	0.0137	0.0079	121
130	266	0.0994	1.36	557.2	0.0143	0.0081	81.5
140	284	0.148	1.39	571.0	0.0148	0.0083	56.3
150	302	0.214	1.42	585.0	0.0154	0.0085	39.8
160	320	0.303	1.45	599.4	0.0160	0.0087	28.8
170	338	0.422	1.48	614.0	0.0166	0.0089	21.2
180	356	0.575	1.51	628.9	0.0171	0.0091	15.9
190	374	0.771	1.54	644.0	0.0177	0.0094	12.1
200	392	1.02	1.57	659.4	0.0183	0.0096	9.38
210	410	1.33	1.60	675.1	0.0189	0.0098	7.36
220	428	1.71	1.63	691.0	0.0195	0.0100	5.85
230	446	2.17	1.66	707.1	0.0201	0.0102	4.70
240	464	2.72	1.68	723.5	0.0207	0.0104	3.82
250	482	3.38	1.71	740.1	0.0213	0.0106	3.13
260	500	4.17	1.74	756.9	0.0219	0.0108	2.59
270	518	5.09	1.77	773.8	0.0226	0.0110	2.16
280	536	6.17	1.79	791.0	0.0232	0.0112	1.82
290	554	7.42	1.82	808.3	0.0238	0.0114	1.54
300	572	8.86	1.84	825.8	0.0245	0.0116	1.31
310	590	10.5	1.87	843.4	0.0251	0.0118	1.13
320	608	12.4	1.90	861.1	0.0258	0.0120	0.970
330	626	14.6	1.92	879.0	0.0264	0.0122	0.841
340	644	17.0	1.95	896.9	0.0271	0.0124	0.731
350	662	19.8	1.97	915.0	0.0277	0.0126	0.639
360	680	22.9	2.00	933.1	0.0284	0.0129	0.560
370	698	26.5	2.03	951.3	0.0291	0.0131	0.493
380	716	30.5	2.05	969.5	0.0298	0.0133	0.435
390	734	35.0	2.08	987.7	0.0304	0.0135	0.384
400	752	40.1	2.11	1005.8	0.0311	0.0137	0.341
410	770	45.8	2.14	1024.0	0.0318	0.0139	0.302
420	788	52.4	2.17	1042.0	0.0325	0.0140	0.268

^aMaximum recommended bulk temperature 400°C (750°F). Vapor properties given for saturated vapor. These data are based on samples tested in the laboratory and are not guaranteed for all samples. Contact us for complete sales specifications for Therminol VP-1 fluid. ^bThe enthalpy basis is liquid at the crystallizing point 12°C (53.6°F). ^c1 cSt = 1 mm²/s and 1 mPa·s = 1 cP

Vapor properties of Therminol® VP-1 heat transfer fluid by temperature^a (ENGLISH UNITS)

Temperature		Vapor density	Vapor heat capacity	Vapor enthalpy ^b	Vapor thermal conductivity	Vapor viscosity ^c	
°F	°C	lb/ft ³	Btu/(lb·°F)	Btu/lb	Btu/(ft·h·°F)	lb/(ft·h)	mPa·s
54	12	—	0.233	180.3	0.0047	0.0138	0.0057
60	16	—	0.236	181.8	0.0048	0.0140	0.0058
80	27	—	0.246	186.6	0.0051	0.0145	0.0060
100	38	—	0.253	191.6	0.0054	0.0150	0.0062
120	49	0.00007	0.263	196.8	0.0057	0.0156	0.0064
140	60	0.00015	0.272	202.1	0.0061	0.0161	0.0067
160	71	0.00032	0.280	207.6	0.0064	0.0167	0.0069
180	82	0.00061	0.289	213.3	0.0068	0.0172	0.0071
200	93	0.00113	0.299	219.2	0.0071	0.0178	0.0073
220	104	0.00199	0.306	225.2	0.0074	0.0183	0.0076
240	116	0.00334	0.315	231.4	0.0078	0.0189	0.0078
260	127	0.00541	0.323	237.8	0.0082	0.0194	0.0080
280	138	0.00846	0.332	244.3	0.0085	0.0200	0.0083
300	149	0.0128	0.339	251.0	0.0089	0.0205	0.0085
320	160	0.0189	0.347	257.8	0.0092	0.0211	0.0087
340	171	0.0273	0.356	264.8	0.0096	0.0217	0.0090
360	182	0.0384	0.363	272.0	0.0100	0.0222	0.0092
380	193	0.0529	0.370	279.3	0.0104	0.0228	0.0094
400	204	0.0717	0.378	286.7	0.0107	0.0233	0.0097
420	216	0.0954	0.387	294.2	0.0111	0.0239	0.0099
440	227	0.125	0.394	301.9	0.0115	0.0245	0.0101
460	238	0.162	0.402	309.7	0.0119	0.0250	0.0103
480	249	0.206	0.409	317.6	0.0123	0.0256	0.0106
500	260	0.260	0.416	325.6	0.0127	0.0261	0.0108
520	271	0.325	0.423	333.7	0.0131	0.0267	0.0110
540	282	0.401	0.430	341.9	0.0135	0.0272	0.0113
560	293	0.492	0.437	350.2	0.0139	0.0278	0.0115
580	304	0.597	0.445	358.6	0.0143	0.0284	0.0117
600	316	0.720	0.452	367.1	0.0147	0.0289	0.0119
620	327	0.862	0.457	375.6	0.0151	0.0295	0.0122
640	338	1.03	0.464	384.2	0.0156	0.0300	0.0124
660	349	1.22	0.471	392.8	0.0160	0.0305	0.0126
680	360	1.43	0.478	401.4	0.0164	0.0311	0.0129
700	371	1.68	0.485	410.1	0.0169	0.0316	0.0131
720	382	1.96	0.492	418.8	0.0173	0.0322	0.0133
740	393	2.29	0.500	427.5	0.0177	0.0327	0.0135
760	404	2.66	0.507	436.2	0.0182	0.0332	0.0137
780	416	3.08	0.516	444.8	0.0186	0.0338	0.0140
800	427	3.57	0.526	453.4	0.0191	0.0343	0.0142



TLC Total Lifecycle Care® program

Eastman's TLC Total Lifecycle Care® program is designed to support Therminol customers throughout their systems' life cycle. This comprehensive program includes system design support, start-up assistance, training, sample analysis, flush and refill fluids, and our fluid trade-in program. In North America, call our hotline at 1-800-433-6997 or contact your local sales or technical representative.

In-service heat transfer fluid sample analysis—When Therminol heat transfer fluids are used within suggested temperature limits, they may provide years of trouble-free service. To help users get maximum life, Eastman offers testing of in-service heat transfer fluids to detect contamination, moisture, thermal degradation, and other conditions that may impact system performance. This comprehensive analysis includes acid number, kinematic viscosity, insoluble solids, low boilers, high boilers, and moisture content. Additional special analyses are available on request. Sample analysis includes sample collection kits that are easy to use. Most systems should be sampled annually. Users should also sample anytime a fluid-related problem is suspected.

myTHERMINOL

Results of the test are presented in a detailed report that provides suggestions for corrective action. Test results are stored in a database for future reference. Customers can access their specific test information via my.therminol.com.

Technical service hotline—Experienced technical service specialists can help answer your questions regarding heat transfer fluid selection, system start-ups, system design, and operational issues.

System design support—Eastman regularly assists some of the world's largest engineering, chemical, and equipment manufacturing companies on the design and operation of heat transfer systems. Our liquid phase and vapor phase design guide information and system design data have been field tested in numerous installations. Eastman also conducts engineering seminars for customers,

engineering firms, and equipment manufacturers to cover a wide range of heat transfer fluid system design and operation issues. Customers can request a technical service visit to audit heat transfer systems for fluid loss and leak prevention opportunities.

Operational training—Eastman believes that by sharing our experience with customers, we can help improve system design, promote safety, and reduce overall cost. Customers can take advantage of Eastman's heat transfer system operation and product training programs. These programs are customized to suit the varied needs of frontline technicians, operations supervisors, maintenance technicians, and design engineers. Customers can also receive training assistance for dealing with important topics like fluid safety and handling.

Safety awareness training—At Eastman, we're "All in for Safety." We provide our customers safety awareness training that focuses on the design, start-up, operation, and maintenance of heat transfer fluid systems.

