

Trabajo Fin de Grado

Ingeniería de la Energía

Anteproyecto de una instalación de colectores cilindro-parabólicos para un aeródromo

Autor: Francisco Javier Mediano Prieto

Tutor: José Antonio Vélez Godiño

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

Sevilla, 2026



Trabajo Fin de Grado
Ingeniería de la Energía

Anteproyecto de una instalación de colectores cilindro-parabólicos para un aeródromo

Autor:

Francisco Javier Mediano Prieto

Tutor:

José Antonio Vélez Godiño

Profesor Permanente Laboral

Dpto. de Ingeniería de la Construcción y Proyectos de Ingeniería
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla
Sevilla, 2026

Trabajo Fin de Grado: Anteproyecto de una instalación de colectores cilindro-parabólicos para un aeródromo

Autor: Francisco Javier Mediano Prieto

Tutor: José Antonio Vélez Godiño

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2025

El Secretario del Tribunal

Agradecimientos

Este trabajo de fin de grado es para mí solo un peldaño más en la consecución de mis metas y objetivos, como así lo fueron el resto de las asignaturas del grado. No obstante, mi paso por la Universidad de Sevilla y la Universidad de Málaga, donde también realicé parte de mi formación, ha supuesto retos que han dado forma a la persona que soy. Quiero agradecer brevemente a todas las personas que me han acompañado durante esta etapa que comenzó en el curso 2019-2020, que me han dado su cariño y su apoyo en todas las decisiones que he tomado desde entonces. Por último, quiero mencionar a Miguel, mi compañero y amigo durante estos años. Juntos hemos vivido esta etapa, y no podría enumerar la cantidad de veces que hizo que hasta en las situaciones más complejas del grado todo fuese mucho más llevadero.

Francisco Javier Mediano Prieto

Alcalá de Guadaíra, Sevilla

2025

Resumen

En este documento se recoge el anteproyecto de una central termosolar cilindro parabólica con capacidad para suministrar 25 MW de potencia eléctrica de origen renovable a un aeródromo cercano. Para ello, se ha determinado un emplazamiento y se ha llevado a cabo un primer dimensionamiento de los aspectos más importantes de este tipo de plantas, así como la selección de los principales equipos susceptibles de ser empleados en el proyecto. Además, por el carácter académico de este documento, se ha decidido realizar la descripción de las tecnologías y procesos principales de la central con el objetivo de dotar de una mayor información teórica a dicho anteproyecto.

Asimismo, pese a que este trabajo se centra fundamentalmente en el aspecto de la ingeniería, se ha llevado a cabo un análisis económico de los costes de inversión, mantenimiento, y operación de la planta a fin de proporcionar un mayor realismo.

Durante el desarrollo del anteproyecto se han utilizado numerosas herramientas de software que han facilitado la obtención de datos y la caracterización de la instalación. AutoCAD para la elaboración de los documentos de planimetría, SAM para la simulación del diseño de procesos y selección de equipos, o PV GIS para la obtención de datos climáticos de la zona de emplazamiento son algunos ejemplos de la relevancia de estas herramientas en la consecución de los objetivos de este trabajo de fin de grado, el cual supone un broche final al plan de estudios contemplado en el Grado de Ingeniería de la Energía.

This document contains the preliminary design of a parabolic trough technology solar power plant which aims to supply with 25 MW of renewable electric power a nearby aerodrome. For this purpose, a site has been selected and an initial sizing of the most important aspects of this type of plant has been carried out, as well as the selection of main equipment likely to be used in the Project.

In addition, due to the academic nature of this document, it was decided to include a description of the main processes and technologies of the plant in order to provide with more theoretical information to support the preliminary design.

Although this work primarily focuses on engineering terms, an economic analysis of investment, maintenance, and operational costs has also been made to provide with a more realistic outlook.

Throughout the development of the preliminary design, numerous software tools have been used to facilitate the labor of collecting data and the characterization of the facility. AutoCAD was employed for drafting the layout documents, SAM for process design simulation and equipment selection, and PV GIS for obtaining climate data of the project location. These tools have played a key role in achieving the objectives of this final degree project, which represents the culmination of the Energy Engineering graduate program.

| | |
|--|-------------|
| Agradecimientos | vii |
| Resumen | ix |
| Abstract | xi |
| Índice | xii |
| Índice de Tablas | xv |
| Índice de Figuras | xvii |
| 1 Introducción | 1 |
| 1.1 <i>Motivación</i> | 1 |
| 1.2 <i>Objetivo</i> | 4 |
| 1.3 <i>Alcance</i> | 5 |
| 2 Bases de diseño | 7 |
| 2.1 <i>Requisitos funcionales</i> | 7 |
| 2.2 <i>Emplazamiento</i> | 8 |
| 2.2.1 <i>Situación</i> | 8 |
| 2.2.2 <i>Caracterización del emplazamiento</i> | 9 |
| 2.3 <i>Condiciones climáticas</i> | 12 |
| 2.4 <i>Recurso solar</i> | 16 |
| 2.5 <i>Orografía</i> | 20 |
| 2.6 <i>Estudio geotécnico</i> | 21 |
| 2.7 <i>Accesibilidad</i> | 23 |
| 2.8 <i>Impacto ambiental</i> | 25 |
| 3 Tecnología | 27 |
| 3.1 <i>Campo solar</i> | 27 |
| 3.1.1 <i>Estructura</i> | 28 |
| 3.1.2 <i>Espejos parabólicos</i> | 30 |
| 3.1.3 <i>Tubo absorbedor</i> | 31 |
| 3.1.4 <i>Sistema de seguimiento solar</i> | 32 |
| 3.1.5 <i>Dimensionamiento del campo solar</i> | 33 |
| 3.2 <i>Fluido de transferencia térmica</i> | 35 |
| 3.2.1 <i>Fluido de trabajo</i> | 35 |
| 3.2.2 <i>Bombas de fluido de trabajo</i> | 36 |
| 3.2.3 <i>Sistema de expansión e inertización</i> | 38 |
| 3.2.4 <i>Sistema de energía auxiliar</i> | 39 |
| 3.2.5 <i>Sistema de ullage</i> | 42 |
| 3.3 <i>Ciclo de potencia</i> | 43 |
| 3.3.1 <i>Introducción al Ciclo de Rankine</i> | 43 |
| 3.3.2 <i>Ciclo de Rankine con recalentamiento intermedio</i> | 45 |

| | | |
|------------|--|------------|
| 3.3.3 | Ciclo de Rankine regenerativo | 46 |
| 3.3.4 | Generación de vapor | 47 |
| 3.3.5 | Expansión en la turbina de vapor | 49 |
| 3.3.6 | Condensación en el ciclo de vapor | 50 |
| 3.3.7 | Sistema de condensados | 53 |
| 3.3.8 | Sistemas de vacío | 54 |
| 3.4 | <i>Almacenamiento térmico</i> | 57 |
| 3.4.1 | Tipos de almacenamiento | 57 |
| 3.4.2 | Sustancias de almacenamiento | 59 |
| 3.4.3 | Bombeo en el sistema de sales fundidas | 61 |
| 3.4.4 | Intercambiadores en el sistema de sales fundidas | 62 |
| 3.4.5 | Sistema de fusión..... | 63 |
| 3.5 | <i>Sistemas auxiliares</i> | 65 |
| 3.6 | <i>Disposición de la isla de potencia</i> | 66 |
| 4 | Ingeniería de proceso | 68 |
| 4.1 | <i>Campo solar</i> | 68 |
| 4.1.1 | Área de apertura y Múltiplo solar | 68 |
| 4.1.2 | Potencia térmica en el campo solar | 70 |
| 4.1.3 | Potencia térmica útil | 71 |
| 4.2 | <i>Sistema de HTF</i> | 72 |
| 4.2.1 | Caudal másico total de HTF..... | 72 |
| 4.2.2 | Caudal másico de HTF necesario en el generador de vapor | 73 |
| 4.2.3 | Caudal másico de HTF destinado a sistema de almacenamiento | 74 |
| 4.2.4 | Dimensionamiento del sistema de expansión y ullage | 75 |
| 4.3 | <i>Ciclo de potencia</i> | 81 |
| 4.4 | <i>Almacenamiento térmico</i> | 90 |
| 4.4.1 | Energía de almacenamiento | 90 |
| 4.4.2 | Carga del sistema de almacenamiento..... | 92 |
| 4.5 | <i>Sistema auxiliar de energía térmica</i> | 93 |
| 5 | Caracterización | 95 |
| 5.1 | <i>Campo solar</i> | 95 |
| 5.1.1 | Concentrador cilindro parabólico | 95 |
| 5.1.2 | Tubo absorberdor..... | 97 |
| 5.2 | <i>Fluido de transferencia térmica</i> | 98 |
| 5.2.1 | Características del fluido..... | 98 |
| 5.2.2 | Bombeo del fluido | 100 |
| 5.2.3 | Sistema de expansión | 101 |
| 5.3 | <i>Ciclo de potencia</i> | 102 |
| 5.3.1 | Bombas de alimentación de alta presión | 102 |
| 5.3.2 | Bombas de condensado..... | 103 |
| 5.3.3 | Generador de vapor..... | 104 |
| 5.3.4 | Turbina | 108 |
| 5.3.5 | Condensador del ciclo de vapor | 110 |
| 5.3.6 | Sistema de refrigeración..... | 111 |
| 5.3.7 | Bombas del sistema de refrigeración | 112 |
| 5.4 | <i>Almacenamiento térmico</i> | 113 |
| 5.4.1 | Sustancia de almacenamiento | 113 |
| 5.4.2 | Bomba para almacenamiento | 114 |

| | | |
|-----------|--|------------|
| 5.4.3 | Dimensionamiento de los tanques | 115 |
| 5.4.4 | Intercambiadores..... | 119 |
| 5.5 | <i>Sistema auxiliar de energía térmica</i> | 122 |
| 5.6 | <i>Otros sistemas auxiliares</i> | 123 |
| 5.6.1 | Sistema de tratamiento de agua | 123 |
| 5.6.2 | Sistemas de seguridad | 123 |
| 5.6.3 | Sistema de abastecimiento de gas natural..... | 125 |
| 5.6.4 | Sistema de aire comprimido | 125 |
| 5.7 | <i>Sistema eléctrico</i> | 127 |
| 6 | Planos | 130 |
| 7 | Evaluación económica | 142 |
| 7.1 | <i>Datos generales</i> | 143 |
| 7.2 | <i>Flujos de caja</i> | 145 |
| 7.3 | <i>VAN y TIR</i> | 148 |
| 7.3.1 | VAN | 148 |
| 7.3.2 | TIR | 148 |
| 7.3.3 | Conclusión | 149 |
| 8 | Conclusión | 151 |
| 9 | Referencias | 153 |
| 10 | Anexos | 158 |

Índice de Tablas

| | |
|---|-----|
| <i>Tabla 2.1. Coordenadas de puntos perimetrales del emplazamiento.</i> | 10 |
| <i>Tabla 2.2. Precipitaciones medias Morón de la Frontera [49].</i> | 14 |
| <i>Tabla 2.3. Irradiación normal directa mensual [51].</i> | 17 |
| <i>Tabla 3.1. Modelos de Colectores.</i> | 29 |
| <i>Tabla 3.2. Tubos absorbedores cotejados.</i> | 32 |
| <i>Tabla 3.3. Propiedades Aceites y Sales fundidas [30,31].</i> | 60 |
| <i>Tabla 4.1. Propiedades del Campo Solar [6].</i> | 70 |
| <i>Tabla 4.2. Caudales de fluido térmico de la instalación.</i> | 75 |
| <i>Tabla 4.3. Longitudes de líneas de circulación de HTF.</i> | 76 |
| <i>Tabla 4.4. Diámetros de líneas de circulación de HTF [7].</i> | 77 |
| <i>Tabla 4.5. Datos de partida Bloque de Potencia.</i> | 81 |
| <i>Tabla 4.6. Caudales del ciclo de vapor.</i> | 82 |
| <i>Tabla 4.7. Caracterización de caudales.</i> | 83 |
| <i>Tabla 4.8. Caudales de vapor.</i> | 86 |
| <i>Tabla 4.9. Balances Generador de Vapor. Excel.</i> | 88 |
| <i>Tabla 4.10. Balances Precaentador. Excel.</i> | 88 |
| <i>Tabla 4.11. Balances Turbina de Vapor. Excel.</i> | 88 |
| <i>Tabla 4.12. Caracterización de caudales.</i> | 89 |
| <i>Tabla 4.13. Parámetros de diseño del TES.</i> | 90 |
| <i>Tabla 4.14. Propiedades Hitec Solar Salts.</i> | 90 |
| <i>Tabla 4.15. Resultados teóricos del TES.</i> | 92 |
| <i>Tabla 5.1. Propiedades EuroTrough ET150 [5,6].</i> | 95 |
| <i>Tabla 5.2. Propiedades del espejo. EuroTrough ET150 [5,6].</i> | 96 |
| <i>Tabla 5.3. Características principales del Siemens UVAC 2010 [7].</i> | 97 |
| <i>Tabla 5.4. Características principales del Therminol VP-1 [8].</i> | 98 |
| <i>Tabla 5.5. Propiedades Therminol VP-1 Líquido [8]</i> | 99 |
| <i>Tabla 5.6. Propiedades Flowserve HDX Double-Suction API [58]</i> | 101 |
| <i>Tabla 5.7. Tanques de expansión. Distribución.</i> | 101 |

| | |
|---|-----|
| <i>Tabla 5.8. Propiedades Bomba Ruhrpumpen SCE [10]</i> | 103 |
| <i>Tabla 5.9. Propiedades ASME / ANSI B73.1 Process Pump [57]</i> | 104 |
| <i>Tabla 5.10. Características Técnicas SST-300 [11]</i> | 109 |
| <i>Tabla 5.11. Propiedades Bomba para sales fundidas VTP de Flowserve [59].</i> | 115 |
| <i>Tabla 5.12. Tensiones del sistema eléctrico.</i> | 127 |
| <i>Tabla 7.1. Costes de Instalación [31].</i> | 143 |
| <i>Tabla 7.2. Costes de Operación [31].</i> | 144 |
| <i>Tabla 7.3. Datos económicos [31].</i> | 145 |
| <i>Tabla 7.4. Flujos de caja.</i> | 146 |

Índice de Figuras

| | |
|--|----|
| <i>Figura 1.1. Consumo de Energías renovables en la UE (2022) [3].</i> | 2 |
| <i>Figura 1.2. Producción de Energía eléctrica renovable en la UE (2024) [3].</i> | 2 |
| <i>Figura 2.1. Situación geográfica, Provincia de Sevilla [12].</i> | 8 |
| <i>Figura 2.2. Situación geográfica del proyecto y otras plantas similares [12].</i> | 9 |
| <i>Figura 2.3. Emplazamiento. Área delimitada [12].</i> | 9 |
| <i>Figura 2.4. Valores climáticos medios en Morón de la Frontera [13].</i> | 12 |
| <i>Figura 2.5. Velocidad del viento en Morón de la Frontera [49].</i> | 13 |
| <i>Figura 2.6. Rosa de los vientos en Morón de la Frontera [49].</i> | 14 |
| <i>Figura 2.7. Datos en SunCalc [14].</i> | 16 |
| <i>Figura 2.8. Irradiación normal directa mensual [51].</i> | 18 |
| <i>Figura 2.9. Datos obtenidos en SAM [6].</i> | 18 |
| <i>Figura 2.10. Emplazamiento. Orografía. [47].</i> | 20 |
| <i>Figura 2.11. Emplazamiento. Mapa geológico. [50].</i> | 21 |
| <i>Figura 2.12. Accesibilidad. Carretera A-360 [12].</i> | 23 |
| <i>Figura 2.13. Acceso. Entrada al recinto. [12].</i> | 24 |
| <i>Figura 3.1. Ortofoto de la planta termosolar de Arenales [12].</i> | 27 |
| <i>Figura 3.2. Módulo cilindro parabólico. Estructura [40].</i> | 29 |
| <i>Figura 3.3. Espejos parabólicos [41].</i> | 30 |
| <i>Figura 3.4. Tubo absorbedor Siemens UVAC [36].</i> | 31 |
| <i>Figura 3.5. Seguimiento Solar [24].</i> | 33 |
| <i>Figura 3.6. Bomba para aceite térmico [58].</i> | 36 |
| <i>Figura 3.7. Sistema de expansión e inertización [56].</i> | 39 |
| <i>Figura 3.8. Planta termosolar Andsol 1, España. Vista aérea [12].</i> | 40 |
| <i>Figura 3.9. Planta termosolar Andsol 1, España. Caldera auxiliar [12].</i> | 41 |
| <i>Figura 3.10. Esquema del sistema de ullage.</i> | 42 |
| <i>Figura 3.11. Ciclo de Rankine [37].</i> | 44 |

| | |
|--|-----|
| <i>Figura 3.12. Diagrama T-S de un Ciclo de Rankine [38].</i> | 45 |
| <i>Figura 3.13. Esquema y Diagrama T-S de Rankine con recalentamiento [37].</i> | 46 |
| <i>Figura 3.14. Esquema y Diagrama T-S de Rankine regenerativo OFWH [52].</i> | 47 |
| <i>Figura 3.15. Termosolar CCP con TES y recalentamiento intermedio [39].</i> | 49 |
| <i>Figura 3.16. Turbina de Vapor [43].</i> | 50 |
| <i>Figura 3.17. Condensador de superficie [53].</i> | 51 |
| <i>Figura 3.18. Condensador barométrico [54].</i> | 51 |
| <i>Figura 3.19. Condensador ACC [55].</i> | 52 |
| <i>Figura 3.20. Esquema de un desgasificador [42].</i> | 54 |
| <i>Figura 3.21. Eyector de vapor [60].</i> | 56 |
| <i>Figura 3.22. Bomba de anillo líquido [61].</i> | 56 |
| <i>Figura 3.23. Representación de sistema termoclino [48].</i> | 57 |
| <i>Figura 3.24. Tanques de almacenamiento. Central Kathu Solar, Sudáfrica [12].</i> | 58 |
| <i>Figura 3.25. Bomba vertical para sales fundidas [59].</i> | 61 |
| <i>Figura 3.25. Intercambiador de carcasa y tubo [62].</i> | 62 |
| <i>Figura 3.27. Intercambiador de placas [63].</i> | 63 |
| <i>Figura 3.28. Intercambiador tipo bayoneta [64].</i> | 63 |
| <i>Figura 3.29. Ortofoto. Planta termosolar de Arenales. Disposición [12].</i> | 66 |
| <i>Figura 4.1. Medidas en Autocad.</i> | 76 |
| <i>Figura 5.1. Colectores EuroTrough [35].</i> | 96 |
| <i>Figura 5.2. Evolución de densidad respecto a temperatura del Therminol VP-1.</i> | 99 |
| <i>Figura 5.3. Flowserve HDX Double-Suction API [58].</i> | 100 |
| <i>Figura 5.4. KSB Multi-Stage Pump (BB3) [10].</i> | 102 |
| <i>Figura 5.5. ASME / ANSI B73.1 Process Pump [57].</i> | 103 |
| <i>Figura 5.6. Turbina de Vapor SST-300 [11].</i> | 109 |
| <i>Figura 5.7. Condensador de superficie para uso industrial [44].</i> | 110 |
| <i>Figura 5.8. Sistema de torres de refrigeración [66].</i> | 111 |
| <i>Figura 5.9. Composición química Hitec Solar Salts [9].</i> | 113 |
| <i>Figura 5.10. Propiedades físicas Hitec Solar Salts [9].</i> | 114 |
| <i>Figura 5.11. Bomba para sales fundidas VTP de Flowserve [59].</i> | 115 |
| <i>Figura 5.12. Acero inoxidable AISI 316L [67].</i> | 120 |
| <i>Figura 5.13. Calderas en la central termosolar “La Africana”, Córdoba [12].</i> | 122 |
| <i>Figura 5.14. Planta de gas natural satélite de central Andasol, Granada [12].</i> | 125 |

1.1 Motivación

Ante los constantes avances tecnológicos y legislativos en materia de sostenibilidad, gestión de recursos, y responsabilidad medioambiental que tienen lugar en la época actual, especialmente en la Unión Europea, grandes empresas e instituciones están asumiendo progresivamente los retos que supone acogerse al nuevo marco de condiciones.

Desde 2019, año en el que se firmó el Pacto Verde Europeo, los Estados miembros de la Unión Europea han intensificado los esfuerzos en su ambición por reducir el calentamiento global mediante el uso de una energía más limpia y sostenible. Además, otras circunstancias extraordinarias como la invasión de Ucrania por parte de Rusia en febrero de 2022, el sabotaje del gasoducto Nord Stream 2 que conectaba Alemania con Rusia también en el año 2022, o el COVID en 2020 han propiciado una aceleración en el proceso de la diversificación de las fuentes de energía y ha acrecentado la necesidad de un plan de autoabastecimiento real en Europa, el cual tomó forma con el plan REpowerEU en marzo de 2022.

Con estos precedentes se fijaron varios objetivos en la Unión Europea que incluyen reducir la dependencia de importaciones de energía, disminuir el uso de combustibles fósiles apostando por sistemas de energías renovables, y mejorar la eficiencia y la infraestructura energética de los países miembros de la Unión.

Con respecto al segundo objetivo que se menciona, que es el más relevante para este trabajo, es importante destacar que la directiva en vigor desde 2023 respecto a las fuentes de energía renovables establece que el objetivo para el año 2030 es cubrir un 42,5% de la demanda bruta de energía en su territorio con fuentes de energías renovables, lo que supone casi duplicar el consumo del 22% que fue registrado durante el año 2022 [1].

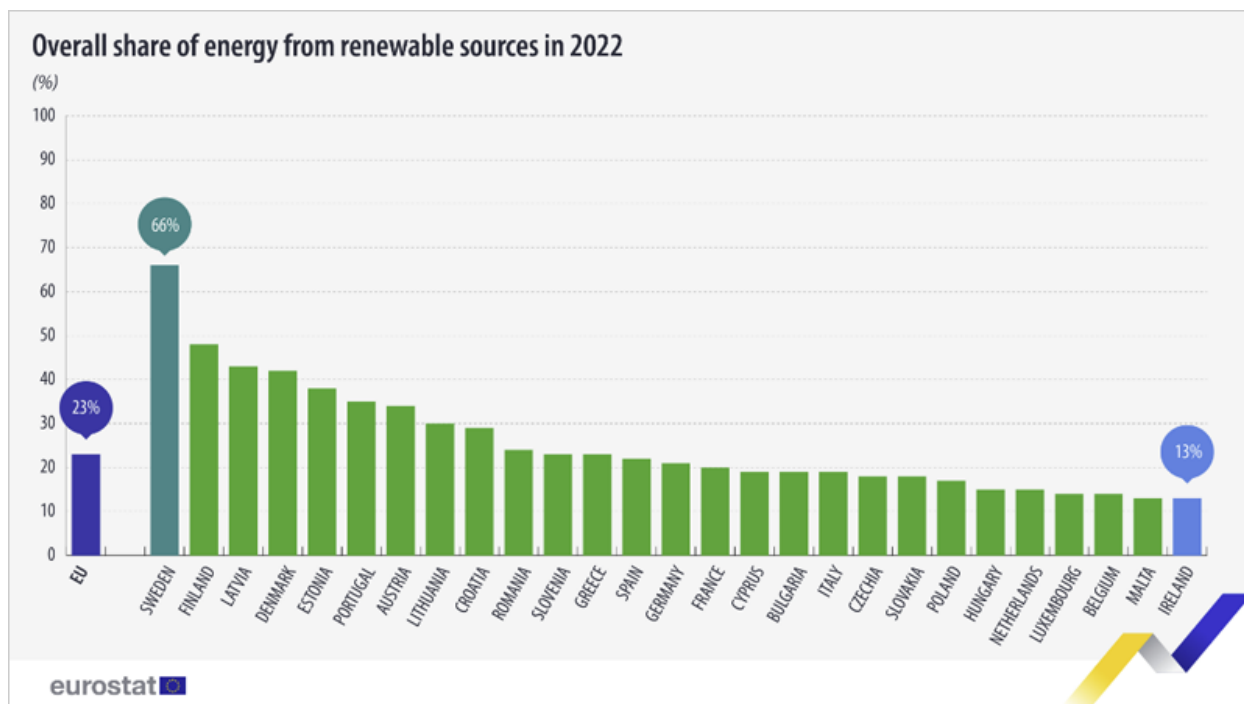


Figura 1.1. Consumo de Energías renovables en la UE (2022) [3].

En la Figura 1.1 se aprecia como el consumo de energías renovables en los países de la Unión Europea superan el umbral del 13%, alcanzando países como Finlandia o Dinamarca porcentajes superiores al 40% o en el caso de Suecia con un 66% liderando la tabla. Cabe destacar que la situación en España ha evolucionado en gran medida desde 2022, registrándose en el año 2024 un consumo de energías renovables del 56,8%, lo que supuso un aumento del 10,3% respecto al año 2023[2].

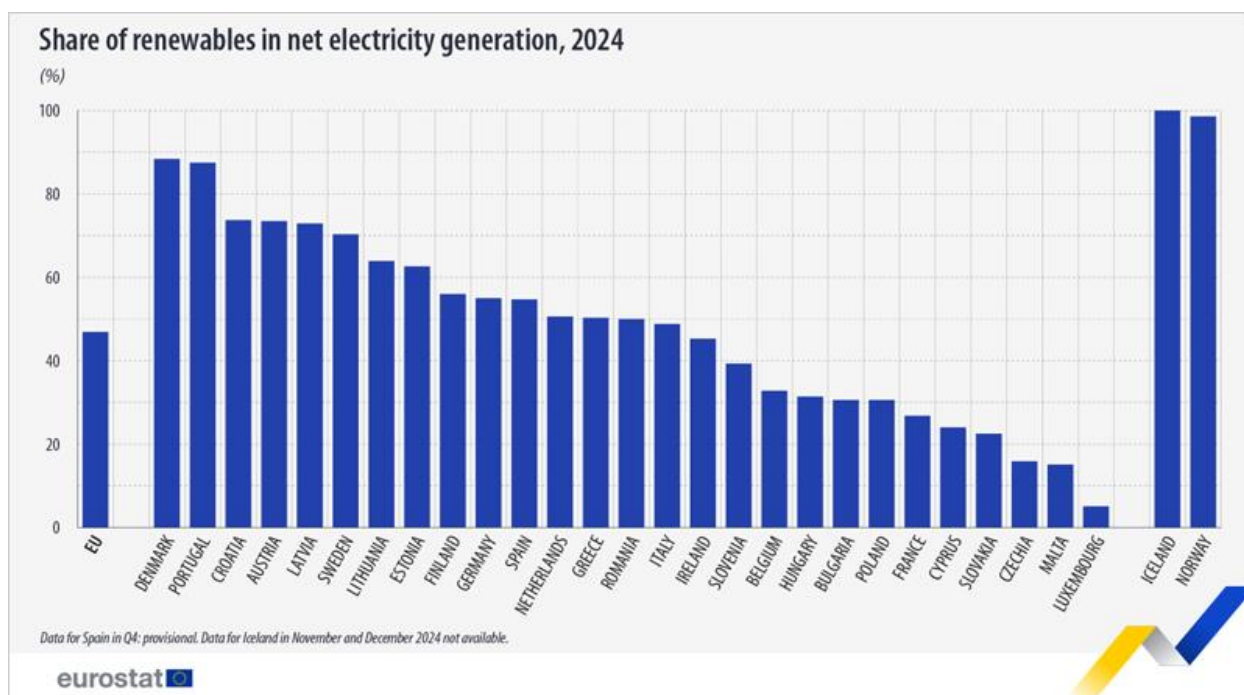


Figura 1.2. Producción de Energía eléctrica renovable en la UE (2024) [3].

Como se observa en la Figura 1.2, si se trata de energía eléctrica el valor medio de porcentaje de producción eléctrica en la Unión Europea mediante fuentes renovables asciende hasta el 47% según un estudio realizado en 2024, con un gran número de países que superan el 50%. En el caso concreto de España, la producción de origen renovable ha alcanzado un 56,8% en el mismo año, lo que ha supuesto un aumento del 5,6% respecto al año 2023 [15].

Además, los estudios realizados al respecto determinan que la demanda de energía sigue creciendo con una clara tendencia a la electrificación, suponiendo la generación mediante el uso de combustibles fósiles aproximadamente un 25% en la Unión Europea [3]. En España, se estima que la producción eléctrica haciendo uso de combustibles fósiles como el carbón o el gas natural en mayor medida, fue de alrededor del 13% en el año 2024 [4].

En respuesta a las demandas mencionadas previamente, surgen numerosas soluciones entre las que se encuentra la inversión en plantas como la que sirve de objeto para la elaboración de este trabajo de fin de grado. Este tipo de instalaciones son parte fundamental del proceso necesario para llevar a cabo la transición hacia esta nueva era del sistema energético mundial.

Finalmente, teniendo en cuenta los conocimientos que se adquieren en el grado de Ingeniería de la Energía, y particularmente, en la mención de energías renovables, la elección de un sistema de obtención y transformación de energía de estas características ofrece una gran oportunidad de aunar con un mismo fin y poner en práctica muchas de las mencionadas enseñanzas.

1.2 Objetivo

El trabajo que se va a desarrollar se centra en el dimensionamiento y caracterización de los aspectos más relevantes de una planta termosolar de alta temperatura con tecnología cilindro parabólica que cuente con un sistema de almacenamiento en sales fundidas. Esta propuesta nace como solución a la demanda de energía eléctrica renovable de un aeródromo en la localidad de Morón de la Frontera, Sevilla. Al tratarse de un aeródromo que no cuenta con fuentes almacenamiento de energía independiente, se dimensionará la central para albergar dicho sistema, así como para garantizar las temperaturas mínimas de operación de la planta independientemente de las condiciones ambientales mediante un sistema auxiliar.

Adicionalmente, cabe precisar que la elección de un aeródromo como consumidor de la energía producida por la planta es fundamentalmente debido a dos factores. En primer lugar, la tradición aeroespacial que posee la provincia de Sevilla, contando con una importante industria aeroespacial y con una presencia muy relevante de aeródromos tanto civiles como militares. Y, en segundo lugar, por el interés que despierta en mí como alumno y como profesional este campo de conocimientos.

1.3 Alcance

Como anticipa el título de este trabajo de fin de grado, se pretende realizar un anteproyecto de la planta que se propone. Se tendrá como objetivo la elaboración de un conjunto de documentos que recojan las características generales de la instalación, así como los principios de funcionamiento de los procesos que tienen lugar en esta sin entrar en detalles exhaustivos. De este modo, se abordarán los siguientes ámbitos: fundamentos, estado del arte, dimensionamiento y caracterización de equipos y procesos, operación de la planta, y análisis económico. Se adjuntarán además anexos de planimetría, documentos de características técnicas y cálculos empleados. Por otra parte, no es objeto de este trabajo el diseño detallado de la instalación o de los procesos que tienen lugar en la misma.

Entre los mencionados documentos que compondrán el trabajo se incluyen principalmente aquellos relacionados con la ingeniería básica inherente a la instalación. Se describirán por tanto los procesos de captación, transformación, y almacenamiento de energía que tienen lugar en la planta con el fin de establecer los criterios básicos de funcionamiento con los que se pretende operar. Además, se aportarán los cálculos realizados para justificar el dimensionamiento. Del mismo modo se hará con los equipos principales que componen la instalación y con otros equipos secundarios que se consideren de especial relevancia.

La información correspondiente a la selección y datos del emplazamiento también serán parte de la documentación aportada. Posteriormente, estos datos serán reflejados mediante planimetría con el objetivo de dotar de mayor realismo al trabajo.

Se expondrán y se describirán los modos de operación con los que se pretende que trabaje la planta, estableciendo un sistema lógico básico, sin entrar en la programación detallada del control, con el propósito de generar una idea esencial previa del funcionamiento en cada modo de operación.

Por otra parte, se pretende realizar una evaluación de la viabilidad económica del proyecto. Para ello se hará un estudio general de los costes fijos y variables que supondría ejecutar dicho proyecto frente al ahorro esperado una vez entrase en funcionamiento.

Finalmente, y como se ha mencionado con anterioridad, se aportará toda la documentación de apoyo que se haya requerido para la elaboración de los documentos previamente expuestos: planimetría, esquemas básicos, cálculos, bibliografía, tablas de datos, etc.

En este apartado se recoge la información de carácter general relacionada con las necesidades, procesos, y elementos más relevantes de la central. Se describirán por tanto las necesidades y premisas con las que se debe trabajar en el proyecto, y los datos del emplazamiento.

2.1 Requisitos funcionales

Acorde a los requerimientos de cubrir un alto porcentaje de la demanda energética anual del aeródromo en cuestión con energías de origen renovable, se ha requerido por parte de la institución responsable del aeródromo que el suministro del consumo eléctrico se efectúe mediante una planta termosolar de tecnología cilindro parabólica con aceite térmico como HTF.

Uno de los requerimientos cruciales para el posterior dimensionamiento de la planta es el requisito de potencia. En este caso, en base a las necesidades que caracterizan al aeródromo en cuestión la entidad gestora establece que se requiere de una instalación cuya potencia eléctrica posea la capacidad de suministrar al menos 25 MW nominales.

En las instalaciones del aeródromo se llevan a cabo tareas de gran relevancia, por lo que pese a que cuenta con sistemas auxiliares que le permiten mantener la operatividad independientemente del suministro eléctrico exterior se ha requerido que la planta termosolar cuente con un sistema de almacenamiento que permita la continuidad de suministro durante al menos 6 horas en ausencia de recurso solar.

Otro aspecto importante que se ha considerado para el diseño de la planta es la implementación de un sistema auxiliar que permita elevar la temperatura del HTF cuando las condiciones climáticas sean especialmente adversas. Esta medida es realmente una necesidad derivada del requerimiento de usar aceite térmico como HTF y de las condiciones climáticas del emplazamiento del proyecto, que se situará próximo a la localidad de Morón de la Frontera.

2.2 Emplazamiento

2.2.1 Situación

Como se menciona en la introducción, el área geográfica en la que se pretende llevar a cabo el proyecto es la provincia de Sevilla, Andalucía. Concretamente, el emplazamiento se localiza en la campiña comprendida entre los municipios de Morón de la Frontera y Arahál. En esta zona geográfica, se dan condiciones meteorológicas y de orografía muy favorables para una planta termosolar de estas características. Esto ha resultado en la aparición de varias centrales similares en dicho lugar. Sin ir más lejos, se encuentra la planta termosolar de Arenales o la planta termosolar Ibereólica Morón, ambas con una potencia nominal de 50 MW.



Figura 2.1. Situación geográfica, Provincia de Sevilla [12].

En la Figura 2.1 se puede observar la situación geográfica en la que se encuentra el emplazamiento del proyecto, en este caso la provincia de Sevilla, al sur de la Península Ibérica.

Por otra parte, en la Figura 2.2, se muestra una ortofoto de la zona del emplazamiento en la cual se pueden apreciar las centrales termosolares que se han mencionado en el párrafo anterior.



Figura 2.2. Situación geográfica del proyecto y otras plantas similares [12].

2.2.2 Caracterización del emplazamiento

Se han tomado medidas aéreas en proyección ortogonal del perímetro y del área disponible para acometer el proyecto (Figura 2.3).

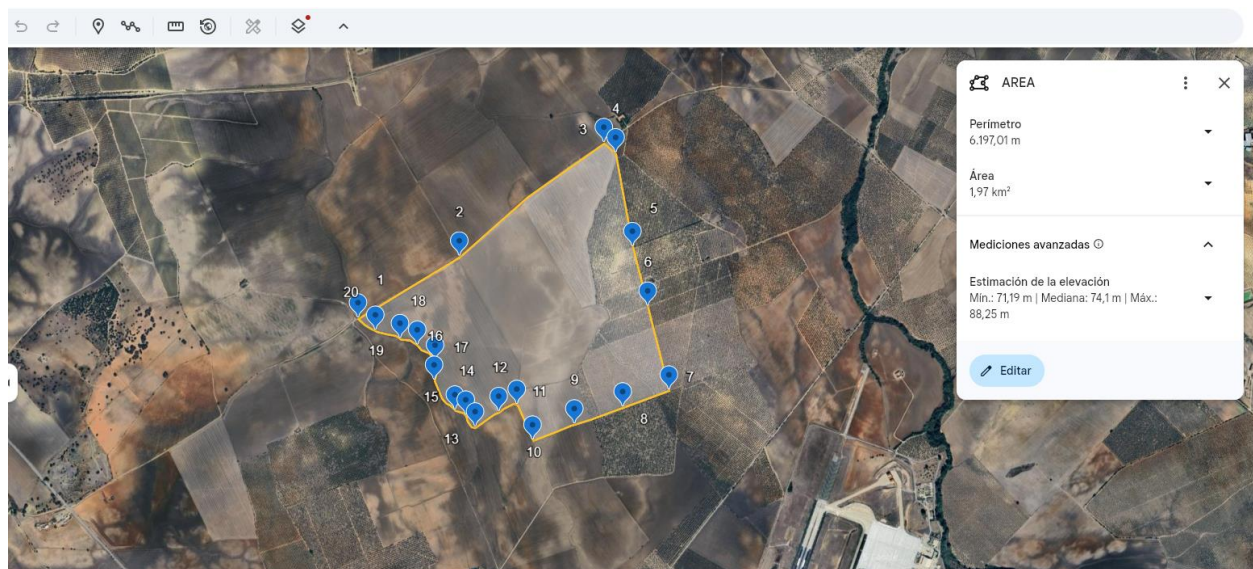


Figura 2.3. Emplazamiento. Área delimitada [12].

Los valores obtenidos son **6.197,01** metros lineales de perímetro y **197,11** hectáreas. Adicionalmente, se han tomado 20 puntos perimetrales usando nuevamente Google Earth PRO con el fin de proporcionar con mayor precisión los datos geográficos del emplazamiento.

En la Tabla 2.1 que se muestra a continuación, se proporcionan las coordenadas de los 20 puntos que se han tomado como referencia para delimitar el área del emplazamiento.

Tabla 2.1. Coordenadas de puntos perimetrales del emplazamiento.

| Punto | Latitud / Longitud |
|-----------|--------------------------|
| 1 | 37.200574°N / 5.642427°O |
| 2 | 37.204125°N / 5.635141°O |
| 3 | 37.210661°N / 5.624700°O |
| 4 | 37.210066°N / 5.623851°O |
| 5 | 37.204656°N / 5.622673°O |
| 6 | 37.201245°N / 5.621583°O |
| 7 | 37.196453°N / 5.620069°O |
| 8 | 37.195492°N / 5.623392°O |
| 9 | 37.194521°N / 5.626867°O |
| 10 | 37.193601°N / 5.629869°O |
| 11 | 37.195633°N / 5.631002°W |
| 12 | 37.195228°N / 5.632300°W |
| 13 | 37.194349°N / 5.633993°W |
| 14 | 37.195025°N / 5.634664°W |
| 15 | 37.195315°N / 5.635447°W |
| 16 | 37.197014°N / 5.636943°W |

| Punto | Latitud / Longitud |
|-----------|--------------------------|
| 17 | 37.198143°N / 5.636875°W |
| 18 | 37.199019°N / 5.638162°W |
| 19 | 37.199393°N / 5.639403°W |
| 20 | 37.199873°N / 5.641181°W |

2.3 Condiciones climáticas

Teniendo en cuenta las temperaturas mínimas registradas dicha zona geográfica durante el periodo de 1981-2010 que se muestran en la Figura 2.4, es crucial el uso de un sistema auxiliar en el lado del HTF ya que se registran temperaturas inferiores a los 5 grados centígrados en algunos meses del año, temperatura que en la mayoría de aceites térmicos destinados a este uso está sensiblemente por debajo de la temperatura mínima de operación.

Periodo: 1981-2010 - Altitud (m): 87

Latitud: 37° 9' 52" N - Longitud: 5° 36' 41" O - Posición: Ver localización

| Mes | T | TM | Tm | R | H | DR | DN | DT | DF | DH | DD | I |
|------------|------|------|------|-----|----|------|-----|------|------|-----|-------|-----|
| Enero | 9.9 | 15.7 | 4.1 | 68 | 74 | 6.3 | 0.0 | 0.6 | 3.0 | 4.9 | 10.8 | 182 |
| Febrero | 11.3 | 17.4 | 5.2 | 53 | 71 | 6.0 | 0.0 | 0.6 | 3.1 | 2.1 | 8.2 | 186 |
| Marzo | 13.9 | 20.8 | 7.0 | 42 | 64 | 5.0 | 0.0 | 0.7 | 1.7 | 0.5 | 9.3 | 221 |
| Abril | 15.5 | 22.2 | 8.8 | 60 | 61 | 6.9 | 0.0 | 1.7 | 1.0 | 0.0 | 6.6 | 236 |
| Mayo | 18.9 | 26.0 | 11.7 | 39 | 57 | 4.4 | 0.0 | 1.8 | 0.3 | 0.0 | 7.7 | 287 |
| Junio | 23.3 | 31.2 | 15.5 | 9 | 50 | 1.1 | 0.0 | 0.4 | 0.1 | 0.0 | 15.0 | 331 |
| Julio | 26.7 | 35.2 | 18.2 | 2 | 44 | 0.4 | 0.0 | 0.4 | 0.5 | 0.0 | 22.3 | 360 |
| Agosto | 26.9 | 34.7 | 19.0 | 4 | 47 | 0.4 | 0.0 | 0.5 | 0.2 | 0.0 | 20.6 | 337 |
| Septiembre | 23.9 | 31.0 | 16.7 | 27 | 54 | 2.0 | 0.0 | 1.2 | 0.1 | 0.0 | 11.5 | 243 |
| Octubre | 19.2 | 25.4 | 13.0 | 67 | 64 | 6.1 | 0.0 | 1.0 | 0.9 | 0.0 | 8.8 | 220 |
| Noviembre | 14.1 | 19.7 | 8.5 | 86 | 72 | 6.8 | 0.0 | 1.0 | 2.0 | 0.3 | 8.7 | 182 |
| Diciembre | 11.3 | 16.4 | 6.1 | 94 | 77 | 7.6 | 0.0 | 1.0 | 3.1 | 2.1 | 8.4 | 163 |
| Año | 17.9 | 24.7 | 11.2 | 543 | 61 | 52.5 | 0.0 | 11.0 | 15.6 | 9.6 | 139.0 | - |

Figura 2.4. Valores climáticos medios en Morón de la Frontera [13].

Los datos mostrados en la Figura 2.4 corresponden a:

- **T:** Temperatura media mensual/anual (°C)
- **TM:** Media mensual/anual de las temperaturas máximas diarias (°C)
- **Tm:** Media mensual/anual de las temperaturas mínimas diarias (°C)
- **R:** Precipitación mensual/anual media (mm)
- **H:** Humedad relativa media (%)
- **DR:** Número medio mensual/anual de días de precipitación superior o igual a 1 mm
- **DN:** Número medio mensual/anual de días de nieve
- **DT:** Número medio mensual/anual de días de tormenta
- **DF:** Número medio mensual/anual de días de niebla
- **DH:** Número medio mensual/anual de días de helada

- **DD:** *Número medio mensual/anual de días despejados*
- **I:** *Número medio mensual/anual de horas de sol*

En la Figura 2.5 se muestran los valores representativos de la velocidad media del viento en los distintos meses del año en Morón de la Frontera [49].

