

UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ELCHE

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



" ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS PARA LA
DISIPACIÓN DE CALOR EN LA PLANTA
TERMOSOLAR VILLENA-ENERSTAR
CON EL SOFTWARE SYSTEM ADVISOR
MODEL (SAM) "

TRABAJO FIN DE GRADO

Mayo -2025

AUTOR: Rosa María Portales Rodríguez

DIRECTOR: Manuel Lucas Miralles

AGRADECIMIENTOS

Deseo expresar mi más sincero agradecimiento al profesor Manuel Lucas, tutor de este trabajo, por su orientación, dedicación y apoyo constante durante todo el desarrollo del proyecto. Su experiencia y compromiso han sido fundamentales para la culminación de esta etapa académica.

Asimismo, quiero extender mi gratitud al conjunto del profesorado que ha contribuido a mi formación a lo largo de estos años. Sus enseñanzas y el rigor académico transmitido han sido esenciales en mi crecimiento profesional y personal.

A mi madre, gracias por estar siempre. Por las palabras de ánimo, por la comprensión en los momentos de más presión y por creer en mí incluso cuando yo dudaba. Este logro también es suyo.

Y, por supuesto, agradezco a mi pareja y amistades por su apoyo y por haber contribuido a que este proyecto se haya hecho realidad.



RESUMEN

En el contexto actual, caracterizado por un incremento constante en la demanda energética y la creciente escasez de recursos naturales, se vuelve imprescindible optimizar la eficiencia en los procesos de generación de energía renovable. Dentro de este ámbito, las centrales termosolares de tecnología cilindro-parabólica representan una alternativa clave en la transición hacia un modelo energético más sostenible. Sin embargo, la gestión del foco frío en estos sistemas constituye un desafío técnico y operativo que influye directamente en su rendimiento y viabilidad económica.

El presente trabajo tiene como objetivo principal realizar un análisis comparativo de distintas tecnologías disponibles para la disipación de calor en el foco frío de una central termosolar cilindro-parabólica. A través de este estudio, se evalúan las ventajas y desventajas de cada alternativa, centrándose en el ahorro de agua, permitiendo determinar cuál de ellas resulta más adecuada en términos de eficiencia energética, ahorro de agua y costos operativos.

Para ello, el análisis se centra en la central termosolar de Villena-Enestar, una instalación que dispone de ciertas características favorables para la implementación de diferentes estrategias de refrigeración, tales como la disponibilidad de agua para sistemas húmedos, infraestructuras de acceso adecuadas y una superficie suficiente para la instalación de los distintos equipos. Con el propósito de llevar a cabo una evaluación rigurosa, se emplea el software System Advisor Model (SAM), herramienta ampliamente utilizada para la simulación y análisis de rendimiento en instalaciones de energía renovable. A través de este programa, se comparan tres tecnologías de disipación de calor:

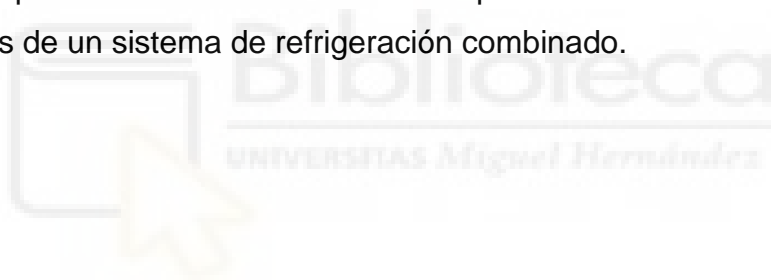
1. Sistema de refrigeración húmedo (actualmente en uso en la central de Villena-Enestar).
2. Sistema de refrigeración seco, que minimiza el consumo de agua, pero puede afectar la eficiencia térmica.
3. Sistema combinado, que busca equilibrar las ventajas de ambas tecnologías para maximizar el rendimiento del ciclo termodinámico.

Los resultados obtenidos a partir de las simulaciones permiten analizar el impacto de cada opción en el rendimiento global de la central, considerando los aspectos técnicos. A partir de estos datos, se determina cuál de las alternativas

estudiadas representa la solución más eficiente y viable para su implementación en la central termosolar de Villena-Enestar.

Los resultados obtenidos indican que el sistema húmedo ofrece el mejor rendimiento térmico, aunque con un consumo de agua elevado. El sistema seco elimina casi por completo el uso de agua (91,5%), pero reduce la producción eléctrica de la planta (11,5%). En cambio, los sistemas combinados permiten ajustar este equilibrio. En particular, la configuración combinada al 50% se identifica como la solución más adecuada, al lograr una notable reducción del uso de agua (46,6%) con una pérdida mínima de producción eléctrica (0,7%).

Se ha realizado un estudio económico paramétrico en función de distintos rangos: precio de la electricidad (0,05-0,3 €/kWh), valor del ahorro de agua (1,25-5 €/m³) y coste del aero-condensador (0,1; 0,2 y 0,3 €/kWh-térmico). En el mejor escenario, el tiempo de retorno es de 6,14 años. Esta solución representa un compromiso óptimo entre eficiencia, sostenibilidad hídrica y viabilidad financiera. El análisis da pie a un avance en las centrales para la reducción del consumo de agua a través de un sistema de refrigeración combinado.



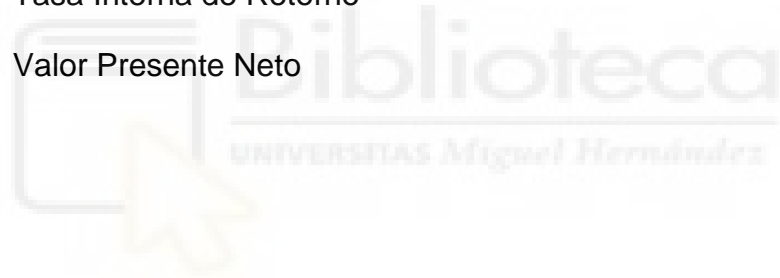
SIMBOLOGÍA

CF	Factor de capacidad
CF _{diario}	Factor de capacidad diario
CF _{mensual}	Factor de capacidad mensual
f _{wc}	Fracción de enfriamiento húmedo
MAE	Error absoluto medio
MAPE	Error porcentual absoluto medio
MAPE _{anual}	Error porcentual absoluto medio anual
MAPE _{mensual}	Error porcentual absoluto medio
P _c	Presión del condensador
P _{c,wc}	Presión del condensador del sistema húmedo
P _{c,ACC}	Presión del condensador del sistema seco
RMSE	Raíz del error cuadrático medio
RMSPE	Raíz del error cuadrático medio porcentual
Q _{in}	Calor de entrada
Q _{out}	Calor de salida
q _{rej}	Carga total de rechazo de calor
W _{gross}	Trabajo bruto

TERMINOLOGÍA

ACC	Air-cooled Condenser
ACS	Calentamiento de agua sanitaria
CCP	Central cilíndrico parabólico
CSP	Sistemas de energía solar de concentración
DLR	Centro Aeroespacial Alemán
DNI	Irradiancia directa normal
DOE	Departamento de Energía de EE.UU.

HCE	Heat Collection Element
HTF	Heat Transfer Fluid
LCOE	Costo nivelado de la energía
NREL	Laboratorio Nacional de Energía Renovable
NSRDB	National Solar Radiation Database
PPA	Power Purchase Agreement
PV	Sistemas fotovoltaicos
SAM	System Advisor Model
SCA	Solar Concentrator Assembly
SCE	Solar Collector Element
TES	Sistema de almacenamiento de energía térmica
TIR	Tasa Interna de Retorno
VPN	Valor Presente Neto



ÍNDICE

1	ANTECEDENTES	13
1.1	INTRODUCCIÓN Y NECESIDAD DE ENERGÍAS RENOVABLES	13
1.2	GENERACIÓN POR TECNOLOGÍAS EN ESPAÑA	14
1.3	TIPOS DE ENERGÍAS RENOVABLES Y USO EN ESPAÑA	15
1.3.1	ENERGÍA SOLAR	16
1.4	INTRODUCCIÓN A LAS CENTRALES TERMOSOLARES	17
1.4.1	TIPOS DE PLANTAS TERMOSOLARES	18
1.4.2	VENTAJAS E INCONVENIENTES Y SU SITUACIÓN	22
1.5	CENTRALES TERMOSOLARES EN ESPAÑA	24
1.6	SISTEMAS DE CONDENSACIÓN EN PLANTAS TERMOSOLARES	31
1.6.1	SISTEMAS DE CONDENSACIÓN INNOVADORES	35
2	OBJETIVO	45
2.1	OBJETIVO	45
2.2	ALCANCE	45
2.3	HERRAMIENTAS EMPLEADAS	45
3	DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA TERMOSOLAR ENESTAR-VILLEN A	47
3.1	DESCRIPCIÓN	47
3.2	CONFIGURACIÓN DE LA PLANTA	49
3.2.1	CAMPO SOLAR	49
3.2.2	BLOQUE DE POTENCIA	58
3.2.3	SISTEMA DE CONDENSACIÓN - REFRIGERACIÓN	61
3.3	CLIMA DE VILLEN A E IDONEIDAD DE LA LOCALIZACIÓN	63
4	MODELIZACIÓN DE LA PLANTA TERMOSOLAR ENESTAR VILLEN A- SOFTWARE SYSTEM ADVISOR MODEL (SAM) DEL NATIONAL RENEWABLE ENERGY LABORATORY (NREL)	67
4.1	OBJETIVO	67
4.2	SAM (SYSTEM ADVISOR MODEL)	68
4.2.1	MODELOS DISPONIBLES SAM PARA PLANTAS CSP	70
4.3	RECOPIACIÓN DE DATOS TÉCNICOS LA PLANTA ENERSTAR-VILLEN A PARA SAM	72
4.3.1	UBICACIÓN Y RECURSO	72
4.3.2	DISEÑO DEL SISTEMA	77
4.3.3	CAMPO SOLAR	78
4.3.4	COLECTORES (SCAS)	80

4.3.5	RECEPTORES (HCES).....	81
4.3.6	CICLO DE POTENCIA	83
4.4	ALMACENAMIENTO TÉRMICO.....	87
4.5	SISTEMA DE CONTROL.....	88
4.6	MODELIZACIÓN EN SAM DE LOS DIFERENTES SISTEMAS	89
4.6.1	SISTEMA SECO.....	90
4.6.2	SISTEMAS COMBINADOS.....	91
5	RESULTADOS CASO BASE Y VALIDACIÓN.....	95
5.1	OBJETIVO	95
5.2	REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA DE LA VALIDACIÓN CON SAM	95
5.3	RESULTADOS DEL CASO BASE	98
5.4	VALIDACIÓN CON DATOS EXPERIMENTALES DE ENESTAR-VILLENA. POTENCIA ELÉCTRICA Y AGUA CONSUMIDA	105
5.4.1	VALIDACIÓN ENERGÉTICA	105
5.5	VALIDACIÓN DEL CONSUMO DE AGUA.....	113
6	RESULTADOS DEL ESTUDIO DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN 121	
6.1	OBJETIVO	121
6.2	RESUMEN DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN A ESTUDIAR	121
6.2.1	CONSIDERACIONES DE RENDIMIENTO	123
6.2.2	MODELO DE ENFRIAMIENTO HÍBRIDO PARALELO.....	126
6.3	RESULTADOS.....	129
6.4	ANÁLISIS DE LOS SISTEMAS EN FUNCIÓN DE LOS MESES	130
6.5	EVALUACIÓN ECONÓMICA.....	134
6.6	RECUPERACIÓN ECONÓMICA.....	135
7	CONCLUSIONES.....	143
8	BIBLIOGRAFÍA	147
	ANEXO I. DIMENSIONADO DEL AERO-CONDENSADOR	153

CAPÍTULO 1

ANTECEDENTES

1 ANTECEDENTES

1.1 INTRODUCCIÓN Y NECESIDAD DE ENERGÍAS RENOVABLES

La energía eléctrica es un recurso fundamental para el desarrollo de la sociedad. Ante el creciente aumento de la demanda energética y la dependencia de fuentes agotables para su generación, se ha impulsado a nivel mundial —y, en particular, dentro del marco europeo— la inversión en energías renovables. Esta transición busca reducir la dependencia de los combustibles fósiles, contribuyendo así a mitigar el calentamiento global y sus efectos adversos.

En 2015, la Asamblea General de las Naciones Unidas adoptó la Agenda 2030 para el Desarrollo Sostenible, un plan de acción orientado a promover el bienestar de las personas, la protección del planeta y el crecimiento económico sostenible. Dentro de este marco, el Objetivo de Desarrollo Sostenible (ODS) 7 establece la necesidad de garantizar el acceso a una energía asequible, segura, sostenible y moderna para todos. Para alcanzar esta meta en 2030, es esencial fomentar la inversión en fuentes de energía limpia, como la solar, la eólica y la geotérmica.

A nivel global, se estima que aproximadamente el 29 % de la electricidad proviene actualmente de fuentes renovables. El crecimiento de estas tecnologías es imparable, como demuestran los informes anuales de la Agencia Internacional de la Energía (AIE). Según sus proyecciones, la participación de las energías renovables en el suministro eléctrico mundial alcanzará el 43 % en 2030 y cubrirá dos tercios del aumento de la demanda energética en dicho período, con la energía eólica y solar como principales protagonistas.

La energía renovable se obtiene de fuentes naturales que el planeta proporciona de manera continua, como la radiación solar, el viento, el agua y otros recursos sostenibles. A diferencia de las energías no renovables, que dependen de combustibles fósiles o nucleares, las renovables son prácticamente inagotables y tienen un impacto ambiental significativamente menor.

1.2 GENERACIÓN POR TECNOLOGÍAS EN ESPAÑA

España cuenta con un sistema energético diversificado en el que la generación eléctrica se distribuye entre diversas tecnologías. El mix energético español ha evolucionado significativamente en las últimas décadas, con un fuerte impulso hacia las energías renovables en línea con los objetivos de sostenibilidad y descarbonización de la Unión Europea.

Las principales fuentes de generación en España incluyen la energía nuclear, el gas natural (ciclos combinados), la hidroeléctrica y un creciente protagonismo de la eólica y la solar (Figura 1 y Figura 2). La eliminación progresiva del carbón y la apuesta por fuentes limpias han marcado la transición energética del país, con el objetivo de alcanzar la neutralidad.

	2019	2020	2021	2022	2023
Hidráulica	24.719	30.632	29.626	17.911	25.765
Nuclear	55.824	55.758	54.041	55.934	54.647
Carbón	12.671	5.021	4.983	7.762	4.006
Fuel + Gas	0	-	0	-	0
Motores diésel	2.836	2.399	2.517	2.548	2.561
Turbina de gas	671	407	424	657	761
Turbina de vapor	2.189	1.388	1.108	1.207	1.255
Ciclo combinado	55.242	44.023	44.500	68.137	46.682
Hidroeólica	23	20	23	23	18
Eólica	54.245	54.906	60.526	61.195	62.672
Solar fotovoltaica	9.252	15.302	20.981	27.906	37.454
Solar térmica	5.166	4.538	4.706	4.123	4.696
Otras renovables	3.618	4.482	4.720	4.660	3.595
Cogeneración	29.615	27.030	26.091	17.750	17.330
Residuos no renovables	2.222	2.016	2.239	1.900	1.324
Residuos renovables	890	726	878	878	846
Generación total	259.183	248.647	257.362	272.592	263.612

Figura 1. Estructura de la generación por tecnologías (GWh) en España año 2019-2023 (tabla).

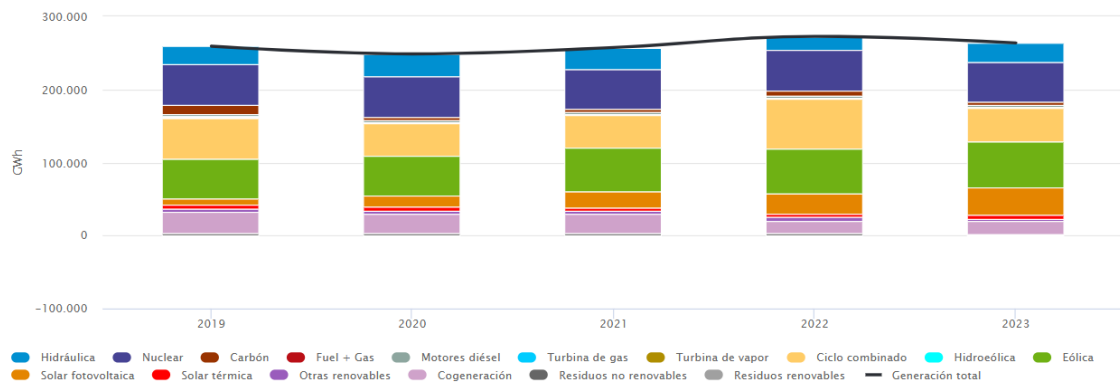


Figura 2. Estructura de la generación por tecnologías (GWh) en España año 2019-2023 (gráfica).

El sistema eléctrico español se caracteriza por su integración en el mercado europeo y su capacidad de exportación e importación de energía.

En este contexto, el análisis de la generación por tecnologías en España es clave para comprender la evolución del sector energético, sus retos y oportunidades en el camino hacia un modelo más sólido.

1.3 TIPOS DE ENERGÍAS RENOVABLES Y USO EN ESPAÑA

Los principales tipos de energías renovables se clasifican según su fuente de origen:

- **Energía solar:** Captura la radiación del sol mediante paneles fotovoltaicos para generar electricidad o colectores solares térmicos para producir agua caliente sanitaria. España posee un gran potencial para el autoconsumo solar debido a su elevada irradiación solar anual.
- **Energía eólica:** Aprovecha la fuerza del viento mediante aerogeneradores para generar electricidad. Su eficiencia depende de la ubicación en zonas con regímenes de viento constantes y adecuadas velocidades de viento.
- **Energía hidráulica:** Utiliza la fuerza del agua en presas, centrales de bombeo y minicentrales hidroeléctricas para producir electricidad de manera estable y predecible.
- **Energía undimotriz y mareomotriz:** Convierte la energía del movimiento de las olas y mareas en electricidad, con un gran potencial en regiones con amplios litorales y condiciones marítimas favorables.

- **Energía geotérmica:** Extrae el calor del subsuelo terrestre para generar electricidad mediante plantas geotérmicas o proporcionar calefacción en sistemas de climatización geotérmica.
- **Energía de la biomasa:** Utiliza materia orgánica, como residuos forestales y agrícolas, para producir biocombustibles sólidos, líquidos o gaseosos, contribuyendo a la reducción de residuos y al aprovechamiento energético sostenible.

España ha sido reconocida como el líder en la producción de energías renovables en Europa, según los últimos datos del Global Energy Monitor (GEM). Este reconocimiento se debe a la elevada participación de la energía eólica y solar en su mix energético, resultado tanto de sus condiciones geográficas favorables como de años de políticas destinadas a fomentar las energías renovables en detrimento de los combustibles fósiles. Gracias a esta estrategia, España consolida su posición a la vanguardia del desarrollo sostenible en el continente.

Actualmente, España destaca como el país europeo con mayor capacidad solar a escala comercial en funcionamiento, con 29,5 GW en operación que combinan tecnología fotovoltaica y solar de concentración, superando a cualquier otra nación de la región.

1.3.1 ENERGÍA SOLAR

Los avances tecnológicos han convertido la energía solar en una de las fuentes renovables más eficientes y accesibles. Su versatilidad permite su aplicación en diversos sectores, desde el residencial hasta el industrial. Existen diferentes tipos de energía solar, clasificados según la forma en que se aprovecha la radiación solar:

Energía Solar Fotovoltaica

La energía solar fotovoltaica se basa en la conversión directa de la luz solar en electricidad mediante un sistema fotovoltaico. Estos sistemas están compuestos por módulos fotovoltaicos, que contienen células de silicio capaces de transformar la radiación solar en energía eléctrica. Al incidir la luz sobre estas células, se genera un flujo de electrones que da lugar a una corriente eléctrica continua, posteriormente convertida en corriente alterna mediante un inversor.

Esta tecnología es ampliamente utilizada en autoconsumo residencial, plantas solares a gran escala y aplicaciones aisladas de la red.

Energía Solar Térmica

La energía solar térmica aprovecha la radiación solar para generar calor, utilizando colectores solares que absorben la energía del sol y la transfieren a un fluido térmico. Este calor puede emplearse para calentar agua sanitaria, apoyar sistemas de calefacción o generar vapor para la producción de electricidad en centrales termosolares. En estas plantas, el vapor moviliza turbinas acopladas a generadores eléctricos, permitiendo la conversión del calor en energía eléctrica.

Energía Solar Pasiva

A diferencia de los sistemas anteriores, la energía solar pasiva no requiere la conversión de la radiación solar en otro tipo de energía, sino que se basa en el diseño arquitectónico y el uso de materiales específicos para optimizar la captación, almacenamiento y distribución del calor solar en edificios. La arquitectura bioclimática y el ecodiseño aprovechan este principio para mejorar la eficiencia energética de los espacios habitables, reduciendo la dependencia de sistemas de climatización artificiales. La iluminación natural, mediante ventanas estratégicamente ubicadas o el uso de tubos solares reflectantes, también es una aplicación destacada de esta tecnología.

Energía Solar Híbrida

La energía solar híbrida combina sistemas solares con otras fuentes de energía renovable, como la energía eólica, para optimizar la generación eléctrica. Los sistemas híbridos fotovoltaico-eólicos utilizan paneles solares y aerogeneradores, asegurando un suministro energético más estable al aprovechar tanto la radiación solar como el viento. Este enfoque es especialmente útil en zonas aisladas o con variabilidad climática, donde una única fuente de energía podría no ser suficiente para cubrir la demanda energética de manera constante.

1.4 INTRODUCCIÓN A LAS CENTRALES TERMOSOLARES

Las plantas de energía termosolar, también conocidas como plantas solares de concentración, aprovechan la radiación solar directa mediante sistemas de espejos que concentran la energía en un receptor térmico, generalmente

compuesto por un fluido como aceite térmico o sales fundidas. Este fluido transporta el calor hacia un intercambiador de calor, donde se genera vapor de agua. Posteriormente, el vapor es utilizado para accionar una turbina que genera energía eléctrica, siguiendo un proceso similar al de las centrales térmicas tradicionales. En términos generales, una planta termosolar se compone de tres elementos clave:

1. **Captadores solares:** Son sistemas de espejos que reflejan y concentran la radiación solar sobre un punto específico, transformando la energía luminosa en calor.
2. **Sistema de almacenamiento de calor:** Utiliza vapor de agua o sales fundidas para almacenar el calor generado, permitiendo su uso incluso en momentos de baja radiación solar.
3. **Generador eléctrico:** Mediante una turbina impulsada por el vapor, se convierte la energía térmica en energía mecánica, que luego es transformada en energía eléctrica.

La energía termosolar ofrece una alternativa prometedora y eficiente para la generación de electricidad a partir de la radiación solar, especialmente en regiones soleadas. Los diferentes tipos de concentradores solares permiten optimizar el aprovechamiento de la energía del sol de manera flexible y adaptable a las condiciones locales. La evolución de estos sistemas de concentración solar continúa avanzando, con un enfoque en mejorar el almacenamiento de energía y reducir costos operativos, lo que la convierte en una opción viable y sostenible para el futuro energético global.

1.4.1 TIPOS DE PLANTAS TERMOSOLARES

Las tecnologías termosolares son sistemas avanzados que aprovechan la radiación del sol para generar energía térmica y, en muchos casos, convertirla en electricidad. Existen diversas tecnologías dentro de este campo, cada una con principios de funcionamiento específicos y ventajas particulares. Estas tecnologías han sido desarrolladas para optimizar la captación de la radiación solar y mejorar la eficiencia en la producción de energía, contribuyendo a la reducción de la dependencia de combustibles fósiles y a la sostenibilidad energética. A continuación, se describen los principales tipos de plantas termosolares:

Concentradores lineales cilindro-parabólicos

Este sistema es uno de los más utilizados en la generación de energía termosolar. Consiste en una serie de espejos curvados en forma de U, también llamados reflectores cilindro-parabólicos, que están orientados hacia el sol y dispuestos en largas hileras. Estos espejos reflejan y concentran la radiación solar sobre un tubo receptor que se encuentra suspendido en el eje focal de cada estructura parabólica.

Dentro del tubo receptor circula un fluido térmico, generalmente aceite sintético, que absorbe el calor solar y alcanza temperaturas de hasta 400 °C. Este calor es transferido posteriormente a un intercambiador de calor, donde se genera vapor de agua a alta presión. El vapor acciona una turbina conectada a un generador eléctrico, produciendo electricidad. Una de las ventajas de esta tecnología es su capacidad para almacenar calor en sales fundidas, lo que permite la generación de electricidad incluso cuando no hay radiación solar directa.

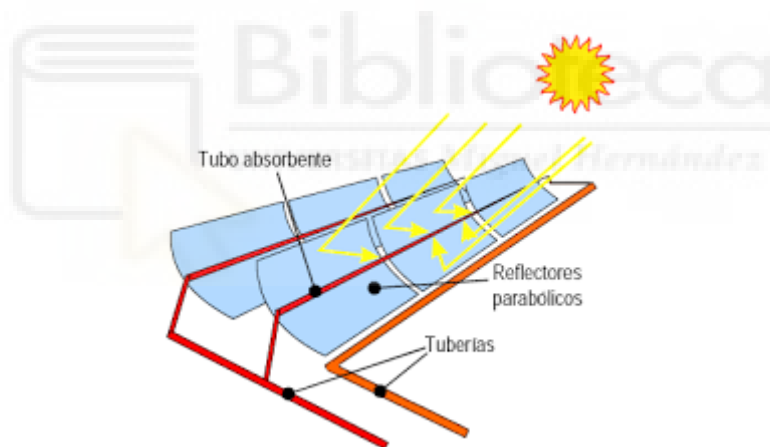


Figura 3. Concentradores lineales cilindro parabólicos.

Concentradores de lentes de Fresnel

Los concentradores de lentes de Fresnel son una alternativa a los sistemas cilindro-parabólicos. En lugar de utilizar espejos curvados, emplean una serie de espejos planos dispuestos en diferentes ángulos para concentrar la radiación solar en un tubo receptor ubicado sobre ellos. Estos espejos pueden moverse de forma independiente para seguir el movimiento del sol a lo largo del día, optimizando la captación de energía.

Este diseño presenta varias ventajas, como una menor complejidad en la fabricación e instalación de los espejos, lo que reduce los costos de producción y mantenimiento. Además, los sistemas Fresnel permiten una disposición más

compacta, lo que facilita su integración en diferentes entornos. Sin embargo, su eficiencia es ligeramente menor en comparación con los sistemas cilindro-parabólicos, debido a pequeñas pérdidas ópticas asociadas a la geometría de los espejos.

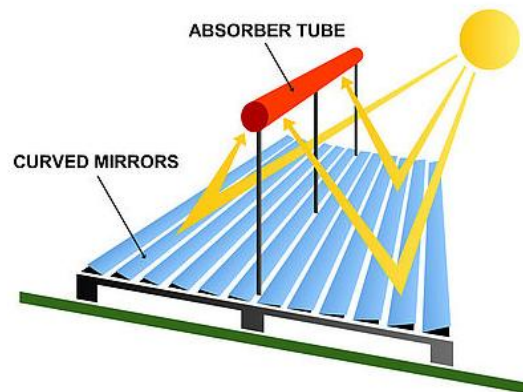


Figura 4. Concentradores de lentes de Fresnel

Concentradores parabólicos (Sistema Stirling)

Este tipo de tecnología se basa en un espejo parabólico, similar en apariencia a una antena satelital, que refleja la luz solar hacia un punto focal donde se encuentra un receptor de alta eficiencia. En este receptor, la energía térmica se transfiere a un motor Stirling, un dispositivo térmico que convierte directamente el calor en movimiento mecánico mediante la expansión y contracción de un gas contenido en su interior.

El motor Stirling acciona un generador eléctrico, produciendo electricidad de manera altamente eficiente. A diferencia de otros sistemas termosolares que utilizan vapor de agua para mover turbinas, este método no requiere fluidos adicionales ni intercambiadores de calor, lo que lo hace más eficiente en términos de conversión energética. Además, su capacidad de modularidad permite su implementación en instalaciones pequeñas o descentralizadas. Sin embargo, los costos de fabricación y mantenimiento pueden ser elevados, lo que ha limitado su adopción a gran escala.

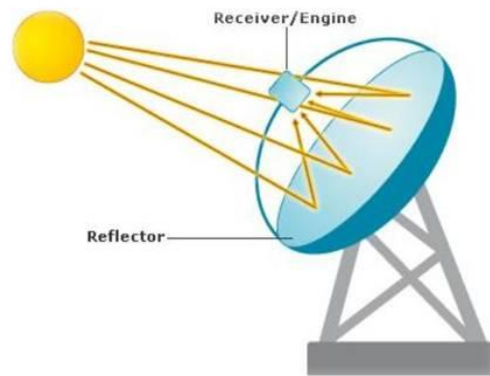


Figura 5. Concentradores parabólicos

Concentradores de torre (Helióstatos)

Las plantas termosolares de torre central utilizan una gran cantidad de espejos planos, conocidos como heliostatos, dispuestos en un extenso campo solar alrededor de una torre central. Cada heliostato está diseñado para seguir el movimiento del sol y reflejar su luz hacia un receptor ubicado en la parte superior de la torre.

En este receptor, un fluido térmico (que puede ser agua, aire o sales fundidas) absorbe el calor concentrado y alcanza temperaturas superiores a los 500 °C. En muchos casos, se emplean sales fundidas debido a su capacidad para almacenar grandes cantidades de calor y mantener temperaturas elevadas durante largos períodos. Este calor se utiliza posteriormente para generar vapor de agua, que acciona una turbina y produce electricidad.

Una de las principales ventajas de este sistema es su capacidad de almacenamiento térmico, lo que permite generar electricidad incluso después de la puesta del sol, mejorando la estabilidad y confiabilidad del suministro eléctrico. Sin embargo, los costos de infraestructura y mantenimiento pueden ser elevados, y su implementación requiere grandes extensiones de terreno, lo que limita su aplicación en ciertos entornos.

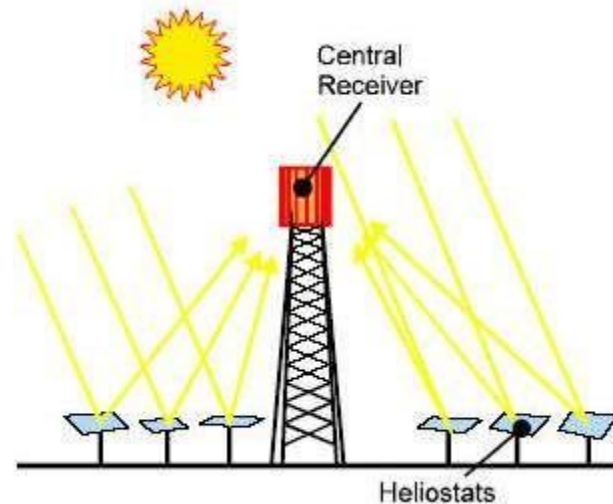


Figura 6. Concentradores de torre

Las tecnologías termosolares representan una alternativa eficiente y sostenible para la generación de electricidad a partir de la radiación solar. Cada tipo de tecnología tiene aplicaciones y ventajas específicas, lo que permite su adaptación a diferentes necesidades energéticas y condiciones geográficas. A medida que avanzan las investigaciones y el desarrollo tecnológico, es probable que estas soluciones continúen mejorando en eficiencia y competitividad, contribuyendo a la transición hacia un modelo energético más limpio y sostenible.

1.4.2 VENTAJAS E INCONVENIENTES Y SU SITUACIÓN

Ventajas

Alta eficiencia energética: La eficiencia de las plantas termosolares varía según diversos factores, como la capacidad de concentración de la radiación solar, la temperatura del fluido de transferencia de calor y el tamaño de los captadores solares. En sistemas operativos actuales, la eficiencia de conversión de energía se encuentra entre el 20% y el 40%, lo que la coloca en una posición competitiva frente a otras tecnologías renovables, como la fotovoltaica, que presenta eficiencias comerciales de entre 18% y 26%. Además, la eficiencia de las centrales termosolares puede ser comparable a las centrales térmicas convencionales, como las de carbón y nucleares (alrededor del 35%), aunque aún se encuentra por debajo de las centrales de ciclo combinado de gas natural (45%-50%).

Capacidad de almacenamiento: Un aspecto clave que diferencia a las plantas termosolares de otras tecnologías solares es su capacidad de almacenamiento

de energía. A través del uso de sales fundidas o vapor de agua, estas plantas pueden almacenar energía térmica durante 10 a 15 horas, lo que les permite generar electricidad de manera continua, incluso durante la noche o en momentos de baja radiación solar. Esta capacidad de almacenamiento les permite ajustarse de manera eficiente a la demanda eléctrica, proporcionando suministro constante las 24 horas del día. A finales de 2021, la capacidad global de almacenamiento térmico en plantas termosolares superaba los 23 GWh, basado principalmente en el uso de sales fundidas.

Tecnología flexible y complementaria: Las plantas termosolares con almacenamiento térmico son una solución eficiente para la integración de fuentes de energía renovables variables, como la fotovoltaica y la eólica. La producción de estas energías puede ser intermitente, lo que exige una planificación cuidadosa del sistema eléctrico para evitar problemas como caídas de tensión o apagones. Sin embargo, la energía termosolar permite almacenar el exceso de energía solar cuando la producción fotovoltaica es alta, para liberarla posteriormente y complementar la falta de producción cuando la radiación solar es baja o la demanda es alta. De esta forma, la termosolar puede actuar como un respaldo eficaz y complementario para las energías renovables variables.

Inconvenientes

Requiere altos niveles de irradiación solar: Uno de los principales inconvenientes de la energía termosolar es la necesidad de altas tasas de irradiación solar para ser rentable. Las plantas de energía termosolar solo son viables en regiones que experimentan una radiación solar significativa durante largas horas al día. Esto limita la implementación de esta tecnología a áreas con irradiación anual superior a 2.000 kWh/m², como ocurre en el sur de Europa o el norte de África. En regiones con menor irradiación, los costes de las instalaciones no son competitivos en comparación con otras fuentes de energía.

Altos costes de producción de electricidad: Aunque la eficiencia de las plantas termosolares ha mejorado en los últimos años, el coste de la electricidad generada sigue siendo un obstáculo significativo para su desarrollo masivo. A pesar de las tendencias de reducción de costes observadas desde 2007, los precios actuales de la electricidad termosolar siguen siendo relativamente altos. No obstante, se espera que, a medida que se sigan implementando nuevos

proyectos y mejorando las economías de escala, los costes continúen disminuyendo.

Situación actual de la energía termosolar

A nivel mundial, cada vez más países están adoptando la tecnología de energía termosolar con almacenamiento térmico. Aunque inicialmente se desarrollaron principalmente en regiones como América del Norte y Europa, en los últimos años ha habido un aumento significativo en la instalación de estas plantas en África y Asia. España se destaca como líder mundial en el sector, con más de 50 plantas termosolares que suman una capacidad instalada de 2.300 MW. Sin embargo, a pesar de su expansión, la energía termosolar aún no ha alcanzado la competitividad comercial de la fotovoltaica.

El futuro de la energía solar

Para que la energía termosolar sea competitiva a gran escala, es necesario reducir significativamente sus costes de producción y mejorar su eficiencia. Se prevé que las futuras investigaciones se centren en incrementar las temperaturas de conversión en las plantas termosolares, con el objetivo de alcanzar rangos de 700^o-800^oC. Esto permitiría utilizar sales fundidas en lugar de vapor de agua, optimizando el almacenamiento de calor. La mejora de la tecnología de la torre central, que actualmente utiliza nitratos de sodio y potasio, también contribuirá a la mejora del rendimiento general. A medida que los costes disminuyan y la tecnología madure, es probable que la energía termosolar vea un aumento en su implementación en países con altas irradiaciones solares, acercándose a la competitividad de la fotovoltaica.

1.5 CENTRALES TERMOSOLARES EN ESPAÑA

España ha sido pionera en el desarrollo de la energía termosolar gracias a factores geográficos, políticos y tecnológicos que han favorecido su crecimiento. Su posición como referente mundial en este sector se debe a la combinación de recursos naturales, incentivos gubernamentales, innovación y experiencia acumulada.

El país cuenta con condiciones climáticas favorables, caracterizadas por una elevada irradiación solar, especialmente en el sur de la península ibérica. Esta ventaja ha permitido la viabilidad técnica y económica de las centrales termosolares, facilitando su implementación a gran escala. Además, el desarrollo

de un marco regulador adecuado ha sido fundamental para fomentar la inversión en energías renovables. La Ley del Sector Eléctrico y los programas de tarifas reguladas han promovido la construcción de numerosas plantas termosolares, atrayendo capital nacional e internacional.

En el ámbito tecnológico, España ha demostrado liderazgo en investigación y desarrollo de energía termosolar. Instituciones como el Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas (CIEMAT) han desempeñado un papel clave en la innovación de sistemas como el almacenamiento térmico con sales fundidas, que permite la generación de electricidad incluso en ausencia de radiación solar. La experiencia adquirida en la construcción y operación de plantas termosolares ha sido otro factor determinante, con instalaciones como la Plataforma Solar de Almería y las centrales de Gemasolar y Andasol, que han servido como modelo para la implementación de esta tecnología en otros países. Además, la industria termosolar española ha logrado expandirse a nivel internacional, exportando tecnología y conocimientos a mercados emergentes en energía solar como Estados Unidos, Oriente Medio y América Latina.

Los objetivos estratégicos de España en energía termosolar están alineados con su compromiso con la transición energética y la sostenibilidad. Entre sus prioridades está el aumento de la capacidad instalada, mediante la incorporación de nuevas plantas y la mejora de la eficiencia de las existentes. Asimismo, se impulsa el desarrollo de tecnologías avanzadas que optimicen los sistemas de almacenamiento térmico y reduzcan los costos de producción. La energía termosolar desempeña un papel clave en la reducción de emisiones de carbono, contribuyendo a la descarbonización del sector energético y alineándose con los compromisos de España en el Acuerdo de París y el Pacto Verde Europeo. Otro aspecto fundamental es la consolidación del liderazgo del país mediante la exportación de tecnología, conocimientos y experiencia a otros mercados con alto potencial solar. También se trabaja en la integración de la energía termosolar en la red eléctrica nacional para favorecer un mix energético equilibrado y estable, así como en la generación de empleo y el desarrollo económico en regiones con alto recurso solar.

España participa activamente en acuerdos internacionales y marcos regulatorios que fomentan la energía termosolar. Entre ellos destaca el Acuerdo de París de

2015, en el que el país se comprometió a reducir sus emisiones de gases de efecto invernadero y a promover el desarrollo de energías renovables para alcanzar la neutralidad climática en 2050. El Pacto Verde Europeo de 2019 busca transformar el modelo energético europeo hacia fuentes limpias, estableciendo objetivos ambiciosos en energías renovables y eficiencia energética. Además, la Directiva Europea de Energías Renovables (RED II) establece un marco regulador para el fomento de las energías limpias en la Unión Europea, obligando a los Estados miembros a cumplir con cuotas de energía renovable en su mix energético. Dentro del ámbito nacional, el Plan Nacional Integrado de Energía y Clima (PNIEC) 2021-2030 define los objetivos específicos del país en energía renovable, poniendo un fuerte énfasis en el crecimiento de la termosolar y otras fuentes sostenibles. Asimismo, el Fondo de Innovación de la Unión Europea apoya financieramente el desarrollo de nuevas tecnologías de energía renovable, favoreciendo la innovación en almacenamiento térmico y eficiencia de plantas termosolares.

En conclusión, la combinación de condiciones climáticas favorables, políticas de apoyo, liderazgo en investigación y desarrollo y experiencia en implementación ha convertido a España en un referente mundial en energía termosolar. Estos factores, junto con la adhesión a acuerdos internacionales y el cumplimiento de normativas europeas, han permitido que el país se mantenga a la vanguardia de esta tecnología y continúe desempeñando un papel clave en la transición energética hacia fuentes renovables y sostenibles.

Actualmente, en España hay exactamente 50 plantas termosolares: 12 en Badajoz, 11 en Sevilla, 7 en Ciudad Real, 6 en Córdoba, 5 en Cáceres, 3 en Granada, 2 en Cádiz, 2 en Murcia, 1 en Alicante y 1 en Lérida. La provincia que mayor cantidad de centrales termosolares tiene en España y la que más potencia genera es Badajoz (Figura 7 y Figura 8) y a nivel comunidad, claramente, sería Andalucía.



Figura 7. Ubicación de las plantas termosolares en España (extraída de protermo solar)

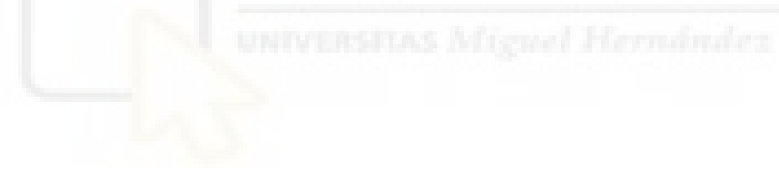




Figura 8. Nº de centrales termosolares por provincia y su potencia instalada (extraída de protermo solar)

Los últimos datos representativos del sector en España pertenecen a septiembre de 2024 donde encontramos 49 centrales en operación lo que supone 2.300 MW y una producción de 460 GWh. Se puede observar la generación anual de cada año en la siguiente tabla:

ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS PARA LA DISIPACIÓN DE CALOR EN LA PLANTA TERMOSOLAR
VILLEN-ENERSTAR CON EL SOFTWARE SYSTEM ADVISOR MODEL (SAM)

Año	GWh	Porcentaje
2009	130	2%
2010	692	13%
2011	1.832	34%
2012	3.444	64%
2013	4.442	83%
2014	4.959	93%
2015	5.085	95%
2016	5.071	95%
2017	5.347	100%
2018	4.424	83%
2019	5.166	97%
2020	4.538	85%
2021	4.705	88%
2022	4.123	77%
2023	4.695	88%
2024	3.765	70%

Tabla 1. Generación anual de las centrales en España

En la siguiente tabla se muestra información relativa sobre las centrales termosolares en España, destacar las columnas de potencia, tipo de tecnología utilizada y almacenamiento:

Nombre	Año de puesta en marcha	Provincia	Potencia MWe	Tecnología	Almacenamiento kWh
PS-10	2007	Sevilla	11	Torre con vapor saturado	1
ANDASOL I	2008	Granada	50	CCP	7,5
ANDASOL II	2009	Granada	50	CCP	7,5
Planta termoeléctrica de La Risca	2009	Badajoz	50	CCP	n/a
Puerto Errado I	2009	Murcia	1,4	Fresnel	n/a
Termollano	2009	Ciudad Real	50	CCP	n/a
PS-20	2009	Sevilla	20	Torre con vapor saturado	1
Planta termosolar EXTRESOL I	2009	Badajoz	50	CCP	7,5
MANCHASOL I	2010	Ciudad Real	50	CCP	7,5
Gemasolar	2010	Sevilla	19,9	Torre con sales fundidas	15

CAPÍTULO 1. ANTECEDENTES

Central Solar termoeléctrica La Dehesa	2010	Badajoz	50	CCP	7,5
Central Solar termoeléctrica La Florida	2010	Badajoz	50	CCP	7,5
Planta termoeléctrica de Majadas	2010	Cáceres	50	CCP	n/a
Planta termoeléctrica de Palma del Río II	2010	Córdoba	50	CCP	n/a
SOLNOVA I	2010	Sevilla	50	CCP	n/a
SOLNOVA III	2010	Sevilla	50	CCP	n/a
SOLNOVA IV	2010	Sevilla	50	CCP	n/a
Planta termosolar EXTRESOL II	2010	Badajoz	50	CCP	7,5
MANCHASOL II	2011	Ciudad Real	50	CCP	7,5
ANDASOL III	2011	Granada	50	CCP	8
HELIOENERGY I	2011	Sevilla	50	CCP	n/a
LEBRIJA I	2011	Sevilla	50	CCP	n/a
Planta termoeléctrica de Palma del Río I	2011	Córdoba	50	CCP	n/a
Valle 1	2011	Cádiz	50	CCP	7,5
Valle 2	2011	Cádiz	50	CCP	7,5
Central Solar termoeléctrica ASTE 1A	2012	Ciudad Real	50	CCP	n/a
Central solar termoeléctrica ASTE 1B	2012	Ciudad Real	50	CCP	n/a
Termosolar Borges	2012	Lerida	22,5	CCP + Hibridación con Biomasa	n/a
Puerto Errado II	2012	Murcia	30	Fresnel	n/a
HELIOENERGY II	2012	Sevilla	50	CCP	n/a
Solacor I	2012	Córdoba	50	CCP	n/a
Solacor II	2012	Córdoba	50	CCP	n/a
SOLABEN II	2012	Cáceres	50	CCP	n/a
SOLABEN III	2012	Cáceres	50	CCP	n/a
Planta termosolar de Morón	2012	Sevilla	50	CCP	n/a
TERMOSOL I	2012	Badajoz	50	CCP	9
Central solar termoeléctrica ASTEXOL II	2012	Badajoz	50	CCP	n/a
Planta termosolar de Olivenza I	2012	Badajoz	50	CCP	n/a
Planta Termoeléctrica de Consol Orellana	2012	Badajoz	50	CCP	n/a

ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS PARA LA DISIPACIÓN DE CALOR EN LA PLANTA TERMOSOLAR
VILLEN-ENERSTAR CON EL SOFTWARE SYSTEM ADVISOR MODEL (SAM)

Termosolar Guzmán Energía	2012	Córdoba	50	CCP	n/a
Central termosolar La Africana	2012	Córdoba	50	CCP	7,5
HELIOS I	2012	Ciudad Real	50	CCP	n/a
HELIOS II	2012	Ciudad Real	50	CCP	n/a
Planta termosolar EXTRESOL III	2012	Badajoz	50	CCP	7,5
SOLABEN I	2013	Cáceres	50	CCP	n/a
SOLABEN VI	2013	Cáceres	50	CCP	n/a
Arenales	2013	Sevilla	50	CCP	7
TERMOSOL II	2013	Badajoz	50	CCP	9
Casablanca	2013	Badajoz	50	CCP	7,5
Planta termosolar Enerstar Villena	2013	Alicante	50	CCP	n/a

Tabla 2. Centrales termosolares en España

1.6 SISTEMAS DE CONDENSACIÓN EN PLANTAS TERMOSOLARES

El ciclo agua-vapor es la base de numerosos procesos de generación eléctrica en centrales térmicas, en el que la etapa de condensación juega un papel crucial. En este proceso, el vapor residual, tras haber realizado trabajo mecánico en la turbina, se enfría y se transforma nuevamente en agua líquida, permitiendo su recirculación y el reinicio del ciclo termodinámico.

La selección del sistema de condensación implica un análisis riguroso de parámetros termodinámicos, condiciones ambientales y características operativas de la planta. Este trabajo se centra en el estudio de los sistemas de condensación del vapor en el ciclo agua-vapor, evaluando su impacto en el rendimiento energético y en la sostenibilidad de la generación eléctrica.

El rendimiento térmico de una planta de energía termosolar de concentración (CSP) está altamente influenciado por la presión y la temperatura del vapor a la entrada y salida de la turbina. A su vez, la presión y la temperatura de salida de la turbina están limitadas por el medio de condensación. En los sistemas de condensación convencionales, la temperatura mínima alcanzable está determinada por la temperatura del bulbo húmedo del ambiente. Por esta razón, la mayoría de las plantas CSP emplean torres de refrigeración, cuyo principio de funcionamiento se basa en el enfriamiento evaporativo del flujo de agua proveniente del condensador. La variación de la temperatura de condensación tiene un impacto significativo en la potencia generada por la planta, con una

reducción estimada del 0,5 % al 1 % por cada grado Celsius de aumento en dicha temperatura (EPRI).