Start-up assistance—Eastman provides start-up assistance by reviewing procedures and offering suggestions to reduce typical problems. Customers can also receive help by calling their local Eastman technical specialist or through on-site assistance.

Flush fluid and fluid refill—Liquid phase heat transfer systems can be cleaned with Therminol® FF flushing fluid. After the system is flushed, the appropriate liquid phase Therminol heat transfer fluid can be added.

Fluid trade-in program*—As part of our commitment to sustainability and the environment, Eastman offers a trade-in program for used Therminol and competitive heat transfer fluids. Depending on the fluid and its condition, it may be turned in for potential credit towards the purchase of new Therminol heat transfer fluid.

*Available in North America. Contact your local sales representative for more information.

For more information, visit our website, Therminol.com.

<p>North America Solutia Inc. A subsidiary of Eastman Chemical Company 575 Maryville Centre Drive St. Louis, MO 63141 U.S.A. Telephone: Customer Service, 800-426-2463 Technical Service, 800-433-6997</p>	<p>Latin America Solutia Brasil Ltda. A subsidiary of Eastman Chemical Company Rua Alexandre Dumas, 1711—Birmann 12— 7º Andar 04717-004 São Paulo, SP, Brazil Telephone: Brazil, 0800 55 9989 Other Locations, +55 11 3579 1800</p>	<p>Europe/Middle East/Africa Eastman Chemical B.V. Watermanweg 70 3067 GG Rotterdam The Netherlands Telephone: +31 10 2402 111</p>	<p>Asia Pacific Eastman (Shanghai) Chemical Commercial Company Ltd. Building 3, Yaxin Science & Technology Park Lane 399 Shengxia Road Pudong New District 201210, Shanghai, P.R. China Telephone: +86 21 6120 8700</p>
--	---	--	---

EASTMAN

The results of insight™

Eastman Corporate Headquarters
P.O. Box 431
Kingsport, TN 37662-5280 U.S.A.

U.S.A. and Canada, 800-EASTMAN (800-327-8626)
Other Locations, +(1) 423-229-2000

www.eastman.com/locations

Although the information and recommendations set forth herein are presented in good faith, Eastman Chemical Company ("Eastman") and its subsidiaries make no representations or warranties as to the completeness or accuracy thereof. You must make your own determination of its suitability and completeness for your own use, for the protection of the environment, and for the health and safety of your employees and purchasers of your products. Nothing contained herein is to be construed as a recommendation to use any product, process, equipment, or formulation in conflict with any patent, and we make no representations or warranties, express or implied, that the use thereof will not infringe any patent. NO REPRESENTATIONS OR WARRANTIES, EITHER EXPRESS OR IMPLIED, OF MERCHANTABILITY, FITNESS FOR A PARTICULAR PURPOSE, OR OF ANY OTHER NATURE ARE MADE HEREUNDER WITH RESPECT TO INFORMATION OR THE PRODUCT TO WHICH INFORMATION REFERS AND NOTHING HEREIN WAIVES ANY OF THE SELLER'S CONDITIONS OF SALE.

Safety Data Sheets providing safety precautions that should be observed when handling and storing our products are available online or by request. You should obtain and review available material safety information before handling our products. If any materials mentioned are not our products, appropriate industrial hygiene and other safety precautions recommended by their manufacturers should be observed.

© 2019 Eastman. Eastman brands referenced herein are trademarks of Eastman or one of its subsidiaries or are being used under license. The ® symbol denotes registered trademark status in the U.S.; marks may also be registered internationally. Non-Eastman brands referenced herein are trademarks of their respective owners.

Hitec[®] Solar Salt



Product Information

Coastal Chemical Hitec[®] solar nitrate salt is composed of high purity Sodium nitrate and Potassium nitrate salts. This composition provides thermal performance identical to the eutectic mixture, but at a lower cost.

Coastal Chemical Hitec[®] solar salt, when used as a heat transfer and heat storage medium, has been shown to be effective, both from an economic and performance standpoint.

The major performance advantage of Coastal Chemical Hitec[®] solar salt is its ability to store large amounts of heat in a small volume. This is shown by the heat density of 43 BTU/ft³ °F. This heat density is about 2.7 times greater than most liquid metal fluids (~16 BTU/ft³ °F). It is also chemically stable up to 1100 °F.

Product specifications are shown in Table 1. Physical property data are given in Table 2.

Charging

Charging of a solar salt unit can be accomplished by taking the dry salt and melting it in a tank heated electrically or by steam, oil, or gas. The melter has the capability to melt and to bring the melt temperature up to 550 °F, and then to pump the molten salt to the heat-traced and insulated cold storage tank.

Toxicological Properties

The acute oral LD₅₀ for Coastal Chemical Hitec[®] solar salt is 4g/kg. Coastal Chemical Hitec[®] solar salt is considered toxic from this route of exposure according to criteria established by the Federal Hazardous Substances Act. No information is available on the toxicity from dermal or inhalation exposure but, in all probability, it would not be considered toxic from either of these routes of exposure. Coastal Chemical Hitec[®] solar salt will not present a hazard to health when used according to normal industrial handling practices.



Coastal Chemical Co., L.L.C.

5300 Memorial Drive, 11th Floor • Houston, TX 77007 • Phone: 713-865-8787 • Fax: 713-865-8788

Table 1 – Specifications

Component	Minimum, %	Maximum, %
NaNO ₃	59	61
KNO ₃	39	41
NaCl		0.30
Na ₂ SO ₄		0.30
CaO		0.03
MgO		0.03
SiO ₂		0.02
Al ₂ O ₃		0.025
Fe ₂ O ₃		0.025
Insolubles		0.06
Na ₂ CO ₃		0.15

Table 2 – Physical Properties

Solid	
Bulk Density (lb/ft ³)	70-80
Melting Point (°F)	431
(°C)	222
Specific Heat (BTU/lb °F)	0.29
Latent Heat of Fusion (BTU/lb)	57
Energy Required to Melt and Bring Melt to 550 °F (BTU/lb)	206
Liquid	
Specific Heat, average (BTU/lb °F)	0.37
Density (lb/ft ³)	112
Viscosity (cp)	2.1
Thermal Conductivity (BTU/hr ft, °F)	0.31
Heat Transfer Coefficient (BTU/hr ft ² , °F)	1164
Energy Density (BTU/ft ³ °F)	43

Personal Protection

Use with adequate ventilation. Wear goggles, coveralls, impervious gloves, and boots.

Handling and Storage

Coastal Chemical Hitec® solar salt flows easily if kept dry. This can be accomplished by storing packaged salt in a warehouse. Similarly, bulk quantities can be stored in bins provided in bulk warehouses or outside if covered by tarpaulins or air buildings.

Storage inventories can be retrieved by standard mechanical bulk handling equipment, and transported to the charging facilities.



Coastal Chemical Co., L.L.C.

5300 Memorial Drive, 11th Floor • Houston, TX 77007 • Phone: 713-865-8787 • Fax: 713-865-8788

Spill and Leak Procedures

Remove all sources of ignition. Wear a NIOSH/MSHA approved dust respirator. Follow OSHA regulations for respirator use. (See Title 29, Section 1910.134, *Code of Federal Regulations*.) Wear goggles, coveralls, impervious gloves, and boots. Minimize contamination with organic material. Do not return to original container. Place in a fresh container and isolate outside or in a well-ventilated area. Do not seal container. Flush any residual material with large quantities of water. Wash off contaminated clothing before reuse.

Disposal

Dispose of unused product in a manner approved for this material. Consult appropriate Federal, state, and local regulatory agencies to ascertain proper disposal procedures.

Shipping

Coastal Chemical Hitec[®] solar salt is available in 400 lb weather pack fiber drums, 25 ton pneumatic truck trailers, and 50 and 100 ton hopper rail cars.

Technical Assistant

Technical assistance is available to facilitate your further investigation of Coastal Chemical Hitec[®] solar salt. If you have a question or need more information, please call or write Coastal Chemical Co., L.L.C., P.O. Box 820, Abbeville, Louisiana 70511-0820, 318-893-3862.