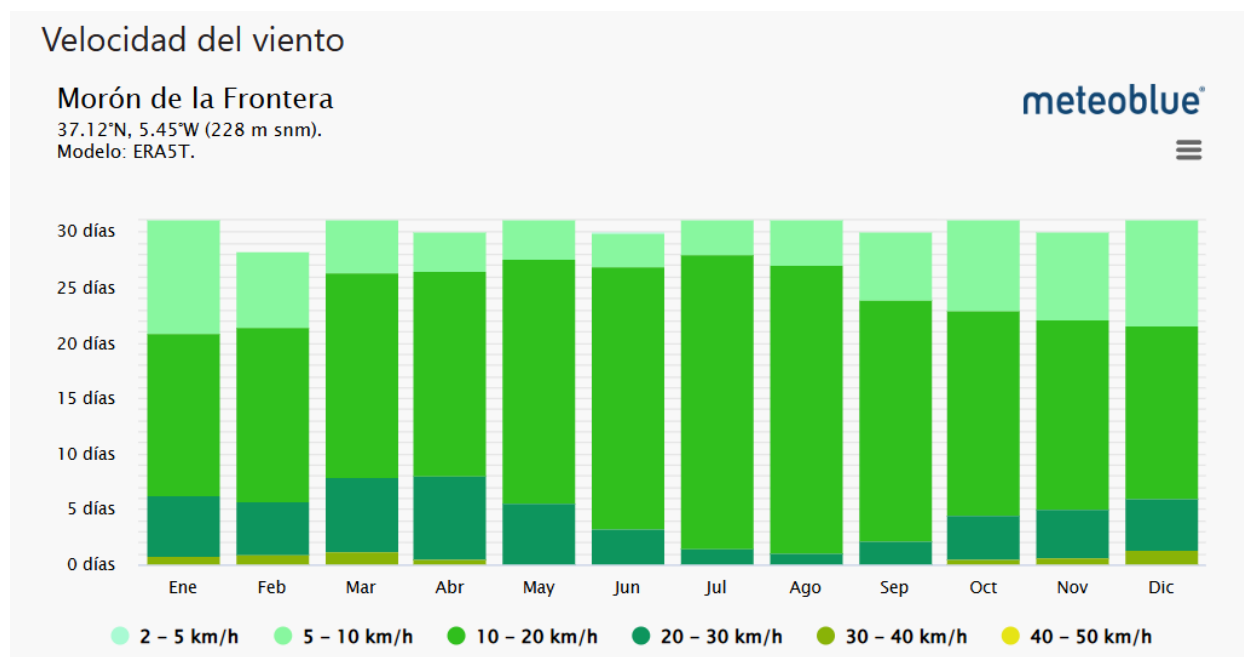


Figura 2.5. Velocidad del viento en Morón de la Frontera [49].

Como se puede apreciar en la gráfica, la velocidad media generalmente oscila entre los 10 y los 20 kilómetros por hora, con una baja probabilidad de rachas de más de 40 kilómetros por hora en los meses de invierno.

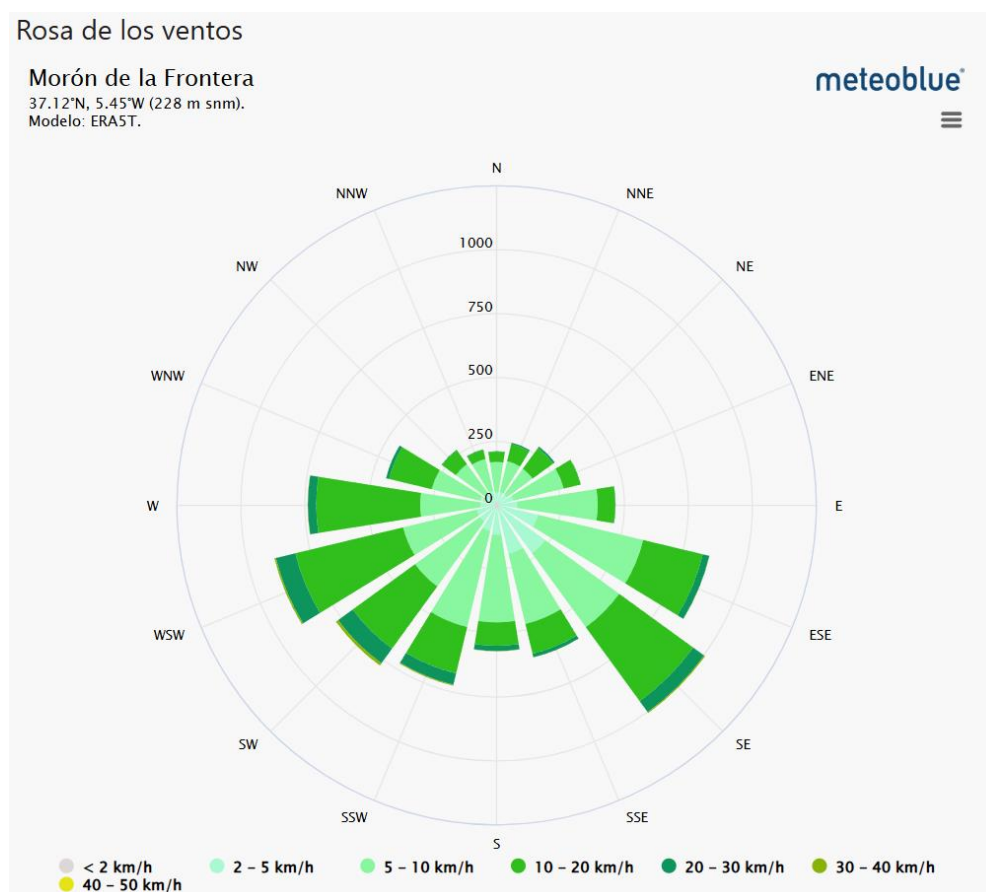


Figura 2.6. Rosa de los vientos en Morón de la Frontera [49].

En la Figura 2.6 se representa la rosa de los vientos de la zona geográfica, donde se puede observar que los vientos soplan generalmente hacia direcciones del Sur.

Por otra parte, las precipitaciones medias de la zona para cada mes del año son las que se muestran en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2. Precipitaciones medias Morón de la Frontera [49].

| Mes | Precipitación media mensual [mm] |
|----------------|----------------------------------|
| Enero | 61 |
| Febrero | 51 |
| Marzo | 67 |
| Abril | 45 |
| Mayo | 31 |
| Junio | 7 |

| Mes | Precipitación media mensual [mm] |
|---------------------|----------------------------------|
| Julio | 1 |
| Agosto | 4 |
| Septiembre | 32 |
| Octubre | 63 |
| Noviembre | 69 |
| Diciembre | 87 |
| Media annual | 43,2 |

Analizando los valores de la Tabla 2.2 se aprecia que es una zona donde las precipitaciones anuales no son abundantes y especialmente secas en la temporada estival.

2.4 Recurso solar

Para poder dimensionar de la forma más precisa posible la instalación, se realizará un estudio del recurso solar del que se dispone en la zona del proyecto. Una de las herramientas que se han utilizado para la obtención de datos de recurso solar ha sido SunCalc.

En la Figura 2.7 se muestra la ventana con los datos correspondientes al día 20 de mayo de 2025 para la localización del emplazamiento. Con SunCalc se han podido obtener datos relativos a las horas de sol disponibles, azimut, etc.



Figura 2.7. Datos en SunCalc [14].

Por otra parte, para la obtención de los datos de irradiación en la zona del emplazamiento se ha optado por hacer uso de PV GIS, un software que, si bien se utiliza generalmente para instalaciones fotovoltaicas, permite la obtención de datos de recurso solar que se pueden utilizar en este caso. Los datos obtenidos mediante PV GIS se han recogido en la Tabla 2.3 y en la Figura 2.8.

Tabla 2.3. Irradiación normal directa mensual [51].

| Mes | Irradiación normal directa [Kwh/m ²] |
|-------------------|--|
| Enero | 146,28 |
| Febrero | 146,01 |
| Marzo | 178,88 |
| Abril | 186,22 |
| Mayo | 208,23 |
| Junio | 212,78 |
| Julio | 230,60 |
| Agosto | 227,91 |
| Septiembre | 197,24 |
| Octubre | 175,16 |
| Noviembre | 141,13 |
| Diciembre | 138,33 |
| Total año | 2188,77 |

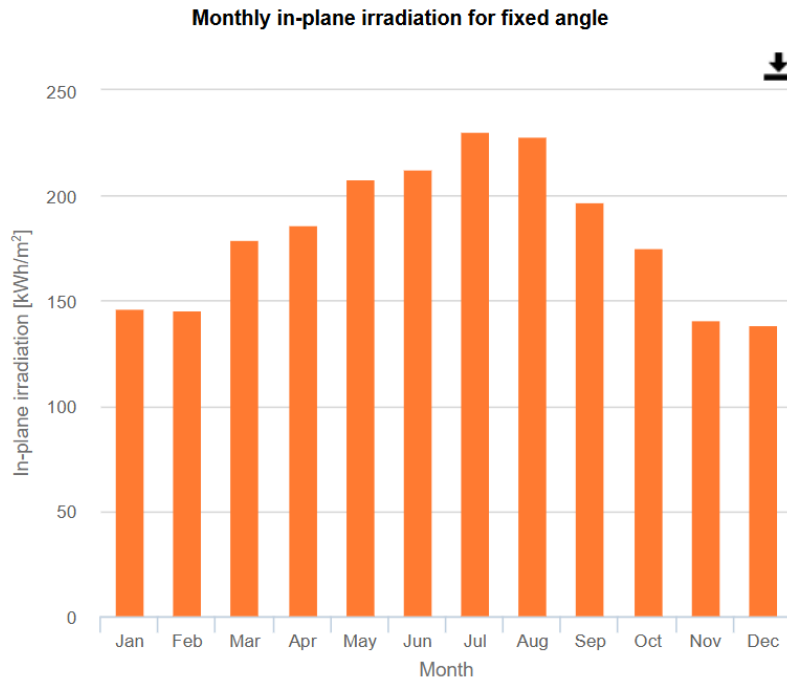


Figura 2.8. Irradiación normal directa mensual [51].

Observando los valores obtenidos mediante PV GIS en la Figura 2.8 se evidencia que las condiciones de energía radiante del emplazamiento son óptimas para acometer un proyecto termosolar de estas características, con casi 2200 Kwh/m² de irradiación normal directa al año. No obstante, se ha realizado el estudio del recurso solar también con SAM.

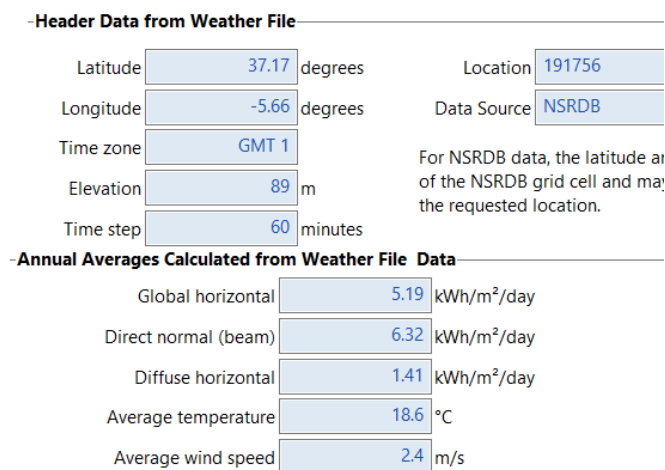


Figura 2.9. Datos obtenidos en SAM [6].

En la Figura 2.9 se proporciona el dato de la irradiación normal directa, por lo que se ha de realizar el cálculo de cuanta energía se dispone en dicho emplazamiento durante el año multiplicando el valor anual por los días del año.

$$6,32 \frac{kWh}{m^2} \cdot \frac{365 \text{ días}}{1 \text{ año}} = \mathbf{2306,8 kWh/m^2 \text{ año}}$$

Se aprecia que los resultados obtenidos en la simulación de SAM son similares a los obtenidos en PV GIS. En ambos casos además, se superan los 2100 kWh/m² al año, por lo que se confirma que es un emplazamiento idóneo en cuanto a recurso solar.

2.5 Orografía

El análisis orográfico del terreno constituye un aspecto fundamental para comprender las características físicas del área del emplazamiento designado, especialmente en instalaciones como la que resulta objeto de este anteproyecto. La orografía resulta un factor determinante en la selección del emplazamiento para plantas termosolares que emplean tecnología cilindro parabólica. Este tipo de instalación requiere superficies amplias, preferentemente planas o con pendientes muy suaves, que permitan una disposición óptima de los módulos de colectores y una alineación lo más eficiente posible con el movimiento del sol.

Un relieve accidentado o con pendientes marcadas puede aumentar considerablemente los costos de obra civil, dificultar el acceso y mantenimiento, o reducir el rendimiento energético de la planta. Por todo esto, el estudio orográfico es un requerimiento indispensable para garantizar la viabilidad técnica y económica del proyecto.

En este caso, si se analiza la zona cuyas coordenadas han sido proporcionadas en el apartado anterior, se puede apreciar que goza de unas características del terreno difícilmente mejorables. Esto se debe a que el emplazamiento se encuentra en una amplia zona de llanura generalmente usada para cultivos, con ausencia de suelo rocoso y leves elevaciones en el terreno. En la Figura 2.10 se puede observar la elevación del terreno de la zona en cuestión.

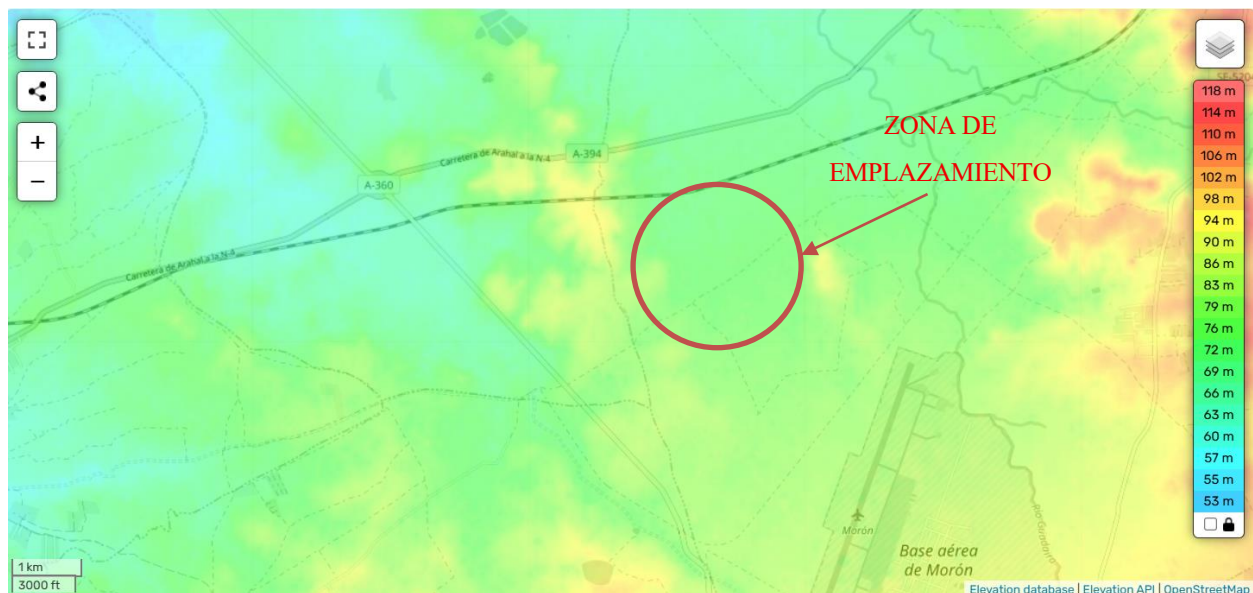


Figura 2.10. Emplazamiento. Orografía. [47].

2.6 Estudio geotécnico

Este apartado presenta el análisis de las condiciones del terreno, el cual incluye datos sobre la composición del suelo, su capacidad portante, el nivel freático y otros factores que pueden influir en el diseño y la construcción. El estudio geotécnico es fundamental para garantizar la estabilidad, seguridad y viabilidad de las estructuras inherentes a este tipo de plantas termosolares.

Para la obtención de los datos mencionados previamente, se ha recurrido a la base de datos del Instituto Geológico y Minero de España ante la imposibilidad de realizar un estudio geotécnico específico del área del emplazamiento.

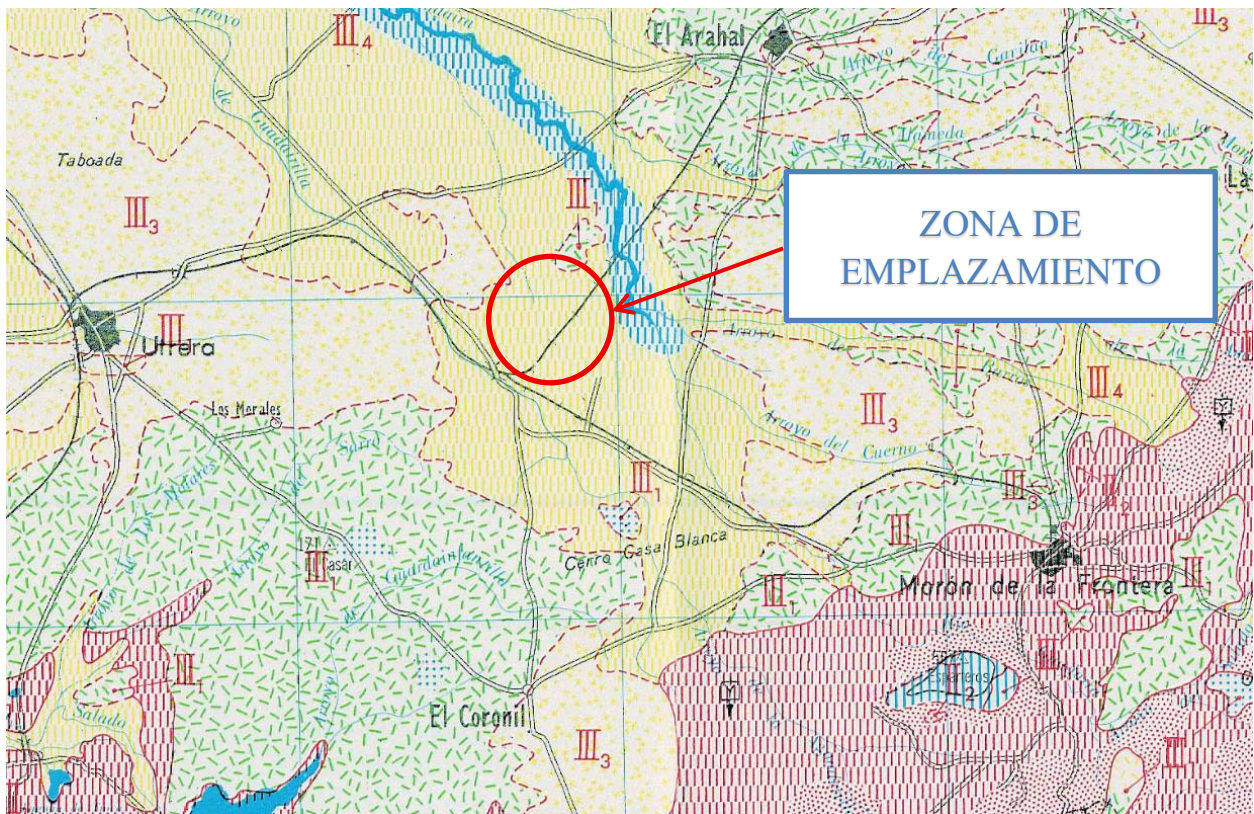


Figura 2.11. Emplazamiento. Mapa geológico.[50].

En la Figura 2.11 se muestra parte del mapa geológico 4-11 82 correspondiente a la zona geográfica de Morón de la Frontera, que se encuentra completo en el Anexo.

Las características del terreno del emplazamiento que facilita el Instituto Geológico y Minero de España determinan que:

Se trata de un terreno cuya composición se constituye fundamentalmente por piedras margas, arcillas, areniscas y capas delgadas de caliza. La morfología es muy variable, suave en su mayoría, pudiendo ser abrupta en zonas en las que está muy desarrollada la red de drenaje, apareciendo abarrancamientos y deslizamientos en potencia por la erosión. La permeabilidad está localmente impuesta por el grupo litológico predominante.

Por otra parte, el drenaje es deficiente en la mayoría del área, y aceptable por escorrentía superficial en las zonas abruptas. En general, existe agua a poca profundidad por falta de drenaje en las zonas llanas. La capacidad de carga del terreno es media con posibles apariciones de asientos de tipo medio o diferenciales.

Las condiciones constructivas son mayoritariamente favorables, aunque puede haber presencia de problemas litológicos, hidrológicos, y geotécnicos [50].

2.7 Accesibilidad

El estudio de accesibilidad tiene como objetivo analizar las condiciones de acceso al terreno objeto del proyecto, tanto para el tránsito del personal laboral como de la maquinaria necesaria para acometer las obras. Este análisis es esencial para evaluar la viabilidad técnica y funcional de la ejecución del proyecto.

En primer lugar se han valorado la existencia de red vial existente y los accesos al terreno. Esto es fundamentalmente con el objetivo de conocer las condiciones de desplazamiento a las que estaría sujeto el personal involucrado y la adecuación o creación de zonas de acceso adicionales al emplazamiento si fuera necesario.

En el emplazamiento designado se cuenta con la red vial de Morón de la Frontera, es decir, la carretera A-360 que une dicha localidad con otros municipios y autovías como la A-92, que conecta con Sevilla capital y Málaga capital. Además, como se puede apreciar en la Figura 2.12 se encuentra muy cercana al emplazamiento la circunvalación que une la A-360 con la A-394 que conecta Écija con Jerez de la Frontera, lo que supone otra conexión interprovincial, en este caso con la provincia de Cádiz.



Figura 2.12. Accesibilidad. Carretera A-360 [12].

Como se puede apreciar también en la Figura 2.12, para dirigirse al terreno hay que desviarse a través de un vial rural no asfaltado, por lo que en caso de acometer finalmente el proyecto sería necesario asfaltar y acondicionar dicho acceso. En la Figura 2.13 se muestra el acceso al recinto, que deberá ser acondicionado igualmente.

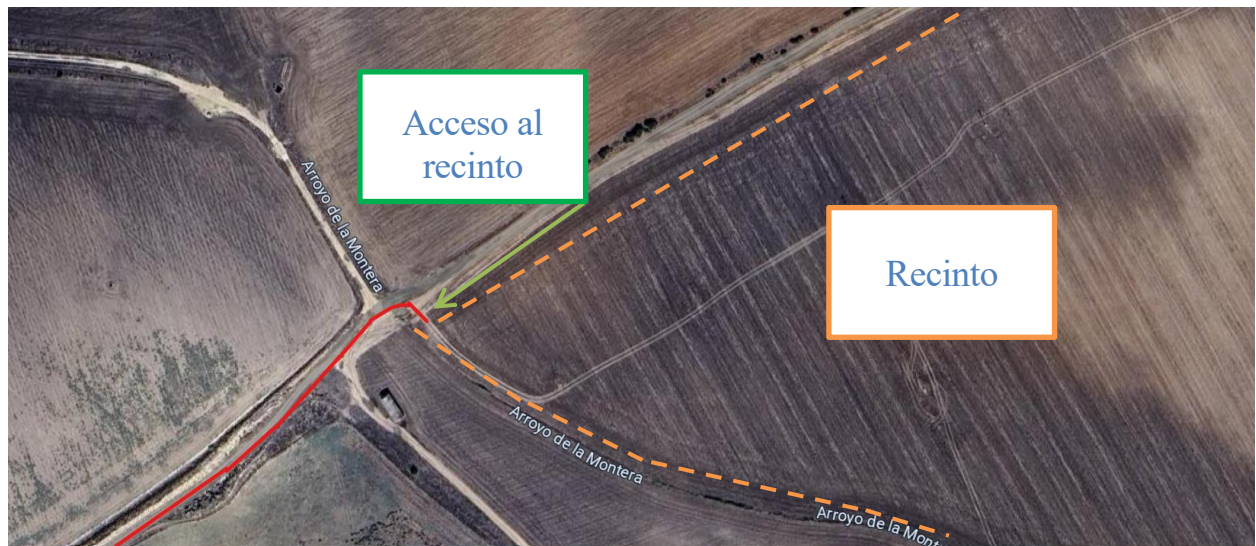


Figura 2.13. Acceso. Entrada al recinto.[12].

2.8 Impacto ambiental

El proyecto propuesto no representa un impacto ambiental significativo en la zona de intervención. Actualmente, el uso del suelo es principalmente agrícola, sin presencia de ecosistemas sensibles ni áreas protegidas. La ejecución del proyecto no requerirá la modificación sustancial del terreno ni implicará la eliminación de vegetación nativa de importancia ecológica. En este sentido, no se espera que haya alteraciones relevantes en la flora ni en la fauna local.

Del mismo modo, el área no constituye un corredor biológico ni alberga especies en peligro de extinción que puedan verse afectadas por las actividades previstas. Las características del entorno y su historial de uso permiten anticipar una baja sensibilidad ambiental frente a las acciones planificadas. Tampoco se prevé un impacto negativo sobre el paisaje, ya que la tipología del proyecto es compatible con el entorno visual actual. De hecho, en la zona existen otras instalaciones de características similares, lo cual demuestra la integración de este tipo de infraestructura con el medio sin generar alteraciones visibles o notorias en el entorno natural o construido.

En resumen, el proyecto se desarrollará en un contexto ya intervenido, y su implementación no generará efectos adversos relevantes sobre el medio ambiente en lo que respecta a la flora, la fauna, el paisaje o el uso del suelo.

3 TECNOLOGÍA

En este apartado se describen los principales procesos y tecnologías actuales que intervienen en una planta termosolar convencional con el objetivo de proporcionar una visión global del funcionamiento y de los equipos más relevantes. De este modo, se han incluido en este apartado los aspectos más relevantes de: campo solar, ciclo de Rankine, sistema de energía auxiliar, y sistema de almacenamiento térmico.

3.1 Campo solar

Como se anuncia en la introducción, la instalación que se pretende proyectar es una central térmica solar de alta temperatura que emplee tecnología CCP. Esta tecnología cuyas siglas hacen referencia al elemento Concentrador Cilindro Parabólico se fundamenta en el uso de espejos de geometría cilindro parabólica que permiten reflejar la radiación solar incidente en un receptor lineal por el que circula un fluido de transferencia térmica. Estos concentradores cuentan además en la mayoría de las situaciones con un sistema de seguimiento solar que permite maximizar la captación de energía radiante durante las horas de sol. Además, los concentradores cilindro parabólicos se dividen generalmente en módulos de entre 4 y 12 metros de longitud, que se suceden formando hileras orientadas al norte en el área del campo solar.



Figura 3.1. Ortofoto de la planta termosolar de Arenales [12].

En la Figura 3.1 se observan las mencionadas hileras de módulos, que alcanzan los 300 metros lineales o 600 metros lineales si se trata del lazo completo, que en agrupación con otros lazos en paralelo dan forma al campo solar de la planta termosolar de Arenales. Estos lazos que conforman las agrupaciones de módulos de captadores son circuitos cerrados conectados a la entrada y la salida a colectores de HTF frío y caliente respectivamente.

En el campo solar de una instalación de estas características se pueden diferenciar numerosas tecnologías. Entre ellas, las que se han considerado de mayor peso para elaborar este anteproyecto se han descrito a continuación:

3.1.1 Estructura

La estructura de los módulos de concentradores cilindro parabólicos es uno de los componentes fundamentales a la hora de caracterizar el campo solar. Esto se debe a que esta tecnología es la encargada de proporcionar el enfoque solar adecuado a la vez que provee de estabilidad mecánica al módulo. Además, es importante que cumpla estos objetivos a la vez que garantiza una durabilidad prolongada, facilitando así los planes de mantenimiento y la operatividad de la planta. En la Figura 3.2 se muestra una imagen de los módulos cilindro parabólicos de una central termosolar en Almería.

Estas estructuras se pueden subdividir en diferentes partes [18]. Generalmente, se pueden diferenciar en las estructuras de los módulos de concentradores las siguientes:

- **Bastidores de soporte:** Son los elementos que tienen como función garantizar el soporte de los espejos parabólicos. El material de fabricación de estos elementos es típicamente el acero inoxidable galvanizado, ya que es uno de los elementos más usados para las estructuras expuestas a corrosión, sin embargo, también es común el uso de aluminio extrusionado, que presenta una menor densidad que el anterior. Los bastidores de soporte deben en la medida de lo posible minimizar la flexión estructural, lo que conllevaría errores en el enfoque de los espejos.
- **Vigas longitudinales:** Son los elementos encargados de proporcionar rigidez al conjunto de módulos y pueden diferenciarse dos tipologías principales, torque tube y torque box respectivamente. Nuevamente, se suele emplear el acero galvanizado con el objetivo de minimizar el efecto de la corrosión.
- **Estructura del eje de rotación:** Esta parte de la estructura, como describe su nombre, es la encargada de proporcionar la capacidad de rotación al sistema de seguimiento del módulo. Este eje de rotación está por lo general instalado en el eje Norte-Sur para realizar el seguimiento Este-Oeste del sol. También se instalan cojinetes y rodamientos en los extremos de los ejes para disminuir el estrés mecánico de estas partes móviles.
- **Soportes de cimentación:** Para anclar estas estructuras al terreno se recurre a cimentaciones de hormigón, que pueden ser zapatas individuales o cimentaciones corridas. Como en cualquier cimentación, debe estar preparada para soportar cargas estáticas, y especialmente dinámicas, como grandes rachas

de viento.



Figura 3.2. Módulo cilindro parabólico. Estructura [40].

Para la selección del colector que se realizará en el apartado de caracterización, se ha elaborado una lista con los modelos más comunes que se adaptan a los requerimientos de la instalación objeto. Estos modelos se recogen en la Tabla 3.1, en la que además se muestra una comparación de algunas de sus características.

Tabla 3.1. Modelos de Colectores.

| Nombre | Longitud de agrupación (m) | Área de apertura (m ²) | Distancia entre agrupaciones (m) | Efectividad de seguimiento (%) | Colectores por agrupación |
|---------------------------|----------------------------|------------------------------------|----------------------------------|--------------------------------|---------------------------|
| <i>Luz LS-2</i> | 50 | 5 | 1 | 0,99 | 6 |
| <i>Luz LS-3</i> | 100 | 5,75 | 1 | 0,99 | 12 |
| <i>Solargenix SGX-1</i> | 100 | 5 | 1 | 0,99 | 12 |
| <i>Siemens SunField 6</i> | 95,2 | 5,776 | 1 | 0,99 | 8 |
| <i>EuroTrough ET150</i> | 150 | 5,75 | 1 | 0,99 | 12 |

3.1.2 Espejos parabólicos

Los espejos cilindro parabólicos son los elementos que caracterizan esta tecnología y que dan nombre a la misma. Estas superficies, gracias a los materiales empleados y a su geometría, permiten concentrar la energía en forma de radiación en el receptor central, elevando la temperatura del fluido que circula dentro del mismo.

Para este elemento de los módulos se emplean mayormente 3 materiales, todos ellos con una reflectividad especular elevada para cumplir con el cometido expuesto previamente. Estos materiales son:

- **Vidrio con película de plata**
- **Películas de plata sobre plástico**
- **Película de aluminio**

En el caso del vidrio con película de plata y la película de plata sobre plástico la reflectividad es muy elevada, del orden del 93%, mientras que la película de aluminio se encuentra en torno al 80%. En cuanto a la durabilidad, el vidrio con película de plata presenta las mejores características, seguido de la película de aluminio y por último la película de plata sobre plástico. Este último posee una menor vida útil puesto que el plástico generalmente se deteriora antes que los materiales empleados en las otras opciones, sin embargo, el uso de este material también lo convierte en la opción más asequible económicamente [16, 17].

En la Figura 3.3 se muestra como se refleja la radiación aprovechando la geometría cóncava de los espejos para dirigir la radiación al foco.

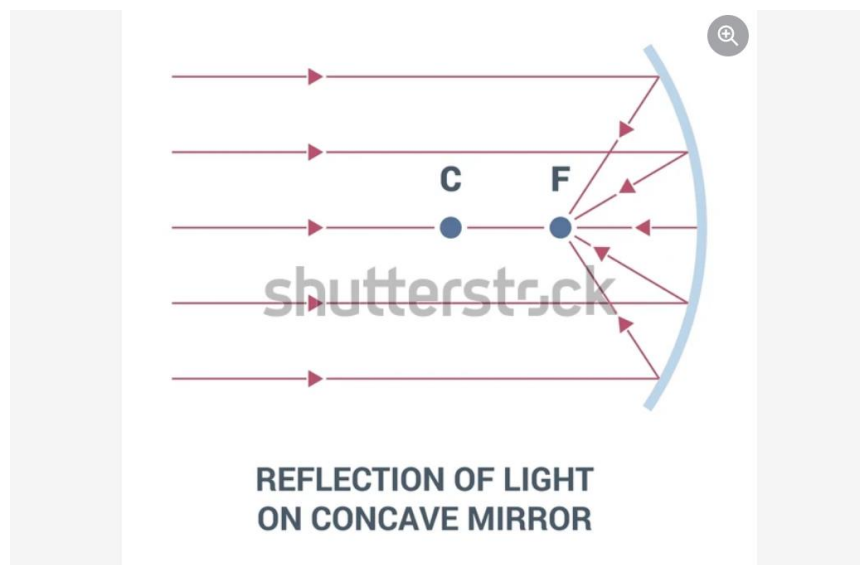


Figura 3.3. Espejos parabólicos [41].

3.1.3 *Tubo absorbedor*

Este componente del módulo es otro elemento crucial para el principio de funcionamiento del campo solar, pues es el encargado de absorber la radiación previamente reflejada en los espejos parabólicos. Se encuentra situado en el foco de la geometría cóncava de los espejos, permitiendo así captar una gran parte de la irradiación incidente en el campo solar. Estos receptores se componen a su vez de varias partes, entre las que se distinguen:

- ***Tubo exterior:*** Esta tecnología se basa en la implementación de dos tubos concéntricos separados por una cámara que puede estar en vacío u ocupada por gases inertes. El exterior en este caso tiene como objetivo la protección del tubo interior y la minimización de pérdidas por convección. Para el tubo exterior se emplea comúnmente vidrio derivado del borosilicato, que se caracteriza por su gran transparencia y resistencia térmica. Adicionalmente, al tubo exterior se le puede aplicar un tratamiento antirreflejos con el fin de reducir la transmitancia luminosa y reducir las pérdidas ópticas [19].
- ***Tubo interior:*** El tubo interior tiene como función transportar el HTF a través del lazo de módulos para que éste absorba la energía solar captada. Los materiales más usados para la fabricación del tubo interior son el acero inoxidable y el cobre.

En la Figura 3.4 se muestra un receptor central de la marca Siemens donde se pueden diferenciar el tubo exterior de un material transparente y el tubo interior de un color oscuro. Además, se aprecian en el extremo las conexiones que permiten la unión con el resto de tubos receptores de la instalación.



Figura 3.4. Tubo absorbedor Siemens UVAC [36].

En la Tabla 3.2 se muestran algunos de los modelos más utilizados para este tipo de sistemas. En el apartado de caracterización se seleccionará uno de los modelos que se muestran en la tabla para caracterizar la instalación.

Tabla 3.2. Tubos absorbedores cotejados.

| Nombre | Longitud del tubo (m) | Diámetro Exterior (mm) | Absortividad (%) | Diámetro Tubo de vidrio (mm) | Área útil (%) |
|--------------------------|-----------------------|------------------------|------------------|------------------------------|---------------|
| <i>Siemens UVAC 2010</i> | 4,06 | 70 | 96 | 115 | 96,4 |
| <i>Schott PTR80 4G</i> | 4,06 | 80 | 96 | 136 | 95,5 |
| <i>Schott PTR70 4G</i> | 4,06 | 70 | 95,5 | 125 | 96,7 |

3.1.4 Sistema de seguimiento solar

Los colectores cilindro parabólicos requieren de un sistema de seguimiento solar para maximizar la eficiencia de la instalación. Este seguimiento debe además ser extremadamente preciso, por lo que los valores de precisión en el seguimiento varían entorno al 0,1% y el 0,5%. Para este cometido se emplean generalmente sistemas de seguimiento solar astronómico y sensores de irradiación para establecer la orientación de seguimiento solar [20].

Para dotar de la movilidad necesaria a los sistemas de seguimiento solar de los colectores se emplean fundamentalmente dos tipos de accionamientos: eléctrico, e hidráulico.

1. **Accionamiento Eléctrico:** Este tipo de accionamiento utiliza pequeños motores eléctricos, estos son normalmente motores de corriente continua o servomotores acoplados a los correspondientes sistemas de transmisión. Este tipo de seguimiento suele trabajar con un solo eje para el seguimiento solar Este-Oeste, sin embargo, también es posible encontrar sistemas que empleen dos ejes, incorporando un segundo eje para la inclinación de los módulos. El control de este tipo de seguimiento se lleva a cabo generalmente mediante el uso de controladores PLC. Algunas de las ventajas de emplear el accionamiento eléctrico son la fiabilidad, un coste de mantenimiento más bajo que el del accionamiento hidráulico, y una gran precisión, esta última del orden del 0,1%. Por otra parte, la principal desventaja que presenta este accionamiento es la menor capacidad para mover módulos de colectores más pesados, lo que puede

suponer un impedimento en las grandes instalaciones de colectores [21].

2. **Accionamiento Hidráulico:** Este sistema de accionamiento utiliza cilindros hidráulicos conectados a bombas, válvulas, y sistemas de almacenamiento del fluido que permiten la movilidad de la estructura en sus ejes mediante variaciones en la presión del circuito hidráulico. Al igual que ocurre en el accionamiento eléctrico el control se lleva a cabo comúnmente mediante el uso de PLC. Las principales ventajas que presenta el accionamiento hidráulico son la mayor robustez de la instalación, y la capacidad para trabajar con agrupaciones de módulos más grandes.

En este proyecto, se ha decidido optar por el seguimiento con accionamiento eléctrico, ya que pese a que normalmente es utilizado un sistema hidráulico, se ha considerado prescindir de este tipo de circuitos e implementar servomotores en los colectores.

En la Figura 3.5 se muestra el seguimiento Este-Oeste de un colector.

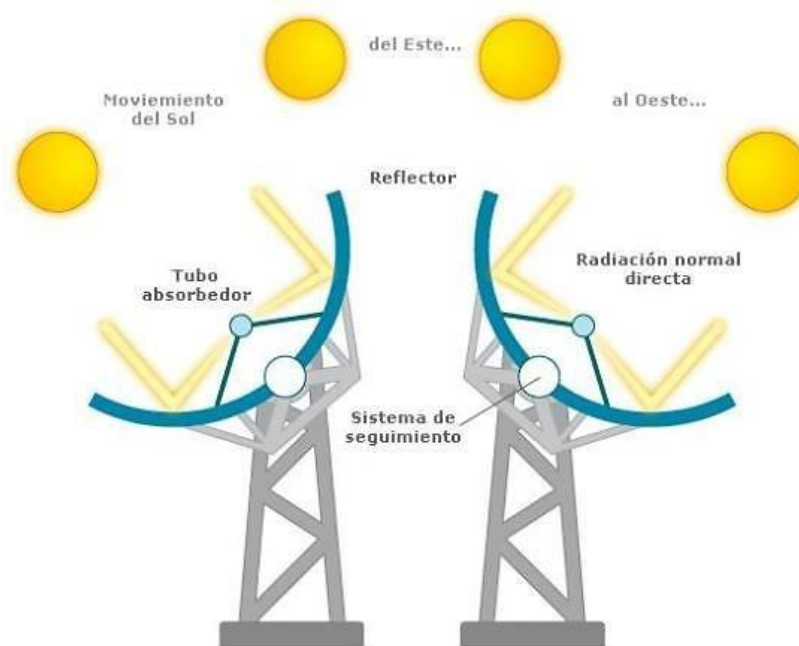


Figura 3.5. Seguimiento Solar [24].

3.1.5 Dimensionamiento del campo solar

Cuando se lleva a cabo el dimensionamiento del campo solar de una planta de estas características hay algunos parámetros que resultan clave. Algunos de ellos son el múltiplo solar o la separación entre filas de captadores.

El múltiplo solar de una central termosolar es el parámetro que relaciona la potencia térmica alcanzable en la instalación del campo solar y la potencia térmica que se requiere en el bloque de potencia para alcanzar los valores de potencia de salida determinados.

El múltiplo solar puede expresarse mediante la siguiente ecuación:

$$MS = \frac{P_{th\ CS}}{P_{th\ BP}}$$

Donde:

$P_{th\ CS}$ Es la potencia térmica disponible en los captadores solares.

$P_{th\ BP}$ Es la potencia térmica requerida en el bloque de potencia.

- Un **MS = 1** significa que el campo solar puede generar exactamente la energía térmica necesaria para que la turbina funcione a plena carga bajo condiciones de diseño.
- Un **MS > 1** indica que el campo solar puede generar más energía térmica de la necesaria en ese momento, lo que es útil si se tiene un sistema de almacenamiento térmico o se desea operar más tiempo.
- Un **MS < 1** es poco frecuente ya que no permitiría operar a plena carga ni siquiera en condiciones óptimas.

Con almacenamiento térmico, se diseña con **MS > 1.5**, para acumular excedentes de energía solar y ampliar las horas de operación. En cambio, sin almacenamiento, el MS se mantiene cerca de 1.0, ya que no hay forma de aprovechar el exceso de energía.

Por otra parte, la separación entre hileras de captadores en una central termosolar cilindroparabólica es un parámetro de diseño clave, ya que influye en:

- Sombreamiento entre hileras (especialmente en invierno).
- Aprovechamiento del terreno.
- Rendimiento óptico del campo solar.

La separación típica entre hileras, también denominada “pitch” se encuentra normalmente entre los 15 y 20 metros. Sin embargo, esto depende del ancho del colector y de las condiciones del emplazamiento.

Algunas de las consideraciones más importantes que se tienen en cuenta en el cálculo de la separación entre filas son:

- **Latitud:** A mayor latitud, el sol está más bajo en invierno → se requiere mayor separación.
- **Topografía:** En terreno irregular, puede haber más separación para evitar sombreo local.

3.2 Fluido de transferencia térmica

3.2.1 Fluido de trabajo

La clave de este sistema para albergar y transportar la energía térmica es el fluido de trabajo mencionado en el punto anterior. También denominado HTF, este fluido es la herramienta fundamental para el transporte de energía a través del campo solar. Se trata generalmente de aceite térmico sintético, una mezcla de sales fundidas, agua, o incluso aire entre otros. Estos fluidos son seleccionados teniendo en cuenta los requerimientos técnicos de diseño y operación de la planta. La viscosidad, el rango de temperatura de operación, punto de ebullición y congelación, o inflamabilidad son algunos de los aspectos más importantes a la hora de determinar el fluido de trabajo con el que se pretende que opere la planta. A continuación se describen las propiedades más importantes de las diferentes alternativas más comunes a la hora de seleccionar el HTF del una planta de estas características [22,23]:

- a. ***Aceite térmico sintético:*** El uso de aceites térmicos sintéticos es una de las alternativas más populares para este tipo de instalaciones termosolares. Esto se debe a que ofrece prestaciones muy favorables para la operación de dichas plantas. El rango de temperaturas de operación, que comúnmente oscila alrededor de los 300°C y 400°C, la baja viscosidad a altas temperaturas que favorece el funcionamiento del circuito hidráulico, un elevado calor específico, o una gran estabilidad térmica son algunas de las propiedades más relevantes del aceite térmico sintético. Entre los aceites térmicos sintéticos empleados en centrales termosolares de alta temperatura, algunos de los más comunes son: Dowtherm Q (DOW), Dowtherm A (DOW), y Therminol VP-1 (Solutia). No obstante, los dos últimos mencionados son sustancias de idéntica composición elaboradas por diferentes fabricantes, que en este caso es una mezcla eutéctica de difenil ($C_{12}H_{10}$) y difenil éter ($C_{12}H_{10}O$).
- b. ***Sales fundidas:*** Las sales fundidas son mezclas de sales cuya composición química se basa típicamente en el KNO_3 y el $NaNO_3$. Estas sales se comportan como un fluido a temperaturas superiores a los 300 °C, pudiendo operar a temperaturas de hasta 500°C, lo que ofrece una temperatura máxima de operación más elevada que los aceites térmicos. Estas sales ofrecen una capacidad de almacenamiento térmico muy elevada, lo que las convierte en una de las opciones más seleccionadas para los sistemas de almacenamiento térmico de las centrales termosolares que disponen del mismo. Un aspecto relevante de las sales fundidas que se debe considerar es que son corrosivas debido a su composición química.

