

UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ELCHE

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



UNIVERSITAS
Miguel Hernández

"OPTIMIZACIÓN DEL
FUNCIONAMIENTO DE LA TORRE
DE REFRIGERACIÓN DE LA
CENTRAL TERMOSOLAR
ENERSTAR-VILLENA"

TRABAJO FIN DE GRADO

Julio - 2025

AUTOR: Abel Guardiola Hernández

DIRECTOR: Manuel Lucas Miralles

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, me gustaría agradecerle a mi tutor de proyecto, Manuel Lucas, 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.

Agradecer a mis profesores por su contribución a mi formación como ingeniero mecánico a lo largo de estos años, sus conocimientos han sido clave para mi formación profesional y como persona, también agradecer a mis compañeros y amigos de carrera por todo lo que hemos pasado juntos.

Finalmente agradecer a mis padres y familia por apoyarme y animarme a seguir a pesar de las dificultades durante estos años y a todas las personas que me han apoyado y han creído en mí para lograr alcanzar esta meta.

RESUMEN

En los últimos años, el sistema eléctrico español ha vivido una gran transformación hacia un modelo basado en la búsqueda de fuentes limpias y sostenibles. Anteriormente, se sustentaba en centrales de carbón, gas y nucleares, pero, el crecimiento de la eólica y la solar ha marcado un punto de transición energética centrada en la descarbonización y en la autonomía energética. Se han creado iniciativas como el Plan Nacional Integrado de Energía y Clima (PNIEC) y el Pacto Verde Europeo con el fin de alcanzar una generación de energía con energías renovables del 74% para 2030, actualmente ese porcentaje se encuentra aproximadamente en el 50%.

Las instalaciones termosolares (CSP) ocupan un lugar destacado entre las energías renovables. Su producción consiste en la concentración de radiación solar mediante espejos para calentar un fluido y generar vapor, este mueve turbinas de vapor (ciclo Rankine). Este Trabajo de Fin de Grado centra su estudio en la central Enerstar-Villena de colectores cilindro-parabólicos con una potencia global de 50 MW. El elemento central del estudio es el funcionamiento en la torre de refrigeración, elemento vital en la instalación. Su función consiste en extraer el calor residual del agua de condensación tras la turbina, devolviendo esta agua recuperada al condensador optimizando su funcionamiento en el ciclo. Un buen funcionamiento de la torre de refrigeración es fundamental para la mejora del rendimiento energético de la planta y reduciendo el consumo hídrico de la instalación.

Por ello el trabajo busca optimizar el funcionamiento mediante una modelización termodinámica mediante métodos números avanzados comparados con los resultados con los datos reales de la instalación tratando de afinar la forma de mejorar la instalación. Como propuesta de mejora a la instalación se plantea añadir dos variadores de frecuencia para regular de forma más eficiente el flujo de aire a través de la torre, con ello lograremos una reducción del consumo eléctrico de la instalación y por consiguiente una mejora del rendimiento global de la central logrando un ahorro energético anual de 49.133,04 kWh.

Por último, compararemos este ahorro obtenido con el cálculo a partir de la Ficha IDN240 que aporta el Certificado de Ahorro Energético para validar el ahorro que logramos con la instalación de estos variadores. Aunque la ficha nos va a presentar el inconveniente de que no se puede aplicar su fórmula, debido a que los valores de las frecuencias de trabajo no son constantes en el 90% de los casos estudiados, por lo que propondremos una hipótesis para compensar dicho inconveniente que nos dará valores similares a los obtenidos a partir de las intensidades. Finalizamos los cálculos representando el tiempo de retorno para la instalación de los variadores a partir de la inversión realizada, el precio de venta de la energía y la compensación económica que nos puede generar el CAES. Considerando un precio de venta CAES a 0,16 €/kWh y un precio de compra de electricidad a 0,10€ /kWh se logra un tiempo de retorno de aproximadamente 2 años.



SIMBOLOGÍA

Av	Área superficial de intercambio
c	Constante empírica adimensional
Cpaire	Calor específico del aire
cpw	Capacidad calorífica específica del agua líquida
hfg	Entalpía de vaporización
hfg,w	Entalpía latente de vaporización del agua
h	Entalpía específica del aire húmedo
hD	Coefficiente de transferencia de masa de vapor de agua
hC	Coefficiente global de transferencia de calor sensible
hf,w	Entalpía específica del agua
hs,w	Entalpía específica del aire húmedo saturado
hg,w	Entalpía específica del vapor de agua saturado
h0g	Entalpía de referencia del vapor de agua
L/G	Relación flujo másico aire entre flujo másico agua
Le	Número de Lewis
mw	Flujo másico de vapor-agua
ma	Flujo másico de aire
mtorre	Flujo másico del agua de la torre
P1	Presión entrada
P2	Presión salida
Qcond	Calor condensador
TaireEnt	Temperatura aire entrada
TaireIn	Temperatura del aire
TaireSal	Temperatura aire salida
Tc	Temperatura del condensador