References

1. Carling, R.W., et al., Molten Salt Technology Development Status Report, Sandia National Laboratories, Livermore, SAND80-8052, March 1981.
2. Perry, R.H., Chemical Engineers' Handbook, 4th ed., McGraw-Hill Book Company, New York, 1963.
3. Coastal Chemical Co., Internal Communication.
4. Martin Marietta Corporation, RFQ21881, February, 1981.
5. Janz, G.J., et al., Physical Properties Data Compilations Relevant to Energy Storage II. Molten Salts, NSRDS, April, 1979.

The data presented in this bulletin are typical only and not specifications. The information and suggested uses are based on evaluations believed reliable. No guarantee or warranties are expressed or implied, however, including the implied warranty of merchantability and fitness for particular purpose. Coastal Chemical Co., LLC disclaims any liability in the use of these data, including possible infringement of patent.



Coastal Chemical Co., L.L.C.

5300 Memorial Drive, 11th Floor • Houston, TX 77007 • Phone: 713-865-8787 • Fax: 713-865-8788



SIEMENS

Ingenuity for life

SST-700/900

Economical dual-casing steam turbine for reheat applications

[siemens.com/steamturbines](https://www.siemens.com/steamturbines)

Siemens' Model SST-700/900 steam turbine is a standard turbine solution featuring a short delivery time thanks to its fixed standard design. Pre-defined turbine modules enable short manufacturing periods, cost-efficient materials supply and fast ex-works delivery.

The straight-flow turbine design solution offering power outputs of up to 250 MW consists of one geared high-pressure (backpressure) steam turbine, and a combined intermediate/low-pressure (condensing) steam turbine, both of which drive an electrical generator arranged between them. The dual-casing reheat turbine configuration with inner casing is a competitive, optimized product for combined-cycle power plants and concentrated solar power plants.

Successful SST-700/900 configuration

The SST-700/900 is configured in Siemens' global standard Enhanced Platform Design. The turbines are highly efficient thanks to the improved blade and seal designs. The steam path is equipped with specialized steam inlets which ensure high temperatures (up to 565 °C) with short heatup times, which likewise contributes to enhancing efficiency, as do additional competitive solutions for lower parameters. The turbines are all of simple modular construction for flexibility and ease of configuration and maintenance.

Fast load changes, short startup times

The optimized homogenous geometry of the casing design guarantees reduced startup times by up to 50% over previous designs. Faster load changes and an unlimited number of load changes over the unit's service lifetime allow for virtually any load regime.

Long service life

The consistent long-term material behavior of this turbine series ensures a long product service life of 200,000 operating hours. The use of proven designs for the high- and intermediate-pressure blades with tried-and-tested root clamping designs, for example, and of maintenance-free bolts good for up to 50,000 operating hours, serves to ensure a very high level of availability.

Reheat improves efficiency

Integrating a steam reheat system is one of the best means of increasing overall plant performance. In Siemens' reheat turbine package, live steam is routed through a high-pressure (HP) turbine, returned to the steam generator to increase the steam temperature, then routed through a low-pressure (LP) turbine. Raising the temperature of steam that is moving from an HP turbine to an LP turbine generates higher output for same amount of fired fuel.

Typical applications

- Combined cycle power plants
- Concentrated solarthermal power plants
- Biomass fired power plants

Customer Benefits

- Fast load changes
- Short startup times
- Increased efficiency
- Longer service life
- Low-level arrangement



Configuration with center steam admission at backpressure (HP) and condensing (LP) steam turbine BH-40, BH-50, CN-80/8,7

Technical overview



Low-level arrangements

The SST-700/900 configuration is designed in a low-level arrangement. This keeps the foundation simple, reduces the size of the turbine building, and simplifies the piping systems and all other related arrangements. The design consequently also reduces initial costs significantly.

- Power output: up to 250 MW
- Speed: 3000 or 3600 rpm
- Live steam inlet pressure: $\leq 180 \text{ bar(a)}$ / $\leq 2611 \text{ psi}$
- Live steam inlet temperature: $\leq 565^\circ\text{C}$ / $\leq 1050^\circ\text{F}$
- Reheat: up to 565°C / 1050°F and up to 45 bar(a)
- Condensing exhaust casing: up to 12.5 m^2
- Controlled and/or uncontrolled (up to 7) extraction possible

Reference applications



Parabolic trough technology in Morocco

On February 4, 2016, the King of Morocco, Mohammed VI, dedicated the Noor I unit of Ouarzazate Solar Power Station. This is the first of four phased Noor projects at Ouarzazate site which are expected to provide a total electrical generating capacity of 580 megawatts, making it the largest complex of its kind in the world. Siemens is supplying three turbine-generator sets for the power station. NOOR I and NOOR III will each operate an SST-700/900 configuration.

Steam turbine: SST-700/900

Power output: 160 MW

Inlet steam temperature: 380°C / 716 °F

Inlet steam pressure: 168 bar(a) / 2437 psi

Exhaust pressure: 0.06 bar(a) / 0.87 psi



Solar tower technology in California

The company BrightSource Energy developed the Ivanpah Solar Energy Generating System in California's Mojave Desert. The facility consists of three separate plants based on solar tower technology delivering in total approximately 400 MW of electricity to the U.S. utilities PG&E and Southern California Edison. The whole complex will generate enough electricity to power more than 140,000 homes.

Steam turbine: SST-700/900

Power output: 123 MW(e)

Inlet pressure: 160 bar(a) / 2321 psi

Inlet temperature: 550° C / 1004° F



La Caridad combined-cycle power plant in Mexico

Siemens supplied two turnkey combined cycle power plants to provide power for the Grupo Mexico mines. The two power plants of La Caridad I and II each have an installed capacity of 250 megawatts, producing 500 megawatts for the Sonora region. This resource-friendly combined cycle power plant enables Grupo Mexico to cut 40 percent from its electricity costs.

Steam turbine: SST-700/900

Power output per plant: 250 MW

Scope of supply: Turnkey incl:

SGT-6-5000 F, SST-700/900, SPPA-T3000

For more information, please contact our Customer Support Center:

Phone +49 / (0) 180 / 524 70 00

Fax +49 / (0) 180 / 524 24 71

(Charges depending on provider)

E-mail: support.energy@siemens.com

Article-No. PGSU-B10016-00-7600

Dispo 34808

DA 1216.5 BB I1116 V1

Printed in Germany

Subject to changes and errors. The information given in this document only contains general descriptions and/or performance features which may not always specifically reflect those described, or which may undergo modification in the course of further development of the products. The requested performance features are binding only when they are expressly agreed upon in the concluded contract.

Published by and copyright © 2016:

Siemens AG
Power and Gas
Freyeslebenstr. 1
91058 Erlangen, Germany

Siemens AG
Power and Gas, Steam Turbines
Lutherstraße 51
02826 Goerlitz, Germany

siemens.com/steamturbines

EUROTROUGH - Parabolic Trough Collector Developed for Cost Efficient Solar Power Generation

Michael Geyer^b, Eckhard Lüpfert^f,
Rafael Osuna^a, Antonio Esteban^a, Wolfgang Schiel^c, Axel Schweitzer^c, Eduardo Zarza^e, Paul Nava^b,
Josef Langenkamp^b, Eli Mandelberg^d

^a INABENSA Instalaciones Abengoa S.A., Avenida de la Buhaira 2, E-41018 Sevilla, Spain

^b FLABEG Solar International GmbH, Mühlengasse 7, D-50667 Köln, Germany

^c Schlaich Bergermann und Partner, Hohenzollernstr.1, D-70178 Stuttgart, Germany

^d SOLEL Solar Systems, P.O. Box 811, Beit Shemesh 99107, Israel

^e CIEMAT Plataforma Solar, Apartado 22, E-04200 Tabernas (Almería), Spain

^f DLR Plataforma Solar, Apartado 39, E-04200 Tabernas (Almería), Spain

Abstract - The high-performance EuroTrough parabolic trough collector models ET100 and ET150 have been developed for the utility scale generation of solar steam for process heat applications and solar power generation. With corresponding receiver tubes they can be used in combination with various heat transfer fluids in large solar fields. With an optical concentration of 82:1 operating temperatures over 500°C may be reached. The ET100 and ET150 structure geometry has included wind channel and finite element method validation and is compatible with the standard receiver tubes and mirror panels of the market. The loop and field concept is also fully compatible with the proven solar field technology of the successful Solar Electric Generating Systems (SEGS) in California and can be integrated to field sizes for up to 200 MW_{el} solar plants. The collector modules have been fully qualified in the years 2000 – 2002 with a synthetic heat transfer fluid for 395°C operation at the Plataforma Solar in Almeria with independent performance test certificates from the research laboratories. 14% solar field cost reduction are anticipated due to weight reduction and collector extension to 150 meters. A 50 MW solar power plant with 549 000 m² of EuroTrough collectors and 9h-thermal storage is projected for South Spain.