- c. **Agua:** En algunos casos particulares se puede llegar a implementar agua como fluido de trabajo para el campo solar, sin embargo, su bajo punto de ebullición y las presiones de trabajo suponen un obstáculo para su operación en grandes plantas termosolares de tecnología cilindro parabólica.

En el caso del fluido de trabajo, al ser mayoritariamente fluidos de gran viscosidad a bajas temperaturas, como ocurre el aceite térmico sintético, o incluso con temperaturas de solidificación muy altas como es el caso de las sales fundidas, se corre el riesgo de que cuando la producción solar es excesivamente baja durante un largo periodo de tiempo la temperatura del fluido descienda sensiblemente y por consiguiente aumente la viscosidad, lo que puede generar grandes pérdidas de carga en el sistema de tuberías, provocando fallos y averías en las bombas de impulsión. Esta limitación en el diseño de la planta se solventa en numerosas centrales termosolares incluyendo en el diseño de la misma un sistema auxiliar de energía térmica.

3.2.2 Bombas de fluido de trabajo

Las bombas de impulsión de HTF son bombas industriales de alta temperatura cuya misión principal es impulsar el fluido térmico a través del circuito primario de la planta termosolar. Además de impulsar el HTF desde los tanques o intercambiadores hacia los colectores solares cilindro-parabólicos, permiten la circulación constante del HTF a través del campo de captadores. También son las bombas encargadas de llevar el HTF caliente hacia el generador de vapor, donde la energía contenida en este se transfiere al circuito de agua/vapor que mueve la turbina. Finalmente, hacen retornar el HTF ya enfriado al campo solar para repetir el ciclo.

Estas bombas presentan en las plantas termosolares una serie de características técnicas clave que las hacen adecuadas para operar en condiciones exigentes. Se trata, principalmente, de bombas centrífugas diseñadas para manejar altos caudales y operar a presiones medias o altas, necesarias para vencer las pérdidas de carga del sistema. Están fabricadas con acero inoxidable u otras aleaciones resistentes al calor y a la corrosión, lo que les permite trabajar de forma segura con fluidos a temperaturas elevadas.



Figura 3.6. Bomba para aceite térmico [58].

En la Figura 3.6 se muestra una bomba diseñada para trabajar con aceite térmico sintético, un fluido generalmente utilizado como HTF en este tipo de plantas termosolares.

Las bombas de HTF están diseñadas para poder trabajar a temperaturas cercanas a los 400 °C en sistemas que utilizan aceite térmico como fluido caloportador. Para garantizar la estanqueidad a estas temperaturas, emplean sellos mecánicos especiales o, en algunos casos, sistemas de sellado magnético, que evitan fugas y minimizan el mantenimiento. Además, suelen contar con variadores de frecuencia que permiten ajustar la velocidad de operación según las necesidades térmicas del sistema, mejorando así la eficiencia energética. Adicionalmente, estas bombas se instalan comúnmente en configuración redundante, lo que asegura la continuidad operativa incluso en caso de fallo de una de estas.

En el esquema de una planta termosolar, las bombas de HTF se ubican estratégicamente dentro del circuito térmico para garantizar un flujo eficiente y continuo del fluido caloportador. Generalmente, estas bombas se sitúan después del tanque de expansión o de compensación, desde donde toman el HTF que ha perdido temperatura tras ceder su energía térmica. A continuación, impulsan el fluido hacia el campo solar, asegurando que los colectores reciban HTF frío para su recalentamiento.

En algunos diseños, también se incluye una bomba de retorno, cuya función es mantener la presión de recirculación adecuada en el sistema, optimizando así el rendimiento hidráulico y térmico de la planta. Esta disposición permite un control preciso del caudal y la presión del HTF a lo largo de todo el circuito.

Sistema de sellado

Como se ha mencionado previamente, en este tipo de instalaciones es necesario aplicar sistemas de sellado específicos para evitar fugas del fluido. Estos sistemas están generalmente diseñados para cumplir con la normativa API aplicable. El sellado conforme a la normativa API en bombas de aceite térmico está condicionado al cumplimiento de los estándares establecidos por el American Petroleum Institute, que define los requisitos de diseño, materiales, seguridad y desempeño de las bombas utilizadas en la industria petroquímica, de procesos y de transferencia de calor.

En el caso de este tipo de bombas y fluido, las normativas a aplicar son generalmente las siguientes [65]:

- **API 610:** *Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries.* (Destinada a bombas centrífugas de procesos que incluyen el uso de aceite térmico)

- **API 682: Pumps—Shaft Sealing Systems for Centrifugal and Rotary Pumps** (Referente a los sistemas de sellado mecánico)
- **API 685: Sealless Centrifugal Pumps (Magnetic Drive and Canned Motor Types)** (Bombas herméticas como alternativa segura para fluido peligrosos)

Algunos de los planes de sellado más comunes acordes a las normativas anteriores son los siguientes:

- **API 682/ Plan 52: Sello doble con fluido tampón (buffer) no presurizado.**
- **API 682/ Plan 53 (53A/53B/53C): Sello doble con fluido barrera presurizado.** (Las variaciones A, B, y C corresponden a los diferentes sistemas que emplea dicho plan para realizar el sellado a presión)

3.2.3 Sistema de expansión e inertización

El sistema de inertización en una planta termosolar tiene como objetivo garantizar la seguridad del circuito de HTF y evitar reacciones peligrosas con el oxígeno del aire, principalmente en presencia de altas temperaturas. Este sistema es especialmente importante en plantas que utilizan aceite térmico como fluido caloportador, dado que este puede oxidarse o incluso inflamarse si entra en contacto con oxígeno atmosférico en condiciones desfavorables.

El sistema de inertización consiste en la introducción de un gas inerte, generalmente nitrógeno, en las partes del circuito que pueden estar en contacto con el aire, con el fin de crear una atmósfera libre de oxígeno. Esto permite prevenir la oxidación del fluido térmico y minimizar el riesgo de inflamación o degradación del mismo en condiciones de alta temperatura.

Las principales áreas del sistema que requieren protección mediante inertización son el tanque de expansión, donde se mantiene una presión positiva de nitrógeno sobre el HTF para evitar la entrada de oxígeno; el tanque de drenaje si lo hay, que también se suele inertizar, especialmente si contiene restos de fluido caliente; y los vasos de compensación o acumulación, que en determinadas configuraciones también requieren mantener una atmósfera inerte.

Además, durante operaciones de mantenimiento o paradas programadas, es común inertizar el interior de las tuberías y equipos para prevenir la oxidación interna por contacto con el aire ambiente. De este modo, el sistema de inertización garantiza tanto la seguridad operativa como la durabilidad de los componentes del circuito térmico.

En la Figura 3.7 se muestra el sistema de expansión e inertización de una planta real.



Figura 3.7. Sistema de expansión e inertización [56].

El sistema de inertización está compuesto por una serie de elementos clave que permiten su funcionamiento seguro y eficiente. La fuente de gas inerte puede provenir de botellas de nitrógeno a presión o de generadores de nitrógeno instalados en la propia planta, los cuales suministran el gas necesario para crear la atmósfera inerte.

El flujo y la presión del nitrógeno son controlados mediante válvulas de regulación, que ajustan tanto el caudal como la presión del gas suministrado a las distintas zonas del sistema. Para garantizar que las condiciones de inertización se mantengan dentro de los rangos establecidos, se incorporan sensores de presión y oxígeno, los cuales permiten monitorear continuamente la eficacia del sistema y detectar posibles fallos o fugas.

El gas se distribuye a través de una red de líneas de distribución, que conducen el nitrógeno hasta los puntos críticos del circuito térmico, como el tanque de expansión o el tanque de drenaje. Finalmente, se instalan válvulas de seguridad en zonas estratégicas para evitar sobrepresiones en caso de fallo del sistema de regulación o de un aumento inesperado de presión interna.

3.2.4 Sistema de energía auxiliar

Los sistemas de generación térmica auxiliar desempeñan un papel fundamental en el funcionamiento seguro y continuo de las plantas termosolares. Estos sistemas se diseñan para mantener el HTF dentro de los rangos de temperatura operativos incluso cuando la radiación solar disponible es reducida, como ocurre durante la noche, o en días nublados.

Los sistemas de generación térmica auxiliares tienen múltiples objetivos dentro de la instalación: evitar la solidificación del HTF, mantener el fluido caliente para evitar daños en equipos como bombas y válvulas debido a la mayor densidad a bajas temperaturas, facilitar el arranque del sistema, y proporcionar apoyo térmico si fuese preciso cuando la energía solar no es suficiente para mantener la generación eléctrica.

Tipos de sistemas de generación térmica auxiliar para el HTF

En las centrales termosolares existen diferentes tipos de sistemas de generación térmica. Estos sistemas pueden clasificarse en tres tipologías principales: calderas auxiliares de combustibles fósiles, sistemas eléctricos de calentamiento y sistemas de almacenamiento térmico, que pese a que no son sistemas auxiliares de generación térmica en sentido estricto, pueden cumplir de forma eventual la misma función.

1. Calderas auxiliares

El primer tipo corresponde a las calderas auxiliares, las cuales funcionan con combustibles fósiles, como el gas natural, el diésel o el fueloil. Estas calderas tienen la capacidad de calentar directamente el HTF. Se ubican generalmente entre el sistema de expansión e inertización del HTF y los colectores solares, permitiendo calentar el fluido antes de que entre al campo solar o al bloque de potencia. Entre sus ventajas destaca su alta disponibilidad y la rapidez de respuesta. Sin embargo, su principal desventaja es la generación de emisiones y la dependencia de fuentes externas de energía, lo que puede comprometer los objetivos de sostenibilidad.

2. Calentadores eléctricos

El segundo tipo de sistema auxiliar lo constituyen los sistemas eléctricos de calentamiento, basados en resistencias que calientan directamente el HTF. Este tipo de solución es más común en plantas de menor escala o en instalaciones de demostración. Su principal ventaja es que no produce emisiones directas durante su operación, ya que no utiliza combustibles fósiles. No obstante, presenta el inconveniente de un consumo eléctrico elevado, lo que puede reducir su eficiencia y aumentar los costes operativos si la electricidad no proviene de fuentes renovables.

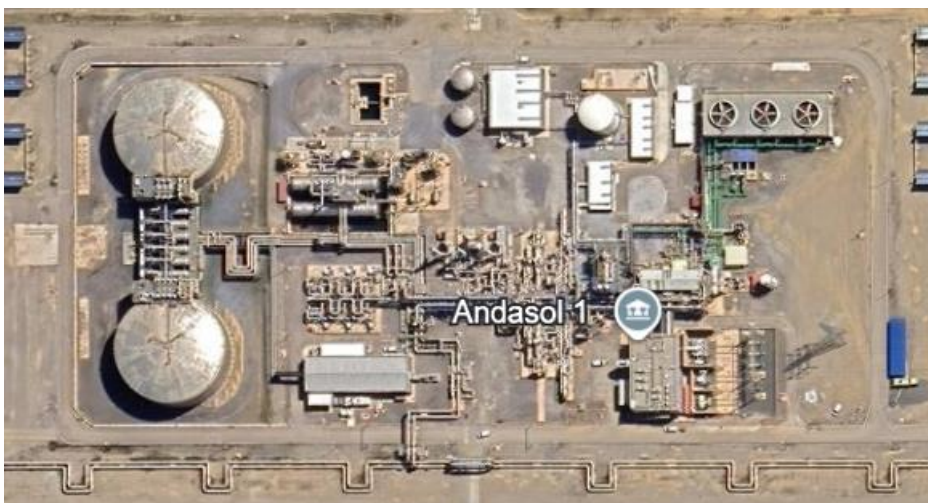


Figura 3.8. Planta termosolar Andsol 1, España. Vista aérea [12].

La planta Andasol 1 (Figura 3.8) ubicada en Granada, cuenta con una potencia eléctrica instalada de 50 MW y emplea como fluido caloportador aceite térmico sintético que opera en un rango de temperaturas comprendido entre los 293 °C y 393 °C. Cuenta además con un sistema de almacenamiento térmico en sales fundidas, lo que dota a la planta de la capacidad de seguir operando hasta 7,5 horas sin radiación solar directa, lo que incrementa notablemente su capacidad de generación continua.

El sistema auxiliar de Andasol se compone de varios elementos clave. En primer lugar, destacan las tres calderas auxiliares de gas natural (Figura 3.9), las cuales pueden diferenciarse por las chimeneas que se observan en la imagen. Estas calderas se diseñan específicamente como calderas de fluido térmico. Su funcionamiento está automatizado y controlado por sensores de temperatura que activan el calentamiento cuando el HTF desciende por debajo de ciertos umbrales críticos.



Figura 3.9. Planta termosolar Andsol 1, España. Caldera auxiliar [12].

En segundo lugar, la planta dispone de sistemas eléctricos de calentamiento distribuidos a lo largo de las líneas críticas del circuito, como válvulas, bombas y tramos de tuberías. Estos sistemas permiten evitar la formación de puntos fríos localizados donde el HTF podría espesarse, asegurando una circulación uniforme y estable en todo momento.

Finalmente, Andasol cuenta con un sistema de almacenamiento térmico basado en sales fundidas, que, aunque no constituye un generador auxiliar en sí mismo, cumple un rol esencial como fuente de calor de respaldo. Este sistema está compuesto por dos tanques, uno caliente y otro frío, que permiten almacenar hasta 1.010 MWh térmicos.

En conjunto, el sistema auxiliar de generación térmica en la planta Andasol 1 representa un ejemplo bien integrado de cómo combinar fuentes térmicas convencionales, energías renovables y almacenamiento térmico para garantizar una operación eficiente, segura y fiable de una central termosolar de concentración.

3.2.5 Sistema de ullage

El sistema de ullage en una central termosolar cumple un papel fundamental en la operación segura y eficiente del circuito de fluido térmico (HTF). Este sistema es el encargado de llevar a cabo los procesos de recuperación y limpieza del HTF, integrando componentes como filtros, separadores y sistemas de desgasificación. Estos permiten eliminar vapores, gases disueltos y otras impurezas del fluido térmico, contribuyendo a mantener la calidad y la eficiencia del HTF durante toda la vida útil de la planta.

En conjunto, el sistema de ullage aporta varios beneficios clave: extiende la vida útil del HTF, mejora la seguridad operativa, optimiza el rendimiento térmico de la planta y reduce el mantenimiento derivado de problemas como la oxidación o la cavitación. Por todo ello, constituye un elemento esencial en el diseño y operación de las centrales termosolares modernas.

En la Figura 3.10 se muestra el esquema del sistema de ullage de la planta que se propone en este proyecto.

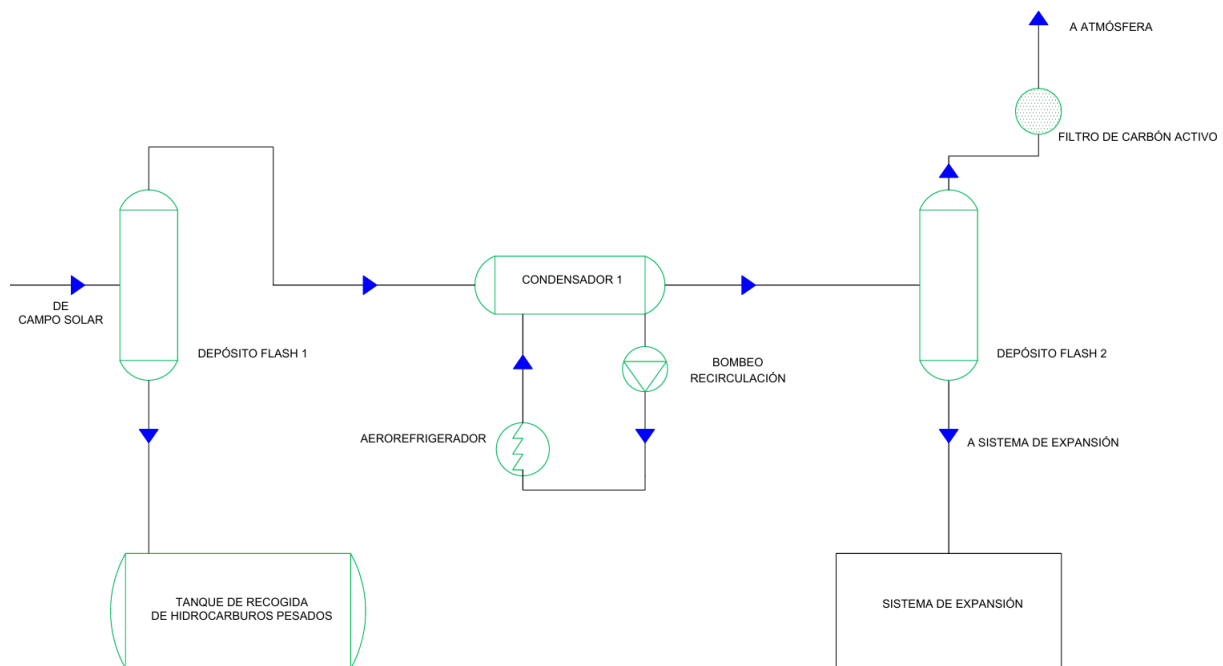


Figura 3.10. Esquema del sistema de ullage.

3.3 Ciclo de potencia

Con el objetivo de proporcionar una idea general de uno de los procesos más importantes que tienen lugar en la central termosolar, se describirán resumidamente los principios de funcionamiento y las características del ciclo de Rankine no ideal. Asimismo, se describirá la labor de la instalación termosolar en el proceso de aporte de calor que vincula el ciclo de Rankine con la energía solar. Finalmente, se resumirán los procesos de expansión y condensación que permiten la generación de energía eléctrica de la planta y la continuidad del ciclo respectivamente [25,26].

3.3.1 *Introducción al Ciclo de Rankine*

Este ciclo juega un papel esencial en las plantas termosolares y otras centrales termoeléctricas pues es la forma más común junto con el ciclo de Brayton de transformar la energía térmica contenida en el fluido de trabajo en energía mecánica y posteriormente en energía eléctrica.

Este ciclo termodinámico utiliza el agua como fluido de trabajo y hace uso de las propiedades termodinámicas de esta para obtener energía mecánica a partir de energía térmica. Se compone de cuatro etapas fundamentales: bombeo, absorción o aporte de calor, expansión, y condensación:

1. **Bombeo:** En la etapa de bombeo, el fluido de trabajo se encuentra en estado líquido y requiere un aumento de presión para llevarlo hasta los intercambiadores de calor. Para ello se hace uso de bombas que aportan trabajo al fluido.
2. **Aporte de calor:** Seguidamente, se aporta calor al fluido mediante una fuente de energía externa, elevando la temperatura del fluido y llevándolo hasta el estado de vapor saturado en el generador de vapor. Adicionalmente, se suele añadir un sobrecalentador para obtener vapor sobrecalentado antes de pasar a la expansión en la turbina con el objetivo de aumentar el trabajo útil obtenido en la turbina y mejorando el rendimiento térmico del ciclo, el cual pasa de oscilar entre un veinticinco y un treinta por ciento a valores cercanos al cuarenta por ciento si se opera con sobrecalentamiento.
3. **Expansión en la turbina de vapor:** El vapor que se ha obtenido en la etapa de aporte de calor expande en la turbina, cediendo la energía contenida en este para obtener energía mecánica en el eje de la turbina.
4. **Condensación:** Tras su paso por la turbina, el vapor ha reducido notablemente su presión y temperatura y es dirigido a los condensadores, donde cederá calor al ambiente y pasará a estado líquido, completando el ciclo de vapor.

El rendimiento térmico del ciclo queda definido mediante la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{P_{TV}}{P_{th\ BP}} = \frac{\dot{m}_{vapor} \cdot (h_3 - h_4) - \dot{m}_{agua} (h_2 - h_1)}{\dot{m}_{HTF} \cdot (h_{caliente} - h_{frio})}$$

Donde:

P_{TV} : Potencia producida en la turbina de vapor.

$P_{th\ BP}$: Potencia térmica disponible en el bloque de potencia.

\dot{m}_{HTF} : Caudal másico de HTF que entra en el generador de vapor.

$h_{caliente}$: Entalpía del HTF caliente que entra en el generador de vapor.

h_{frio} : Entalpía del HTF frio que sale del generador de vapor.

\dot{m}_{vapor} : Caudal másico de vapor que entra en la turbina de vapor.

\dot{m}_{agua} : Caudal másico de agua que entra en el generador de vapor.

h_1 : Entalpía del agua antes de pasar por las bombas de impulsión al generador de vapor.

h_2 : Entalpía del agua después de pasar por las bombas de impulsión al generador de vapor.

h_3 : Entalpía del vapor a la entrada de la turbina de vapor.

h_4 : Entalpía del vapor a la salida de la turbina de vapor.

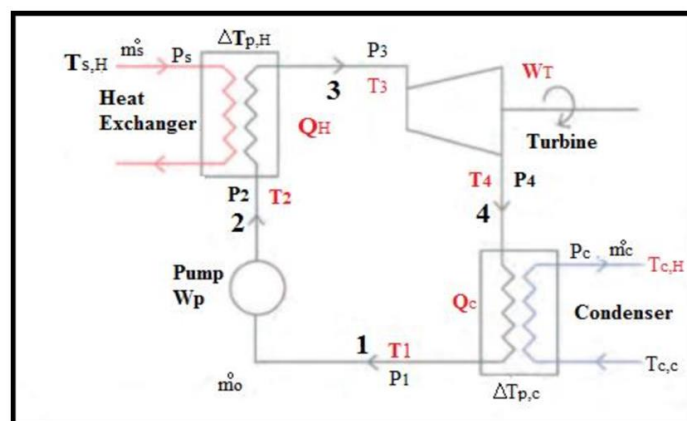


Figura 3.11. Ciclo de Rankine [37].

En la Figura 3.11 se muestran las etapas que se han descrito previamente: Condensación (4-1), Bombeo (1-2), Aporte de calor (2-3), y Expansión (3-4). Además, se representan los equipos que intervienen en dichos procesos.

En la Figura 3.12 se muestra el comportamiento del fluido de trabajo de un ciclo de Rankine en términos de Temperatura (Eje Vertical) y Entropía (Eje Horizontal). En el mismo, se refleja además el aporte y cesión de calor y trabajo tanto en las bombas, como en la turbina de vapor y los condensadores.

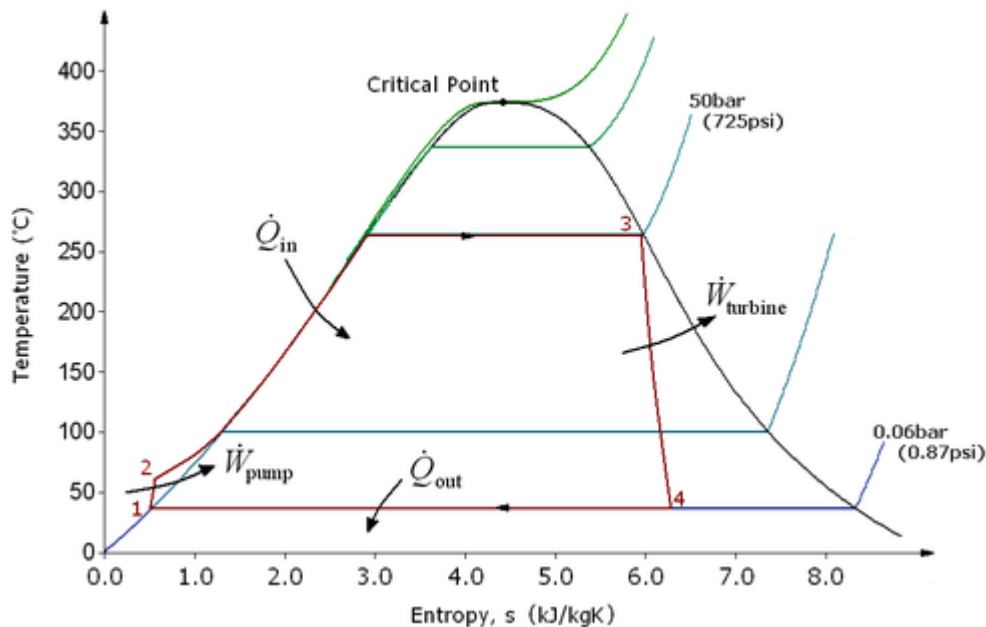


Figura 3.12. Diagrama T-S de un Ciclo de Rankine [38].

3.3.2 Ciclo de Rankine con recalentamiento intermedio

En el ciclo de Rankine se pueden introducir variaciones para adaptarlo a los procesos o requerimientos de la instalación en cuestión. Uno de las modificaciones que se emplean en las centrales termosolares del alta temperatura es el recalentamiento intermedio. Esta modificación consiste en el recalentamiento del vapor que se encuentra en la turbina a una presión determinada para dirigirlo nuevamente hasta la caldera, donde elevará su temperatura antes de proseguir con su expansión en la turbina. De este modo, el vapor continua su expansión a media presión pero con una temperatura similar a la del vapor vivo [27].

El recalentamiento intermedio supone una serie de ventajas muy importantes para las instalaciones que operan con un ciclo de Rankine, entre estas las más destacables son las siguientes:

- **Incremento de la eficiencia térmica del ciclo:** Al volver a aportarle calor al vapor, la temperatura de este durante la nueva expansión será más elevada que sin el recalentamiento, ya que realizado a una presión óptima se consigue elevar la temperatura media de aporte de calor. Aplicando esta modificación al ciclo de Rankine se puede llegar a mejorar la eficiencia del ciclo en valores comprendidos generalmente entre el 3% y el 8% [27].

- **Reducción de la humedad en la turbina:** Durante la expansión, la reducción en la presión y el enfriamiento del fluido pueden hacer que se alcancen valores de presión y temperatura cercanos a los valores de saturación, por lo que pueden aparecer pequeñas partículas de agua en estado líquido que causen deterioro en la turbina de vapor. Cuando se utiliza recalentamiento en el ciclo se reduce esta posibilidad pues el fluido realiza las etapas de menor presión a temperaturas más elevadas que sin emplear recalentamiento, lo que implica un menor deterioro de la turbina y por tanto una mayor vida útil [28].

En la Figura 3.13 se muestra el esquema básico de equipos y etapas del ciclo de Rankine con recalentamiento intermedio y su diagrama T-S asociado, ambos con valores típicos de temperatura y presión de operación.

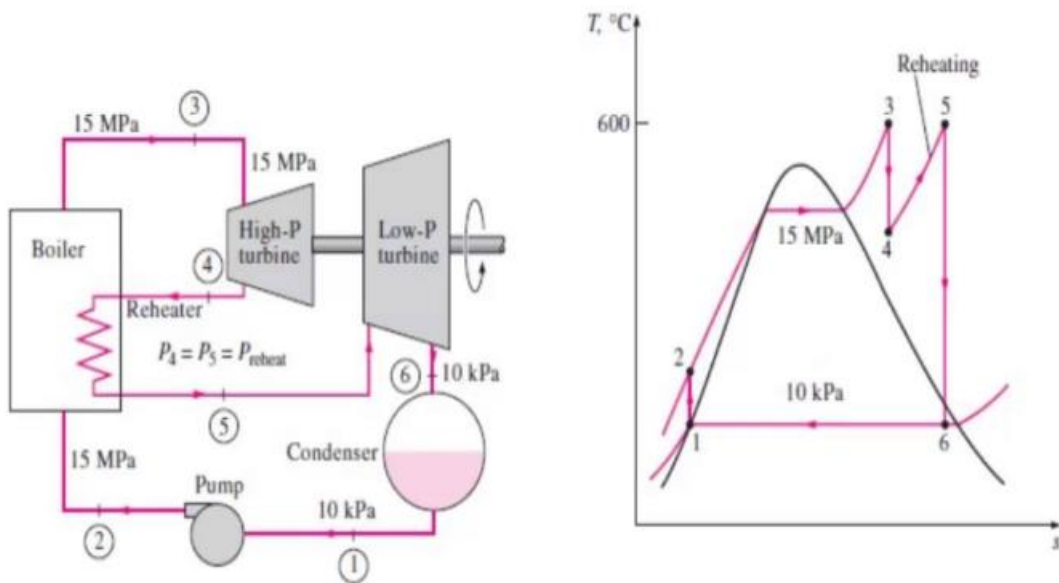


Figura 3.13. Esquema y Diagrama T-S de Rankine con recalentamiento [37].

3.3.3 Ciclo de Rankine regenerativo

La regeneración de vapor en una central que opera con un ciclo de Rankine es una técnica que mejora la eficiencia térmica del ciclo mediante la recuperación parcial del calor contenido en el vapor extraído de la turbina. Este calor se utiliza para precalentar el agua de alimentación antes de ingresar a la caldera mediante calentadores, reduciendo así la cantidad de energía requerida en la generación de vapor. De este modo, el costo de operación de la planta se ve disminuido.

Cuando se emplea la regeneración en un ciclo de Rankine se pueden diferenciar dos tecnologías fundamentales en los calentadores:

- **Calentadores abiertos, OFWH (Open Feed Water Heaters):** En este tipo de calentadores se mezcla directamente el vapor que proviene de la turbina con el agua de alimentación del circuito. Esta diferenciación técnica resulta en un diseño menos complejo de la planta, sin embargo, esto requiere que ambos fluidos se encuentren a la misma presión.
- **Calentadores cerrados, CFWH (Closed Feed Water Heaters):** En esta variante el agua de alimentación y el vapor de la turbina siguen cauces independientes, realizándose únicamente un intercambio de calor. Esta tipología requiere el uso de intercambiadores de calor y un sistema para almacenar los condensados que se generan en el lado del vapor del intercambiador.

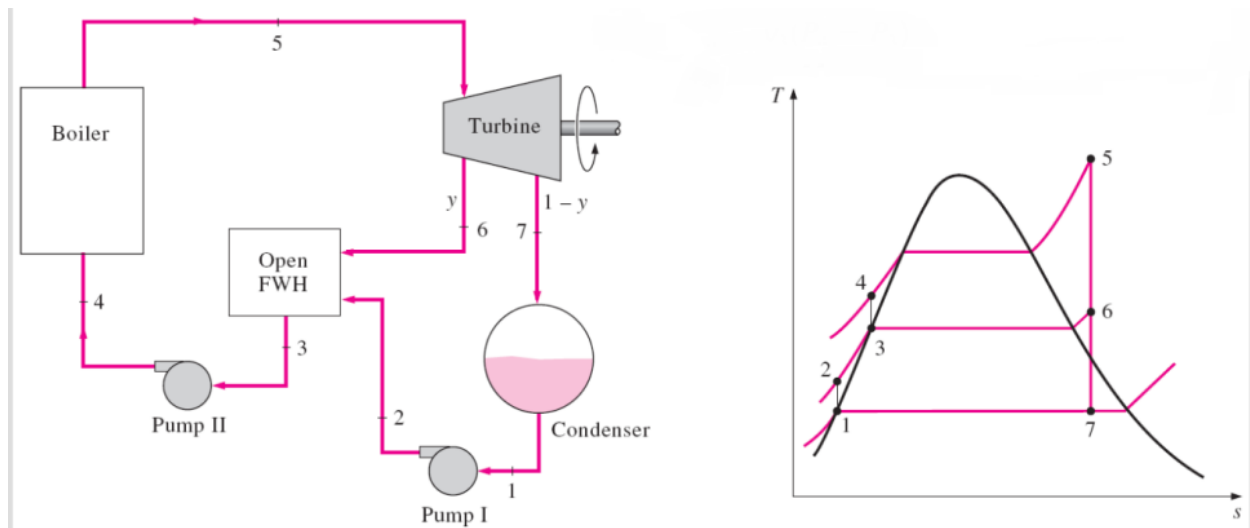


Figura 3.14. Esquema y Diagrama T-S de Rankine regenerativo OFWH [52].

En la Figura 3.14 se muestran el esquema simplificado y el diagrama T-S de un ciclo regenerativo de Rankine. En el diagrama, “y” corresponde a la extracción de vapor realizada a la turbina para precalentar el agua de alimentación que accede al calentador. En este caso, al tratarse de un calentador OFWH la fracción de vapor extraída y el agua que proviene del condensador se mezclan a la misma presión para alimentar a la caldera.

3.3.4 Generación de vapor

El fluido de trabajo que proviene del campo solar es clave en este proceso pues es la fuente de energía térmica que aportará calor al ciclo de Rankine. Este fluido se traslada mediante un circuito de tuberías hasta los intercambiadores del ciclo de vapor, donde cederá la energía térmica contenida a un fluido que permite la obtención de energía eléctrica de forma más sencilla, es decir, el agua. El mencionado circuito de intercambiadores se compone a su vez generalmente de economizador, evaporador,

sobrecalentador, y recalentador. A continuación, se describen las 4 etapas del fluido en el proceso de absorción de calor:

I. Pre calentamiento

En el pre calentamiento, el agua del ciclo de vapor que proviene del desgasificador entra en los intercambiadores por los que fluye el HTF que a su vez proviene del evaporador. De este modo, se eleva la temperatura del agua antes de pasar al evaporador.

II. Evaporación

La siguiente etapa es la de generación de vapor, donde el agua que proviene del economizador entra en los intercambiadores por los que circula el HTF que sale del sobrecalentador. En estos intercambiadores el agua alcanza la temperatura y presión de ebullición y pasa a estado gaseoso.

III. Sobrecalentamiento

En la fase de sobrecalentamiento, el vapor saturado que sale del generador de vapor entra en el sobrecalentador por el que circula el HTF que proviene del campo solar a mayor temperatura, aportando un salto entálpico al vapor antes de expandir en la turbina. Las condiciones de presión y temperatura del vapor sobrecalentado que se dirige a la turbina de vapor suelen estar por encima de los 50 bar y los 300 °C.

IV. Recalentamiento

La etapa de recalentamiento intermedio, como se ha descrito en el punto anterior, se lleva a cabo recalentando a media presión el vapor que está expandiendo en la turbina para recalentarlo hasta temperaturas cercanas a las de entrada a la turbina antes de expandir nuevamente. Normalmente la presión de recalentamiento oscila entre los 30 y 50 bar.

En la Figura 3.15, como indica la descripción, se muestra un esquema de planta termosolar CCP con almacenamiento térmico. Además, se muestran las diferentes etapas de la caldera donde se produce el pre calentamiento, la generación de vapor, el sobrecalentamiento, y el recalentamiento a media presión que se han descrito previamente.

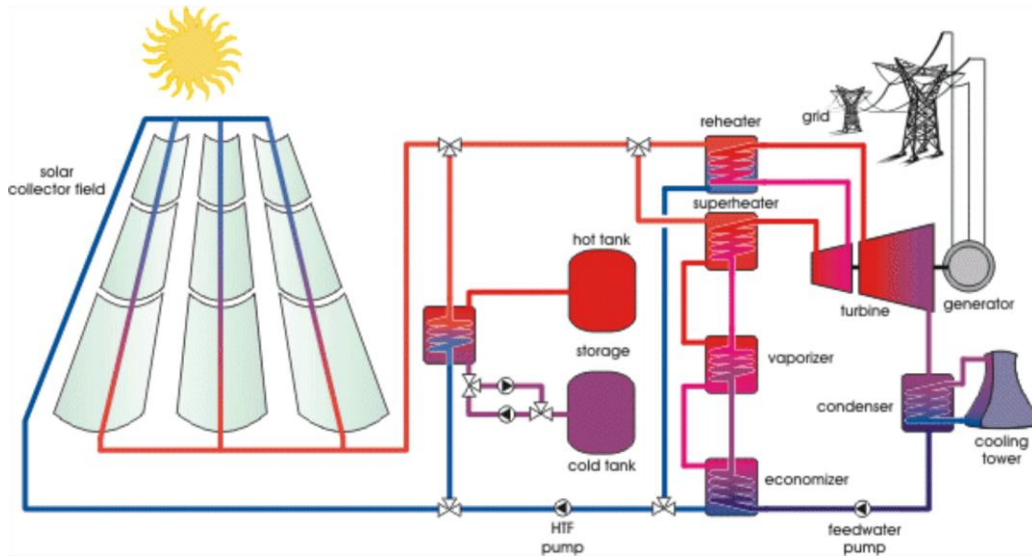


Figura 3.15. Termosolar CCP con TES y recalentamiento intermedio [39].

3.3.5 Expansión en la turbina de vapor

A la salida del sobrecalentador se obtiene el vapor vivo, es decir, el vapor que ya se encuentra a la temperatura y presión óptima para realizar la expansión en la turbina. Este vapor, al ser la planta de potencia de este tipo de instalaciones generalmente subcríticas, se encuentra entre los 50 bar y 100 bar de presión, y a una temperatura de entre 300°C y 500°C dependiendo del HTF empleado. El vapor es llevado a la entrada de la turbina de vapor y comienza la expansión no isentrópica. En este proceso, la energía en forma de presión y temperatura contenida en el vapor vivo es transferida en forma de energía mecánica al eje de la turbina, lo que se convertirá a su vez en la energía eléctrica en el generador que se encuentra conectado al eje de la misma. Esta transferencia de energía tiene lugar gracias a la geometría de los álabes de la turbina, los cuales hacen que el rotor gire al paso del vapor. El rendimiento de la turbina queda definido mediante la diferencia de entalpías respecto a la expansión isentrópica, y su valor en la mayoría de turbinas modernas es cercano al 90%.

La fórmula que describe este rendimiento es la siguiente:

$$\eta = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

Donde:

h_1 : Entalpía del vapor a la entrada a la turbina.

h_2 : Entalpía del vapor a la salida a la turbina.

h_{2s} : Entalpía del vapor a la salida tras expansión isentrópica en la turbina.

En la Figura 3.16 se muestra una turbina de vapor en la que se aprecian seccionadas diferentes entradas y salidas para realizar extracciones o recalentamiento a diferentes valores de presión durante la expansión.

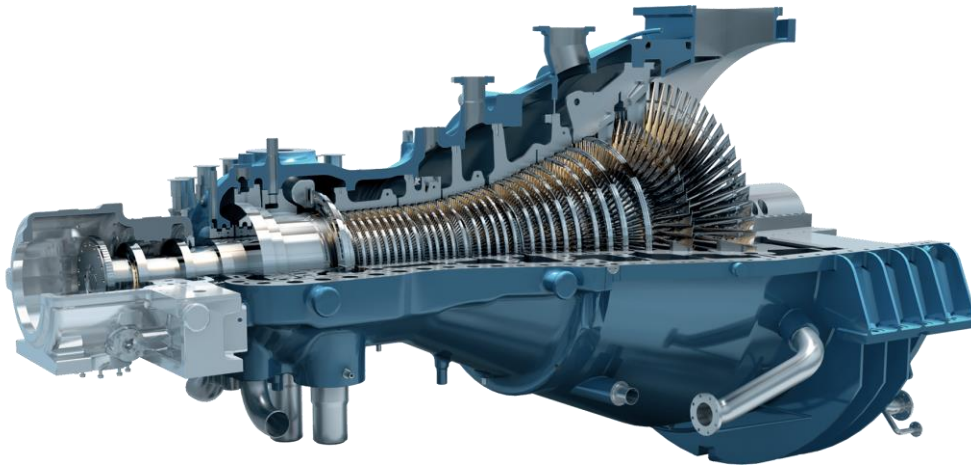


Figura 3.16. Turbina de Vapor [43].

3.3.6 Condensación en el ciclo de vapor

En el ciclo de Rankine, la condensación del fluido es fundamental para completar el ciclo termodinámico. La condensación en el ciclo de Rankine consiste en extraer calor del vapor tras su expansión en la turbina, reduciendo su presión y temperatura hasta la fase líquida, y crear un vacío o baja presión en la salida de la turbina para maximizar la caída de presión y por ende el trabajo producido por el ciclo. La presión de condensación oscila entre los 30 y los 100 mbar en plantas de producción de energía.

Condensador de superficie: Este tipo de condensador es el más común en plantas de potencia, siendo una de las opciones más destacables para plantas termosolares de alta temperatura, tanto las de sistema de torre como las cilindroparabólicas. Este tipo de condensador está compuesto de un haz de tubos por los que circula un fluido refrigerante, generalmente agua fría, los cuales están en contacto directo con el vapor. Esto a su vez provoca que el vapor cambie a fase líquida en la superficie de los tubos debido a la diferencia de temperatura.

Una ventaja fundamental que supone el empleo de este tipo de condensador es que debido a que el fluido frío circula por el interior de los tubos no se produce una mezcla de fluidos con el vapor, lo que evita la contaminación de dichos caudales. Por contraparte, estos sistemas suponen una mayor complejidad del diseño de la planta, ya que requieren implementar un sistema de limpieza para los tubos así como un sistema de tratamiento del fluido que actúa de refrigerante.

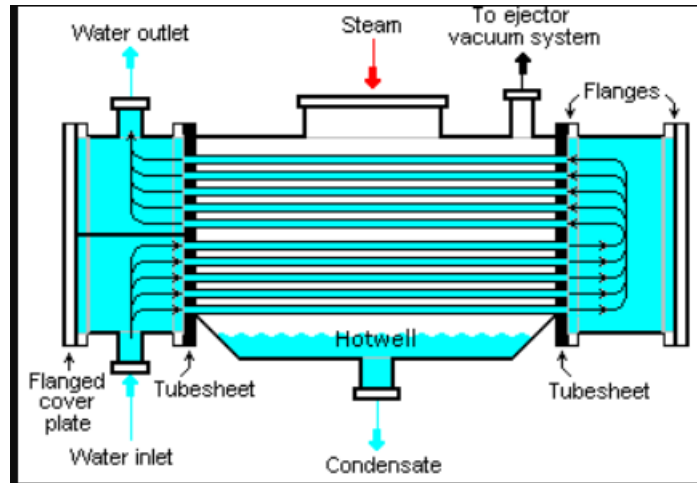


Figura 3.17. Condensador de superficie [53].

En la Figura 3.17 se representa un diagrama de flujos de un condensador de superficie. En ella se pueden observar los caudales de vapor y el agua condensada resultante, así como el paso del fluido refrigerante que circula por el interior de los tubos.

Condensador barométrico: El condensador barométrico es un tipo de condensador de contacto directo en el cual el vapor se mezcla directamente con el agua fría que lo condensa. Esta interacción directa entre el vapor y el agua permite una transferencia de calor rápida, pero implica que el condensado resultante no puede reutilizarse fácilmente sin un tratamiento previo, ya que queda mezclado con el agua de enfriamiento. Este tipo de condensador es menos común en instalaciones modernas de gran escala, debido a sus limitaciones operativas y a la eficiencia térmica generalmente inferior en comparación con otros sistemas, como los condensadores de superficie. Entre sus principales ventajas se encuentran su construcción sencilla y su bajo costo tanto en instalación como en mantenimiento. Sin embargo, presenta desventajas importantes, como la imposibilidad de reutilizar directamente el condensado y su menor eficiencia térmica. Además, requiere un suministro abundante de agua de enfriamiento para su funcionamiento adecuado.