Aunque las torres de refrigeración permiten alcanzar una temperatura de condensación más baja, lo que se traduce en un mejor rendimiento térmico, existen diversos inconvenientes que deben ser considerados durante la fase de diseño de las plantas. El principal de estos inconvenientes está relacionado con el consumo de agua asociado a estos equipos, que oscila entre 2,3 y 3,4 m³/h por MW generado, según Cooperman et al. (2012). Es importante destacar que las regiones geográficas con mayor potencial de producción para las plantas CSP, caracterizadas por elevados niveles de irradiación directa, suelen coincidir con áreas que enfrentan una considerable escasez de agua. Un ejemplo representativo de tales regiones es el área conocida como "Sunbelt", que abarca entre 20° y 40° de latitud en ambos hemisferios, norte y sur. Debido a esta problemática, la reducción del consumo de agua se ha convertido en un tema prioritario de investigación y desarrollo, y este enfoque es ampliamente reconocido por la industria. En la Figura 9 y Figura 10 se presenta gráficamente la coincidencia geográfica entre las zonas con mayor potencial de implementación de energía termosolar y los países que enfrentan mayor nivel de estrés hídrico.

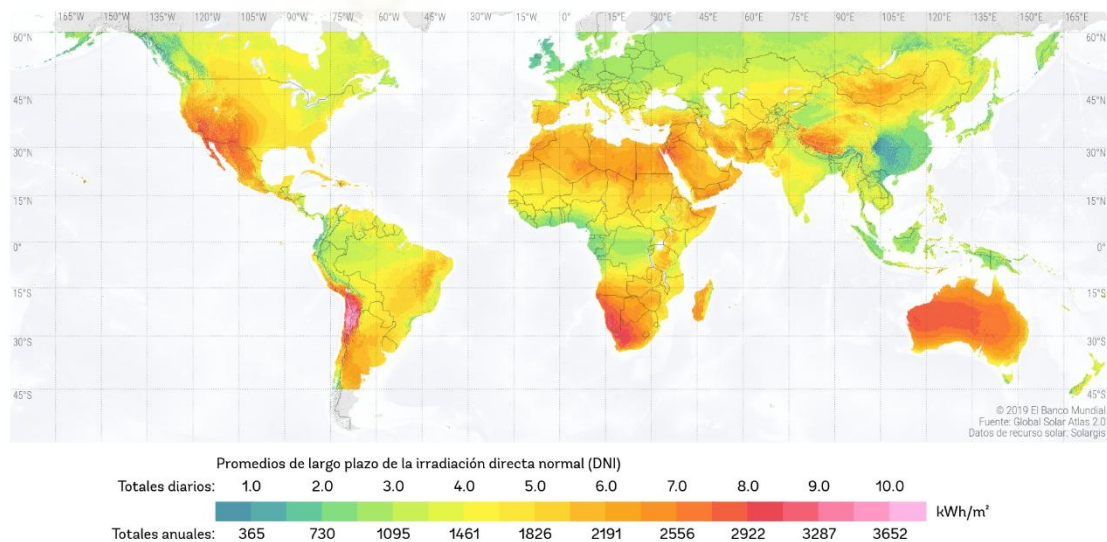


Figura 9. Irradiación directa normal DNI kWh/m². Fuente: Global Solar Atlas 2.0

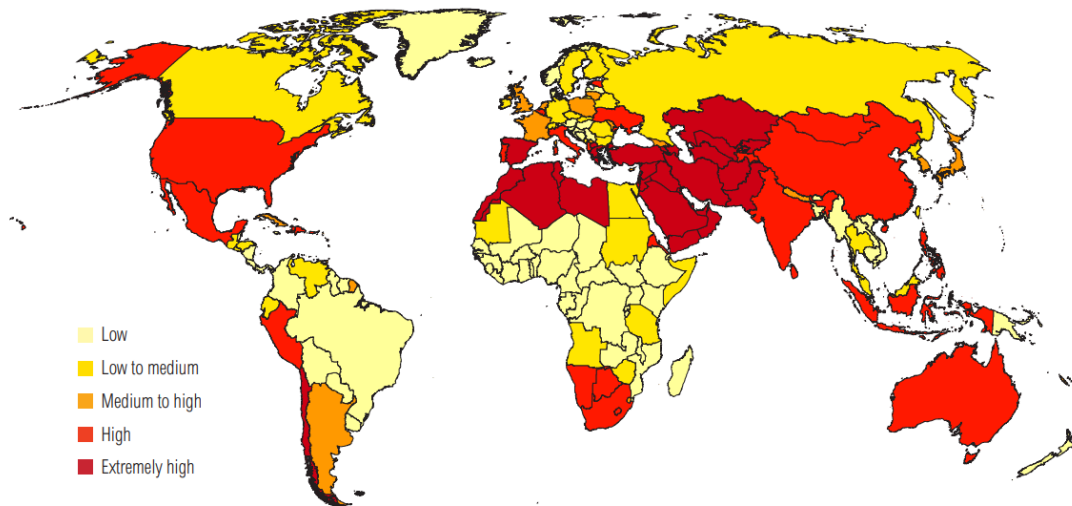


Figura 10. Niveles de estrés hídrico por países. Fuente: World Resources Institute

El consumo de agua en las torres de refrigeración se destina a compensar la evaporación, la purga necesaria para mantener la calidad del agua y el arrastre. Aunque este último fenómeno es mínimo, representando aproximadamente el 0,001% del agua recirculada, constituye un problema debido a la emisión de productos químicos y microorganismos, como la bacteria *Legionella*.

Una estrategia planteada para reducir de manera significativa el consumo de agua en la condensación es la utilización de aerocondensadores. Se estima que el uso de aerocondensadores puede reducir el consumo de agua en las plantas CSP entre un 80% y un 90%. El agua consumida en la planta cuando se emplean aerocondensadores se limita a aplicaciones distintas de la refrigeración, tales como la limpieza de los captadores cilindro-parabólicos, la reposición de agua en el bloque de potencia y otros usos secundarios. Otra de los refrigeradores secos es que se elimina el penacho generado ventaja en la sección de salida de la torre de refrigeración durante los períodos fríos, cuando se produce la mezcla entre el aire húmedo de salida y el aire ambiente. Este aspecto es particularmente relevante en las plantas CSP, ya que la presencia del penacho puede disminuir la eficiencia de los captadores cercanos a la torre de enfriamiento. Sin embargo, a pesar del considerable potencial de ahorro de agua que ofrecen los sistemas secos, presentan inconvenientes como la reducción de la capacidad de generación de energía, el aumento de la demanda de potencia auxiliar (debido al mayor consumo eléctrico de los ventiladores de los

condensadores de aire en comparación con los sistemas húmedos) y el incremento de los costes en la inversión inicial.

En la literatura se han encontrado diversos estudios comparativos sobre sistemas de condensación húmeda y seca para la disipación de calor en plantas CSP. Poullikkas A. (2013) presentó una comparación de los sistemas de refrigeración húmedos y secos en plantas CSP basados en el ciclo Rankine. La conclusión de su estudio fue que los sistemas secos ofrecen reducciones significativas en el consumo de agua de la planta en comparación con los sistemas evaporativos actualmente empleados para la refrigeración en plantas CSP. Esto podría conllevar una disminución en el coste de capital neto de la planta y en el coste nivelado de la electricidad (LCOE, por sus siglas en inglés). Sin embargo, la integración de aerocondensadores directos (ACC) resulta en una disminución del rendimiento global de la planta (mayores en las plantas de CSP de cilindro parabólico) que oscila entre el 1% y el 5%, así como un aumento en los costes de inversión debido al sobre coste de los aerocondens.

Por su parte, Marigorta et al. (2011) realizaron una comparación exérgica de dos tecnologías de refrigeración diferentes para el ciclo de potencia de una planta termosolar de 50 MWe. La comparación se efectuó bajo la premisa de que ambas tecnologías, operando con parámetros similares, no solo rechazan la misma cantidad de calor, sino que también tienen la misma potencia neta de ciclo. Se compararon la destrucción de exérgía y la eficiencia exérgica de cada componente, y se observará que el condensador es el componente donde se produce una mayor destrucción de exérgía. Además, concluyeron que, desde un punto de vista exérgico, el uso de un condensador enfriado por aire no es una solución eficiente para operar con bajas presiones de vapor.

Patnode (2006) realizó un análisis detallado de la transferencia de calor y energía para una planta CSP de 30 MWe, desarrolló y resolvió un modelo utilizando los programas EES y TRNSYS. En su intento de reducir el consumo de agua de la planta, examinó el impacto de reemplazar el sistema de enfriamiento húmedo por un condensador enfriado por aire, obteniendo como resultado una reducción considerable en la producción de energía, estimada en 1,3 MWe.

Aunque todos estos estudios presentan conclusiones relevantes, se considera que una comparación más completa y actual debería incluir sistemas híbridos

y/o combinados, tal como se sugiere en el trabajo de Hooman et al. (2017). En consecuencia, el siguiente apartado tiene como objetivo abordar este enfoque.

1.6.1 SISTEMAS DE CONDENSACIÓN INNOVADORES

1.6.1.1 Sistemas de condensación combinados

Al revisar los trabajos descriptivos sobre tecnologías innovadoras para la refrigeración de plantas CSP, se observa que la terminología empleada no es completamente precisa, ya que se intercambian términos como “híbrido”, “evaporativo”, “adiabático” y otros. En el presente documento, se adoptará el término “Sistema combinado” para describir un sistema que utilice simultáneamente los dos equipos tradicionales de refrigeración o condensación independientes: uno seco (por calor sensible) y otro húmedo (por calor latente), conforme a la terminología propuesta por Graaff (2017). Esta distinción queda más claramente ilustrada en la Figura 16, que presenta diversas opciones. El término "equipo o sistema híbrido" se reservará para aquellos sistemas que incorporen componentes basados en enfriamiento evaporativo y cuenten con un serpentín capaz de operar exclusivamente en seco. Los equipos híbridos se detallarán con mayor profundidad en el apartado siguiente.

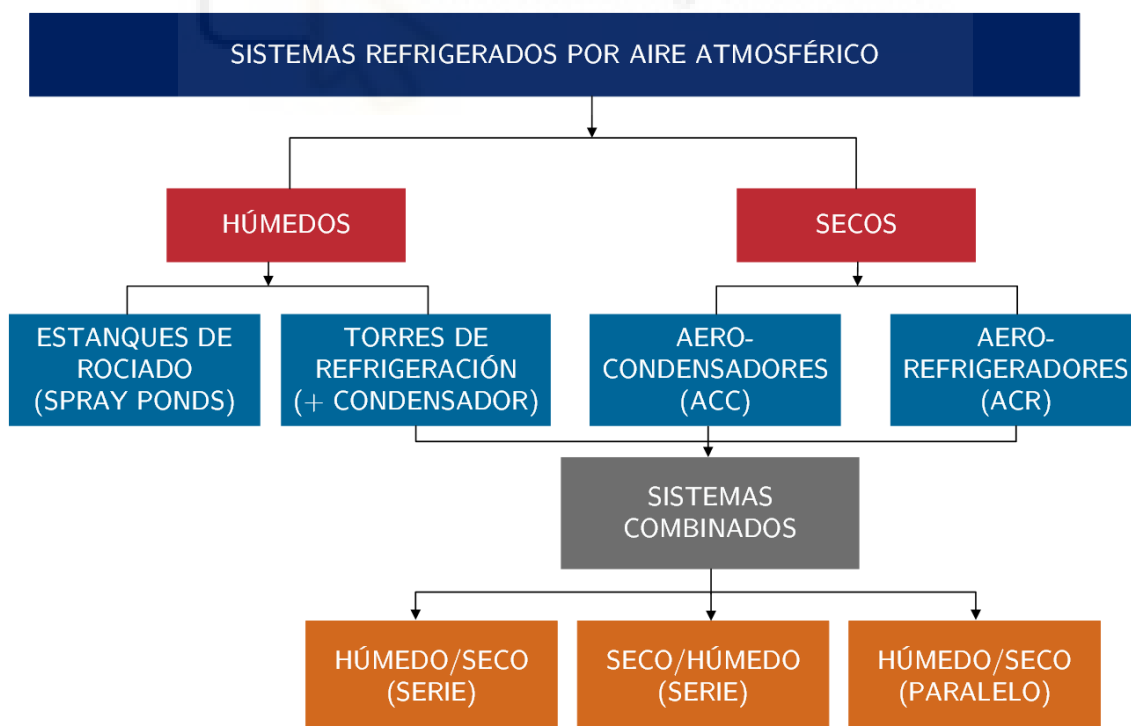


Figura 11. Esquema de los sistemas de condensación para plantas termosolares, adaptado de Graaff (2017)

Diversos autores han evaluado la implementación de sistemas combinados de condensación/refrigeración en ciclos de potencia, reconociendo el potencial de estos esquemas para reducir el consumo de agua sin comprometer significativamente el rendimiento térmico. Según la Agencia Internacional de la Energía (OCDE/AIE, 2010), los sistemas combinados pueden lograr un ahorro de agua del orden del 50%, mientras que la producción de electricidad se ve reducida solo en aproximadamente un 1% anual. En este contexto, el desarrollo de sistemas de refrigeración combinados optimizados representa un reto fundamental para alcanzar una mayor sostenibilidad medioambiental en las centrales termosolares, como se ilustra en la Figura 12. Este avance no solo contribuiría a la eficiencia de los sistemas, sino que también permitiría a las instalaciones de energía termosolar afrontar de manera más eficaz las restricciones ambientales, como la escasez de agua, sin afectar sustancialmente su capacidad.

Turchi et al. (2010) proponen como sistema combinado la instalación simultánea en paralelo de una torre de refrigeración e intercambiador seco, permitiendo la elección entre un sistema u otro en función de las condiciones ambientales. Esta estrategia permite un ahorro en el consumo de agua superior al 70%, sin una penalización significativa en la producción de la planta, que se reduce apenas en un 3%. En una línea similar, pero con un enfoque más versátil en cuanto al conectado hidráulico de los sistemas, Palenzuela et al. (2022) presentan los resultados experimentales de su planta piloto construida en la Plataforma Solar de Almería (PSA). En su estudio, exploran diferentes configuraciones en serie y paralelo bajo diversas condiciones ambientales de funcionamiento, con el objetivo de analizar su influencia tanto en el consumo de agua como en el consumo energético de los ventiladores. Los resultados obtenidos indican un gran potencial de reducción en el consumo de agua cuando se compara con un sistema exclusivamente húmedo. Concretamente, el ahorro de agua se cifra en un 67% en condiciones ambientales de entre 25°C y 30°C, para una carga térmica del 80% sobre 200 kWt y un conectado en paralelo (25% húmedo/75% seco). La configuración más favorable en términos de reducción del consumo eléctrico de los ventiladores es la de paralelo (50% húmedo/50% seco), en la que se alcanza una reducción del 59% respecto al sistema seco. Para identificar las estrategias de operación óptimas que logren un equilibrio entre bajo consumo

de agua y electricidad, se definen dos índices de eficiencia: el consumo específico de electricidad y el consumo específico de agua. La configuración en paralelo resultó ser la óptima en la mayoría de los casos, alcanzando el mejor rendimiento a altas temperaturas y con una carga del 80% del nominal, con valores de 0,033 kWe/kWt y 0,071 l/kWt, respectivamente. Si bien el trabajo realizado en esta planta experimental es de gran relevancia, aún existen cuestiones que requieren mayor investigación, como la influencia de la humedad relativa y la revisión de los índices de eficiencia.

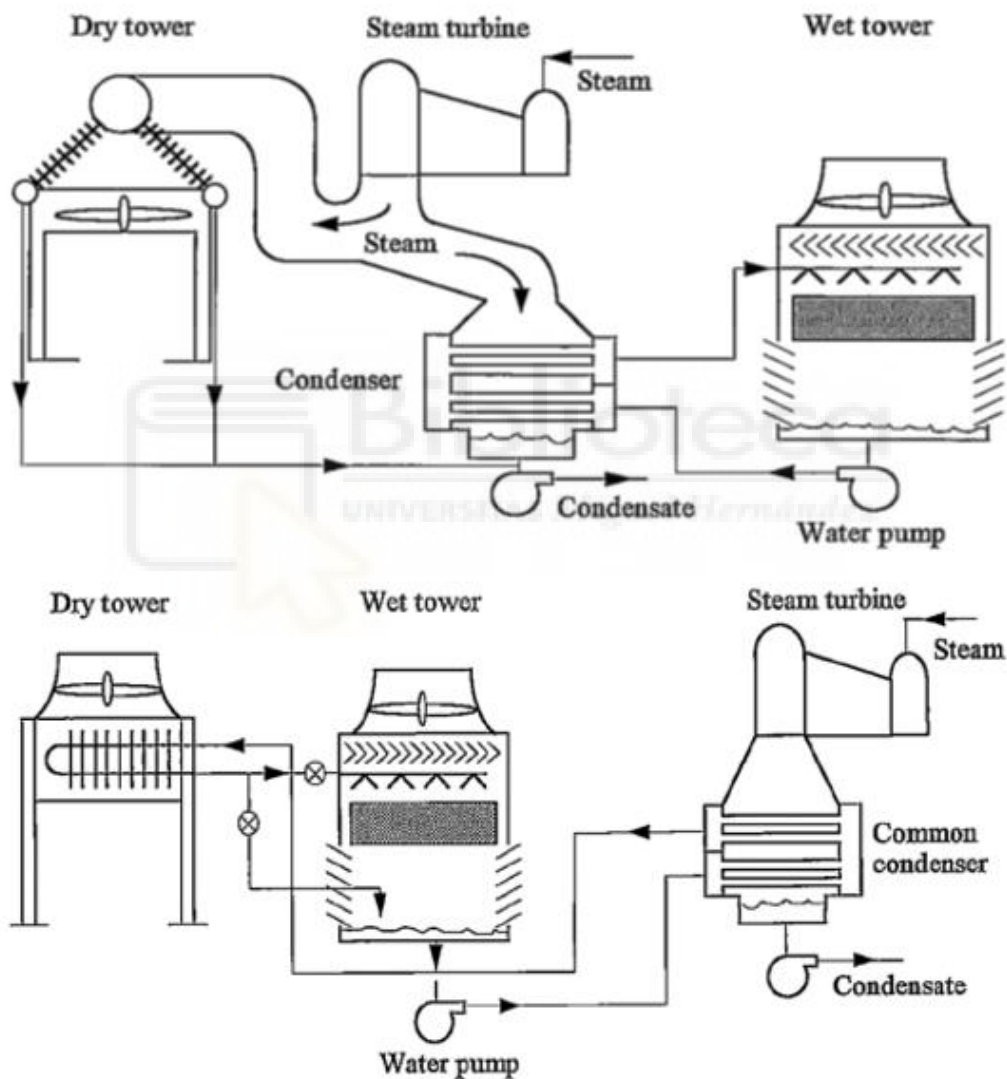


Figura 12. Esquemas combinados. Conexión Serie (Arriba), Conexión Paralelo (Abajo), adaptado de Graff (2017)

1.6.1.2 Sistemas de condensación híbridos

Obtendrán la denominación de “sistemas híbridos” aquellos sistemas que combinen ambos sistemas, húmedos y secos, en un mismo equipo. De ello surgen diferentes opciones, mostradas en el esquema de la Figura 13.

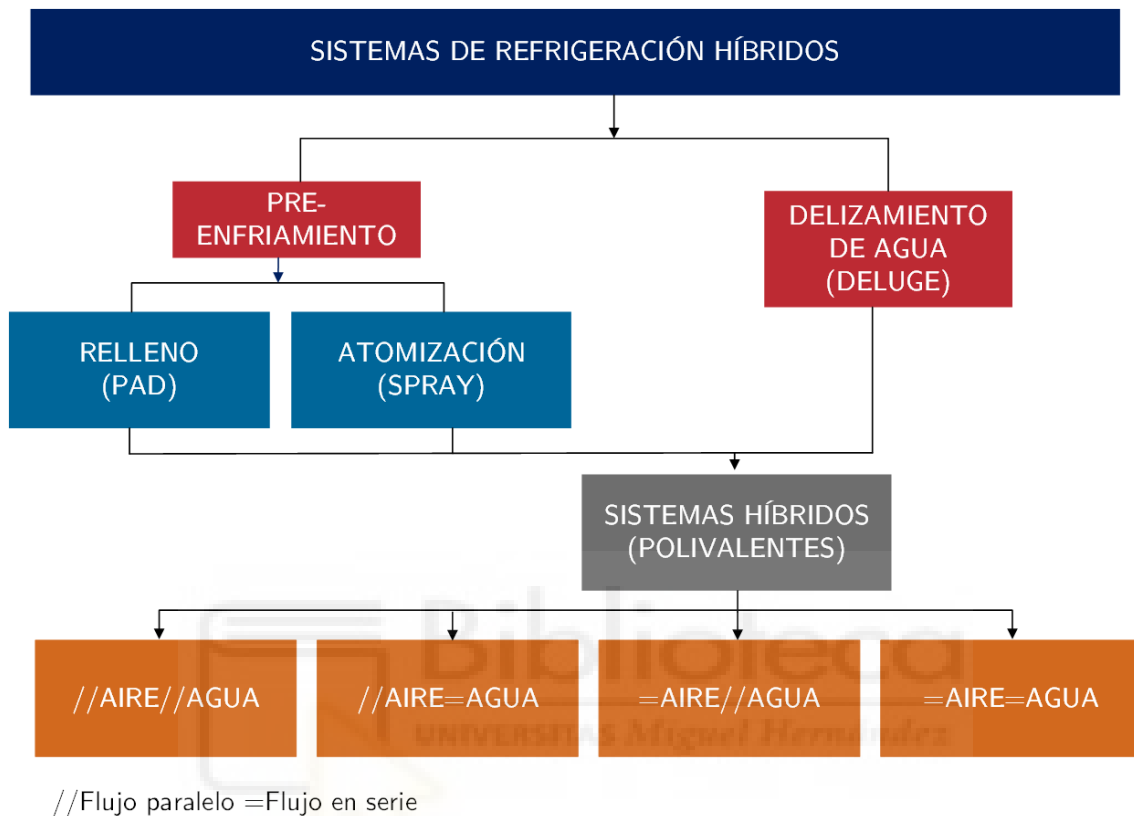


Figura 13. Esquemas híbridos de refrigeración

Pre-enfriamiento evaporativo mediante relleno

El método de enfriamiento mediante relleno evaporativo se basa en la cobertura del área de entrada con un medio poroso de enfriamiento evaporativo de tipo panel de abeja, generalmente fabricado con material celulósico. Para su funcionamiento, una corriente de agua es bombeada hacia la parte superior del sistema, donde se atomiza sobre el relleno evaporativo, humedeciéndolo completamente a medida que el agua desciende por gravedad sobre su superficie. Durante este proceso, una corriente de aire cruza perpendicularmente el medio poroso, lo que provoca un incremento en la humedad del aire y una disminución en su temperatura, como se observa en la Figura 14.

Estos sistemas suelen diseñarse de manera que la cantidad de agua empleada sea regulada para evitar la necesidad de recirculación. No obstante, en todos los casos incluyen una bandeja inferior de recogida de agua, la cual puede ser

derivada directamente al desagüe o recirculada, dependiendo de los criterios higiénico-sanitarios adoptados por cada fabricante. En caso de recirculación, es imprescindible implementar un sistema de mantenimiento del nivel de calidad del agua mediante purgas, con el fin de minimizar la formación de incrustaciones en el panel evaporativo.

El espesor del panel evaporativo constituye un factor clave en el diseño de estos sistemas, dado que un mayor espesor permite incrementar la eficiencia evaporativa, aunque conlleva un aumento en la caída de presión de la corriente de aire. Martínez et al. (2016) analizaron la influencia de diferentes espesores de rellenos evaporativos en la eficiencia de enfriamiento y la pérdida de carga del sistema, en combinación con el funcionamiento de un equipo de aire acondicionado tipo Split, que responde a los cambios en las condiciones de condensación. Los resultados obtenidos indicaron que el mayor incremento en la Eficiencia Energética de Refrigeración (EER), del 10,6 %, se lograba con un espesor de aproximadamente 100 mm.

No obstante, el principal inconveniente de los sistemas de pre-enfriamiento basados en rellenos evaporativos es la caída de presión adicional en la corriente de aire del condensador. Esta caída de presión genera una reducción en el flujo másico de aire a través del condensador, lo que disminuye su capacidad para disipar calor al ambiente. Como consecuencia, puede producirse un incremento en la presión del condensador si el enfriamiento del aire resulta insuficiente. Además, dicha pérdida de carga persiste incluso cuando el sistema de pre-enfriamiento evaporativo no está en funcionamiento.

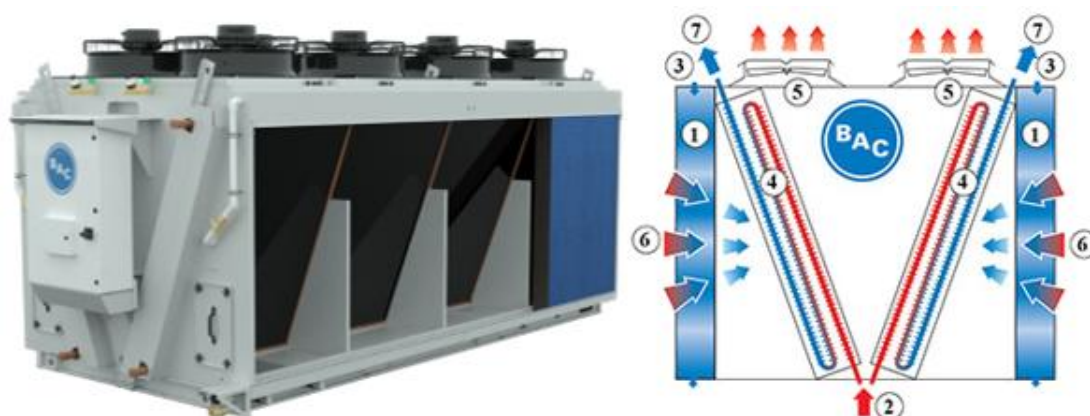


Figura 14. Refrigerador con pre-enfriamiento mediante relleno evaporativo. Fuente: Baltimore Aircoil ©

Pre-enfriamiento evaporativo mediante atomización

En comparación con los sistemas basados en rellenos evaporativos, los sistemas de enfriamiento por atomización presentan una mayor flexibilidad en su diseño, ya que requieren únicamente la instalación de atomizadores y una red de tuberías (véase Figura 15). Esta característica se traduce en una pérdida de presión significativamente menor, e incluso despreciable en algunos casos.

La atomización de agua en una corriente de aire como método de enfriamiento ha sido ampliamente utilizada para mejorar el rendimiento tanto de ciclos de potencia como de sistemas de refrigeración.



Figura 15. Refrigerador con pre-enfriamiento mediante atomización. Fuente: Blue Energy®

En el ámbito de los ciclos frigoríficos, el estudio de Yu et al. (2018) analiza la eficiencia del enfriamiento mediante atomización para el pre-enfriamiento del aire de entrada al condensador en una enfriadora de agua. En condiciones de clima subtropical, la implementación de este sistema permitió un aumento en la Eficiencia Energética de Refrigeración (EER) de la enfriadora de entre un 0,36 % y un 8,86 % en modo normal, y entre un 0,34 % y un 10,19 % en modo VSD (control de velocidad variable para los ventiladores del condensador).

No obstante, el principal inconveniente de los sistemas de atomización radica en la posibilidad de que el agua en fase líquida alcance los haces de tubos del intercambiador de calor, lo que puede provocar fenómenos de corrosión, incrustaciones y/o ensuciamiento. Para mitigar este problema, es imprescindible que toda el agua atomizada se evapore completamente en la corriente de aire antes de entrar en contacto con la superficie del intercambiador de calor.

Las boquillas atomizadoras de alta presión permiten la generación de gotas de agua de menor tamaño, lo que favorece su evaporación. Sin embargo, este proceso conlleva un mayor consumo energético. Además, la calidad del agua

utilizada puede afectar tanto el rendimiento de las boquillas como su coste de mantenimiento, tal como señalan Hooman et al. (2017).

Dado que las técnicas de pre-enfriamiento actuales presentan diversas limitaciones, resulta pertinente la búsqueda de soluciones alternativas. En este contexto, el presente trabajo propone la atomización mediante ultrasonidos como una estrategia innovadora, cuya evaluación se desarrollará en los apartados siguientes. Antes de ello, se presenta una revisión de los sistemas híbridos documentados en la bibliografía y en la oferta tecnológica del sector.

Enfriamiento evaporativo por deslizamiento (Deluge)

El método de enfriamiento mediante deslizamiento de agua sobre el serpentín del intercambiador de calor seco consiste en la atomización del agua directamente sobre los tubos, tras ser bombeada a la parte superior del sistema (véase Figura 16). En este proceso, la transferencia de calor se produce inicialmente por convección desde el fluido al interior de los tubos, seguida de un mecanismo de conducción a través del material del tubo, y nuevamente por convección entre la superficie exterior del tubo y el agua en descenso.

De manera simultánea, a medida que la corriente de agua se desliza por la superficie de los tubos, tiene lugar un intercambio de masa y energía entre el agua y el aire circundante, lo que provoca la evaporación de una fracción del agua y contribuye a su enfriamiento. El agua no evaporada es posteriormente recirculada para ser nuevamente atomizada en el sistema.

Desde el punto de vista constructivo, el principal desafío asociado a este tipo de sistemas radica en la posible aparición de fenómenos de corrosión e incrustaciones en la superficie de los tubos, lo que puede afectar negativamente a la eficiencia del intercambio térmico y a la vida útil del equipo.



Figura 16. Refrigerador híbrido por deslizamiento (deluge). Fuente: Thermofin heat exchangers ©

Sistemas híbridos polivalentes

A nivel comercial, aún es posible encontrar diseños más avanzados que combinan las soluciones previamente descritas, los cuales se denominan sistemas híbridos polivalentes. Un ejemplo de esta tecnología es el Hybrid Wet Surface Air Cooler (HWSAC), como el modelo Niagara de Alfa Laval, el cual puede emplearse tanto para la refrigeración de líquidos y gases como para procesos de condensación.

En este tipo de equipos, el fluido de proceso caliente circula a través de dos zonas diferenciadas dentro del sistema: una zona seca y otra con deslizamiento de agua sobre los tubos, similar al método *deluge* mencionado anteriormente. La activación de cada zona se ajusta en función de las condiciones climáticas: en invierno, el sistema opera en modo seco, mientras que, en condiciones estivales más exigentes, se activa la zona húmeda mediante el deslizamiento de agua sobre los tubos. Este enfoque permite minimizar el consumo de agua evaporada (véase Figura 17).

Un aspecto práctico por considerar en la selección de estos sistemas es la posibilidad de utilizar agua de baja calidad en la zona húmeda, dado que los tubos en esta sección presentan una superficie lisa. Esto permite el aprovechamiento de efluentes procedentes de otros procesos dentro de plantas de energía solar de concentración (CSP), como caudales de drenaje de torres de refrigeración o de sistemas de osmotización.

Un caso representativo de la aplicación de estos equipos en plantas CSP se encuentra en la planta Noor II, ubicada en Ouarzazate (Marruecos), donde han sido instalados para la disipación térmica de los sistemas auxiliares del bloque de potencia.

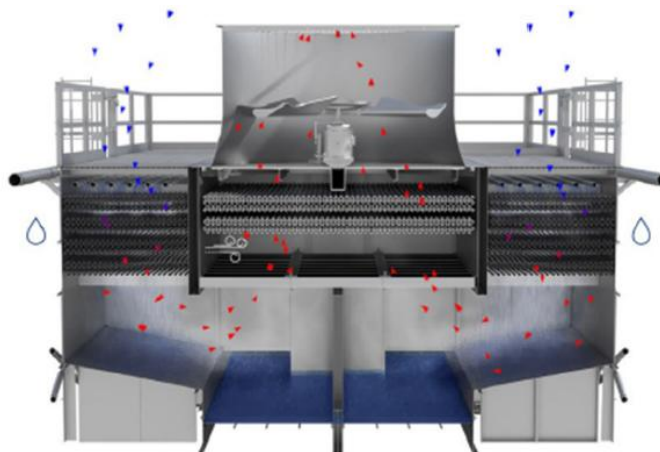


Figura 17. Hybrid Wet Surface Air Cooler. Fuente: Alfa Laval®

Otro diseño innovador es el HXV Hybrid Cooler de Baltimore Aircoil, un sistema que integra tres de los esquemas de enfriamiento previamente descritos: un serpentín seco, un serpentín con deslizamiento de agua tipo *deluge* y una zona de enfriamiento evaporativo con *pad*. Gracias a esta configuración, el equipo puede operar en tres modos diferentes a lo largo del año, ajustándose a las condiciones ambientales y a las prioridades de operación.

Cuando se busca maximizar la capacidad de refrigeración del equipo, en situaciones donde la temperatura ambiente supera los 18 °C, el fluido térmico se hace circular por ambos serpentines, activando tanto el deslizamiento de agua en el serpentín húmedo como el enfriamiento evaporativo en el *pad* para el pre-enfriamiento del aire de entrada al serpentín seco. En comparación con un sistema completamente húmedo, esta estrategia permite reducir en aproximadamente un 25 % la cantidad de agua evaporada, según datos del fabricante.

Para un rango de temperatura intermedio, entre 13 °C y 18 °C, el fabricante recomienda activar el modo adiabático, en el cual el fluido térmico se refrigera exclusivamente en el serpentín seco, mientras que el aire de entrada se pre-enfría mediante el relleno evaporativo. Bajo estas condiciones, se estima un ahorro de agua del 75 % en comparación con el funcionamiento totalmente húmedo.

Finalmente, en condiciones ambientales más favorables, cuando la temperatura es inferior a 13 °C, el sistema opera en modo completamente seco, utilizando únicamente ambos serpentines sin aporte de agua. De esta manera, se logra

eliminar por completo el consumo de agua, optimizando la eficiencia del equipo y reduciendo la dependencia de recursos hídricos.

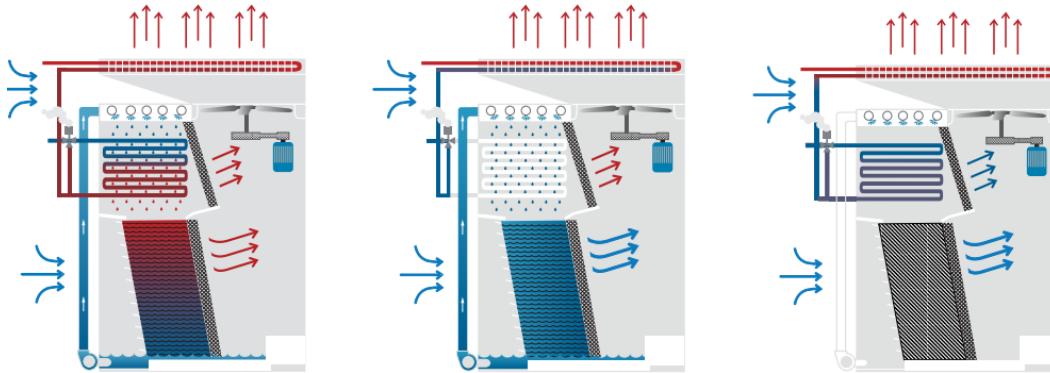


Figura 18. HXV Hybrid Cooler. Fuente: Baltimore Aircoil ®



CAPÍTULO 2

OBJETIVO

2 OBJETIVO

2.1 OBJETIVO

El objetivo de este proyecto es investigar las distintas opciones disponibles para la disipación de calor en el condensador de la central termosolar Villena-Enestar en el programa SAM (System Advisor Model). Para ello, se llevará a cabo un análisis comparativo que evalúe sus características, funcionamiento y eficiencia.

2.2 ALCANCE

El alcance del proyecto abarca la selección y el análisis comparativo de las ventajas y desventajas de los sistemas húmedos, secos y combinados. Posteriormente, se llevará a cabo la simulación de las distintas alternativas en SAM, con el objetivo de obtener resultados precisos. Finalmente, estos resultados serán evaluados con el propósito de identificar la opción más viable.

2.3 HERRAMIENTAS EMPLEADAS

Este apartado recoge las distintas herramientas que se han utilizado en este proyecto.

Microsoft Office

Microsoft Word: elaboración textos y proyecto.

Microsoft Excel: cálculos, tablas y gráficos comparativos y datos climatológicos.

SAM

System Advisor Model (SAM): es un software desarrollado por el Laboratorio Nacional de Energía Renovable (NREL) de EE.UU. en colaboración con el

Departamento de Energía de EE.UU. (DOE). Está diseñado para modelar el rendimiento y la viabilidad económica de proyectos de energías renovables. SAM es ampliamente utilizado en la industria, la academia y el gobierno para evaluar tecnologías de generación de energía, como solar fotovoltaica (PV), solar térmica (CSP), eólica, biomasa, hidroeléctrica y almacenamiento de energía.



CAPÍTULO 3

DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA TERMOSOLAR ENESTAR-VILLEN-EN

3 DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA TERMOSOLAR ENESTAR-VILLEN-EN.

3.1 DESCRIPCIÓN

Para la realización del presente proyecto se ha elegido la central termosolar del tipo CCP Enerstar-Villena con la que el Grupo de Investigación de Ingeniería Energética (GIE) del Insitituto de Investigación de Ingeniería del Elche (IIE) de la Universidad Miguel Hernández de Elche (UMH) ha mantenido una colaboración estable en los últimos años. Esta planta es una planta de colectores cilindro-parabólicos sin acumulación con una potencia instalada de 50 MWe.

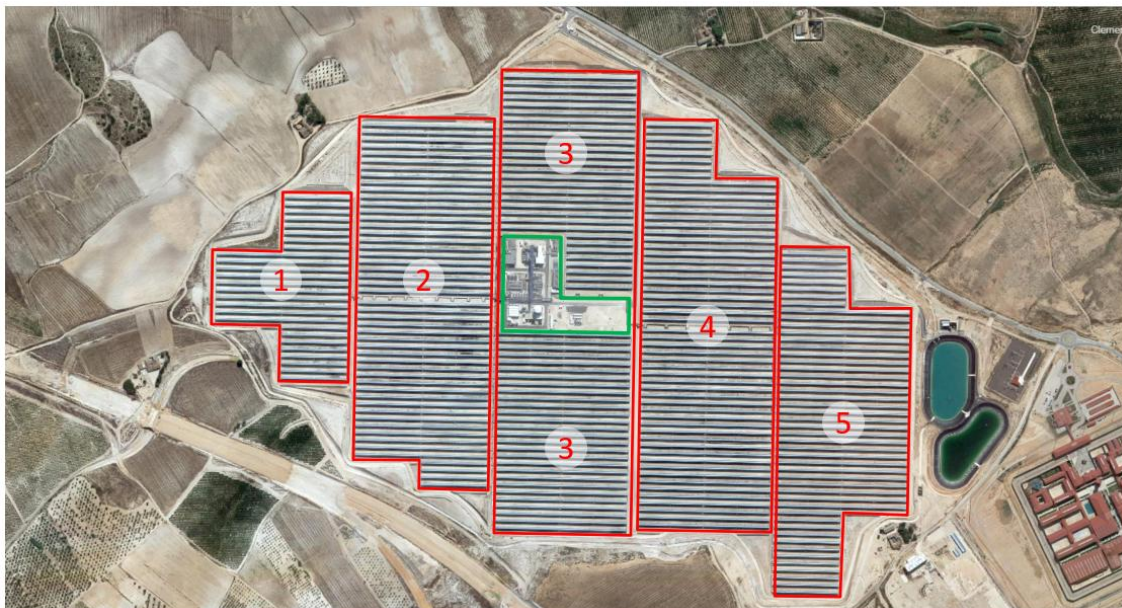


Figura 19. Distribución de los sub-campos solares de la planta Ernestar-Villena

A modo de explicación del contexto en el que diseñó y construyó la planta, la potencial nominal de diseño de la planta se limitó a 50 MWe para que la central se pudiera acoger a la prima del régimen especial establecida en el RD 661/2007. Las obras terminaron en octubre de 2013 y la central se encuentra conectada a la red y en operación comercial desde febrero de 2014.

La ficha técnica que aparece en la base de datos del National Renewable Energy Laboratory (NREL, IASS 2022) es la siguiente:

Power Station:	Enerstar
Location:	Villena (Alicante) Spain
Owners (%):	Plenium Partners
Technology	Parabolic Trough
Solar Resource:	1992
Nominal Capacity:	50 MW
Status	Operational
Start Year:	2013
Break Ground Date	2010
Expected Generation (GWh/year)	100
Lat/Long Location	38.729,-0.922
Total Power Station Land Area (km ²)	2.1

Tabla 3. Datos genéricos de la planta Enerstar-Villena.



Figura 20. Plano de los subsistemas principales de la planta Ernestar-Villena

3.2 CONFIGURACIÓN DE LA PLANTA

A continuación, se describen los diferentes subsistemas que constituyen la central termosolar Enerstar-Villena:

3.2.1 CAMPO SOLAR

El campo solar es una parte característica y fundamental de las centrales termosolares, ya que es el sistema encargado de convertir la radiación solar en energía térmica. La central termosolar de Villena dispone de un área total de apertura del campo solar de 339506 m² dividida en 5 subcampos solares, ver la Figura 19. Una de las particularidades del emplazamiento es que existe un desnivel de unos 20 entre los diferentes sub-campos solares que afecta a los valores de la presión del fluido térmico en el circuito hidráulico:

En relación con el campo solar, dispone de un total de 105 lazos, compuestos a su vez por 4 colectores, denominado Solar Concentrator Assembly (SCA) con una longitud por lazo de 600 m. El término SCA se refiere al conjunto de componentes que se utilizan para concentrar la irradiancia solar en un sistema termosolar. Cada uno de los SCAs está gobernado por un grupo hidráulico. Mediante la regulación de la orientación de cada uno se puede regular la temperatura del fluido térmico. Dentro del campo solar de Villena se pueden encontrar configuraciones de SCA en disposición en U o en W.

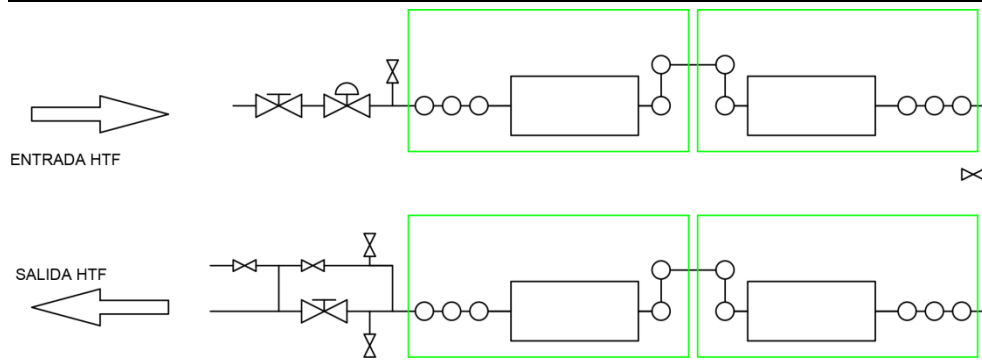


Figura 21. Configuración de un lazo constituido por 4 SCAs

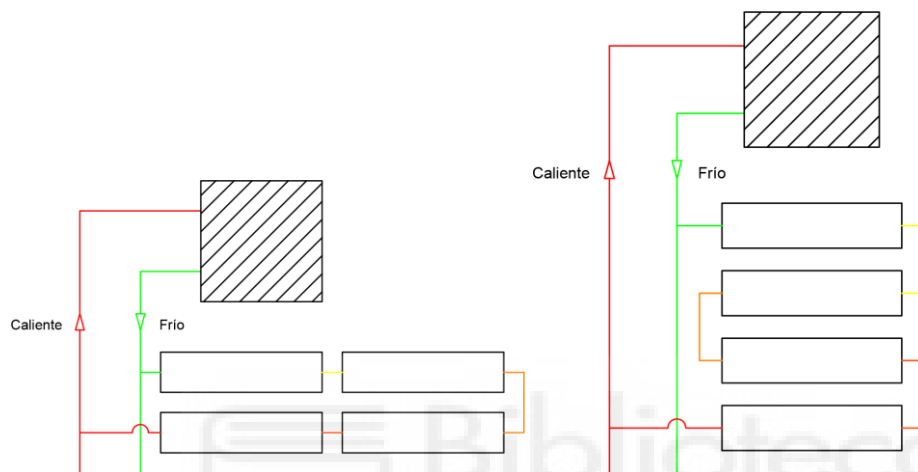


Figura 22. Opciones de configuración de un lazo constituido por 4 SCAs. Izquierda, lazo en U. Derecha lazo en W

El rango de movimiento de un SCA -20° a 200° . Si bien, el rango de trabajo útil entre 10° y 170° , debido a las sombras por las filas contiguas. La posición de defensa es de -10° , con respecto a la horizontal.



Figura 23. Fotografía del campo solar de la central Enerstar Villena

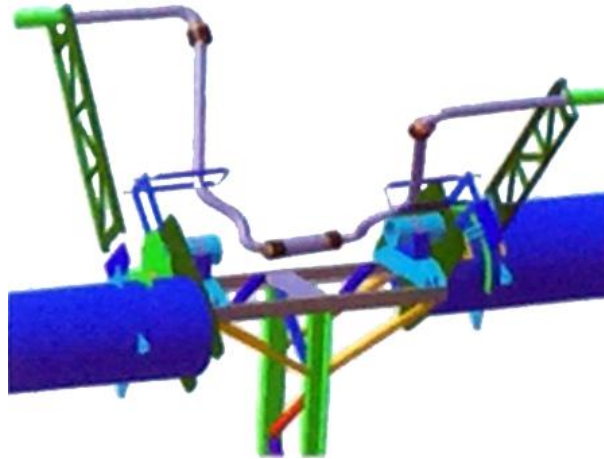


Figura 24. Detalles de Unión fija y móvil con rótulas: 3 rótulas (fija-móvil-dilatación)

A su vez, cada colector (SCA) está compuesto por 12 Solar Collector Element (Elemento Colector Solar) SCE. En plantas termosolares de colectores cilindro-parabólicos, que son las más comunes, un SCE típico consiste en:

- Un tubo absorbedor: Es un tubo de metal que contiene un fluido de transferencia de calor (normalmente aceite térmico). Este tubo está recubierto con un material que absorbe la radiación solar y la convierte en calor.
- Un reflector parabólico: Es un espejo con forma de parábola que concentra la luz solar directa hacia el tubo absorbedor.
- Una estructura de soporte: Mantiene el tubo absorbedor en la posición correcta dentro del reflector parabólico y permite que el colector siga el movimiento del sol a lo largo del día.

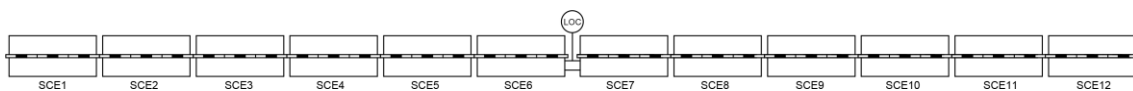


Figura 25. Conexión de Solar Collector Element (Elemento Colector Solar) SCE



Figura 26. Vista en perspectiva del Solar Collector Element (Elemento Colector Solar) SCE

Y finalmente, cada SCE está compuesto por 3 HCE, un HCE se refiere a un Heat Collection Element (Elemento de Recolección de Calor), y 28 espejos. Un HCE típico consta de los siguientes elementos:

- Tubo absorbedor: Un tubo de metal que transporta un fluido de transferencia de calor (generalmente aceite térmico). Este tubo está recubierto con un material que maximiza la absorción de la radiación solar y la convierte en calor.
- Cubierta de vidrio: Un tubo de vidrio que rodea el tubo absorbedor, creando un vacío entre ambos. Esta cubierta reduce las pérdidas de calor por convección y radiación, mejorando la eficiencia del HCE.
- Aislamiento: Material aislante que rodea la cubierta de vidrio para minimizar aún más las pérdidas de calor.