T_s	Temperatura superficie aletas
T_{torre}	Temperatura del agua de la torre
$T_{\text{torre_caliente}}$	Temperatura agua torre caliente
$T_{\text{torre_fría}}$	Temperatura agua torre fría
T_{bh}	Temperatura bulbo húmedo
T	Temperatura del aire
T_w	Temperatura en la película de agua
V	Volumen
W	Humedad específica del aire
W_1	Humedad específica del aire a la entrada
W_2	Humedad específica del aire a la salida
$W_{s,w}$	Humedad específica del aire saturado
ρ_{aire}	Densidad del aire
ρ_l	Densidad del agua
ρ_{torre}	Densidad del agua de la torre
ρ_v	Densidad del vapor de agua

TERMINOLOGÍA

NTU	Número de Unidades de Transferencia
CCP	Central Cilíndrico Parabólico
HTF	Heat Transfer Fluid
SAM	System Advisor Model
SCA	Solar Concentrator Assembly
SCE	Elemento Colector Solar

ÍNDICE

1 ANTECEDENTES.....	13
1.1 INTRODUCCIÓN Y NECESIDAD DE ENERGÍAS RENOVABLES	13
1.2 GENERACIÓN POR TECNOLOGÍAS EN ESPAÑA.....	14
1.3 TIPO DE ENERGÍAS RENOVABLES Y USO EN ESPAÑA.....	15
1.4 INTRODUCCIÓN A LAS CENTRALES TERMOSOLARES.....	17
1.4.1 TIPOS DE PLANTAS TERMOSOLARES	17
1.4.2 VENTAJAS E INCONVENIENTES.....	20
1.5 CENTRALES TERMOSOLARES EN ESPAÑA	22
1.6 TORRES DE REFRIGERACIÓN EN PLANTAS TERMOSOLARES	23
1.6.1 TIPOS DE TORRES DE REFRIGERACIÓN.....	25
1.6.2 INNOVACIÓN TECNOLÓGICA EN LAS TORRES DE REFRIGERACIÓN	26
1.7 OBJETIVO	27
2 DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA TERMOSOLAR ENERSTAR-VILLENA . 29	
2.1 DESCRIPCION	29
2.2 CONFIGURACIÓN DE LA PLANTA.....	31
2.2.1 CAMPO SOLAR	31
2.2.2 BLOQUE DE POTENCIA	42
2.2.3 SISTEMA DE CONDENSACIÓN – REFRIGERACIÓN	45
2.3 CLIMA DE VILLENA E IDONEIDAD DE LA LOCALIZACIÓN	48
3 INTRODUCCIÓN A LA MODELIZACIÓN EN TORRES DE REFRIGERACIÓN	51
3.1 MÉTODO	51
3.1.1 ANÁLISIS DE UNA TORRE DE REFRIGERACIÓN	52
4 VALIDACIÓN DE LOS MODELOS DE TORRE DE REFRIGERACIÓN ..	61
4.1 MODELO TERMODINÁMICO A PARTIR DE DATOS DE CATÁLOGO	62
4.2 DATOS EXPERIMENTALES CENTRAL TERMOSOLAR ENERSTAR-VILLENA.....	69
4.3 COMPARATIVA MODELO DE CATÁLOGO CON DATOS EXPERIMENTALES (AL MEDIO DÍA)	75
4.4 COMPARATIVA MODELO DE CATÁLOGO CON DATOS EXPERIMENTALES (A LO LARGO DEL TIEMPO).....	78
4.5 SOBRE EL AGUA EVAPORADA.....	82
5 VALIDACIÓN DE LOS MODELOS DE TORRE DE REFRIGERACIÓN ..	87
5.1 MODELO TERMODINÁMICO A PARTIR DE DATOS DE CATÁLOGO	88

5.2	LEYES DE SEMEJANZA PARA VENTILADORES	90
5.2.1	PRIMERA LEY DE LOS SEMEJANTES (LEY DE CAUDALES):	90
5.2.2	SEGUNDA LEY DE LOS SEMEJANTES (LEY DE PRESIONES):	90
5.2.3	TERCERA LEY DE LOS SEMEJANTES (LEY DE POTENCIA):	90
6	CERTIFICADO DEL AHORRO ENERGÉTICO (CAE)	97
6.1	INTRODUCCIÓN	97
6.2	LA INFLUENCIA DEL CERTIFICADO EN PLANTAS TERMOSOLARES	98
6.3	FICHA IND240: DE IMPLANTACIÓN DE VARIADOR DE VELOCIDAD	99
6.3.1	APLICACIÓN DE LA FICHA IND240 PARA LOS DATOS DEL MODELO	100
6.3.2	HIPÓTESIS PLANTEADA PARA LA PONDERACIÓN DE FRECUENCIAS.....	102
6.4	CÁLCULO DEL TIEMPO DE RETORNO PARA LA INSTALACIÓN	108
7	CONCLUSIONES	113
8	BIBLIOGRAFÍA	115