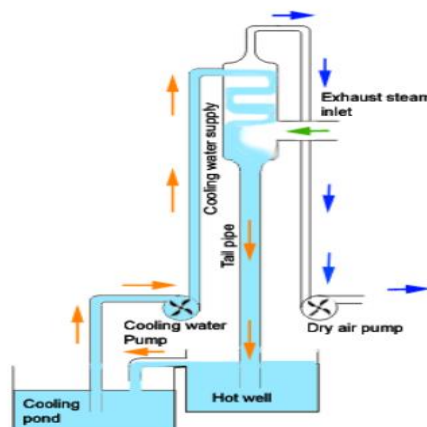


Figura 3.18. Condensador barométrico [54].

En la Figura 3.18 se representa un diagrama de flujos de un barométrico. En ella se pueden observar los caudales de vapor y el agua condensada resultante, así como el caudal de agua fría que se utiliza para realizar el mezclado y los sistemas de bombeo.

Condensador de aire o ACC (Air-Cooled Condenser): Los condensadores enfriados por aire utilizan el aire ambiente en lugar de agua para condensar el vapor. Este tipo de sistema de condensación es una solución efectiva en regiones donde el agua es un recurso escaso o donde se busca minimizar el consumo hídrico. El funcionamiento se basa en el paso del vapor a través de haces de tubos aleteados que son enfriados por grandes ventiladores que impulsan aire ambiente. De este modo, el vapor se condensa sin contacto directo con ningún líquido, lo que permite mantener un circuito cerrado sin necesidad de agua. Entre las principales ventajas de los ACC se destaca que no requieren agua, lo que reduce significativamente el impacto ambiental relacionado con el uso de recursos hídricos. Además, al evitar descargas o contaminaciones asociadas con sistemas basados en agua, su aplicación puede ser más favorable desde el punto de vista regulatorio y ambiental. Sin embargo, también presentan algunas desventajas. Generalmente son más costosos en términos de inversión inicial y ocupan un mayor espacio físico en comparación con otros tipos de condensadores. Asimismo, su eficiencia puede disminuir considerablemente en climas cálidos, donde la temperatura del aire ambiente limita la capacidad de enfriamiento.

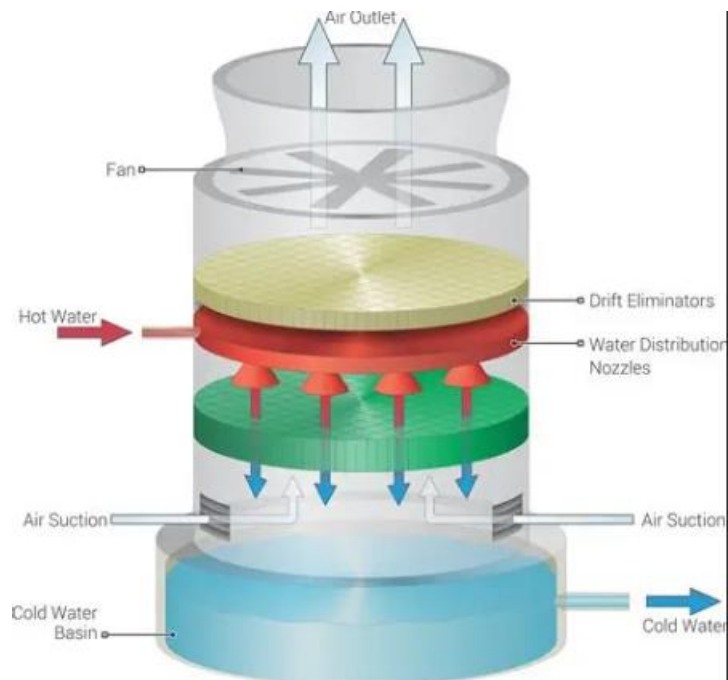


Figura 3.19. Condensador ACC [55].

En la Figura 3.19 se representa un diagrama de flujos de un condensador ACC. En ella

se pueden observar las diferentes partes de este tipo de condensador y como se deposita el agua condensada en la zona inferior.

3.3.7 Sistema de condensados

Algunos de los elementos que caracterizan la fase de condensados son los que se describen a continuación:

- **Bombas de condensado:** Las bombas de condensado desempeñan un papel crucial en el manejo del fluido de trabajo después de su paso por el condensador. Estas bombas permiten que el agua condensada sea recirculada hasta el desgasificador y los precalentadores de baja presión.

Las bombas de condensado presentan una serie de características técnicas específicas que responden a las condiciones de operación dentro del ciclo Rankine. Estas bombas manejan agua subenfriada, es decir, agua en estado líquido que se encuentra por debajo de su temperatura de saturación, y no vapor. Debido a que operan a baja presión, es fundamental asegurar un NPSH (Net Positive Suction Head) adecuado para evitar fenómenos de cavitación que podrían dañar los componentes internos de la bomba. Por lo general, se utilizan bombas centrífugas de varias etapas, ya que el incremento de presión requerido puede ser considerable dependiendo del diseño del ciclo.

- **Precalentadores de baja presión:** Los precalentadores elevan la temperatura del fluido aprovechando normalmente una pequeña parte del vapor que se encuentra realizando la expansión de la turbina (Ciclo de Rankine regenerativo).
- **Desgasificador:** El desgasificador es un elemento esencial en este tipo de instalaciones. Su función principal es eliminar los gases disueltos en los condensados, esencialmente Oxígeno y Dióxido de Carbono, con el fin de minimizar o eliminar el efecto de corrosión que implica la presencia de estas sustancias en tuberías y otros equipos por los que circula el fluido. No obstante, el desgasificador también sirve para precalentar el agua y almacenar una parte de la misma antes de entrar en la etapa de generación de vapor. Para acometer estas funciones se utiliza una parte de vapor que es extraída de la turbina.
- **Bombas de alimentación:** Las bombas de alimentación son componentes fundamentales que se encargan de impulsar el agua de retorno, es decir, el agua que proviene de los condensadores, hasta la caldera o generador de vapor, cerrando así el ciclo.

Existen diferentes tipos de bombas de alimentación utilizadas en los ciclos

Rankine, cada una seleccionada en función de las necesidades específicas del sistema. Las bombas centrífugas son las más comunes, ya que son adecuadas para manejar grandes volúmenes de agua a presiones moderadas, lo que las hace ideales para aplicaciones industriales de gran escala. Por otro lado, las bombas de pistón o de émbolo se emplean en sistemas más pequeños o en aquellos donde se requiere una presión de alimentación más alta, gracias a su capacidad para generar mayores presiones con precisión. Finalmente, las bombas de tornillo o de desplazamiento positivo se utilizan en situaciones especiales, como en los ciclos Rankine orgánicos (ORC), donde las características del fluido de trabajo y las condiciones operativas requieren un tipo de bombeo diferente al convencional.

En la Figura 3.20 se muestra el esquema simplificado de un desgasificador como los utilizados para este tipo de instalaciones.

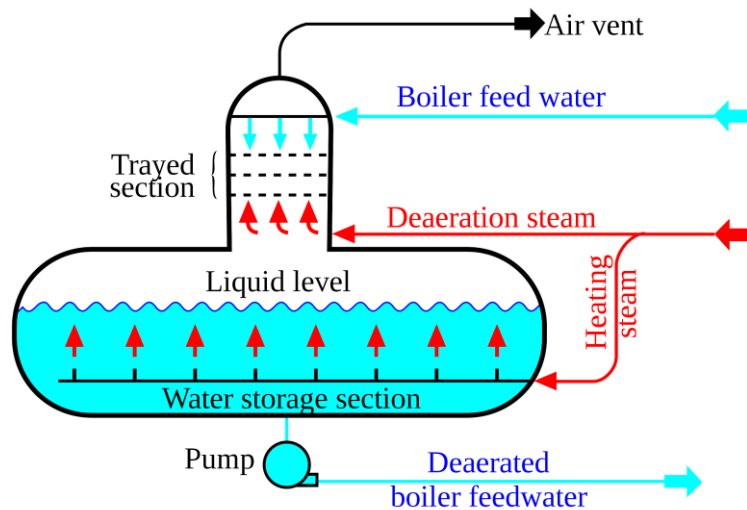


Figura 3.20. Esquema de un desgasificador [42].

3.3.8 Sistemas de vacío

En las plantas de generación de potencia que operan bajo el ciclo de Rankine, los sistemas de vacío cumplen una función fundamental para asegurar el rendimiento térmico óptimo del proceso. Su principal objetivo es mantener una presión reducida o de vacío en el condensador. Al operar el condensador a presiones inferiores a la atmosférica, se logra reducir la presión de salida de la turbina, aumentando así el diferencial de presión a través de ella, lo cual se traduce en una mayor generación de trabajo útil y, en consecuencia, una mejora en la eficiencia del ciclo.

Para que la condensación ocurra eficientemente, es necesario mantener en el interior del condensador una presión muy por debajo de la atmosférica, típicamente del orden de 0,1 bar absolutos o menos. Esta condición no solo mejora la eficiencia térmica del

ciclo, sino que también asegura un funcionamiento estable y continuo del proceso de condensación.

Los componentes principales que conforman el sistema de vacío incluyen los eyectores de vapor, las bombas de vacío, los separadores de humedad y la instrumentación de control. Los eyectores de vapor son dispositivos que utilizan vapor motriz a alta presión para extraer aire y otros gases no condensables del interior del condensador. Suelen utilizarse durante el arranque de la planta o como respaldo de las bombas principales. Por su parte, las bombas de vacío, frecuentemente del tipo anillo líquido o mecánicas rotativas, se encargan de mantener de forma continua el nivel de vacío durante la operación normal de la planta. Estas bombas permiten la evacuación constante de los gases no condensables que se infiltran al sistema, ya sea por fugas o por el arrastre desde el vapor.

El sistema también incorpora trampas de agua y separadores de humedad que evitan que el líquido entre en contacto directo con los equipos de vacío, lo cual podría dañarlos o disminuir su eficiencia. Además, se incluyen instrumentos como manómetros, presostatos y sensores de temperatura, que permiten monitorear y controlar el nivel de vacío, así como detectar posibles fallas o pérdidas de rendimiento.

La implementación de un sistema de vacío eficiente es esencial para maximizar la eficiencia térmica de la planta. Al reducir la presión de condensación, se disminuye la temperatura a la que se desecha el calor hacia el ambiente, lo que reduce las pérdidas energéticas y permite obtener un mayor rendimiento neto. Por ejemplo, una reducción adecuada en la presión del condensador puede mejorar la eficiencia global del ciclo entre un 5 y un 10 %.

Existen distintos tipos de tecnologías para dotar del sistema de vacío a este tipo de plantas, los más importantes son los siguientes:

- 1. Eyector de vapor:** También conocido como inyector o ejetor, este dispositivo opera mediante el uso de vapor de alta presión como fluido motriz, que al pasar por una tobera genera un efecto Venturi, creando una zona de baja presión que arrastra los gases no condensables presentes en el condensador. Los eyectores tienen la ventaja de no poseer partes móviles, lo que se traduce en una alta confiabilidad y bajo mantenimiento. Su resistencia a la corrosión y su capacidad para operar de forma continua los hace ideales para la extracción constante de gases en aplicaciones industriales (Figura 3.21).

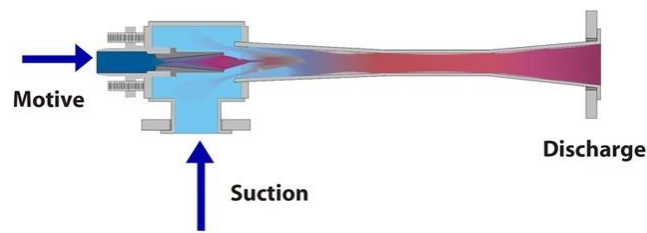


Figura 3.21. Eyector de vapor [60].

- Bomba de anillo líquido:** Este tipo de bomba utiliza un anillo de agua u otro líquido como sello, creando una cavidad que se expande y contrae durante la rotación para generar vacío. Su capacidad para manejar mezclas de vapor y gases húmedos la convierte en una opción adecuada para procesos donde la humedad es un factor importante (Figura 3.22).

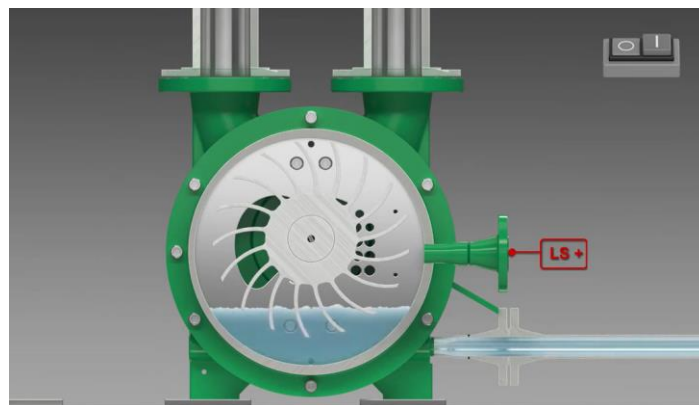


Figura 3.22. Bomba de anillo líquido [61].

- Sistemas de vacío híbridos:** Este sistema combina eyectores de vapor con bombas de anillo líquido. Este enfoque permite aprovechar lo mejor de ambas tecnologías: los eyectores se utilizan para generar un vacío inicial profundo, mientras que las bombas de anillo líquido se encargan de mantener el vacío y extraer los gases no condensables de forma más eficiente. Esta configuración resulta especialmente útil para reducir el consumo de vapor motriz y optimizar el rendimiento global del sistema de vacío.

3.4 Almacenamiento térmico

Uno de los requisitos para el diseño de la central es que este dotada con un sistema de almacenamiento térmico o TES que garantice el suministro de energía térmica al fluido de trabajo del campo solar cuando el recurso solar no sea suficiente para mantener las condiciones de operación de la planta. Para ello, se recurre almacenar la energía térmica excedente de la captación cuando las condiciones meterológicas son muy favorables, permitiendo así seguir aportando calor al ciclo de Rankine y mantener por tanto la producción de energía eléctrica [32].

3.4.1 Tipos de almacenamiento

La tecnología actual comprende dos alternativas principales:

- **Sistemas de almacenamiento sensible.**

Los sistemas que emplean almacenamiento sensible son aquellos que basan su almacenamiento de energía en el incremento de temperatura de las sustancias utilizadas sin que estas cambien de fase. Son los sistemas que más se emplean en centrales termosolares de torre o de tecnología cilindro parabólica y dentro de este grupo de sistemas los más comunes son el almacenamiento termoclino o almacenamiento en dos tanques.

Sistemas de almacenamiento termoclino: En primer lugar, los sistemas de almacenamiento térmico tipo termoclino permiten almacenar energía térmica aprovechando la estratificación dentro de un único tanque. El término termoclino hace referencia a la zona de transición térmica que se forma entre el fluido caliente en la parte superior del tanque y el fluido frío en la parte inferior, permitiendo que ambas temperaturas coexistan en capas bien diferenciadas dentro del mismo volumen de almacenamiento (Figura 3.23). En un sistema termoclino, se utiliza generalmente un solo tanque vertical relleno con un medio sólido poroso (como grava, arena o cerámica) y un fluido térmico (como aire, agua, aceite o sales fundidas) que circula a través de ese medio.

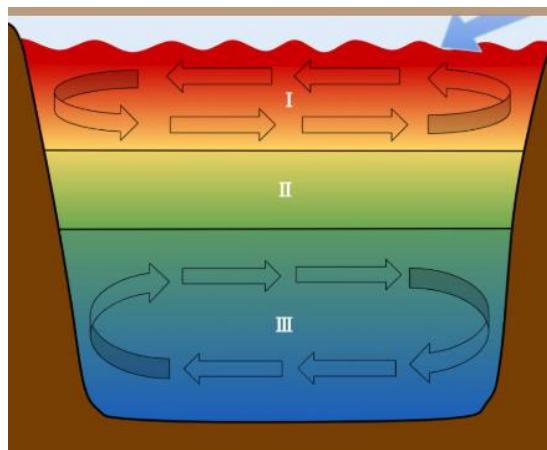


Figura 3.23. Representación de sistema termoclino [48].

Durante la fase de carga térmica, el fluido caliente entra por la parte superior del tanque, calentando progresivamente el medio de almacenamiento y formando una capa caliente que se mantiene estratificada sobre la capa más fría. Durante la fase de descarga, el proceso se invierte: el fluido frío entra por la parte superior y empuja el fluido caliente hacia el sistema consumidor de energía.

La principal ventaja de este tipo de almacenamiento es su simplicidad y bajo costo, ya que se requiere un solo tanque y se pueden usar materiales de relleno económicos. Además, se logra una buena eficiencia si se mantiene la estratificación térmica de manera estable, lo que depende del diseño del sistema y del control del flujo del fluido térmico. La zona termoclina actúa como una frontera móvil que se desplaza según se carga o descarga el sistema, y su grosor debe ser mínimo para maximizar la eficiencia del almacenamiento. Los sistemas termoclino son especialmente utilizados en aplicaciones de energía solar térmica, donde se emplean a menudo con sales fundidas como fluido térmico y medios sólidos como relleno térmico.

Sistemas de almacenamiento en dos tanques: El almacenamiento térmico sensible en dos tanques es una estrategia comúnmente utilizada en sistemas de gestión de energía térmica, especialmente en aplicaciones solares térmicas y de climatización. Este tipo de almacenamiento se basa en el principio de que una sustancia (generalmente un fluido, como agua o aceite térmico) puede almacenar energía térmica al aumentar su temperatura sin cambiar de fase.

En un sistema de dos tanques, se emplean dos recipientes separados: uno para contener el fluido caliente y otro para el fluido frío. Durante el proceso de carga térmica, el calor proveniente de una fuente (como un colector solar o un intercambiador de calor) se transfiere al fluido, elevando su temperatura, y este fluido caliente se almacena en el tanque correspondiente. Simultáneamente, el fluido frío se desplaza al sistema o al otro tanque.

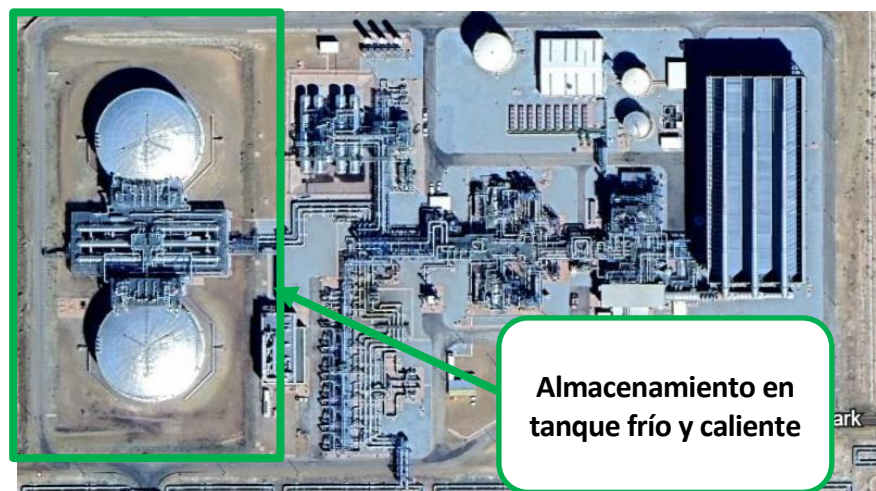


Figura 3.24. Tanques de almacenamiento. Central Kathu Solar, Sudáfrica [12].

En la Figura 3.24 se pueden observar los tanques de almacenamiento frío y caliente de la planta termosolar Kathu Solar.

Cuando se requiere energía térmica, el sistema entra en la fase de descarga. En este momento, el fluido caliente del primer tanque cede su calor al proceso que lo demande, ya sea calefacción, generación de vapor o cualquier otra aplicación. Tras ceder el calor, el fluido retorna al estado frío y se almacena nuevamente en el segundo tanque, completando así el ciclo. Esta configuración de dos tanques permite una separación clara entre los volúmenes de fluido a diferentes temperaturas, lo cual facilita el control del sistema y mejora su eficiencia térmica. Además, permite un mayor aprovechamiento del gradiente térmico y una mejor gestión de la energía almacenada, en comparación con sistemas de un solo tanque estratificado.

Entre las ventajas de este sistema se encuentran su simplicidad operativa, bajo costo relativo y alta fiabilidad. Sin embargo, su principal limitación radica en la necesidad de un mayor espacio físico debido a la presencia de dos tanques, así como las pérdidas térmicas asociadas a los intercambios de calor y a la superficie expuesta. A pesar de ello, el almacenamiento térmico sensible en dos tanques sigue siendo una solución robusta y eficiente para muchas aplicaciones energéticas que requieren gestionar calor en distintos momentos del día o en condiciones de demanda variable.

- **Sistemas de almacenamiento latente.**

En este tipo de sistemas se busca almacenar energía aprovechando el cambio de fase de las sustancias almacenadas, siendo el cambio de fase sólida a líquida el más recurrente. Para llevar a cabo dicho proceso se recurre usualmente a sustancias cuyo punto de fusión se encuentra en el rango de los 200 °C y 300 °C en las centrales termosolares. Normalmente se recurre a hidróxidos de metales o mezclas eutécticas, sin embargo, se pueden utilizar algunas otras opciones menos comunes [33]. Los sistemas de almacenamiento latente no son tan populares como los de almacenamiento sensible.

3.4.2 Sustancias de almacenamiento

Las sustancias más usadas para almacenar energía en los tanques son generalmente las sales fundidas y aceites térmicos sintéticos, ambas con características apropiadas para albergar grandes cantidades de energía en forma de calor sensible.

1. Sales fundidas:

La solución más común es el almacenamiento en sales fundidas. Este tipo de recurso consiste en un circuito independiente de sales térmicas, generalmente una mezcla de NaNO_3 y KNO_3 con alta capacidad calorífica, del orden de 1,5 kJ/kg·K, que se almacena en dos tanques, uno frío y otro caliente. También se pueden encontrar mezclas de contengan CaCl_2 o sales eutécticas entre otras.

Entre las propiedades más importantes de las sales fundidas destaca su temperatura de operación, que dependiendo de su composición química puede alcanzar valores superiores a los 550°C, lo que las dota de una gran capacidad de almacenamiento térmico. Esto impacta muy positivamente en la eficiencia del almacenamiento. Además, debido a que esta tecnología, como se ha mencionado previamente, es la solución más común en este tipo de plantas, lo que hace que sea una alternativa ampliamente probada.

Por otra parte, es importante tener en cuenta que implementar el almacenamiento en sales en una central termosolar implica unos nuevos requerimientos de diseño y operación. Aspectos como el área necesaria, el rango de temperatura de operación, o sistemas de generación auxiliares que garanticen las temperaturas necesarias para evitar la solidificación de las sales son determinantes en este tipo de instalaciones. Asimismo, también es muy relevante el factor de la corrosión, puesto que las sales fundidas son altamente corrosivas cuando se encuentran a temperaturas cercanas a los 550°C. Esto supone una elección cuidadosa en los materiales que están en contacto con las sales.

2. *Aceite térmico sintético:*

Otra alternativa dentro de los sistemas de almacenamiento sensible es el aceite sintético. Nuevamente, al igual que para la selección del HTF, el aceite térmico se presenta como una opción a considerar debido sus propiedades térmicas, que como se ha descrito previamente en este trabajo, estas le permiten trabajar a temperaturas cercanas a 400°C.

A continuación, en la Tabla 3.3 se comparan los órdenes de magnitud más representativos de las propiedades más relevantes para la operación con aceites térmicos sintéticos y sales fundidas.

Tabla 3.3. *Propiedades Aceites y Sales fundidas [30,31].*

| PROPIEDADES | ACEITES TÉRMICOS | SALES FUNDIDAS |
|--------------------------------------|----------------------------|-----------------------------|
| <i>Rango Tª de Operación</i> | 25-400 | 290-565 °C |
| <i>Tª Máxima de Operación</i> | ~400 °C | ~565 °C |
| <i>Tª de Solidificación</i> | ~15 °C | ~220 °C |
| <i>Calor específico</i> | 1,7-2,5 kJ/kg·K | 1,4-1,5 kJ/kg·K |
| <i>Densidad a 300°C</i> | 800-1000 kg/m ³ | 1800-2000 kg/m ³ |
| <i>Conductividad Térmica</i> | 0,1-0,15 W/m·K | 0,5-0,6 W/m·K |
| <i>Inflamabilidad</i> | Sí | NO |

| PROPIEDADES | ACEITES TÉRMICOS | SALES FUNDIDAS |
|---|---|--|
| Corrosividad | NO | SÍ |
| Impacto en eficiencia del Ciclo de Rankine | Menor Rendimiento térmico debido a la limitación de T ^a Máxima de Operación. | Mayor Rendimiento térmico debido a la superior T ^a Máxima de Operación. |

3.4.3 Bombeo en el sistema de sales fundidas

Las bombas de sales fundidas utilizadas para el almacenamiento térmico son, sin duda, las más particulares de toda la central termosolar. Existen dos tipos diferenciados: las bombas de sales frías y las de sales calientes.

La función principal de estas bombas es transferir las sales fundidas entre el tanque de sales frías y el de sales calientes, atravesando un intercambiador de calor que permite el intercambio térmico entre las sales y el HTF del campo solar. Esta operación varía según el modo de funcionamiento de la planta: puede tratarse de un proceso de carga del sistema de almacenamiento térmico, en el que se acumula energía solar en forma de calor, o bien de un proceso de descarga, durante el cual se utiliza la energía térmica almacenada para generar electricidad.

Estas bombas son del tipo vertical de pozo profundo, clasificadas como VS1 según la norma API 610. Se instalan mediante estructuras auxiliares situadas sobre los techos de los tanques de sales fundidas. Estas estructuras suelen estar en voladizo y desacopladas del cuerpo del tanque, para evitar transmitir vibraciones o esfuerzos no deseados. En función del fabricante y del diseño particular de la planta, estas bombas pueden alcanzar longitudes cercanas a los 20 metros. Al igual que otros equipos principales de la central, están accionadas por motores eléctricos gestionados mediante variadores de velocidad, lo que permite una operación flexible y adaptada a las necesidades del proceso.



Figura 3.25. Bomba vertical para sales fundidas [59].

En la Figura 3.25 se muestra una bomba diseñada para transferir las sales fundidas en el sistema de almacenamiento térmico de una central termosolar.

3.4.4 Intercambiadores en el sistema de sales fundidas

Los intercambiadores de calor para sistemas de sales fundidas son componentes críticos en diversas aplicaciones industriales y energéticas, aunque son especialmente importantes en plantas termosolares de concentración como la que resulta objeto de este trabajo. Su función principal es transferir calor entre las sales fundidas y otro fluido (como agua, vapor, aire o aceite térmico), sin que estos se mezclen, y soportando las exigentes condiciones de temperatura, corrosión y presión que implica trabajar con este tipo de fluidos.

Actualmente se pueden encontrar diferentes tipos de intercambiadores para llevar a cabo el intercambio de calor con sales fundidas:

1. **Carcasa y tubos:** Son los más ampliamente utilizados, este tipo de diseño, por su robustez y versatilidad, permite manejar grandes volúmenes de fluido y altas temperaturas. Generalmente, las sales fundidas circulan por la carcasa exterior, mientras que el fluido receptor del calor lo hace por el interior de los tubos. La selección de materiales es crítica debido a la agresividad química de las sales a alta temperatura, siendo comunes aleaciones resistentes a la corrosión como Inconel, Hastelloy o aceros inoxidables de alta calidad (Figura 3.25).

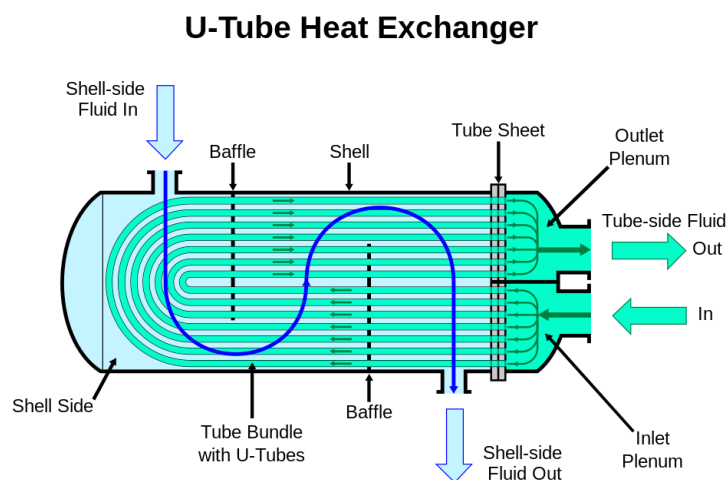


Figura 3.26. Intercambiador de carcasa y tubo [62].

- 2. Placas:** En ciertos contextos, especialmente cuando se requiere una alta eficiencia térmica en espacios reducidos, se pueden utilizar este tipo de intercambiadores, aunque su uso con sales fundidas es limitado debido a la dificultad de encontrar materiales compatibles y resistentes al ataque químico a largo plazo. No obstante, en aplicaciones de menor temperatura o con sales menos corrosivas, pueden ser una solución viable por su compacidad y eficiencia (Figura 3.27).

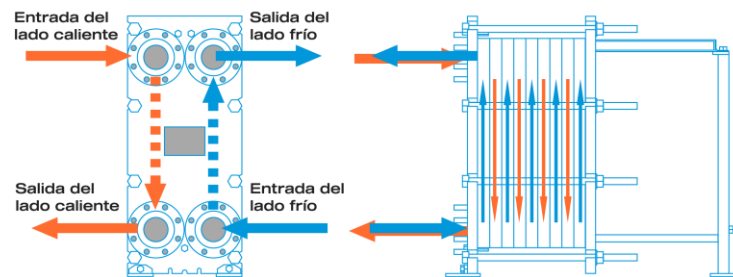


Figura 3.27. Intercambiador de placas [63].

- 3. Tipo bayoneta:** Este diseño minimiza el riesgo de fugas al mantener una configuración concéntrica entre el tubo interno y la carcasa, donde el fluido caliente, en este caso las sales fundidas, transfiere su calor al fluido frío en el espacio anular. Este tipo de intercambiador es particularmente útil en sistemas donde la integridad del aislamiento entre fluidos es prioritaria (Figura 3.28).



Figura 3.28. Intercambiador tipo bayoneta [64].

3.4.5 Sistema de fusión

El sistema de fusión en almacenamiento de sales fundidas es un subsistema esencial dentro de las instalaciones que utilizan sales fundidas como medio de almacenamiento térmico o como fluido de transferencia de calor. Este sistema permite fundir las sales sólidas durante el arranque inicial o después de un apagado prolongado, asegurando que el sistema pueda operar correctamente, ya que las sales deben estar en estado líquido para circular y transferir calor de manera eficiente.

Proceso de fusión

El proceso típico de fusión de sales fundidas comienza con la aplicación de calor localizado, la fusión se realiza en hornos provisionales, que se desmontan tras la puesta en marcha. Antes de entrar en el horno, las sales son molidas para facilitar su fusión.

Este calentamiento inicial permite elevar gradualmente la temperatura de las sales hasta iniciar su transición de estado sólido a líquido. A medida que avanza el proceso, se produce una fusión parcial de las sales, comenzando por la capa inferior del tanque, donde se acumula una cantidad suficiente de sal líquida. Esta primera porción fundida es clave para permitir la puesta en marcha de los sistemas de recirculación.

Una vez que se ha fundido una cantidad adecuada de sal, se procede a la puesta en marcha de las bombas, que permiten iniciar la circulación del fluido dentro del sistema. Esta recirculación acelera el proceso de fusión al favorecer una transferencia de calor más eficiente entre la sal líquida y las zonas aún solidificadas.

El proceso continúa con una fase de estabilización térmica, en la que se mantiene el calentamiento hasta alcanzar la temperatura operativa requerida por el sistema, que suele situarse por encima de los 280–300 °C. Esta etapa es esencial para garantizar la liquidez total del medio térmico y su homogeneidad en todo el circuito.

Finalmente, una vez completada la fusión y alcanzada la temperatura de operación, el sistema entra en modo de operación normal, en el que las sales fundidas pueden ser utilizadas para almacenar o transferir energía térmica en ciclos de generación eléctrica o en procesos industriales que requieran alta temperatura.

3.5 Sistemas auxiliares

En una planta termosolar de colectores cilindro parabólicos, además del campo solar y el bloque de potencia, existen diferentes sistemas auxiliares que permiten su operación continua, segura y eficiente. Estos sistemas no participan directamente en la producción de energía, pero son esenciales para el funcionamiento global de la planta.

Algunos de los sistemas auxiliares más importantes en una instalación de estas características son:

- ***Sistema de tratamiento de agua.***

Tiene como objetivo garantizar la calidad del agua que se emplea en el ciclo de vapor, en el enfriamiento del condensador y en otros servicios auxiliares. Su objetivo es evitar incrustaciones, corrosión y daños en equipos como calderas, intercambiadores, bombas y tuberías.

- ***Sistema de aire comprimido***

Es el sistema encargado de filtrar, impulsar, y suministrar aire comprimido a aquellas instalaciones y elementos neumáticos de la planta.

- ***Sistemas de seguridad y protección***

Este tipo de sistemas incluyen los elementos de seguridad de válvulas, venteos, detección de fugas, sistemas de respuesta en emergencia o sistemas contra incendios.

3.6 Disposición de la isla de potencia

En la Figura 3.29 en la que se muestran algunas de las instalaciones de la planta termosolar de Arenales, la cual ha servido de ejemplo para la realización de este trabajo, se pueden apreciar algunas de las diferentes instalaciones más importantes que operan la planta.

En primer lugar, se pueden observar las instalaciones del lado del HTF, es decir, aquellas relacionadas con el bombeo, el sistema de expansión y el sistema auxiliar. A continuación, en la zona intermedia se encuentra el generador de vapor, donde convergen ambos fluidos, HTF y agua del ciclo, para el intercambio de calor. En la parte correspondiente al lado del vapor, se encuentra la turbina de vapor, seguida de los condensadores que, en este caso, se puede apreciar que es de tipo ACC. Adicionalmente, también se diferencian dos instalaciones fundamentales, las cuales son la planta de tratamiento de agua del ciclo, y las dependencias de control y monitorización de las instalaciones donde se supervisa y se regula el funcionamiento de esta.

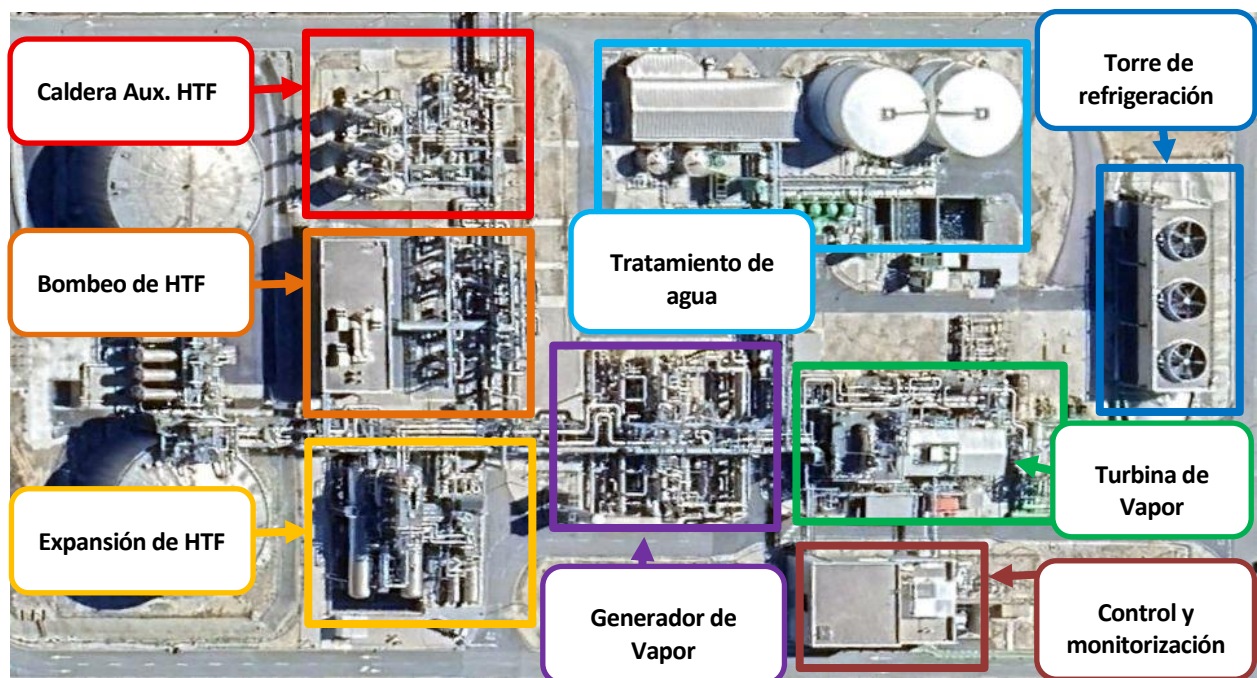


Figura 3.29. Ortofoto. Planta termosolar de Arenales. Disposición [12].

4 INGENIERÍA DE PROCESO

En este apartado se llevará a cabo un dimensionamiento previo de las principales características y procesos que tienen lugar en la instalación.

4.1 Campo solar

En primer lugar, se ha realizado un dimensionamiento previo que incluye el cálculo del múltiplo solar, del área disponible, y del número de lazos de cada zona del campo solar que se diferenciará a continuación.

4.1.1 Área de apertura y Múltiplo solar

Puesto que se ha decidido aprovechar la totalidad del área del campo solar, el múltiplo solar de esta instalación quedará determinado por los condicionantes de rendimientos en el campo solar y la potencia requerida en el bloque de potencia. En este caso y como se detallará con los cálculos realizados en los siguientes puntos, se ha dimensionado la instalación para que cumpla sus cometidos resultando en un múltiplo solar igual a 2,22.

$$MS = 2,22$$

En el recinto en cuestión, el campo solar que se ha plasmado en la planimetría anexa contempla 4 zonas de campo solar. Estas se distribuyen de tal forma en que se dispone de 4 áreas, 2 de ellas de 10,12 hm² que se han denominado Zonas Alpha – 01, y Alpha – 02, y otras 2 que se han denominado Zona Bravo – 01, y Bravo-02, ambas con un área de 36,46 hm².

En las Zonas Alpha, se cuenta con una extensión superior a 300 metros lineales de ancho por 400 metros de largo. Esto permite incorporar un total de **12 lazos** en paralelo en dicha área con una disposición de 4 colectores en serie en cada uno de los mismos. Esto supone 576 módulos EuroTrough ET150 y una superficie de apertura total de **39.240 m²** por cada una de las zonas Alpha.

El cálculo queda determinado por la siguiente ecuación:

$$A_{alpha} = N_{alpha} \cdot N_{Acol} \cdot A_{col}$$

Donde:

A_{alpha} : Área total de apertura de zonas Alpha.

N_{alpha} : Número total de zonas Alpha.

N_{Acol} : Número de colectores en zona Alpha.

A_{col} : Área de apertura del colector.

$$A_{alpha} = 2 \cdot 48 \cdot 817,5 \text{ m}^2$$

$$A_{alpha} = 78.480 \text{ m}^2$$

El proceso para el cálculo de las áreas BRAVO es el mismo, pero este terreno dispone de 36,46 hm², con una anchura igual a la de las zonas ALPHA pero con una longitud de más de 980 m. Esta zona permite instalar un total de **30 lazos en paralelo** con la misma disposición que la zona ALPHA de 4 colectores en serie. De este modo se cuenta con 1440 módulos EuroTrough ET150 y un área total de **98.100 m²** de apertura en cada zona BRAVO.

El cálculo queda determinado por la siguiente ecuación:

$$A_{bravo} = N_{bravo} \cdot N_{Bcol} \cdot A_{col}$$

Donde:

A_{bravo} : Área total de apertura de zonas Bravo.

N_{bravo} : Número total de zonas Bravo.

N_{Bcol} : Número de colectores en zona Bravo.

A_{col} : Área de apertura del colector.

$$A_{bravo} = 2 \cdot 120 \cdot 817,5 \text{ m}^2$$

$$A_{bravo} = 196.200 \text{ m}^2$$

$$A_{alpha} + A_{bravo} = 274.680 \text{ m}^2$$

Finalmente, sumando ambas áreas de apertura se obtienen **278.680 m²** de área de apertura en el campo solar.

4.1.2 Potencia térmica en el campo solar

Para determinar la potencia térmica disponible en el campo solar una vez fijado el múltiplo solar y el área de apertura, se han utilizado los valores de irradiancia y los rendimientos ópticos correlativos a los equipos seleccionados para caracterizar el campo solar que han sido descritos anteriormente. En la Tabla 4.1 se muestran los datos del campo solar relativos a la potencia térmica disponible que se han empleado para el cálculo de la misma.

Tabla 4.1. Propiedades del Campo Solar [6].

| Campo Solar | | | |
|--------------------------------------|---------------------------------------|----------------------------|------------------------|
| DNI de Diseño [W/m ²] | Área de Apertura [m ²] | Factor Óptico (Anexo I) | Rendimiento Térmico |
| 850 | 274.680 | 0,81 | 0,75 |

$$\text{Potencia Térmica Disponible} = \text{DNI} * \text{Apertura} * \text{Fóptico}$$

$$P_{th CS} = 850 \frac{W}{m^2} \cdot 274.680 \text{ m}^2 \cdot 0,81 = 189,12 \text{ MW}$$

De este modo, se obtiene una potencia térmica captada en el campo solar de aproximadamente **189,12 MW**. Más adelante, se calculará la potencia térmica necesaria en el bloque de potencia, lo que proporcionará una estimación de si el múltiplo solar designado es adecuado.

4.1.3 Potencia térmica útil

La potencia térmica útil del campo solar es la potencia neta en forma de calor que provee de energía al sistema de almacenamiento y al ciclo de potencia. La relación entre la potencia térmica captada por el campo solar calculada en el apartado anterior y esta potencia útil se define mediante el rendimiento del campo solar. Este rendimiento comprende los factores inherentes a las pérdidas térmicas por conducción, radiación o convección en el transporte de energía térmica a través del HTF. Además, también afectan a dicho rendimiento el estado de los equipos que forman parte del campo solar, como la suciedad, o el estado de mantenimiento.

La potencia térmica disponible se ha dimensionado considerando un rendimiento térmico del 75% para establecer un rendimiento realista y que se ajuste a los equipos seleccionados.

De este modo, se puede obtener un valor aproximado de la potencia térmica útil disponible en la instalación:

$$P_{th\ útil} = P_{th\ CS} \cdot \eta_{TCS}$$

Donde:

$P_{th\ BP}$: Potencia térmica útil disponible en la instalación.

$P_{th\ CS}$: Potencia térmica proporcionada por el campo solar.

η_{TCS} : Rendimiento térmico del campo solar.

$$P_{th\ útil} = 189,12\ MW \cdot 0,75$$

$$P_{th\ útil} = 141,9\ MW$$

4.2 Sistema de HTF

4.2.1 Caudal másico total de HTF

Para calcular de forma teórica y aproximada el caudal total de aceite térmico que debe circular por la instalación se ha utilizado la potencia térmica requerida en el bloque de potencia y las propiedades térmicas que facilita el fabricante del Therminol VP-1 (Anexo II), el cual es el fluido térmico seleccionado para dimensionar la instalación y el equipo seleccionado para caracterizarla como se detallará en el apartado de selección de equipos.