1. Technical Features

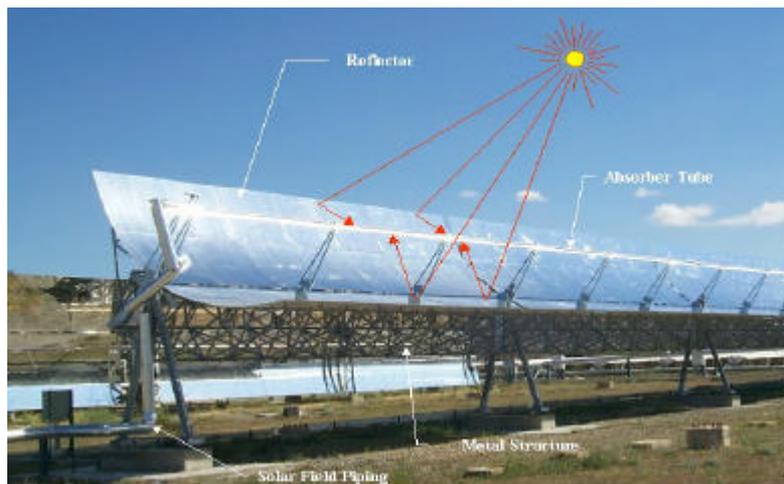


Figure 1: Working Principle of the EuroTrough collector

Figure 1 shows the working principle of the EURO TROUGH collector at the Plataforma Solar. By tracking the sun from sunrise to sunset, the parabolic EuroTrough collectors concentrate the sun's radiation with their parabolic mirror facets on the absorber tubes along their focal line. Through these absorber tube circulates a heat transfer fluid (HTF), usually synthetic oil, which is heated to a temperature of nearly 400°C.

EuroTrough Model	ET100	ET150
Focal Length	1.71 m	1.71 m
Absorber Radius	3.5 cm	3.5 cm
Aperture Width	5.77 m	5.77 m
Aperture Area	545 m ²	817.5 m ²
Collector Length	99.5 m	148.5 m
Number of Modules per Drive	8	12
Number of Glass Facets	224	336
Number of Absorber Tubes (4.1 m)	24	36
Mirror reflectivity	94%	94%
Weight of steel structure and pylons, per m ² aperture area	19.0 kg	18.5 kg

Table 1: Main characteristic parameters of EuroTrough 100 m and 150 m

The EuroTrough collector models are made up of identical 12 m long collector modules. Each module comprises 28 parabolic mirror panels - 7 along the horizontal axis between pylons and 4 in a vertical cross-section. Each mirror is supported on the structure at four points on its backside. This permits the glass to bend within the range of its flexibility without effect on the focal point. The 100 m long ET100 has 8 collector modules and an aperture area of 545 m², the 150 m long ET150 has 12 collector modules and an aperture area of 817.5 m².

Detailed wind tunnel tests have been conducted for obtaining a reliable database for the expected wind loads at different locations in the collector field. Bending and torsion forces have been determined in these experiments. Horizontal forces and pitching moments have been evaluated for different wind speed and direction, different collector positions in the field and various elevations of the collector.

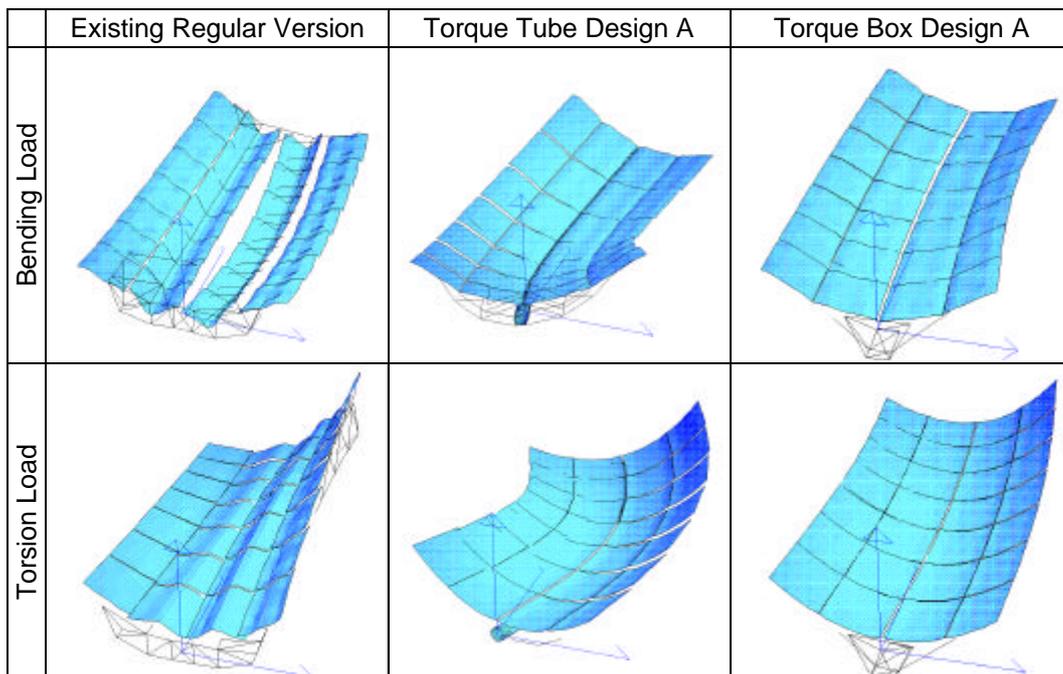


Figure 2: Concentrator deformation analysis for different support structures

Detailed FEM investigations (see Figure 2) on the structural behaviour under various load cases (dead load, wind loads for a range of pitching angles of the collector and wind directions) for alternate designs, complex computer modelling and ray tracing were performed to obtain the best possible relationship of optical accuracy and collector cost.

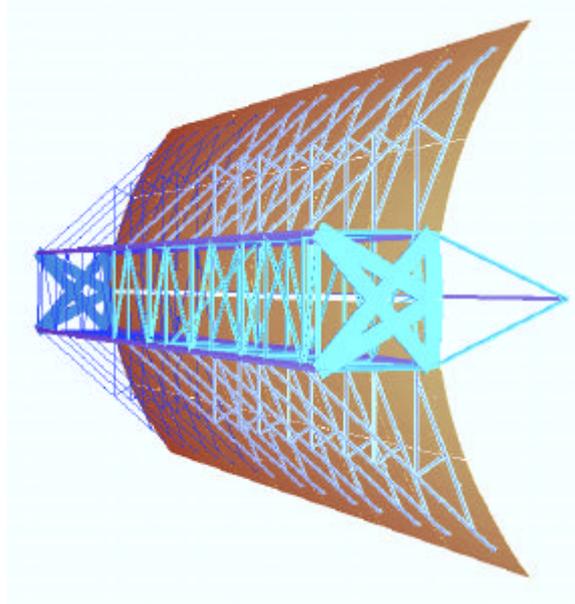


Figure 3: Computer Model of the EuroTrough Collector with Torque-Box Design

Based on these studies a so-called torque-box design has been selected for the EuroTrough, with less weight and less deformations of the collector structure due to dead weight and wind loading than the reference designs (LS-2 torque tube or the LS-3 V-truss design, both commercial in the Californian plants). This reduces torsion and bending of the structure during operation and results in increased optical performance and wind resistance. The weight of the steel structure has been reduced about 14% as compared to the available design of the LS-3 collector.

The central element of the box design is a 12-m long steel space-frame structure having a squared cross section that holds the support arms for the parabolic mirror facets. The torque box is built out of only 4 different steel parts. This leads to easy manufacturing, and decreases required efforts and thus cost for assembling on site. Transportation volume has been optimized for maximum packing. The structural deformation of the new design is considerably less than in the previous design (LS-3), which results in a better performance of the collector. Thus the spillage during operation can be reduced by approximately 2-10 percentage points.