Figura 27. Identificación de espejos en el Solar Collector Element (Elemento Colector Solar) SCE

La Tabla 4 resume las principales características de campo solar de la planta:

Solar Field Aperture Area (m²)	339506
# of Solar Collector Assemblies (SCAs)	420
# of Loops	105
# of SCAs per Loop	4
# of Modules per SCA	12
SCA Length (m)	150
Collector/Heliostat Manufacturer	Sener, Spain
Collector/Heliostat Engineering or IP Owner	Sener, Spain
Collector/Heliostat Model	SenerTrough (SNT-1)

Mirror Manufacturer	Flabeg, Germany
Mirror Model	RP3

Tabla 4. Características de campo solar de la planta.

Los colectores SNT-1 y SNT-2 han sido desarrollados por la empresa española SENER como un producto integral de sus servicios como EPC (Ingeniería-Adquisición-Construcción) en proyectos en todo el mundo. De hecho, esta empresa forma parte del consorcio que construyó el Complejo Solar NOORo I, II y III en Marruecos. Allí, los campos solares de 160 MWeI NOORo I y 200 MWeI NOORo II implementan sus colectores cilindroparábolicos SNT-1 y 2, respectivamente. Ambos colectores utilizan un tubo de torsión a lo largo del módulo, donde el SNT-2 representa una versión a escala +25% del SNT-1. La principal característica de estos colectores son los brazos en voladizo, fabricados con tecnología de lámina delgada estampada que proporciona la forma parabólica y los puntos de apoyo para los espejos.



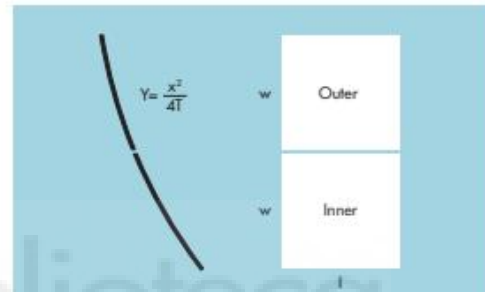


Solar Mirrors for Concentrating Solar Power (CSP)

This product information is related to the FLABEG specification for solar mirrors (Date: July 2009)

Available Mirrors

Type		Dimensions l x w (mm)
RP 2 T=1490 mm	Inner	$1570^{+3}_-1 \times 1400^{-1}_-$
	Outer	$1570^{+3}_-1 \times 1324^{-1}_-$
RP 3 L T=1710 mm	Inner	$1700^{+3}_-1 \times 1641^{-1}_-$
	Outer	$1700^{+3}_-1 \times 1568^{-4}_-2$
RP 4 T=1710 mm	Inner	$1570^{+3}_-1 \times 1900^{-2}_-2$
	Outer	$1570^{+3}_-1 \times 1900^{-2}_-2$



Glass Quality

Low iron float glass according to EN 572-2

Reflection according to ISO 9050

Type	Thickness	Reflection %	Weight (kg) Inner/Outer
RP 2	4 mm	≥ 93.5	22/21
	5 mm	≥ 92.5	28/26
RP 3 L	4 mm	≥ 93.5	28/27
	5 mm	≥ 92.5	35/33
RP 4	4 mm	≥ 93.5	30/30
	5 mm	≥ 92.5	37/37

Mirror Coating System

Layer System: Ag / Cu / low Pb protective lacquers/lead-free top coat

Durability of silver coating system

Resistance to humidity as per DIN EN ISO 6720-2 CH: 480 h
 Resistance to salt spray test DIN EN ISO 9227 NSS: 480 h
 Resistance to CASS test DIN EN ISO 9227 CASS: 120 h
 Stability in climatic cycling test DIN EN ISO 6270-2 CH*: 10 cycles

Visual Characteristics

Total visual defects effecting the performance: ≤ 0.01 %
 Corners on mirror may be rounded to radius of max. 20 mm

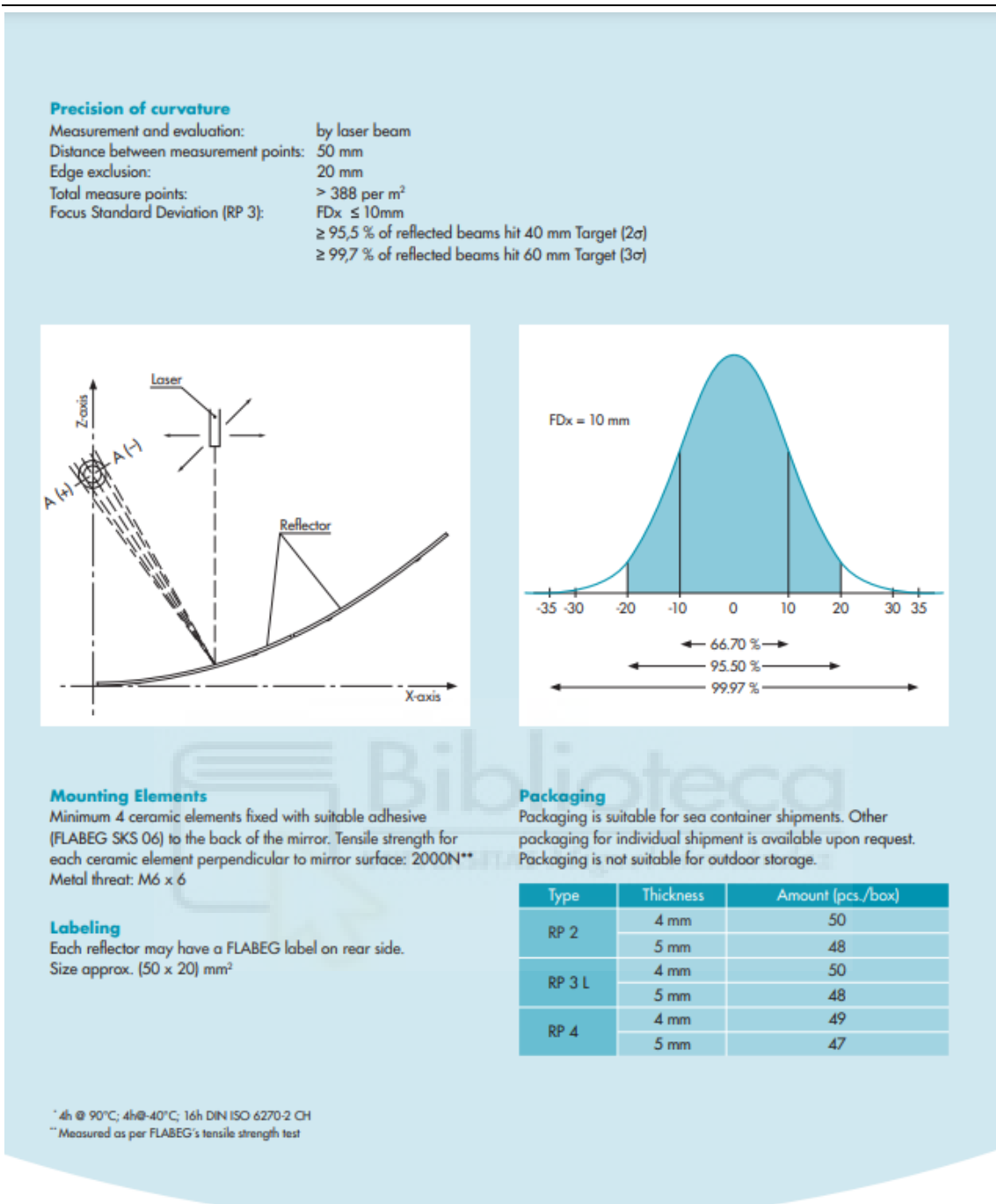


Figura 28. Ficha técnica del espejo RP3 de Flabeg



Figura 29. Imagen y esquema del colector SenerTrough (SNT-1), Fredriksson (2019)

Campo solar (Receptor)

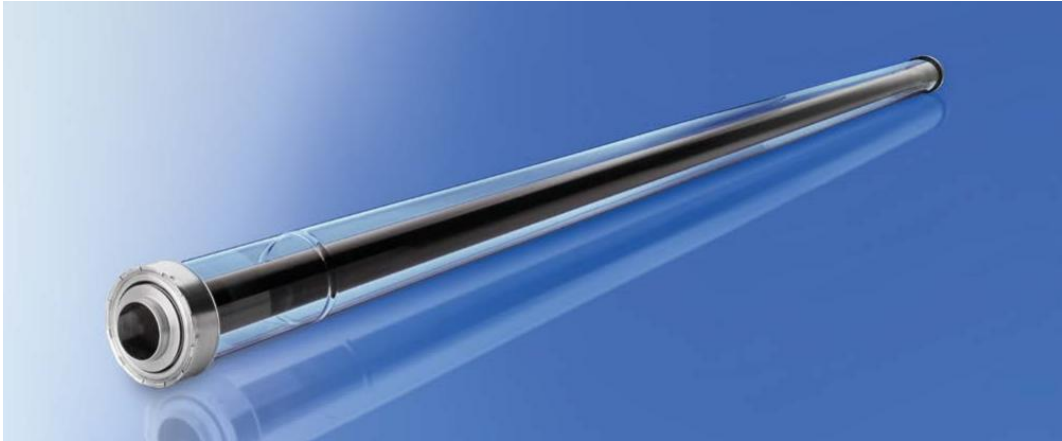
Receiver Working Fluid	Thermal Oil
Receiver Working Fluid Category	Thermal oil/organics
Solar Field or Receiver Inlet Temperature (C)	293°C
Solar Field or Receiver Outlet Temperature (C)	393°C
Receiver Manufacturer	Schott, Germany
Receiver Model	PTR 70

Tabla 5. Características del receptor y fluido térmico.

Con relación al receptor, es el modelo SCHOTT PTR®70 diseñado para su uso en plantas de energía de última generación que operan con fluidos de transferencia de calor a base de aceite a temperaturas de hasta 400°C. La información mostrada en su catálogo destaca por:

- Rendimiento óptico superior: Según mediciones realizadas en DLR (Centro Aeroespacial Alemán), el receptor de cuarta generación de SCHOTT muestra un rendimiento óptico un 6% superior al estándar de la industria. Esto significa que el receptor es más eficiente en la captación y concentración de la luz solar, lo que se traduce en una mayor producción de energía.
- Bajas pérdidas de calor: Las mediciones de pérdidas de calor, realizadas en una prueba interlaboratorios por SCHOTT Solar CSP en cooperación con NREL (Laboratorio Nacional de Energías Renovables de EE. UU.) y

DLR, confirmaron una pérdida de calor de menos de 250 W/m² a temperaturas de trabajo (400 °C). Esto es crucial para mantener la eficiencia y las altas temperaturas de funcionamiento, ya que minimiza la energía que se pierde en forma de calor.



Technical specification

Components	Specification
Dimension	<ul style="list-style-type: none"> length: 4060 mm at 20 °C ambient temperature (159.8 inches at 68 °F) aperture length: > 96.7% of the bulk length at 350 °C / 662 °F working temperature
Absorber	<ul style="list-style-type: none"> outer diameter: 70 mm / 2.75 inches steel-type: DIN 1.4541 or similar solar absorptance: <ul style="list-style-type: none"> $\alpha_{\text{ISO}} \geq 95.5\%$ $\alpha_{\text{ASTM}} \geq 96\%$ thermal emittance: $\epsilon \leq 9.5\%$
Glass envelope	<ul style="list-style-type: none"> Borosilicate glass outer diameter: 125 mm / 4.9 inches antireflective coating solar transmittance: $\tau \geq 97\%$
Thermal losses	<ul style="list-style-type: none"> in conjunction with SCHOTT Solar CSP patented shields < 250 W/m (@ 400 °C) < 165 W/m (@ 350 °C) < 110 W/m (@ 300 °C) < 70 W/m (@ 250 °C)
Vacuum	<ul style="list-style-type: none"> residual gas pressure: $\leq 10^{-3}$ mbar
Heat transfer fluid	<ul style="list-style-type: none"> non-corrosive thermal oil with an effective partial pressure of dissolved Hydrogen of $p_{\text{H}_2} < 30$ Pa
Operating pressure	<ul style="list-style-type: none"> ≤ 41 bar (absolute)

Thermal losses

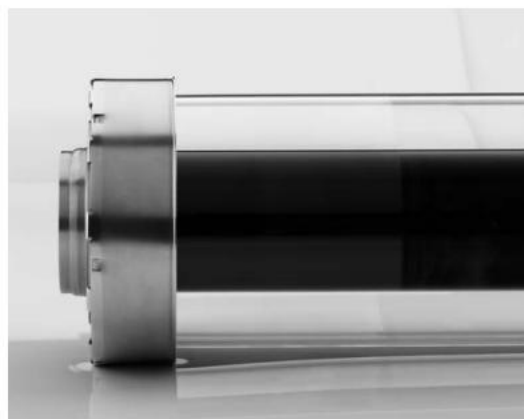
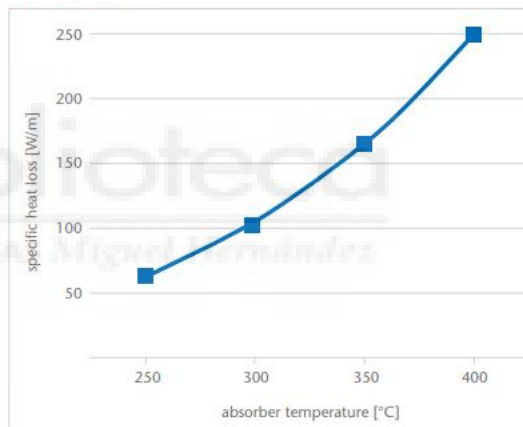


Figura 30. Ficha técnica del receptor Schott PTR 70

El fluido térmico de trabajo en el campo solar, Heat Transfer Fluid (HTF) es el denominado comercialmente como DOWTHERM™ A de la compañía Dow. DOWTHERM™ A, un fluido de transferencia de calor es una mezcla eutéctica de dos compuestos muy estables, bifenilo (C₁₂H₁₀) y óxido de difenilo

(C12H10O). Estos compuestos tienen prácticamente las mismas presiones de vapor, por lo que la mezcla puede manipularse como si fuera un solo compuesto. El fluido DOWTHERM A puede utilizarse en sistemas que emplean calentamiento en fase líquida o en fase de vapor.

La temperatura de congelación del fluido térmico es de 12°C. Sin embargo, se considera por motivos de seguridad que la temperatura del fluido térmico nunca será inferior a 65°C. La cantidad total aproximada de fluido de transferencia de calor en el sistema es del orden de 1.350 toneladas

A continuación, se muestran las principales propiedades físicas del fluido térmico DOWTHERM A.

Composition Diphenyl Oxide/Biphenyl Blend		
Color	Clear to light yellow	
Property	SI Units	English Units
Freeze Point	12.0°C	53.6°F
Atmospheric Boiling Point	257.1°C	494.8°F
Flash Point¹	113°C	236°F
Fire Point²	118°C	245°F
Autoignition Temperature³	599°C	1110°F
Density at 25°C (75°F)	1056 kg/m ³	66.0 lb./ft. ³
Surface Tension in Air at:		
20°C (68°F)	40.1 Dynes/cm	40.1 Dynes/cm
40°C (104°F)	37.6 Dynes/cm	37.6 Dynes/cm
60°C (140°F)	35.7 Dynes/cm	35.7 Dynes/cm
Estimated Critical Temperature	497°C	927°F
Estimated Critical Pressure	31.34 bar	30.93 atm
Estimated Critical Volume	3.17 l/kg	0.0508 ft. ³ /lb.
Average Molecular Weight		166.0
Heat of Combustion	36,053 kJ/kg	15,500 Btu/lb.

¹Not to be construed as specifications.

²SETA

³C.O.C.

³ASTM E659-78

Figura 31. Ficha técnica del fluido térmico (HTF) DOWTHERM A

3.2.2 BLOQUE DE POTENCIA

El bloque de potencia está situado en el centro del emplazamiento de la central termosolar, y es el encargado de transformar la energía térmica, procedente del campo solar y del sistema de almacenamiento, en energía eléctrica. El ciclo térmico que se utiliza en las centrales termosolares es el ciclo de Rankine con recalentamiento, mejorando así la eficiencia del ciclo térmico y la calidad del

vapor. Este ciclo utiliza como fluido de trabajo el agua, que cambia de estado en función de la etapa del ciclo en la que se encuentre, pasando de agua líquida a vapor alternativamente. Los diferentes pasos del ciclo de Rankine que se llevan a cabo en la central termosolar son los siguientes:

- El fluido térmico procedente del campo solar pasa por una serie de intercambiadores de calor, generalmente conocido como el tren generador de vapor, que se encargan de transformar el agua líquida en vapor sobrecalentado.
- Una vez generado el vapor sobrecalentado, este se expande en la turbina de alta presión. Tras expandirse, el vapor se reconduce al recalentador, obteniéndose así de nuevo vapor sobrecalentado, listo para expandirse en la turbina de baja presión.
- Para mejorar el rendimiento del ciclo se emplean hasta 5 intercambiadores cerrados del agua de alimentación que se utilizan como precalentadores. Estos precalentadores se alimentan de 2 extracciones de vapor de la turbina de alta y 3 en la turbina de baja.
- Adicionalmente se emplea un calentador abierto del agua de alimentación a modo de desaireador que recibe la primera extracción de la turbina de baja presión.
- Al llegar al condensador, un intercambiador de calor por donde circulan la mezcla de líquido y vapor resultante de la expansión en la turbina de baja presión y el agua derivada de la torre de refrigeración. A la salida del condensador se encuentran las bombas que impulsan el agua hacia el desgasificador (también conocido como desaireador) y posteriormente hacia el tren generador de vapor, cerrando así el ciclo térmico.

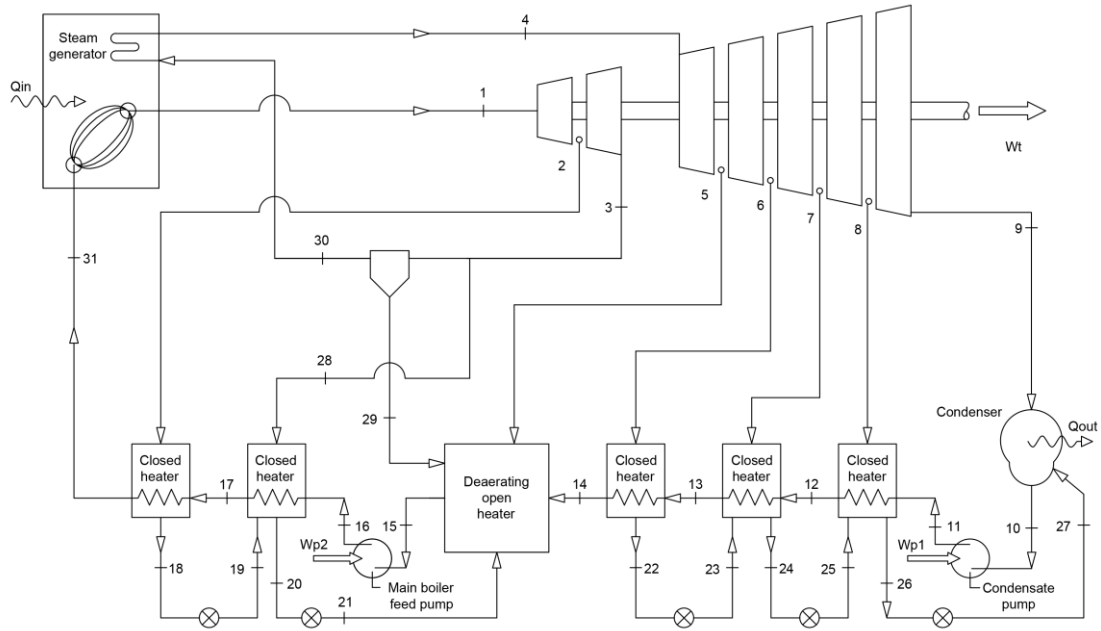


Figura 32. Esquema simplificado del ciclo de Rankine empleado en la Planta Enerstar-Villena

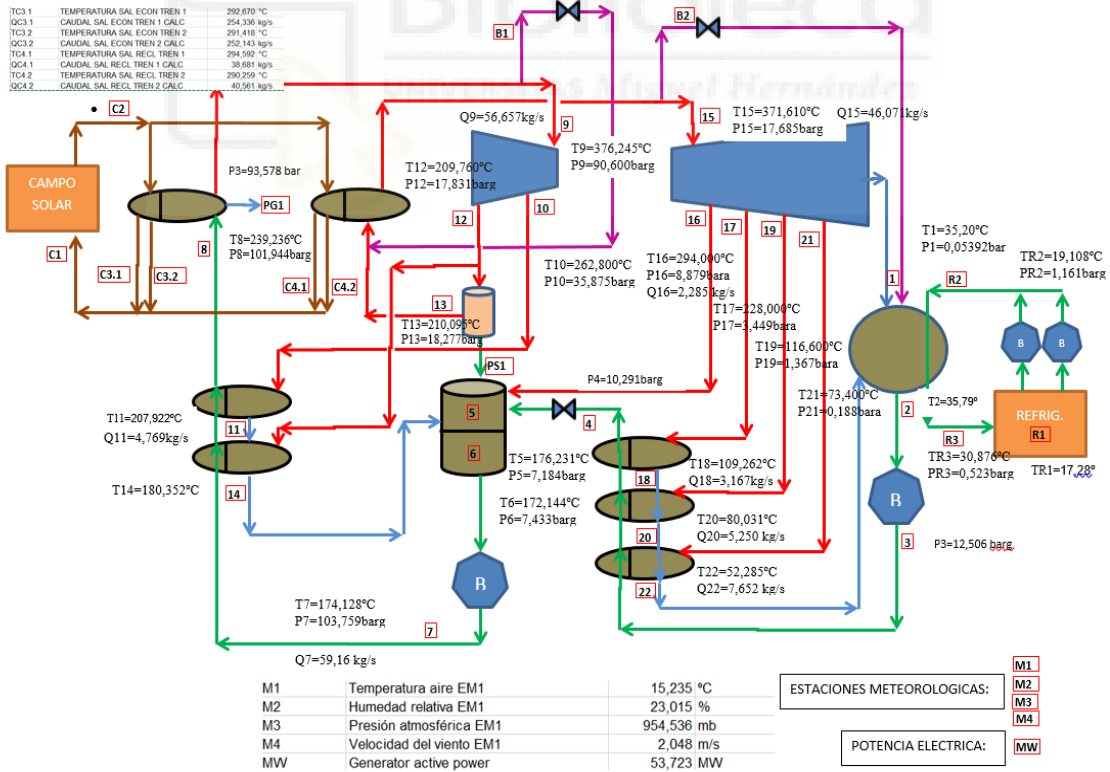


Figura 33. Esquema con datos reales de funcionamiento registrado en el sistema de adquisición de datos de la planta la Planta Enerstar-Villena

Nominal Turbine or Power Cycle Capacity	50 MW
Turbine Manufacturer	MAN Turbo, Germany
Power Cycle	Steam Rankine
Power Cycle Pressure (Bar)	100
Cooling Type	Wet

Tabla 6. Características del ciclo de potencia

3.2.3 SISTEMA DE CONDENSACIÓN - REFRIGERACIÓN

La condensación del vapor que circula por el bloque de potencia se realiza en un condensador de carcasa y tubos que emplea como foco frío agua recirculada en una torre de refrigeración de tres celdas. La función principal de la torre de refrigeración es suministrar el agua fría necesaria para evacuar el calor no aprovechable en la producción de energía.

Esta unidad es de tipo flujo en contracorriente con flujo de aire inducido (ventilador a la salida). El aire es introducido verticalmente a través de la entrada de aire situada en la parte inferior de la torre, viaja a través del relleno contra la corriente vertical de agua y es descargado a la atmósfera.



Figura 34. Imagen de la torre de refrigeración de la planta la Planta Enerstar-Villena. Marca ESINDUS

CAPÍTULO 3. DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA TERMOSOLAR ENESTAR-VILLENA


UTE FFC Industrial - Seridom	Prep. By	MILL	AMA	AMA	AMA	
	Chkd. By	DCC	AMA	AMA	AMA	
	Approved	GLQ	AMA	AMA	AMA	
	Date	16-dic-11	17-dic-11	29/01/2013	30/01/2013	
COOLING TOWER DATA SHEET		Issue	REV. 0	REV. 1	REV. 2	REV. 3
Client: UTE TERMOSOLAR VILLENA Project Title: Termosolar Villena Project Number // Document Code: 16871 // VILLENA-PL-IDO-IMC-HD-060-008 Installation Location and Address: Villena (Alicante) PID number: VILLENA-PL-IDO-IPR-PL-132 Unit Service: Cooling Tower, Size & Type: 1 x 3 Cells, Type of Tower: Induced Draft, Equipment Tag Nr: 31PAB01AH001, 31PAB01AH002, 31PAB01AH003						
OPERATION DATA MODES		OPERATION DATA MODES			OPERATION DATA MODES	
	NORMAL	Reduced Flow	ByPass	NORMAL	Reduced Flow	ByPass
Circulating Water Flow - Total:	2.230 kg/s	kg/s	2.230 kg/s	kg/s	kg/s	kg/s
Hot Inlet Water Temperature:	36,8 °C	°C	43,8 °C	°C	°C	°C
Cold Outlet Water Temperature:	27,0 °C	°C	28,4 °C	°C	°C	°C
Cycles of Concentration:	3,44					
Design Dry Bulb Temperature:	28,4 °C	°C	40,0 °C	°C	°C	°C
Design Relative Humidity:	70,0 %	%	%	%	%	%
Design Wet Bulb Temperature:	24,0 °C	°C	24,0 °C	°C	°C	°C
Design Heat Duty:	91,44 MW	MW	143,5 MW	MW	MW	MW
Elevation Above Sea Level:	562 m	m	568 m	m	m	m
Minimum Ambient Temperature:	-6,0 °C	°C	-6,0 °C	°C	°C	°C
Maximum Ambient Temperature:	40,0 °C	°C	40 °C	°C	°C	°C
Evaporation ratio:	1,5 %	%	%	%	%	%
Flow of water evaporated:	33,2 kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s
Purge:	13,61 kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s
NOTES:						
FAN DRIVER - EACH		FAN DRIVER - EACH			FAN DRIVER - EACH	
Motor Supplied by Motor Manufacturer:						
Number Motors Required Electric Power Available:	1 per Cell	690 V / 50 Hz				
One or Two Speed Type Motor (Open, TEFC, XP):	Two Speed -One Speed/ Frequency regulation	2 uds Two Speed -1 udsOne Speed/ TEFC				
Absorbed/Rated Horsepower Service Factor:	147	1				
Nominal Velocity Efficiency at Nominal Load:		1485/744-- 1487 rpm				
Isolation Cooling:		F/B				
FAN DATA		FAN DATA			FAN DATA	
Manufacturer Number per Cell:		1				
Blades per Fan / Diameter One or Two Speed:	6	See comentarios	rpm			
Tip Speed Volume Flow per Fan:	See comentarios	620	m ³ /s			
Design Static Pressure Design Velocity Pressure:	153	38	mm H ₂ O			
Power / Fan Incl., Gear Losses Total Power Input:	123,3					
Design Exit Temperature Total Efficiency:	34 °C	84 %				
MATERIALS		MATERIALS			MATERIALS	
Structural Members Non-Structural Members:	See specification	PRFV / INOX				
Basin → Hot Cold:	See specification	CONCRETE				
Drift Eliminators/Spacers Sliding:	See specification	PVC / PRFV				
Fill Filling Supporting Structure:	See specification	PVC / PRFV				
Inlet Louvers Hardware/Joint Connectors:	See specification	na / DUPLEX				
Drive-Shaft/Coupling Distribution Header/Nozzles:	See specification	DUPLEX / HDGS				
Anchor Casting Motor and Gear Support:	See specification	PRFV				
Ladder, Safety Cage, Handrail, Toe Board:		PRFV				
Fan Fan Blades Fan Stack::	See specification	PRFV				
GEAR		GEAR			GEAR	
Type Model Number Manufacturer:		Perpendicular shaft / B2NV / FLENDER				
Speed Ratio AGMA Service Factor:		> 2				
COUPLING		COUPLING			COUPLING	
Type Model Number Manufacturer:		Flexible Elements / N90 / KTR				
Rated HP / RPM:						
TOWER DATA		TOWER DATA			TOWER DATA	
Number of Cells Power Absorbed by the Tower:	3	140,3	cells	kW		
Overall Dimensions → Length Width:	m	42x14	m	m		
Required Basin Dimensions → Length Width:	m	45x47	m	m		
Tower Height Basin Depth (Curb to Floor):	See notes	1,5	m	m		
Height → Fan Deck Above Curb Fan Stack:	m	11,1 / 2,5	m	m		
Head Above Curb → Static Pump Total Dynamic:	m	8,875	m	m		
Stuffing Box Id Depth:	m	na	m	m		
Shipping Weight Cubage:	kg	na	m ³	m ³		
Return Connections → Number Size:	%	na	m	m		
Drift Loss, % of Circulation:	0,005 %					
FILL DATA		FILL DATA			FILL DATA	
Description Type:						
Height Thickness:	0,5	30	µm antes termofofor mar	mm		
Length Width:	2	0,50	m	m		
Air Travel (Counter Flow) Effective Cooling Area:	6	112014	m ²	m ²		
Spacing → Vertical Horizontal:	mm	18	mm	mm		
Filling supporting material Dimensions:						
Water Unit area:	9634	16,31	m ³ /h	m ²		
Maximum temperature Settleable Solids:	60	Supplier	°C	ppm		
Fire Propagation Ratio:		15 or less according to ASTM-84				
L / G (Total) at Design:	1.167	1.167				
NOZZLE SCHEDULE (Total):		Quantity:	Size:	Rating:	Quantity:	Size:
Water Inlet:	3	32"				
Water Outlet:						
Drain:						
Overflow:						
COMMENTARIES and REMARKS:				COMMENTARIES and REMARKS:		
1) Basin heater to maintain the water temperature 4 °C at ambient temperature -5 °C.						
2) Two Cooling tower cell fans will be designed for two-speed operation and one of them for frequency regulation						
3) Center line of Hot water inlet to cooling tower shall be at a height of 8.075 m over basin top of concrete						

Figura 35. Ficha técnica de la torre de refrigeración disponible en la Planta termosolar

La regulación del flujo másico de aire se realiza mediante 3 ventiladores (1 por celda) disponiendo uno de ellos de variador de frecuencia y los otros dos ventiladores regulados por dos escalones (50%/100%).

Howden Cooling Fans			
P.O.Box 975, 7550 AZ Hengelo, The Netherlands			
Phone +31 (0)74 2556000 / Fax +31 (0)74 2556060			
www.howdencoolingfans.com			
CF-P20 V6.07 16 jun 2010		http://www.howdencoolingfans.com	
Input data			
Application	: Cooling tower		
Air flow	: 620,2	[m³/s]	Installation type : Induced Draught
Fan Static Pressure	: 152,8	[Pa]	Mounting orientation : vertical shaft; hub at outlet
Inlet temperature	: 33,5	[°C]	Fan inlet shape : Bell, L/D = 0.15
Air density	: 1,056	[kg/m³]	Diffusor length : 350 [mm]
			Diffusor cone angle : 7,5 [°]
Fan diameter	: 32	[ft]	
Fan blade type	: ENF		No extra obstacles calculated
Blade number	: 6		
Fan speed	: 119,4	[R/min]	
Fan clearance	: 0,01	(2S/FanDia)	
Crosswind	: 0,0	[m/s]	
Selection result: 32 ENF 6 fan model			
Blade tip speed	: 61,0	[m/s]	Static efficiency : 67,1 [%]
Fan speed	: 119,4	[R/min]	Total efficiency : 82,6 [%]
Blade tip angle	: 10,7	[°]	Fan shaft power : 140,3 [kW]
			Pressure margin [%] : 35,1 ¹ / 25,2 ²
			Air flow margin [%] : 16,2 ¹ / -39,6 ²
			¹ according to API ² at selected blade angle
Fan must be operated at specified fan speed and blade angle! Adjusting these variables after installation requires running a new selection.			
Impeller Sound Power Level	: 107,4	[dB(A)]	Sound power spectrum
Sound due to inlet shape	: 0,0	[dB(A)]	Octave PWL PWL(A) Tolerance
Sound due to inlet obstacles	: 0,0	[dB(A)]	[Hz] [dB] [dB(A)] [dB]
Sound due to outlet obstacles	: 0,0	[dB(A)]	63 112,5 86,3 5
Total Sound Power Level	: 107,4	[dB(A)]	125 112,5 96,4 3
			250 108,5 99,9 2
SPL 1m beside outlet	: 80,0	[dB(A)]	500 105,5 102,3 2
SPL 1m above outlet at 45°	: 82,8	[dB(A)]	1000 102,5 102,5 2
SPL 1m above outlet	: 87,1	[dB(A)]	2000 94,5 95,7 2
SPL 1m below cooler unit	: 83,8	[dB(A)]	4000 90,5 91,5 2
			8000 86,5 85,4 2
Tolerance on sound level values ± 2 [dB].			
Reflections not considered!			

Figura 36. Ficha técnica del ventilador empleado en la torre de refrigeración

3.3 CLIMA DE VILLENA E IDONEIDAD DE LA LOCALIZACIÓN

La central se localiza en el término municipal de Villena, Alicante, en una de las zonas con mayor índice de insolación del levante peninsular.

El emplazamiento se encuentra situado entre importantes infraestructuras como son la autovía A-31, la carretera N-334, el trazado del AVE Madrid-Alicante, y el centro penitenciario Alicante II. Por el Sur de la instalación discurre la carretera CV-656 desde la que se accede a la planta.

La instalación es capaz de abastecer energía eléctrica a toda la comarca del Alto Vinalopó. Energía limpia no contaminante: se evitará la emisión de 4,3 millones de toneladas de CO₂ durante el periodo de vida útil de la planta.

Villena, situada en la provincia de Alicante, se caracteriza por un clima semiárido frío, clasificado como BSk según la clasificación climática de Köppen-Geiger. La temperatura media anual es de 15,6 °C, con precipitaciones que rondan los 430 mm al año.

Temperaturas:

Verano: Los meses de junio a septiembre presentan temperaturas cálidas y agradables, con máximas que pueden alcanzar los 31 °C.

Invierno: De diciembre a febrero, las temperaturas son más frías, con mínimas que pueden descender hasta -2 °C.

Precipitaciones: Las lluvias en Villena son escasas y se distribuyen de manera irregular a lo largo del año. Aunque 2024 fue considerado un año húmedo en España, regiones como Alicante continuaron experimentando sequías, con precipitaciones un 31% por debajo de lo normal.

Tendencias recientes: En los últimos años, se ha observado una tendencia al aumento de las temperaturas en la región. El año 2024 fue uno de los más cálidos registrados en España, con una temperatura media de 15 °C, y se registraron tres olas de calor durante el verano.

A continuación, se muestran los valores climáticos normales para Alicante extraídos de la AEMET siendo el periodo de referencia de 1991-2020:

Mes	Precipitación (mm)	T. Media Mínima (°C)	T. Medio (°C)	Temperatura media máxima (°C)
Enero	41.1	4.7	9.5	14.4
Febrero	30.4	5.2	10.3	15.3
Marzo	41.2	7.1	12.5	17.8
Abril	42.4	9.1	14.6	20.1
Mayonesa	31.6	12.3	18.0	23.7
Junio	16.4	16.2	22.2	28.1
Julio	4.2	19.1	25.1	31.1
Agosto	15.5	19.5	25.4	31.2
Septiembre	51.4	16.5	21.9	27.3
Octubre	46.7	12.8	17.9	23.0
Noviembre	49.4	8.4	13.1	17.8
Diciembre	43.7	5.7	10.3	15.0
Anual	414.0	11.4	16.7	22.1

Tabla 7. Valores climáticos normales (Alicante). Fuente AEMET.

La elección de la ubicación de la central termosolar de cilindro parabólica (CCP) en la localidad de Villena se fundamentó en una serie de ventajas técnicas y logísticas que favorecen su viabilidad y operativa. A continuación, se detallan los aspectos más relevantes que justifican esta elección:

- Disponibilidad de terreno: La zona ofrece un amplio terreno de hasta 1.000 ha, mucho más que suficiente para instalar una planta termosolar de gran capacidad.
- Terreno adecuado: El terreno es prácticamente plano, con una pendiente mínima, lo que facilita la instalación de la planta y reduce los costos de construcción.
- Accesibilidad y comunicaciones: Villena cuenta con buenas conexiones por carretera, especialmente a través de la A-31, que conecta directamente con otras ciudades importantes de la región, y está a poca distancia de la estación de tren de alta velocidad (AVE), lo que facilita el acceso tanto para el personal como para los suministros. Además, el aeropuerto de Alicante se encuentra a menos de 80 km.
- Excelente recurso solar: La radiación solar directa en Villena alcanza los 2.300 kWh/m²/año, lo que supera el umbral de 2.000 kWh/m²/año recomendado para este tipo de instalaciones, garantizando un recurso solar de alta calidad.
- Condiciones climáticas favorables: La región disfruta de un clima mediterráneo, con temperaturas suaves, poca lluvia anual y vientos moderados, lo que crea un ambiente ideal para la operación de la planta termosolar.
- Proximidad a recursos hídricos: En las cercanías de la zona se encuentran fuentes de agua suficientes para el funcionamiento de la planta, asegurando un suministro constante.
- Impacto económico positivo: La construcción y operación de la planta termosolar proporcionará nuevos puestos de trabajo y contribuirá al desarrollo económico de Villena y sus alrededores, mejorando la economía local y obteniendo el respaldo de la comunidad para el proyecto.



CAPÍTULO 4

MODELIZACIÓN DE LA PLANTA TERMOSOLAR ENESTAR VILLENA -SOFTWARE System Advisor Model (SAM) del National Renewable Energy Laboratory (NREL)

4 MODELIZACIÓN DE LA PLANTA TERMOSOLAR ENESTAR VILLENA- SOFTWARE System Advisor Model (SAM) del National Renewable Energy Laboratory (NREL).

4.1 OBJETIVO

El objetivo de este capítulo es la descripción del modelo térmico de simulación de la planta termosolar de Villena. El software empleado es SAM (System Advisor Model) desarrollado por el NREL (National Renewable Energy Laboratory). Esta es una herramienta de modelado y simulación diseñada para facilitar la evaluación de proyectos de energías renovables. SAM permite a usuarios, como ingenieros, investigadores, desarrolladores de proyectos y analistas financieros, realizar análisis detallados de costes, rendimiento energético y viabilidad económica de sistemas solares, eólicos, geotérmicos y otras tecnologías renovables. En particular es el software de referencia en el campo termosolar a nivel científico y técnico. En primer lugar, se presenta una visión general del software y a continuación, se incluye un apartado de recopilación de la información disponible de la planta termosolar Enerstar-Villena

definida como variables de entrada al programa. En el siguiente capítulo se describirá en detalle el proceso de validación del modelo construido en SAM2022. Para ello se emplearán valores experimentales tanto de condiciones ambientales referidas a 2024, como de producción eléctrica obtenidos en la planta real.

4.2 SAM (System Advisor Model)

El System Advisor Model (SAM), desarrollado por el National Renewable Energy Laboratory (NREL), es una herramienta robusta y versátil que ha ganado reconocimiento por su aplicación en el modelado y evaluación de sistemas de energía renovable. SAM es una herramienta versátil que permite simular una amplia gama de instalaciones de energía renovable, incluyendo:

- Sistemas fotovoltaicos (PV): Desde pequeños sistemas residenciales en tejados hasta grandes plantas a escala de servicios públicos.
- Sistemas de energía eólica: Modelos de turbinas eólicas individuales y parques eólicos completos.
- Sistemas de energía solar de concentración (CSP): Incluye modelado de plantas de colectores cilindro-parabólicos, torres solares de concentración y otros tipos de sistemas CSP.
- Sistemas de almacenamiento de baterías: Modelado de baterías de iones de litio, plomo-ácido y de flujo para diversas aplicaciones.
- Celdas de combustible: Simulación de sistemas de celdas de combustible para la generación de energía.
- Sistemas de energía geotérmica: Modelado de plantas de energía geotérmica para la producción de electricidad.
- Sistemas de biomasa: Simulación de plantas de combustión de biomasa para la generación de energía.
- Además de estas tecnologías de energía renovable, SAM también puede modelar sistemas híbridos que combinan múltiples fuentes de energía, así como sistemas de cogeneración que producen tanto electricidad como calor útil.

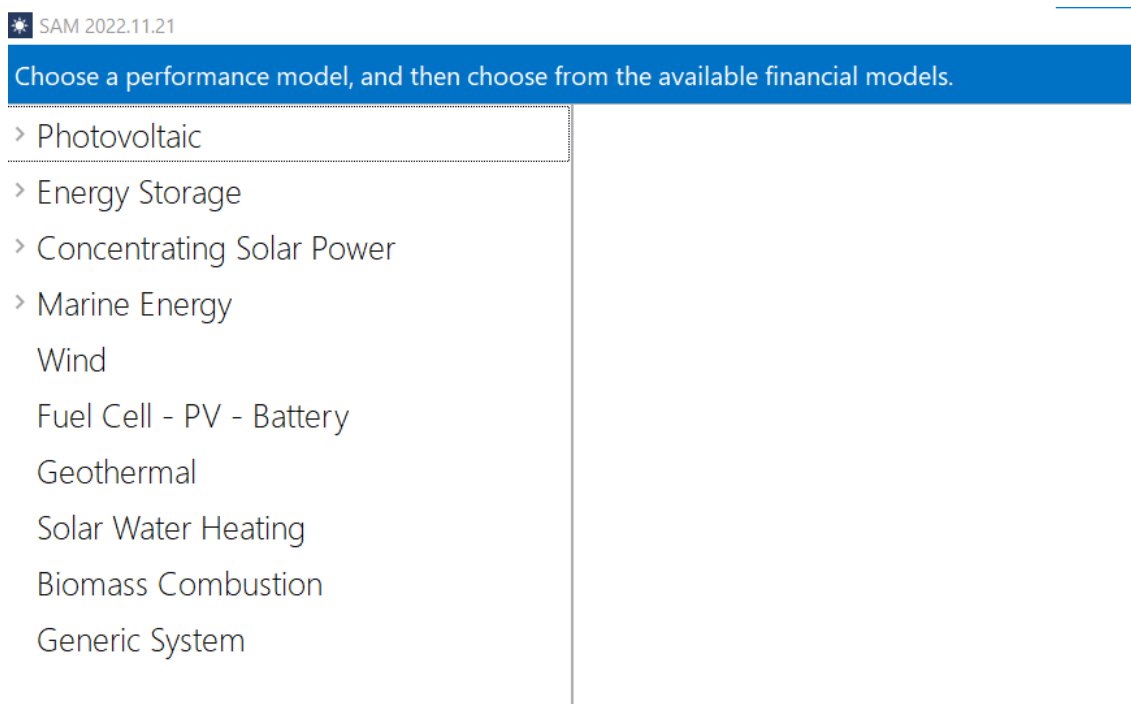


Figura 37. Pantalla de inicio de selección de la tecnología renovable de SAM

Módulos y configuraciones disponibles en SAM para plantas termosolares

SAM ofrece múltiples modelos específicos para la energía termosolar, que incluyen:

- Reflectores cilindro-parabólicos: Este modelo simula sistemas que concentran la radiación solar en tubos receptores llenos de fluido térmico.
- Torres solares: Simula instalaciones que concentran la luz solar en un receptor central para calentar un medio como sal fundida.
- Discos parabólicos: Diseñados para aplicaciones de menor escala o distribuidas.
- Fresnel lineal: Un modelo más compacto y menos costoso, ideal para aplicaciones específicas.

Cada una de estas tecnologías tiene diferentes requisitos de diseño y rendimiento, y SAM permite explorar las características particulares de cada configuración.

Cálculo del rendimiento energético

El software permite a los usuarios introducir datos específicos, como:

- Ubicación y recurso solar: Utilizando bases de datos como NSRDB (National Solar Radiation Database), SAM accede a información detallada sobre irradiancia directa normal (DNI), un factor crucial para los sistemas termosolares.
- Diseño del sistema: Los usuarios pueden configurar parámetros como la geometría del campo de espejos, la capacidad del receptor, los ciclos termodinámicos empleados y la integración con sistemas de almacenamiento térmico.
- Almacenamiento térmico: SAM incluye opciones para evaluar sistemas de almacenamiento de energía, como sal fundida, que permiten extender la generación eléctrica más allá de las horas de insolación.
- Mediante simulaciones horarias o subhorarias, SAM calcula el rendimiento energético esperado de un sistema CSP basado en las condiciones climáticas locales y las características del diseño.

Evaluación financiera

Una característica clave de SAM es su capacidad para realizar análisis financiero detallado. En proyectos de energía termosolar, esto incluye:

- Costes de inversión: SAM permite detallar los costos iniciales de equipos, instalación y desarrollo del proyecto.
- Costes operativos: Incluyen mantenimiento, consumo de agua, reemplazo de componentes y otros gastos recurrentes.
- Ingresos proyectados: Basados en tarifas eléctricas, esquemas de incentivos gubernamentales y contratos de compra de energía (PPAs).
- Análisis de sensibilidad: Permite evaluar el impacto de variaciones en factores como los costos del combustible, las tasas de descuento y las condiciones climáticas.

Estos análisis ayudan a determinar indicadores clave como la Tasa Interna de Retorno (TIR), el Valor Presente Neto (VPN) y el costo nivelado de la energía (LCOE).

4.2.1 MODELOS DISPONIBLES SAM PARA PLANTAS CSP

El System Advisor Model (SAM) de NREL ofrece dos enfoques principales para la simulación de plantas termosolares de colectores cilindro parabólicos:

modelos físicos y modelos empíricos. A continuación, se detallan las diferencias entre ambos:

Modelos Físicos:

- Enfoque: Basados en principios fundamentales de transferencia de calor, termodinámica y óptica.
- Detalle: Requieren información detallada sobre el diseño de la planta, incluyendo geometría de los colectores, propiedades de los materiales, características del receptor, etc.
- Precisión: Potencialmente más precisos si se cuenta con datos de entrada precisos y se comprenden bien los procesos físicos involucrados.
- Complejidad: Mayor complejidad en la configuración y mayor demanda de datos.
- Uso: Útiles para diseño detallado, análisis de rendimiento y optimización de plantas.

Modelos Empíricos:

- Enfoque: Basados en datos experimentales y relaciones matemáticas ajustadas a esos datos.
- Detalle: Requieren menos información detallada sobre el diseño de la planta.
- Precisión: La precisión depende de la calidad y representatividad de los datos experimentales utilizados.
- Complejidad: Menor complejidad en la configuración y menor demanda de datos.
- Uso: Útiles para estudios de viabilidad, análisis de sensibilidad y evaluaciones rápidas del rendimiento.

Para el desarrollo del presente TFG se ha seleccionado la opción de Modelado físico de SAM. En el siguiente apartado se describe cada una de las secciones de dicho modelo y la información de entrada referida a la CSP Enerstar-Villena. Una explicación detallada del modelado físico se puede consultar en el manual de ayuda de SAM, Wagner y Gilman, (2011).