Se realiza un balance de energía para obtener el caudal de HTF que circular de forma aproximada por cada lazo.

$$P_{th\ \acute{u}til} = \dot{m}_{HTF} \cdot C_{p\ medio} \cdot \Delta T_{HTF}$$

Donde:

\dot{m}_{HTF} : Caudal másico de HTF del campo solar.

$C_{p\ medio}$: Calor específico del fluido térmico calculado para una temperatura intermedia entre la temperatura del fluido a la entrada y salida del campo solar.

ΔT_{HTF} : Es el gradiente de temperaturas de operación del fluido térmico.

$$C_{p\ medio} = C_{p\ HTF} (T^a\ Intermedia)$$

$$T^a_{Intermedia} = \left[\frac{391^{\circ}C - 293^{\circ}C}{2} \right] + 293^{\circ}C = 342^{\circ}C$$

$$C_{p\ medio} = C_{p\ HTF} (342^{\circ}C) = 2,432\ kJ/(kg \cdot k)$$

$$141,9\ MW = \dot{m}_{HTF} \cdot \left[2,432 \frac{kJ}{kg \cdot k} \right] \cdot [391^{\circ}C - 293^{\circ}C]$$

$$\dot{m}_{HTF} = 595,38\ kg/s$$

Se obtiene de este modo un caudal aproximado de HTF de **595,38 kg/s** en el colector de alta temperatura. Esto significa que, teniendo en cuenta un total de 84 lazos en la instalación, circularan aproximadamente **7,1 kg/s** por cada lazo, cifra que está dentro de los parámetros de caudal mínimo y máximo que SAM determina para los equipos seleccionados. Este cálculo se refleja en la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{HTF_LAZO} = \frac{595,38 \frac{kg}{s}}{84 \text{ lazos}} = 7,09 \text{ kg/s}$$

4.2.2 Caudal másico de HTF necesario en el generador de vapor

Como se detalla más adelante, la potencia necesaria en el bloque de potencia para cumplir con los requisitos de generación de energía es de 85 MW térmicos. Conocido este dato y considerando el generador de vapor un intercambiador de calor perfecto, se ha determinado el caudal de fluido térmico requerido para mantener las mencionadas condiciones de operación.

$$P_{th\ BP} = \dot{m}_{HTF_BP} \cdot C_{p\ medio} \cdot \Delta T^a_{Colectores}$$

Donde:

$P_{th\ BP}$: Es la potencia térmica requerida por el bloque de potencia.

\dot{m}_{HTF_BP} : Es el caudal másico de fluido térmico destinado al bloque de potencia.

$$85 \text{ MW} = \dot{m}_{HTF_BP} \cdot \left[2,432 \frac{kJ}{kg \cdot k} \right] \cdot [391^{\circ}C - 293^{\circ}C]$$

$$\dot{m}_{HTF_BP} = 356,64 \text{ kg/s}$$

4.2.3 Caudal másico de HTF destinado a sistema de almacenamiento

Cuando el recurso solar es elevado y el gradiente de temperatura del fluido térmico alcanzado es el máximo de operación de la planta, la instalación puede aprovechar el excedente de energía en el campo solar para alimentar el sistema de almacenamiento térmico. Para determinar el caudal másico de HTF que se destina a este sistema se calcula la diferencia de caudal entre el caudal másico total y el requerido por el bloque de potencia para el gradiente de temperaturas de operación máximo.

$$\dot{m}_{HTF_ALM} = \dot{m}_{HTF} - \dot{m}_{HTF_BP}$$

Donde:

\dot{m}_{HTF_ALM} : Es el caudal de fluido térmico destinado al sistema de almacenamiento de la planta.

$$\dot{m}_{HTF_ALM} = 238,75 \text{ kg/s}$$

Obtenido el caudal que se destinaría en dicha situación al sistema de almacenamiento térmico, se puede calcular la potencia destinada bajo las mismas circunstancias al intercambiador de calor de sales fundidas:

$$P_{th\ CALM} = \dot{m}_{HTF_ALM} \cdot C_{p\ medio} \cdot \Delta T^a_{Colectores}$$

Donde:

$P_{th\ CALM}$: Es la potencia térmica destinada a la carga del sistema de almacenamiento de la planta.

$$P_{th\ CALM} = 238,75 \text{ kg/s} \cdot \left[2,432 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \cdot [391^\circ\text{C} - 293^\circ\text{C}]$$

$$P_{th\ CALM} = 56,9 \text{ MW}$$

Se obtiene de este modo que la potencia térmica destinada a la carga del sistema de almacenamiento en sales fundidas de 56,9 MW térmicos, siendo la potencia térmica de descarga del sistema 85 MW térmicos, ya que es la requerida por el Bloque de potencia para suministrar la potencia nominal en la turbina.

$$P_{th\ DALM} = 85\ MW$$

No obstante, es importante destacar que a dichas potencias se les aplicará un rendimiento térmico de carga y descarga que afectaran a la capacidad real de almacenamiento de los tanques. Estos cálculos mencionados se realizan en el dimensionamiento del sistema de almacenamiento.

En la Tabla 4.2 se muestran los 3 caudales de fluido térmico que circulan por la instalación en condiciones de operación nominal:

Tabla 4.2. Caudales de fluido térmico de la instalación.

| CAUDAL | kg/s |
|---|-------------|
| <i>HTF total</i> | 595,4 |
| <i>HTF a ciclo de potencia</i> | 356,6 |
| <i>HTF a sistema de almacenamiento</i> | 238,8 |

4.2.4 Dimensionamiento del sistema de expansión y ullage

Para llevar a cabo el dimensionamiento del sistema de expansión y ullage es necesario realizar diferentes cálculos. En primer lugar, habiendo obtenido previamente los caudales de HTF se procede a calcular el volumen total aproximado de HTF dentro de la instalación.

Se obtiene en primer lugar el valor del caudal volumétrico para una temperatura de operación intermedia:

$$V_{HTF} = \frac{\dot{m}_{HTF}}{\rho_{int}}$$

Donde:

ρ_{int} : Es la densidad del Therminol VP1 a temperatura de operación intermedia (342°C).

V_{HTF} : Es el caudal volumétrico total de HTF de la instalación.

$$V_{HTF} = \frac{595,38\ kg/s}{773\ kg/m^3} \cdot \frac{3600s}{1\ hora}$$

$$V_{HTF} = 2772,8 \text{ m}^3/h$$

$$V_{HTF} = 0,77 \text{ m}^3/s$$

A continuación, usando la planimetría y las herramientas de Autocad, se ha medido de forma aproximada la longitud de las líneas de circulación principales y de cada lazo para obtener los metros de cada una de ellas. Figura 4.1.

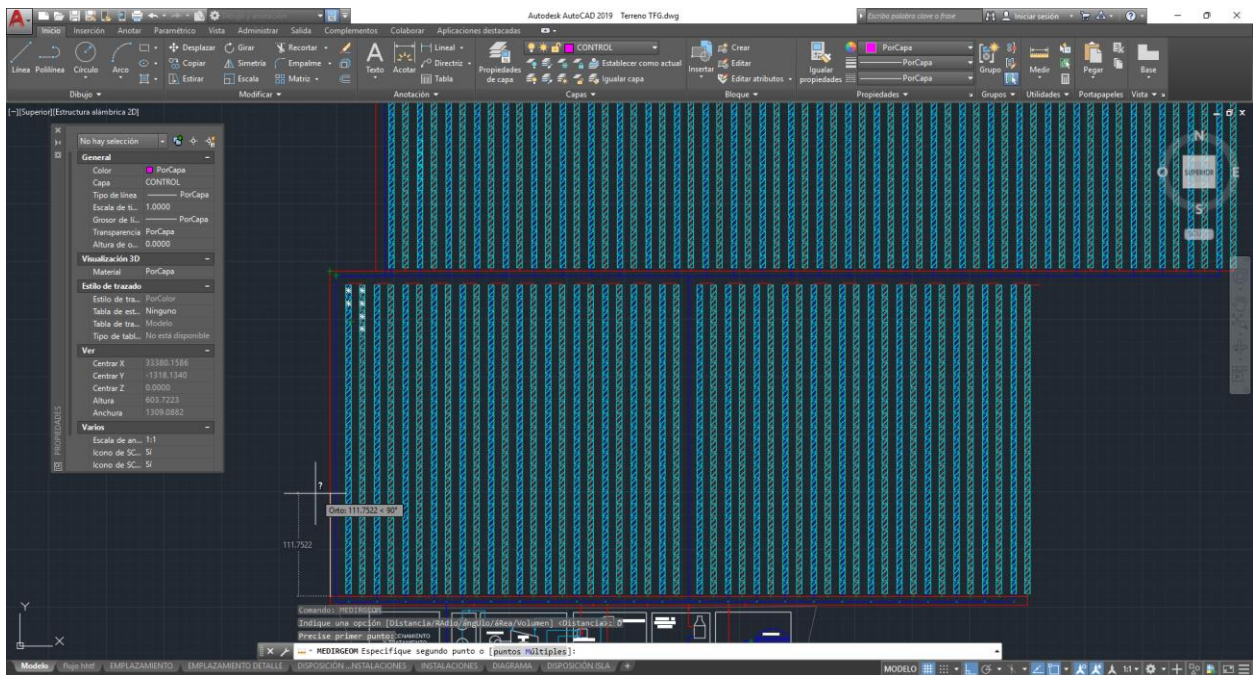


Figura 4.1. Medidas en Autocad.

Se obtienen de este modo los resultados que se muestran en la Tabla 4.3:

Tabla 4.3. Longitudes de líneas de circulación de HTF.

| Línea | Longitud (m) |
|---|---------------------|
| <i>Colector principal HTF Caliente</i> | 3.260,8 |
| <i>Colector principal HTF Frío</i> | 3.260,8 |
| <i>Lazo del campo solar</i> | 686 |
| <i>Total lazos del campo solar (84 lazos)</i> | 57.624 |

A continuación, se ha calculado el área de las secciones del tubo absorbedor y tuberías principales de HTF del campo solar para obtener el volúmen de HTF total aproximado. Tabla 4.4.

Tabla 4.4. Diámetros de líneas de circulación de HTF [7].

| Línea | Diámetro (m) |
|------------------------|--------------|
| Tubo absorbedor | 0,07 |
| Colector principal HTF | 0,4 |

$$\text{Área}_{TA} = (R_{TA})^2 \cdot \pi$$

Donde:

Área_{TA} : Es el área de la sección de los tubos absorbedores interiores por los que circula el fluido calorportador.

R_{TA} : Es el radio de la sección del tubo absorbedor.

$$\text{Área}_{TA} = (0,035)^2 \cdot \pi$$

$$\text{Área}_{TA} = \mathbf{0,00385 \text{ m}^2}$$

Para las líneas principales de HTF se lleva a cabo el cálculo del mismo modo:

$$\text{Área}_{LP} = (R_{LP})^2 \cdot \pi$$

Donde:

Área_{LP} : Es el área de la sección de las líneas principales de HTF.

R_{LP} : Es el radio de la sección de las líneas principales de HTF.

$$\text{Área}_{LP} = (0,2)^2 \cdot \pi$$

$$\text{Área}_{LP} = \mathbf{0,126 \text{ m}^2}$$

Una vez conocidas ambas áreas y los metros lineales correspondientes, se puede obtener un valor estimado del volúmen lleno de HTF del campo solar.

$$Vol_{Lazos} = \text{Área}_{TA} \cdot L_{Lazos}$$

Donde:

Vol_{Lazos} : Es el volumen lleno de HTF de los lazos de colectores.

L_{Lazos} : Es la longitud de los lazos previamente obtenida.

$$Vol_{Lazos} = 0,00385 \cdot 57624$$

$$Vol_{Lazos} = \mathbf{221,85 m^3}$$

Se realiza el mismo cálculo con las tuberías principales:

$$Vol_{TP} = \text{Área}_{TP} \cdot L_{TP}$$

Donde:

Vol_{TP} : Es el volumen lleno de HTF de las tuberías principales.

L_{TP} : Es la longitud de las tuberías principales.

$$Vol_{TP} = 0,126 \cdot (3260,8 + 3260,8)$$

$$Vol_{TP} = \mathbf{820,4 m^3}$$

Para obtener el volumen lleno del campo solar se suman ambos volúmenes:

$$Vol_{CS} = Vol_{TP} + Vol_{Lazos}$$

$$Vol_{CS} = \mathbf{1042,25 m^3}$$

Obtenido el volumen lleno del campo solar, se estima un 15% de volumen de HTF presente en el bloque de potencia para determinar el volumen lleno aproximado de la instalación.

$$Vol_{HTF} = Vol_{CS} + Vol_{BP} = Vol_{CS} \cdot 1,15$$

$$Vol_{HTF} = \mathbf{1144 m^3}$$

A continuación, se procede a calcular la masa de HTF a temperatura ambiente.

$$M_{HTF(25^{\circ}C)} = Vol_{HTF} \cdot \rho_{HTF(25^{\circ}C)} = 1144 \text{ m}^3 \cdot 1050 \text{ kg/m}^3$$

$$M_{HTF(25^{\circ}C)} = \mathbf{1201200 \text{ kg}}$$

Se realiza el mismo cálculo para la temperatura de operación caliente, fría, y para una temperatura intermedia:

$$M_{HTF(391^{\circ}C)} = Vol_{TP_Caliente} \cdot \rho_{HTF(391^{\circ}C)} = 410,2 \text{ m}^3 \cdot 705 \text{ kg/m}^3$$

$$M_{HTF(391^{\circ}C)} = \mathbf{289191 \text{ kg}}$$

$$M_{HTF(293^{\circ}C)} = Vol_{TPFrio} \cdot \rho_{HTF(293^{\circ}C)} = 410,2 \text{ m}^3 \cdot 815 \text{ kg/m}^3$$

$$M_{HTF(293^{\circ}C)} = \mathbf{334313 \text{ kg}}$$

$$M_{HTF(342^{\circ}C)} = Vol_{Lazos} \cdot \rho_{HTF(342^{\circ}C)} = 221,85 \text{ m}^3 \cdot 768 \text{ kg/m}^3$$

$$M_{HTF(342^{\circ}C)} = \mathbf{170381 \text{ kg}}$$

Una vez calculados, se obtiene la diferencia entre las masas a temperatura de operación fría y caliente:

$$\Delta M_{HTF} = M_{HTF(293^{\circ}C)} - M_{HTF(391^{\circ}C)}$$

$$\Delta M_{HTF} = \mathbf{45122 \text{ kg}}$$

A continuación, se calcula el volumen de expansión:

$$V_0 = \Delta M_{HTF} / \rho_{HTF(342^{\circ}C)}$$

Donde:

V_0 : Es el volumen teórico de expansión del fluido térmico.

$$V_0 = 45122 \text{ kg} / 768 \text{ kg/m}^3$$

$$V_0 = \mathbf{58,75 \text{ m}^3}$$

Una vez obtenido el volumen teórico del sistema de expansión, se calcula el volumen real aplicando un factor de seguridad, que se ha fijado en un 15%. Además, se han tenido en cuenta 5 m³ adicionales en concepto de volumen muerto destinado a instrumentación y sedimentación en el sistema de expansión. De este modo, el volumen del sistema de expansión de la planta sería el siguiente:

$$V_{EXP} = V_0 \cdot F_{Seguridad} + V_{muerto}$$

$$V_{EXP} = 163,85 \text{ m}^3 \cdot 1,15 + 5 \text{ m}^3$$

$$\mathbf{V_{EXP} = 72,6 \text{ m}^3}$$

4.3 Ciclo de potencia

Para el ciclo de potencia se han realizado los cálculos para estimar el caudal de vapor necesario para generar la potencia eléctrica de la planta. Previamente, se ha determinado un rendimiento del ciclo de potencia. En este tipo de plantas, el rendimiento del bloque de potencia oscila entre el 35% y el 45%. Este rendimiento está determinado por diferentes factores tecnológicos, termodinámicos, y operativos. Esto significa que depende directamente de las temperaturas de operación del ciclo, los rendimientos individuales de los diferentes equipos que conforman el ciclo, o de si dispone de ciclo regenerativo entre otros factores.

En el caso de este proyecto, el dimensionamiento del ciclo de potencia se realizará suponiendo que el ciclo empleado será el ciclo de Rankine regenerativo con recalentamiento intermedio.

Para llevar a cabo el dimensionamiento previo se han tenido en cuenta las siguientes consideraciones:

- El rendimiento interno de la turbina se ha estimado en un 85%.
- El rendimiento mecánico de la turbina se ha estimado en un 98%.
- El rendimiento del generador se ha estimado en un 98%.
- La temperatura de vapor vivo se ha fijado en 380°C.
- La presión de vapor vivo se ha fijado en 80 bar [31].
- Se realiza recalentamiento del caudal total de vapor a una presión de 30 bar.
- El vapor que proviene de recalentamiento alcanza la misma temperatura que el vapor vivo.
- Se realiza una extracción de vapor para regeneración a 10 bar.
- La presión de condensación en la turbina de vapor se ha fijado en 0,085 bar [31].

En la Tabla 4.5 se recogen los puntos de partida del bloque de potencia.

Tabla 4.5. Datos de partida Bloque de Potencia.

| Rendimiento Interno TV | Rendimiento Mecánico TV | Rendimiento Generador | Potencia Térmica del ciclo | Ciclo Regenerativo | Recalentamiento Intermedio |
|------------------------|-------------------------|-----------------------|----------------------------|--------------------|----------------------------|
| 0,85 | 0,98 | 0,98 | 85 MW | Sí | Sí |

Con el objetivo de facilitar los balances de masa y energía se ha elaborado la Tabla 4.6 para denominar cada caudal y entalpía.

Tabla 4.6. Caudales del ciclo de vapor.

| Nº | Nombre | Designación Caudal | Designación Entalpía |
|----|------------------------------------|---------------------|----------------------|
| 1 | Salida Generador de Vapor | \dot{m}_{Vapor_1} | h_1 |
| 2 | Salida Turbina a Recalentador | \dot{m}_{Vapor_2} | h_2 |
| 3 | Salida Recalentador a Turbina | \dot{m}_{Vapor_3} | h_3 |
| 4 | Extracción para regeneración | \dot{m}_{Vapor_4} | h_4 |
| 5 | Salida Turbina a Condensador | \dot{m}_{Vapor_5} | h_5 |
| 6 | Salida Condensador a Precalentador | \dot{m}_{Vapor_6} | h_6 |
| 7 | Salida Precalentador a Bomba AP | \dot{m}_{Vapor_7} | h_7 |
| 8 | Salida Bomba AP a Caldera | \dot{m}_{Vapor_8} | h_8 |

Una vez están denominados los caudales y entalpías que intervienen en las ecuaciones necesarias para realizar los cálculos del bloque, se procede a caracterizar los estados termodinámicos del agua del ciclo.

Para llevar a cabo la tarea mencionada anteriormente, se ha recurrido a Excel Steam Tab. Esta extensión de Excel permite determinar los estados termodinámicos del agua a la vez que facilita los balances de masa y energía.

En la Tabla 4.7 se muestran los caudales sus respectivas propiedades termodinámicas necesarias para llevar a cabo los cálculos del ciclo de vapor.

Tabla 4.7. Caracterización de caudales.

| Corriente | P (bara) | T (°C) | h (kJ/kg) |
|-----------|----------|--------|-----------|
| 1 | 80 | 380 | 3081,8 |
| 2 | 30 | 255 | 2873,0 |
| 3 | 30 | 380 | 3185,8 |
| 4 | 10 | 241,7 | 2924,8 |
| 5 | 0,085 | 42,7 | 2291,2 |
| 6 | 0,085 | 42,7 | 178,7 |
| 7 | 10 | 179,9 | 762,7 |
| 8 | 80 | 180,9 | 770,6 |

A continuación, se realiza el cálculo del caudal másico de vapor vivo que se requiere para producir aproximadamente 25 MW de energía eléctrica neta con las condiciones de regeneración y recalentamiento expuestas anteriormente. Para ello se recurre a un balance de energía en la turbina de vapor.

Balance de energía en la turbina de vapor:

$$P_{gen} = \dot{m}_{vapor} \cdot [h_1 - h_2] + \dot{m}_{vapor} \cdot [h_3 - h_4] + \dot{m}_{vapor} \cdot (1 - \alpha) \cdot [h_4 - h_5]$$

Donde:

P_{gen} : Potencia bruta generada en la turbina de vapor.

$$\dot{m}_{vapor_1} = \dot{m}_{vapor_3} = \dot{m}_{vapor_2} = \dot{m}_{vapor_8} = \dot{m}_{vapor_7} = \dot{m}_{vapor}$$

Puesto que este ciclo de Rankine es regenerativo, será necesario calcular la fracción de vapor que hay que extraer de la turbina para precalentar el agua de alimentación del

generador de vapor hasta las condiciones deseadas. Para ello se realiza un balance de masa y energía en el precalentador.

Balance de masa en precalentador:

$$\dot{m}_{Vapor_6} + \dot{m}_{Vapor_4} = \dot{m}_{Vapor_7}$$

$$\dot{m}_{Vapor_6} = (1 - \alpha) \cdot \dot{m}_{Vapor}$$

$$\dot{m}_{Vapor_4} = \alpha \cdot \dot{m}_{Vapor}$$

$$\dot{m}_{Vapor_7} = \dot{m}_{Vapor}$$

Donde α es la fracción de vapor sobre el caudal de vapor vivo que se extrae para regeneración. Simplificando la ecuación anterior:

Balance de energía en precalentador:

$$(1 - \alpha) \cdot \dot{m}_{Vapor} \cdot h_6 + \alpha \cdot \dot{m}_{Vapor} \cdot h_4 = \dot{m}_{Vapor} \cdot h_7$$

$$(1 - \alpha) \cdot h_6 + \alpha \cdot h_4 = h_7$$

$$(1 - \alpha) \cdot 178,7 \left[\frac{kJ}{kg} \right] + \alpha \cdot 2924,8 \left[\frac{kJ}{kg} \right] = 762,7 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

De este modo, siendo conocidas por sus propiedades las entalpías h_4 , h_6 , y h_7 , se obtiene α .

$$\alpha = 0,2122$$

Una vez se ha obtenido la fracción de vapor regenerativo se puede realizar el balance de energía en la turbina de vapor

$$\begin{aligned}
 P_{gen} &= \dot{m}_{vapor} \cdot [3081,8 - 2873,0] \left[\frac{kJ}{kg} \right] \\
 &+ \dot{m}_{vapor} \cdot [3185,8 - 2924,8] \left[\frac{kJ}{kg} \right] \\
 &+ \dot{m}_{vapor} \cdot (1 - 0,2122) \cdot [2924,8 - 2291,2] \left[\frac{kJ}{kg} \right]
 \end{aligned}$$

Puesto que se pretende obtener aproximadamente 25 MW netos, se debe tener en cuenta el rendimiento mecánico de la turbina y el rendimiento del alternador. Además, el trabajo de las bombas se ha modelado como un rendimiento del 98% suponiendo una potencia consumida de alrededor del 2%.

$$P_{neta} = P_{gen} \cdot \eta_{mecánico} \cdot \eta_{alternador} \cdot f_{WB}$$

$$25 \text{ MW} = P_{gen} \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,98$$

$$P_{gen} = 26,6 \text{ MW}$$

Conocida la potencia bruta generada por la turbina de vapor, se puede hallar la estimación del caudal de vapor vivo y por ende del caudal de regeneración que circula por el ciclo de Rankine.

$$\dot{m}_{vapor_1} = 27,5 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{vapor_regenerativo} = \dot{m}_{vapor} \cdot \alpha$$

$$\dot{m}_{vapor_regenerativo} = 27,5 \text{ kg/s} \cdot 0,2122$$

$$\dot{m}_{vapor_regenerativo} = 5,9 \text{ kg/s}$$

Del mismo modo se calcula el vapor que continua en al turbina:

$$\dot{m}_{vapor_condensación} = \dot{m}_{vapor} \cdot (1 - \alpha)$$

$$\dot{m}_{\text{vapor_condensación}} = 27,5 \text{ kg/s} \cdot (1 - 0,2122)$$

$$\dot{m}_{\text{vapor_condensación}} = \mathbf{21,6 \text{ kg/s}}$$

Tabla 4.8. Caudales de vapor.

| Nombre | Caudal Másico [kg/s] |
|--|----------------------|
| \dot{m}_{vapor} | 27,5 |
| $\dot{m}_{\text{vapor_regenerativo}}$ | 5,9 |
| $\dot{m}_{\text{vapor_condensación}}$ | 21,6 |

En la Tabla 4.8 se muestran los caudales obtenidos previamente mediante los balances de masa y energía en los diferentes equipos del ciclo de Rankine.

Cálculo de potencia consumida por las bombas:

Para obtener un valor más real de la potencia consumida por el sistema de bombeo se realizan los siguientes cálculos:

En primer lugar se obtiene el trabajo específico de la bomba:

$$W_{\text{esp}} = v_f \cdot (\Delta p)$$

Donde:

v_f : Es el volume específico del agua en las condiciones de líquido saturado a 10 bar.

Δp : Es el gradiente de presión al que se somete el fluido.

$$W_{\text{esp}} = 0.001127 \text{ m}^3/\text{kg} \cdot (8000 - 1000) \text{ kPa}$$

$$W_{\text{esp}} = \mathbf{7,9 \text{ kJ/kg}}$$

En segundo lugar, para calcular la potencia, se multiplica el trabajo específico por el

caudal de agua impulsado.

$$P_{bombeo} = W_{esp} \cdot \dot{m}_{vapor_7}$$

$$P_{bombeo} = 217,25 \text{ kW}$$

Para comprobar que la potencia térmica destinada al ciclo de Rankine es suficiente se hace balance en el generador de vapor, elemento que sirve para modelar economizador, evaporador, y sobrecalentador de una forma más sencilla.

Balance de masa en el generador de vapor (lado del vapor):

$$\dot{m}_{vapor_1} + \dot{m}_{vapor_3} = \dot{m}_{vapor_2} + \dot{m}_{vapor_8}$$

$$\dot{m}_{vapor_1} = \dot{m}_{vapor_3} = \dot{m}_{vapor_2} = \dot{m}_{vapor_8} = \dot{m}_{vapor}$$

Balance de energía en el generador de vapor:

$$P_{thBP} = \dot{m}_{vapor} \cdot \Delta h_{vapor}$$

$$P_{thBP} = 85 \text{ MW}$$

Donde Δh_{vapor} representa las variaciones de entalpía de los diferentes caudales de vapor que entran y salen del generador de vapor (GDV). P_{thBP} es la energía térmica disponible que proviene del campo solar.

$$85 \text{ MW} = \dot{m}_{vapor} \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot (h_1 + h_3 - h_2 - h_8) \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$85 \text{ MW} = \dot{m}_{vapor} \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot (3081,8 + 3185,8 - 2873,0 - 770,6) \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Una vez realizados los balances se ha comprobado que los valores se cumplen y que es viable trabajar con la potencia térmica establecida en el dimensionamiento previo.

Por otra parte, se puede obtener el rendimiento térmico aproximado del ciclo de

potencia una vez calculados los valores anteriores:

$$\eta_{th BP} = \frac{P_{gen}}{P_{th BP}}$$

$$\eta_{th BP} = \frac{26,6 MW}{85 MW} = 0,3129$$

$$\eta_{th BP} = 31,29\%$$

A continuación, en las Tablas 4.9, 4.10, y 4.11 se muestran, a modo de resumen de datos, los balances de masa y energía realizados en Excel Steam Tab. En fondo anaranjado se diferencian los caudales que entran en el equipo, mientras que los fondos azulados representan los caudales que salen de este.

Tabla 4.9. Balances Generador de Vapor. Excel.

| GDV | | | | |
|-------------------------|----------|----------|--------|----------|
| Corriente | m (kg/s) | P (bara) | T(°C) | h(kj/Kg) |
| E AGUA ALIM | 27,45 | 80,00 | 180,88 | 770,60 |
| E VAPOR RECALENTAMIENTO | 27,45 | 30,00 | 255,44 | 2873,00 |
| S VAPOR VIVO HP | 27,45 | 80,00 | 380,00 | 3081,80 |
| S VAPOR RECALENTAMIENTO | 27,45 | 30,00 | 380,00 | 3185,80 |

Tabla 4.10. Balances Precaentador. Excel.

| PRECALENTADOR | | | | |
|---------------------|----------|----------|--------|----------|
| Corriente | m (kg/s) | P (bara) | T(°C) | h(kj/Kg) |
| E AGUA COND | 21,63 | 0,085 | 42,66 | 178,68 |
| E VAPOR REGEN | 5,82 | 10,00 | 241,71 | 2924,80 |
| S AGUA ALIMENTACIÓN | 27,45 | 10,00 | 179,98 | 762,68 |

Tabla 4.11. Balances Turbina de Vapor. Excel.

| TURBINA | | | | |
|-----------|----------|----------|--------|----------|
| Corriente | m (kg/s) | P (bara) | T(°C) | h(kj/Kg) |
| 1 | 27,45 | 80,00 | 380,00 | 3081,79 |
| 3 | 27,45 | 30,00 | 380,00 | 3185,80 |
| 2 | 27,45 | 30,00 | 255,44 | 2873,00 |
| 4 | 5,82 | 10,00 | 241,71 | 2924,80 |
| 5 | 21,63 | 0,085 | 42,66 | 2291,20 |

En la Tabla 4.12 se muestran los caudales con los que se ha trabajado en el ciclo de vapor ya caracterizados y con sus propiedades termodinámicas definidas.

Tabla 4.12. Caracterización de caudales.

| Ciclo de Rankine | | | | | |
|------------------|-------------------------------------|-------------------------|---------------------|------------------|---------------------|
| Nº | Nombre | Caudal másico [kg/s] | Entalpía [kJ/kg] | Presión [bar] | Temperatura [°C] |
| 1 | Salida Generador de Vapor a Turbina | 27,45 | 3081,8 | 80 | 380 |
| 2 | Salida Turbina a Recalentador | 27,45 | 2873,0 | 30 | 255,5 |
| 3 | Salida Recalentador a Turbina | 27,45 | 3185,8 | 30 | 380 |
| 4 | Extracción para regeneración | 5,9 | 2924,8 | 10 | 241,7 |
| 5 | Salida Turbina a Condensador | 21,6 | 2291,2 | 0,085 | 42,7 |
| 6 | Salida Condensador a Precalentador | 21,6 | 178,7 | 0,085 | 42,7 |
| 7 | Salida Precalentador a Bomba HP | 27,45 | 762,2 | 10 | 179,9 |
| 8 | Salida Bomba HP a Caldera | 27,45 | 770,6 | 80 | 180,9 |

4.4 Almacenamiento térmico

En este apartado se han fijado algunos de los aspectos más relevantes para este anteproyecto. Para ello se han utilizado los parámetros que se muestran en la Tabla 4.13, los cuales han sido las horas de energía que proporciona el almacenamiento, el fluido de almacenamiento, la potencia térmica del campo solar, y las temperaturas de entrada y salida del HTF a los intercambiadores con el fluido de almacenamiento.

Tabla 4.13. Parámetros de diseño del TES.

| Potencia Térmica del Ciclo | Horas de Almacenamiento | Tª Salida Campo Solar | Tª Entrada Campo Solar | Fluido Seleccionado |
|----------------------------|-------------------------|-----------------------|------------------------|---------------------|
| 85 MW | 6 horas | 391,0 °C | 293,0 °C | Hitec Solar Salts |

También son necesarias para realizar los cálculos mencionados algunas de las propiedades específicas de las sales fundidas que se han seleccionado, que como se ha descrito en el apartado de caracterización son las Hitec Solar Salts, cuya hoja de características técnicas se puede encontrar en el Anexo III de este documento. Estas propiedades se muestran en la siguiente Tabla 4.14.

Tabla 4.14. Propiedades Hitec Solar Salts.

| Densidad en estado líquido | Calor específico en estado líquido |
|----------------------------|------------------------------------|
| 1800 kg/m ³ | 1.55 kJ/kg°C |

4.4.1 Energía de almacenamiento

En primer lugar se ha realizado el cálculo de la energía almacenada. Para ello se ha empleado la fórmula que se muestra a continuación:

$$E_{almacenada} = P_{th\ BP} \cdot \text{horas autonomía}$$

$$E_{almacenada} = 85 \text{ MW} \cdot 6 \text{ horas}$$

Donde:

$P_{th\ BP}$: Es la potencia térmica requerida por el bloque de potencia.

$E_{almacenada}$: Es la energía almacenada en el sistema de almacenamiento.

$$E_{almacenada} = 510 \text{ MWh}$$

Se obtiene de este modo que la energía almacenada para cumplir el requerimiento de autonomía es **510 MWh**. Asimismo, puesto que las pérdidas en este sistema se consideran mínimas, la energía requerida es la misma que la almacenada.

$$E_{requerida} = 510 \text{ MWh}$$

Se obtiene que la energía requerida para cumplir el requerimiento de autonomía es **510 MWh**.

Conocida la energía necesaria en el almacenamiento, el siguiente paso es calcular de forma aproximada el volúmen necesario en los tanques de almacenamiento para albergar tal cantidad de energía. Para ello se emplea la siguiente fórmula:

$$V_{almacenamiento} = \frac{E_{almacenada}}{\rho \cdot Cp \cdot \Delta T}$$
$$V_{almacenamiento} = \frac{510 \cdot 10^3 \cdot 3600}{1800 \cdot 1.55 \cdot (391 - 293)} = 6.715 \text{ m}^3$$

La masa de almacenamiento en estado líquida sería en tal caso:

$$M = V_{almacenamiento} \cdot \rho_{liquido} = 12.086 \text{ toneladas}$$

Realizado el cálculo teórico, se obtiene que se requiere un volúmen útil de aproximadamente **6.715 m³**, no obstante, debido a las pérdidas térmicas y factores de seguridad estos tanques se sobredimensionan alrededor de un 15%, lo que supone que el volúmen teórico real de cada tanque ascienda hasta **7.722 m³**.

$$V_{real} = V_{almacenamiento} \cdot 1,15 = 7.722 \text{ m}^3$$

Uno de los aspectos más importantes que se deben considerar es la dimensión de los tanques de almacenamiento, que deberán poseer un volumen de 7.722 m³ cada uno de ellos. Para ello, se instalarán dos tanques de 26,1 m de diámetro por 14,45 m de altura, que suponen un área de emplazamiento de 535 m² para cada uno de ellos. Por este motivo, se ha establecido un terreno de 4,63 hectáreas para albergar tanto el sistema de almacenamiento térmico como el bloque de potencia.

Esta área de emplazamiento se ha establecido haciendo analogía con otras plantas termosolares de mayor envergadura para sobredimensionar el espacio necesario. En la planimetría adjunta se muestra la disposición de estas instalaciones en la planimetría anexa.

En la Tabla 4.15 se muestran los resultados obtenidos en este apartado.

Tabla 4.15. Resultados teóricos del TES.

| Potencia Térmica Almacenada | Energía almacenada | Volumen del tanque | Superficie del tanque | Altura del tanque |
|-----------------------------|--------------------|---------------------|-----------------------|-------------------|
| 85 MW | 510 MWh | 7722 m ³ | 535 m ² | 14,45 m |

4.4.2 Carga del sistema de almacenamiento

Con el fin de proporcionar la energía necesaria para calentar las sales se obtuvo anteriormente el caudal de fluido térmico y la potencia suministrada por el mismo. Con este dato, se puede estimar el tiempo necesario para almacenar la energía calculada en el apartado anterior:

$$P_{th\ ALM} = 56,9\ MW$$

$$E_{almacenada} = 510\ MWh$$

$$\frac{E_{almacenada}}{P_{th\ ALM}} = \frac{510\ MWh}{56,9\ MW} = n^{\circ}\ de\ horas$$

$$n^{\circ}\ de\ horas = \mathbf{8,96\ horas}$$

Por tanto, se requiere de un funcionamiento en estado de carga del sistema de **9 horas** para cargar al completo el sistema de almacenamiento térmico de la planta.

4.5 Sistema auxiliar de energía térmica

Con el objetivo de obtener una estimación de la energía necesaria para la operación correcta del sistema de energía térmica auxiliar se han realizado los cálculos preliminares correspondientes a dicha tarea.

El sistema auxiliar de energía térmica deberá estar capacitado para elevar la temperatura de un porcentaje del caudal de HTF que circula por la instalación hasta la temperatura mínima de seguridad del sistema. Se requiere por lo tanto, una cantidad de potencia térmica que pueda llevar al caudal total de HTF desde la temperatura mínima de consigna hasta los 293°C de temperatura mínima de operación del fluido seleccionado.

De este modo:

$$P_{requerida_SA} \cdot \eta_{SA} = \dot{m}_{HTF} \cdot \%_{caudal} \cdot \Delta T \cdot Cp_{Intermedio}$$

Donde:

$P_{requerida_SA}$: Es la potencia térmica requerida por el sistema.

η_{SA} : Es el rendimiento estimado para la caldera convencional de gas natural, que normalmente oscila entre el 85% y el 90%.

$\%_{caudal}$: Es el porcentaje de caudal de HTF que se hace circular por el sistema auxiliar, que normalmente oscila entre el 20% y el 25%.

\dot{m}_{HTF} : Es el caudal total de HTF de la planta.

ΔT : Es el gradiente de temperaturas con el que debe operar.

$Cp_{Intermedio}$: Es el calor específico del HTF a una temperatura intermedia del gradiente con el que debe operar.

Con respecto al gradiente térmico, se ha decidido diseñar el sistema para que se active ante una temperatura de operación 15° por debajo de la temperatura mínima de consigna, en este caso 293 °C. De tal modo, el sistema auxiliar de energía térmica comenzaría a funcionar a partir de los 278 °C. No obstante, para que se eleve lo suficiente la temperatura total del caudal de HTF es necesario llevar el HTF del sistema auxiliar hasta los 338°C. Para obtener un calor específico válido para realizar el cálculo, se obtiene la temperatura media en el intervalo, la cual es 308 °C.

$$P_{requerida_SA} \cdot 0,85 = 595,38 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \cdot 0,25 \cdot [338 - 278](^{\circ}\text{C}) \cdot 2,34(\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{k})$$

$$P_{requerida_SA} = \mathbf{24,6 \text{ MWth}}$$

5 CARACTERIZACIÓN

En este apartado se llevará a cabo la caracterización de los procesos y equipos de la planta. Para ello se han designado algunos de los equipos más importantes de la instalación con el objetivo de proporcionar un prediseño de esta.

5.1 Campo solar

5.1.1 Concentrador cilindro parabólico

El concentrador es el elemento más característico de este tipo de instalaciones y juega un papel sumamente importante. Es por este motivo que la elección de un reflector que se ajuste a los requerimientos de la planta supone un aspecto básico en el diseño de la instalación.

Para dotar de módulos cilindro parabólicos al campo solar de este anteproyecto se ha seleccionado el modelo **EuroTrough ET150**. Esto es así debido a que es un modelo ampliamente probado, que fue diseñado para la Plataforma Solar de Almería perteneciente al CIEMAT. Además, sus dimensiones se ajustan a la geometría del emplazamiento del que se dispone, siendo semejantes las demás características a las de los otros modelos que se muestran [34].

Este modelo de concentrador permite agrupaciones de 12 módulos que suponen una longitud de 150 metros lineales (12,5 metros cada módulo). Se tiene en cuenta que el campo solar del emplazamiento se ha dividido en áreas con una anchura de más de 300 metros lineales, es decir, lazos de 600 metros lineales constituidos por 48 colectores.

Con respecto a la separación entre hileras de captadores, este tipo de plantas emplean una separación de entre 3 y 4 veces la distancia de apertura del módulo. En el caso de este proyecto, se ha decidido utilizar una distancia de 18 metros siguiendo la distribución elegida por otras instalaciones que emplean el mismo captador.

Algunas de las propiedades más relevantes del modelo seleccionado se recogen en las Tablas 5.1 y 5.2.

Tabla 5.1. Propiedades EuroTrough ET150 [5,6].

| Propiedades | |
|--|-------------------|
| Longitud del modulo | <i>12,5 m</i> |
| Módulos por colector | <i>12 módulos</i> |
| Longitud de colector | <i>150 m</i> |
| Distancia de tuberías entre colectores | <i>1 m</i> |

| Propiedades | |
|---|-----------------------------|
| Apertura del modulo | 5,75 m |
| Área real de apertura del colector | 817,5 m ² |
| Peso del modulo | 28 kg |
| Estructura | <i>Acero pregalvanizado</i> |
| Velocidad máxima de viento | 40 m/s |
| Accionamiento de sistema de seguimiento | <i>Hidráulico</i> |

Tabla 5.2. Propiedades del espejo. EuroTrough ET150 [5,6].

| Propiedades del reflector | |
|------------------------------|--------|
| Distancia focal media | 2,11 m |
| Reflectividad | 0,94 |
| Número de espejos por módulo | 336 |



Figura 5.1. Colectores EuroTrough [35].

En la Figura 5.1 se muestra una fotografía del modelo de concentrador seleccionado para la caracterización del campo solar.

5.1.2 Tubo absorberdor

Para la elección del tubo absorbedor que se acoplará a los grupos de colectores del campo solar se repite el mismo proceso de selección que se ha llevado a cabo con los módulos cilindro parabólicos. Se han cotejado por tanto diferentes modelos que se encuentran entre los más usados y probados en este tipo de instalaciones, siendo el modelo **Siemens UVAC 2010** el designado para este proyecto. No hay una gran diferencia entre las características de los modelos que se han valorado, pues todos ellos están diseñados para la operación de plantas termosolares muy semejantes a la de este trabajo, por tanto, la decisión de seleccionar el modelo de Siemens ha sido principalmente por las garantías tecnológicas que ofrece esta empresa.

En la Tabla 5.3 se muestra parte de la hoja de especificaciones técnicas del tubo absorbedor seleccionado. Dicha hoja de especificaciones técnicas se encuentra completa en el Anexo I.

Tabla 5.3. Características principales del Siemens UVAC 2010 [7].

| Propiedades | |
|--------------------------|--------|
| Longitud del tubo | 4,06 m |
| Diámetro exterior | 115 mm |
| Diámetro interior | 70 mm |
| Factor de transmisividad | 96,5 % |
| Factor de absorción | 96 % |

5.2 Fluido de transferencia térmica

5.2.1 Características del fluido

De las alternativas relativas al tipo de sustancia empleada como fluido calorportador se ha optado por aceite térmico sintético, ya que es la opción más probada y que mejor se adapta a una central de estas características. En este caso se ha optado por el **Therminol VP-1** de Solutia. No obstante, Dowtherm A hubiera sido una elección igual de óptima.

En la Tabla 5.4 se observa parte de la hoja de especificaciones técnicas en la que se reflejan algunas de las propiedades más importantes del producto. Esta hoja de especificaciones técnicas se encuentra completa en el Anexo II de este documento

Tabla 5.4. Características principales del Therminol VP-1 [8].

| <i>Propiedades</i> | |
|-------------------------------|----------|
| Temperatura máxima | 430 °C |
| Temperatura de cristalización | 12 °C |
| Temperatura de autoignición | 601 °C |
| Temperatura pseudocrítica | 499 °C |
| Presión pseudocrítica | 33,1 bar |

En la siguiente Tabla 5.5 se muestran las propiedades del Therminol VP-1 en estado líquido para algunas temperaturas de operación. Si se analizan algunos de los valores como la densidad, se puede apreciar una de las características más importantes de los aceites sintéticos que se ha mencionado con anterioridad, y es la disminución de la densidad con el aumento de temperatura de operación, lo que se traduce en una menor pérdida de carga en las tuberías cuando la temperatura del fluido es elevada. Esto facilita enormemente el dimensionamiento de la instalación.