CAPÍTULO 1

ANTECEDENTES

1 ANTECEDENTES

1.1 INTRODUCCIÓN Y NECESIDAD DE ENERGÍAS RENOVABLES

En el último siglo, la producción de energía eléctrica en España ha experimentado una evolución significativa. En las primeras décadas del siglo XX, esta producción se sustentaba principalmente en las centrales térmicas de carbón y en unos inicios de una red hidroeléctrica a partir de grandes embalses ubicados en la zona norte del país. A partir de los sesenta se contribuyó a diversificar esta producción de energía eléctrica incorporando la energía nuclear, aunque eso no evitó que continuaran las importaciones de petróleo y gas natural para hacer frente a la demanda energética del país, por lo que aún existía una dependencia de fuentes fósiles y tecnologías de alta huella de carbono.

Sin embargo, desde hace dos décadas el incremento de parques eólicos y plantas solares fotovoltaicas marcó el comienzo de una transición energética enfocada en la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero y asegurar una mayor autonomía energética. Estos cambios se deben al Plan Nacional Integrado de Energía y Clima (PNIEC) de España que junto con el “Green Deal” europeo establecen el objetivo de alcanzar un 74% de generación eléctrica procedente de fuentes renovables para 2030.

Actualmente, la demanda energética sigue creciendo debido al uso de los vehículos eléctricos y de procesos productivos digitalizados, lo cual remarca la urgencia de este despliegue de tecnologías limpias. Es fundamental para garantizar una estabilidad en el sistema eléctrico el fomento en la inversión de renovables, mejorar la flexibilidad de la red y potenciar las infraestructuras de almacenamiento para cumplir así con los compromisos climáticos acordados con las metas establecidas por la Unión Europea.

1.2 GENERACIÓN POR TECNOLOGÍAS EN ESPAÑA

España ha experimentado en estos últimos años una gran transformación en su mix de generación eléctrica, protagonizada principalmente por el crecimiento de las energías renovables. Entre 2020 y 2024, la producción renovable ha pasado de unos valores del 37'5% al 56'8% de la producción en 2024, teniendo la solar fotovoltaica un crecimiento del 5,5% al 17%.

Las principales fuentes de generación en España incluyen la hidroeléctrica, eólica, solar fotovoltaica y térmica, nuclear y los ciclos combinados de gas. La eliminación progresiva de las centrales de carbón y la inversión en fuentes limpias ha marcado la transición energética en España.

	2020	2021	2022	2023	2024
Hidráulica	34,00	29,50	31,07	25,27	34,91
Eólica	56,44	60,05	64,20	62,57	60,92
Solar fotovoltaica	15,67	21,15	43,03	37,33	44,52
Solar térmica	4,99	4,69	5,16	4,69	4,13
Nuclear	58,30	53,76	56,87	54,28	52,39
Ciclo combinado (gas)	69,74	45,86	64,32	46,05	35,76
Generación total	239,14	215,01	264,65	230,19	232,63

Tabla 1. Estructura de la generación por tecnologías (TWh) en España año 2020-2024

Estos datos muestran la transición que está produciéndose en España hacia fuentes limpias y disminución al mismo tiempo de la producción de energía con combustibles fósiles.

1.3 TIPO DE ENERGÍAS RENOVABLES Y USO EN ESPAÑA

España cuenta con una gran variedad de energías renovables que contribuyen al mix energético, reducir emisiones y garantizar el suministro. A continuación, los principales tipos según su fuente de energía:

- **Energía Hidráulica:** Aprovecha la fuerza del agua almacenada en embalses o en caudal de río para mover turbinas y generar electricidad. En España, es especialmente relevante en comunidades con cuencas amplias (Ebro, Duero) y permite también sistemas de bombeo para almacenar energía.
- **Energía Eólica:** Utiliza aerogeneradores para convertir la fuerza del viento en energía eléctrica. España es uno de los líderes europeos en potencia instalada, tanto en la península como en proyectos exteriores en fase de desarrollo, contribuyendo con más del 23,2 % de la producción eléctrica anual.
- **Energía solar fotovoltaica:** Transforma la radiación solar en electricidad mediante paneles fotovoltaicos. Se emplea en grandes plantas solares en desiertos interiores y en instalaciones distribuidas sobre tejados de viviendas, naves industriales y aparcamientos, dinamizando la generación descentralizada.