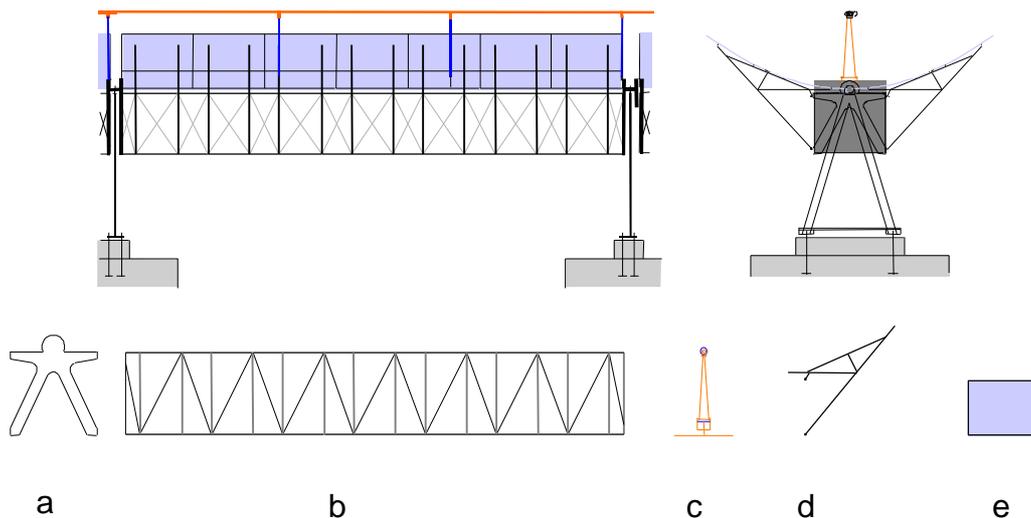


Figure 4: EuroTrough collector element consisting out of (a) 2 endplates; (b) 4 simple steel frames screwed to a torque box; (c) 3 absorber tube supports; (d) 28 cantilever arms and (e) 28 mirror facets.

The design utilizes mirror supports that make use of the glass facets as static structural elements, but at the same time reduce the forces on the glass sheets by a factor of three. This promises less glass

breakage with the highest wind speeds. Absorber tube supports were designed such to reduce the breakage risk and to ease mirror cleaning in comparison to the LS-3 collector.

The accuracy of the concentrator is achieved by a combination of prefabrication with jig mounting on site. The majority of the structural parts are produced with steel construction tolerances. The accuracy for the mirror supports is introduced with the glass brackets on each of the cantilever arms. This concept allows minimum assembly manpower and cost in series fabrication of solar fields.

The ET100 and ET150 are tracked with the sun during operation along their long axis with a hydraulic drive. The drive system consists out of two hydraulic cylinders mounted on the central drive pylon. From a control box mounted on the drive pylon signal and power lines lead to the hydraulic unit, the rotational encoder, limit switches and temperature sensors.

The tracking system developed for the ET100 and ET150 on the Plataforma Solar is based on 'virtual' tracking. The traditional sun-tracking unit with sensors that detect the position of the sun has been replaced by a system based on calculation of the sun position using a mathematical algorithm [2]. The unit is implemented in EuroTrough with a 13-bit optical angular encoder (resolution of 0.8 mrad) mechanically coupled to the rotation axis of the collector. Comparing both sun and collector axes positions by an electronic device, an order is sent to the drive system, inducing tracking. The latest version of the solar coordinates calculation algorithm was checked against the Multiyear Interactive Computer Almanac (MICA), a software product of the United States Naval Observatory. Errors in longitude and/or latitude of the site below 10 km do not provoke a significant positioning error, if the parabolic trough collectors are correctly aligned.

Following cost reduction potentials have been exploited:

1. Cost reduction by simplification of the design:
less different profiles, parts, better transportation; assembly concept; cost reduction by weight reduction of the structure; frame work structure, closed profiles, corrosion protection; finite element method for structural design calculations; wind analyses for proper definition of the load cases
2. Cost reduction by improvement of the optical performance of the collector:
rigid support structure --> frame work torque box; manufacturing, assembly accuracy
3. Cost reduction achieved in additional steps: possible tilt of the collector and extension of collector length per drive unit (ET150).

The anticipated overall cost reduction for the solar field is 14% for ET150 collectors. Additional reduction of solar electricity cost will be achieved by the higher annual performance due to improved optical parameters.

2. Performance

Tests were carried out and evaluated on thermal performance and structural torsion under external load. The EuroTrough collector showed a performance of 3 % points higher than LS-2 reported by Sandia, see Figure 5.

Because of the fact that the efficiency definitions used by Sandia for the LS-2 collector evaluation [5] are the same as used for the EuroTrough, both collector types can be compared directly. The measured specific thermal losses of the EuroTrough and the LS-2 collector are almost identical, which is explained by the use of the same heat collection element as absorber (Solel HCE tubes with Cermet coating). That leads to a similar thermal efficiency of both collectors. The EuroTrough collector behavior for incident angles of more than 30° is more efficient than the LS-2 collector. This is due to the larger collector module, higher geometric precision of the parabola, and less shading due to improved absorber support design.

Collector torsion under load was analyzed from the measurements of the angular encoders of each collector pylon.

A test with photogrammetric surface analysis has been performed. Its results served for detailed 3-dimensional insight in the reflector and support structure properties and improvements towards higher collector efficiency.

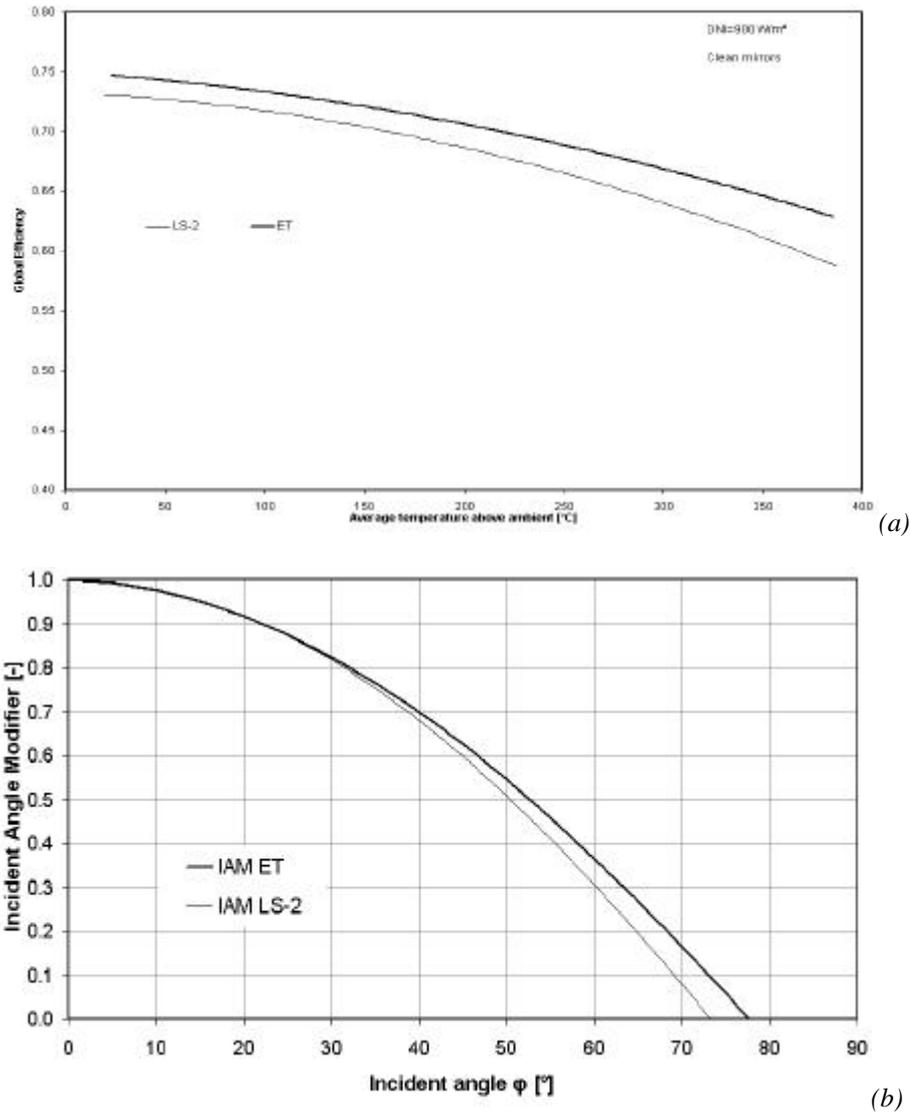


Figure 5: Global Collector Efficiency (a) and Incident Angle Modifier (b) for the EURO TROUGH collector (upper line) and the LS-2 reference measurements (Sandia, USA), both using previous version of Solel HCE absorber tubes, for clean mirrors, reference area $4 \times 11.98 \times 5.77 \text{ m}^2$, and $\text{DNI} = 900 \text{ W/m}^2$.