Tabla 5.5. Propiedades Therminol VP-1 Líquido [8]

| T_a | Densidad Líquida | Calor Específico Líquido | Entalpía Líquida | Conductividad Térmica Líquida | Viscosidad Líquida |
|--------|------------------------|--------------------------|------------------|-------------------------------|--------------------|
| 30 °C | 1056 kg/m ³ | 1,575 kj/kg·K | 27,9 kj/kg | 0,1353 W/ (m·K) | 3,28 mPa·s |
| 100 °C | 999 kg/m ³ | 1,775 kj/kg·K | 145,2 kj/kg | 0,1277 W/ (m·K) | 0,985 mPa·s |
| 170 °C | 940 kg/m ³ | 1,968 kj/kg·K | 276,2 kj/kg | 0,1183 W/ (m·K) | 0,494 mPa·s |
| 230 °C | 886 kg/m ³ | 2,128 kj/kg·K | 399,1 kj/kg | 0,1089 W/ (m·K) | 0,324 mPa·s |
| 300 °C | 817 kg/m ³ | 2,314 kj/kg·K | 554,6 kj/kg | 0,0964 W/ (m·K) | 0,221 mPa·s |
| 370 °C | 736 kg/m ³ | 2,517 kj/kg·K | 723,4 kj/kg | 0,0822 W/ (m·K) | 0,164 mPa·s |
| 420 °C | 662 kg/m ³ | 2,729 kj/kg·K | 854,0 kj/kg | 0,0710 W/ (m·K) | 0,137 mPa·s |

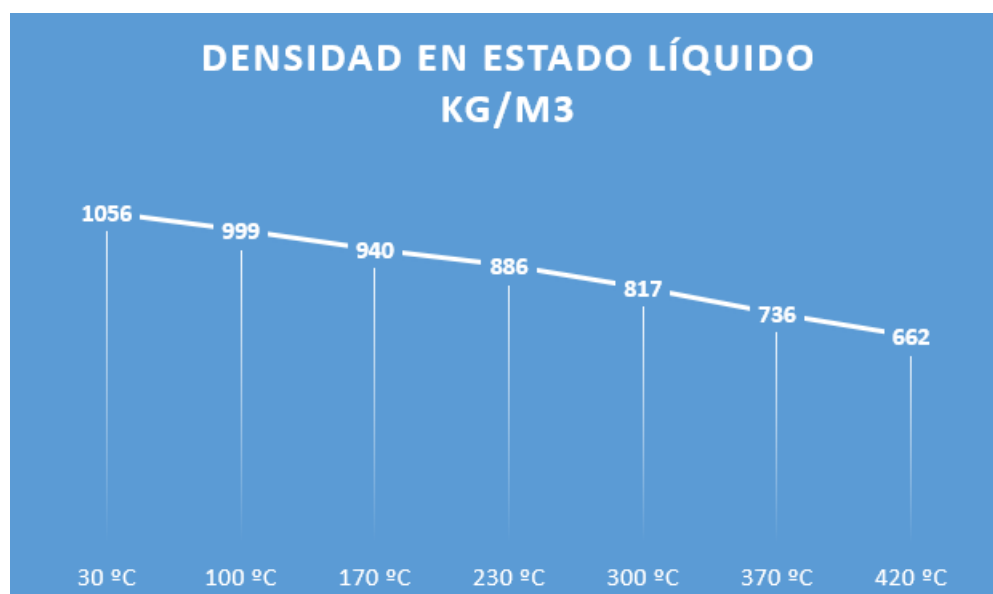


Figura 5.2. Evolución de densidad respecto a temperatura del Therminol VP-1.

En la Figura 5.2 se aprecia claramente como el cambio en la densidad del fluido es significativa, reduciéndose su densidad en estado líquido más de un 37 por ciento desde los 30 a los 420 grados centígrados.

Por otra parte, es importante destacar que cuando la temperatura del Therminol VP-1 cae por debajo de los 12 °C, temperatura que se indica en la hoja de especificaciones técnicas que ofrece el fabricante del producto como temperatura límite de operación, comienza a cristalizarse. Puesto que, durante ciertos momentos, especialmente durante las noches de invierno, en la zona del emplazamiento se registran temperaturas notablemente inferiores a dicho umbral, será necesario un sistema auxiliar de generación térmica para garantizar la temperatura mínima de operación del aceite térmico.

5.2.2 Bombeo del fluido

Para la impulsión del HTF a través de la instalación el modelo seleccionado ha sido la bomba *Flowsolve HDX Double-Suction API* (Figura 5.3). Este modelo se ajusta a las condiciones del HTF seleccionado durante su recorrido por la instalación, La hoja de especificaciones técnicas de este modelo se encuentra adjunta en el Anexo VI.

La bomba seleccionada cuenta con un sistema de sellado acorde a las directrices del plan API 610, (BB2) *Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries* [58].

Emplea un sistema de sellado mecánico que garantiza una alineación adecuada y minimiza las tensiones en las tuberías a altas temperaturas. Además, incluye medidas especiales para evitar posibles fugas en el eje.



Figura 5.3. *Flowsolve HDX Double-Suction API* [58].

Tabla 5.6. *Propiedades Flowserve HDX Double-Suction API [58]*

| Capacidad Máxima | Carga Máxima | Presión Máxima | Temperatura Máxima |
|------------------------|-----------------|-------------------|-----------------------|
| 4100 m ³ /h | 450 m | 100 bar | 450 °C |

En la Tabla 5.6 se muestran algunas de las principales características de la bomba *Flowserve HDX Double-Suction API*.

Con respecto a la configuración del sistema de bombeo de HTF se ha decidido que se disponga de 4 líneas de bombeo, en el que se adopta un sistema redundante para garantizar la operación en caso de mantenimientos o averías en alguna de las líneas. De este modo, 3 de ellas operan al 33% del caudal mientras que una cuarta línea queda en retén.

5.2.3 Sistema de expansión

Obtenido en el apartado de ingeniería de proceso el volumen de expansión de la instalación se ha decidido optar por la fórmula aplicada en la gran mayoría de plantas termosolares tipo CCP. Esto consiste en implementar un tanque de expansión elevado con una capacidad del 15 % del volumen de expansión, mientras que el resto se subdivide en varios tanques. De este modo, la distribución final ha resultado en cuatro tanques, uno de ellos elevados (Tabla 5.7).

Tabla 5.7. *Tanques de expansión. Distribución.*

| Tanque | Capacidad | Volúmen asignado |
|----------------|-------------------|-----------------------------------|
| Elevado | 15 m ³ | 10,9 m ³ (15% Total) |
| 1 | 25 m ³ | 20,6 m ³ (28,3% Total) |
| 2 | 25 m ³ | 20,6 m ³ (28,3% Total) |
| 3 | 25 m ³ | 20,6 m ³ (28,3% Total) |

5.3 Ciclo de potencia

Los principales equipos que se ha decidido que serán objeto de este trabajo son las bombas de alimentación, las bombas de condensado, y la turbina de vapor. Estos equipos se han seleccionado por su gran relevancia en el ciclo de Rankine. Dentro de la instalación real, se pueden diferenciar tres tipologías fundamentales de bombas: alimentación, condensado, y refrigeración. Cada una de las enumeradas juega un papel diferente y por tanto tendrá cualidades y características técnicas diferentes. Cabe precisar que pese a que hay numerosos factores que en la fase de ingeniería del detalle podrían evidenciar la necesidad de implementar distintos modelos de bombas, se ha seleccionado un modelo para los condensados de baja presión y otro para la impulsión a alta presión.

5.3.1 Bombas de alimentación de alta presión

La bomba modelo seleccionada ha sido la bomba *KSB Multi-Stage Pump (BB3)* (Figura 5.4), una bomba que tal y como indican las especificaciones técnicas está concebida para aplicaciones que van desde la refinería de petróleo a plantas de generación de energía. Con capacidad de trabajar con un caudal máximo de más de 800 kg/s de agua es apta para operar bajo las condiciones requeridas [10]. En el Anexo IV se encuentra la hoja de especificaciones técnicas del modelo en cuestión.

Con respecto a la configuración, se ha decidido establecer una configuración redundante para el sistema de alimentación de alta presión. Se ha seleccionado por tanto una configuración de 3 líneas de presión en paralelo, con dos grupos de bombeo trabajando con el 50% del caudal respectivamente, mientras que un tercer grupo de bombeo permanece en reserva para casos de averías o mantenimientos.

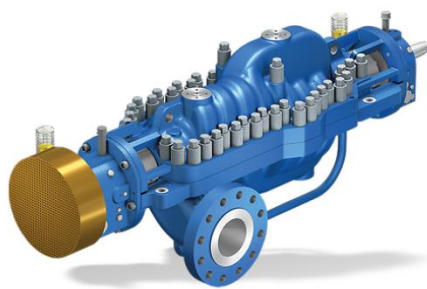


Figura 5.4. KSB Multi-Stage Pump (BB3) [10].

En la Tabla 5.8 se muestran algunas de las principales características de la bomba Ruhrpumpen SCE.

Tabla 5.8. Propiedades Bomba Ruhrpumpen SCE [10]

| Capacidad Máxima | Presión de descarga Máxima |
|------------------------|----------------------------------|
| 1400 m ³ /h | 155 bar |

5.3.2 Bombas de condensado

El modelo de bomba seleccionado para la impulsión del condensado a baja presión ha sido la *ASME / ANSI B73.1 Process Pump* (Figura 5.5). Este modelo, por sus cualidades técnicas y constructivas, cumple con los requisitos de diseño de la instalación.

Con respecto a la configuración, se ha decidido nuevamente establecer una configuración redundante para el sistema de alimentación de alta presión. Se ha seleccionado por tanto una configuración de 3 líneas de presión en paralelo, con dos grupos de bombeo trabajando con el 50% del caudal respectivamente, mientras que un tercer grupo de bombeo permanece en reserva para casos de averías o mantenimientos.



Figura 5.5. ASME / ANSI B73.1 Process Pump [57].

En la Tabla 5.9 se muestran algunas de las propiedades más importantes de la bomba seleccionada. Dichas propiedades se recogen en la hoja de especificaciones técnicas del producto en el Anexo VII.

Tabla 5.9. Propiedades ASME / ANSI B73.1 Process Pump [57]

| Capacidad Máxima | Presión de descarga Máxima |
|------------------------|----------------------------------|
| 1590 m ³ /h | 23,5 bar |

5.3.3 Generador de vapor

El generador de vapor, como se ha descrito previamente en el apartado de tecnología de este documento, es el nexo fundamental entre el campo solar y el ciclo de potencia, pues es el encargado de transmitir la energía captada por el campo solar al ciclo de Rankine.

En este caso, el generador de vapor de la planta se dividirá en:

- Economizador
- Evaporador
- Sobrecalentador
- Recalentador

Economizador, evaporador, y sobrecalentador son esenciales en los generadores de vapor de cualquier planta de potencia, sin embargo, el recalentador se encuentra presente en aquellas que emplean recalentamiento intermedio en el ciclo de Rankine. En el caso de esta instalación, el ciclo de Rankine se ha diseñado con recalentamiento intermedio y regeneración.

Para caracterizar los elementos mencionados, se ha decidido emplear intercambiadores carcasa/tubo y serpentín multitubular, pues son notablemente los equipos más probados para instalaciones termosolares que utilizan aceite térmico como fluido de transferencia.

Asimismo, se ha decidido disponer, como es usual en este tipo de sistemas, de dos trenes de intercambiadores en paralelo con una carga del 50% en cada uno de ellos. Por lo que, habiendo configurado la generación de vapor de tal forma que un 10% del caudal de HTF caliente se destine a recalentamiento intermedio, por cada tren de intercambiadores circulará un 45% del caudal de HTF destinado al bloque de potencia.

Para conocer con mayor precisión las características necesarias del tren de generación de vapor se ha calculado el UA de cada uno de los intercambiadores. Para todos ellos la efectividad se ha fijado en un 80% ($\epsilon=0,8$).

- Economizador

Primero, se realiza un balance de potencia en el economizador para obtener los parámetros desconocidos. Cabe destacar que la mayoría de las variables empleadas han sido obtenidas y descritas en el apartado de ingeniería de proceso.

$$P_{Economizador} = \dot{m}_{Agua_Alim} \cdot \Delta T \cdot Cp_{Agua_Alim} = \dot{m}_{HTF_ECO} \cdot \Delta T \cdot Cp_{HTF}$$

Donde:

$P_{Economizador}$: Es la potencia del economizador. (MW)

\dot{m}_{Agua_Alim} : Es el caudal de agua de alimentación que circula por el intercambiador. (kg/s)

Cp_{Agua_Alim} : Es el calor específico del agua de alimentación. (kJ/kg·k)

ΔT : Es el gradiente de temperaturas. (°C)

\dot{m}_{HTF_ECO} : Es el caudal de HTF en el economizador. (kg/s)

Cp_{HTF} : Es el calor específico del HTF a la temperatura de entrada. (kJ/kg·k)

Puesto que se instalaran dos trenes de intercambiadores, se han dividido los caudales.

$$P_{Economizador} = 13,75 \cdot (296 - 180) \cdot 4,18 = 160,5 \cdot (331,9 - T_{HTF_S}) \cdot 2,4$$

$$P_{Economizador} = \mathbf{6,67 MW}$$

$$T_{HTF_S} = \mathbf{314,6^{\circ}C}$$

Donde:

T_{HTF_S} : Es la temperatura de salida del HTF del economizador. (°C)

A continuación, se ha calculado mediante el método ϵ -NTU el UA aproximado del intercambiador.

$$C_{max} = 385,2 kW/k$$

$$C_{mín} = 57,47 kW/k$$

$$C_r = 0,15$$

$$NTU = \mathbf{1,72}$$

$$UA_{Economizador} = \mathbf{98,78 kW/K}$$

- Evaporador

A continuación, se realiza el mismo proceso con el evaporador, teniendo en cuenta que se produce un cambio de fase y que por tanto, C_r en este caso será igual a 0.

$$P_{Evaporador} = \dot{m}_{Agua_Alim} \cdot \Delta h = \dot{m}_{HTF_EVA} \cdot \Delta T \cdot C_{pHTF}$$

Donde:

$P_{Evaporador}$: Es la potencia del evaporador. (MW)

\dot{m}_{Agua_Alim} : Es el caudal de agua de alimentación que circula por el intercambiador. (kg/s)

Δh : Es el gradiente de entalpías. (kJ/kg)

ΔT : Es el gradiente de temperaturas. (°C)

\dot{m}_{HTF_EVA} : Es el caudal de HTF en el evaporador. (kg/s)

C_{pHTF} : Es el calor específico del HTF a la temperatura de entrada. (kJ/kg·K)

Puesto que se instalaran dos trenes de intercambiadores, se han dividido los caudales.

$$P_{Evaporador} = 13,75 \cdot (2758,6 - 1317,1) = 160,5 \cdot (380,3 - T_{HTF_s}) \cdot 2,55$$

$$P_{Evaporador} = \mathbf{19,82 MW}$$

$$T_{HTF_s} = \mathbf{331,9^\circ C}$$

Donde:

T_{HTF_s} : Es la temperatura de salida del HTF del evaporador. (°C)

A continuación, se ha calculado mediante el método ϵ -NTU el UA aproximado del intercambiador.

$$C_{\min} = 409,3 \text{ kW/K}$$

$$C_r = 0$$

$$NTU = \mathbf{1,61}$$

$$UA_{Evaporador} = \mathbf{659,1 \text{ kW/K}}$$

- Sobrecalentador

$$P_{Sobrecalentador} = \dot{m}_{Vapor} \cdot \Delta h = \dot{m}_{HTF_SOB} \cdot \Delta T \cdot C_{p_{HTF}}$$

Donde:

$P_{Sobrecalentador}$: Es la potencia del sobrecalentador. (MW)

\dot{m}_{Vapor} : Es el caudal de vapor de alimentación que circula por el intercambiador. (kg/s)

ΔT : Es el gradiente de temperaturas. (°C)

Δh : Es el gradiente de entalpías. (kJ/kg)

\dot{m}_{HTF_SOB} : Es el caudal de HTF en el sobrecalentador. (kg/s)

$C_{p_{HTF}}$: Es el calor específico del HTF a la temperatura de entrada. (kJ/kg·k)

Puesto que se instalaran dos trenes de intercambiadores, se han dividido los caudales.

$$P_{Sobrecalentador} = 13,75 \cdot (3081,8 - 2758,6) = 160,5 \cdot (391 - T_{HTF_S}) \cdot 2,59$$

$$P_{Sobrecalentador} = \mathbf{4,44 MW}$$

$$T_{HTF_S} = \mathbf{380,3^{\circ}C}$$

Donde:

T_{HTF_S} : Es la temperatura de salida del HTF del sobrecalentador. (°C)

A continuación, se ha calculado mediante el método ϵ -NTU el UA aproximado del intercambiador.

$$C_{max} = 415,7 kW/k$$

$$C_{min} = 40,7 kW/k$$

$$C_r = 0,1$$

$$NTU = \mathbf{1,7}$$

$$UA_{Sobrecalentador} = \mathbf{69,2 kW/K}$$

- Recalentador

$$P_{\text{Recalentador}} = \dot{m}_{\text{Vapor}} \cdot \Delta h = \dot{m}_{\text{HTF_REC}} \cdot \Delta T \cdot C_{p_{\text{HTF}}}$$

Donde:

$P_{\text{Recalentador}}$: Es la potencia del recalentador. (MW)

\dot{m}_{Vapor} : Es el caudal de vapor de alimentación que circula por el intercambiador. (kg/s)

ΔT : Es el gradiente de temperaturas. (°C)

$\dot{m}_{\text{HTF_REC}}$: Es el caudal de HTF en el recalentador. (kg/s)

$C_{p_{\text{HTF}}}$: Es el calor específico del HTF a la temperatura de entrada. (kJ/kg·k)

Puesto que se instalaran dos trenes de intercambiadores, se han dividido los caudales.

$$P_{\text{Recalentador}} = 13,75 \cdot (3185,8 - 2873) = 35,66 \cdot (391 - T_{\text{HTF_S}}) \cdot 2,59$$

$$P_{\text{Recalentador}} = \mathbf{4,3 \text{ MW}}$$

$$T_{\text{HTF_S}} = \mathbf{344,5^{\circ}\text{C}}$$

Donde:

$T_{\text{HTF_S}}$: Es la temperatura de salida del HTF del recalentador. (°C)

A continuación, se ha calculado mediante el método ϵ -NTU el UA aproximado del intercambiador.

$$C_{\text{max}} = 92,4 \text{ kW/k}$$

$$C_{\text{mín}} = 31,6 \text{ kW/k}$$

$$C_r = 0,34$$

$$NTU = \mathbf{1,95}$$

$$UA_{\text{Recalentador}} = \mathbf{61,6 \text{ kW/K}}$$

5.3.4 Turbina

Para la selección de la turbina de vapor, el modelo elegido para dotar al bloque de potencia es la *Siemens SST-300*. La serie de turbinas SST de Siemens es una gama ampliamente utilizada para procesos de generación de energía, lo que además de la

fiabilidad que supone para un proyecto de esta envergadura, facilita sustancialmente la operación y mantenimientos de esta.

Si bien es cierto que generalmente se suelen instalar modelos de mayor potencia como la SST-600/SST-700 con capacidades de generación que superan ampliamente los 150 MW de generación, para este caso se ha decidido optar por una de menor potencia pues los requerimientos de energía son notablemente inferiores.

En la Figura 5.6 y la Tabla 5.10 se muestran la turbina SST-300 y los principales datos técnicos de esta respectivamente. Los datos se han obtenido de la hoja de especificaciones técnicas adjunta en el Anexo V.



Figura 5.6. Turbina de Vapor SST-300 [11].

Tabla 5.10. Características Técnicas SST-300 [11]

| Siemens SST-300 Technical Data | |
|---|------------|
| <i>Potencia de salida</i> | < 50 MW |
| <i>Régimen de giro</i> | 12.000 rpm |
| <i>Temperatura de entrada</i> | < 520 °C |
| <i>Presión de entrada</i> | < 120 bar |
| <i>Presión de condensación</i> | < 0,3 bar |
| <i>Presión de extracción controlada</i> | < 45 bar |

5.3.5 Condensador del ciclo de vapor

Para llevar a cabo la condensación del ciclo de vapor se ha decidido optar por intercambiadores de superficie (Figura 5.7). Estos intercambiadores toman como refrigerante agua fría que proviene del sistema de enfriamiento de las torres de refrigeración de la planta. Se ha optado por este tipo de equipos por su probada efectividad en numerosas plantas de similares características, generalmente cuando estas emplean ciclos de vapor de menos de 50 MW.



Figura 5.7. Condensador de superficie para uso industrial [44].

Para obtener una estimación de las condiciones de operación del condensador, se ha realizado un balance de potencia entre los fluidos que circulan por el mismo. De este modo:

$$P_{Condensador} = \dot{m}_{Vapor_condensación} \cdot \Delta h = \dot{m}_{Agua_Ref} \cdot \Delta T \cdot Cp_{Agua_Ref}$$

Donde:

$P_{Condensador}$: Es la potencia del condensador. (MW)

\dot{m}_{Agua_Ref} : Es el caudal de agua de refrigeración que circula por el intercambiador. (kg/s)

Cp_{Agua_Ref} : Es el calor específico del agua de refrigeración. (kJ/kg·k)

Δh : Es el salto entálpico del vapor en el condensador. (kJ/kg)

ΔT : Es el gradiente de temperaturas del agua de refrigeración en el condensador. (°C)

$\dot{m}_{Vapor_condensación}$: Es el caudal de vapor en el condensador. (kg/s)

$$P_{Condensador} = 21,63 \cdot (2291,2 - 178,7) = \dot{m}_{Agua_Ref} \cdot (43 - 12) \cdot 4,18$$

$$P_{\text{Condensador}} = 45,67 \text{ MW}$$

$$\dot{m}_{\text{Agua_Ref}} = 352,45 \text{ kg/s}$$

A continuación, se ha calculado mediante el método ϵ -NTU el UA aproximado del intercambiador.

$$C_{\text{mín}} = 40,7 \text{ kW/k}$$

$$C_r = 0 \text{ (Cambio de fase)}$$

$$NTU = 1,61$$

$$UA_{\text{Recalentador}} = 65,5 \text{ kW/K}$$

5.3.6 Sistema de refrigeración

Para refrigerar el agua utilizada para condensación y otros procesos térmicos se ha optado por el sistema de refrigeración por torres (Figura 5.8), nuevamente debido fundamentalmente a que es el sistema más empleado bajo condiciones similares a las de este proyecto. En el caso de la planta de este trabajo, no se contaría con grandes reservas de agua natural, por lo que la elección del sistema de torres de refrigeración queda justificado también por cuestiones ambientales y de recursos. Por el contrario, si se cuenta con reservas de agua almacenada que permiten la operación mediante el sistema de torres de refrigeración.

Asimismo, se ha estimado un salto de temperatura de retorno del agua de refrigeración en 12°C , siendo el caudal de retorno de $352,45 \text{ kg/s}$ como se ha calculado previamente.

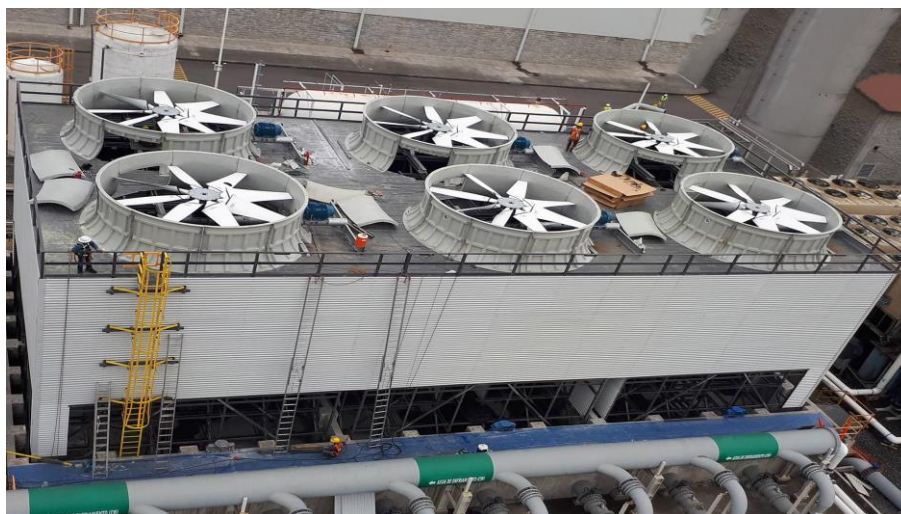


Figura 5.8. Sistema de torres de refrigeración [66].

5.3.7 Bombas del sistema de refrigeración

Para impulsar el agua del sistema de refrigeración se ha optado por utilizar bombas con menor presión de descarga y capacidad que para la impulsión del agua de alimentación de la caldera. En este caso la bomba deberá proporcionar a un caudal de aproximadamente 1270 m³/h (352,45 kg/s) un gradiente de presión de 2 a 3 bar, como es usual en este tipo de sistemas. Dicho caudal se ha obtenido realizando un balance de potencia en el condensador. Además, la configuración de las bombas que se propone es de 3 líneas de bombeo al 33% más una cuarta línea en retén.

El modelo de bomba seleccionado para caracterizar este sistema es nuevamente la bomba *Ruhrpumpen ASME / ANSI B73.1 Process Pump*, ya que cumple con los requisitos de caudal y presión necesarios para la operación.

5.4 Almacenamiento térmico

5.4.1 Sustancia de almacenamiento

La opción elegida en este caso ha sido el almacenamiento en sales fundidas por su probada eficacia y el bajo coste de las sales entre otras características. Además, se ha decidido que el sistema de almacenamiento tenga la capacidad de aportar calor al aceite térmico durante 6 horas en caso de pérdida del recurso solar.

Como se ha descrito con anterioridad, existen diferentes alternativas a la hora de seleccionar el material de almacenamiento térmico. Para este anteproyecto se ha decidido optar por sales fundidas, en particular, por el producto Hitec Solar Salt.

Las sales fundidas elegidas están compuestas mayoritariamente de NaNO_3 y KNO_3 en una proporción del 60% y del 40% respectivamente, no obstante, contienen pequeñas proporciones de otras sustancias que se muestran en la Figura 5.9.

| Component | Minimum, % | Maximum, % |
|--------------------------|------------|------------|
| NaNO_3 | 59 | 61 |
| KNO_3 | 39 | 41 |
| NaCl | | 0.30 |
| Na_2SO_4 | | 0.30 |
| CaO | | 0.03 |
| MgO | | 0.03 |
| SiO_2 | | 0.02 |
| Al_2O_3 | | 0.025 |
| Fe_2O_3 | | 0.025 |
| Insolubles | | 0.06 |
| Na_2CO_3 | | 0.15 |

Figura 5.9. Composición química Hitec Solar Salts [9].

En la Figura 5.10 se muestran las propiedades físicas proporcionadas en la hoja de especificaciones técnicas del producto que se recoge en el Anexo III.

| 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 |

Figura 5.10. Propiedades físicas Hitec Solar Salts [9].

5.4.2 Bomba para almacenamiento

La bomba seleccionada ha sido la *Flowsolve VTP Pump* (Figura 5.11), cuyas características técnicas recogidas en el Anexo VIII la convierten en una alternativa apropiada para el sistema de bombeo de las sales fundidas.

Por otra parte, la configuración elegida inicialmente para la caracterización del sistema de almacenamiento de sales fundidas consta de dos sistemas de bombeo independientes (uno para el tanque de carga y otro para el de descarga) con una configuración de dos líneas independientes, cada una de ellas con capacidad de trabajar con el 100% del caudal. De este modo, se logra mantener la redundancia en el sistema como ya se ha descrito tanto en los sistemas de bombeo de agua del ciclo de potencia como en el sistema de bombeo de HTF de la instalación.

El caudal de sales fundidas de las bombas de carga y descarga de operación del sistema de almacenamiento obtenido es de 374,6 kg/s y 559,6 kg/s respectivamente.

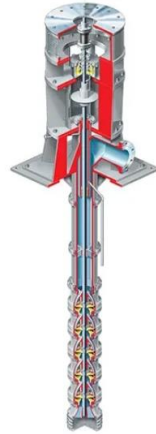


Figura 5.11. Bomba para sales fundidas VTP de Flowserve [59].

Tabla 5.11. Propiedades Bomba para sales fundidas VTP de Flowserve [59].

| Capacidad Máxima | Carga Máxima | Presión Máxima | Temperatura Máxima |
|-------------------------|-----------------|-------------------|-----------------------|
| 13600 m ³ /h | 530 m | 100 bar | 600 °C |

En la Tabla 5.11 se muestran algunas de las características técnicas de la bomba para sales fundidas VTP de Flowserve.

5.4.3 Dimensionamiento de los tanques

Siguiendo la normativa API 650 que se detalla en el siguiente apartado, se ha calculado el espesor de los muros de los tanques utilizando el método “One-Foot Method”. Este método es una forma simplificada para determinar la presión de diseño y el espesor requerido en la zona del fondo, particularmente para los anillos del fondo adyacentes a la pared del tanque.

El nombre “One-Foot Method” viene de que el cálculo se basa en la presión hidrostática a una profundidad de 1 pie (0.305 m) por debajo del nivel de diseño del líquido.

En lugar de considerar la presión en toda la altura, se simplifica usando la presión equivalente a la de una columna de líquido de 1 pie por debajo del nivel de líquido máximo. Esto proporciona un método conservador pero fácil de aplicar para el diseño del casco del tanque y el fondo perimetral.

El método está descrito en el Anexo E del API Standard 650 – *Welded Tanks for Oil Storage*, específicamente en:

- **Sección E.6.2.1** : Cálculo del espesor requerido de las placas de fondo en la zona perimetral.

- **Anexo B** : Cálculo de presiones de diseño.

Partiendo de los datos geométricos del tanque previamente obtenidos, se llevan a cabo los cálculos para determinar el espesor de las paredes.

Primero, se realiza el cálculo de la presión hidrostática a profundidad de 1 pie:

$$P = \rho \cdot g \cdot (H - 0,305 \text{ m})$$

Donde:

- P : Presión de diseño para el anillo del curso (kPa)
- ρ : Densidad de la sustancia (kg/m^3)
- g : Aceleración de la gravedad (m/s^2)
- H : Altura total del líquido (m)

$$P = 1800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \text{ m}/\text{s}^2 \cdot (16 \text{ m} - 0,305 \text{ m})$$

$$P = 277,2 \text{ kPa}$$

A continuación, según la ecuación establecida en la *E.6.2.1.1 del API 650*:

$$t = \frac{P \cdot D}{2 \cdot S \cdot E}$$

Donde:

- D : Diámetro del tanque (m)
- S : Esfuerzo admisible del material (Mpa)
- E : Eficacia de la junta soldada

Para las variables S y E se han utilizado los valores representativos de la normativa API 650, que corresponden a S (150 Mpa) y E (1.0).

$$t = \frac{P \cdot D}{2 \cdot S \cdot E} = 0,024m$$

De este modo, se obtiene el espesor de la pared de los tanques de almacenamiento es de 24 mm. No obstante, debido a la corrosividad de las sustancias almacenadas y al material empleado en el tanque (generalmente acero al carbono) se han considerado 1,5 milímetros de espesor adicional. De este modo, el espesor resultante sería **25,5 mm**.

Por otra parte, es importante destacar que si bien en este caso se ha determinado un único espesor para el tanque, según la geometría del mismo y del material almacenado pueden coexistir varias secciones para cada virola del tanque.

Como se ha descrito con anterioridad, los tanques de almacenamiento en sales deberán cumplir con la norma **API 650**, que establece los requisitos para el diseño, fabricación, inspección y mantenimiento de tanques de almacenamiento de acero para el almacenamiento de productos líquidos, como combustibles, agua, productos químicos, entre otros. Es ampliamente utilizada en la industria del petróleo y gas, así como en otras áreas donde se necesitan tanques de almacenamiento de gran capacidad.

La citada norma establece diferentes criterios fundamentales que deberán cumplir los tanques, no obstante en este documento solo se recogen aquellos relacionados con el diseño y construcción y los materiales a emplear [65]:

1. Diseño y construcción

a) Requisitos de diseño general

- **Forma del tanque:** La norma cubre principalmente tanques de almacenamiento cilíndricos verticales. El diseño debe asegurar que el tanque resista las cargas estáticas y dinámicas, incluyendo la presión interna, la carga debido a la nieve o viento, y las fuerzas sísmicas si es necesario.
- **Espesor de las paredes:** El espesor de las paredes del tanque depende de varios factores, incluyendo el diámetro del tanque, el tipo de material, la carga interna, y las características del producto almacenado. La API 650 ofrece fórmulas y tablas para calcular el espesor adecuado de las paredes según estos parámetros.
- **Techos:** Los tanques pueden tener techo fijo o techo flotante. Los techos flotantes son típicos para líquidos volátiles, mientras que los techos fijos son comunes en tanques de líquidos menos volátiles. El diseño debe asegurar que los techos resistan las presiones internas, el viento y otras fuerzas externas.

- **Acoplamiento y juntas de soldadura:** La API 650 regula los requisitos de soldadura y unión de las placas de acero, estableciendo que se deben usar soldaduras continuas y estancas para evitar filtraciones de productos. Además, se especifica el uso de ciertos tipos de soldaduras, como las soldaduras a tope, con detalles sobre las técnicas y pruebas necesarias.
- **Cálculo de las cargas:** El diseño debe tener en cuenta las cargas internas del tanque (como la carga del líquido), las cargas externas (como el viento y la nieve), las cargas sísmicas y térmicas. Estos cálculos deben hacerse para asegurar que el tanque pueda resistir las fuerzas que actúan sobre él durante su vida útil.
- **Conexiones de entrada/salida:** Las conexiones de entrada y salida para el líquido, así como las conexiones de ventilación, deben estar correctamente dimensionadas y ubicadas de acuerdo con las normativas de seguridad y eficiencia.

b) Especificaciones de los componentes del tanque

- **Pies o base del tanque:** El diseño debe incluir una base adecuada para el tanque. Los tanques grandes generalmente requieren bases de concreto que distribuyan de manera uniforme el peso del tanque y su contenido. El diseño de la base depende de la capacidad del tanque y las características del suelo.
- **Refuerzos y soportes estructurales:** En el caso de tanques grandes o altos, la API 650 también contempla la necesidad de refuerzos adicionales en las paredes para evitar deformaciones. Estos refuerzos pueden ser de acero estructural y deben estar diseñados para resistir las tensiones internas.

2. Materiales

a) Tipos de materiales permitidos

- **Acero al carbono:** La API 650 permite el uso de acero al carbono de diferentes grados para la fabricación de las paredes y otros componentes del tanque. Este es el material más común, ya que es económico y ofrece una resistencia adecuada a la corrosión y las tensiones mecánicas.
- **Acero inoxidable:** En algunos casos, cuando se requieren propiedades específicas de resistencia a la corrosión o a temperaturas más altas, el acero inoxidable es una opción. Es más costoso que el acero al carbono, pero ofrece una mayor resistencia a ambientes agresivos (como líquidos corrosivos).

- **Acero con aleaciones especiales:** En algunos entornos más exigentes, se pueden emplear materiales con aleaciones especiales para mejorar la resistencia a la corrosión o la resistencia mecánica. Esto puede incluir acero de baja aleación o acero de alta resistencia.

b) Propiedades del material

- La API 650 establece que los materiales utilizados deben tener ciertas propiedades mecánicas, como resistencia a la tracción, ductilidad, y resistencia al impacto, de acuerdo con las normas ASTM o equivalentes. Se especifica que los materiales deben ser adecuados para soportar las cargas estructurales del tanque y las condiciones operativas de almacenamiento.
- **Resistencia a la corrosión:** Dependiendo del tipo de líquido almacenado, la norma establece que los materiales deben ser seleccionados para resistir la corrosión interna y externa. Por ejemplo, los tanques que almacenan productos químicos agresivos requieren un acero con mayor resistencia a la corrosión.
- **Pruebas de materiales:** La API 650 también establece que los materiales deben ser probados y certificados para asegurarse de que cumplen con las especificaciones requeridas. Esto incluye la inspección de la calidad del acero mediante métodos como ensayos de dureza, pruebas de tracción y pruebas de impacto a bajas temperaturas.

c) Compatibilidad con sustancia de almacenamiento

- El material debe ser compatible con el producto almacenado en términos de corrosión, temperatura y presión. Esto se aplica no solo al cuerpo del tanque, sino también a los accesorios como tuberías, válvulas y uniones.

5.4.4 Intercambiadores

Los intercambiadores seleccionados para el sistema de almacenamiento son de tipología carcasa y tubos, en los que el fluido que circula a través de los tubos es el aceite térmico, mientras que por el exterior se encuentran las sales fundidas.

El sistema de intercambiadores de sales fundidas es especialmente característicos por las altas temperaturas que alcanza y por la corrosividad de las sales que circulan por el mismo. De este modo, la selección de los materiales empleados en el intercambiador es realmente importante.

Para este proyecto, se ha decidido optar por acero inoxidable tipo *AISI 316L* (Figura 5.12), cuyas propiedades permiten al intercambiador operar de forma segura y duradera a pesar de las condiciones previamente expuestas. Además, este tipo de

intercambiadores suelen estar provistos de algunos revestimientos adicionales para minimizar el impacto de la corrosión.



Figura 5.12. Acero inoxidable AISI 316L [67].

Para conocer con mayor precisión las características necesarias del tren de generación de vapor se ha calculado el UA de cada uno de los intercambiadores. Para todos ellos la eficiencia se ha fijado en un 80% ($\epsilon=0,8$).

Primero, se realiza un balance de potencia en el intercambiador para obtener los parámetros desconocidos. Es importante destacar que el cálculo se ha realizado para la carga del sistema de almacenamiento.

$$P_{Intercambiador} = \dot{m}_{Sales} \cdot \Delta T \cdot Cp_{Sales} = \dot{m}_{HTF_Sales} \cdot \Delta T \cdot Cp_{HTF}$$

Donde:

$P_{Intercambiador}$: Es la potencia del intercambiador. (MW)

\dot{m}_{Sales} : Es el caudal de sales fundidas que circula por el intercambiador. (kg/s)

Cp_{Sales} : Es el calor específico de las sales fundidas a la entrada. (kJ/kg·k)

ΔT : Es el gradiente de temperaturas. (°C)

\dot{m}_{HTF_Sales} : Es el caudal de HTF en el intercambiador. (kg/s)

Cp_{HTF} : Es el calor específico del HTF a la temperatura de entrada. (kJ/kg·k)

Puesto que se instalaran dos trenes de intercambiadores, se han dividido los caudales.

$$56,9 = \dot{m}_{Sales} \cdot (391 - 293) \cdot 1,55 = 235,7 \cdot (391 - T_{HTF_S}) \cdot 2,59$$

$$T_{HTF_S} = 297,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_{Sales} = 374,6 \text{ kg/s}$$

Donde:

T_{HTF_s} : Es la temperatura de salida del HTF del intercambiador. (°C)

A continuación, se ha calculado mediante el método ϵ -NTU el UA aproximado del intercambiador.

$$C_{max} = 610,5 \text{ kW/k}$$

$$C_{mín} = 454,2 \text{ kW/k}$$

$$C_r = 0,74$$

$$NTU = 2,74$$

$$UA_{Intercambiador} = 1244,4 \text{ kW/K}$$

5.5 Sistema auxiliar de energía térmica

Como se ha descrito con anterioridad, la planta dispondría de un sistema de generación auxiliar de energía térmica para calentar el HTF en caso de necesidad. Para ello, se dispone de calderas convencionales de gas natural y un sistema de intercambiadores por el que circulará el HTF hasta alcanzar la temperatura de consigna.

Para elevar la temperatura del HTF desde la temperatura mínima de activación del sistema (278 °C) hasta la temperatura mínima de operación del sistema (293 °C) se ha calculado que se precisa de 24,6 MW térmicos. Para ello, se ha decidido emplear 2 calderas convencionales de gas natural de 15 MW térmicos cada una de ellas, resultando en una potencia total de 30 MW térmicos. Esta capacidad supone un margen del 18 % de la potencia requerida, pudiendo así elevar la temperatura con mayor facilidad cuando las condiciones ambientales son desfavorables.



Figura 5.13. Calderas en la central termosolar “La Africana”, Córdoba [12].

En la Figura 5.13 se muestra una imagen aérea en la que se pueden observar las 3 calderas de gas natural empleadas en la central termosolar “La Africana”, situada en Córdoba. Esta planta de 50 MW ha sido una referencia fundamental para dimensionar la instalación propuesta en este proyecto. Del mismo modo, la central termosolar de Arenales, de la que ya se ha aportado información con anterioridad, emplea otras 3 calderas de gas natural de 15 MW térmicos cada una de ellas.

5.6 Otros sistemas auxiliares

Además del sistema auxiliar de energía térmica, la planta debe contar con una serie de sistemas que permitan la correcta operación de la instalación en condiciones de seguridad. En este apartado se recogen aspectos esenciales de algunos de los más destacables.

5.6.1 Sistema de tratamiento de agua

El sistema de tratamiento de agua de una planta de estas características, como se ha descrito previamente, resulta fundamental. Este tipo de sistemas, realizan una serie de labores que permiten la operación continua y eficaz de la instalación. Algunas de las tareas más importantes con las que la planta debe operar son las siguientes:

1. **Captación y filtración:** En primer lugar, el agua es tomada de la reserva disponible y es filtrada para eliminar grandes partículas en suspensión y otros sólidos de mayor tamaño antes de someterla a otros tratamientos más sofisticados.
2. **Desmineralización:** Sistema que elimina las impurezas contenidas en el agua, generalmente mediante el uso de resinas de intercambio iónico para eliminar cationes de sodio, calcio, o magnesio, y aniones como cloruros y sulfatos.
3. **Tratamiento biológico:** Con el objetivo de eliminar la presencia de microorganismos como bacterias, virus, u otros patógenos se emplean tratamientos con ozono, cloro, o luz ultravioleta.
4. **Tratamiento de aguas residuales:** Con el objetivo de cumplir con la normativa medioambiental, se aplican tratamientos específicos a los caudales de agua residual que minimicen el impacto de estos vertidos en el medio.

En el caso de este proyecto, se optará por los medios más convencionales en lo concerniente a este sistema, haciendo uso de mallas de filtrado, equipos de ósmosis inversa, electrodesionización, y desinfección.

5.6.2 Sistemas de seguridad

Los sistemas auxiliares relativos a la seguridad en la operación de la planta son fundamentales para proteger las instalaciones y equipos, así como a las personas que trabajan en ella.

Sistemas contraincendios

En primer lugar, la protección contra incendios y gases es fundamental: se instalan detectores de humo, temperatura y gases en salas de bombas, sistemas de control y áreas eléctricas, junto con equipos de extinción automáticos (rociadores, agua nebulizada o espuma) y extintores portátiles distribuidos por toda la planta. La compartimentación de las zonas y las rutas de evacuación garantizan una respuesta rápida en caso de emergencia.

Sistemas de protección del HTF

El sistema de protección del fluido caloportador (HTF) incluye tanques y colectores de drenaje para contener posibles derrames, sensores que detectan fugas o sobrecalentamientos y válvulas de corte de emergencia que permiten aislar sectores del campo solar. En plantas que utilizan sales fundidas, se añaden sistemas de calefacción y recirculación para evitar la solidificación del fluido.

Sistemas de seguridad en el control e instrumentación

La seguridad lógica y de control se basa en un sistema automatizado que monitoriza todas las variables críticas y genera alarmas jerarquizadas. Este sistema se complementa con un “*Safety Instrumented System (SIS)*” o sistema de parada de emergencia, que ejecuta acciones automáticas ante condiciones peligrosas, como la parada de bombas o el aislamiento de líneas. Los interbloques mecánicos y lógicos garantizan que las maniobras y secuencias de operación se realicen solo cuando las condiciones son seguras.