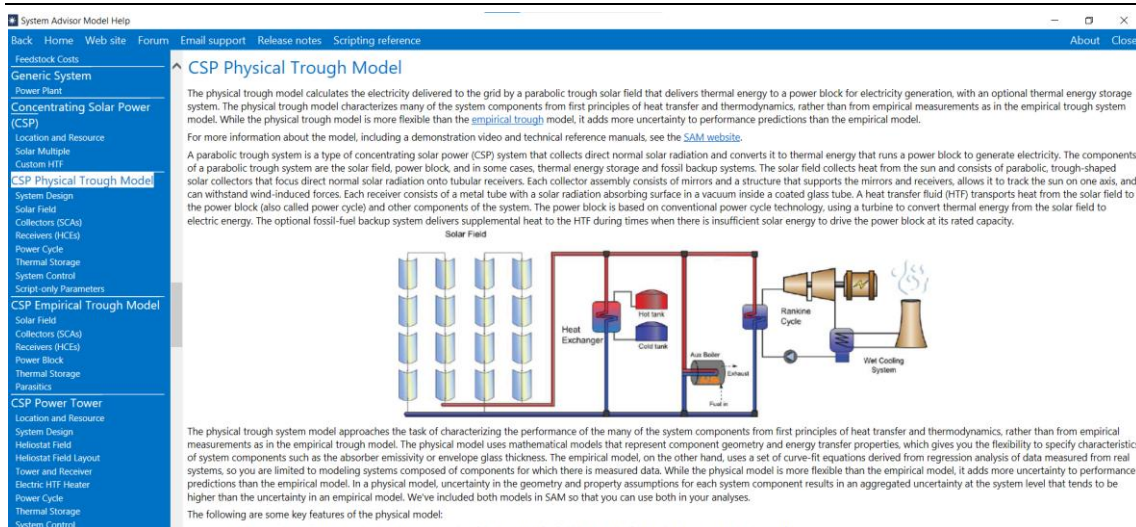


Figura 38. Captura de pantalla de la ayuda de SAM

4.3 RECOPIACIÓN DE DATOS TÉCNICOS LA PLANTA ENERSTAR-VILLENA PARA SAM

En este apartado recopilamos el conjunto de datos de partida que requiere SAM referidos a la información planta termosolar Enerstar-Villena mostrada en el Capítulo 3. Se ha preferido respetar la terminología en inglés que aparece en el programa por no cruzar conceptos.

4.3.1 UBICACIÓN Y RECURSO

Para completar el apartado de ubicación datos climáticos se ajustan a formato los datos climáticos suministrados medidos en la planta termosolar de Villena a lo largo de 2024. Partiendo de la información suministrada en un archivo de Microfost Excel se genera el archivo compatible con SAM con el software Elements con extensión *.epw. EPW es el formato utilizado por EnergyPlus, un motor de simulación energética del gobierno de EE.UU. También se puede optar por utilizar muchos formatos de archivo TMY3 y otros formatos de archivo que ya se han convertido al formato.

ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS PARA LA DISIPACIÓN DE CALOR EN LA PLANTA TERMOSOLAR VILLENA-ENERSTAR CON EL SOFTWARE SYSTEM ADVISOR MODEL (SAM)

Date/Time	Dry Bulb Temperature [C]	Wet Bulb Temperature [C]	Atmospheric Pressure [kPa]	Relative Humidity %	Dew Point Temperature [C]	Global Solar [Wh/m ²]	Normal Solar [Wh/m ²]	Diffuse Solar [Wh/m ²]	Wind Speed [m/s]
1989/01/01 @ 00:00:00	10.1	7.41	95.3	70	4.9	0	1	0	1.3
1989/01/01 @ 01:00:00	9.5	7.14	95.2	73	4.92	0	1	0	0.4
1989/01/01 @ 02:00:00	8.4	6.39	95.2	76	4.43	0	1	0	0.2
1989/01/01 @ 03:00:00	7.5	5.81	95.2	79	4.11	0	1	0	0.1
1989/01/01 @ 04:00:00	6.8	5.31	95.2	81	3.78	0	1	0	0.6
1989/01/01 @ 05:00:00	6.9	5.57	95.2	83	4.23	0	1	0	0.9
1989/01/01 @ 06:00:00	7.1	5.76	95.1	83	4.43	0	1	0	0.5
1989/01/01 @ 07:00:00	6.5	5.19	95.1	83	3.83	0	1	0	0.5
1989/01/01 @ 08:00:00	6.5	5.19	95.2	83	3.83	5.01	1	5	1.2
1989/01/01 @ 09:00:00	6.8	5.39	95.3	82	3.96	36.17	1	36	0.5
1989/01/01 @ 10:00:00	8.6	6.32	95.3	73	4.05	93.31	1	93	2.6
1989/01/01 @ 11:00:00	10	6.66	95.4	63	3.29	166.67	9	163	3.4
1989/01/01 @ 12:00:00	10.5	6.91	95.4	61	3.31	286.96	281	157	3.3
1989/01/01 @ 13:00:00	10.8	6.67	95.3	56	2.38	319.17	408	128	5.5
1989/01/01 @ 14:00:00	11.2	6.49	95.3	51	1.43	350.79	537	122	6.8
1989/01/01 @ 15:00:00	11.8	6.45	95.2	46	0.54	338.47	830	58	6
1989/01/01 @ 16:00:00	12.1	6.48	95.2	44	0.2	189.04	695	43	5.9
1989/01/01 @ 17:00:00	11.7	6.16	95.3	44	-0.12	32.11	255	19	4.2
1989/01/01 @ 18:00:00	9.7	4.95	95.4	48	-0.68	4	1	4	3.5
1989/01/01 @ 19:00:00	8.4	4.35	95.4	53	-0.54	0	1	0	2.2
1989/01/01 @ 20:00:00	7.7	4.11	95.5	57	-0.24	0	1	0	1
1989/01/01 @ 21:00:00	6.5	3.25	95.5	59	-0.82	0	1	0	1.2

Figura 39. Captura de pantalla del software Elements para generar el archivo climático

Una vez cargado el archivo climático en SAM se dispone de una información resumida en forma de tabla y de una aplicación concreta para la visualización de datos pulsando en View Data.

Weather Data Information

The following information describes the data in the highlighted weather file from the Solar Resource library above. This is the file SAM will use when you click Simulate.

Weather file: View data...

Header Data from Weather File

Latitude	<input type="text" value="38.72"/> degrees	Location	<input type="text" value="083910"/>	CSP models use a different time convention than NREL NSRDB data. See Help for details.
Longitude	<input type="text" value="-0.92"/> degrees	Data Source	<input type="text" value="DOE-2 WTH-083910"/>	
Time zone	<input type="text" value="GMT 1"/>	For NSRDB data, the latitude and longitude shown here from the weather file header are the coordinates of the NSRDB grid cell and may be different from the values in the file name, which are the coordinates of the requested location.		
Elevation	<input type="text" value="561"/> m			
Time step	<input type="text" value="60"/> minutes			

Annual Averages Calculated from Weather File Data

Global horizontal	<input type="text" value="4.86"/> kWh/m ² /day	Optional Data
Direct normal (beam)	<input type="text" value="5.61"/> kWh/m ² /day	
Diffuse horizontal	<input type="text" value="1.62"/> kWh/m ² /day	
Average temperature	<input type="text" value="16.7"/> °C	
Average wind speed	<input type="text" value="3.0"/> m/s	*NaN indicates missing data.

Figura 40. Resumen de la información climática del archivo de Enerstar-Villena en 2024.

Dentro del entorno de trabajo se SAM se pueden visualizar las variables meteorológicas en distintos formatos. Desde gráficas horarias, diarias, mapas de calor o promediados mensuales horarios como los que muestran las siguientes figuras para Villena en 2024.

CAPÍTULO 4. MODELIZACIÓN DE LA PLANTA TERMOSOLAR ENESTAR VILLENA-SOFTWARE SAM

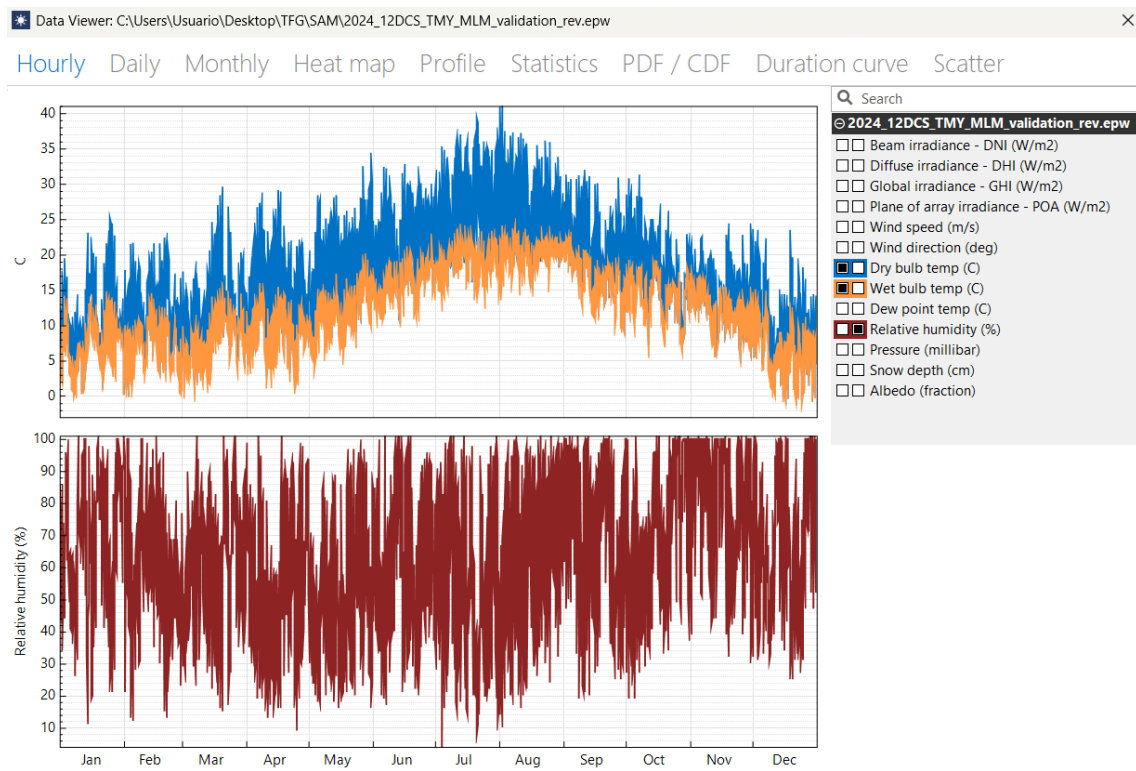


Figura 41. Representación horaria a lo largo del año de variables climáticas.

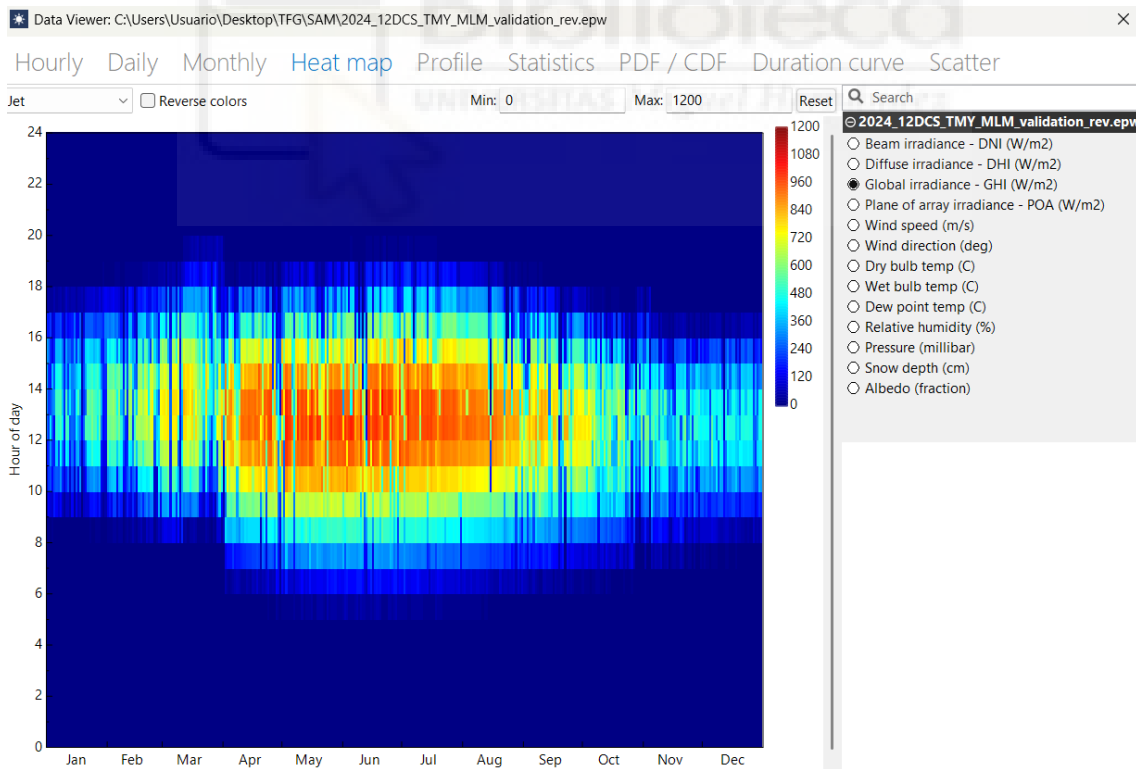


Figura 42. Mapa de calor de la radiación solar horaria a lo largo del año

ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS PARA LA DISIPACIÓN DE CALOR EN LA PLANTA TERMOSOLAR VILLENA-ENERSTAR CON EL SOFTWARE SYSTEM ADVISOR MODEL (SAM)

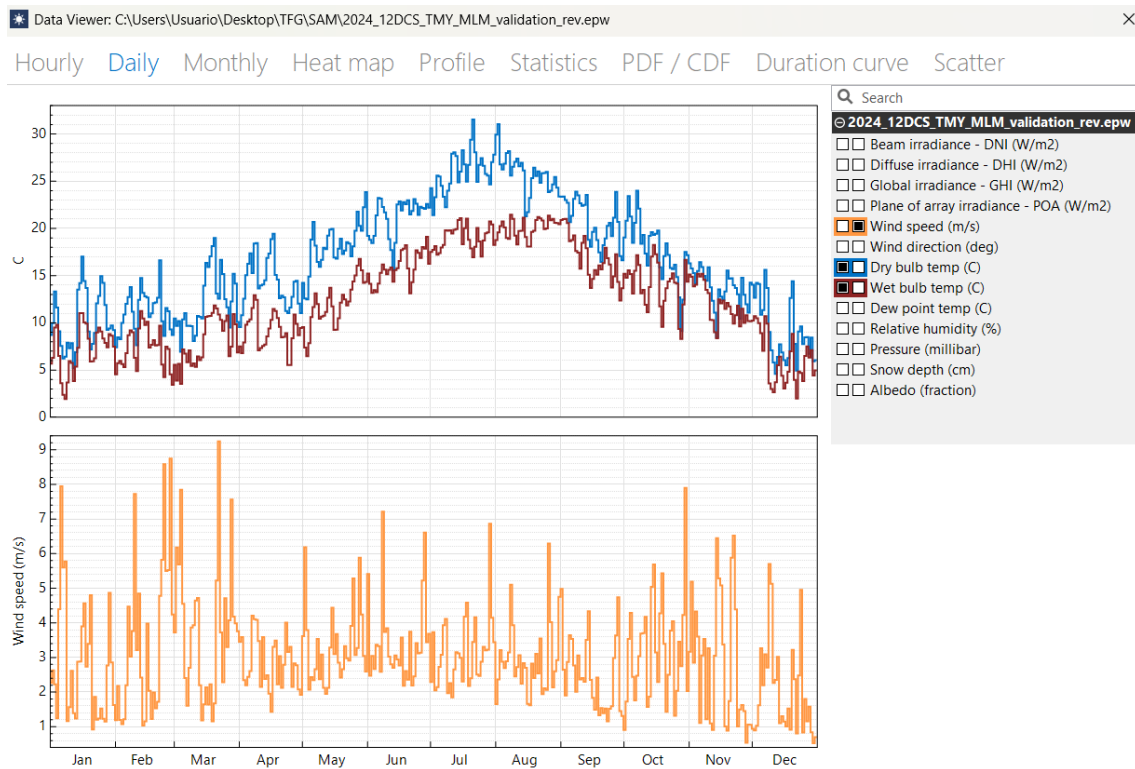


Figura 43. Representación diaria a lo largo del año de variables climáticas.

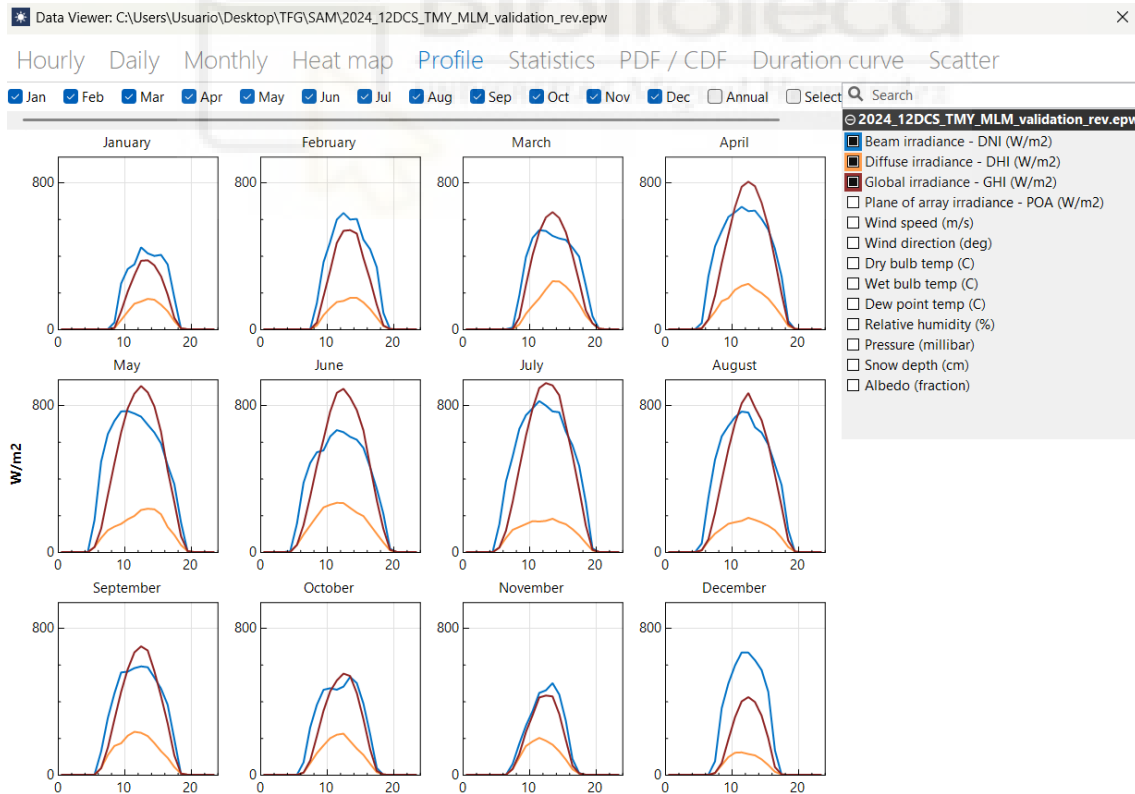


Figura 44. Representación de las componentes de la radiación (Directa, difusa y global) mes a mes.

CAPÍTULO 4. MODELIZACIÓN DE LA PLANTA TERMOSOLAR ENESTAR VILLENA-SOFTWARE SAM

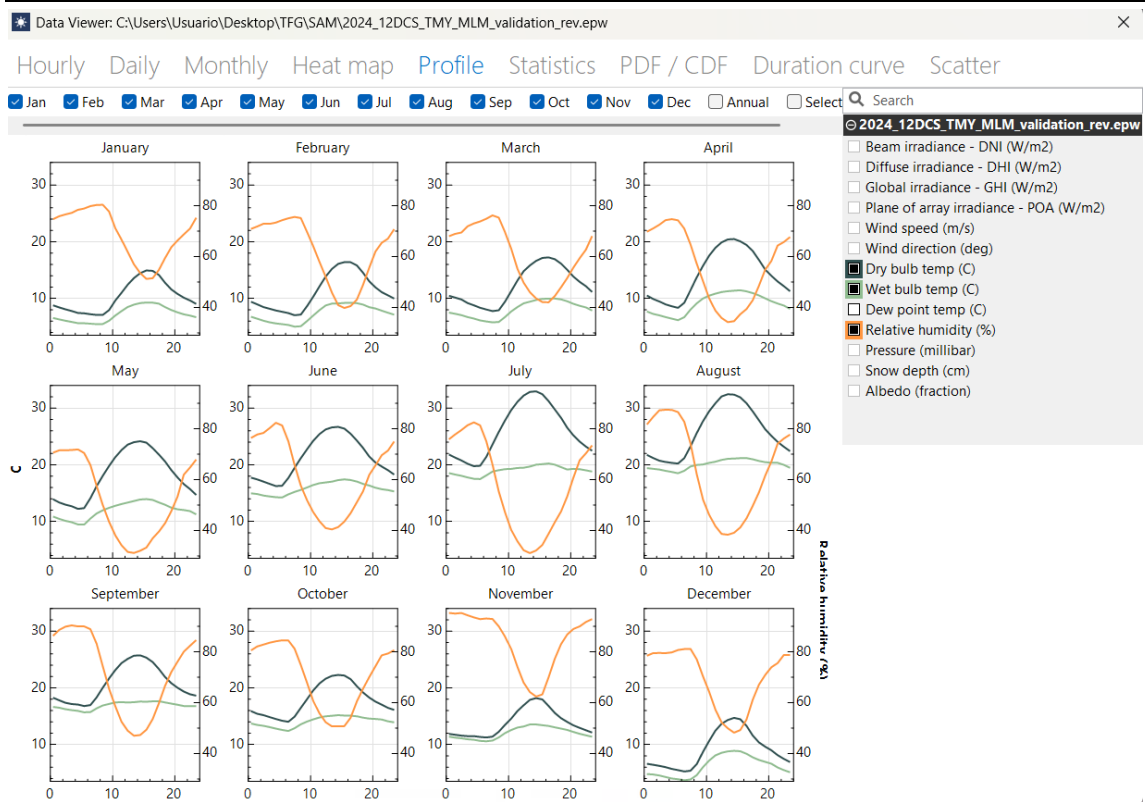


Figura 45. Evolución de las variables psicrométricas ambiente mes a mes.

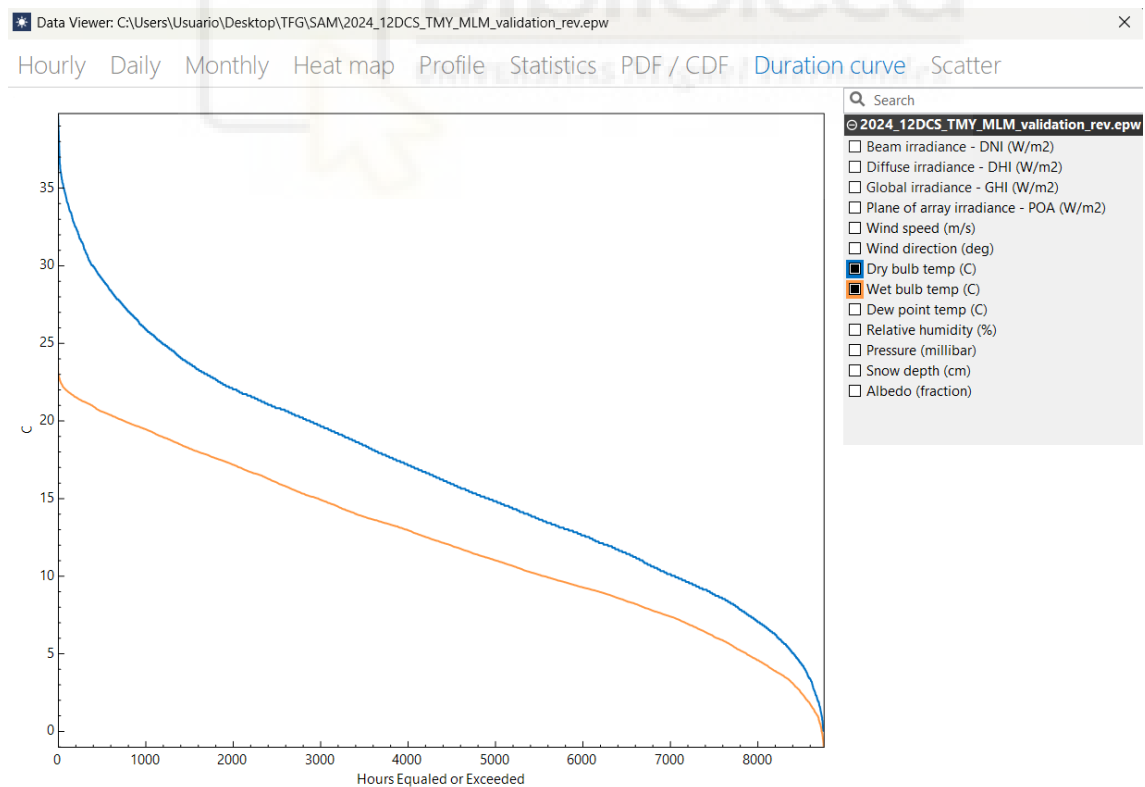


Figura 46. Horas acumuladas por encima de un determinado valor de temperatura seca y temperatura húmeda

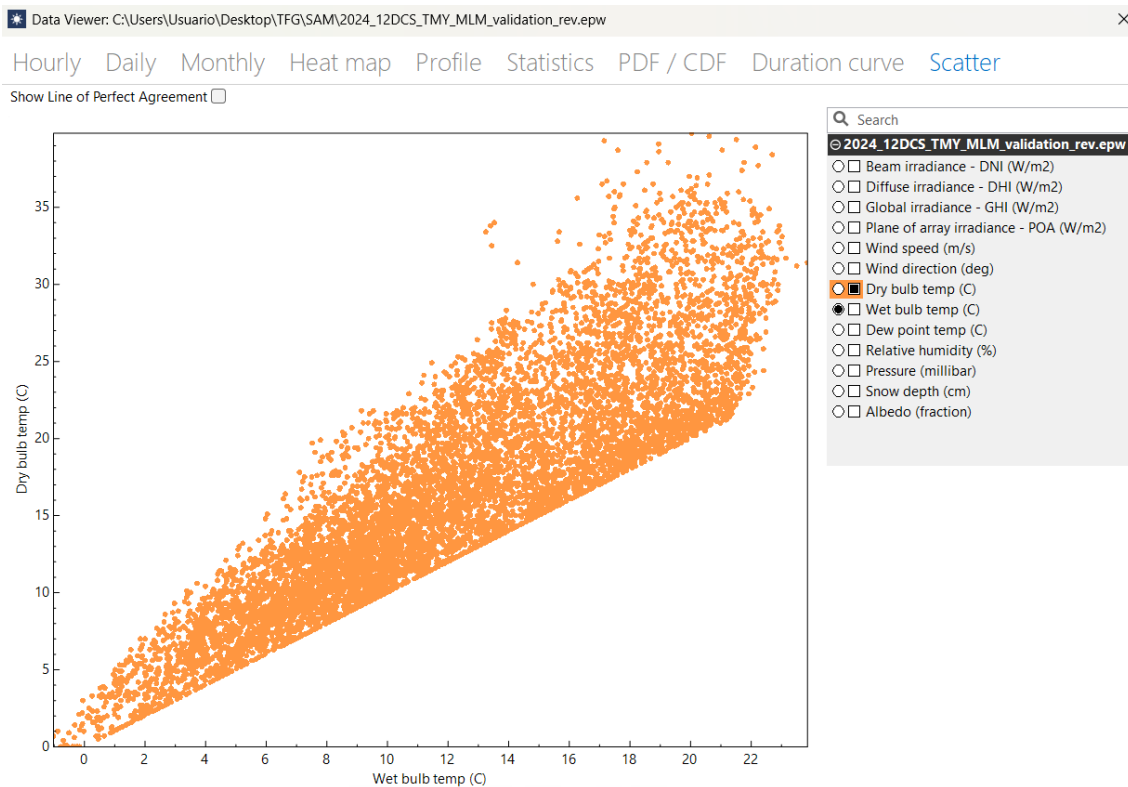


Figura 47. Dispersión horaria de temperatura seca y temperatura húmeda

4.3.2 DISEÑO DEL SISTEMA

La página diseño del sistema (*System design*) muestra entradas para los parámetros principales de diseño que determinan la capacidad nominal del sistema. Tras fijar en esta sección algunos parámetros esenciales, se detallarán en secciones siguientes los datos de detalle del campo solar, de los colectores, de los receptores, del bloque de potencia y de la acumulación, en caso de existir. En la siguiente figura se muestra la información registrada de la planta Enerstar-Villena.

The screenshot shows the SAM software interface for defining design parameters. The 'Design Point Parameters' section is divided into three main categories:

- Solar Field:**
 - Option 1: Solar multiple: 2
 - Option 2: Field aperture: 339,906,000 m²
 - Design point DNI: 860 W/m²
 - Field thermal power: 210.41 MWt
 - Loop inlet HTF temperature: 293 °C
 - Loop outlet HTF temperature: 393 °C
 - Number of loops: 105
- Power Cycle:**
 - Design turbine gross output: 55 MWe
 - Estimated gross to net conversion factor: 0.909
 - Estimated net output at design (nameplate): 50.00 MWe
 - Cycle thermal efficiency: 0.3971
 - Cycle thermal power: 138.50 MWt
- Thermal Energy Storage:**
 - Hours of storage at design point: 0 hours

Below the parameters is a 3D schematic diagram of the power plant. It shows the flow of heat from the solar field (parabolic troughs and receivers) through heat exchangers to thermal energy storage tanks. The heat is then transferred to a turbine generator set, which is connected to powerlines. An air-cooled condenser is also shown in the cycle.

Figura 48. Pantalla de definición del punto de diseño

4.3.3 CAMPO SOLAR

La sección campo solar (*Solar Field*) muestra variables y opciones que describen el tamaño y las propiedades del campo solar y las propiedades del fluido de transferencia de calor. También muestra especificaciones de diseño de referencia del campo solar.

ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS PARA LA DISIPACIÓN DE CALOR EN LA PLANTA TERMOSOLAR
VILLEN-ENERSTAR CON EL SOFTWARE SYSTEM ADVISOR MODEL (SAM)

The screenshot displays the SAM software interface for configuring a solar field. The left sidebar lists various system components, with 'Solar Field' selected. The main area is divided into several configuration panels:

- Solar Field Design Point:**
 - Single loop aperture: 3,237 m²
 - Loop optical efficiency: 0.753
 - Total loop conversion efficiency: 0.720
 - Total required aperture, SM=1: 223,749 m²
 - Required number of loops, SM=1: 70
 - Total tracking power: 52,500 W
 - Actual number of loops: 105
 - Total aperture reflective area: 339,906 m²
 - Actual solar multiple: 1.52
 - Actual field thermal output: 210.41 MWt
 - Loop inlet HTF temperature: 293 °C
 - Loop outlet HTF temperature: 393 °C
- Solar Field Parameters:**
 - Row spacing: 16.2 m
 - Header pipe roughness: 4.57e-05 m
 - HTF pump efficiency: 0.85
 - Piping thermal loss coefficient: 0.45 W/m²-K
 - Wind stow speed: 25 m/s
 - Receiver startup delay time: 0.2 hr
 - Receiver startup delay energy fraction: 0.25
 - Collector startup energy: 0.021 kWh/sca
 - Tracking power per SCA: 125 W/sca
 - Number of field subsections: 1
 - Allow partial defocusing: Sequenced (checked)
- Heat Transfer Fluid:**
 - Field HTF fluid: User-defined...
 - Field HTF min operating temp: 15 °C
 - Field HTF max operating temp: 405 °C
 - Freeze protection temp: 50 °C
 - Min single loop flow rate: 1 kg/s
 - Max single loop flow rate: 12 kg/s
 - Min field flow velocity: 0.4 m/s
 - Max field flow velocity: 5.1 m/s
 - Header design min flow velocity: 2 m/s (Cold Headers) / 2 m/s (Hot Headers)
 - Header design max flow velocity: 3 m/s (Cold Headers) / 3 m/s (Hot Headers)
- Collector Orientation:**
 - Collector tilt: 0 deg (Tilt: horizontal=0, vertical=90)
 - Collector azimuth: 0 deg (Azimuth: equator=0, west=90)
 - Stow angle: 170 deg
 - Deploy angle: 10 deg
- Mirror Washing:**
 - Water usage per wash: 0.7 L/m².aper.
 - Washes per year: 63
- Plant Heat Capacity:**
 - Hot piping thermal inertia: 0.2 kWh/K-MWt
 - Cold piping thermal inertia: 0.2 kWh/K-MWt
 - Field loop piping thermal inertia: 4.5 Wh/K-m
- Land Area:**
 - Solar field area: 237 acres
 - Non-solar field land area multiplier: 2.189
 - Total land area: 518 acres
- Single Loop Configuration:**
 - Number of SCA/HCE assemblies per loop: 4
 - Configuration: SCA: 1, HCE: DF# 4, SCA: 1, HCE: DF# 3, SCA: 1, HCE: DF# 2, SCA: 1, HCE: DF# 1

Figura 49. Pantalla de definición del campo solar

En la figura se puede apreciar el conexionado en serie de los 4 SCAs de cada lazo todos ellos del tipo1 que se especifica en el siguiente apartado.

En relación con el fluido de trabajo, Dowtherm A, como el programa no lo incluye por defecto se ha introducido sus propiedades físicas en forma tabulada con la opción User-defined. A continuación, se muestran esas propiedades.

Edit Material Properties ✕

Number of data points: Import... Export...

	Temperature (°C)	Specific Heat (kJ/kg-K)	Density (kg/m ³)	Viscosity (Pa-s)	Kinematic Viscosity (m ² -s)	Conductivity (W/m-K)	Enthalpy (J/kg)
1	15	1.558	1063	0.005	4.701e-06	0.1395	95.28
2	58.33	1.682	1029	0.002036	1.979e-06	0.1326	70710
3	101.7	1.805	993.5	0.0009658	9.72e-07	0.126	146000
4	145	1.926	956.4	0.00063	6.59e-07	0.119	227100
5	188.3	2.047	917.6	0.00044	4.8e-07	0.112	313400
6	231.7	2.167	876.6	0.0003213	3.67e-07	0.105	404800
7	275	2.288	832.9	0.000242	2.91e-07	0.0979	501300
8	318.3	2.414	785.6	0.0001893	2.41e-07	0.091	603200
9	361.7	2.553	733	0.0001547	2.11e-07	0.084	710500
10	405	2.725	672.5	0.00012	1.78e-07	0.0771	824400

OK Cancel Help

Tabla 8. Tabla de propiedades del HTF Dowtherm-A

4.3.4 COLECTORES (SCAS)

Un colector (SCA, conjunto de colector solar) es un componente de seguimiento individual del campo solar que incluye espejos, una estructura de soporte y receptores. En la sección *Collectors (SCAs)*, se pueden definir las características físicas de hasta cuatro tipos de colectores. En la configuración de bucle único de la página Campo solar, se especifica cómo se distribuyen los diferentes tipos de colectores en cada bucle del campo, suponiendo que el campo consta de bucles idénticos. SAM solo utiliza datos para los tipos de colectores que ha incluido en la configuración de bucle único en la página Campo solar.

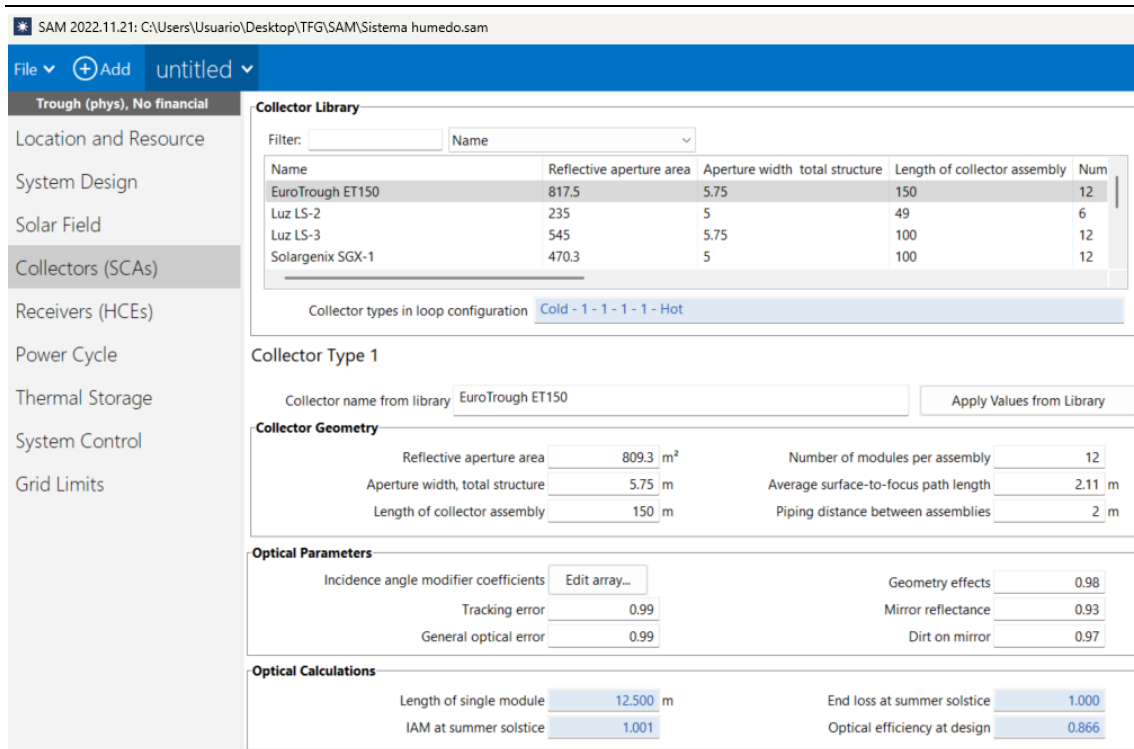


Figura 50. Pantalla de definición de los colectores (SCAs)

En este caso, al no estar entre los colectores incluidos por defecto en el programa en Colector SenerTrough (SNT-1), se toma como base el Eurotrough ET150 y se editan los parámetros físicos y geométricos que quedan para Enerstar Villena como muestra la figura.

4.3.5 RECEPTORES (HCEs)

Un receptor (HCE, elemento colector de calor) es un tubo metálico contenido al vacío dentro de un tubo de vidrio que discurre a través de la línea focal del colector parabólico de forma tubular. Los sellos y fuelles garantizan que se mantenga el vacío en cada tubo. Los revestimientos anti-reflectantes del tubo de vidrio maximizan la cantidad de radiación solar que ingresa al tubo. Los revestimientos absorbentes de radiación solar selectivos en el tubo metálico maximizan la transferencia de energía de la radiación solar al tubo.

En la sección *Receivers*, se definen las características de hasta cuatro tipos de receptores. En la página Campo solar, se especifican cómo se distribuyen los diferentes tipos de receptores en cada bucle del campo, suponiendo que el campo consta de bucles idénticos. SAM solo utiliza datos para los tipos de receptores que ha incluido en la especificación de bucle único en la página Campo solar.

Para cada tipo de receptor, también especifica hasta cuatro variaciones. Puede utilizar las variaciones para describir diferentes condiciones del tipo de receptor. Por ejemplo, puede utilizar una variación para describir el tipo de receptor en buenas condiciones y otra para describir el tipo de receptor con la envoltura de vidrio dañada.

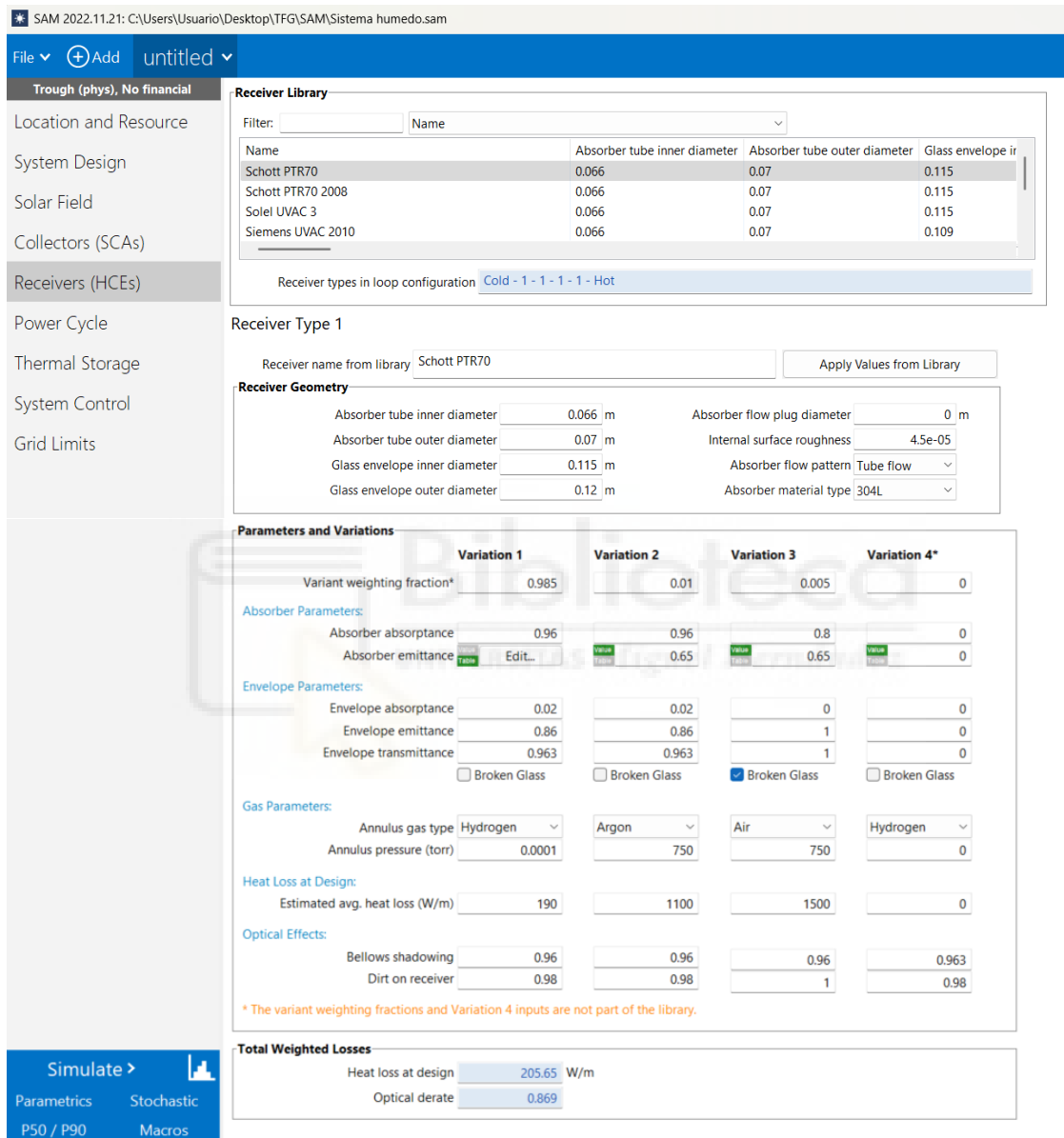


Figura 51. Pantalla de definición de los receptores (HCEs)

En este caso, el programa incluye en su base de datos el modelo SCHOTT PTR@70. A partir de ese receptor se consideran 3 situaciones: la estándar, la de pérdida de vacío y la de receptor roto, asignándole una proporción de cada tipo a una fracción del campo solar en cada situación.

4.3.6 CICLO DE POTENCIA

El ciclo de potencia o Power Cycle convierte la energía térmica en energía eléctrica. Hay dos opciones para modelar el ciclo de energía:

- El modelo de ciclo Rankine es para máquinas de vapor de ciclo Rankine con dos calentadores de agua de alimentación abiertos y un precalentador, caldera y sobrecalentador. Este modelo de regresión se desarrolló a partir de un modelo de ciclo de Rankine detallado basado en los principios de conservación de masa y energía y calcula el rendimiento del ciclo en el rango operativo esperado modelando cada componente del ciclo en condiciones fuera de diseño. El modelo supone que la desviación en el rendimiento del ciclo en condiciones fuera de diseño es independiente del diseño del ciclo y sólo una función de la desviación del punto de diseño especificado por el usuario. Este modelo es rápido, flexible y preciso, y adecuado para modelar la mayoría de los ciclos de energía de CSP convencionales.
- El modelo de ciclo de energía definido por el usuario le permite usar datos de su propio modelo de ciclo de energía en SAM y puede usarse para modelar Rankine u otros tipos de ciclos de energía. Requiere que proporcione valores para los parámetros generales del ciclo de energía junto con tablas de datos que muestren la energía eléctrica generada en un rango de caudales máxicos de HTF y temperaturas ambientes. SAM utiliza estos datos para construir un modelo de regresión del ciclo de energía que considera efectos de una sola variable y dos interacciones de variables.

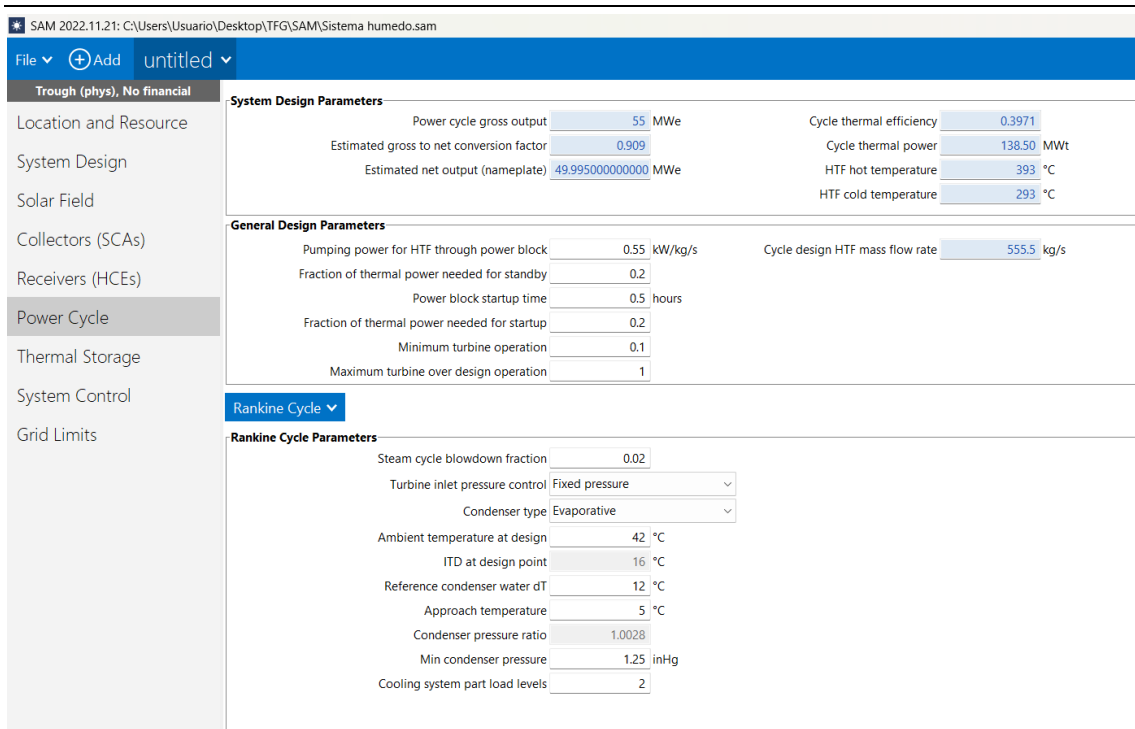


Figura 52. Pantalla de definición de los parámetros principales del bloque de potencia

Una atención especial de este apartado se refiere a la descripción del sistema de condensación por la relevancia para el presente TFG.