The new model of absorber tube – the UVAC (Universal vacuum collector, SOLEL), has the same external size and shape as the previous model (HCE), but higher performance and better durability. The following product improvements were achieved:

1. Coefficients of absorptivity α and emissivity ϵ are improved to give additional thermal annual output of up to 20% (depending on site conditions).
2. The original selective coating was designed to be stable at high temperature and in vacuum but the stability at exposed environment (air & humidity) was relatively limited. The applied UVAC selective coating is designed to work at vacuum and exposed outdoor conditions, with no oxidation or oxide deposit on the glass tubes. Operating temperature at exposed environment (air) is 400°C .
3. A new solar radiation shield set was designed in such a way, that it shields the glass to metal connection zone and the bellow connections, maintaining the fixed relative position in spite of the axial displacement of the tube during heat up. The design specification demands of the shield set are to protect the glass-to-metal connection even at extremely low radiation angles of the sun, of both direct and reflected sunrays, while it interferes as little as possible with the effective collecting area of the UVAC, so as not to deteriorate the overall efficiency of the solar system.

Possible heat transfer fluids are ranging from the proven synthetic oils to silicon oil, water/steam and molten salts.

SCHOTT PTR[®]70 Receivers

Designed for maximum profitability of the power plant

SCHOTT Solar CSP introduces the 4th generation of receivers, which benefits from the experience of more than 1 Million receivers installed in over 50 CSP projects worldwide. The new generation SCHOTT PTR[®]70 again sets the benchmark in product performance and provides superior product durability and lifetime.

The SCHOTT PTR[®]70 is designed for usage in state-of-the-art power plants operating with oil-based heat transfer fluids at temperatures up to 400°C.



Stable performance

The optical properties of the absorber coating are crucial for the performance of the collector field. SCHOTT Solar CSP has developed and patented the absorber coating with remarkable optical and thermal values for a long-term performance stability.

Higher efficiency through low heat loss

A new receiver end design includes an innovative internal heat shield that minimizes heat losses and improves the efficiency of the receiver.

Improved handling and robustness

The 4th generation receiver is significantly lighter and is equipped with a protection cap at the receiver ends. It prevents mechanical impact to sensitive parts during mounting, installation and operation, thus improving project execution.

SCHOTT
solar

Validated best-in-class performance

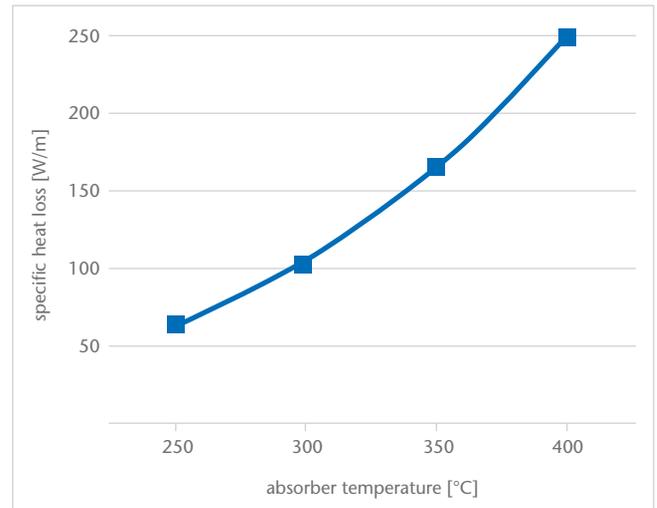
According to measurements at DLR (German Aerospace Centre) Quarz, the SCHOTT 4th generation receiver shows an optical performance 6% above the industry standard.

Heat loss measurements carried out in a round robin test performed by SCHOTT Solar CSP in cooperation with NREL (US National Renewable Energy Laboratory) and DLR confirmed a heat loss of less than 250 W/m at working temperatures (400°C).

Technical specification

Components	Specification
Dimension	<ul style="list-style-type: none"> length: 4060 mm at 20°C ambient temperature (159.8 inches at 68°F) aperture length: > 96.7% of the bulk length at 350°C/662°F working temperature
Absorber	<ul style="list-style-type: none"> outer diameter: 70 mm / 2.75 inches steel-type: DIN 1.4541 or similar solar absorptance: <ul style="list-style-type: none"> $\alpha_{ISO} \geq 95.5\%$ $\alpha_{ASTM} \geq 96\%$ thermal emittance: $\epsilon \leq 9.5\%$
Glass envelope	<ul style="list-style-type: none"> Borosilicate glass outer diameter: 125 mm / 4.9 inches antireflective coating solar transmittance: $\tau \geq 97\%$
Thermal losses	<ul style="list-style-type: none"> in conjunction with SCHOTT Solar CSP patented shields < 250 W/m (@ 400°C) < 165 W/m (@ 350°C) < 110 W/m (@ 300°C) < 70 W/m (@ 250°C)
Vacuum	<ul style="list-style-type: none"> residual gas pressure: $\leq 10^{-3}$ mbar
Heat transfer fluid	<ul style="list-style-type: none"> non-corrosive thermal oil with an effective partial pressure of dissolved Hydrogen of $p_{H_2} < 30$ Pa
Operating pressure	<ul style="list-style-type: none"> ≤ 41 bar (absolute)

Thermal losses





TRABAJO FIN DE GRADO

Diseño preliminar de una planta solar termoeléctrica con tecnología de captadores cilindro parabólicos ubicada en Tenerife

ANEXO V: Planos

Titulación:

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor:

Daniel Fariña González

Tutor:

José Florencio Negrín Orán

Julio 2020

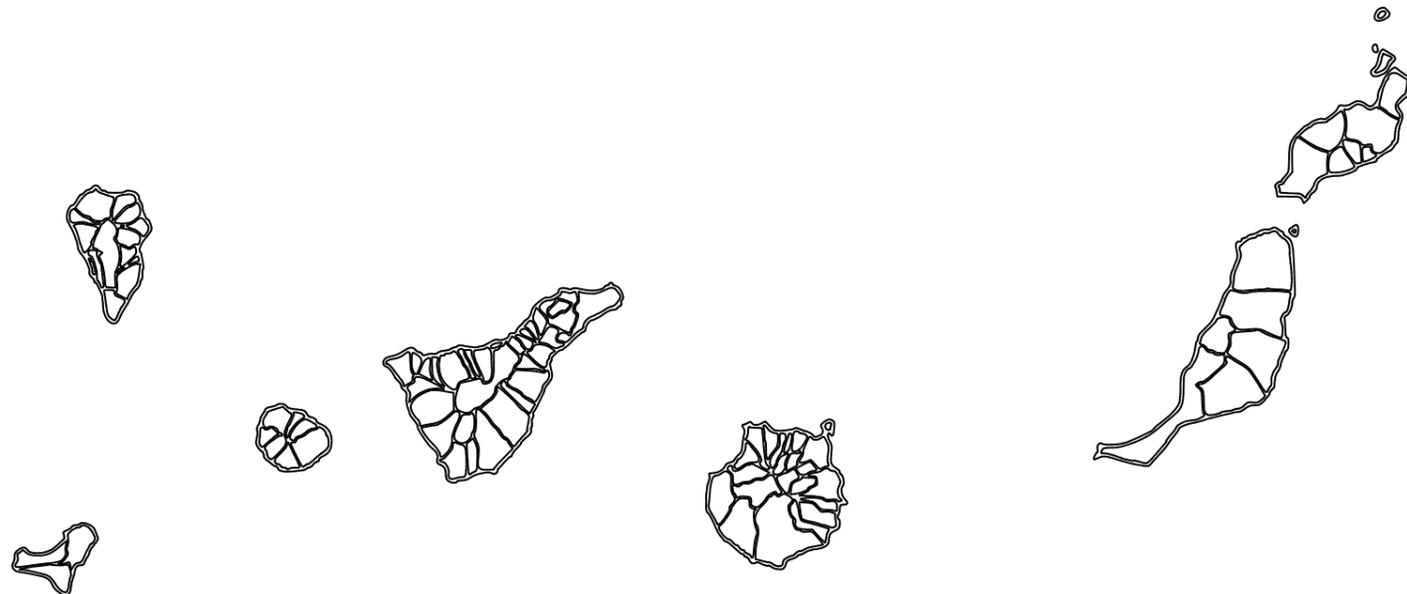
Índice:

1. Situación
2. Emplazamiento
3. Esquema del campo solar
4. Lazos de colectores
5. Prediseño de la planta solar

TENERIFE



Granadilla de Abona, 38619,
Santa Cruz de Tenerife



DISEÑO PRELIMINAR DE UNA PLANTA SOLAR TERMOELÉCTRICA CON TECNOLOGÍA DE CAPTADORES CILINDRO PARABÓLICOS UBICADA EN TENERIFE			
Autor: Daniel Fariña González	Id. s. normas: UNE-EN-DIN	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA <i>Grado Ingeniería Mecánica</i> <i>Universidad de La Laguna</i>
Comprobado: abril 2020	ESCALA: S/E		Nº PLANO: 1.00
Situación			



Granadilla de Abona, 38619,
Santa Cruz de Tenerife

DISEÑO PRELIMINAR DE UNA PLANTA SOLAR TERMOELÉCTRICA CON TECNOLOGÍA DE CAPTADORES CILINDRO PARABÓLICOS UBICADA EN TENERIFE

Autor: Daniel Fariña González

Id. s. normas:
UNE-EN-DIN



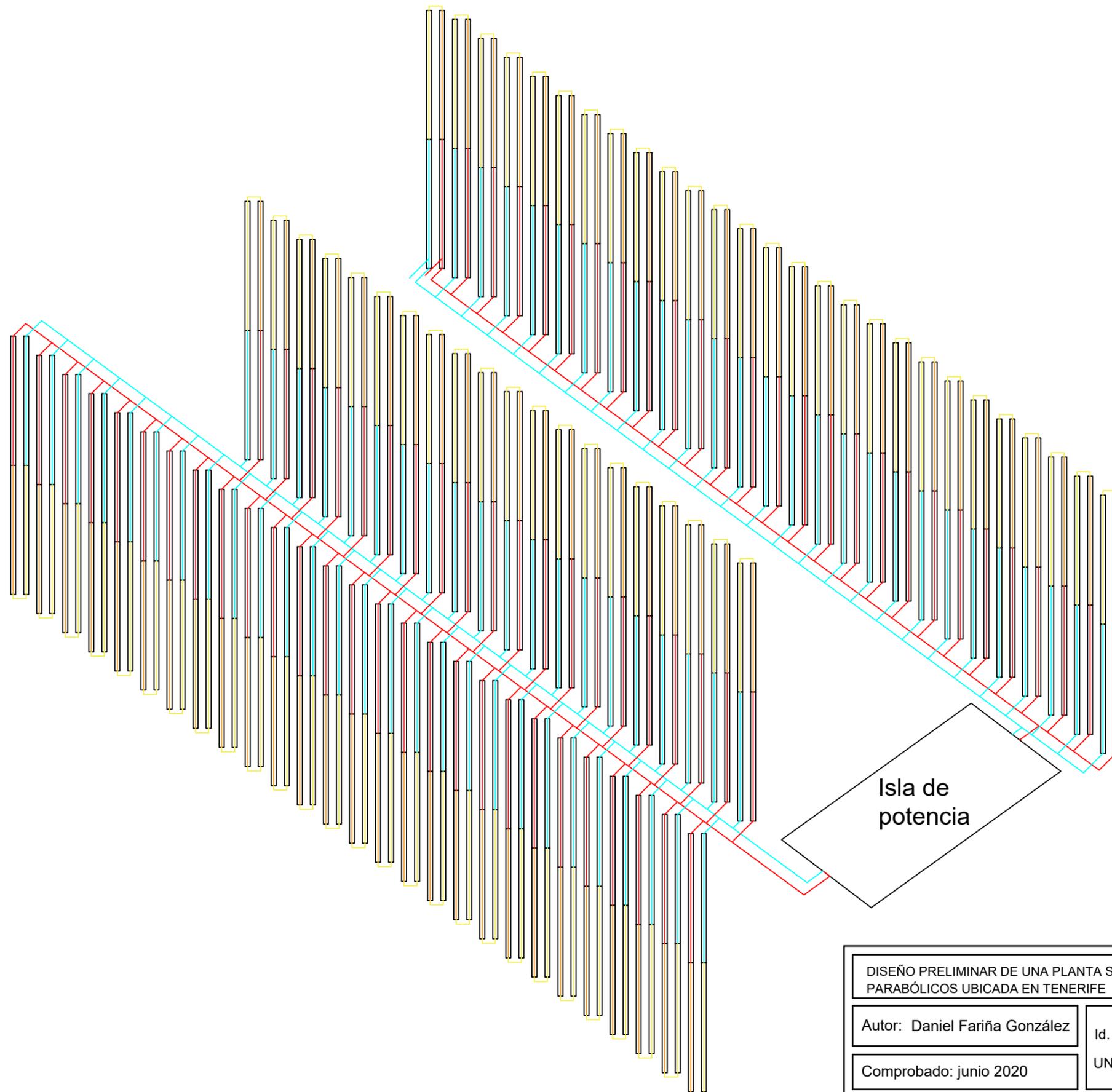
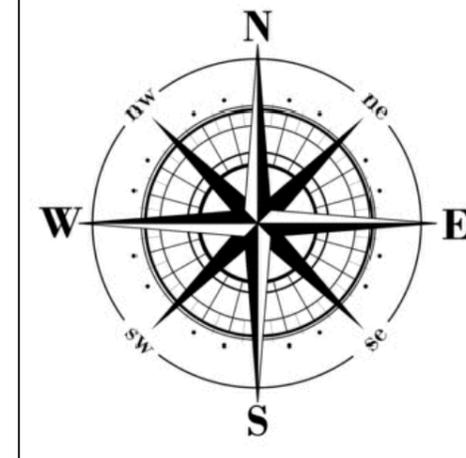
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA
Grado Ingeniería Mecánica
Universidad de La Laguna