Sistemas de seguridad eléctrica

En la parte eléctrica, se integran protecciones contra sobrecorrientes, sobretensiones y arcos eléctricos, así como sistemas de respaldo (UPS y grupos electrógenos) que aseguran el funcionamiento del control durante cortes de energía. En los colectores solares, los seguidores cuentan con frenos de seguridad, finales de carrera y protecciones frente al viento, que posicionan los espejos en modo seguro automáticamente cuando las condiciones meteorológicas lo requieren.

5.6.3 Sistema de abastecimiento de gas natural

Para el abastecimiento del gas natural consumido por las calderas del sistema auxiliar de energía térmica, es necesario disponer de la infraestructura o del sistema de suministro adecuado. De este modo, la instalación del proyecto se ha diseñado para albergar una planta satélite de gas natural criogenizado, como es usual encontrar en la mayoría de plantas de estas características.

En la Figura 5.14 se muestra la planta satélite de gas natural de la planta termosolar Anasol, en Granada.



Figura 5.14. Planta de gas natural satélite de central Andasol, Granada [12].

Puesto que en la planta proyecto el consumo de gas natural calculado se encuentra entorno a $3,4 \text{ m}^3/\text{h}$ ($1,7 \text{ m}^3/\text{h}$ cada caldera de 15 MWt) y suponiendo un funcionamiento de 8 horas al día durante las noches de los meses más fríos, se ha optado por disponer de 2 tanques de 600 m^3 . Esto supone de manera aproximada una autonomía de 45 noches de funcionamiento ininterrumpido.

5.6.4 Sistema de aire comprimido

El sistema de aire comprimido proporciona la energía neumática necesaria para accionar válvulas, instrumentos y equipos auxiliares en diferentes partes de la planta. Es un servicio auxiliar esencial, ya que muchos sistemas de control y seguridad dependen de un suministro de aire limpio, seco y estable. Su función principal es garantizar el funcionamiento fiable de los actuadores neumáticos del campo solar, las válvulas de control del bloque de potencia, y otros equipos de instrumentación y mantenimiento.

El sistema de aire comprimido deberá contar con los siguientes equipos:

- Compresores
- Sistema de filtrado
- Enfriadores y separadores
- Depósitos de aire
- Red de distribución

La red de aire comprimido de este tipo de plantas suele trabajar a presiones de entre 6 y 8 bares.

5.7 Sistema eléctrico

La instalación eléctrica es un elemento fundamental para establecer la conexión entre los equipos de generación y la red de suministro. Este sistema está compuesto de multitud de equipos como transformadores, sistemas de protección, líneas de evacuación etc.

Generalmente, en los sistemas eléctricos de las plantas de producción de potencia, se recurre a dividir estos sistemas por su rango de tensiones, de este modo, se ha realizado la división según los rangos que se muestran en la Tabla:

Tabla 5.12. Tensiones del sistema eléctrico.

| Sistema eléctrico | Tensión |
|-------------------|-----------|
| ALTA TENSIÓN | 20 kV |
| MEDIA TENSIÓN | 6 kV |
| BAJA TENSIÓN | 380-220 V |

El diseño del sistema de la planta se estructurará por tanto del siguiente modo:

1. **Línea de evacuación de potencia:** Se trata de la línea de vertido de la energía eléctrica que proviene del generador eléctrico conectado a la turbina de vapor.
2. **Transformadores de Alta/Media tensión:** Los transformadores de alta tensión reducen la tensión desde los 20 kV de la línea de evacuación hasta los 6 kV de media tensión. La red de media tensión permite alimentar grandes equipos de mayor potencia.
3. **Transformadores de Media/Baja tensión:** Los transformadores de media/baja tensión reducen la tensión de 6 kV a tensiones menores de 400 V para consumo de equipos de menor potencia.
4. **Sistemas de control y protección:** Son los sistemas encargados de mantener la seguridad y la correcta operación de la red eléctrica en todos sus rangos de tensión, como seccionadores, conmutadores, interruptores, protección contra rayos etc.
5. **Subestación eléctrica (400 kV):** La subestación se compone de diversos elementos de seguridad, seccionadores, interruptores, y elementos de transporte y distribución, que permiten conectar dos redes eléctricas de corriente alterna, a máxima potencia con el objetivo de transportar la energía a través de la red eléctrica de alta tensión (Figura 5.15).

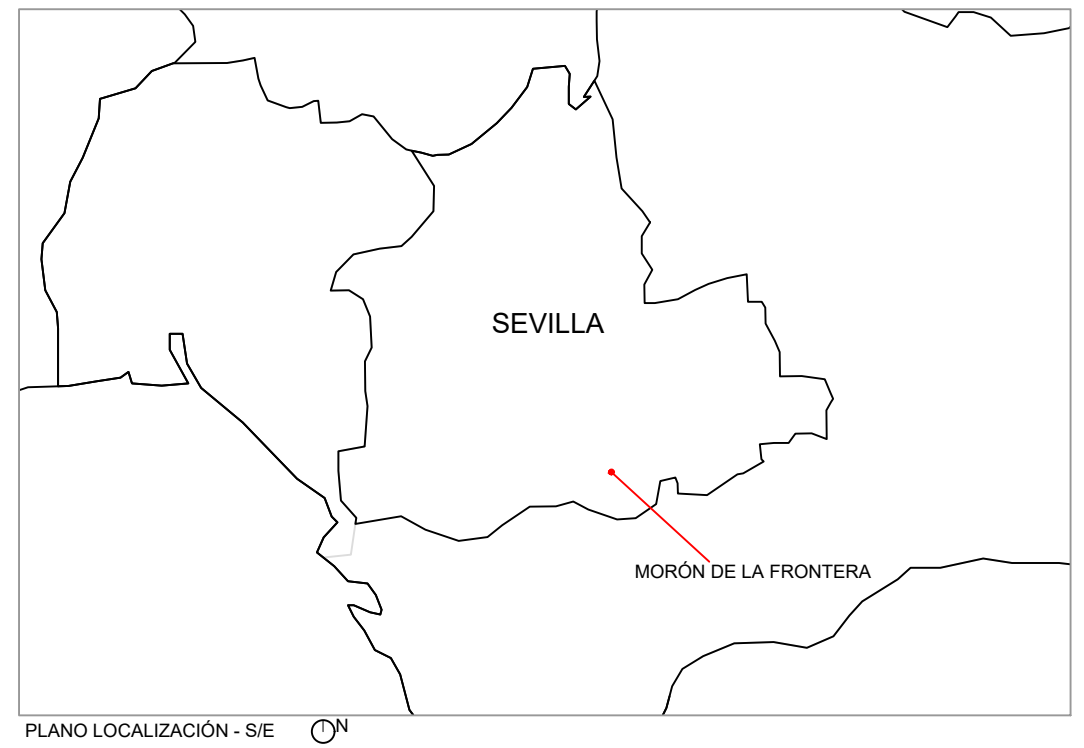


Figura 5.15. Subestación eléctrica.


1. Situación
2. Emplazamiento
3. Disposición de instalaciones
4. Disposición de la isla de potencia
5. Diagrama simplificado de proceso
6. Diagrama de operación HTF – 1
7. Diagrama de operación HTF – 2
8. Diagrama de operación HTF – 3
9. Esquema unifilar general

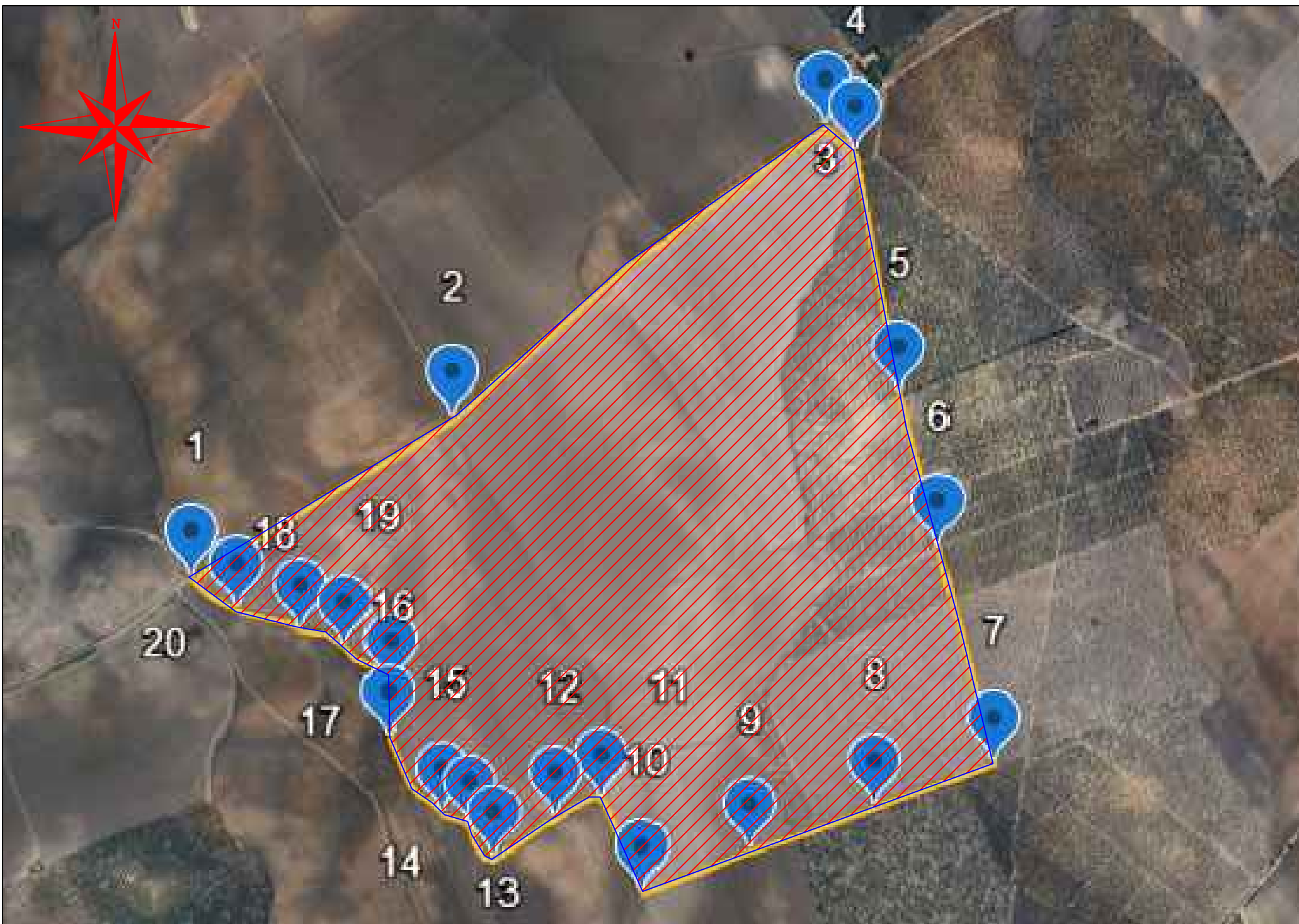


PLANO GENERAL ESPAÑA S/E 



PLANO LOCALIZACIÓN - S/E 

| | | | |
|---|-----------------------|--|--------------------------------------|
| UNIVERSIDAD DE SEVILLA ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA | | DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA DE LA CONSTRUCCIÓN Y PROYECTOS DE INGENIERÍA | |
|   Escuela Técnica Superior de INGENIERÍA DE SEVILLA | | <i>ANTEPROYECTO DE INSTALACIÓN TERMOSOLAR CON TECNOLOGÍA CILINDROPARABÓLICA PARA ABASTECER AERÓDROMO</i> | |
| PROYECTADO: Francisco Javier Mediano Prieto | | Situación | |
| UNIDADES : | FECHA : 12/04/2025 | Nº TOTAL DE PLANOS : - | Nº DE PLANO: 1 ESCALA : S/E |



LEYENDA



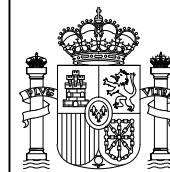
Terreno disponible - 197,11 hm²



Perímetro - 6.197,01 m

UNIVERSIDAD DE SEVILLA

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA



DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA DE LA
CONSTRUCCIÓN Y PROYECTOS DE INGENIERÍA

ANTEPROYECTO DE INSTALACIÓN TERMOSOLAR
CON TECNOLOGÍA CILINDROPARABÓLICA PARA
ABASTECER AERÓDROMO

PROYECTADO:

Francisco Javier Mediano Prieto

Emplazamiento

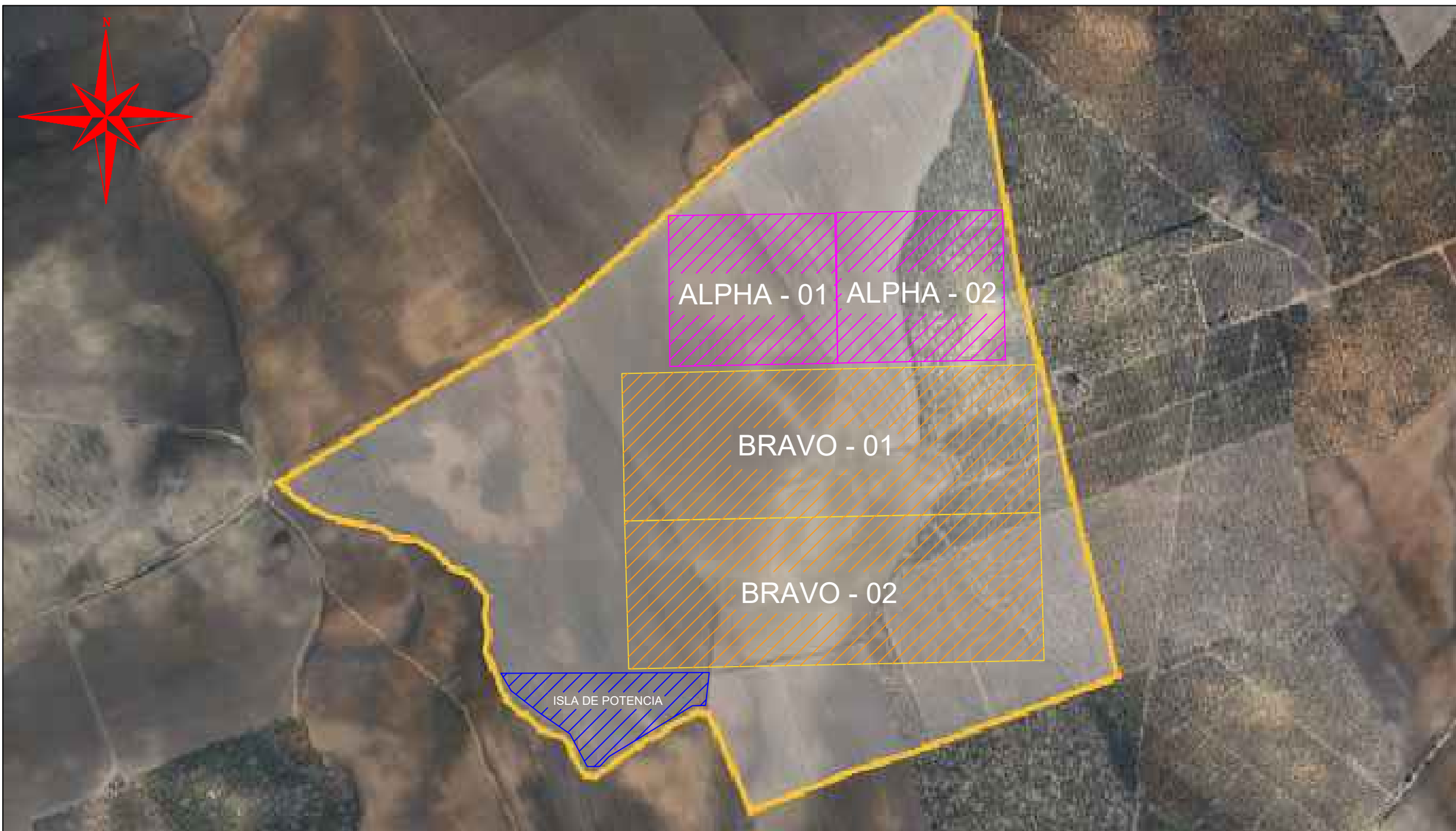
UNIDADES:

FECHA:
12/04/2025

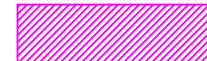

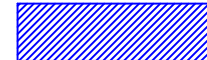
Nº TOTAL DE
PLANOS:
-

Nº DE PLANO:
2

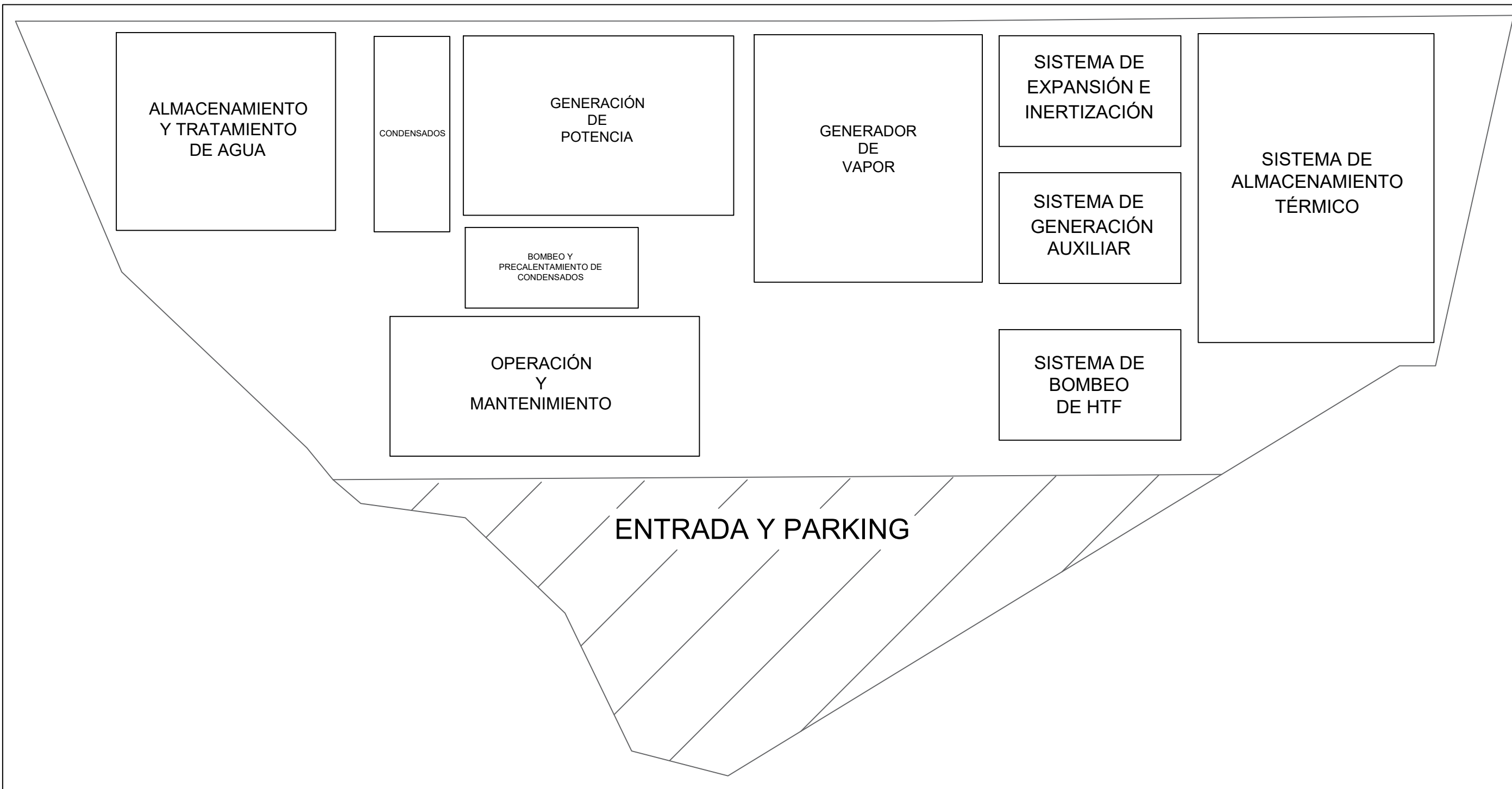
ESCALA:
1/10000



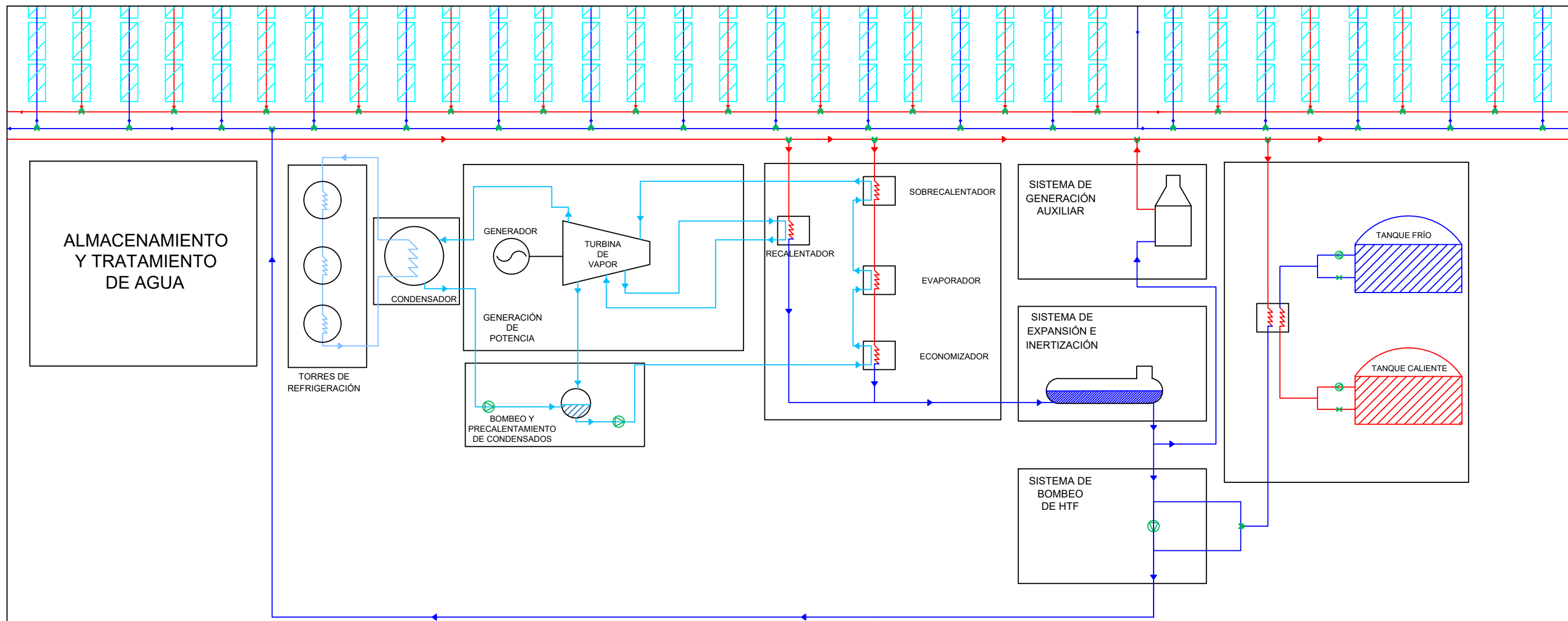
LEYENDA

-  Campo solar - Zonas ALPHA (2 x 13,84 hm²)
-  Campo solar - Zonas BRAVO (2 x 33,84 hm²)
-  Acceso e Isla de potencia 6,14 hm²

| | |
|---|--|
| UNIVERSIDAD DE SEVILLA ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA   | DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA DE LA CONSTRUCCIÓN Y PROYECTOS DE INGENIERÍA |
| PROYECTADO: Francisco Javier Mediano Prieto | <i>ANTEPROYECTO DE INSTALACIÓN TERMOSOLAR CON TECNOLOGÍA CILINDROPARABÓLICA PARA ABASTECER AERÓDROMO</i> |
| UNIDADES: | Disposición de instalaciones |
| FECHA: 12/04/2025 | N° TOTAL DE PLANOS: - |
| N° DE PLANO: 3 | ESCALA: 1/10000 |



| | | | |
|---|---------------------------------|---|------------|
| UNIVERSIDAD DE SEVILLA | | DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA DE LA CONSTRUCCIÓN Y PROYECTOS DE INGENIERÍA | |
| ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA | | ANTEPROYECTO DE INSTALACIÓN TERMOSOLAR CON TECNOLOGÍA CILINDROPARABÓLICA PARA ABASTECER AERÓDROMO | |
|   | | Disposición de Isla de Potencia | |
| PROYECTADO: | Francisco Javier Mediano Prieto | FECHA: | 12/04/2025 |
| UNIDADES: | | Nº TOTAL DE PLANOS: | - |
| | | Nº DE PLANO: | 4 |
| | | ESCALA: | S/E |

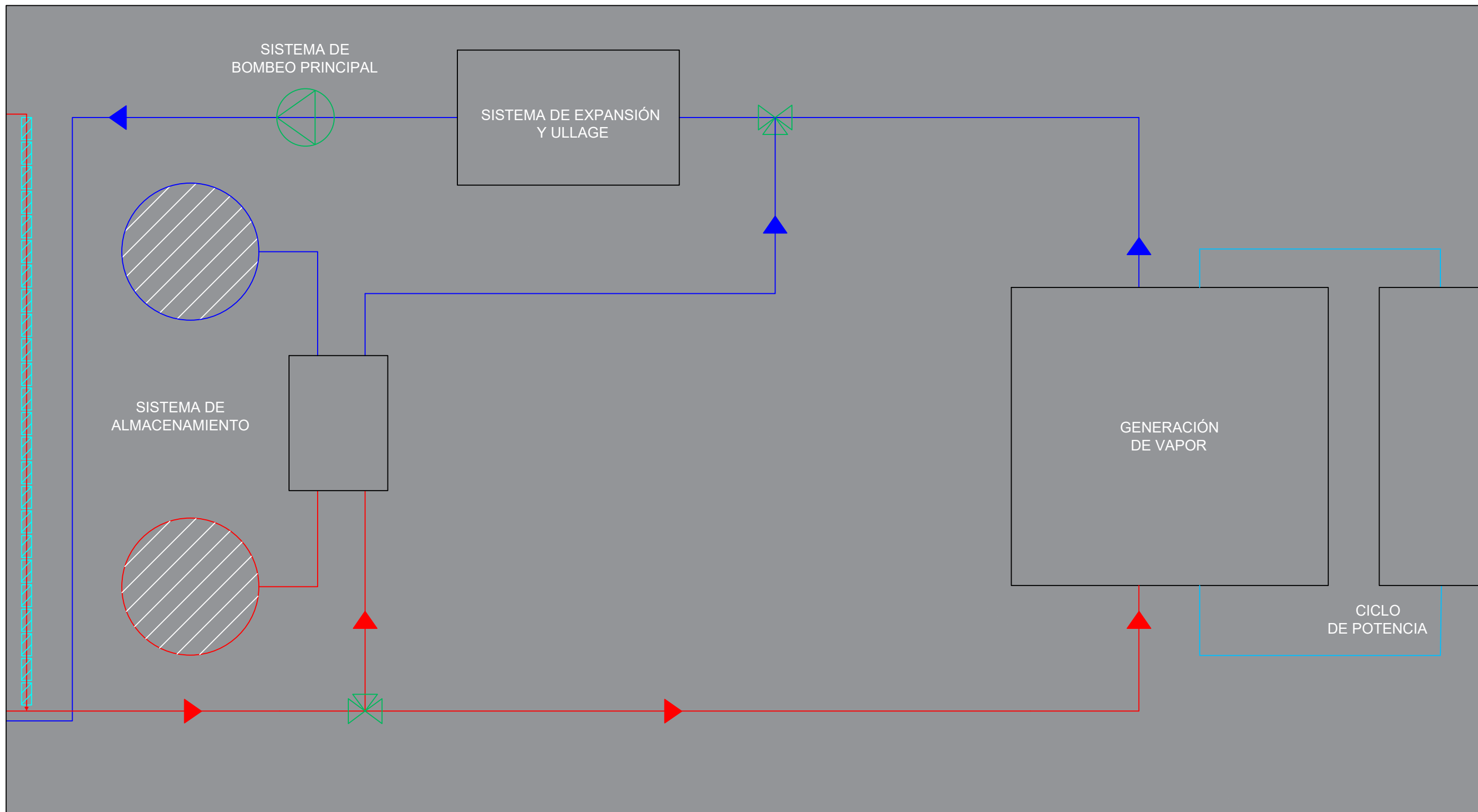


LEYENDA





- Agua Refrigeración
- Agua/Vapor
- HTF/Sales Caliente
- HTF/Sales Frío
- Bomba
- Válvula

| | |
|--|--|
| UNIVERSIDAD DE SEVILLA ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA | DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA DE LA CONSTRUCCIÓN Y PROYECTOS DE INGENIERÍA |
| | ANTEPROYECTO DE INSTALACIÓN TERMOSOLAR CON TECNOLOGÍA CILINDROPARABÓLICA PARA ABASTECER AERÓDROMO |
| PROYECTADO: Francisco Javier Mediano Prieto | |
| UNIDADES: | FECHA: 12/04/2025 |
| N° TOTAL DE PLANOS: | N° DE PLANO: 5 |
| ESCALA: | S/E |

Diagrama simplificado
de Isla de potencia

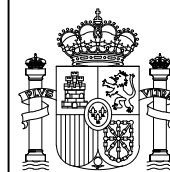


LEYENDA

-  HTF/Sales Caliente
-  HTF/Sales Frío
-  Bomba
-  Válvula Abierta

UNIVERSIDAD DE SEVILLA

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA



PROYECTADO:

Francisco Javier Mediano Prieto

UNIDADES:

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA DE LA
CONSTRUCCIÓN Y PROYECTOS DE INGENIERÍA

*ANTEPROYECTO DE INSTALACIÓN TERMOSOLAR
CON TECNOLOGÍA CILINDROPARABÓLICA PARA
ABASTECER AERÓDROMO*

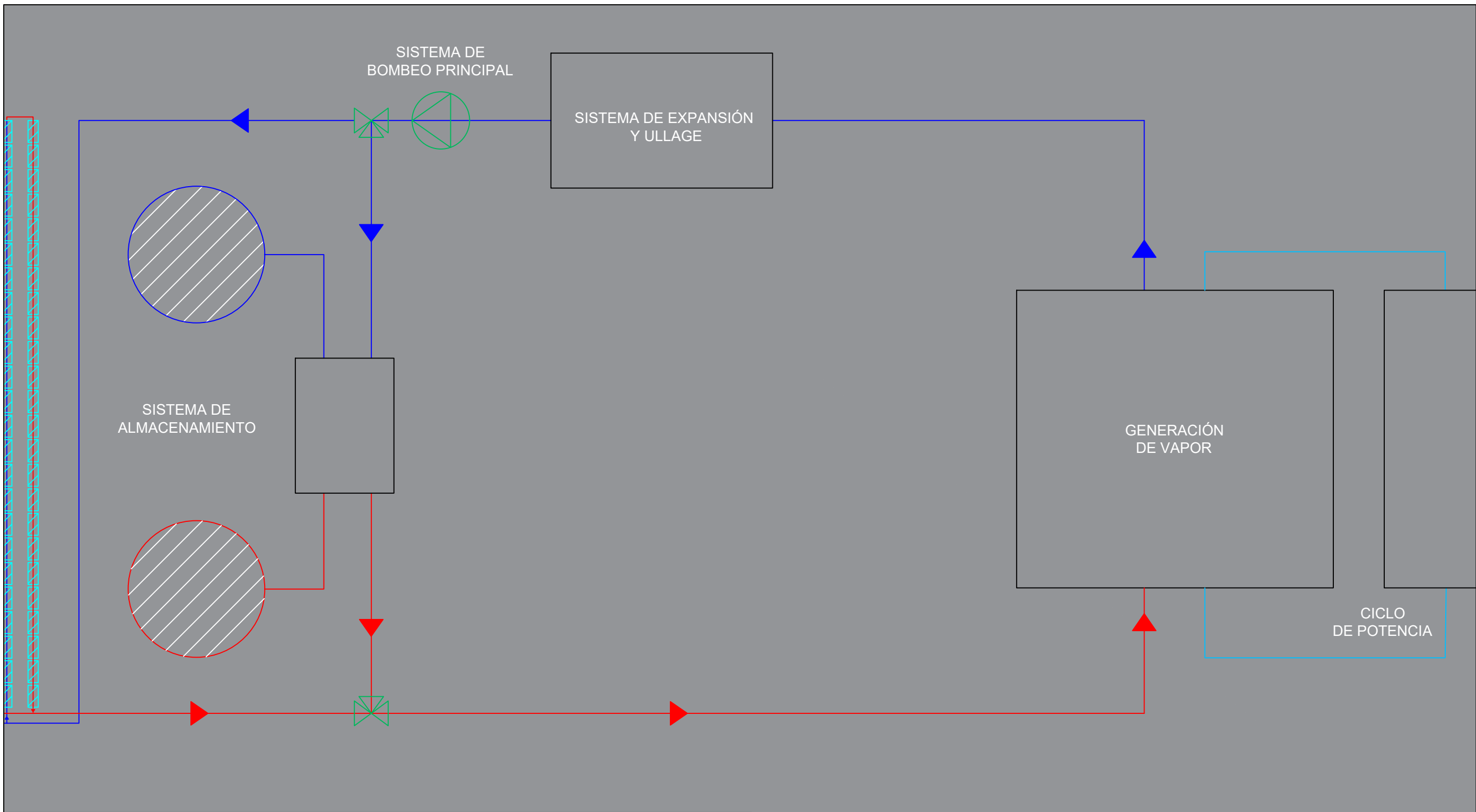
Diagrama de procesos – HTF
MODO 1 – OPERACIÓN Y CARGA

FECHA:
12/04/2025

Nº TOTAL DE
PLANOS:
-

Nº DE PLANO:
6

ESCALA:
S/E

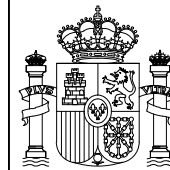


LEYENDA

- HTF/Sales Caliente
- HTF/Sales Frío
- Bomba
- Válvula Abierta

UNIVERSIDAD DE SEVILLA

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA



PROYECTADO:

Francisco Javier Mediano Prieto

UNIDADES:

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA DE LA
CONSTRUCCIÓN Y PROYECTOS DE INGENIERÍA

*ANTEPROYECTO DE INSTALACIÓN TERMOSOLAR
CON TECNOLOGÍA CILINDROPARABÓLICA PARA
ABASTECER AERÓDROMO*

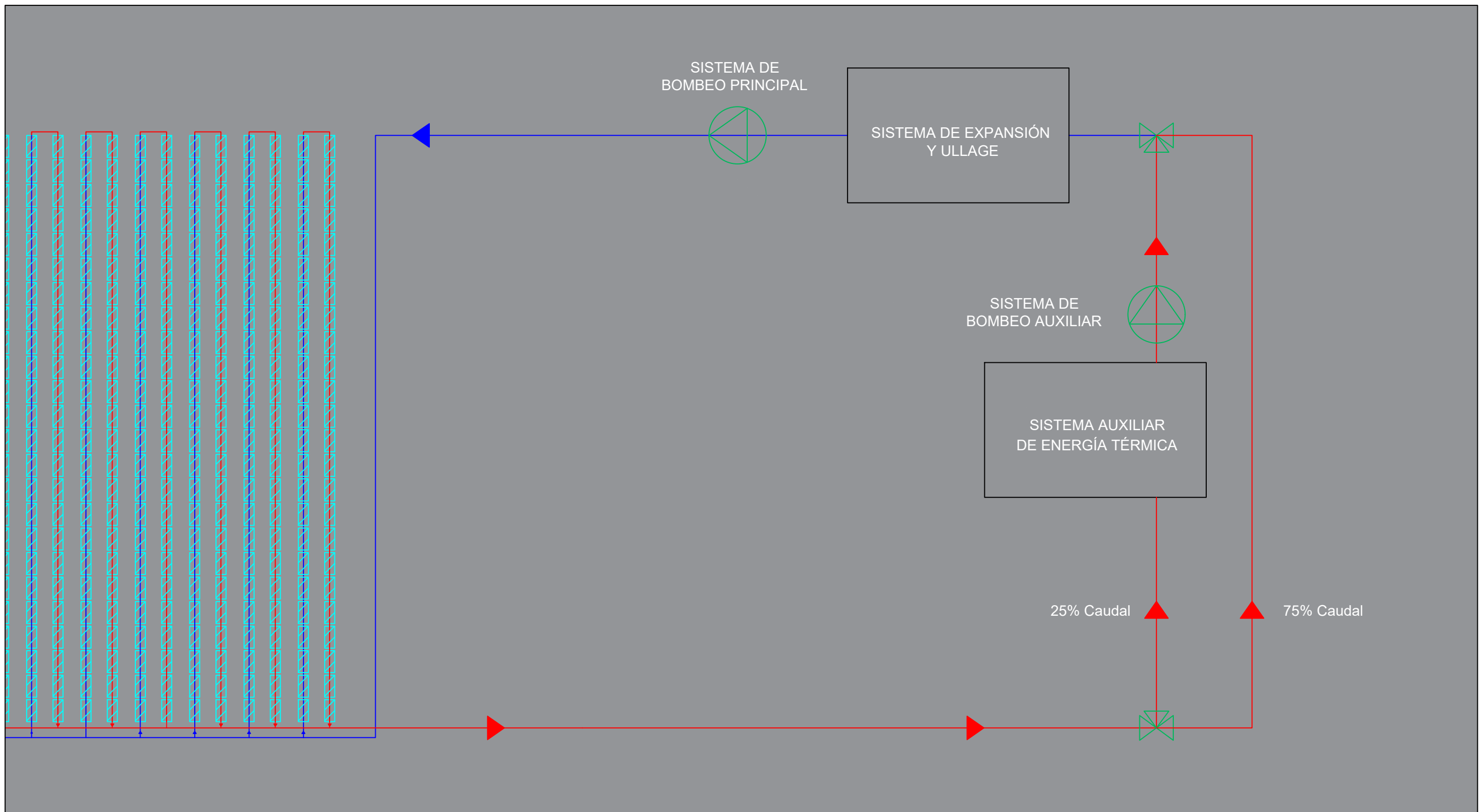
Diagrama de procesos – HTF
MODO 2 – OPERACIÓN Y DESCARGA

FECHA:
12/04/2025



Nº TOTAL DE
PLANOS:
-

Nº DE PLANO:
7

ESCALA:
S/E

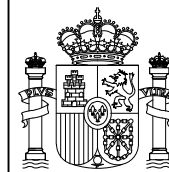


LEYENDA

- HTF/Sales Caliente
- HTF/Sales Frío
-  Bomba
-  Válvula Abierta

UNIVERSIDAD DE SEVILLA

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA



PROYECTADO:

Francisco Javier Mediano Prieto

UNIDADES:

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA DE LA
CONSTRUCCIÓN Y PROYECTOS DE INGENIERÍA

*ANTEPROYECTO DE INSTALACIÓN TERMOSOLAR
CON TECNOLOGÍA CILINDROPARABÓLICA PARA
ABASTECER AERÓDROMO*

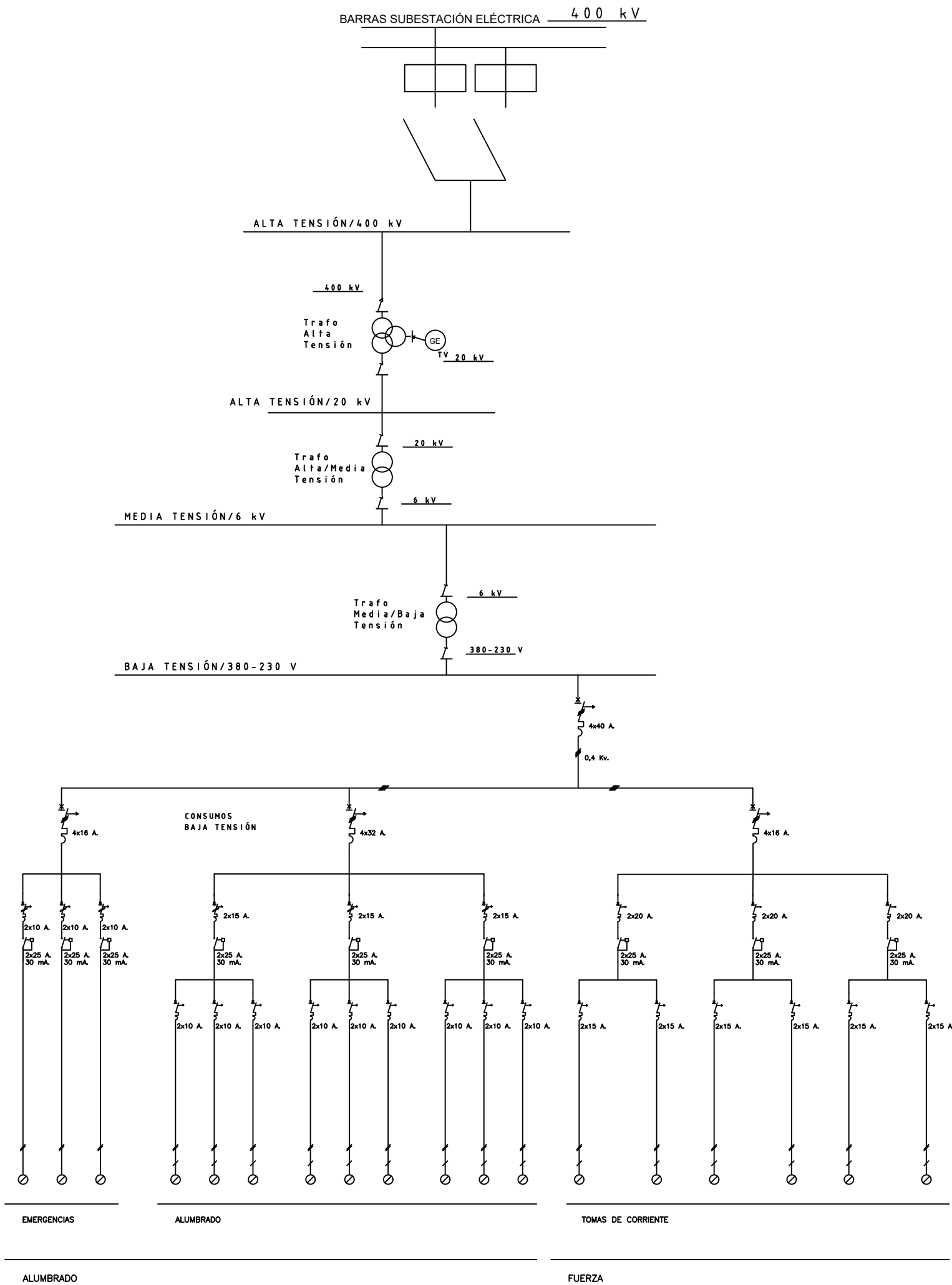
Diagrama de procesos – HTF
MODO 3 – NOCHE

FECHA:
12/04/2025

Nº TOTAL DE
PLANOS:
-

Nº DE PLANO:
8

ESCALA:
S/E



Esquema Unifilar Sistema eléctrico general

| | | | |
|--|---|--------------------------|---|
| UNIVERSIDAD DE SEVILLA ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA  Escuela Técnica Superior de INGENIERÍA DE SEVILLA | DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA DE LA CONSTRUCCIÓN Y PROYECTOS DE INGENIERÍA | | |
| | ANTEPROYECTO DE INSTALACIÓN TERMOSOLAR CON TECNOLOGÍA CILINDROPARABÓLICA PARA ABASTECER AERÓDROMO | | |
| PROYECTADO: Francisco Javier Mediano Prieto | Esquema Unifilar General | | |
| UNIDADES: | FECHA: 12/04/2025 | Nº TOTAL DE PLANOS: - | Nº DE PLANO: 9 ESCALA: S/E |

7 EVALUACIÓN ECONÓMICA

En este apartado se recoge información general de carácter económico resultado del dimensionamiento de la planta termosolar objetivo de este trabajo. Si bien es cierto que este trabajo se centra en la ingeniería básica y características técnicas de la planta, el aspecto económico juega un papel crucial en cualquier proyecto, y es por este motivo que se ha decidido incluir este apartado.