Las opciones que se incluyen para la cesión de calor son un condensador enfriado por aire (enfriamiento seco), un enfriamiento evaporativo (enfriamiento húmedo) o un sistema de enfriamiento híbrido.

El modelo de aero-condensador utiliza un polinomio bivariado de segundo orden en términos de temperatura ambiente normalizada y cesión de calor normalizado para determinar la presión normalizada del condensador como se muestra en el siguiente gráfico. La temperatura ambiente (convertida a Kelvin) y el rechazo de calor están normalizados por sus condiciones de diseño, mientras que la presión del condensador está normalizada por la presión mínima del condensador. Este modelo es válido para temperaturas ambiente normalizadas superiores a 0,9. Para condiciones inferiores a este umbral, la presión del condensador se establece en su valor mínimo.

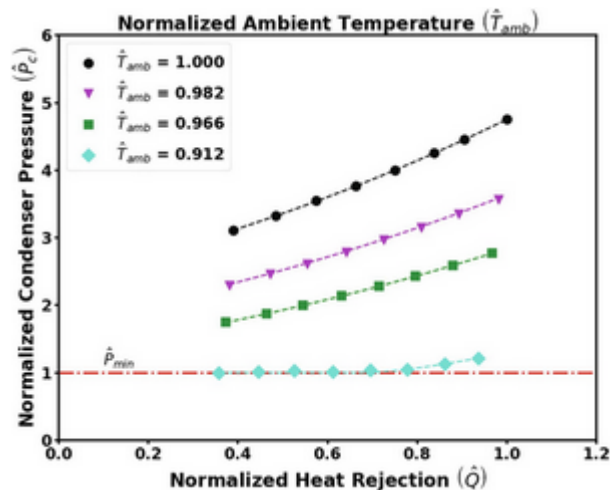


Figura 53. Relación entre la presión de condensación normalizada y la cesión de calor normalizada

En el enfriamiento híbrido, un sistema de enfriamiento húmedo y un enfriamiento seco comparten la carga térmica a ceder al ambiente. Aunque existen muchas configuraciones teóricas posibles de sistemas de refrigeración híbridos, SAM sólo permite una opción de refrigeración en paralelo.

Temperatura ambiente en el diseño, °C

La temperatura ambiente a la que funciona el ciclo de energía con su eficiencia de conversión de ciclo nominal del punto de diseño. Para la opción de condensador enfriado por aire, utilice un valor de temperatura ambiente de bulbo seco. Para el condensador evaporativo, utilice la temperatura de bulbo húmedo.

Diferencia de Temperatura Inicial en el punto de diseño, °C

El ITD únicamente se emplea con aero-condensador. La diferencia de temperatura inicial (ITD), es la diferencia entre la temperatura del vapor a la salida de la turbina (entrada del condensador) y la temperatura ambiente de bulbo seco.

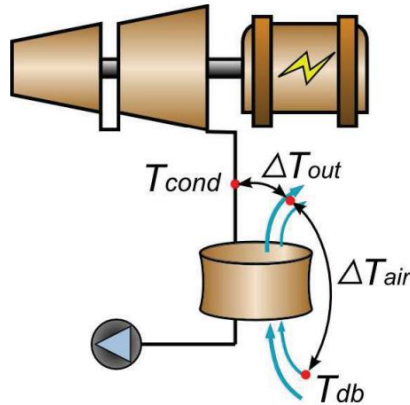


Figura 54. Ilustración de las variables de interés que relacionan las condiciones ambientales y la temperatura de condensación en un aero-condensador

Nota: Cuando se ajusta el ITD, se está indicando al modelo las condiciones bajo las cuales el sistema alcanzará la eficiencia térmica que ha especificado. Si aumenta el ITD, también debe modificar la eficiencia térmica (y/o la temperatura ambiente de diseño) para describir con precisión el comportamiento del punto de diseño del sistema. La penalización al salir de las condiciones de diseño en el sistema modificado se aplicará una vez que se corrijan los parámetros.

Diferencia de temperatura de referencia del agua del condensador, °C

Sólo para el tipo de condensador evaporativo. Es el aumento de temperatura del agua de refrigeración a través del condensador en las condiciones de diseño, utilizado para calcular el caudal másico del agua de refrigeración en el diseño y la temperatura de condensación del vapor.

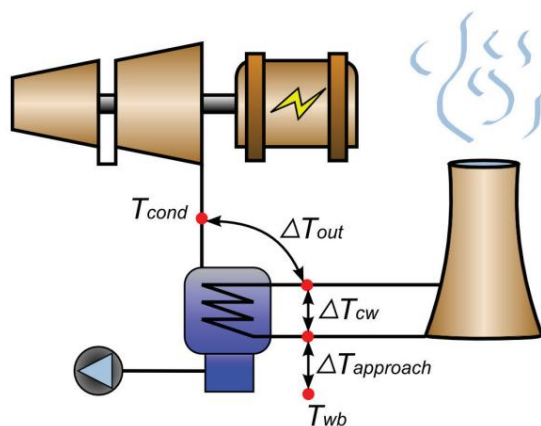


Figura 55. Ilustración de las variables de interés que relacionan las condiciones ambientales y la temperatura de condensación en un sistema de disipación de calor constituido por un condensador de carcasa y tubos + torre de refrigeración

Temperatura de aproximación, °C

Sólo para el tipo evaporativo. Es la diferencia de temperatura entre el agua circulante en la entrada del condensador y la temperatura ambiente de bulbo húmedo, utilizada con la *Reference condenser water dT* del condensador para determinar la temperatura de saturación del condensador y, por tanto, la contrapresión de la turbina.

Relación de presión del condensador

Sólo para aero-condensadores. Es la relación de caída de presión a través del intercambiador de calor del condensador enfriado por aire, utilizada para calcular la caída de presión a través del condensador y la potencia parásita correspondiente requerida para mantener el caudal de aire.

Presión mínima del condensador

La presión mínima del condensador en pulgadas de mercurio evita que la presión del condensador caiga por debajo del nivel especificado. En un sistema físico, permitir que la presión caiga por debajo de cierto punto puede provocar daños físicos al sistema. Para condensador evaporativo (enfriamiento húmedo), el valor predeterminado es 1,25 pulgadas de mercurio. Para refrigeración por aire (enfriamiento seco), el valor predeterminado es 2 pulgadas de mercurio. Para sistemas híbridos, puede utilizar el valor de enfriamiento seco de 2 pulgadas de mercurio.

Niveles de carga parcial del sistema de enfriamiento

Los niveles de carga parcial del sistema de enfriamiento le indican al modelo del sistema de cesión de calor cuántos puntos de operación discretos hay. Un valor de 2 significa que el sistema puede funcionar con una cesión de calor del 100% o del 50%. Un valor de tres significa puntos operativos de rechazo del 100% 66% 33%. Los niveles de carga parcial determinan cómo funciona la cesión de calor en condiciones de carga parcial cuando la carga de calor es menor que la carga total. El valor predeterminado es 2 y el rango recomendado es entre 2 y 10. El valor debe ser un número entero.

4.4 ALMACENAMIENTO TÉRMICO

El sistema de almacenamiento de energía térmica (TES) almacena el calor del campo solar en un medio líquido. El calor del sistema de almacenamiento puede

impulsar la turbina del bloque de energía durante períodos de poca o ninguna radiación solar. Un sistema de almacenamiento térmico es beneficioso en muchos lugares donde la demanda máxima de energía ocurre después de que se ha puesto el sol. Agregar almacenamiento térmico a un sistema cilindro-parabólico permite separar la captura de energía solar del funcionamiento del bloque de energía.

Sin embargo, se omite una descripción más detallada de las opciones que ofrece SAM en este apartado, pues la Central Termosolar Enerstar-Villena no dispone de almacenamiento térmico y en consecuencia no se incluye en la simulación.

4.5 SISTEMA DE CONTROL

En este apartado se definen los parámetros operativos del sistema.

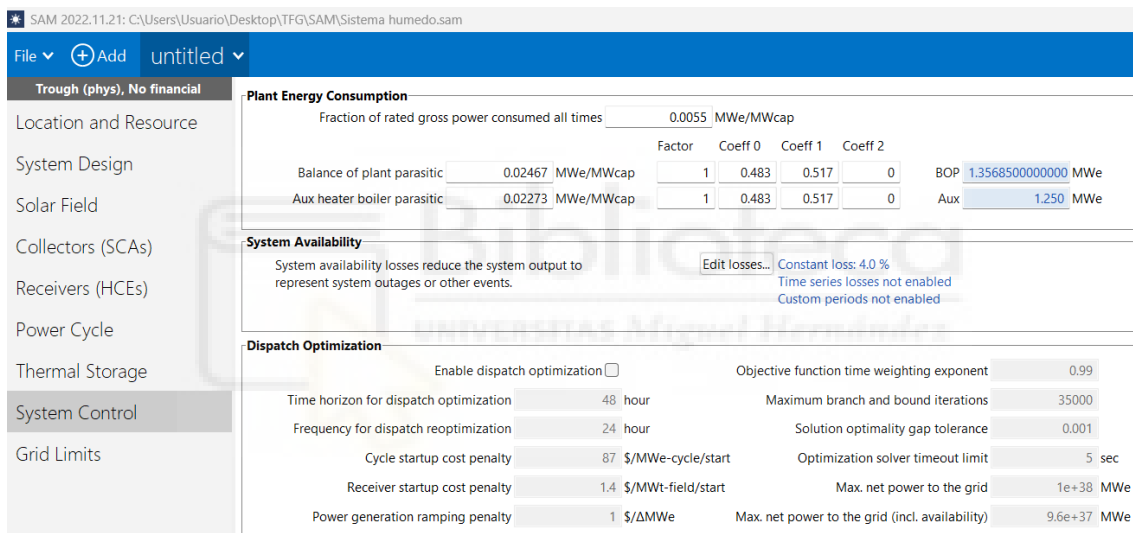


Figura 56. Captura de pantalla de la sección de control del sistema

Consumo de energía de la planta

Fracción de potencia bruta consumida en todo momento, MWe/MWcap

Una carga eléctrica fija aplicada a todas las horas de la simulación, expresada como una fracción de la potencia bruta nominal en el diseño de la página Diseño del sistema.

Balance de consumos parásitos, MWe/MWcap

Pérdidas como fracción de la capacidad nominal del bloque de energía que se aplican en las horas en que el bloque de energía opera.

Caldera auxiliar parásita (MWe/MWcap)

Carga parásita que se aplica en función de la potencia térmica de las resistencias auxiliares de combustión fósil.

Disponibilidad del sistema

Las pérdidas de disponibilidad del sistema son reducciones en la producción del sistema debido a requisitos operativos, como tiempos de inactividad por mantenimiento u otras situaciones que impiden que el sistema funcione según lo diseñado. En esta sección también se definen los periodos de uso del sistema híbrido.

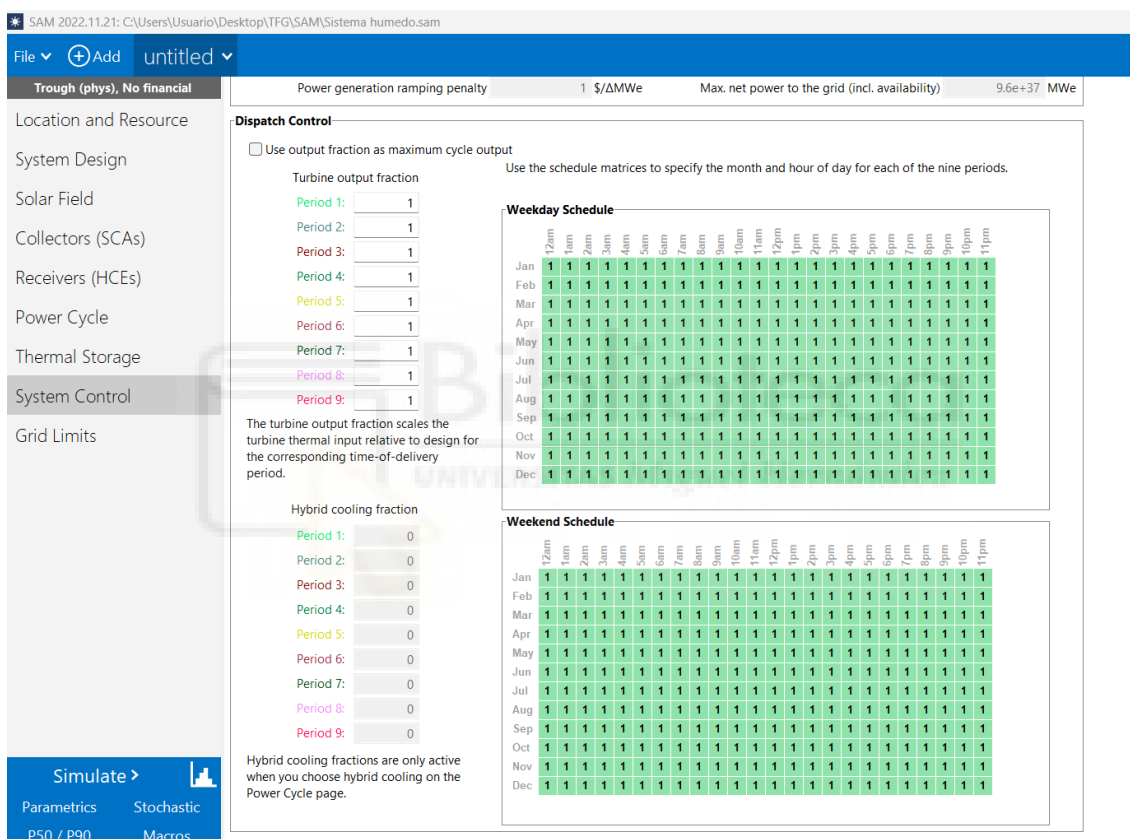


Figura 57. Captura de pantalla de la sección de control del sistema. Periodos de uso del sistema híbrido.

4.6 MODELIZACIÓN EN SAM DE LOS DIFERENTES SISTEMAS

En este apartado se enumeran los cambios necesarios realizados en SAM para la modelización del sistema seco y de los sistemas combinados partiendo del modelo validado, es decir, el sistema húmedo.

4.6.1 SISTEMA SECO

En este sistema debemos cambiar, dentro del System Design, **Cycle thermal efficiency**. El programa se refiere a este término como la eficiencia de conversión térmica a eléctrica del ciclo de potencia en condiciones de diseño. Esta eficiencia pasará de 0,3971 que teníamos en nuestro sistema base a 0,344 en el sistema seco, tal y como se recoge en el estudio de Cutillas et al. (2021), donde se comparan diferentes tecnologías de enfriamiento (húmedo, seco e híbrido) en una planta termosolar de concentración mediante un análisis energético, exergético y ambiental (3E) [Cutillas et al., 2021].

The screenshot shows the SAM software interface with the 'Design Point Parameters' window open. The 'Power Cycle' section is highlighted, and the 'Cycle thermal efficiency' parameter is set to 0.344, which is circled in red. Other parameters shown include:

Parameter	Value
Solar multiple	2
Field aperture	339,906.000 m ²
Design point DNI	860 W/m ²
Field thermal power	210.41 MWt
Loop inlet HTF temperature	293 °C
Loop outlet HTF temperature	393 °C
Number of loops	105
Design turbine gross output	55 MWe
Estimated gross to net conversion factor	0.909
Estimated net output at design (nameplate)	50.00 MWe
Cycle thermal efficiency	0.344
Cycle thermal power	159.88 MWt
Hours of storage at design point	0 hours

Figura 58. Captura extraída del sistema seco en SAM.

Dentro del apartado de ciclo de potencia (*Power Cycle*), es necesario el cambio del tipo de condensador de evaporativo (*evaporated*) a aero-condensador (*air-cooled*), tal y como nos indica el apartado ayuda del programa SAM, la mínima presión de condensación debe pasar de 1,25 pulgadas de mercurio a 2 pulgadas de mercurio.

ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS PARA LA DISIPACIÓN DE CALOR EN LA PLANTA TERMOSOLAR
VILLEN-ENERSTAR CON EL SOFTWARE SYSTEM ADVISOR MODEL (SAM)

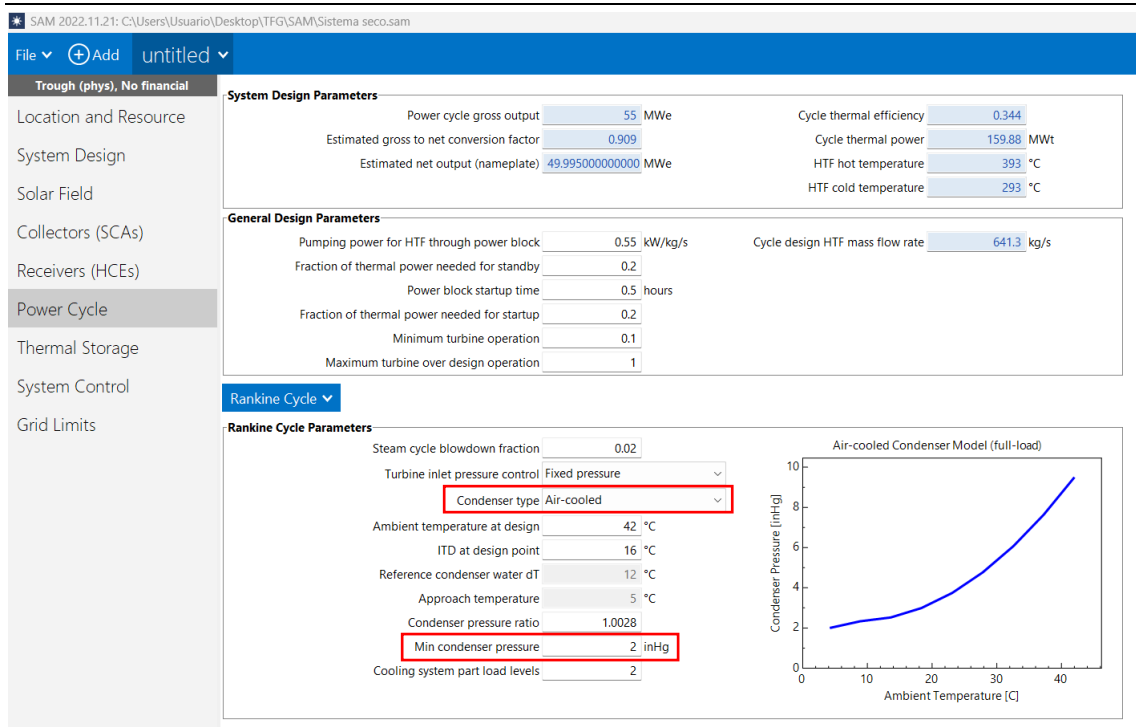


Figura 59. Captura extraída del sistema seco en SAM.

En la Figura 59 podemos ver como el programa nos proporciona un gráfico donde compara la presión del condensador en función de la temperatura ambiente.

4.6.2 SISTEMAS COMBINADOS

Dentro del apartado de Power Cycle, es necesario el cambio del tipo de condensador de *evaporated* a *hybrid*.

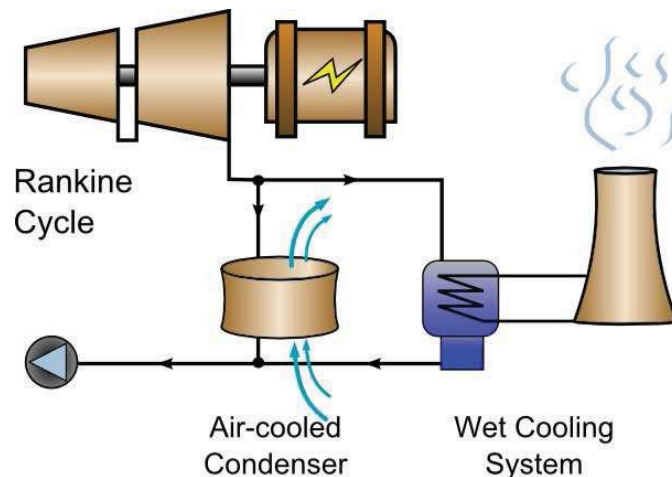


Figura 60. Configuración de enfriamiento húmedo/seco en paralelo se muestra. El ACC (izquierda) y el sistema húmedo (derecha) comparten la carga de rechazo de calor.

CAPÍTULO 4. MODELIZACIÓN DE LA PLANTA TERMOSOLAR ENESTAR VILLENA-SOFTWARE SAM

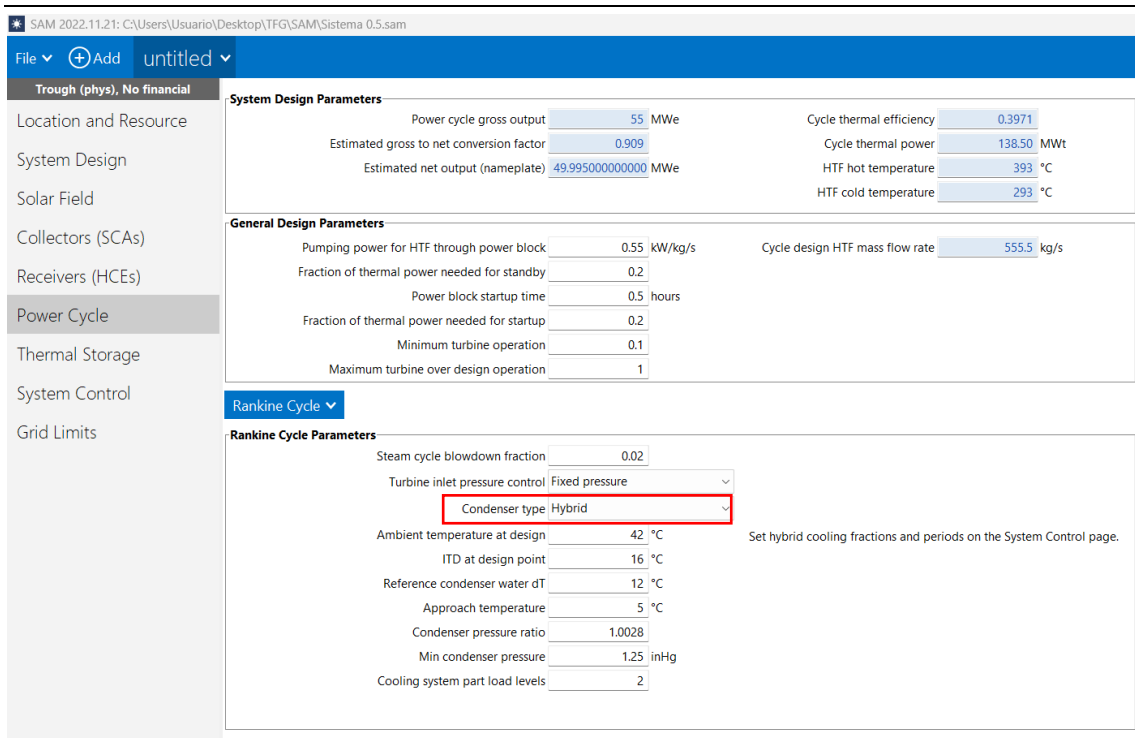


Figura 61. Captura del sistema combinado.

Dentro del sistema de control (*System Control*), en el apartado de sistema de despacho (*Dispatch Control*) es necesario introducir en la fracción de enfriamiento híbrido (*Hybrid cooling fraction*), donde se hará referencia al porcentaje de sistema húmedo utilizado. Tal y como indica en el apartado de ayuda: Para cada uno de los nueve períodos de entrega, especifique qué proporción de la carga de refrigeración debe gestionar el sistema de refrigeración húmeda. Cada valor de la tabla representa una fracción de la carga de refrigeración de diseño. Por ejemplo, si desea que el 60 % de la carga de rechazo de calor se destine a refrigeración húmeda en el período 1, introduzca 0,6 para dicho período. Dirigir parte de la carga de rechazo de calor al sistema de refrigeración húmeda reduce la temperatura total del condensador y mejora el rendimiento, pero aumenta el consumo de agua. SAM dimensiona el sistema de refrigeración húmeda para que coincida con la fracción máxima especificada en la tabla de despacho híbrido y dimensiona el sistema de refrigeración por aire para que satisfaga la carga de refrigeración completa. Como los sistemas contienen un 75%, 50% y 25% de enfriamiento húmedo se introducirán 0.75, 0.5 y 0.25 respectivamente.

ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS PARA LA DISIPACIÓN DE CALOR EN LA PLANTA TERMOSOLAR
VILLEN-ENERSTAR CON EL SOFTWARE SYSTEM ADVISOR MODEL (SAM)

SAM 2022.11.21: C:\Users\Usuario\Desktop\FG\SAM\Sistema 0.5.sam

File Add untitled

Trough (phys), No financial Power generation ramping penalty 1 \$/ΔMWe Max. net power to the grid (incl. availability) 9.6e+37 MWe

Location and Resource
System Design
Solar Field
Collectors (SCAs)
Receivers (HCEs)
Power Cycle
Thermal Storage
System Control
Grid Limits

Dispatch Control

Use output fraction as maximum cycle output

Use the schedule matrices to specify the month and hour of day for each of the nine periods.

Turbine output fraction

Period 1: 1
Period 2: 1
Period 3: 1
Period 4: 1
Period 5: 1
Period 6: 1
Period 7: 1
Period 8: 1
Period 9: 1

The turbine output fraction scales the turbine thermal input relative to design for the corresponding time-of-delivery period.

Hybrid cooling fraction

Period 1: 0.5
Period 2: 0
Period 3: 0
Period 4: 0
Period 5: 0
Period 6: 0
Period 7: 0
Period 8: 0
Period 9: 0

Hybrid cooling fractions are only active when you choose hybrid cooling on the Power Cycle page.

Weekday Schedule

	12am	1am	2am	3am	4am	5am	6am	7am	8am	9am	10am	11am	12pm	1pm	2pm	3pm	4pm	5pm	6pm	7pm	8pm	9pm	10pm	11pm
Jan	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Feb	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Mar	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Apr	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
May	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Jun	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Jul	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Aug	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Sep	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Oct	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Nov	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Dec	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Weekend Schedule

	12am	1am	2am	3am	4am	5am	6am	7am	8am	9am	10am	11am	12pm	1pm	2pm	3pm	4pm	5pm	6pm	7pm	8pm	9pm	10pm	11pm
Jan	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Feb	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Mar	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Apr	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
May	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Jun	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Jul	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Aug	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Sep	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Oct	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Nov	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Dec	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Simulate >

Parametrics Stochastic
P50 / P90 Macros

Figura 62. Captura de SAM del sistema combinado al 50% de enfriamiento evaporativo.



CAPÍTULO 5

RESULTADOS CASO BASE Y VALIDACIÓN

5 RESULTADOS CASO BASE Y VALIDACIÓN

5.1 OBJETIVO

El presente capítulo se centra en la descripción de los resultados del caso base y del proceso de validación del mismo. Para poner en valor la metodología seguida y la información empleada se incluye una revisión bibliográfica en la que se muestra la escasa información experimental disponible para la validación de modelos de plantas CSP. Para la validación se emplearán valores experimentales horarios tanto de condiciones ambientales, como de producción eléctrica obtenidos en la planta real Enerstar-Villena referidas a 2024.

5.2 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA DE LA VALIDACIÓN CON SAM

El punto de partida para la validación del modelo en SAM es la revisión de los trabajos previos que se han encontrado con este mismo objetivo. Para eso se toma como documento de partida la sección de CSP validation que aparece en la página oficial de SAM (2024). En esta sección se incluyen archivos ejecutables tanto de una planta con colectores cilindro-parabólicos referida a la central de Andasol-1, como de torre de concentración referida a Gemasolar. Ambos son muy útiles para tomarlos como inicio de cualquier simulación, siendo necesario el ajuste de todos los parámetros que se refieran a otra planta, en nuestro caso Enerstar-Villena. En lo concerniente al proceso de validación del modelo de la planta de Andasol-1, se incluye un archivo en pdf con la descripción de la misma incluyendo una sección específica con información económica. En lo que respecta al comportamiento térmico, únicamente se hace referencia a la

producción anual indicando que la simulación arrojó una producción de energía de aproximadamente de 174,5 GWh/año frente al informe anual de producción de Andasol-1 que se estima en 179,1 GWh/año, lo que supone una diferencia del 2,6% entre el consumo real y el del modelo. Este enfoque, que utiliza una única cifra de producción anual estimada para validar simulaciones operacionales por hora, se considera inadecuado ya que no aborda las complejidades del comportamiento de la planta y las interacciones de los componentes, ver Boretti et al (2024). Además, la validación se basa en la comparación de la producción de energía anual simulada con valores que podríamos denominar poco rigurosos derivados de informes de los medios, como se reconoce explícitamente en NREL (2013).

The screenshot shows the NREL System Advisor Model (SAM) website. The header includes the NREL logo, the title 'System Advisor Model (SAM)', and navigation links for 'Login' and 'Register'. A search bar is located in the top right. The main navigation menu includes 'HOME', 'FORUM', 'EVENTS', 'DOWNLOAD', 'SDK/PYSAM', 'SAM OPEN SOURCE', and 'ABOUT'. The breadcrumb trail indicates the current location: 'home > Concentrating Solar > CSP Validation'. The main content area is titled 'CSP Validation' and features a sidebar with categories: Photovoltaic, Battery Storage, Wind, Marine Energy, Concentrating Solar (selected), CSP Videos, CSP Publications, CSP Cost Data, CSP Validation (selected), Hybrid Systems, and Solar Water Heating. The main content area displays the title 'NREL Parabolic Trough and Power Tower Studies SAM 2013.1.15' and provides a detailed description of the studies. It lists two specific studies: 'Andasol-1 parabolic trough system in Aldeire, Spain' and 'Gemasolar molten salt power tower system in Fuentes de Andalucía, Spain'. Below this, it mentions a 'Published Paper on Power Tower Study SAM 2017.9.5' and provides a list of references, including a paper by Lopes et al. (2019) and a link to a weather file for Sevilla, Spain.

Figura 63. Información sobre la validación en la web de SAM.

Tomando como base la sección de validación de la página de SAM, diversos estudios recientes han empleado el caso de Andasol-1 para validar modelos de plantas termosolares de colectores cilindro-parabólicos. Por ejemplo, Ikhlef y Larbi (2024) evaluaron el comportamiento de una planta similar a Andasol-1 en diferentes ubicaciones del desierto argelino. Bayoumi et al. (2024) realizan un análisis similar para 28 ubicaciones en Egipto e indicaron que la región de Djanet es la más favorable para la implementación de este tipo de tecnología, con un factor de capacidad del 53,7% y un coste nivelado de electricidad (LCOE) de

16,84 ¢/kWh. Sin embargo, todos estos estudios se centran únicamente en datos de producción anual para la validación de sus modelos, lo que limita la comprensión detallada del comportamiento operativo de las plantas.

Boretti et al. (2020) dieron un importante paso adelante en este sentido al realizar un trabajo exclusivamente centrado en la validación de SAM. La validación se basó en los datos de producción de electricidad disponibles de la Administración de Información Energética de EE. UU. (EIA). Consideran tecnologías con concentradores parabólicos y de torre solar, con y sin almacenamiento de energía térmica. Específicamente, se modelan las plantas de captadores cilindro-parabólicos de 250 MW Genesis, Mojave y Solana, y la planta de torre solar de 110 MW Crescent Dunes, todas ubicadas en el suroeste de los Estados Unidos. Los factores de capacidad promedio mensuales calculados para un año meteorológico típico se comparan con los datos operativos medidos recopilados desde la puesta en marcha de cada instalación. Concluyeron que, si bien los datos con mayor frecuencia son esenciales para una validación verdaderamente rigurosa, ya que el promedio mensual suaviza significativamente las discrepancias entre los resultados experimentales y simulados, los resultados computacionales muestran una concordancia relativamente buena con los valores medidos para los sistemas de canal parabólico. Sin embargo, el sistema de torre solar exhibe una desviación sustancial entre el rendimiento simulado y el real. La principal conclusión extraída de ese trabajo, y así se afirma literalmente, es que es necesaria la validación de SAM frente a datos de mayor frecuencia que la mensual provenientes de instalaciones existentes, tanto para la producción de energía como las condiciones climáticas. Siendo este un paso necesario antes de usar el código.

Al-Kouz et al. (2020) se basan en el trabajo de Boretti para validar su modelo de planta de energía solar concentrada (CSP) de 140 MWe con almacenamiento de energía térmica en dos ubicaciones en Jordania, utilizando de nuevo una resolución mensual. Enfatizan el papel crítico de los datos experimentales para mejorar la precisión de las predicciones de rendimiento. Además, sus hallazgos resaltan el impacto significativo de los factores ambientales, como la temperatura y la humedad, junto con la disponibilidad de radiación solar, para determinar el sitio óptimo para el despliegue de la CSP.

El trabajo de Ezeanya (2018), citado en este caso por recoger las necesidades expresadas por la investigación de Boretti, presenta una validación con resolución horaria de un modelo SAM para una planta solar térmica. Sin embargo, su relevancia para el contexto actual es limitada ya que, a pesar de su interés metodológico, la pequeña escala del estudio (nivel de potencia de 50 kWe), el uso de agua como fluido térmico y el corto período de validación (solo 10 días) lo hacen incomparable con la propuesta actual, que se centra en una planta con una potencia 1000 veces superior, que utilizan diferentes fluidos térmicos y emplean un conjunto de datos de validación mucho más extenso.

La principal conclusión extraída de esta revisión bibliográfica es que los ejercicios de validación de SAM realizados hasta la fecha carecen del detalle y el rigor necesarios para asegurar su fiabilidad, particularmente para aplicaciones críticas como el diseño de plantas CSP o su modernización.

Este TFG aborda la laguna de conocimiento encontrada al presentar una validación horaria de SAM utilizando datos climáticos y operativos reales de la planta solar Enerstar-Villena recopilados durante un año completo (2024). Como valor adicional, esta planta es reconocida por su excepcional fiabilidad, lograda a través de un enfoque de mantenimiento predictivo que minimiza el tiempo de inactividad operativa, como lo demuestra su operación durante casi 300 días al año.

5.3 RESULTADOS DEL CASO BASE

En este apartado se van a resumir los principales resultados de lo que denominaremos caso base. Este refiere al caso en el que se emplea el modelo de SAM construido donde se incluirán los datos climáticos experimentales medidos en 2024 en la Planta solar Enerstar-Villena. A partir de estos resultados se pasará a la fase de validación. La Figura 64 muestra el flujo de trabajo realizado donde se pueden apreciar las entradas de datos climáticos experimentales, la incorporación de datos físicos de la planta Enerstar-Villena al modelo de SAM y el uso de datos experimentales para la fase validación.



Figura 64. Flujograma de trabajo de la fase de validación

El resumen de los datos anuales de funcionamiento de la planta se muestra en la siguiente figura donde los datos anuales más reseñables son lo más de 94,694 GWh-e brutos producidos; 79,088 GWh-e inyectados a red, con un factor de carga del 18,1% y un consumo de agua de 277443 m³.

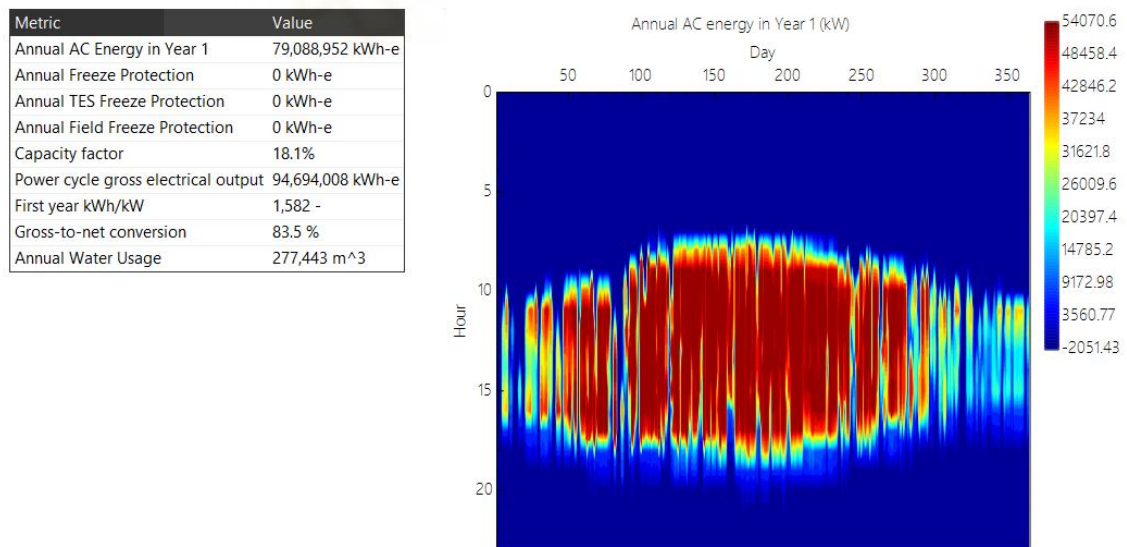


Figura 65. Tabla resumen de datos anuales y diagrama de calor de la potencia producida en el caso Base

SAM ofrece múltiples opciones a para generar tablas y gráficas a partir de los datos obtenidos en las simulaciones en distintas resoluciones temporales: anual, mensual, diaria y horaria. En las siguientes figuras se muestran los datos de la

CAPÍTULO 5. RESULTADOS CASO BASE Y VALIDACIÓN

radiación directa por el coseno del ángulo de incidencia y la potencia térmica incidente al campo solar tanto para las 8760 horas del año, como para unos días específicos de verano.

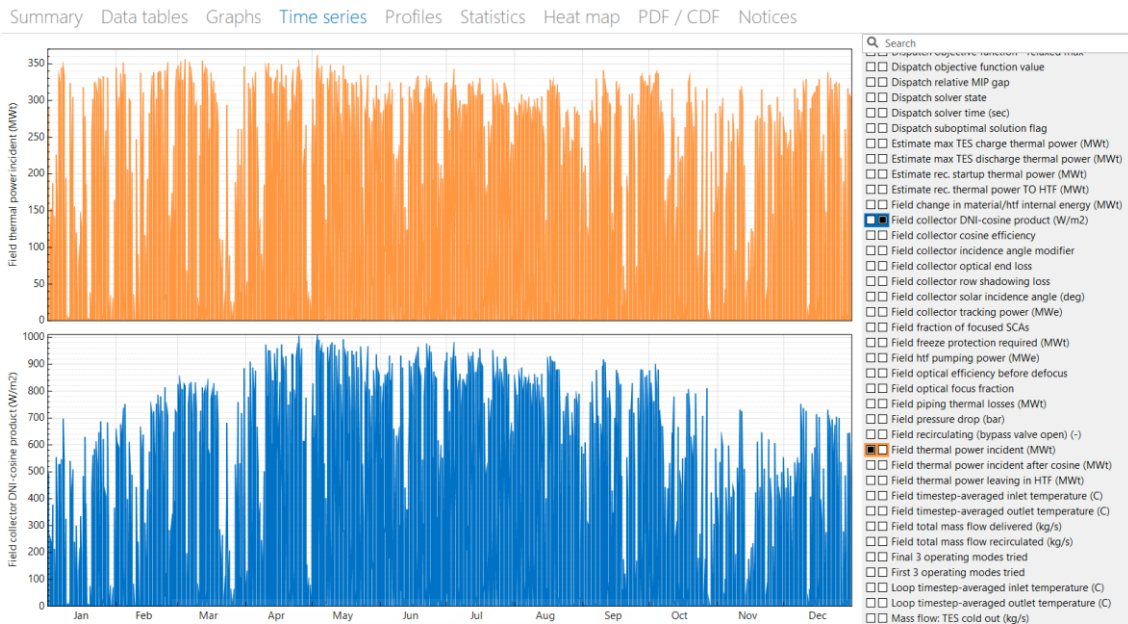


Figura 66. Resultados horarios de potencia térmica incidente e irradiancia en el plano del colector para el caso base

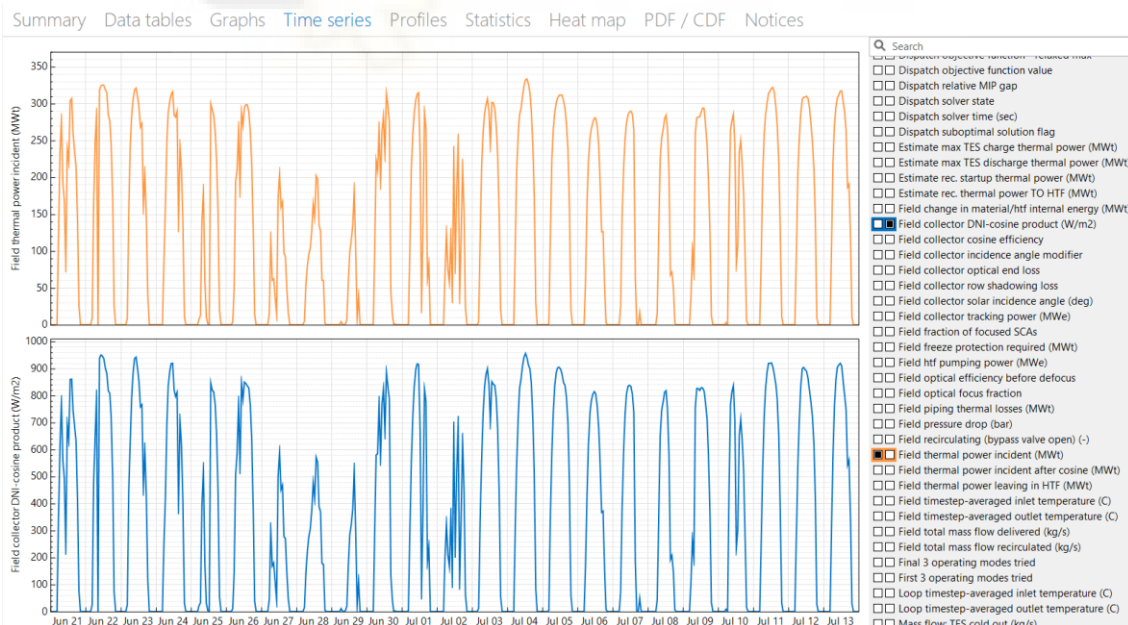


Figura 67. Resultados horarios de potencia térmica incidente e irradiancia en el plano del colector para el caso base. Ampliado para los días entre el 21 de junio y 13 de julio.

ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS PARA LA DISIPACIÓN DE CALOR EN LA PLANTA TERMOSOLAR
VILLEN-ENERSTAR CON EL SOFTWARE SYSTEM ADVISOR MODEL (SAM)

También permite extraer información de los perfiles mensuales de las diferentes variables, como se muestra a continuación para la potencia producida y el agua consumida.

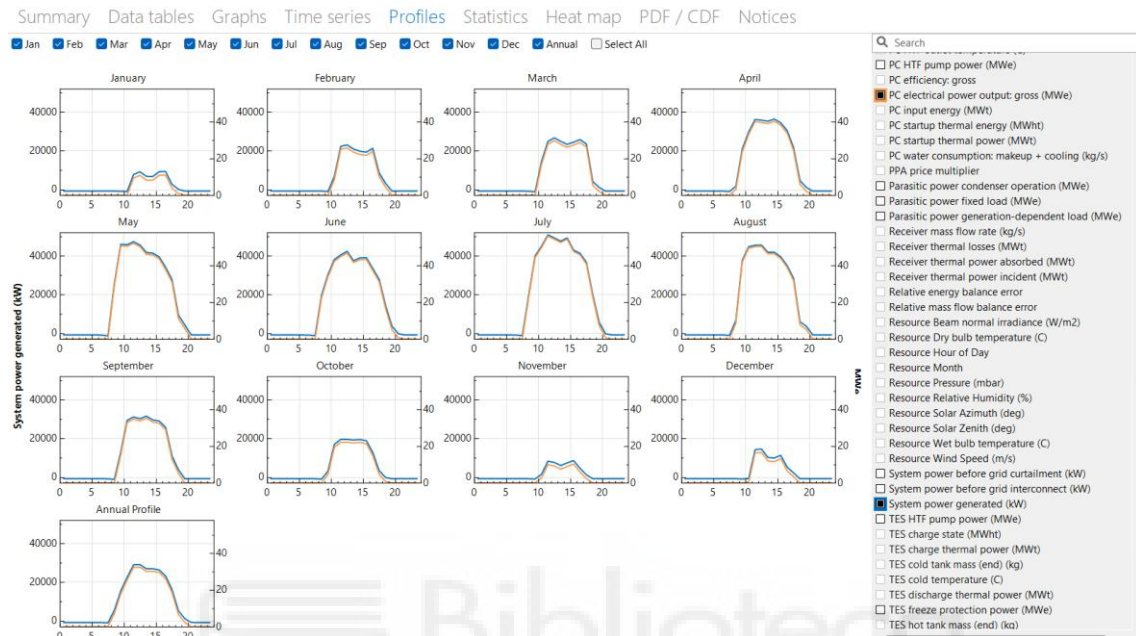


Figura 68. Perfiles mensuales por horas de la potencia bruta producida para el caso base.

CAPÍTULO 5. RESULTADOS CASO BASE Y VALIDACIÓN

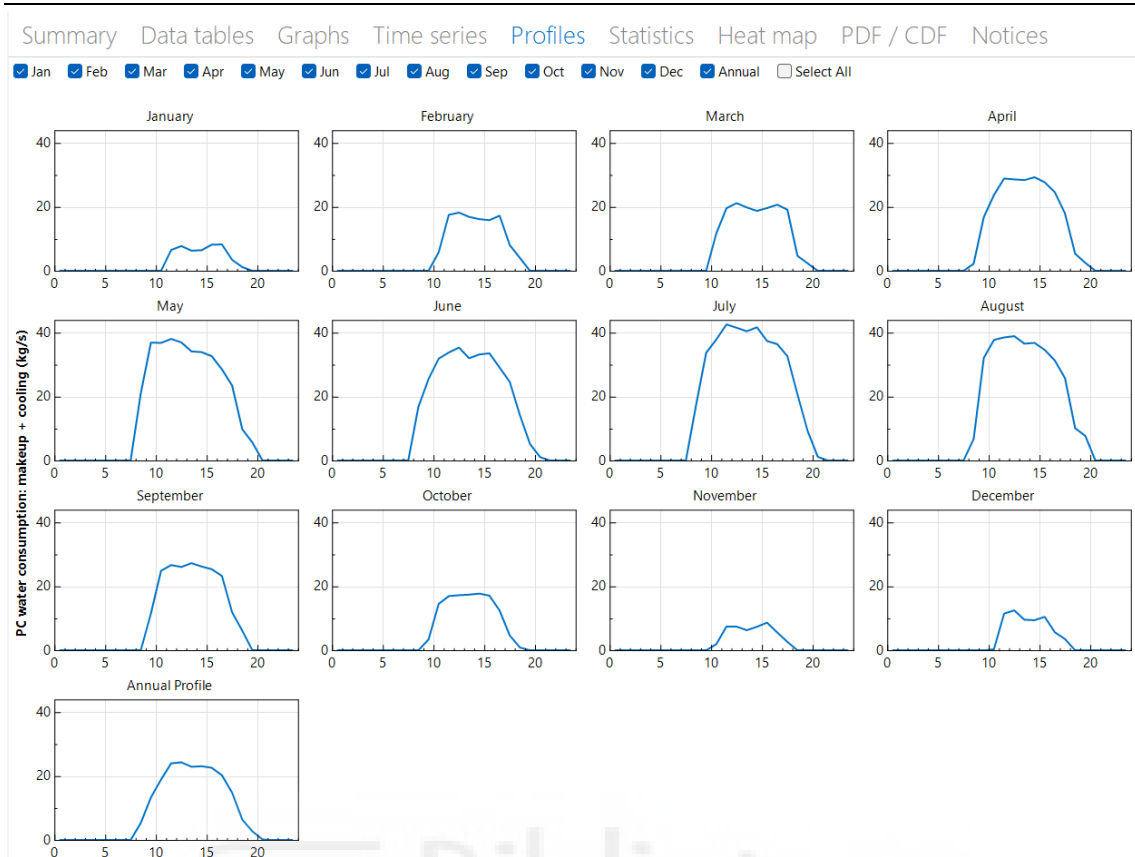


Figura 69. Perfiles mensuales por horas del agua consumida para el caso base.