Comprobado: abril 2020

ESCALA:
1:8000

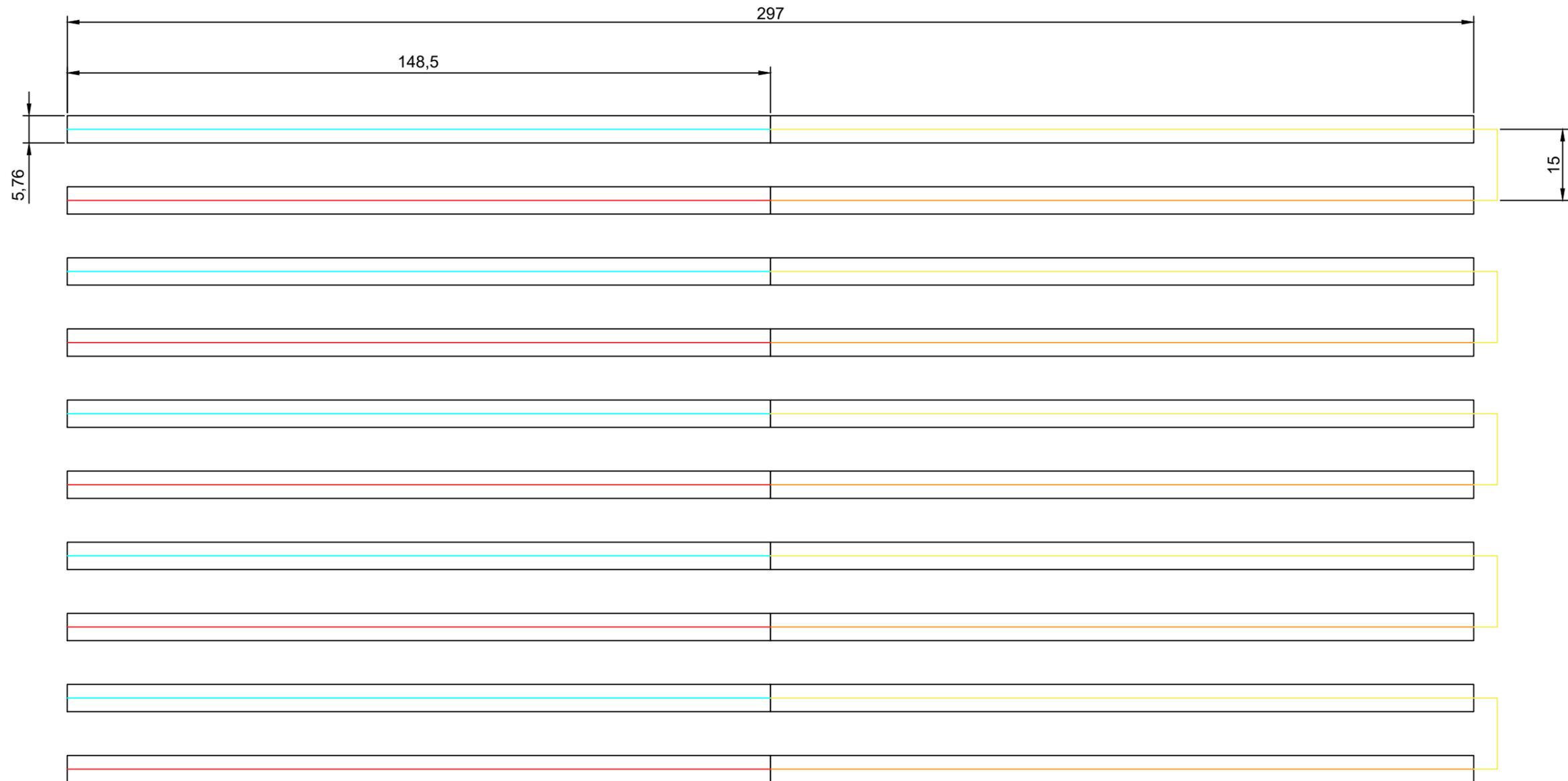
Emplazamiento

Nº PLANO:
2.00



Leyenda	
	Lazo
	Tubería caliente
	Tubería fría

DISEÑO PRELIMINAR DE UNA PLANTA SOLAR TERMOELÉCTRICA CON TECNOLOGÍA DE CAPTADORES CILINDRO PARABÓLICOS UBICADA EN TENERIFE			
Autor: Daniel Fariña González	Id. s. normas: UNE-EN-DIN		ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA <i>Grado Ingeniería Mecánica</i> <i>Universidad de La Laguna</i>
Comprobado: junio 2020	Esquema campo solar		Nº PLANO: 3.00
ESCALA: 1:5000			



unidades en metros

DISEÑO PRELIMINAR DE UNA PLANTA SOLAR TERMOELÉCTRICA CON TECNOLOGÍA DE CAPTADORES CILINDRO PARABÓLICOS UBICADA EN TENERIFE

Autor: Daniel Fariña González

Id. s. normas:
UNE-EN-DIN



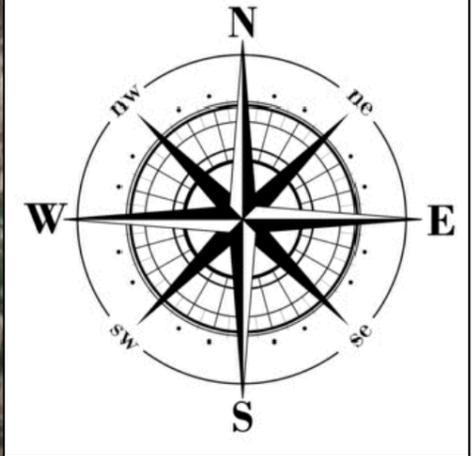
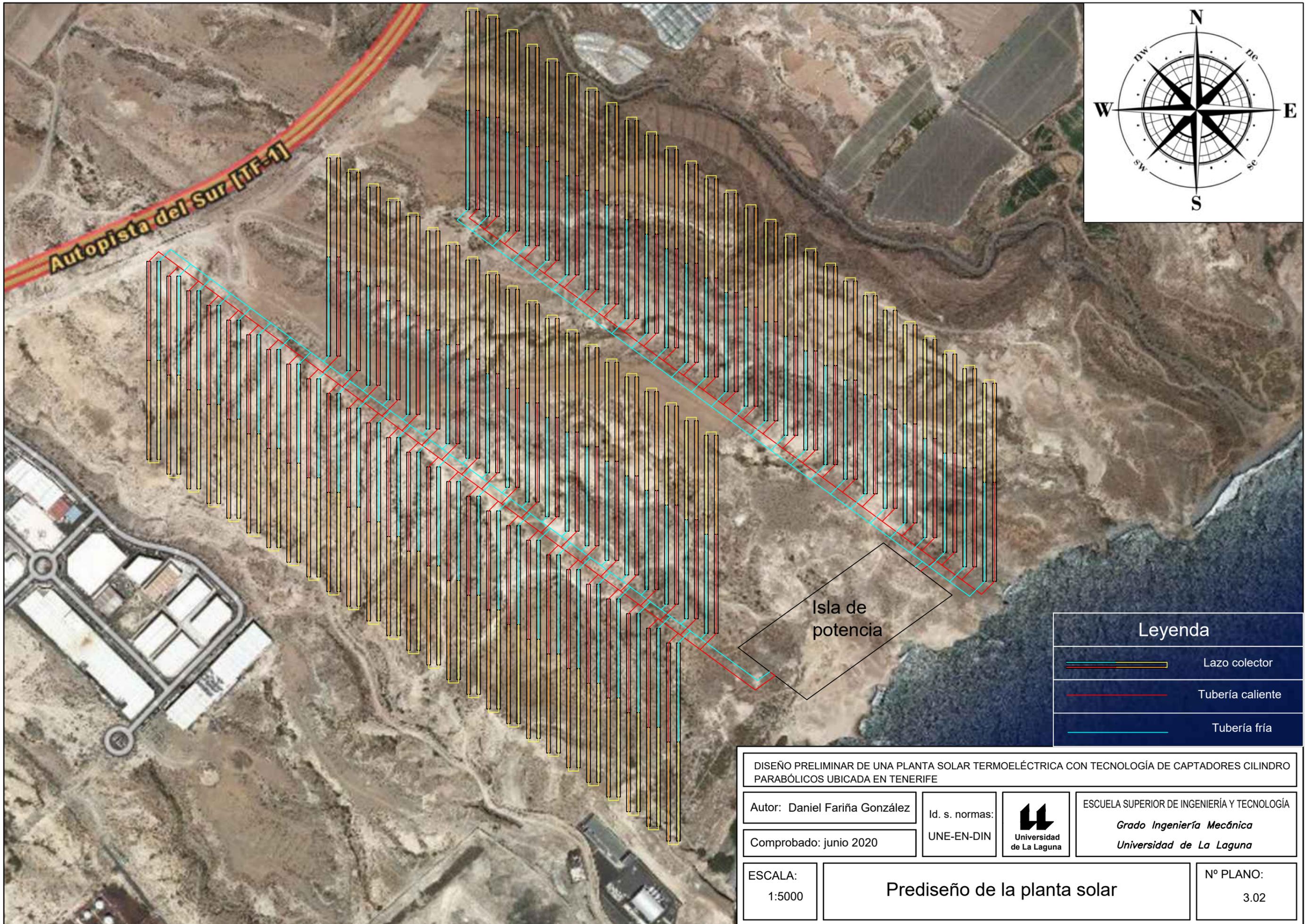
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA
Grado Ingeniería Mecánica
Universidad de La Laguna

Comprobado: junio 2020

ESCALA:
1:1000

Esquema de los lazos

Nº PLANO:
3.01



Leyenda	
	Lazo colector
	Tubería caliente
	Tubería fría

DISEÑO PRELIMINAR DE UNA PLANTA SOLAR TERMOELÉCTRICA CON TECNOLOGÍA DE CAPTADORES CILINDRO PARABÓLICOS UBICADA EN TENERIFE

Autor: Daniel Fariña González

Id. s. normas:
UNE-EN-DIN



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA
Grado Ingeniería Mecánica
Universidad de La Laguna

Comprobado: junio 2020

ESCALA:
1:5000

Prediseño de la planta solar

Nº PLANO:
3.02