- **Energía solar termosolar (CSP):** Concentra los rayos del sol con espejos para calentar fluidos y generar vapor, que mueve turbinas. Destaca en Andalucía con plantas como Andasol o Gemasolar, que incluyen almacenamiento térmico para producir electricidad fuera de las horas de sol directo.
- **Biomasa y biogás:** Aprovechan residuos agrícolas, forestales o biogás de vertederos para producir calor o electricidad en plantas de cogeneración. Son clave en zonas rurales, donde suministran también calefacción a municipios y reducen la quema abierta de restos vegetales.
- **Energía geotérmica:** Extrae calor del subsuelo para calefacción, refrigeración y, en zonas con recursos más potentes, generación eléctrica. En España predominan proyectos de geotermia de baja temperatura para climatización de edificios públicos y complejos residenciales.
- **Energía mareomotriz y undimotriz:** Se basa en el movimiento de mareas y olas para generar electricidad. Aunque todavía está en fase experimental y de prototipos (Cantabria, Galicia), promete complementar eólica y solar con generación más predecible.

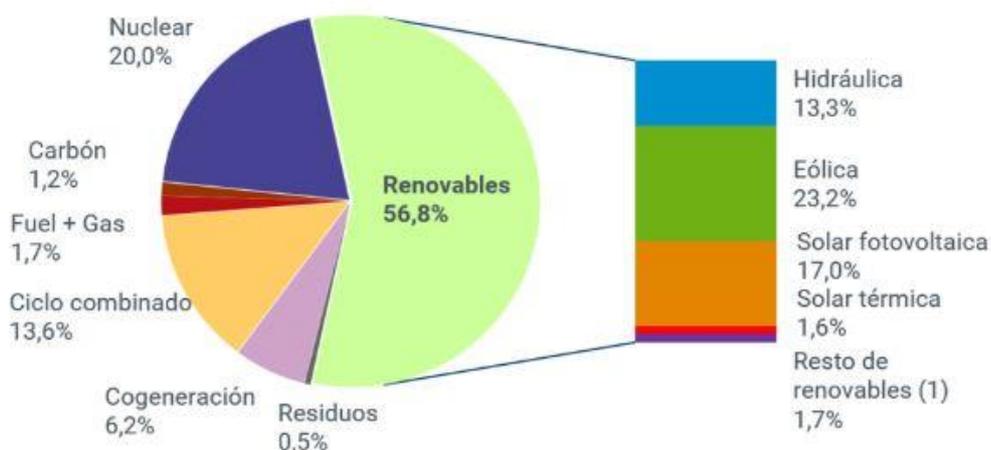


Figura 1. Generación de energía eléctrica en 2024 en España según REE

España ha logrado un reconocimiento internacional en producción de renovables en 2024 ya que estas aportaron el 56,8% de la electricidad total, la cifra más alta registrada hasta la fecha situando al país a la vanguardia europea en transición energética.

Aunque la termosolar representa una pequeña parte del mix eléctrico destaca por su valor estratégico dada su capacidad de almacenamiento energético aportando mayor estabilidad y firmeza al sistema eléctrico y al concentrar el 70% de la capacidad termosolar europea con más de 2.300 MW instalados en la península.

1.4 INTRODUCCIÓN A LAS CENTRALES TERMOSOLARES

Las centrales termosolares representan una tecnología energética basada en la transformación de la radiación solar en energía térmica de alta temperatura, la cual se emplea para generar electricidad. Estas concentran los rayos del sol mediante espejos o lentes para calentar un fluido portador hasta alcanzar temperaturas de trabajo. Este calor es empleado para producir vapor de agua en una caldera, que a su vez mueve turbinas acopladas a generadores eléctricos. Las centrales termosolares juegan un papel fundamental al ofrecer energía limpia, estable y gestionable, adaptándose a la creciente demanda eléctrica y apoyando la integración de otras energías renovables intermitentes.