Adicionalmente se incluye la opción de representar histogramas de frecuencia horarias de las diferentes variables, permitiendo el cálculo para un percentil identificado por el usuario.

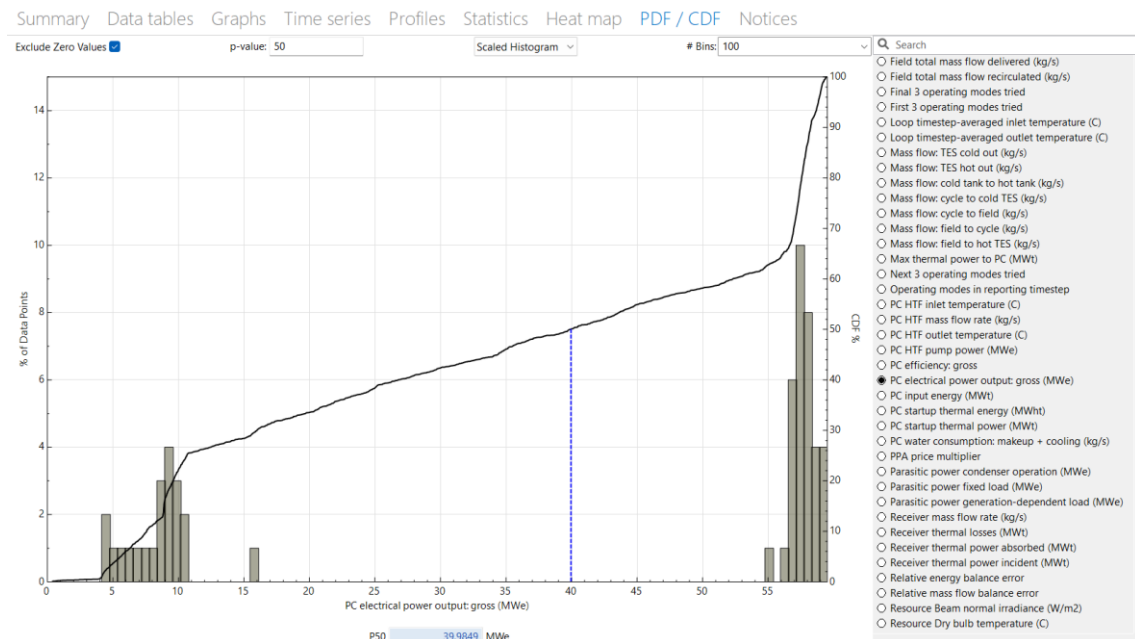


Figura 70. Histograma de la potencia bruta producida para el caso base.

Además de las opciones gráficas que incluye SAM es posible exportar los datos en las diferentes frecuencias indicadas para procesarse posteriormente en Excel o cualquier otro programa.

	Field thermal power incident (MWt)	Receiver thermal power incident (MWt)	Field thermal power leaving in HTF (MWt)	PC electrical power output: gross (MWe)	Total electric power to grid (MWe)
Jan 1, 12:00 am	0	0	-0.0258027	0	-0.960295
Jan 1, 01:00 am	0	0	-0.050312	0	-0.960291
Jan 1, 02:00 am	0	0	-0.0508062	0	-0.960287
Jan 1, 03:00 am	0	0	-0.0425552	0	-0.960284
Jan 1, 04:00 am	0	0	-0.0367668	0	-0.96028
Jan 1, 05:00 am	0	0	-0.0346241	0	-0.960277
Jan 1, 06:00 am	0	0	-0.0335933	0	-0.960274
Jan 1, 07:00 am	0	0	-0.0327313	0	-0.96027
Jan 1, 08:00 am	0	0	-0.0323117	0	-0.960267
Jan 1, 09:00 am	0	0	-0.0316302	0	-0.960264
Jan 1, 10:00 am	0	0	-0.0310756	0	-0.96026
Jan 1, 11:00 am	3.05915	1.21028	-0.0212651	0	-1.01276
Jan 1, 12:00 pm	95.5136	28.6821	0.207748	0	-1.0128
Jan 1, 01:00 pm	138.682	32.7192	0.876244	0	-1.01768
Jan 1, 02:00 pm	182.53	44.1774	1.1942	0	-1.02645
Jan 1, 03:00 pm	282.122	91.5097	4.57117	0	-1.13939
Jan 1, 04:00 pm	236.235	88.9482	5.85781	0	-1.15938
Jan 1, 05:00 pm	86.676	0	10.2454	0	-1.01858
Jan 1, 06:00 pm	0.339906	0	6.98666	0	-1.01845
Jan 1, 07:00 pm	0	0	-0.395554	0	-0.960647
Jan 1, 08:00 pm	0	0	-0.283286	0	-0.960627
Jan 1, 09:00 pm	0	0	-0.179291	0	-0.960603
Jan 1, 10:00 pm	0	0	-0.130902	0	-0.960577
Jan 1, 11:00 pm	0	0	-0.115557	0	-0.960552
Jan 2, 12:00 am	0	0	-0.110772	0	-0.960529
Jan 2, 01:00 am	0	0	-0.105986	0	-0.960507
Jan 2, 02:00 am	0	0	-0.10027	0	-0.960486
Jan 2, 03:00 am	0	0	-0.0947536	0	-0.960467
Jan 2, 04:00 am	0	0	-0.089849	0	-0.96045
Jan 2, 05:00 am	0	0	-0.0847259	0	-0.960436
Jan 2, 06:00 am	0	0	-0.0800716	0	-0.960423
Jan 2, 07:00 am	0	0	-0.077004	0	-0.960412

Figura 71. Pestaña en SAM para la visualización de datos numéricos y exportación

A partir de la información exportada se procederá a contrastar los resultados con los experimentales medidos en Villena para la validación del modelo. Adicionalmente se puede realizar un análisis y desglose de resultados como los referidos a la potencia producida pues la terminología no es clara en términos de potencia bruta, neta, inyectada a red, etc. El siguiente gráfico de Sankey se ha generado a partir de la información exportada de SAM en un software específico para este propósito como es Sankeymatic.

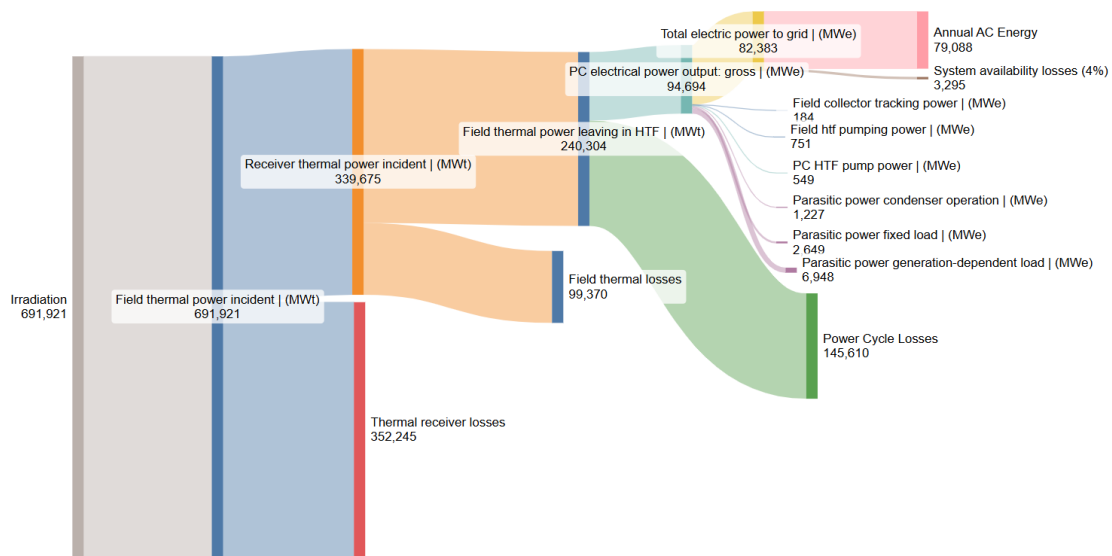


Figura 72. Diagrama de SANKEY a partir de los flujos energéticos procesados a partir de los datos del caso base de SAM

La diferencia entre Potencia bruta (Gross) y la Potencia entregada a la red (Power to grid) o también denominada Neta (Net) en anteriores versiones de SAM se debe a las pérdidas parásitas de los consumos eléctricos en el campo solar y el bloque de potencia para bombas, equipos de refrigeración, etc. La "Potencia eléctrica total a la red" es la salida del ciclo de potencia antes de aplicar las pérdidas de "Disponibilidad del Sistema" en la página Control del Sistema. Por defecto, hay una pérdida de disponibilidad del sistema del 4%, lo que explica la diferencia entre las variables que se indican.

Además, se ha de tener en cuenta que la variable "Total electric to the grid" cuando la planta está operativa es positiva, pero que en otras ocasiones como existen consumos parásitos fijos es negativa. Esto hace que para el siguiente apartado se diferencie entre:

$$\text{Total electric to the grid } 82383 \text{ MWh} = (\text{Net } >0 \text{ Electric Output (MWh), Hourly; } 88453 \text{ MWh}) + (\text{Net } <0 \text{ Electric Output (MWh), Hourly; } -6070 \text{ MWh})$$

Esto se puede entender mejor sobre la Figura 73 donde se han superpuesto los valores anuales con flechas sobre el esquema unifilar del generador de la planta Enerstar-Villena. Se muestra una captura de pantalla del sistema de adquisición de datos de la planta en un momento en el que no estaba operando a modo de soporte visual. Para explicar la idea tendríamos que remitirnos a los momentos

del día en los que se inyecta energía eléctrica a la red y otros periodos en los que es la red la que alimenta la central.

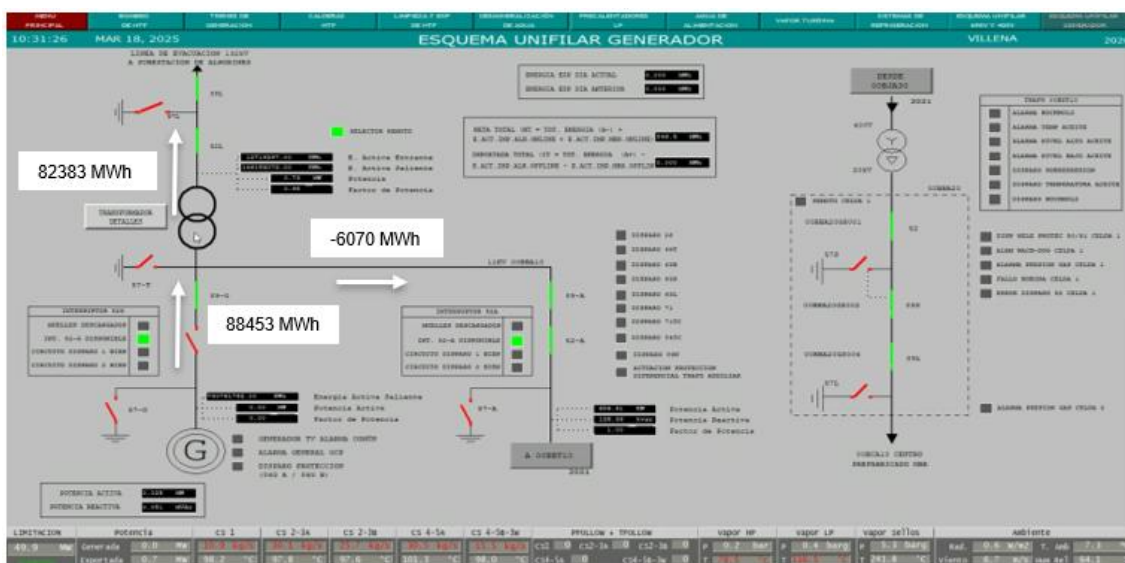


Figura 73. Esquema unifilar del generador de la planta Enerstar-Villena. Captura de pantalla del sistema de adquisición de datos de la planta

5.4 VALIDACIÓN CON DATOS EXPERIMENTALES DE ENESTAR-VILLEN. POTENCIA ELÉCTRICA Y AGUA CONSUMIDA

5.4.1 VALIDACIÓN ENERGÉTICA

En este apartado se va a realizar una comparativa de los resultados obtenidos en SAM con los datos experimentales medidos en la planta Enerstar-Villena. Este proceso de validación se refiere a la variable que se ha denominado (Net >0 Electric Output (MWh), Hourly) y que refleja la energía cedida a la red obviando los instantes en que esta variable es negativa, indicando que hay momentos del día en el que no hay producción y sí consumo. Este criterio se adopta siguiendo en coherencia con la información suministrada desde Villena y siguiendo las indicaciones de la operación de la planta.

Además, se ha considerado que los días en los que la planta no operó por decisiones propias condicionados por la red o mantenimiento no se han contemplado en la validación.

En lo que se refiere a las tareas de mantenimiento se realizaron dos miniparadas anuales (una en enero y otra en noviembre) para la revisión de la turbina que conllevan 4 días entre el enfriamiento de esta, acciones de mantenimiento y la

restauración de las condiciones térmicas de arranque. En concreto las acciones que se llevan a cabo esos días son: 1 Revisión de las tolerancias en los Álabes y el Rotor; 2 Revisión de cojinetes axiales y Alineación del Eje y 3 Comprobación de sellos y Holguras en el Cuerpo de la Turbina. Además, se llevan a cabo pruebas legales de presión por seguridad en diferentes componentes de la planta. Se realizan termografía para revisar las soldaduras. Y los procesos de limpieza y desinfección de la torre de refrigeración para cumplir con la normativa nacional frente a Legionela.

Para aclarar esta idea se remite al lector a la Figura 74 en la que se muestran los valores de producción diaria y se aprecian unos pocos días a final del enero y en el mes de noviembre en los que podía haber operado atendiendo a la radiación disponible, tal como lo recoge SAM, pero que no se operó. En el presente capítulo únicamente se considera la potencia de los días en los que la planta operó.

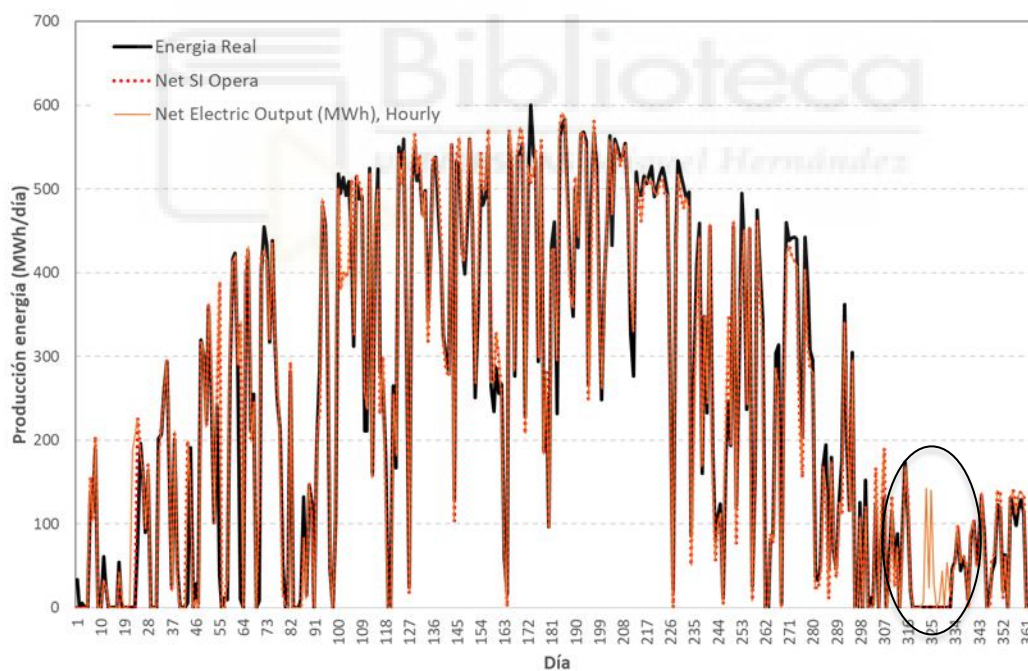


Figura 74. Energía producida diaria (MWh)

Además, como cuestión preliminar se debe tener en cuenta que, para la validación de modelos frente a datos experimentales, se utilizan diversos parámetros estadísticos y métricas de error para evaluar su bondad de ajuste. Los más habituales son:

Error Absoluto Medio (MAE, Mean Absolute Error): Mide el error medio sin importar el signo de la diferencia.

$$MAE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i - \hat{y}_i| \quad (1)$$

Donde y_i es el valor del modelo e \hat{y}_i representa el valor experimental medido

Raíz del Error Cuadrático Medio (RMSE, Root Mean Squared Error): Interpretable en las mismas unidades de los datos. Es útil para evaluar la precisión de modelos de regresión, predicción y autoaprendizaje (*machine learning*), ya que penaliza más los errores grandes debido a la elevación al cuadrado.

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2} \quad (2)$$

Error Porcentual Absoluto Medio (MAPE, Mean Absolute Percentage Error):

$$MAPE = \frac{100}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{y_i - \hat{y}_i}{y_i} \right| \quad (3)$$

Raíz del Error Cuadrático Medio Porcentual (RMSPE, Root Mean Squared Percentage Error):

$$RMSPE = 100 \times \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{y_i - \hat{y}_i}{y_i} \right)^2} \quad (4)$$

Empezando con la validación en las diferentes escalas temporales, la siguiente tabla muestra las variables de producción mensual y anual:

	SAM 2022 Net >0 Electric Output (MWh)	Energía Real VILLENA (MWh)
Enero	1812.8	1298.2
Febrero	4313.2	3806.2
Marzo	6338.5	6041.8
Abril	9103.6	9497.7
Mayo	13200.4	13162.8
Junio	11479.8	11209.1
Julio	14484.9	14407.3
Agosto	12193.1	12585.8
Septiembre	7376.3	7597.5
Octubre	4384.6	4887.3
Noviembre	1525.4	936.4
Diciembre	2241.2	2089.6
TOTAL	88453.7	87519.9

Tabla 9. Comparación energética (MWh) entre SAM y la experimental de Villena

En términos de producción anual el error porcentual es $MAPE_{anual}=1,06\%$, y en términos de producción mensual el error promediado es $MAPE_{mensual}=2,23\%$. Atendiendo a los resultados mensuales los mayores errores se producen en los meses de invierno, particularmente en enero y noviembre. Estos meses son los que la planta opera un menor número de días y por lo tanto los fenómenos de inercia térmica de todos los sistemas son más acusados.

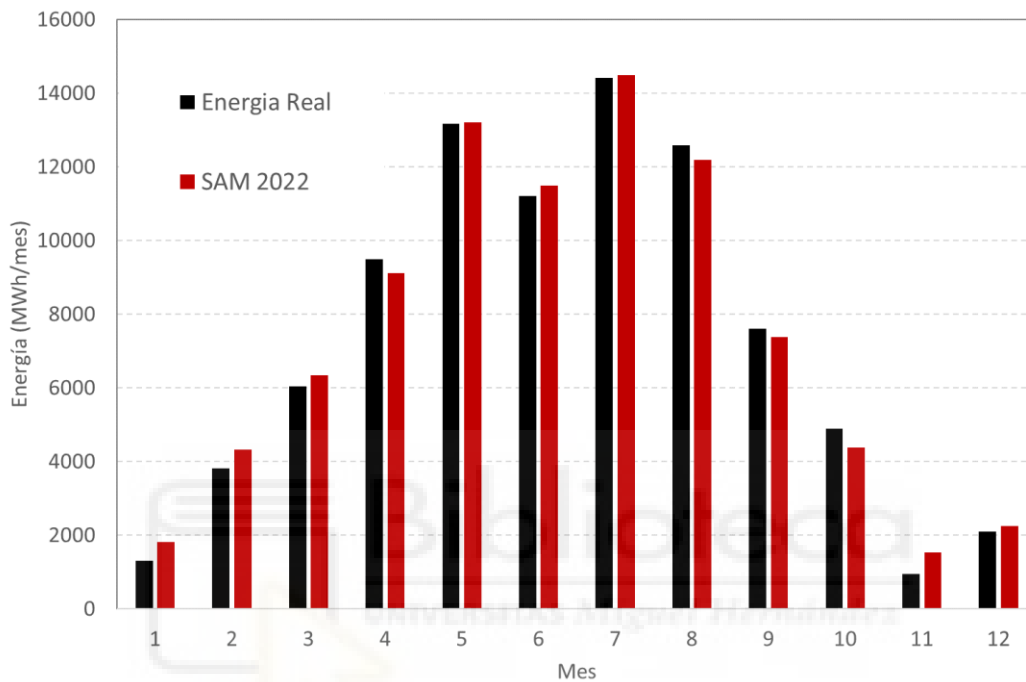


Figura 75. Energía producida mensual (MWh/mes)

En el siguiente gráfico se muestra una combinación de resultados mensuales y diarios. Para ello se utiliza un parámetro muy habitual para representar el comportamiento de las plantas de producción de energía como es el factor de capacidad o Capacity Factor (CF). Este representa la producción de una planta de generación de energía en comparación con su capacidad máxima nominal de Villena (50 MW) si estuviese operativa en todo momento para un periodo de tiempo.

$$CF = \frac{\text{Generación (MWh)}}{\text{Potencia Nominal} \times \text{periodo (MWh)}} \quad (5)$$

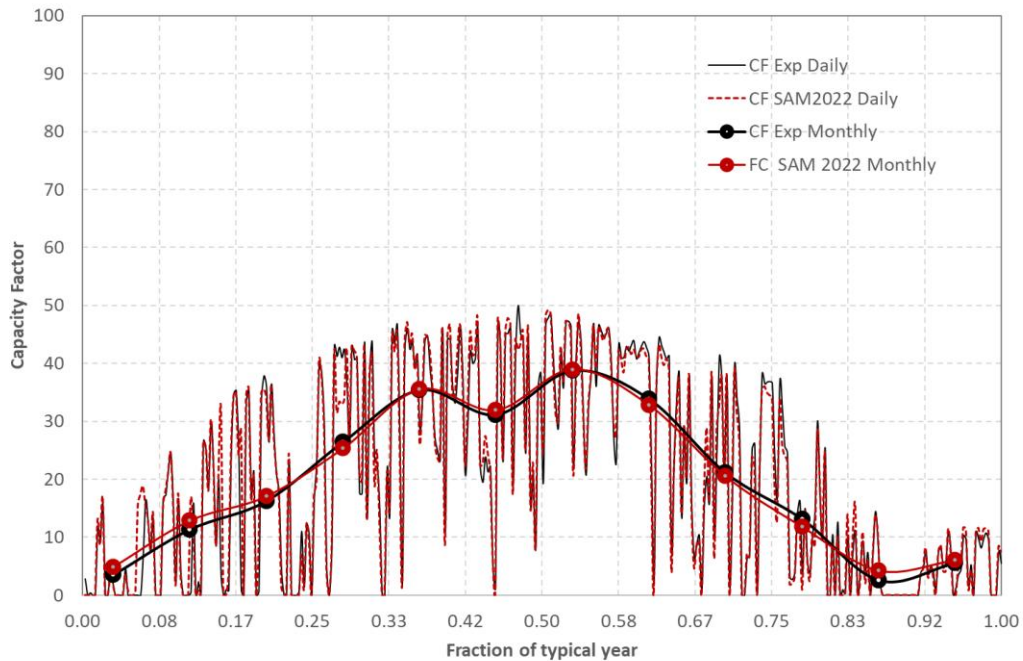


Figura 76. Factor de capacidad diario y mensual

En términos cuantitativos los errores calculados son para el $RMSE_CF_{\text{mensual}}=1,06\%$ y para el $RMSE_CF_{\text{diario}}=3,36\%$.

La Figura 77 replica la anterior en la que se ha añadido la información recogida en el trabajo de Boretti et al. (2020) para la central termosolar Genesis U.S. Esta gráfica se emplea para contextualizar los resultados de Villena con otra planta con colectores cilindro parabólicos y sin acumulación térmica. Como se puede apreciar, aunque la potencia de Genesis es 250 MW para y el año meteorológico también es diferente, los órdenes de magnitud del CF_{mensual} y del CF_{diario} son similares.

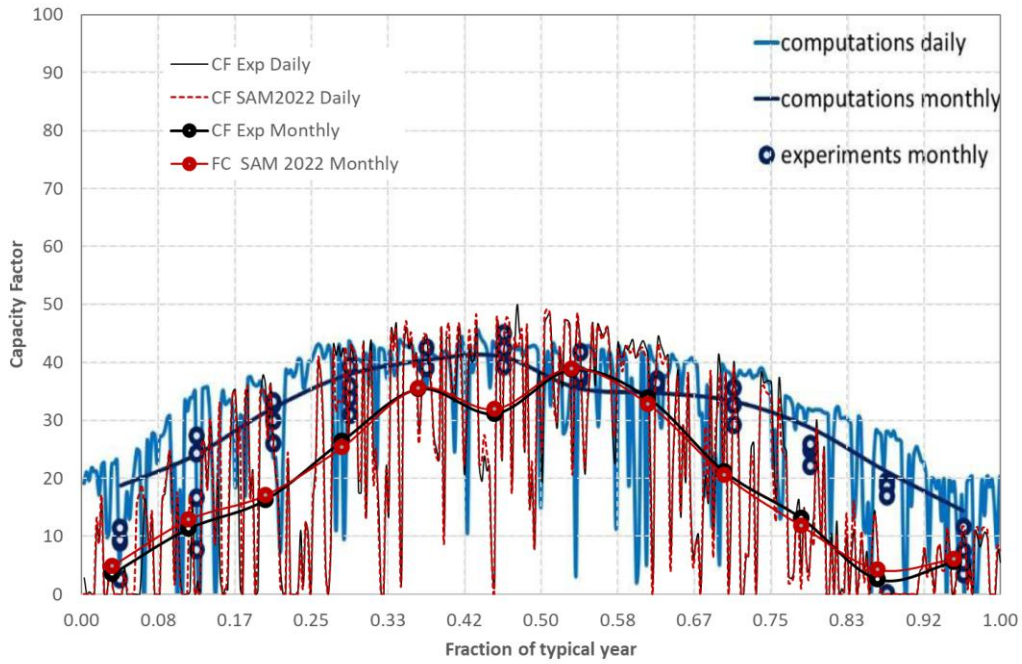


Figura 77. Factor de capacidad diario y mensual, comparados con los resultados recogidos en Boretti et al. (2020) para la planta CSP Genesis

Para la representación del comportamiento diario también se utiliza un gráfico de dispersión donde se han incluido las líneas de referencia de error del $\pm 10\%$. Los datos muestran que de los 272 días en los que la planta opero, 158 se sitúan con errores menores del 10% y 202 con errores menores del 20%.

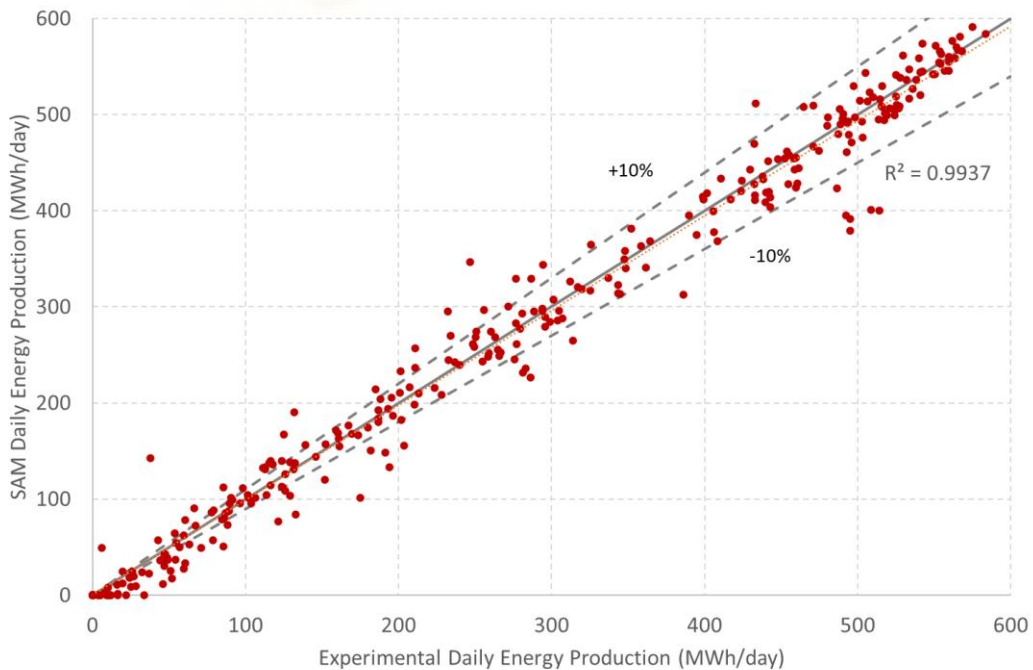


Figura 78. Dispersión de la energía producida diaria (MWh/día)

Pasando a una resolución horaria, la Figura 82 muestra la comparativa entre el modelo y lo datos experimentales para el mes de junio observándose la buena concordancia entre ambos.

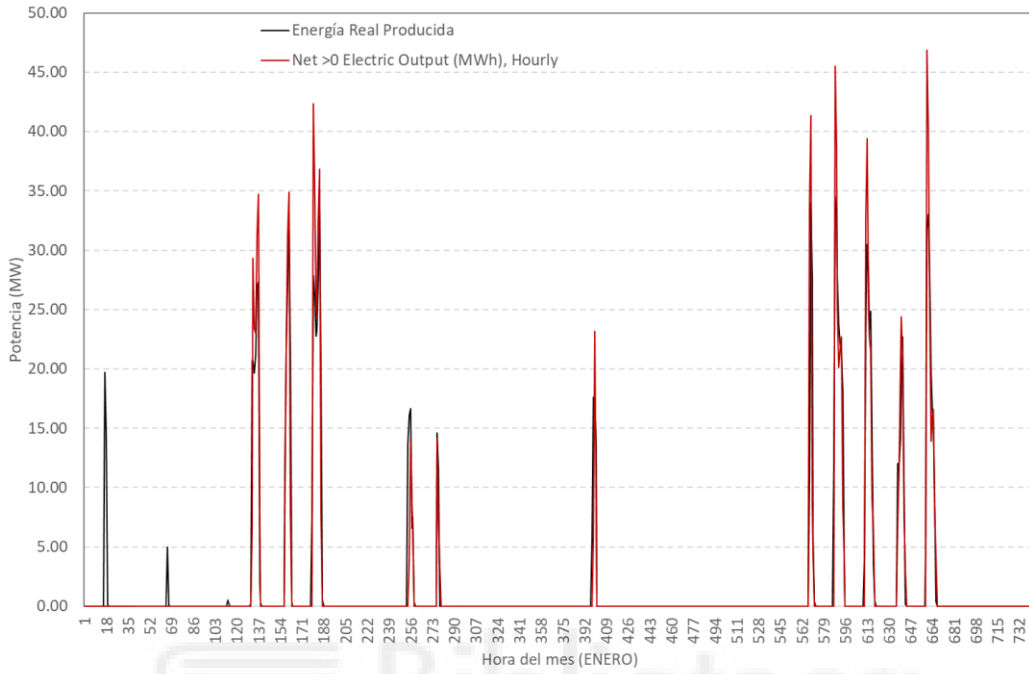


Figura 79. Energía producida horaria (MWh) para el mes de ENERO

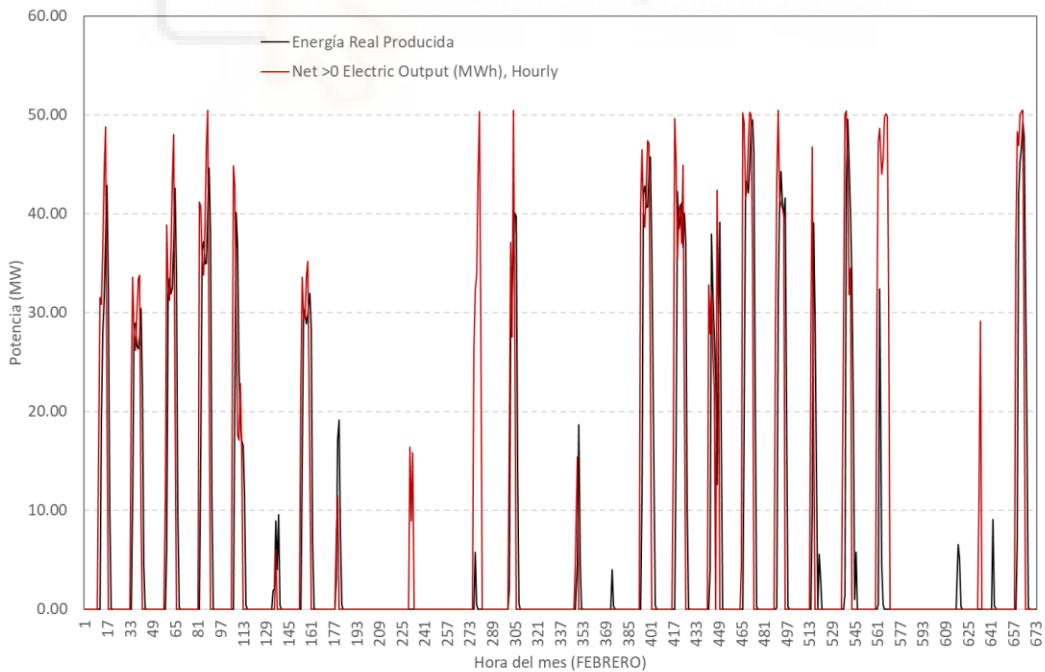


Figura 80. Energía producida horaria (MWh) para el mes de FEBRERO

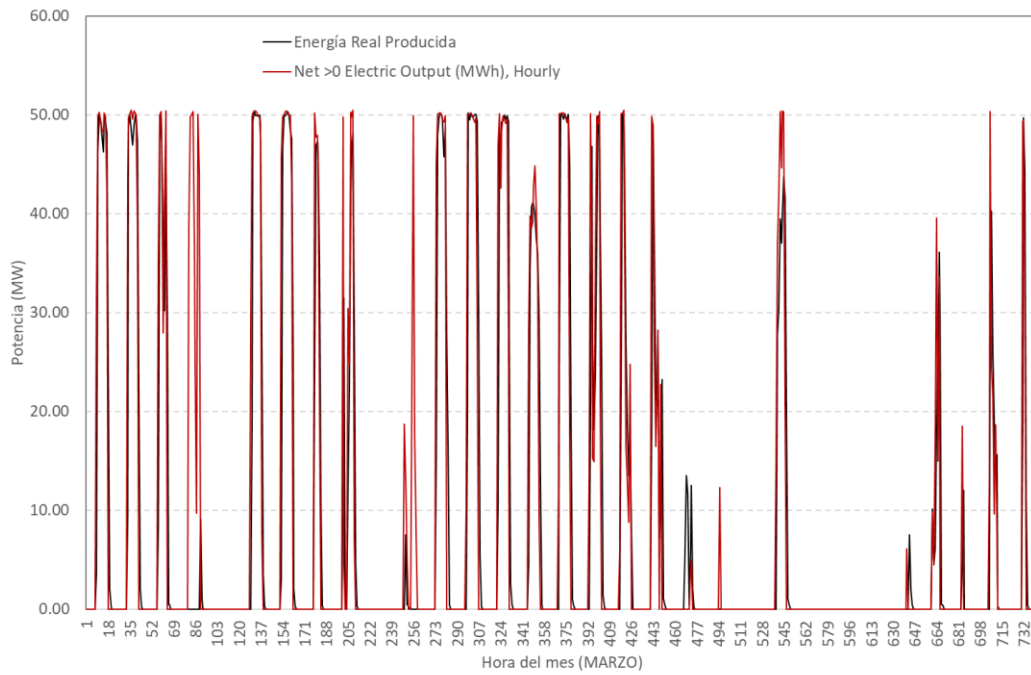


Figura 81. Energía producida horaria (MWh) para el mes de MARZO

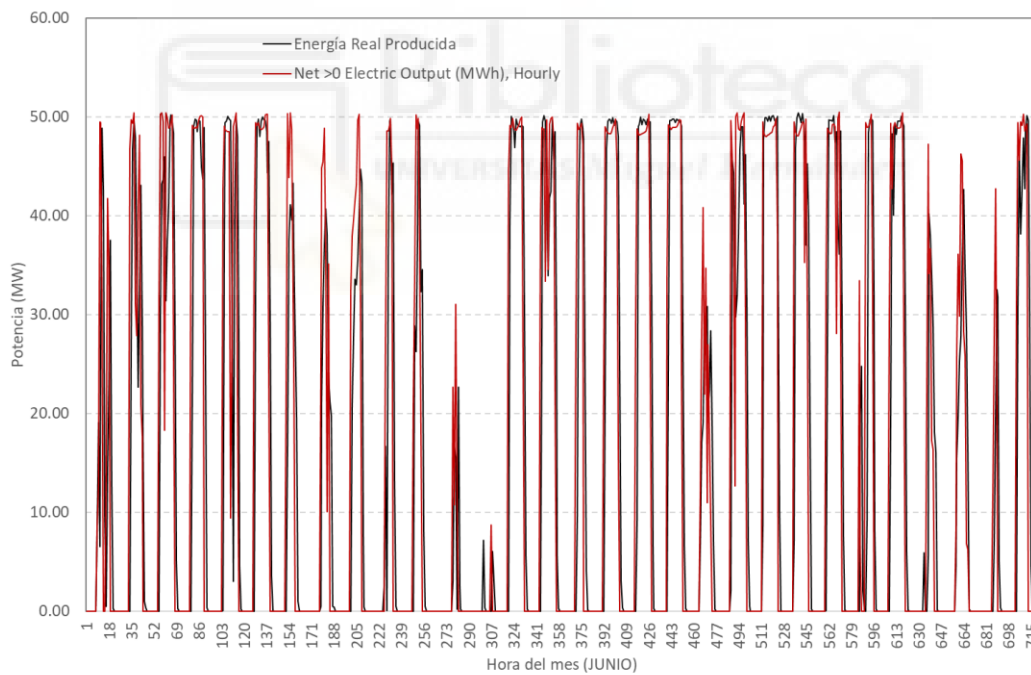


Figura 82. Energía producida horaria (MWh) para el mes de JUNIO

También se puede representar el comportamiento del modelo en términos de producción mensual por franjas horarias. Como se comentó en el análisis de datos mensual, las mayores discrepancias se encuentran en los meses invernales, además con esta visualización de datos se observa también un leve

desfase en la producción del inicio del día por el arranque de la planta y justificado de nuevo por razones inerciales.

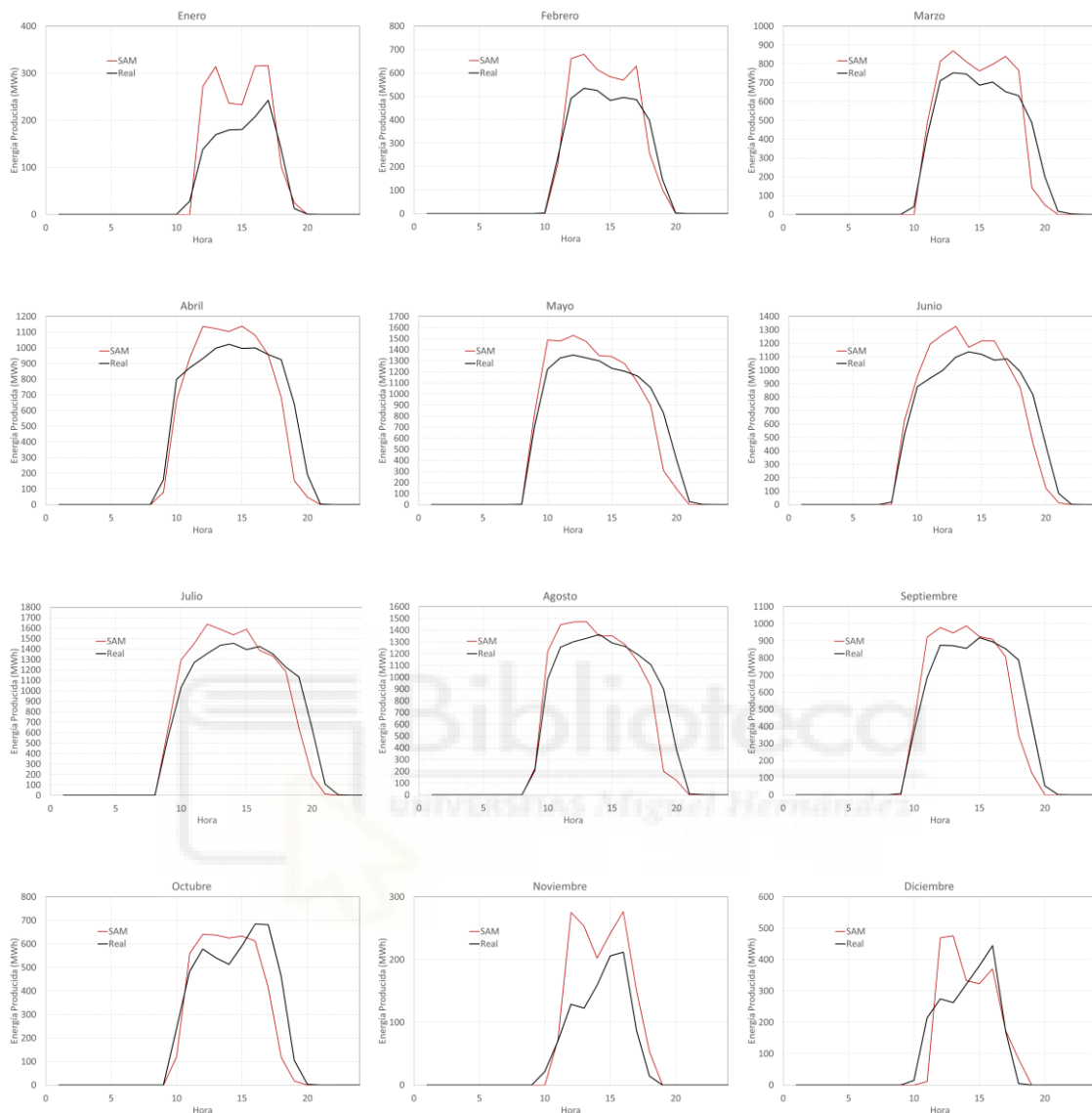


Figura 83. Energía producida acumulada por franjas horarias (MWh) mes a mes

En resolución horaria se tiene que de las 2990 h que la planta está operativa, 2457 h se sitúan con una producción en el intervalo entre MAPE $\pm 10\%$.

5.5 VALIDACIÓN DEL CONSUMO DE AGUA

El consumo total de agua en una torre de refrigeración representa la suma de las pérdidas de agua a través de la evaporación, la purga y el arrastre. La evaporación es el principal mecanismo de pérdida, donde el agua se transforma en vapor y se libera a la atmósfera, eliminando el calor del agua restante. La purga, o sangrado, es la extracción controlada de agua para limitar la

concentración de sólidos disueltos, previniendo la incrustación y corrosión. El arrastre, o drift en inglés, es la pérdida de gotas de agua arrastradas por el flujo de aire a través de la torre. El agua de aporte debe compensar estas pérdidas para mantener el nivel de agua deseado en el sistema.

Las ecuaciones que describen este proceso son las siguientes:

$$\text{Agua de aporte: } A = E + P + D \quad (6)$$

Donde:

A = Agua de aporte (m³/h)

E = Agua evaporada (m³/h)

P = Agua de purga (m³/h)

D = Agua de arrastre (m³/h)

Para la determinación del agua evaporada se emplean los balances de masa y energía aplicados a las corrientes de agua y aire. Estos se pueden realizar de una forma precisa empleando las ecuaciones propuestas por Poppe et al. o bien realizando un cálculo simplificado obviando el agua evaporada en el balance de masa de agua. SAM opta por defecto por la opción simplificada:

$$\text{Agua evaporada: } E = Q / (\lambda * \rho) \quad (7)$$

Donde:

Q = Calor cedido

λ = Calor latente de vaporización del agua

ρ = Densidad del agua

Para la determinación del agua de purga se emplea el concepto de Ciclos de concentración. Este representa la relación entre la concentración de sólidos disueltos en el agua de purga y los sólidos disueltos en el agua de aporte.

$$\text{Agua de purga: } P = E / (CC - 1) \quad (8)$$

En el caso del agua arrastrada este término suele ser de menor importancia a nivel cuantitativo y queda condicionado la eficiencia de captura del separador de gotas. En el caso de SAM se considera un D=0,001% del agua circulante en la torre.

En el caso de las variables registradas en la planta termosolar Enerstar-Villena se mide tanto el agua aportada como el agua purgada, con lo que la determinación de la suma de agua evaporada+arrastre se determina mediante la diferencia entre ambas:

$$(E + D) = A - P \quad (9)$$

Del mismo modo que se representaron los valores energéticos en diferentes escalas temporales, se procede con el consumo de agua. Sin embargo, se deben hacer algunas puntualizaciones.

Los datos registrados se refieren a dato horarios como los que muestran las siguientes gráficas:

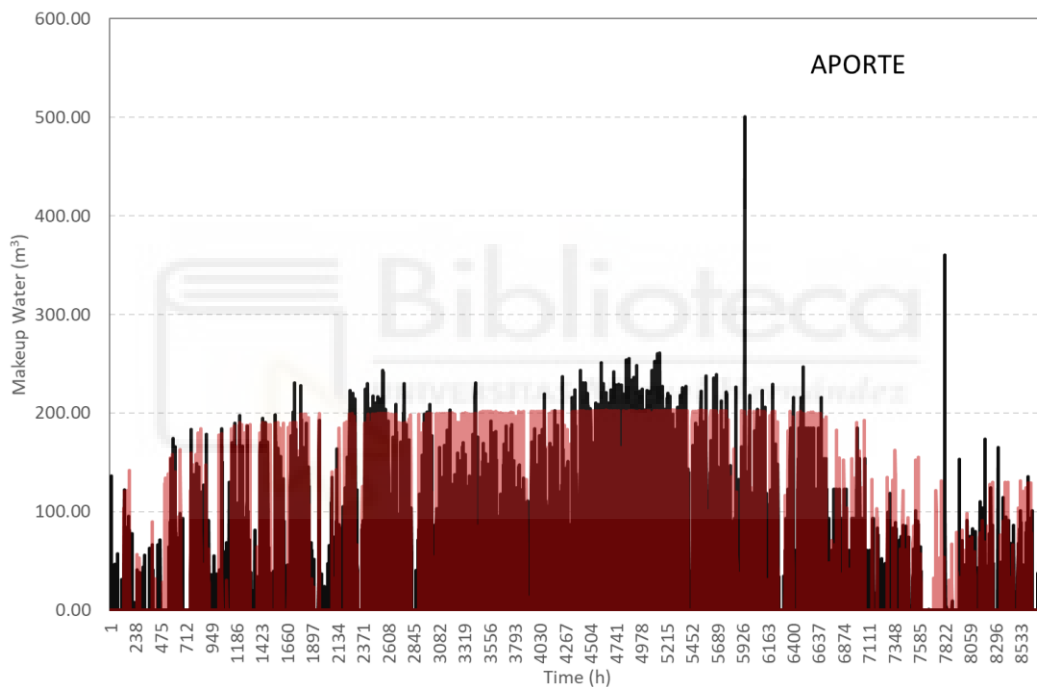


Figura 84. Gráfica donde se muestra el aporte por horas.