Es importante destacar que, debido a la dificultad para obtener precios y costes reales de una instalación de esta envergadura para un trabajo académico, se han utilizado los valores de la base de datos económicos que proporciona SAM para poder realizar una estimación lo más realista posible.

También cabe destacar que para los cálculos de costes no se han tenido en cuenta los costes asociados al combustible fósil para mantener las temperaturas mínimas de operación del HTF puesto que no se ha abordado el estudio detallado del clima, por lo que no se han establecido con exactitud las horas de funcionamiento de este sistema.

7.1 Datos generales

En primer lugar, se han calculado los costes de la instalación, tanto directos como indirectos. Los valores introducidos y los obtenidos se recogen en la siguiente Tabla 7.1.

Los valores correspondientes a las columnas de precio se han obtenido de la base de datos de SAM.

Tabla 7.1. Costes de Instalación [31].

| <i>Costes de Instalación</i> | <i>Precio [\$]</i> | <i>Precio [€]</i> | <i>Unidades</i> | <i>Total</i> |
|---|------------------------------|-----------------------------|--------------------------|-------------------------|
| COSTES DIRECTOS | | | | |
| <i>Campo Solar</i> | 153,00 \$/m ² | 132,90 €/m ² | 274.680,0 m ² | 36.495.162,00 € |
| <i>Sistema de Fluido de Trabajo HTF</i> | 48,40 \$/m ² | 42,00 €/m ² | 274.680,0 m ² | 11.524.788,00 € |
| <i>Sistema de Almacenamiento</i> | 62,00 \$/kWht | 55,18 €/ kWht | 510 MWht | 28.141.800,00 € |
| <i>Central Eléctrica</i> | 910,00 \$/kWe | 809,90 €/ kWe | 25 MWe | 20.247.500,00 € |
| <i>Contingencias</i> | - | - | 5% | 4.575.739,20 € |
| <i>Total Costes Directos</i> | | | | 101.229.712,50 € |
| COSTES INDIRECTOS | | | | |
| <i>Costes de EPC (10)</i> | - | - | 11% | 11.135.268,40 € |
| <i>Costes del Terreno</i> | 4.447,90 \$/ hm ² | 3.861,70 €/ hm ² | 197,11 hm ² | 761.172,97 € |
| <i>Total Costes Indirectos</i> | | | | 11.896.441,40 € |
| COSTES TOTALES DE INSTALACIÓN | | | | |
| TOTAL | | | | 113.126.153,90€ |

En la Tabla 7.2 se muestran los costes de operación anuales.

Tabla 7.2. Costes de Operación [31].

| <i>Costes de Operación</i> | <i>Precio [\$]</i> | <i>Precio [€]</i> | <i>Unidades</i> | <i>Total</i> |
|-------------------------------------|--------------------|-------------------|-----------------|-------------------------------------|
| COSTES FIJOS SEGÚN CAPACIDAD | | | | |
| <i>Coste Anual</i> | 80,00 \$/kW/año | 71,20 €/kW/año | 25 MW | 1.780.000,00 €/año |
| <i>Total</i> | | | | 1.780.000,00 €/año |

7.2 Flujos de caja

A continuación, con el objetivo de proporcionar los flujos de caja aproximados durante los primeros 30 años del proyecto se han estimado algunos de los parámetros económicos, los cuales se recogen en la siguiente Tabla 7.3:

Tabla 7.3. Datos económicos [31].

| | |
|--|--------------------------|
| | |
| <i>Inversión inicial</i> | 113.126.153,90€ |
| <i>Financiación con deuda (50%)</i> | 56.563.076,95 € |
| <i>Capital propio (50%)</i> | 56.563.076,95 € |
| <i>Coste operativo (anual)</i> | 1.780.000,00 € |
| <i>Producción estimada (Horas equivalentes)</i> | 3.950 Horas equivalentes |
| <i>Producción estimada (Energía)</i> | 98.750 MWh/año |
| <i>Precio estimado de la energía eléctrica en España</i> | 80 €/MWh |
| <i>Ahorros anuales</i> | 7.900.000,00 € |
| <i>Plazo</i> | 30 Años |
| <i>Modelo de deuda</i> | Francés |
| <i>Interés de la deuda</i> | 3% |
| <i>Tasa de descuento</i> | 5% |

En la Tabla 7.4 se recogen los flujos de caja obtenidos según los parámetros indicados anteriormente. Estos flujos de caja permiten analizar de una forma más sencilla el aspecto económico del anteproyecto.

Tabla 7.4. Flujos de caja.

| Año | Ahorro [€] | Costes operativos [€] | Amortización [€] | Intereses [€] | Cuota total [€] | Flujo neto [€] | Saldo de deuda [€] |
|-----|---------------|-----------------------------|---------------------|------------------|-----------------------|-------------------|--------------------------|
| 0 | 0,00 | 0 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | -56.563.076 | - |
| 1 | 7.900.000 | 1.780.000 | 1.188.913 | 1.696.892 | 2.885.806 | 3.234.193 | 56.563.076 |
| 2 | 7.900.000 | 1.780.000 | 1.224.581 | 1.661.224 | 2.885.806 | 3.234.193 | 55.374.162 |
| 3 | 7.900.000 | 1.780.000 | 1.261.318 | 1.624.487 | 2.885.806 | 3.234.193 | 54.149.581 |
| 4 | 7.900.000 | 1.780.000 | 1.299.158 | 1.586.647 | 2.885.806 | 3.234.193 | 52.888.262 |
| 5 | 7.900.000 | 1.780.000 | 1.338.133 | 1.547.673 | 2.885.806 | 3.234.193 | 51.589.104 |
| 6 | 7.900.000 | 1.780.000 | 1.378.277 | 1.507.529 | 2.885.806 | 3.234.193 | 50.250.971 |
| 7 | 7.900.000 | 1.780.000 | 1.419.625 | 1.466.180 | 2.885.806 | 3.234.193 | 48.872.694 |
| 8 | 7.900.000 | 1.780.000 | 1.462.214 | 1.423.592 | 2.885.806 | 3.234.193 | 47.453.068 |
| 9 | 7.900.000 | 1.780.000 | 1.506.080 | 1.379.725 | 2.885.806 | 3.234.193 | 45.990.854 |
| 10 | 7.900.000 | 1.780.000 | 1.551.263 | 1.334.543 | 2.885.806 | 3.234.193 | 44.484.773 |
| 11 | 7.900.000 | 1.780.000 | 1.597.800 | 1.288.005 | 2.885.806 | 3.234.193 | 42.933.510 |
| 12 | 7.900.000 | 1.780.000 | 1.645.734 | 1.240.071 | 2.885.806 | 3.234.193 | 41.335.709 |
| 13 | 7.900.000 | 1.780.000 | 1.695.107 | 1.190.699 | 2.885.806 | 3.234.193 | 39.689.974 |
| 14 | 7.900.000 | 1.780.000 | 1.745.961 | 1.139.845 | 2.885.806 | 3.234.193 | 37.994.867 |
| 15 | 7.900.000 | 1.780.000 | 1.798.343 | 1.087.463 | 2.885.806 | 3.234.193 | 36.248.906 |
| 16 | 7.900.000 | 1.780.000 | 1.852.289 | 1.033.516 | 2.885.806 | 3.234.193 | 34.450.563 |
| 17 | 7.900.000 | 1.780.000 | 1.907.858 | 977.948 | 2.885.806 | 3.234.193 | 32.598.273 |
| 18 | 7.900.000 | 1.780.000 | 1.965.093 | 920.712 | 2.885.806 | 3.234.193 | 30.690.415 |
| 19 | 7.900.000 | 1.780.000 | 2.024.046 | 861.759 | 2.885.806 | 3.234.193 | 28.725.321 |
| 20 | 7.900.000 | 1.780.000 | 2.084.767 | 801.038 | 2.885.806 | 3.234.193 | 26.701.275 |

| Año | Ahorro [€] | Costes operativos [€] | Amortización [€] | Intereses [€] | Cuota total [€] | Flujo neto [€] | Saldo de deuda [€] |
|-----|---------------|-----------------------------|---------------------|------------------|-----------------------|-------------------|--------------------------|
| 21 | 7.900.000 | 1.780.000 | 2.147.310 | 738.495 | 2.885.806 | 3.234.193 | 24.616.508 |
| 22 | 7.900.000 | 1.780.000 | 2.211.730 | 674.075 | 2.885.806 | 3.234.193 | 22.469.198 |
| 23 | 7.900.000 | 1.780.000 | 2.278.082 | 607.724 | 2.885.806 | 3.234.193 | 20.257.467 |
| 24 | 7.900.000 | 1.780.000 | 2.346.424 | 539.381 | 2.885.806 | 3.234.193 | 17.979.385 |
| 25 | 7.900.000 | 1.780.000 | 2.416.817 | 468.988 | 2.885.806 | 3.234.193 | 15.632.960 |
| 26 | 7.900.000 | 1.780.000 | 2.489.321 | 396.484 | 2.885.806 | 3.234.193 | 13.216.143 |
| 27 | 7.900.000 | 1.780.000 | 2.563.001 | 321.804 | 2.885.806 | 3.234.193 | 10.726.821 |
| 28 | 7.900.000 | 1.780.000 | 2.637.917 | 244.888 | 2.885.806 | 3.234.193 | 8.162.959 |
| 29 | 7.900.000 | 1.780.000 | 2.720.129 | 165.676 | 2.885.806 | 3.234.193 | 5.522.556 |
| 30 | 7.900.000 | 1.780.000 | 2.802.426 | 84.072 | 2.885.806 | 3.234.193 | 2.802.426 |

El proyecto requiere una inversión inicial de 113.126.153,90, financiando el 50% de esta inversión mediante un préstamo a 30 años con un interés anual del 3 % bajo el modelo francés de amortización, lo que implica una cuota constante cercana a 2.885.806 euros al año.

Durante todo el periodo, los ingresos/ahorros anuales ascienden a 7.900.000 euros, mientras que los costes operativos se mantienen en 1.780.000 euros, generando un EBITDA estable de 6.120.000 euros cada ejercicio.

Tras el pago de la deuda, el flujo neto anual disponible se sitúa en torno a 3.234.000 euros, lo que representa un flujo positivo constante que permite recuperar holgadamente la inversión inicial.

A lo largo de los 30 años de vida del préstamo, se pagarían aproximadamente 26 millones de euros en intereses y se amortizaría la totalidad del principal, es decir, los 56,6 millones de euros inicialmente financiados. En conjunto, el proyecto genera un saldo acumulado final de alrededor de 153,6 millones de euros, reflejando una rentabilidad sostenida y una fuerte capacidad de generación de caja durante todo el periodo de análisis.

7.3 VAN y TIR

A continuación, y respetando los parámetros designados para el cálculo de los flujos de caja, se ha calculado el VAN y el TIR.

7.3.1 VAN

El Valor Actual Neto (VAN) mide la rentabilidad de un proyecto descontando todos los flujos de caja al valor presente. Para calcularlo se ha realizado la siguiente operación:

$$VAN = \sum_{t=0}^n \frac{F_t}{(1+r)^t} - C_0$$

Donde:

F_t : Es el flujo de caja en el periodo t .

t : Es el número de periodo.

r : Es la tasa de descuento.

C_0 : Es el desembolso inicial.

n : Es el número total de periodos.

Cuando se calcula el VAN de un proyecto se pueden obtener 3 grupos de resultados:

- $VAN > 0$: El proyecto es rentable.
- $VAN = 0$: El proyecto es indiferente.
- $VAN < 0$: El proyecto no es rentable.

En este caso, el resultado obtenido es el siguiente:

$$VAN = 3.929.749€$$

Por lo que el proyecto es rentable para las condiciones determinadas.

7.3.2 TIR

La TIR o Tasa Interna de Retorno, es la tasa de descuento que hace que el VAN sea igual a cero. Para calcularla se realiza la misma operación que para el VAN, solo que

esta vez se iguala a 0, ya que la tasa de descuento pasa a ser la incógnita:

$$0 = \sum_{t=0}^n \frac{F_t}{(1+r)^t} - C_0$$

Esta ecuación no se puede resolver algebraicamente en la mayoría de los casos, por lo que se usa software como Excel, o calculadoras financieras para encontrarla. El resultado obtenido es el siguiente:

$$TIR = 5,32\%$$

Este valor representa el límite de rentabilidad a partir del cual el proyecto deja de ser rentable económicamente, por lo que se deberá contar con otro tipo de incentivos o beneficios fiscales en caso de una financiación cuya tasa de interés supere dicho umbral.

7.3.3 Conclusión

El proyecto presenta un VAN positivo de unos 3,9 millones de euros al descontar los flujos al 5 %, lo que indica que genera valor por encima del coste de oportunidad del capital.

La TIR del 5,32 % es ligeramente superior a la tasa de descuento, lo que confirma que el proyecto es financieramente viable, aunque con un margen ajustado de rentabilidad.

8 CONCLUSIÓN

En este trabajo de fin de grado se ha demostrado la viabilidad técnica, y se ha realizado un estudio preliminar sobre la viabilidad económica de implementar una central termosolar de colectores cilindro parabólicos en la zona geográfica designada considerando las condiciones climáticas, geográficas y tecnológicas. Mediante el estudio del recurso solar, se ha podido comprobar que las condiciones de energía radiante en el emplazamiento son muy favorables, lo que supone un aliciente muy importante para implementar este tipo de tecnología. Asimismo, los factores topográficos y la orografía no suponen un impedimento en la construcción y mantenimiento de la instalación.

Con respecto a la tecnología de la central, se han identificado y estudiado los principales componentes del sistema, incluyendo los colectores, el sistema de almacenamiento térmico y el ciclo de potencia, evidenciando su capacidad para operar de manera continua y estable, incluso en ausencia temporal de radiación solar directa. Además, se han tomado como ejemplo otras plantas termosolares de características similares que avalan la implementación de este tipo de sistemas.

Finalmente, se ha realizado una estimación económica a modo de proveer una aproximación a los costes que implica la instalación de una central termosolar de estas características, que pese al gran desembolso que supone, representa una alternativa sustentable, eficiente y escalable para contribuir a la matriz energética con fuentes renovables.

Este documento supone, además, una oportunidad para comprender como funcionan las etapas preliminares del desarrollo de un proyecto de gran envergadura, diferenciando los diferentes retos tecnológicos, económicos y medioambientales.

La estructura actual supone un punto de partida para la elaboración de una segunda fase del anteproyecto, en la que la extensión permitiría llevar a cabo análisis más exhaustivos tanto de normativa aplicable, como de selección de equipos y dimensionamiento de estos o del aspecto económico. De este modo, este trabajo en su conjunto establece una primera fase de estudio sobre la que continuar con las tareas básicas para el desarrollo de un proyecto de esta envergadura.

9 REFERENCIAS

- [1] <https://www.consilium.europa.eu/es/policies/how-the-eu-is-greening-energy>
- [2] <https://www.renewableenergymagazine.com/panorama/casi-57-generacion-renovable-espana-20250318?utm.com>
- [3] Eurostats, 2022.
- [4] <https://www.eleconomista.es/energia/noticias/13077019/11/24/la-produccion-electrica-con-renovables-se-incremento-un-164-hasta-octubre-y-represento-el-573-del-total.html>
- [5] Research Gate, Eurotrough - Parabolic Trough Collector Developed for Cost Efficient Solar Power Generation.
- [6] System Advisor Model™ Version 2025.4.16 (SAM™ 2025.4.16). National Renewable Energy Laboratory. Golden, CO. Accessed May 23, 2025. <https://sam.nrel.gov>.
- [7] Hoja de especificaciones técnicas *Siemens UVAC 2010 Receiver Model*.
- [8] Hoja de especificaciones técnicas *Therminol VP-1 HTF*.
- [9] Hoja de especificaciones técnicas *Hitec Solar Salt*.
- [10] Hoja de especificaciones técnicas *KSB CHTRa Multi-Stage (BB3)*.
- [11] Hoja de especificaciones técnicas *Siemens SST-300*.
- [12] Google Earth Pro.
- [13] Morón de la Frontera: Morón de la Frontera - Agencia Estatal de Meteorología - AEMET. Gobierno de España
- [14] <https://www.suncalc.org/#/37.2011,-5.6328,5/2025.05.20/16:46/1/1>
- [15] <https://www.sistemaelectrico-ree.es/informe-del-sistema-electrico>
- [16] <https://es.slideshare.net/slideshow/parabolic-trough-collectors-comparison/17307144>

- [17] <https://es.scribd.com/document/515447366/Colector-Cilindrico-Parabolico-1>
- [18] “Advances in Concentrating Solar Thermal Research and Technology”. Blanco Muriel, M. y Ramírez Santigosa, L.
- [19] <https://www.rioglass.com/es-es/productos/receptores.html>
- [20] <https://www.researchgate.net/publication/374483547>
- [21] <https://studylib.net/doc/18343577/parabolic-trough-technology>
- [22] “Concentrating Solar Power Technology”, Green, M.A., et al. (2014).
- [23] “Fundamentals of Concentrating Solar Power (CSP)”, C.H. O’Neill, et al., IEA Solar Heating and Cooling Programme, 2012.
- [24] https://www.researchgate.net/figure/Figura-114-Seguimiento-Solar-en-un-Eje-de-un-CCP-14_fig5_321082570
- [25] Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B. (2010). Fundamentals of Engineering Thermodynamics (7th ed.). Wiley
- [26] Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). Thermodynamics: An Engineering Approach (8th ed.). McGraw-Hill Education.
- [27] El-Wakil, M. M. (1984). Powerplant Technology. McGraw-Hill.
- [28] Çengel & Boles (2015). Thermodynamics: An Engineering Approach. McGraw-Hill- "Reheat Rankine Cycle".
- [29] Nag, P. K., Power Plant Engineering (3rd ed.), Tata McGraw-Hill.
- [30] Base de datos (Thermal Oil), System Advisor Model (2025)
- [31] Base de datos, System Advisor Model (2025)
- [32] Hernández, R., & Medina, R. (2012). “Análisis de sistemas de almacenamiento de energía térmica en plantas solares de concentración”. Revista Mexicana de Ingeniería Química.
- [33] Goetz, V. & Biedenkapp, D. (2019). “Advanced Thermal Energy Storage Technologies for Solar Power Plants: A review”. Energy Procedia.

- [34] M. Geyer, E. Lüpfert, R. Osuna, A. Esteban, W. Schiel, A. Schweitzer, E. Zarza, P. Nava, J. Langenkamp, E. Mandelberg, “EuroTrough- Parabolic trough collector developed for cost efficient solar power generation”.
- [35] https://www.researchgate.net/figure/EuroTrough-collector-prepared-for-final-close-range-photogrammetric-geometry-analysis_fig2_224797524
- [36] <https://www.solarpowerworldonline.com/2010/11/the-heart-of-a-parabolic-trough-solar-field/>
- [37] <https://es.slideshare.net/slideshow/100-ciclo-rankine/41338078>
- [38] <https://guidedidiagramdiptera.z22.web.core.windows.net/rankine-cycle-diagram.html>
- [39] <http://www.sc.ehu.es/sbweb/energias-renovables/temas/termoelectrica/revision/revision.html>
- [40] https://www.researchgate.net/figure/EuroTrough-collector-prepared-for-final-close-range-photogrammetric-geometry-analysis_fig2_224797524
- [41] <https://www.slideserve.com/leon/naturaleza-de-la-luz>
- [42] <https://termodinamicatorin.blogspot.com/2020/09/desgasificador-termico.html>
- [43] <https://termoblog.com.br/como-funciona-uma-turbina-a-vapor/>
- [44] “Concentrating Solar Power Technology”. K. Lovegrove y W.Stein.
- [45] https://www.mdpi.com/2076-3417/11/20/9576?utm_source
- [46] Power Plant Enginnering, A.KRaja.
- [47] <https://es-es.topographic-map.com/map-4s6mt/Mor%C3%B3n-de-la-Frontera/?center=37.2002%C5%B5-5.65269&zoom=13>
- [48] <https://www.geoenciclopedia.com/termoclina-que-es-tipos-y-como-se-forma-834.html>
- [49] Meteoblue, Morón de la Frontera, España.
- [50] MAPA GEOLÓGICO DE ESPAÑA a escala 1:200.000 Código 64619 © CN Instituto Geológico y Minero de España (IGME) (2025). Disponible en:

<http://info.igme.es/ConsultaSID/Index.asp>

- [51] https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/
- [52] <https://www.linkedin.com/pulse/auxiliary-device-power-generating-boiler-waste-heat-jung-jin-lee>
- [53] <https://www.thermal-engineering.org/es/que-es-el-condensador-principal-condensador-de-vapor-definicion/>
- [54] <https://www.electrical4u.com/jet-condenser-low-level-high-level-ejector-jet-condenser/>
- [55] <https://guideofgreece.com/>
- [56] <https://aitesa.com/sistema-de-ullage-integral/>
- [57] Hoja de especificaciones técnicas de *Ruhrpumpen ASME / ANSI B73.1 Process Pump*
- [58] Hoja de especificaciones técnicas de *Flowserve HDX Double-Suction API*
- [59] Hoja de especificaciones técnicas *Flowserve VTP*
- [60] <https://flowproen.com/productos/eyectores/vacio/>
- [61] <https://estopaplast.com/bomba-vacio-anillo-liquido-funciones/>
- [62] <https://academia-lab.com/enciclopedia/intercambiador-de-calor-de-carcasa-y-tubos/>
- [63] <https://www.arsopi-thermal.pt/es/productos/intercambiadores-calor-placas/>
- [64] <https://www.edelflex.com/es/soluciones-ficha/intercambiador-de-calor-tipo-bayoneta-154>
- [65] Normativa API
- [66] <https://pta.animalia-life.club/torre-de-enfriamiento>
- [67] <https://www.chuansteel.com/aisi-316l-uns-s31603-stainless-steel-p00104p1.html>

10 ANEXOS

- I. Hoja de especificaciones técnicas Siemens UVAC 2010 Receiver.
- II. Hoja de especificaciones técnicas Therminol VP-1 HTF.
- III. Hoja de especificaciones técnicas Hitec Solar Salts.
- IV. Hoja de especificaciones técnicas KSB CHTRa Multi-Stage (BB3).
- V. Hoja de especificaciones técnicas Siemens SST-300 Steam Turbine.
- VI. Hoja de especificaciones técnicas Flowserve HDX Double-Suction API
- VII. Hoja de especificaciones técnicas ASME / ANSI B73.1 Process Pump
- VIII. Hoja de especificaciones técnicas Flowserve VTP Pump

ANEXO I



The unrivaled benchmark in solar receiver efficiency

The Siemens UVAC 2010 is designed for outstanding thermal output

Siemens' UVAC (Universal Vacuum Air Collector) offers solar field operators increased thermal heat production and an outstanding degree of efficiency.

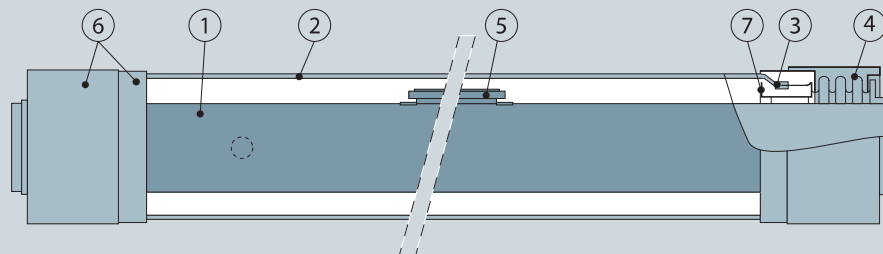
The UVAC 2010, the company's next-generation solar receiver, advances the field-proven UVAC technology even further with reduced heat emissivity and a larger active area. Its resulting thermal heat production is superior in the market. The UVAC 2010 includes Siemens' patented vacuum maintenance unit and anti-"fluorescent phenomenon" coating, designed to provide stable performance over time, even under extreme conditions.

UVAC 2010 benefits at a glance:

- Extremely high solar absorption
- Reduced heat loss
- Larger active area
- Increased thermal heat production
- No fluorescent phenomenon
- Long-term hydrogen prevention
- Siemens-backed limited warranty
- Based on 20 years of field-proven experience

Components of the Siemens UVAC 2010

1. Coated stainless steel absorber tube
2. Coated glass sleeve enclosure
3. Glass-to-metal joint
4. Bellows
5. Hydrogen and barium getters
6. External shields
7. Internal shield



Technical specifications

| | |
|--------------------|--|
| Dimensions | Length: 4,060 mm |
| | Stainless steel tube with selective coating outer diameter: 70 mm Borosilicate anti-reflective (AR) glass envelope outer diameter: 115 mm |
| Transmittance | Solar transmittance factor: $\geq 96.5\%$ |
| Absorptance | Active area-to-length ratio: 96.4% at 350°C |
| | Solar absorptance factor: $\alpha \geq 96\%$ |
| Emittance | Thermal emissivity factor: $\epsilon \leq 9\%$ at 400°C |
| Vacuum maintenance | Designed for > 25 years |

Siemens UVAC 2010

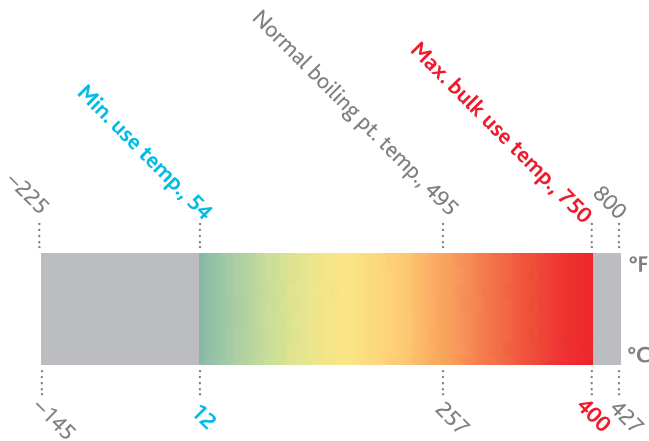
Answers for energy.

SIEMENS

ANEXO II

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.



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**.

ANEXO III

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.

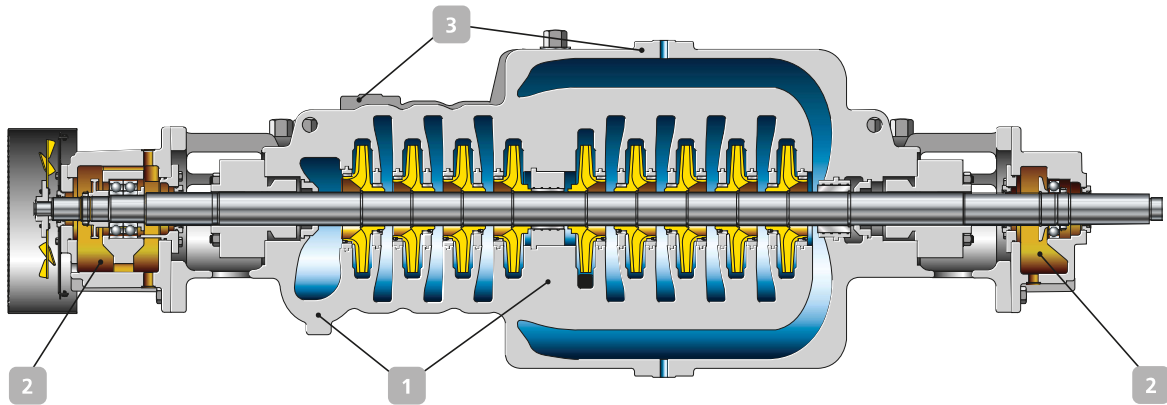


Coastal Chemical Co., L.L.C.

5300 Memorial Drive, 11th Floor • Houston, TX 77007 • Phone: 713-865-8787 • Fax: 713-865-8788

ANEXO IV

CHTRa – Heavy duty BB3 process pump to API 610 / ISO 13709



1 Modern Design

- Axially split, multistage, between bearing pump compliant to latest API 610 BB3 design requirements
- Available in a range of hydraulic system sizes with numerous stages and material combinations
- Opposed impeller arrangement balances axial thrust
- Can be supplied with a single or double suction first stage impeller to suit low NPSH duties
- Simple construction makes for easy maintenance and excellent reliability
- Modern machining process to ensure a uniform flow around the hydraulic profile in the casing

2 Excellent Reliability

- Robust 360° mounting flange ensures low vibration levels and grants long bearing lifetime
- Radial ball and ball thrust bearings provided as standard. Ball/sleeve and sleeve/tilting-pad options available

3 Integrally Flanged Auxiliary Connections

- Eliminate the need for welding on auxiliary connections and bracing on stub pipes

Easy Maintenance

- Suction and discharge nozzles are integrally cast in the bottom casing half, eliminating the need to remove pipework during rotor inspection. Nozzle positions can optionally be changed
- Compliant with API 610 regarding nozzle loads
- Heavy-duty ASME B16.5 class 900 flanges as standard. Higher pressure options available
- ASME/DIN/ISO/JIS flange options available

Materials

- API 610 material options available as standard
- NACE and non-metallic wear parts are available for improved operation and performance efficiencies

Operating Data*

| | | 50 Hz | 60 Hz |
|-------------------------------------|---|-------------|-------------|
| Nozzle Size-Nominal Diameter (DN) | [mm] | 80 to 300 | 80 to 300 |
| Nozzle Size-Nominal Pipe Size (NPS) | [inches] | 3 to 12 | 3 to 12 |
| Capacity | [m ³ /h] | Up to 1,200 | Up to 1,400 |
| | [US gpm] | Up to 5,283 | Up to 6,164 |
| Total Manometric Head (T.M.H.) | [m] | Up to 1,550 | Up to 1,550 |
| | [ft] | Up to 5,100 | Up to 5,100 |
| Pressure | [bar] | Up to 155 | Up to 155 |
| | [psi] | Up to 2,220 | Up to 2,220 |
| Temperature | [°C] | Up to 205 | Up to 205 |
| | [°F] | Up to 400 | Up to 400 |
| Speed | [rpm] | Up to 6,000 | Up to 6,000 |
| Specific Gravity (Relative Density) | ≥ 0.7 (capable of handling down to 0.5 on customer's request) | | |

*If your specific conditions cannot be met, a specifically tailored pump design can be supplied.



KSB SE & Co. KGaA
Johann-Klein-Straße 9
67227 Frankenthal (Germany)
www.ksb.com

ANEXO V

Technical data



Technical data

- Power output up to 50 MW
- Speed up to 12,000 rpm
- Live steam conditions
 - Pressure up to 120 bar/1,740 psi
 - Temperature up to 520 °C/968 °F
- Bleed: Pressure up to 60 bar/870 psi
- Controlled extraction (single or double)
 - Pressure up to 45 bar/655 psi
 - Temperature up to 400 °C/750 °F
- Exhaust steam pressure
 - Back pressure up to 16 bar/232 psi
 - District heating up to 3 bar/43 psi
 - Condensing up to 0.3 bar/4.4 psi

(All data are approximate and project-related.)



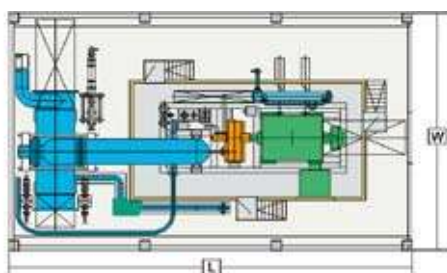
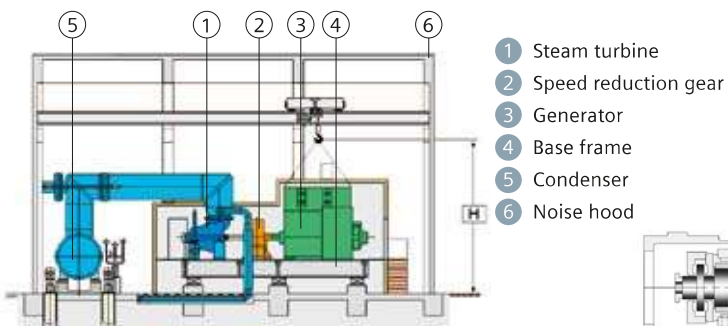
Design features

- Back pressure/condensing type
- Compact package unit design for minimal space requirements
- Modular design, extensive pre-design
- Customized steam path
- Proven, thermoflexible design

Benefits

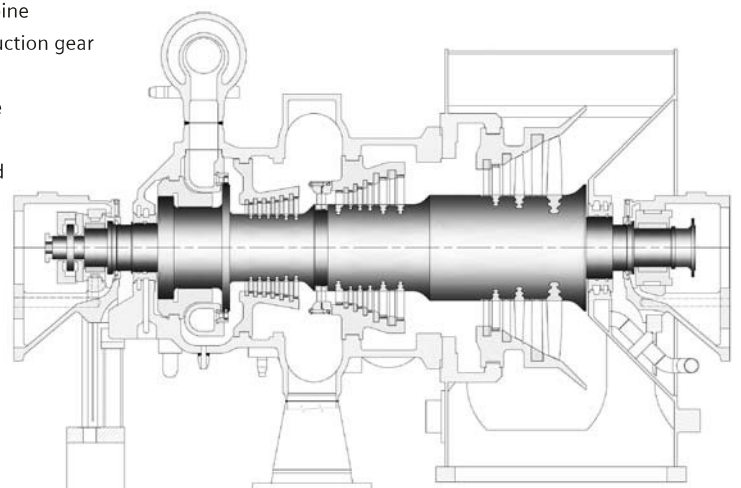
- Fast and early layout planning
- Easy access to mechanical components facilitates maintenance
- Remote control for simple operation
- High reliability and availability
- High efficiency
- Low civil cost

Modular layout and compact design



Typical dimensions

- L Length 21 m/69 ft
- W Width 11.5 m/38 ft
- H Height 7.5 m/24 ft



Cross-sectional view of an SST-300 steam turbine

Typical plant layout for turboset with an SST-300 steam turbine

ANEXO VI



Heat Transfer Fluid Pumps

Regardless of the HTF used, Flowserve pumps can really take the heat.

Radially Split, Double-Suction API Pumps for Primary HTF Circulation

ISO 13709/API 610 (BB2); engineered for reliable, efficient operation at elevated temperatures and pressures

Operating Parameters

- Flows to 4100 m³/h (18 000 gpm)
- Heads to 450 m (1500 ft)
- Pressures to 100 bar (1450 psi)
- Temperatures to 450°C (842°F)

API Process Pumps for Auxiliary Service

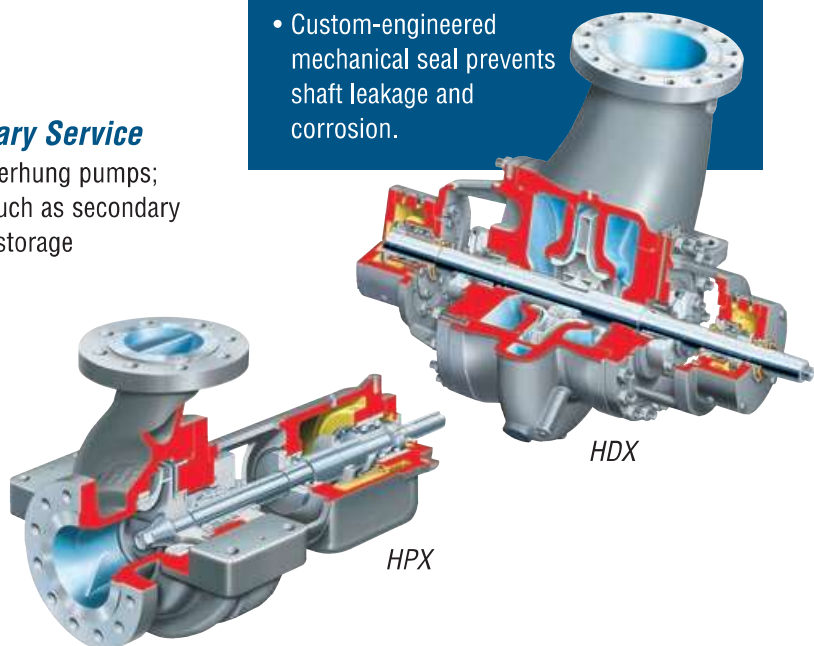
Centerline mounted, single-stage, overhung pumps; available for auxiliary HTF services such as secondary recirculation, overflow, makeup and storage

Operating Parameters

- Flows to 2000 m³/h (8800 gpm)
- Heads to 350 m (1100 ft)
- Pressures to 80 bar (1160 psi)
- Temperatures to 450°C (842°F)

Key Features and Benefits of the HDX Pump

- Centerline mounted design ensures proper alignment and minimizes pipe stresses at high temperatures.
- Between bearings design provides outstanding shaft stability for long bearing and seal life.
- Double-suction impeller compensates for low NPSHA.
- Custom-engineered mechanical seal prevents shaft leakage and corrosion.



ANEXO VII

8 El taladrado de bridas ANSI 150# o 300# es posible de acuerdo a la selección del material. De acuerdo a los requerimientos de los clientes los diseños pueden ser RF o FF.

9 Un diseño estándar de caja de estopero de amplio diámetro que permite un mejor enfriamiento y circulación a las caras del sello mecánico. Cuenta con prensa estopas ya sea para aplicaciones de empaquetaduras o de sello mecánico sean estos balanceados interiormente o exteriormente, desbalanceados sin necesidad de conexiones de glándula.

7 Diseño de impulsor cerrado que asegura una máxima eficiencia. Ajustado de manera positiva al eje con una tuerca y sellado con un o-ring.

DATOS DE RENDIMIENTO CPP

| | | |
|-------------|-------------------------------|-----------------|
| Capacidad | hasta 1,135 m ³ /h | 5,000 U.S. gpm |
| Carga | hasta 235 m | 770 pies |
| Presión | hasta 26 bar | 375 psig |
| Temperatura | 45 °C to 315 °C | 50 °F to 600 °F |
| Descarga | 1 to 8 pulgadas | |

DATOS DE RENDIMIENTO CPP-L

| | | |
|-------------|----------------------------|--------------|
| Capacidad | hasta 48 m ³ /h | 210 U.S. gpm |
| Carga | hasta 281 m | 920 pies |
| Presión | hasta 27.5 bar | 400 psig |
| Temperatura | hasta 371 °C | 700 °F |
| Descarga | 1 to 1.5 pulgadas | |

For Pump operation outside this range, please contact a Ruhrpumpen representative.

DESCRIPCION

- Bomba centrífuga horizontal mono etapa
- Carcasa desmontable radialmente con conexiones bridadas.
- Succión horizontal y descarga vertical sobre la línea central. Impulsor cerrado, rotación al sentido de las manecillas (visto desde el final de cople).
- Un sobresaliente índice de defección L3/D4.
- Montaje de pie.
- Norma ANSI B-73-1 estándar.
- Diseño de remoción trasera que le permite a la bomba ser removida sin hacer algún cambio en las conexiones de las tuberías.
- Cajas de estopero de diámetro estándar o amplio están disponibles para empaquetadura o para sello mecánico sencillo o doble. Todos los planes ANSI de lubricación de sellos se ofrecen de acuerdo a las necesidades en una variedad de configuraciones.
- Nuevos modelos CPP-L , diseño de Bajo Flujo y Alta Carga, disponibles.
- Estructura-C disponible.
- Opciones para altas temperatura disponibles (chaqueta de enfriamiento y tubo aletado de enfriamiento).

AMPLIO RANGO DE APLICACIONES

La bomba Ruhrpumpen CPP esta diseñada para un amplio rango de procesos químicos, industriales y aplicaciones municipales, como ejemplos de los mismos tenemos los siguientes:

- Petroquímica
- Petroleo y Gas
- Industria Acerera
- Industria Automotriz
- Agricultura
- Industria Papelera
- Industria Química
- Semiconductores
- Industria Alimentaria
- Generación de Energía
- Industria Farmacéutica
- Tratamiento de aguas
- Papel
- Ductos
- Textil
- Minería

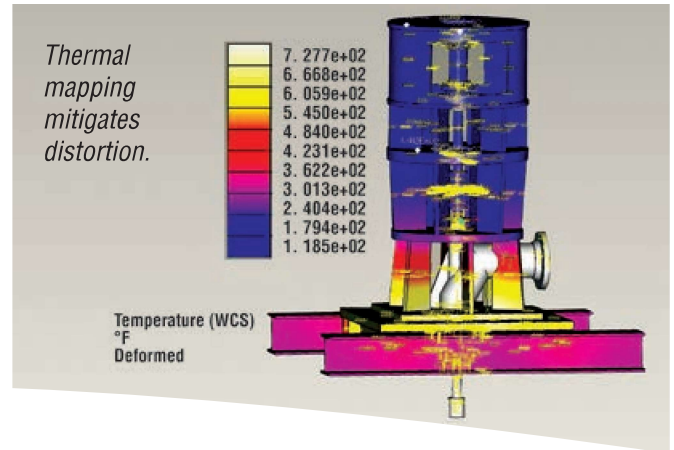
MATERIALES DE CONSTRUCCION

La bomba CPP de Ruhrpumpen viene diseñada en varios materiales estándar tales como:

- Hierro Dúctil / Acero Inoxidable (CF8M)
- Acero Inoxidable (CF8M)
- Duplex (CD4MCu)
- Cubrimos una amplia gama de materiales para satisfacer toda necesidad, contáctenos para mas información.

ANEXO VIII

The Flowserve Molten Salt VTP is the industry's leading vertical pump for molten salt circulation.



Molten Salt Pumps

A mixture of sodium nitrate (NaNO_3) and potassium nitrate (KNO_3), molten salt possesses high thermal conductivity, allowing temperatures to reach 600°C (1100°F). As a leading provider of molten salt pumps for more than 60 years, Flowserve understands the detrimental effects of heat distortion on a vertical pump. That's why Flowserve engineers utilize advanced thermal mapping software to ensure heat dissipation is adequate and distortion is mitigated.

Vertical Turbine Pumps for Primary Molten Salt Service

Single- or multistage diffuser designs

Operating Parameters

- Flows to $13\,600\text{ m}^3/\text{h}$ ($60\,000\text{ gpm}$)
- Heads to 530 m (1740 ft)
- Pressures to 100 bar (1450 psi)
- Temperatures to 600°C (1100°F)
- Settings to 20 m (65 ft)

Vertical Lineshaft and Cantilever Pumps for Auxiliary Molten Salt Services

Operating Parameters

- Flows to $1400\text{ m}^3/\text{h}$ (6160 gpm)
- Heads to 250 m (820 ft)
- Pressures to 25 bar (365 psi)
- Temperatures to 600°C (1100°F)

Key Features and Benefits of the Molten Salt VTP Pump

- Low pump submergence allows for greater energy generation.
- Low NPSHR allows for enhanced suction performance.
- Excellent heat dissipation design prevents distortion at high temperatures.
- Advanced fluid sealing system protects against fluid leakage and reduces heat conduction.
- Materials are engineered to equalize thermal growth and forestall distortion.