1.4.1 TIPOS DE PLANTAS TERMOSOLARES

Existen varias configuraciones tecnológicas entre las plantas termosolares, estas son las principales:

Plantas de torre Central

Estas centrales cuentan con un gran campo de heliostatos que reflejan la radiación hacia un receptor situado en lo alto de la torre. En el receptor, un fluido portador alcanza temperaturas

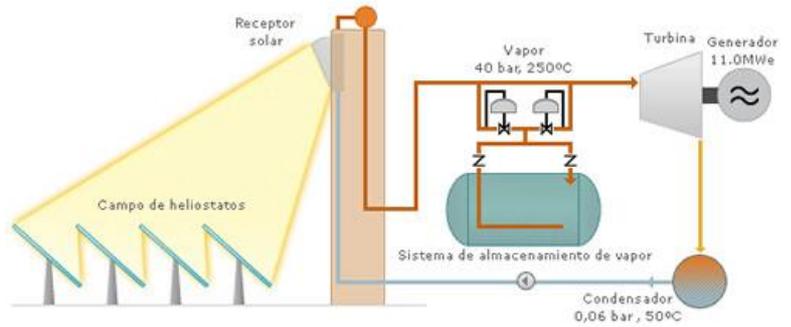


Figura 2. Planta de Torre central

de 700°C. Este calor se almacena en tanques de sales fundidas que permiten generar el vapor incluso sin irradiación directa, ofreciendo alta flexibilidad y producción continua. El vapor alimenta turbinas de vapor de ciclo Rankine, y en algunos diseños avanzados se implementan ciclos combinados de gas-vapor para incrementar la eficiencia global. Su gran escala y su capacidad de almacenamiento térmico las hacen ideales para redes con alta demanda nocturna o en horas punta. Tiene como principal inconveniente la gran inversión necesaria para su instalación y la necesidad de un terreno amplio y uniforme para el campo de heliostatos.

Plantas de colectores cilindro-parabólicos

Estas plantas utilizan filas de espejos curvados en forma de parábola que concentran la luz solar sobre un tubo receptor lineal ubicado en el foco. El fluido portador circula dentro de este tubo alcanzando temperaturas alrededor de los 500°C. El calor se transfiere luego a un ciclo de vapor convencional, que acciona turbinas eléctricas. Muchas instalaciones incorporan almacenamiento en sales fundidas, lo que permiten operación continua en este caso por tiempo limitado. Su diseño modular facilita la ampliación por fases y reduce el riesgo tecnológico. A pesar de ser menos eficiente que la torre central, el coste de la energía producida se compensa debido a la simplicidad de la instalación.

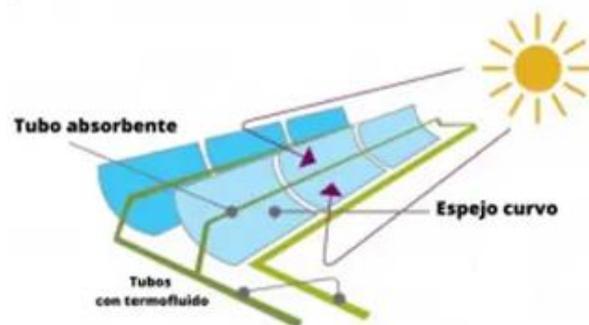


Figura 3. Colector cilindro-parabólico

Plantas de disco parabólico (Stirling)

Las centrales de disco parabólico utilizan reflectores esféricos de gran precisión que concentran la radiación solar en un punto focal, donde se sitúa un motor Stirling o un receptor de alta temperatura. Cada disco contiene un motor que convierte directamente la energía térmica en trabajo mecánico y, posteriormente, en electricidad mediante un generador. Se emplean principalmente en plantas de menor potencia debido al alto coste de los espejos y los motores Stirling que limitan estas plantas a proyectos limitados.

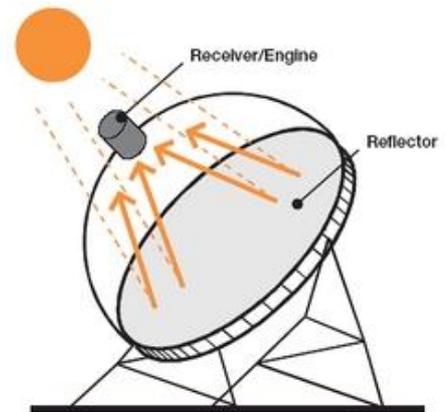


Figura 4. Disco parabólico (Stirling)

Plantas de colectores de canal lineal Fresnel

Para este último caso, los espejos son planos o ligeramente curvados, estos reflejan la luz hacia un receptor fijo situado en una estructura elevada. El fluido portador circula por tuberías situadas sobre dicha estructura, donde absorbe el calor concentrado. La principal ventaja de los sistemas Fresnel reside en su menor coste de fabricación y montaje, pero presentan una menor concentración óptica generando temperaturas de operación menores provocando una menor eficiencia térmica. Son instalaciones óptimas para regiones con alta irradiación directa y para proyectos de mediana escala.