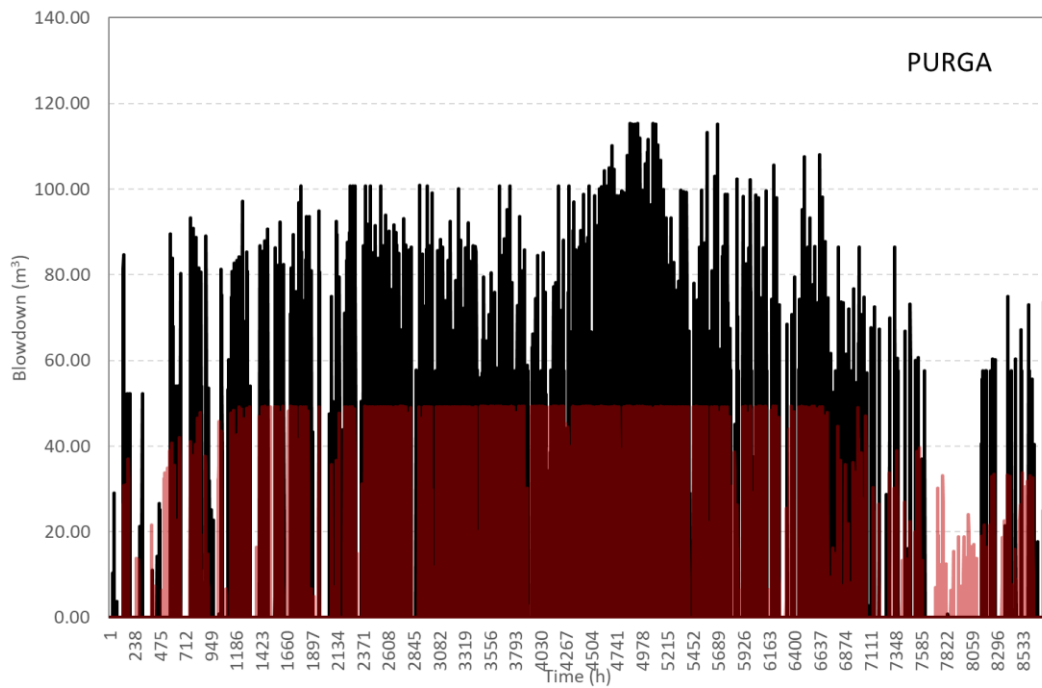


Figura 85. Gráfica donde se muestra la purga por horas.

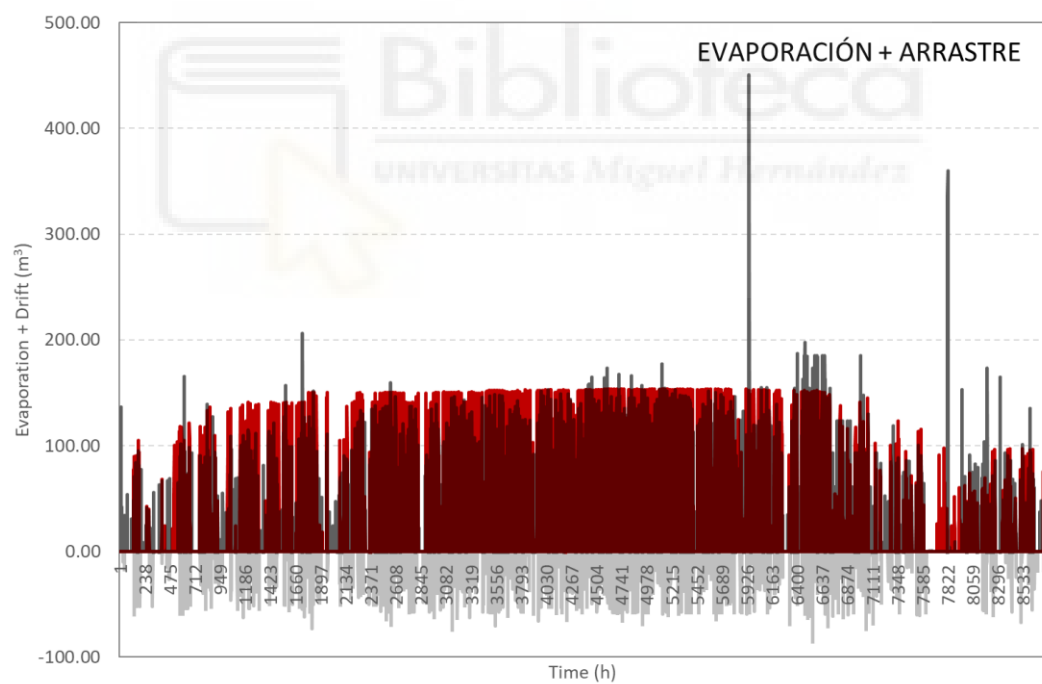


Figura 86. Gráfica donde se muestra la evaporación+arrastre por horas.

Varios comentarios resultan de la información horaria:

- 1) Se identifican unos consumos puntales justificados por las acciones de mantenimiento basados en limpieza y desinfección derivados del cumplimiento del Real Decreto 487/2022, de 21 de junio, por el que se

establecen los requisitos sanitarios para la prevención y el control de la legionelosis.

- 2) Si se realiza un balance horario se llegan a incongruencias físicas como que la evaporación es negativa. Esto únicamente puede justificarse porque la dinámica del sistema que incluye la presencia de la balsa hace que se desfasen temporalmente los distintos términos presentes en el balance de masa que determina el agua aportada a la torre de refrigeración. Concretamente, es posible que se produzca una purga en un periodo de tiempo en el que no está operativa la torre y eso conduciría a una evaporación negativa en la ecuación (9).
- 3) En el caso de los resultados obtenidos por SAM se puede hacer un ajuste del mismo atendiendo al agua total aportada modificando el término de purga. Sin embargo, cuadrar el total de agua evaporada no garantiza que los términos parciales de agua evaporada y purgada también se ajusten como así sucede. En la figura anteriores se superponen lo resultados obtenidos con SAM mostrando estas discrepancias.
- 4) Los resultados obtenidos por SAM denotan una falta de dependencia del agua evaporada con las condiciones ambientales lo que invita a trasladar este asunto a trabajos futuros.

En una escala diaria se tiene:

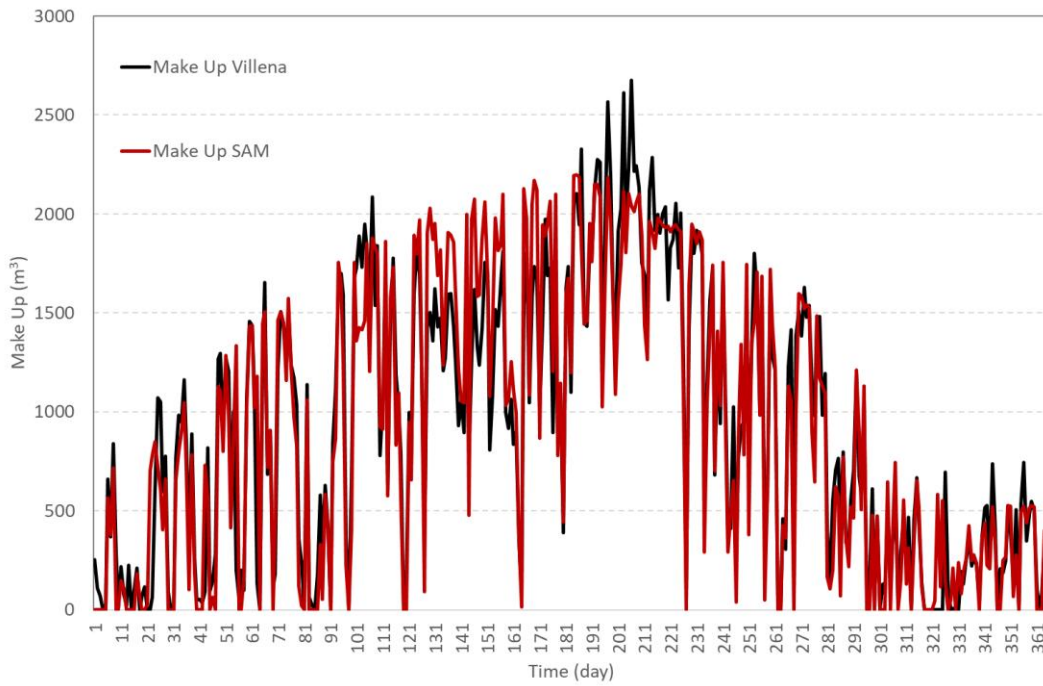


Figura 87. Gráfica donde se muestra el aporte experimental y en SAM por días.

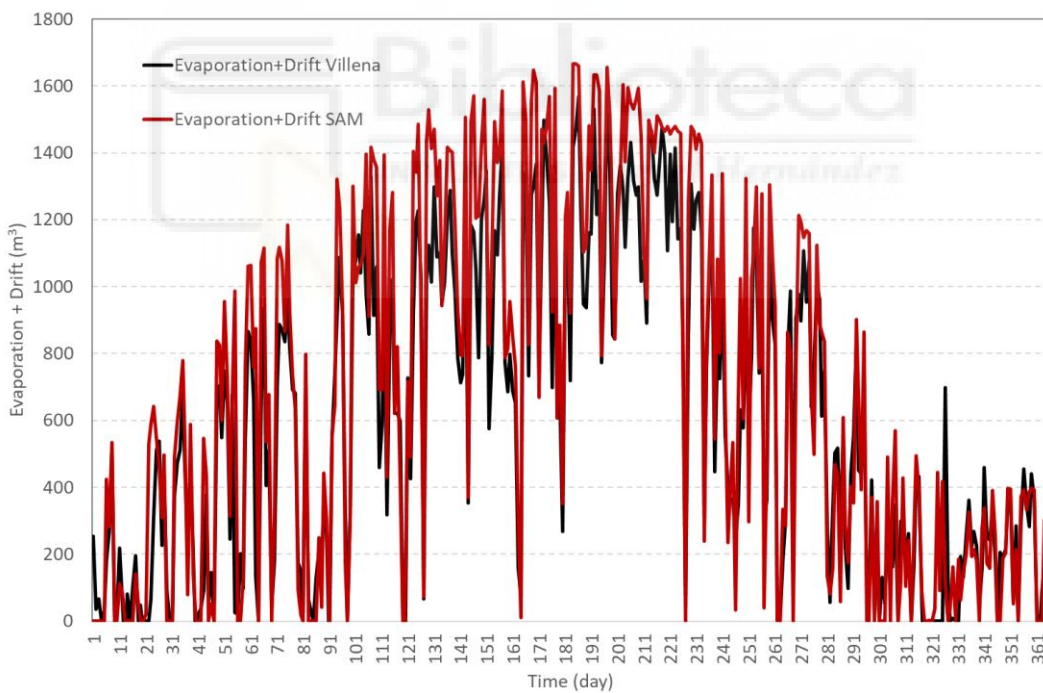


Figura 88. Gráfica donde se muestra la evaporación+arrastre experimental y en SAM por días.

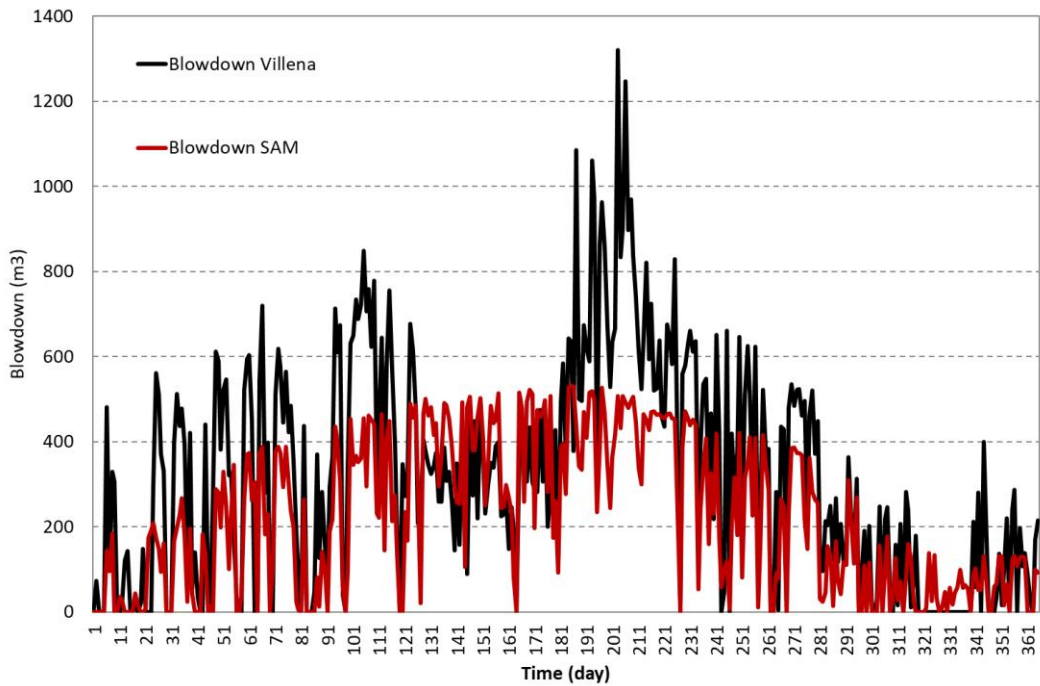


Figura 89. Gráfica donde se muestra la purga experimental y en SAM por días.

En escala mensual se tiene:

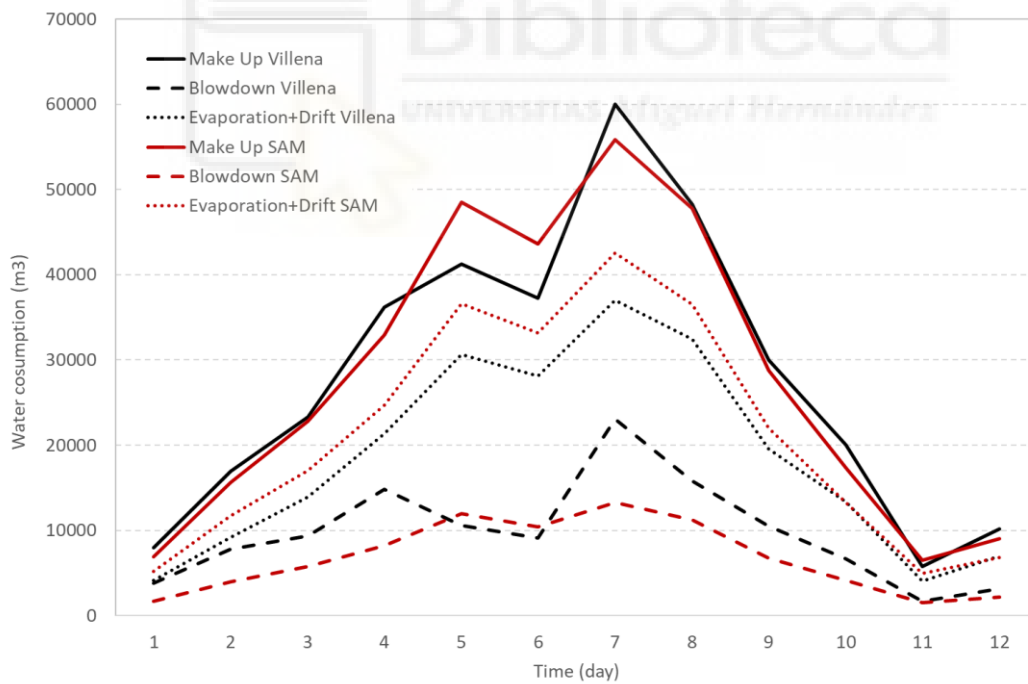


Figura 90. Gráfica donde se muestra el aporte, la purga y la evaporación+arrastre experimental y en SAM mensualmente.

En relación con los errores en términos anuales se tiene:

	Villena	SAM	MAPE (%)
Aporte (m³)	336950.00	335685.55	0.38
Evaporación (m³)	220655.58	254536.41	15.35
Purga (m³)	116294.42	81149.14	30.22

Tabla 10. Error porcentual entre el experimental y SAM.

MAPE (%)	Aporte	Purga	Evaporación +Arrastre
1	12.70	55.58	27.55
2	7.49	49.03	27.69
3	2.01	38.06	22.11
4	8.91	44.37	15.64
5	17.59	12.44	19.37
6	17.23	14.94	17.97
7	6.96	42.40	15.14
8	0.94	28.82	12.65
9	4.27	35.42	12.46
10	13.27	38.40	0.79
11	13.19	9.78	22.69
12	11.25	30.27	2.72
PROMEDIO	9.65	33.29	16.40

Tabla 11. Error promedio.

Como conclusión de este capítulo se tiene que el modelo SAM 2022 ha sido validado utilizando datos experimentales, tanto de potencia eléctrica producida, como de consumo de agua, obtenidos de la planta solar de Villena, lo que ha permitido evaluar su precisión y fiabilidad. Los parámetros energéticos analizados, incluyendo la generación de energía y el factor de capacidad a nivel anual, mensual, diario y horario han mostrado una buena concordancia con las mediciones reales, lo que confirma la bondad del modelo para la simulación. En cuanto al agua evaporada, se concluye que el nivel de resolución horaria no es adecuado para realización de los balances puesto que llevan a situaciones incoherentes, en todo caso el ajuste del modelo permite la validación del mismo en términos de agua aportada, si bien la falta de dependencia del agua evaporada con las condiciones ambientales invita a trasladar este asunto a trabajos futuros. En el siguiente capítulo se utiliza el modelo descrito y validado para realizar el estudio de sistemas de refrigeración.

CAPÍTULO 6

RESULTADOS DEL ESTUDIO DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

6 RESULTADOS DEL ESTUDIO DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

6.1 OBJETIVO

En este capítulo se establece una comparativa entre diferentes estrategias de disipación de calor. A partir del caso base se realizó una adaptación del mismo para analizar las diferentes tecnologías de condensación incluidas en SAM: Sistema húmedo (Torre de refrigeración. Caso base), Sistema seco (Aerocondensador) y Sistema combinado (Conexión en paralelo). Los resultados se discuten en términos de potencia producida y consumo de agua.

6.2 RESUMEN DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN A ESTUDIAR

SAM modela el ciclo de potencia y el sistema de refrigeración como bloques independientes que intercambian información como la temperatura y la potencia de disipación en la condensación del vapor. Si bien conceptualmente son modelos separados, a menudo se ven obligados a iterar juntos para converger en una solución.

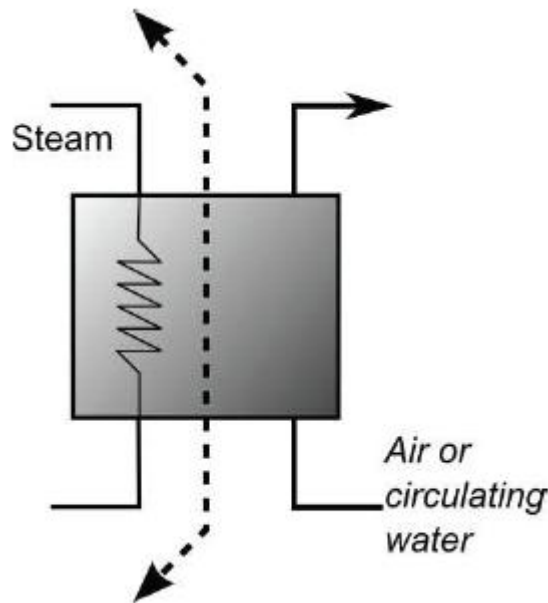


Figura 91. Volumen de control en el condensador del ciclo de potencia.

SAM modela la respuesta del calor y la energía como funciones de tres variables independientes: (A) temperatura de entrada de HTF, (B) presión del condensador y (C) flujo másico de HTF. A y C están determinados directamente por el campo solar y son entradas al modelo del ciclo de energía, pero la presión del condensador está más estrechamente relacionada con el ciclo de energía que el campo solar. A diferencia de la temperatura del HTF y el caudal másico que se pueden variar de forma más directa, la presión del condensador depende de fenómenos externos como la temperatura ambiente, la tecnología de refrigeración y la carga de refrigeración.

¿Por qué se incorpora la presión del condensador al modelo como una variable independiente? En la Figura 91 obtenida de la ayuda de SAM muestra el volumen de control del análisis del ciclo de potencia excluye el condensador debido a la complicación de múltiples posibles corrientes de cesión de calor. Esto significa que el condensador y todos los equipos de cesión de calor asociados deben modelarse fuera del propio ciclo de energía. La interfaz entre el modelo de ciclo de energía y el modelo de cesión de calor requiere pasar la carga de cesión de calor del ciclo q'_{rej} de energía al modelo de enfriamiento y pasar la presión del condensador alcanzada del modelo de enfriamiento al ciclo de energía. Es importante prestar atención a la cesión de calor porque tanto el rendimiento termodinámico como el consumo total de agua de la planta dependen de cómo se cede el calor del ciclo de energía.

6.2.1 CONSIDERACIONES DE RENDIMIENTO

El ciclo termodinámico puede adoptar muchas formas; el ciclo de energía del vapor de Rankine es sólo una manifestación. Todos estos ciclos tienen un principio operativo en común: la energía térmica que fluye de un depósito caliente a uno frío se puede utilizar para generar energía mecánica (ver Figura 92). En el ciclo de Rankine, el depósito caliente es el proceso que proporciona calor al ciclo. Para la CSP, este es el campo solar, pero en otras tecnologías puede ser una caldera alimentada con carbón o un reactor nuclear. El depósito de frío puede ser una masa de agua grande o en movimiento, un estanque de evaporación o aire ambiente.

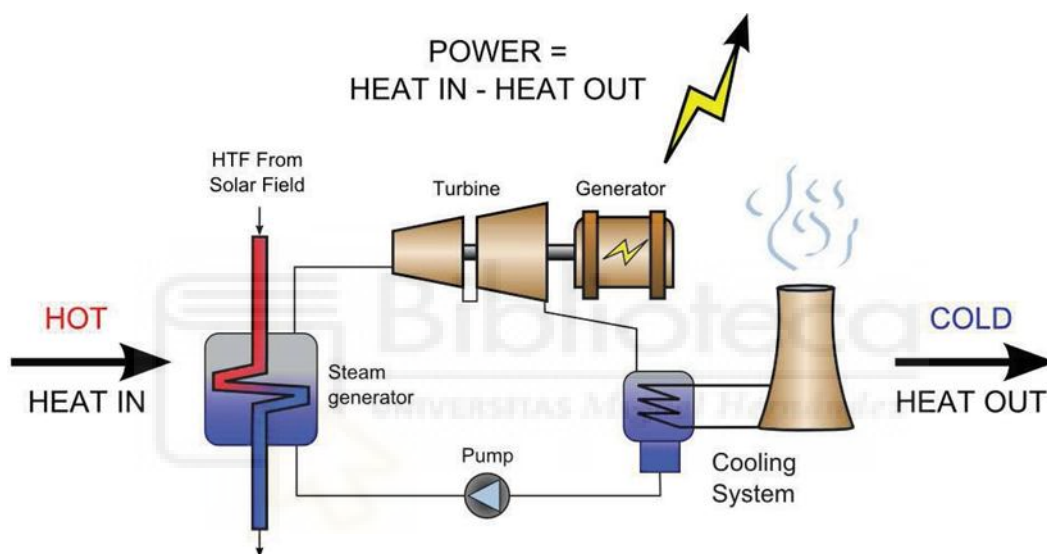


Figura 92. Diagrama del ciclo de Rankine simplificado. El campo solar añade calor al ciclo a través de un intercambiador de calor. El calor se elimina del sistema a través de una torre de enfriamiento húmeda. La producción de energía es igual a la adición de calor menos el calor cedido.

$$P_{C_{efficiency}} = W_{gross}/Q_{in} \quad (10)$$

$$Q_{in} = W_{gross} + Q_{out} \quad (11)$$

$$Q_{out} = Q_{in} - W_{gross} \quad (12)$$

La eficiencia del ciclo energético depende de la “calidad” de los depósitos térmicos. Una fuente de calor más caliente o un disipador de calor más frío aumentan la eficiencia termodinámica. Incluso un cambio aparentemente pequeño en la calidad de cualquiera de los yacimientos puede afectar la eficiencia del ciclo de una manera que le dé a un diseño una ventaja competitiva sobre otro. Esto es especialmente cierto en el caso de las plantas CSP, donde

la fuente de calor es la parte más cara de la inversión de capital inicial. Las dos tecnologías de refrigeración disponibles para casi todas las plantas de CSP son la refrigeración húmeda y la refrigeración seca. Estas tecnologías se encuentran en extremos opuestos del espectro en términos de rendimiento y uso de agua, y estas son las tecnologías que modela System Advisor.

Tanto el enfriamiento húmedo como el seco utilizan el aire ambiente como último depósito térmico de frío, pero difieren en el mecanismo de transferencia de calor entre el ciclo y el aire. Los sistemas de enfriamiento húmedo utilizan un diluvio de agua para eliminar el calor mediante evaporación; por tanto, la temperatura del depósito frío depende de la temperatura del aire de bulbo húmedo. Los sistemas de enfriamiento seco transfieren calor directamente del fluido de trabajo de vapor al aire mediante un proceso de calor sensible. Esta técnica está limitada por la temperatura de bulbo seco del aire, que puede ser significativamente más alta que la temperatura de bulbo húmedo, especialmente en regiones áridas donde la CSP es más deseable. La Figura 93 muestra la diferencia significativa entre la temperatura de bulbo seco y húmedo durante cinco días de verano en un clima árido.

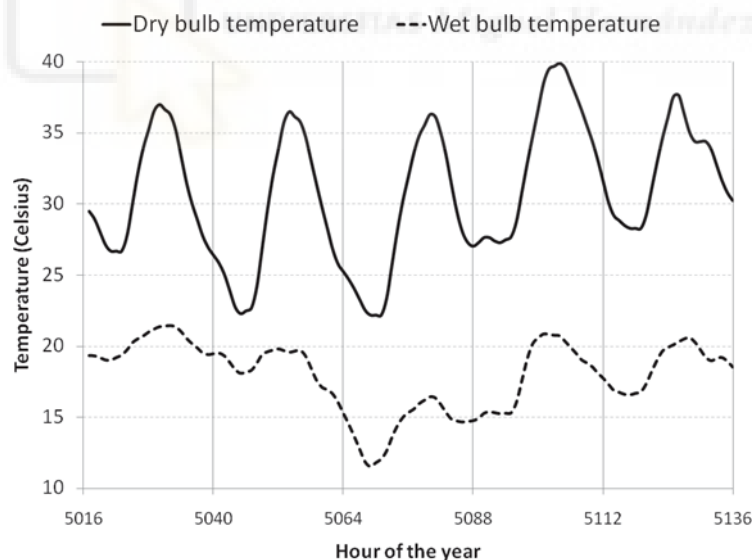


Figura 93. Temperaturas de bulbo seco y húmedo durante cinco días de verano en un clima árido. Las diferencias máximas de temperatura se acercan a los 20 °C durante las horas más calurosas del día.

Cuando el vapor sale de la turbina, es una mezcla de vapor saturado y una pequeña cantidad de agua líquida. En este estado parcialmente condensado, la temperatura y la presión del vapor están directamente relacionadas, de modo que una propiedad fija la otra. Ya sea que el sistema esté enfriado en seco o en

húmedo, la temperatura alcanzada por la tecnología de enfriamiento establecerá la presión del condensador, y este valor luego se utiliza como entrada para el modelo de ciclo de energía. Así, la temperatura ambiente, la presión del condensador y el rendimiento termodinámico del ciclo general están directamente relacionados. Considere el impacto en el rendimiento de la diferencia de temperatura de 20°C entre las tecnologías húmedas y secas sugeridas en la Figura 93. Superpuesta a un gráfico de rendimiento en la Figura 94, esta diferencia de temperatura muestra cómo la presión del condensador y el rendimiento del ciclo posterior se ven afectados negativamente.

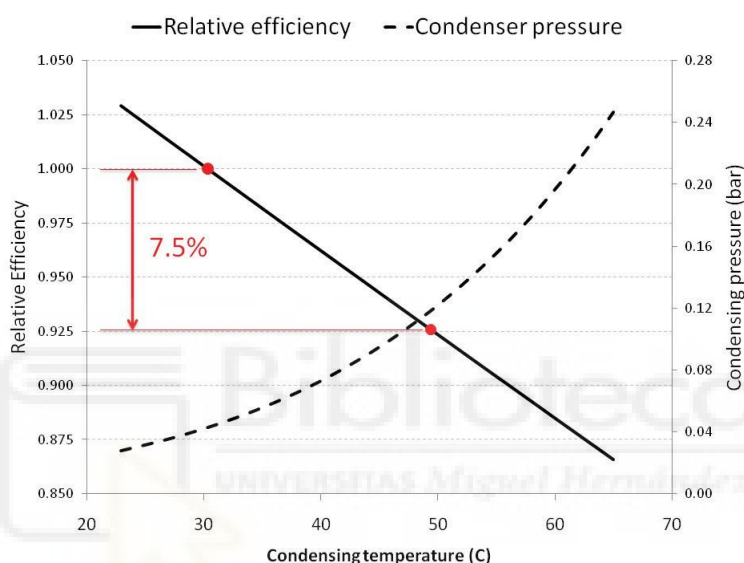


Figura 94. El impacto de un cambio de temperatura de 20°C en la presión del condensador y el rendimiento del ciclo.

La desventaja de lograr un mejor rendimiento con sistemas de refrigeración húmeda es la importante cantidad de agua que estos sistemas pierden por evaporación. Además, una planta típica de refrigeración húmeda de 100 MW con un factor de capacidad del 40 % puede consumir casi 1,4 kilómetros cúbicos de agua al año, de los cuales el 94 % se debe a la evaporación [23]. El enfriamiento seco prácticamente no utiliza agua y, por lo tanto, puede ser la única opción para ubicaciones de proyectos donde el agua es limitada. System Advisor modela tanto el uso del agua como los impactos en el rendimiento de las diferentes tecnologías de enfriamiento. System Advisor también modela una tecnología de enfriamiento emergente que coloca un sistema de enfriamiento húmedo en paralelo con un sistema de enfriamiento seco con el propósito de reducir el

aumento de temperatura del aire de enfriamiento a través del sistema seco. Las tres opciones de enfriamiento se analizan en detalle a continuación.

6.2.2 MODELO DE ENFRIAMIENTO HÍBRIDO PARALELO

SAM modela con enfriamiento híbrido paralelo además de los sistemas húmedos y secos discutidos anteriormente. Esta configuración coloca un sistema de enfriamiento húmedo de tamaño ligeramente sub-dimensionado en paralelo con un ACC estándar (o ligeramente de menor tamaño). La configuración de enfriamiento híbrido ha sido identificada en trabajos anteriores [23] [22] como una tecnología candidata que reduce el uso de agua de la planta de energía y mitiga el impacto negativo en el rendimiento del cambio de enfriamiento húmedo a seco. La tecnología se basa en la premisa de que el enfriamiento por aire proporciona suficiente capacidad de enfriamiento durante la mayor parte del funcionamiento de la planta.

Sin embargo, el rendimiento de un sistema de refrigeración seco se ve más afectado negativamente durante las horas de la tarde de verano, cuando tanto la temperatura ambiente como los ingresos por ventas de electricidad son más altos. Durante estas horas de verano, el aumento de temperatura de la corriente de aire de refrigeración a través del ACC es relativamente alto, y la colocación de un sistema de refrigeración húmedo en paralelo para compartir la carga de rechazo de calor reduce este aumento de temperatura y mejora la eficiencia termodinámica del ciclo.

A diferencia del sistema de refrigeración exclusivamente húmedo cuyo rendimiento sigue la temperatura del bulbo húmedo, el sistema híbrido se ve obligado a seguir la temperatura del bulbo seco. Dado que los sistemas de enfriamiento húmedo y seco están interconectados, la presión del vapor de condensación es igual en ambos sistemas. Si la presión del vapor (y la temperatura asociada) cayera teóricamente por debajo de la temperatura de bulbo seco, la energía térmica comenzaría a fluir desde el aire ambiente hacia el ACC, frustrando así el propósito de incorporar el sistema de enfriamiento seco. Por lo tanto, el rendimiento termodinámico del sistema híbrido cae entre el límite inferior de un sistema de enfriamiento seco no ideal y el límite superior de un sistema de enfriamiento seco ideal (es decir, un ACC que alcanza una temperatura del vapor igual a la temperatura ambiente de bulbo seco).

La distribución de la carga de cesión de calor entre los sistemas de enfriamiento húmedo y seco la especifica el usuario en la página Ciclo de energía utilizando las fracciones de despacho híbrido. Cada uno de los valores de entrada corresponde al período TOD particular especificado por el usuario en la página Almacenamiento térmico. Para cada paso de tiempo durante la simulación, la carga de enfriamiento húmedo en el sistema híbrido será igual a la carga de enfriamiento total multiplicada por la fracción asociada especificada por el usuario. Por lo tanto, la carga total de rechazo de calor q'_{rej} en el sistema enfriado por aire se muestra en la ecuación (13) y el sistema enfriado por vía húmeda se muestra en la ecuación (14). La fracción de enfriamiento húmedo durante el paso de tiempo actual se denota por f_{wc} .

El rango válido para la fracción húmeda es $0 \leq f_{wc} < 1$.

$$q'_{rej,air} = (1 - f_{wc}) q'_{rej} \quad (13)$$

$$q'_{rej,wc} = f_{wc} q'_{rej} \quad (14)$$

Las ecuaciones de rendimiento para la configuración de refrigeración híbrida son casi idénticas a las ecuaciones de las tecnologías individuales presentadas anteriormente. La principal diferencia radica en la carga de rechazo de calor que cada subsistema debe acomodar y el cambio en este valor en relación con el punto de diseño. Para un sistema de enfriamiento híbrido, el ACC está dimensionado para acomodar la carga total de rechazo de calor durante todo el año. El sistema de enfriamiento húmedo tiene el tamaño adecuado para satisfacer la mayor carga de rechazo de calor requerida durante todo el año. Por ejemplo, si el usuario proporciona fracciones híbridas de 0,25; 0,5 y 0,75 para tres de las fracciones híbridas disponibles, entonces el sistema de enfriamiento húmedo se dimensionará para proporcionar 0,75 (75 %) de la carga total de rechazo de calor.

SAM calcula la presión del condensador para el sistema híbrido calculando primero el rendimiento de cada sistema de enfriamiento individualmente y luego utilizando la mayor de las dos presiones del condensador como la presión real alcanzada.

$$P_c = \max[P_{c,wc}, P_{c,ACC}] \quad (15)$$

Al igual que los modelos de tecnología húmeda y seca, el sistema híbrido modela el comportamiento de carga parcial asumiendo que el equipo de enfriamiento se apaga gradualmente cuando la presión del condensador cae por debajo del valor mínimo. El comportamiento de carga parcial se aplica por igual a los sistemas húmedo y seco (si ambos están funcionando), excepto en el caso de que la presión calculada del condensador de enfriamiento húmedo exceda la presión de enfriamiento seco. En esta situación, System Advisor apaga gradualmente solo el sistema húmedo hasta que se satisface la presión mínima del condensador. Este mecanismo de control se implementa para reducir el uso de agua cuando sea posible.

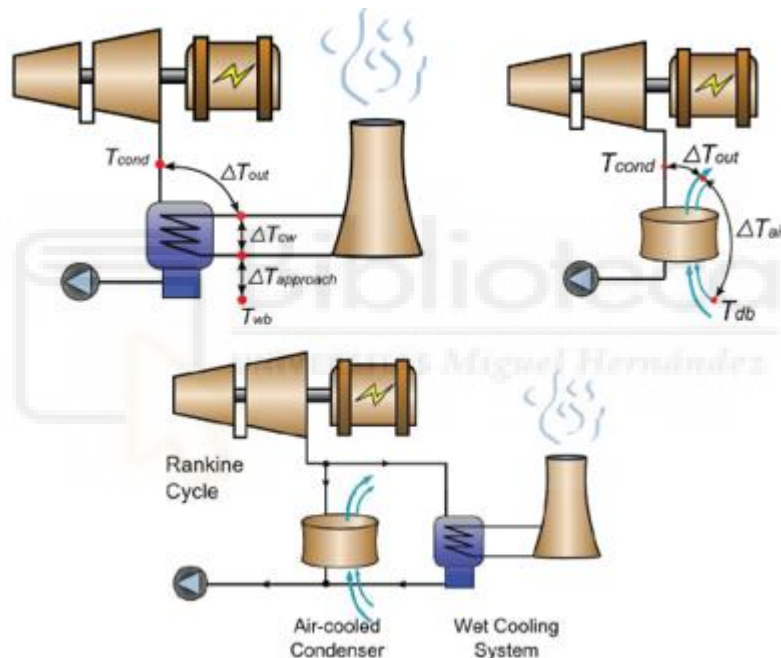


Figura 95. Opciones de condensación incluidas en SAM2022: Sistema húmedo, Sistema seco y Sistema combinado.

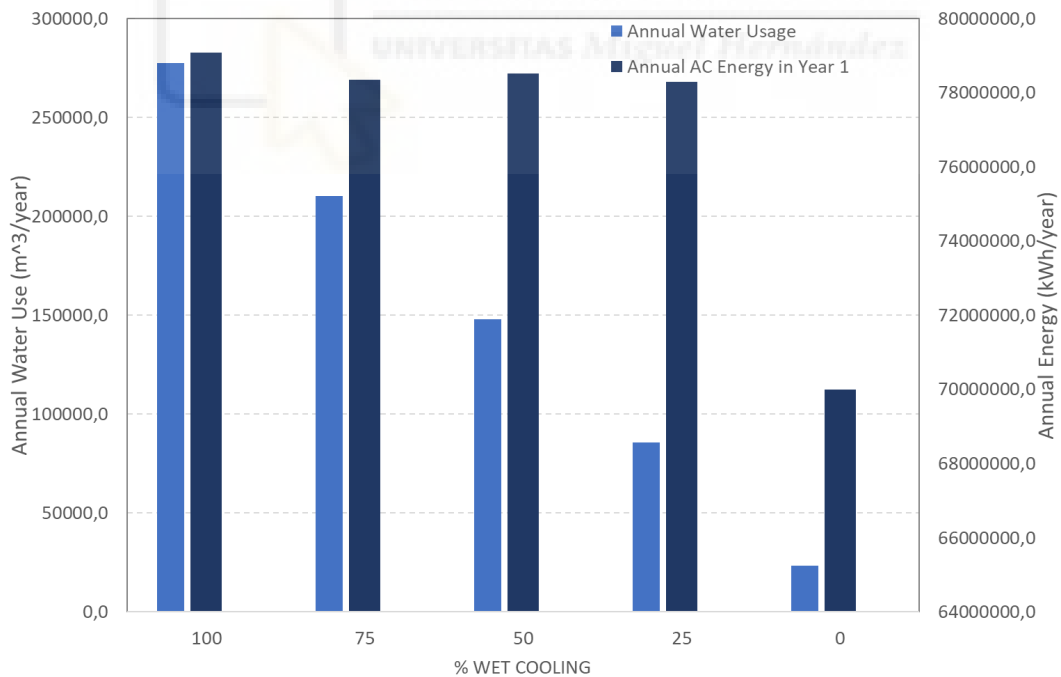
SAM modela con enfriamiento combinado paralelo además de los sistemas húmedos y secos discutidos anteriormente. Esta configuración coloca un sistema de enfriamiento húmedo de tamaño ligeramente sub-dimensionado en paralelo con un ACC estándar (o ligeramente de menor tamaño). La configuración de enfriamiento combinado ha sido identificada en trabajos anteriores, Wagner y Kutscher (2010) como una tecnología candidata que reduce el uso de agua de la planta de energía y mitiga el impacto negativo en el rendimiento del cambio de enfriamiento húmedo a seco. La tecnología se basa en la premisa de que el

enfriamiento por aire proporciona suficiente capacidad de enfriamiento durante la mayor parte del funcionamiento de la planta.

6.3 RESULTADOS

La siguiente tabla muestra el resumen de los casos analizados:

Metric		Wet Cooling	COMB 0.75 WET	COMB 0.5 WET	COMB 0.25 WET	Dry Cooling
Annual AC Energy in Year 1	kWh-e	79088952,0	78356408,0	78515448,0	78297000,0	69988448,0
Annual Freeze Protection	kWh-e	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Capacity factor	%	18,0586	17,8914	17,9277	17,8778	15,9807
Power cycle gross electrical out	kWh-e	94694008,0	97417640,0	97111808,0	96657992,0	88421024,0
First year kWh/kW		1582,0	1567,3	1570,0	1566,1	1399,9
Gross-to-net conversion	%	83,5206	80,4335	80,8506	81,0042	79,1536
Annual Water Usage	m ³	277443,0	210323,0	148097,0	85689,6	23566,2
Ratio Water/Energy	m ³ /MWh	3,5	2,7	1,9	1,1	0,3
%Annual AC Energy	%	100,0	99,1	99,3	99,0	88,5
%Annual Water Usage	%	100,0	75,8	53,4	30,9	8,5
%Annual AC Energy Redution	%	0,0	-0,9	-0,7	-1,0	-11,5
%Annual Water Usage Savings	%	0,0	24,2	46,6	69,1	91,5



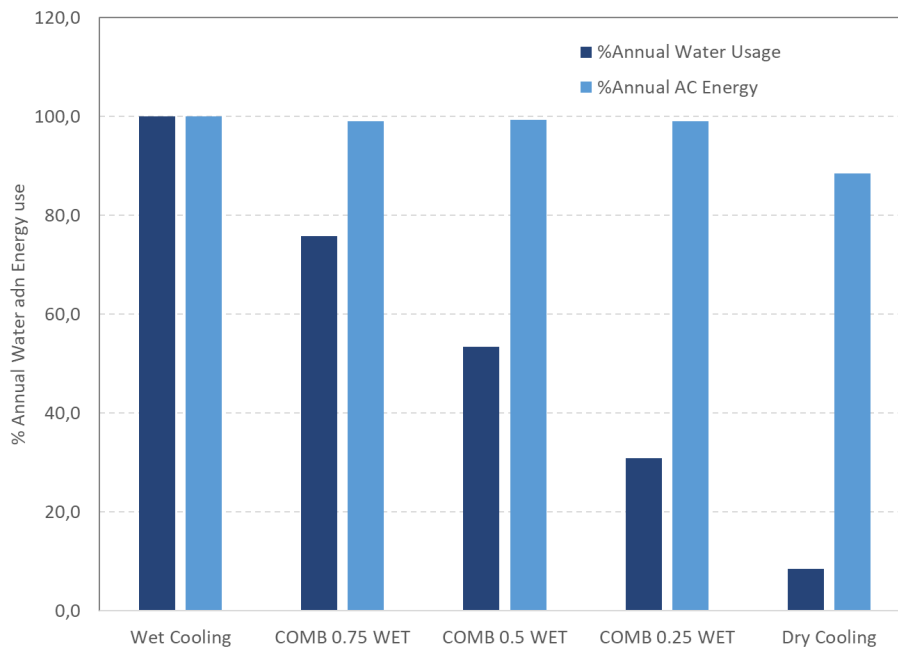


Figura 96. Comparativa energética y de consumo de agua de: Sistema húmedo, Sistema seco y Sistema combinado (25%, 50% y 75%).

A la vista de los resultados obtenidos se puede afirmar que, si el objetivo es la minimización del consumo de agua, este se consigue obviamente con el sistema seco alcanzando un 91,5% de ahorro de agua. Sin embargo, esta tecnología penalizaría la producción eléctrica en un 11,5%. Entre los sistemas combinados, bajo el criterio de dimensionado que utiliza SAM, apenas se afecta a la producción eléctrica con reducciones menores del 1% en todo caso y alcanzando valores de ahorro en el consumo de agua del 24,2%; 46,6% y 69,1% respectivamente para los casos analizados. Estos resultados coinciden con el informe de la Agencia internacional de la energía, (OECD/IEA 2010), citado en la revisión bibliográfica.

6.4 ANÁLISIS DE LOS SISTEMAS EN FUNCIÓN DE LOS MESES

La producción de electricidad es significativamente menor en la mayoría de los meses en los sistemas seco y combinados en comparación al sistema actual. El análisis revela que, a lo largo del año, la producción eléctrica del sistema combinado (especialmente el 50% húmedo y 25% húmedo) se mantiene muy cercana a la del sistema 100% húmedo, con diferencias inferiores al 1% en la mayoría de los meses. Esto indica que es posible mantener niveles de generación similares con una reducción significativa del consumo de agua.

En cambio, el sistema 100% seco reduce notablemente la producción, especialmente en los meses más cálidos (ej. julio y agosto), con descensos de hasta un 7–9% respecto al sistema húmedo.

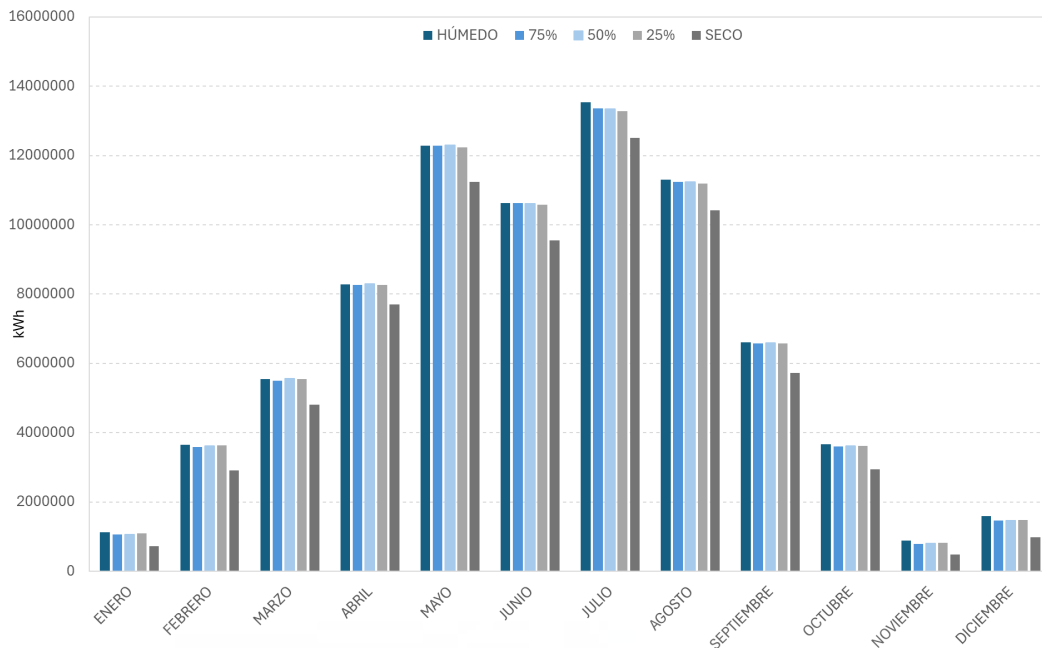


Figura 97. Gráfico donde representa la producción en kWh de los sistemas en cada mes

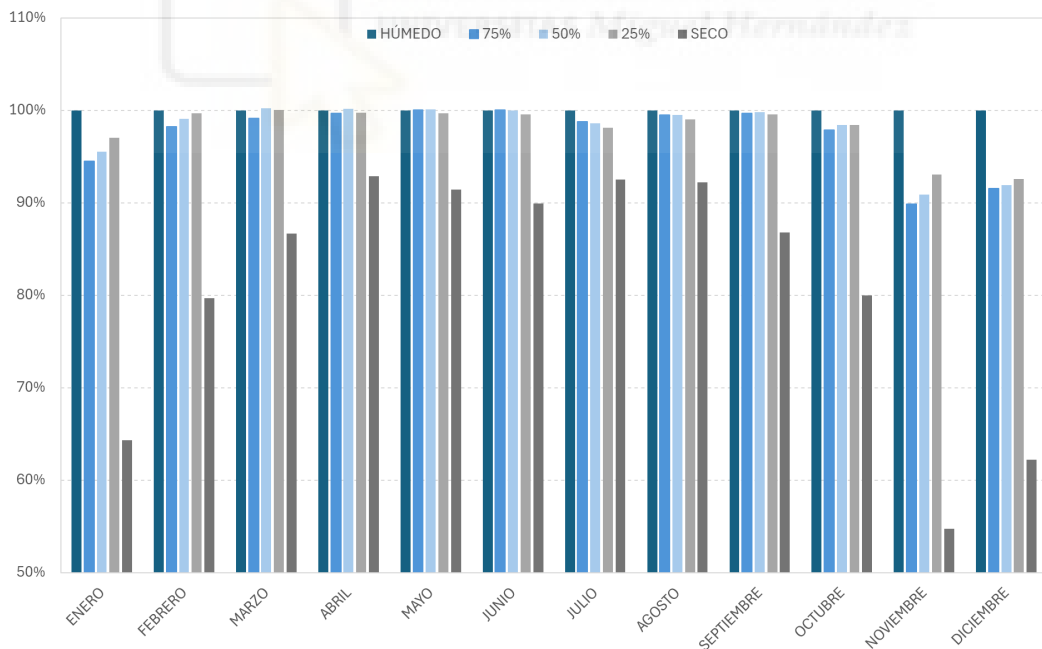


Figura 98. Gráfico que representa porcentualmente la producción eléctrica de los sistemas en cada mes, siendo el referente el sistema húmedo

En los meses de marzo, abril, mayo y junio la producción de algunos de los sistemas combinados supera la producción al sistema húmedo. Durante estos

meses la temperatura de condensación es más baja, por lo que el ciclo Rankine es más eficiente y por tanto se puede generar más electricidad. En el mes de marzo los sistemas combinados 50% y 25% húmedo aumenta la producción en un 0,25% y un 0,04% respectivamente. En abril y en mayo se produce un 0,17% y 0,1% más en el sistema combinado al 50%. El sistema combinado al 75% húmedo supera levemente con un 0,02% y un 0,06% en los meses de mayo y junio respectivamente.