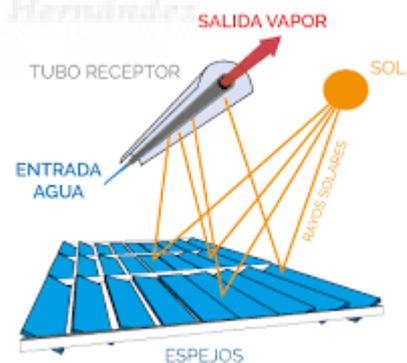


Figura 5. Colector de canal lineal (Fresnel)

1.4.2 VENTAJAS E INCONVENIENTES

Ventajas

Las plantas termosolares ofrecen unos beneficios que la hacen destacar como una tecnología estratégica en la producción en España.

- Capacidad de almacenamiento térmico: Permite generar electricidad durante horas sin irradiación directa, asegurando mayor estabilidad y capacidad de respuesta antes picos de demanda.
- Elevados rendimientos energéticos: España cuenta con un recurso solar significativo en zonas del sur y levante, esto favorece los factores de eficiencia de las plantas entre un 40% y 50%
- Desarrollo industrial y tecnológico: La madurez tecnológica adquirida en España al liderar proyectos de I+D y exportar estas ideas a otros países favorece a que las nuevas instalaciones puedan resultar más económica. Tecnologías como receptores con mayor eficiencia, sistemas híbridos con fotovoltaica e integración en redes de hidrógeno sitúan a este tipo de plantas en un pilar de la transición ecológica española.

Inconvenientes

A pesar de sus ventajas y futuro en cuanto a las energías renovables también tiene que superar una serie de desafíos.

- Elevada inversión: Para la construcción inicial de las plantas termosolares requieren de una gran inversión inicial, debido al elevado coste de la tecnología y el material que requieren.

- Terreno: Necesitan de terrenos extensos y que como principales características sean llanos y zonas soleadas para poder generar grandes cantidades de potencia. La tramitación para adquirir este tipo de terrenos suele dificultosa debido a todos los aspectos ambientales, agrícolas o turísticos.
- Mantenimiento: Dada la complejidad técnica de la instalación se requiere de personal especializado y protocolos rigurosos, pues cualquier fallo en la instalación, la vida útil de componentes importantes puede generar costes elevados.
- Climas extremos: La frecuencia cada vez mayor de olas de calor o lluvias intensas provoca una bajada de rendimiento y deteriora el estado de los sistemas.

En conclusión, las plantas termosolares se perfilan como una tecnología clave en la estrategia por garantizar una energía limpia. Su desarrollo ha impulsado el sector industrial nacional y la exportación de ideas al extranjero. Sin embargo, su viabilidad de cara al futuro dependerá de la reducción de los costes en sus instalaciones y la optimización del terreno.

El desafío para las termosolares será mantener el liderazgo frente a la rápida expansión de la fotovoltaica y del almacenamiento eléctrico, su avance en cuanto a esta tecnología ha conseguido grandes ahorros en la producción de electricidad solar. Para lograrlo debe evolucionar hacia sistemas híbridos y aplicar innovaciones en receptores de mayor eficiencia y mejores materiales que se adapten a temperaturas extremas y fluctuaciones meteorológicas presentes.

1.5 CENTRALES TERMOSOLARES EN ESPAÑA

Actualmente, España cuenta con cuarenta y nueve centrales repartidas por el sur y el levante español, logrando cada año datos de producción más relevantes, predominan entre ellas las plantas de torre central, colectores cilindro-parabólico y colectores Fresnel, logrando una capacidad acumulada superior a 2.300 MW.

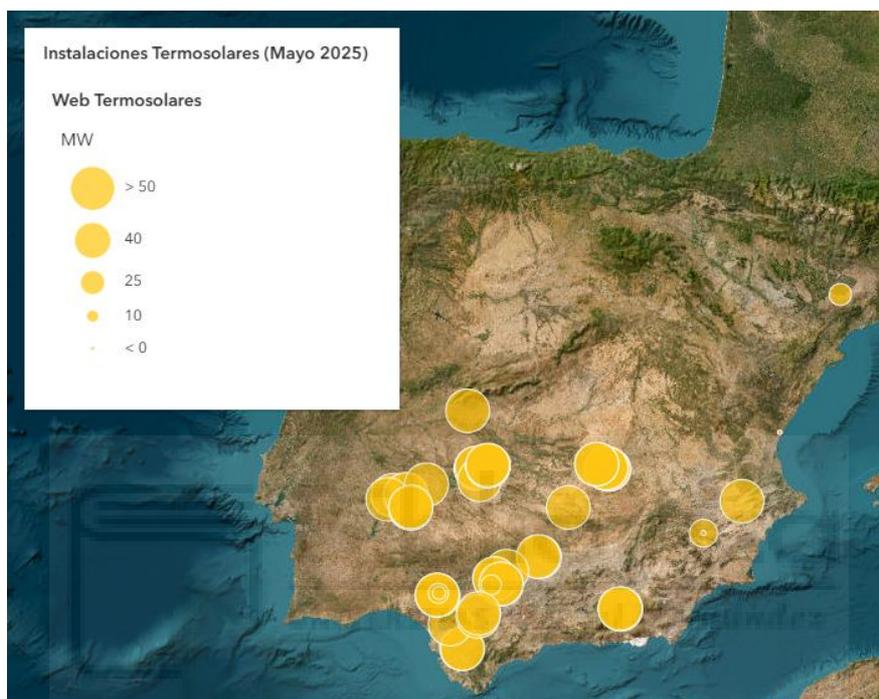


Figura 6. Ubicación de las plantas termosolares en España (mayo 2025)

Andalucía es el principal foco de concentración de este tipo de plantas. Andasol cuenta con tres plantas de 50 MW que generan alrededor de 165 GWh/año aprovechando radiaciones que superan los 2.130 kWh/m²a y con un almacenamiento térmico que logra casi ocho horas de respaldo nocturno. Otra de las instalaciones andaluzas es Solnova con cuatro módulos con la misma potencia y con un almacenamiento térmico similar generan entre 95 y 105 GWh por planta combinadas con dos torres de 11MW y 20MW respectivamente que en su caso logran anualmente hasta 48 GWh. Se sitúan en Cádiz dos centrales gemelas, Valle 1 y 2, y Arcosol de 50 MW productoras de casi 160 GWh cada una, son un claro ejemplo de reducción CO₂ con más de 90.000 toneladas anuales. Por último, se encuentra la instalación de torre central de Gemasolar con 310.000 m² de heliostatos, generando 100 GWh anuales y hasta 15 h de almacenamiento térmico.

En la zona de Extremadura se distingue la central de Extresol que gracias a una irradiación de 2.000 kWh/m²a acumula con tres bloques 150 MW que generan hasta 160 GWh cada uno y con una capacidad térmica similar a la de Andasol. También en esta zona se cuenta con las instalaciones de La Risca, Olivenza y Orellana con módulos de 50 MW que producen alrededor de 105-110 GWh al año.

Similares a estas últimas son las ubicadas en Castilla-La Mancha, Manchasol 1 y 2, Solacor 1 y 2, Solaben 3, Termollano y las plantas de Palma de Río, con la diferencia de que logran una producción mayor hasta alcanzar los 145 GWh con almacenamiento térmico de 7h.

Por último, mencionar entre las que hay situadas en la zona de levante la instalación en Villena, de la cual trata este trabajo, con 50 MW y una producción de 110 GWh sin almacenamiento térmico.

Según estudios de Protermosolar se estima alcanzar un potencial de 36,8 GW si logran integrarse nuevas plantas y aplicaciones industriales, situando esta tecnología como principal agente de la descarbonización y del desarrollo tecnológico buscando un modelo energético del 100% renovable.

1.6 TORRES DE REFRIGERACIÓN EN PLANTAS TERMOSOLARES

Las torres de refrigeración tienen un papel esencial para garantizar un buen funcionamiento y alta eficiencia del ciclo térmico en la planta. El ciclo Rankine en una planta termosolar consiste en la concentración de la radiación solar mediante los campos de captadores, el fluido a través de estos campos adquiere temperaturas de hasta 400°C generando vapor. Este vapor mueve una turbina que genera electricidad, el problema surge que al abandonar la turbina ese vapor aún conserva calor latente y sensible que hay que extraerlo del ciclo.

Este calor presente a la salida de la turbina de mantenerse provocaría una reducción de la energía producida al no condensarse ese vapor al completo debido a su temperatura. Para resolver ese problema están las torres de refrigeración, estas se encargan de extraer el calor residual del agua de condensación y devolverla al condensador a una temperatura óptima. Con esto se consigue mantener la presión de vacío en el condensador, logrando una mayor diferencia de presión a su paso por la turbina y aumentando la producción de energía.

El funcionamiento de las torres húmedas se caracteriza por el enfriamiento por evaporación. El agua caliente procedente del condensador se distribuye sobre un relleno que aumenta el área de contacto con el aire. A través de este relleno se impulsa aire mediante ventiladores en torres de tiro inducido, o de forma natural en las de tiro natural, provocando la evaporación de parte del agua. Este vapor extraído genera una pérdida de energía en el resto del caudal que se enfría y regresa al condensador reiniciando el ciclo.

Esta reducción de la temperatura del agua a la entrada del condensador es crucial para incrementar la eficiencia global del ciclo Rankine, eso se traduce en un aumento de la energía producida y en ahorros de consumo para su producción. Otro aspecto crítico en las torres húmedas es el consumo de agua, con sus repercusiones medioambientales y económicas, para remediar estos desafíos se implementan sistemas de recirculación, filtrado del agua y tecnologías híbridas (húmedo-seco). Estas soluciones permiten minimizar el consumo de agua con el fin de mantener la eficiencia evaporativa en momentos de baja demanda.