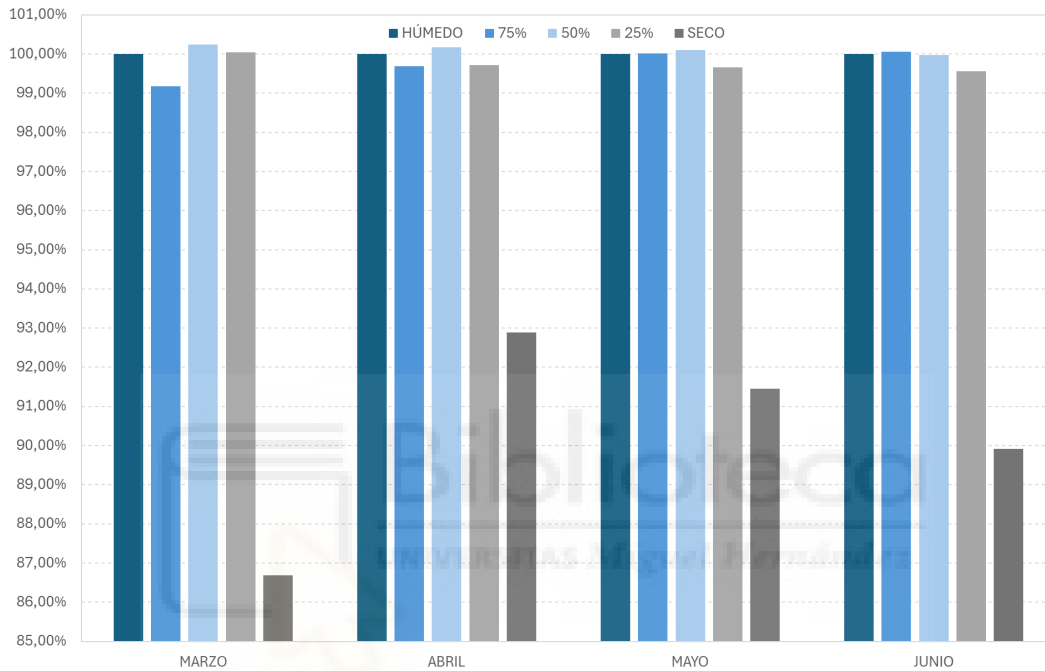


Figura 99. Gráfico que representa en los meses donde los sistemas combinados superan la producción del sistema húmedo.

En lo que respecta al consumo de agua, el sistema húmedo presenta valores muy elevados a lo largo del año, destacando los meses de máxima radiación solar (mayo–agosto), con consumos superiores a 39.000 m³/mes. Frente a ello, las configuraciones combinadas logran reducciones progresivas en el uso de agua.

Este comportamiento demuestra que es posible lograr ahorros de agua sustanciales sin comprometer de forma significativa la producción eléctrica, especialmente en configuraciones intermedias.

ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS PARA LA DISIPACIÓN DE CALOR EN LA PLANTA TERMOSOLAR
VILLEN-ENERSTAR CON EL SOFTWARE SYSTEM ADVISOR MODEL (SAM)

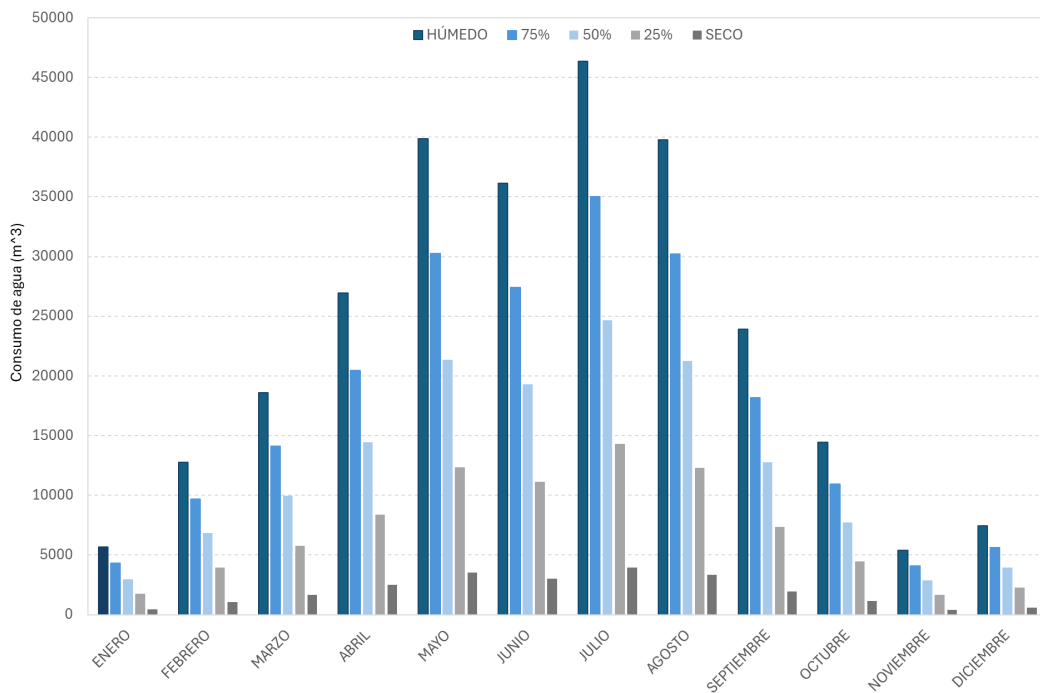


Figura 100. Gráfico que representa el gasto de agua en m³ de los sistemas en cada mes

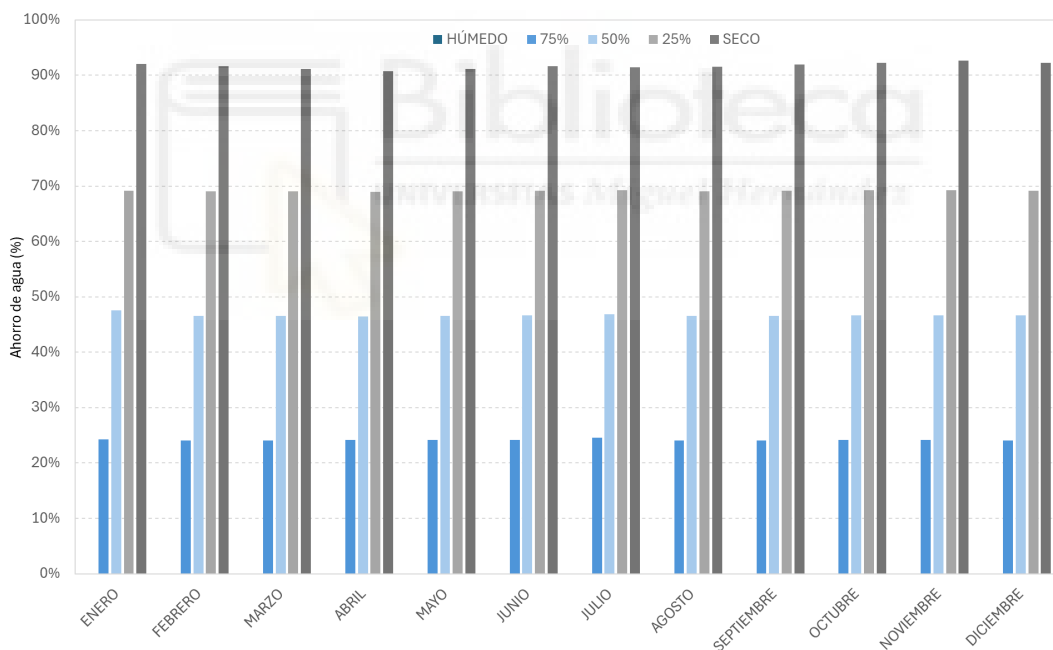


Figura 101. Gráfico que representa el ahorro de agua porcentualmente siendo el de referencia el sistema húmedo.

La ventaja del sistema combinado es especialmente notable durante los meses de mayor demanda térmica, en los cuales el sistema seco sufre un mayor deterioro de rendimiento. En dichos periodos, el sistema combinado permite flexibilizar la operación: priorizando el uso del sistema húmedo en momentos críticos para garantizar la producción, mientras que en condiciones más

favorables (invierno y primavera), se puede operar con una fracción seca mayor, minimizando el consumo de agua.

Los datos analizados reflejan que la implementación de un sistema de condensación combinado permite un compromiso óptimo entre eficiencia energética y sostenibilidad ambiental. La configuración de 50% o 25% húmedo se presenta como la más recomendable para climas cálidos y secos, donde el recurso hídrico es limitado, pero se desea mantener una producción energética elevada y estable durante todo el año.

6.5 EVALUACIÓN ECONÓMICA

Para evaluar económicamente la viabilidad se da un rango de valor en euros del kWh-e y del m³ contemplando los posibles escenarios futuros. En el caso de la producción eléctrica se le da un rango de (0,05-0,3) €/kWh-e. En cambio, para el ahorro de agua se la da un rango de (1,25-5) €/m³. Con estos rangos, el beneficio medio de cada sistema son los siguientes:

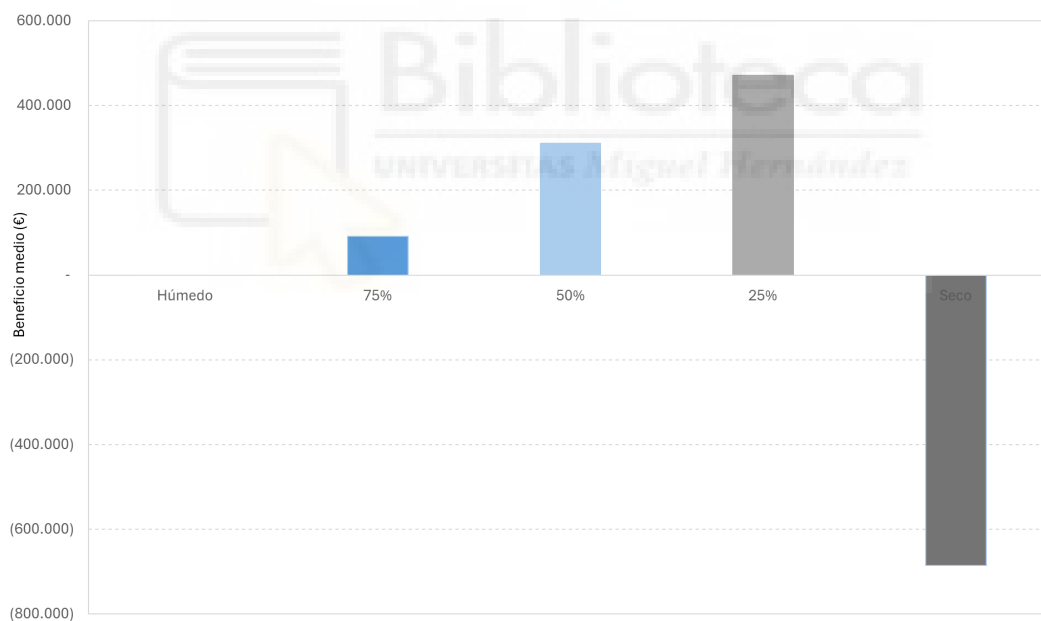


Figura 102. Beneficio medio de cada sistema teniendo en cuenta la pérdida de producción con un rango de (0,05-0,3) €/kWh-e y el ahorro de agua con un rango de (1,25-5) €/m³ con respecto al sistema actual (sistema húmedo).

Resaltar que en términos económicos el ahorro de agua del sistema seco no compensa la gran pérdida de producción. Analizando los sistemas, el más beneficioso es el sistema combinado al 25% húmedo, seguido del sistema 50% húmedo y en comparación el beneficio del sistema al 75% húmedo es bajo. En

la Figura 103 podemos observar que el beneficio en los diferentes rangos incrementa cuanto más se acerca entre el punto 20 y 30 (sistema combinado 25% húmedo) resaltado y como disminuye progresivamente hasta unos valores negativos en el punto 0 (sistema seco).

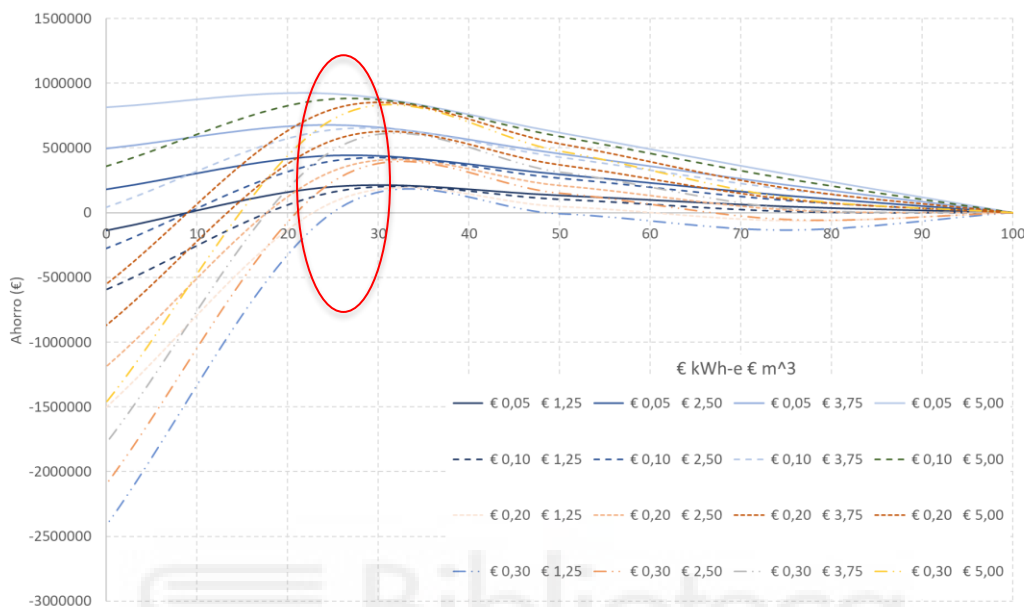


Figura 103. Gráfica que representa el ahorro económico obtenido al integrar un sistema combinado según un rango de precios. Siendo el 100 el sistema húmedo y 0 el sistema seco.

6.6 RECUPERACIÓN ECONÓMICA

Para determinar el coste estimado del aerocondensador, se parte del análisis energético del sistema. Considerando que la central térmica tiene una potencia eléctrica neta de 50 MW y un rendimiento global del 39,71%, se puede calcular la energía térmica total requerida en la entrada del ciclo como:

$$Q_{ent} = \frac{P_{eléctrica}}{\eta} \quad (16)$$

En este caso, dicha energía es de aproximadamente 125,91 MW. De esta energía total, la parte que no se convierte en electricidad debe ser evacuada al exterior mediante el sistema de refrigeración. Este calor residual, o calor de rechazo, asciende a unos 75,91 MW.

A partir de este valor, se analiza cómo se reparte el calor a disipar entre los componentes del sistema de refrigeración combinado, que está compuesto por una torre de refrigeración (modo húmedo) y un aerocondensador (modo seco).

Se consideran tres escenarios de operación, en los que varía el porcentaje del calor que se disipa mediante el aerocondensador:

- En el primer caso, donde el sistema funciona en un 75% en modo húmedo, el aerocondensador asume el 25% de la carga térmica total, lo que equivale a unos 18,98 MW.
- En el segundo caso, con un reparto equitativo del 50% entre ambos sistemas, el aerocondensador disipa unos 37,96 MW.
- En el tercer escenario, donde el uso del sistema húmedo se reduce al 25%, el aerocondensador se encarga del 75% del calor, es decir, de 56,93 MW.

Con estos valores, se procede a estimar el coste del aerocondensador en función de diferentes precios unitarios por cada kilovatio térmico instalado. Se han considerado tres niveles de coste unitario: 0,1 €/kW, 0,2 €/kW y 0,3 €/kW. Estos rangos permiten tener en cuenta posibles variaciones en los precios reales del mercado, así como distintas calidades o tecnologías de los equipos. A continuación, se presenta una tabla detallada con los precios según el ratio para cada sistema:

Coste del aerocondensador según ratio			
Sistema combinado	0,1 €/kWh-térmico	0,2 €/kWh-térmico	0,3 €/kWh-térmico
75%	€ 1.897.821,71	€ 3.795.643,41	€ 5.693.465,12
50%	€ 3.795.643,41	€ 7.591.286,83	€ 11.386.930,24
25%	€ 5.693.465,12	€ 11.386.930,24	€ 17.080.395,37

Tabla 12. Coste de los diferentes aerocondensadores según el ratio 0,1; 0,2 y 0,3 €/kWh-térmico

A partir de los costes obtenidos para cada caso, se realiza un análisis económico que permite evaluar el tiempo estimado de recuperación de la inversión (también conocido como período de retorno o *payback*). Este análisis considera el ahorro en consumo de agua que se logra al reducir el uso del sistema húmedo, ya que el aerocondensador no requiere agua para su funcionamiento. Al comparar este ahorro anual con la inversión inicial necesaria para cada configuración, es posible estimar cuántos años serían necesarios para amortizar la instalación del aerocondensador en función del escenario elegido

Se han evaluado distintos precios del agua, desde 1,25 €/m³ hasta 5 €/m³, y precios de la electricidad desde 0,05 €/kWh eléctrico hasta 0,30 €/kWh eléctrico, ya que estos dos factores son determinantes para el ahorro que puede generar

el sistema. El aerocondensador, al no requerir agua, reduce significativamente el consumo de la misma, pero a cambio necesita energía eléctrica adicional para accionar ventiladores y otros componentes. Por tanto, la rentabilidad del sistema depende del equilibrio entre el coste energético adicional y el ahorro hídrico conseguido.

El caso más favorable se observa cuando el precio del agua es elevado y el precio de la electricidad es bajo. Concretamente, el escenario óptimo se presenta con un precio del agua de 5 €/m³, un precio de la electricidad de 0,05 €/kWh-e, y un aerocondensador que disipa el 50% del calor residual (modo 50% húmedo). En estas condiciones, y con un coste del aerocondensador de 0,1 €/kWh-térmico, el tiempo de recuperación de la inversión es de aproximadamente 6,14 años, lo cual se considera un plazo razonablemente corto en instalaciones industriales de este tipo. El sistema combinado con un 50% de participación del sistema húmedo resulta ser el más favorable. El sistema del 25% húmedo, aunque con tiempos de payback algo más elevados, sigue manteniéndose dentro de márgenes razonables. Por su parte, el sistema del 75% húmedo presenta valores competitivos, pero con una media superior.

En cambio, cuando el precio del agua es bajo y el de la electricidad es alto, el sistema tiende a volverse económicamente inviable. Por ejemplo, con un precio del agua de 1,25 €/m³ y un coste eléctrico de 0,30 €/kWh, los beneficios anuales pueden llegar a ser negativos, esto se refleja en los escenarios donde el retorno de la inversión supera ampliamente los 20 años o incluso no se produce, lo que los convierte en poco recomendables desde un punto de vista económico.

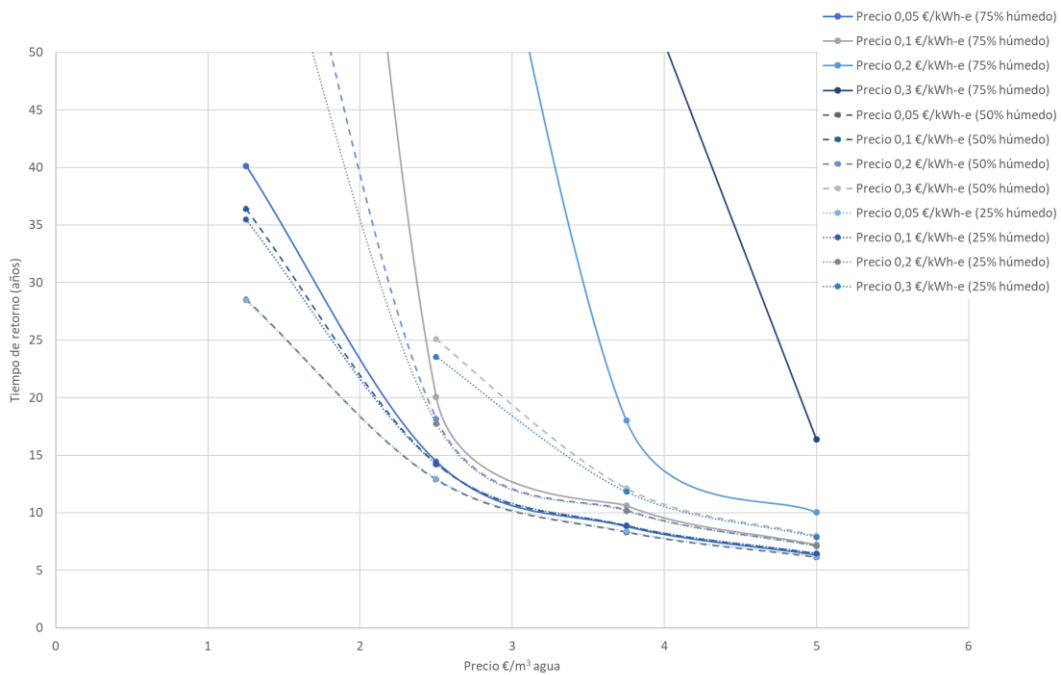


Figura 104. Gráfico donde muestra el tiempo de retorno (años) para un precio del aero-condensador 0,1 €/kWh-térmico.

A medida que aumenta el coste del aer-condensador, también lo hacen los tiempos de recuperación para todos los sistemas. En este contexto, el sistema del 50% húmedo continúa siendo el más equilibrado, con retornos de la inversión que se sitúan entre 12,3 y 17 años, lo que lo convierte en una alternativa aún viable. En contraste, el sistema del 75% húmedo empieza a mostrar limitaciones importantes, con tiempos que en algunos escenarios superan los 40 años, lo cual lo vuelve poco atractivo económicamente. El sistema del 25% húmedo mantiene valores similares al del 50%, aunque con mayor variabilidad dependiendo del precio del agua.

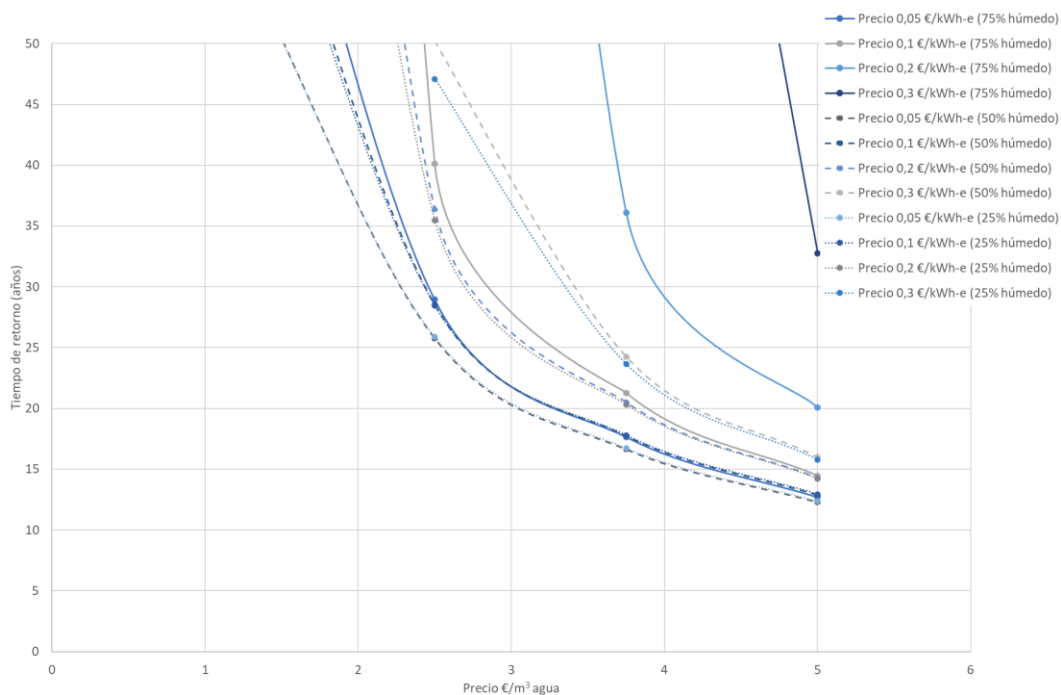


Figura 105. Gráfico donde muestra el tiempo de retorno (años) para un precio del aerocondensador 0,2 €/kWh-térmico.

Con un coste del aerocondensador de 0,3 €/kWh-térmico, el caso de mayor coste por unidad térmica instalada, la tendencia observada se acentúa notablemente. El sistema del 75% húmedo se vuelve claramente inviable, con tiempos de recuperación superiores incluso a 100 años, e incluso alcanzando valores mayores a 500 años en algunos casos, lo cual lo descarta como opción práctica. El sistema combinado del 50% húmedo, aunque afectado por el aumento de costes, sigue ofreciendo tiempos razonables dentro de un rango de 18 a 26 años. Por su parte, el sistema del 25% húmedo, aunque viable en ciertos contextos, solo logra tiempos competitivos en escenarios donde el precio del agua es elevado.

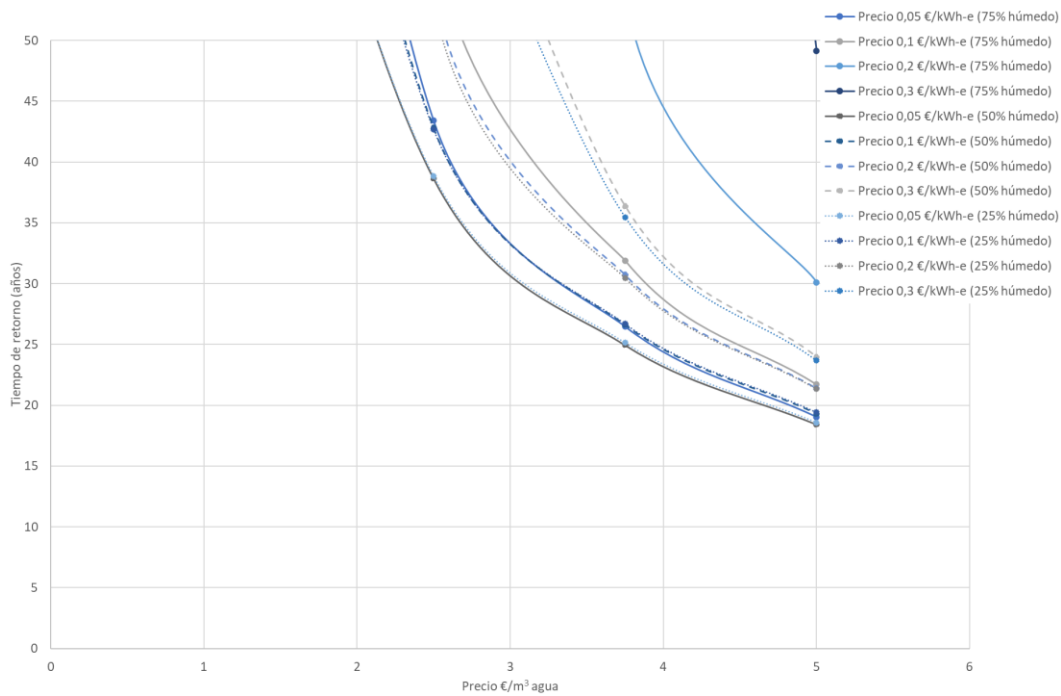


Figura 106. Gráfico donde muestra el tiempo de retorno (años) para un precio del aero-condensador 0,3 €/kWh-térmico.

El análisis sugiere que el sistema combinado con un 50% de participación del sistema húmedo constituye la mejor alternativa en términos de equilibrio entre inversión, eficiencia energética y ahorro hídrico. Sus principales ventajas radican en una inversión moderada, menor que la requerida para el sistema del 25% húmedo, pero que aun así permite un ahorro de agua considerable. Además, ofrece una rentabilidad sólida en un amplio rango de escenarios, sin llegar a presentar valores extremos ni comportamientos desfavorables ante aumentos en el coste energético. Su capacidad de adaptarse a condiciones cambiantes de mercado lo convierte en una solución resiliente.

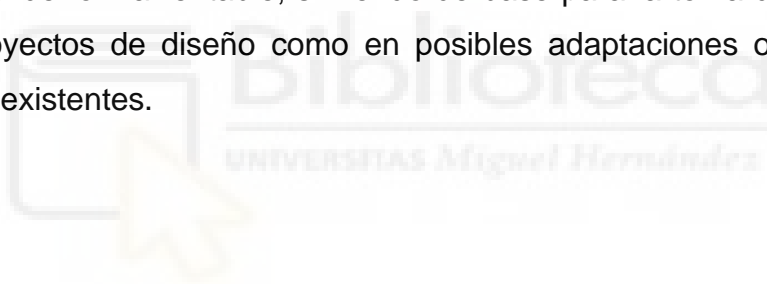
En cambio, el sistema del 75% húmedo, si bien implica una menor inversión inicial, no logra aprovechar suficientemente el potencial de ahorro hídrico, y se ve especialmente penalizado cuando el coste energético es alto. Esto lo vuelve ineficiente y poco atractivo en entornos donde el agua es un recurso caro, escaso o sometido a regulación. El sistema del 25% húmedo, aunque competitivo en ciertos escenarios, requiere una inversión más alta y presenta una sensibilidad mayor ante fluctuaciones del coste de la electricidad, lo que lo hace menos predecible.

Tras el análisis técnico y económico realizado, se concluye que el sistema de refrigeración combinado con un 50% de torre de refrigeración y un 50% de

aerocondensador es el más recomendable para aplicaciones industriales que busquen un equilibrio entre sostenibilidad, inversión inicial y rentabilidad. Esta configuración permite reducir significativamente el consumo de agua sin incurrir en costes excesivos, y mantiene un tiempo de retorno de inversión razonable incluso en escenarios de coste energético elevado. Por tanto, se recomienda su implementación como una solución versátil, eficiente y escalable, especialmente adecuada para industrias con objetivos de sostenibilidad y eficiencia energética a medio y largo plazo.

Aunque el diseño de detalle del aéro-condensador queda fuera del alcance de este TFG, en el Anexo I se incluye una propuesta preliminar compatible con la planta Enerstar-Villena. El espacio requerido, estimado es de 869,8 m², puede instalarse en la central, donde se disponen de 1000 m², tal como se muestra en dicho anexo.

Este análisis permite identificar con claridad los márgenes en los que el sistema puede operar de forma rentable, sirviendo de base para la toma de decisiones tanto en proyectos de diseño como en posibles adaptaciones o mejoras en centrales ya existentes.





CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES

7 CONCLUSIONES

Este Trabajo de Fin de Grado ha desarrollado un análisis técnico y económico exhaustivo de los sistemas de disipación de calor aplicables a la central termosolar Villena-Enerstar, abordando desde los fundamentos teóricos hasta la validación y comparación práctica de distintas alternativas tecnológicas mediante el uso del software System Advisor Model (SAM). La investigación se ha enfocado en identificar la solución óptima que permita reducir el consumo de agua, mantener una eficiencia energética aceptable y asegurar la viabilidad económica de la instalación en el contexto actual de transición energética y escasez hídrica.

- Se detalló la configuración técnica de la planta Villena-Enerstar, incluyendo su campo solar, bloque de potencia y sistema de refrigeración actual, así como los datos climatológicos de Villena, estableciendo las bases para la simulación.
- Se abordó el proceso de modelización en SAM, desde la recopilación de datos hasta la implementación de los tres sistemas de condensación, garantizando la fidelidad de las simulaciones mediante modelos térmicos y controles integrados.
- Se validó el modelo comparando sus resultados con datos reales de la planta, con un ajuste satisfactorio y un error medio anual (MAPE) inferior al 5 %.
- Finalmente, se presentó los resultados técnicos y económicos de las simulaciones.

La necesidad de mejorar la eficiencia del foco frío en centrales termosolares, especialmente en regiones con estrés hídrico, ha guiado la propuesta de alternativas al sistema de refrigeración húmedo convencional. En este sentido, se ha llevado a cabo una simulación precisa de tres configuraciones posibles: sistema húmedo, sistema seco mediante aerocondensador, y un sistema combinado con distintas proporciones de cada uno (25 %, 50 % y 75 % de contribución húmeda). La caracterización técnica y climática del emplazamiento, junto con la descripción detallada del diseño de la planta, ha permitido construir modelos fieles a la realidad operativa.

Los resultados obtenidos permiten concluir que el sistema húmedo presenta los mejores valores en cuanto a eficiencia térmica y producción eléctrica, pero conlleva un elevado consumo de agua que puede comprometer su sostenibilidad en zonas áridas. El sistema seco, por el contrario, elimina prácticamente el uso de agua, aunque reduce el rendimiento de la planta por su menor capacidad de disipación térmica y mayor consumo energético asociado a la ventilación forzada.

Los sistemas combinados, con distintas proporciones entre componentes húmedos y secos, permiten ajustar el equilibrio entre rendimiento y sostenibilidad según las necesidades del entorno. El sistema combinado al 75 % húmedo mantiene una alta producción anual (con solo un 0,9 % menos respecto al sistema completamente húmedo) y reduce el consumo de agua en un 24,2 %. Por su parte, el sistema combinado al 25 % húmedo logra una notable reducción del uso de agua del 69,1 %, aunque con una pérdida algo mayor de producción eléctrica (1 % respecto al sistema húmedo).

La solución combinada basada en una participación del 50 % de cada sistema, permite un equilibrio óptimo entre eficiencia energética y reducción del consumo de agua. Aunque implica una ligera disminución de la producción anual (un 0,7 % menos respecto al sistema húmedo), reduce el uso de agua anual en un 46,6 %, pasando de 277.443 m³/año a 148.097 m³/año, y mejorando el ratio de agua por energía generada de 3,5 m³/MWh a 1,9 m³/MWh.

Desde el punto de vista económico, el análisis de recuperación de la inversión en distintos escenarios de precios de la energía y del agua ha demostrado que el sistema combinado al 50 % presenta los tiempos de retorno más equilibrados y viables. Para un coste del aerocondensador entre 0,1 y 0,3 €/kWh-térmico, y

precios del agua entre 1,25 y 5 €/m³, los periodos de recuperación óptimos oscilan entre 6 y 26 años, manteniéndose dentro de márgenes razonables incluso en contextos desfavorables. Las configuraciones con mayor proporción de refrigeración húmeda se tornan inviables ante aumentos del precio energético, mientras que las predominantemente secas requieren una inversión inicial mayor y un retorno más lento, aunque el sistema con un 25 % de participación húmeda muestra un comportamiento próximo al del 50 %.

En consecuencia, puede afirmarse que la solución más recomendable para la central Villena-Enerstar es el sistema de refrigeración combinado al 50 %. Esta configuración representa una respuesta técnica robusta y económicamente sensata frente a las incertidumbres del mercado y la disponibilidad de recursos, garantizando un uso racional del agua sin comprometer significativamente la eficiencia del proceso ni la rentabilidad de la inversión. Su comportamiento ante diversos escenarios lo convierte en una opción sostenible y adaptable para futuras aplicaciones en plantas termosolares, especialmente en contextos con recursos hídricos limitados o costosos.

Como posibles líneas de ampliación, se propone profundizar en el estudio de diversas alternativas para la disipación de calor, más allá de las analizadas en el presente trabajo, así como realizar un estudio más detallado del diseño de ingeniería, concretamente dimensionar en profundidad el aero-condensador.



8 BIBLIOGRAFÍA

- [1]. Renovables 2050. Catálogo [en línea]:
< <http://www.greenpeace.org/espana/es/reports/renovables-2050/> >.
- [2]. Energía solar térmica. Catálogo [en línea]:
< <http://www.solarweb.net/solar-termica.php/> >.
- [3]. Energía solar fotovoltaica. Catálogo [en línea]:
< <http://www.solarweb.net/solar-fotovoltaica.php> >.
- [4]. Energía solar termosolar. Catálogo [en línea]:
< <http://www.solarweb.net/termosolar.php>>.
- [5]. Plan de ahorro y eficiencia energética 2011-2020. Catálogo [en línea]: < <http://bit.ly/1uV9Dzp> >.
- [6]. El desarrollo de la solar termoeléctrica en España. Catálogo [en línea]:
< <http://bit.ly/VYqmEJ> >.
- [7]. Manuales de energías renovables, Energía solar térmica. Idae. Catálogo [en línea]: < <http://bit.ly/1tm4wcP> >.
- [8]. Energía 3.0. Greenpeace. Catálogo [en línea]:
< <http://bit.ly/1ow10EX> >.
- [9]. Guía técnica de la energía solar termoeléctrica. Madrid Solar. Catálogo [en línea]: < <http://bit.ly/1nNeixb>>.
- [10]. Renewables made in germany. Catálogo [en línea]:
< <http://bit.ly/1lqKGKv>>.
- [11]. España. REAL DECRETO 661/2007, de 25 de mayo, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial. Boletín Oficial del Estado, 26 de mayo de 2007, núm. 126, p.22846.
- [12]. Población de Elche. Instituto Nacional de Estadística, INE 2013. Catálogo [en línea]: < <http://www.ine.es/> >.
- [13]. PVGIS, radiación solar directa en España. Catálogo [en línea]:
< <http://bit.ly/1qgO0ls> >.
- [14]. Datos meteorológicos de Elche. Catálogo [en línea]:
< <http://www.meteoelche.com/hysnoaa.php?select=> >.
- [15]. Dry adiabatic coolers. Catálogo [en línea]:
< <http://appliedthermodynamics.co.uk/dry-adiabatic-coolers/> >.

- [16]. Torres de refrigeración y condensadores evaporativos. Catálogo [en línea]: < <http://bit.ly/1tQCULB> > [Consulta: 20 de febrero de 2014].
- [17]. Equipos de enfriamiento evaporativo. Torres de refrigeración: fundamento, tipos y normativa. Catálogo [en línea]: < <http://torresderefrigeracion.org/> >.
- [18]. Reference Document on the application of Best Available Techniques to Industrial Cooling Systems, diciembre 2011. Catálogo [en línea]: < <http://www.prtr-es.es/Data/images//Refrigeraci%C3%B3n-y-vac%C3%ADo.pdf> >.
- [19]. Kuehn T., Threlkeld J.L. y Ramsey J.W. (1998), Thermal environmental engineering. Prentice Hall. Capítulos 7 y 10.
- [20]. Çengel ,Yunus A. Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico (ed. tercera); Roig Vázquez, Pablo Eduardo (edit.); Hernán Pérez Castellanos, José y Enríquez Brito, Javier (trad.). México: McGraw-Hill Interamericana, 2007. ISBN: 978-970-10-6173-2.
- [21]. Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine, Frank P. Incropera, David P. Dewitt. Fundamentals of heat and mass transfer (ed. Sexta); Stefanie Liebman (edit.). Estados Unidos: JOHN WILEY & SONS, 2007 ISBN: 978-0-471-45728-2
- [22]. Sadik Kakaç, Hongtan Liu, Anchasa Pramuanjaroenkij. Heat exchangers: selection rating and thermal design (ed. Segunda); Taylor and Francis Group; Florida: CRC Press, 2000. ISBN: 0-8493-0902-6.
- [23]. HEAT EXCHANGE INSTITUTE (2000): Standars for steam surface condensers. 10th ed. HEI, Cleveland.
- [24]. Estudi comparatiu dels sistemes de refredament d'aigua. Institut Català d'Energia, Generalitat de Catalunya. Barcelona: Junio 2010. Catálogo [en línea]: <www.gencat.cat/icaen>.
- [25]. Caldú Fogued, Eduardo; Martínez Pérez, Javier. Diseño de un parque termosolar. Universitat Politècnica de Catalunya: Junio 2013. Catálogo [en línea]: < <http://bit.ly/1ph6qUb> >.
- [26]. Fernández Martínez, Estefanía. Diseño y análisis operativo de un aerocondensador para una planta solar térmica de 50MW. Universidad Carlos III de Madrid: 2012. Catálogo [en línea]: < <http://e-archivo.uc3m.es/handle/10016/16592> >.

- [27]. Pysmenny, Yevgen. Manual para el cálculo de intercambiadores de calor y banco de tubos aletados (ed. Primera); Azúcar, Concepción. Barcelona: Reverte, S.A., 2007. ISBN:968-6708-63-4
- [28]. Guía técnica de la energía solar termoeléctrica [en línea]: < <http://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/Guia-tecnica-de-la-energia-solar-termoelectrica-fenercom-2012.pdf> >.
- [29]. Valores climatológicos normales [en línea]: < <http://www.aemet.es/es/serviciosclimaticos/datosclimatologicos/valor-esclimatologicos?l=8025&k=val> > .
- [30]. Condiciones climáticas exteriores de proyecto [en línea]: < http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_12_Guia_tecnica_condiciones_climaticas_exteriores_de_proyecto_e4e5b769.pdf&k=val >.
- [31]. Guía técnica torres de refrigeración [en línea]: < http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_10540_Torres_refrigeracion_GT4_07_05eca613.pdf >
- [32]. C.G. Cutillas, J. Ruiz, F. Asfand, K. Patchigolla, M. Lucas. Energetic, exergetic and environmental (3E) analyses of different cooling technologies (wet, dry and hybrid) in a CSP thermal power plant. Case Studies in Thermal Engineering, 28, 2021, 101545. [en línea]: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214157X21007085>>
- [33]. Adame Barrera, J. (2015, junio). *Diseño y análisis del comportamiento de un aerocondensador en una central termosolar* (Proyecto Fin de Carrera). Escuela Técnica Superior de Ingenieros, Universidad de Sevilla.
- [34]. Fernández Martínez, E. (2012). Proyecto Final de Carrera: Diseño y análisis operativo de un aerocondensador para una planta solar térmica de 50M. Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid.
- [35]. SolarPACES. (s.f.). Puerto Errado 2 Thermosolar Power Plant (PE2). National Renewable Energy Laboratory. Recuperado de < <https://solarpaces.nrel.gov/project/puerto-errado-2-thermosolar-power-plant> >.

- [36]. Parra Candela, R. (2015). *Estudio comparativo de las tecnologías de refrigeración de una central termosolar CCP* (Proyecto Fin de Carrera). Universidad Miguel Hernández de Elche, Escuela Politécnica Superior de Elche.



ANEXOS

ANEXO I. DIMENSIONADO DEL AERO-CONDENSADOR





ANEXO I. DIMENSIONADO DEL AERO-CONDENSADOR

Si bien el diseño de detalle del aero-condensador sobrepasa los objetivos del presente TFG, se ha considerado de interés incluir este Anexo con información técnica relativa al procedimiento a seguir para la selección del condensador y la compatibilidad de la solución adoptada en el capítulo de resultados con la planta termosolar Enerstar-Villena.

En relación con la selección del aerocondensador, una vez identificada la tecnología y las condiciones de diseño del sistema de disipación de calor analizadas en SAM, el siguiente paso debe ser contactar con empresas del sector que ofrecen soluciones compatibles. En este caso, se han realizado diferentes reuniones de trabajo con los ingenieros de John Cockerill y se propone el empleo de aerocondensadores (ACC) en forma de A donde el vapor fluye desde la turbina hacia un conducto de vapor y varios colectores para llegar a los haces de tubos de aletas, ver Figura 107. Los ACC están diseñados en filas asentadas sobre un sistema de patas de acero (debajo de la estructura) elevadas para permitir una entrada de aire adecuada en los módulos de tiro forzado de marcos de acero en forma de A que soportan haces de tubos de aletas. Una vez condensado, el vapor se recoge por gravedad en un tanque de condensado ubicado debajo o cerca del ACC. La eficiencia del proceso de condensación de vapor se garantiza mediante unidades de vacío adecuadas y fiables.

De cara a una oferta concreta se deberá dar traslado de la siguiente información técnica:

- Flujo másico de vapor
- Presión salida de vapor
- Temperatura ambiente de diseño
- Temperatura ambiente máxima
- Temperatura ambiente mínima
- Presión mínima de salida de turbina
- Presión máxima de salida de turbina



Figura 107. Imagen del aero-condensador (ACC) propuesto.

Con relación al área potencialmente ocupada por el aerocondensador, se ha realizado una revisión bibliográfica y se tiene un orden de magnitud del ratio entre la superficie ocupada y la potencia térmica disipada.

Tecnología	Central	Ubicación	Potencia (MWt)	Tamaño (m ²)	Ratio (m ² /MWt)	Ref
Torre concentración	Gemasolar	Fuentes de Andalucía (Sevilla)	32	370.5	11.6	[33]
Colectores cilíndricos-parabólicos	Palma del Río I	Palma del Río (Córdoba)	128.2	2937.6	22.9	[34]
Tecnología Fresnel	Puerto Errado	Calasparra (Murcia)	80	1350	16.9	[35]
Colectores cilíndricos-parabólicos	Académico	Elche (Alicante)	128.2	2937.6	22.9	[36]

Tabla 13. Muestra la relación del área ocupada según la tecnología.

Así se analiza el espacio disponible en la parcela ocupada por la planta termosolar Enerstar Villena para la solución descrita en el apartado de resultados con un factor de hibridación del 50%, el aero-condensador se diseña para una potencia térmica a dispar de 37,97 MW, asumiendo el ratio más desfavorable de 22,9 m²/MWt, se tiene una superficie ocupada de 869,8 m² que lleva a una propuesta como la de la figura con dos fila de aero-condensador en paralelo de una anchura de 9,6 m y una longitud de unos 45 m. En la siguiente figura se ha trazado la zona a ubicar el aerocondensador.



Figura 108. Zona disponible para ubicar el aero-condensador.

El espacio disponible sería de 1000 m^2 , espacio más que suficiente para integrar dicho aero-condensador.