En resumen, las torres de refrigeración son una parte vital del sistema de disipación de calor en las plantas termosolares. Su presencia es fundamental para mantener bajas temperaturas de condensación, lograr una mayor eficiencia térmica y garantizar una continuidad operativa. Su diseño puede determinar que la planta tenga una sostenibilidad hídrica y una reducción del impacto ambiental, situando este tipo de estructuras en piezas clave entre las fuentes de energías renovables.

1.6.1 TIPOS DE TORRES DE REFRIGERACIÓN

En función del emplazamiento, clima y recursos hídricos disponibles encontramos distintos tipos de torres de refrigeración:

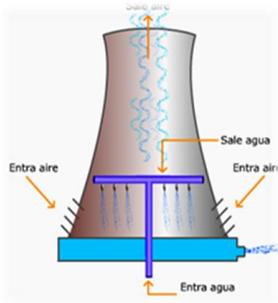


Figura 7. Torre de tiro natural

- Torre de tiro natural: Aprovecha la diferencia de densidad entre el aire caliente interior y el frío exterior para impulsar el flujo sin ventiladores. Este tipo de torres requieren de un gran espacio y tener una altura por encima de los 100 metros lo que encarece su inversión. En cambio, al tener un consumo eléctrico y mantenimiento bajo hacen que este tipo de torres sean duraderas y eficientes.

- Torre de tiro inducido: Cuenta con ventiladores en la parte superior que extraen el aire caliente del interior, generando un flujo constante y controlable. En este caso las torres no necesitan tanta altura, eso junto al bajo consumo de los ventiladores se traduce en una huella reducida y un equilibrio entre eficiencia y coste.

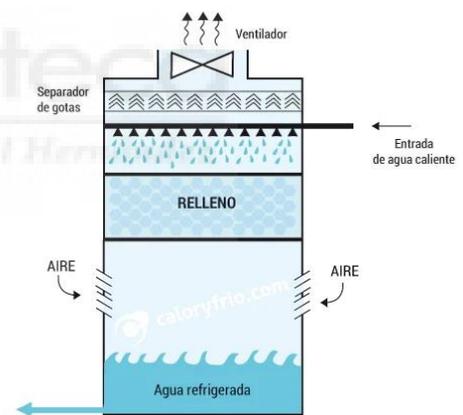


Figura 8. Torre de tiro inducido

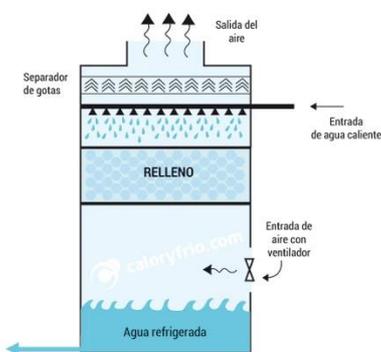


Figura 9. Torre de tiro forzado

- Torre de tiro forzado: Esta vez los ventiladores se sitúan en la base de la torre, impulsando aire hacia arriba a través del relleno. Al igual que las de tiro inducido no necesitan mucha altura, no obstante, presenta el problema de mayor complejidad en la instalación y en los niveles de ruido.

- Sistemas de refrigeración seco: Utiliza intercambiadores aire-agua tipo radiador, por ellos circula el agua de condensación mientras el aire forzado retira el calor por convección. Por un lado, reduce al mínimo el consumo de agua, pero provoca temperaturas de condensación más altas, lo que se traduce en una reducción de la eficiencia térmica.

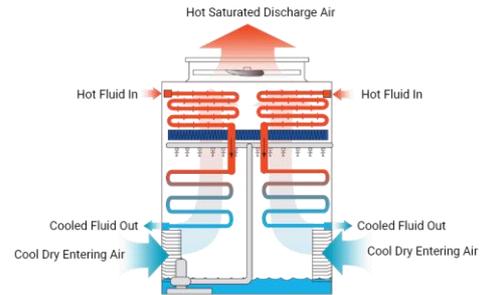


Figura 10. Torre de refrigeración en seco

- Torre híbrida húmedo-seco: Combina dos modos con la finalidad de adaptarse a condiciones cambiantes. En el modo húmedo maximiza la eficiencia evaporativa, y en modo seco, opta por el ahorro de agua. Adopta su forma de trabajar teniendo en cuenta la disponibilidad hídrica y la temperatura del exterior buscando un equilibrio entre rendimiento y sostenibilidad.

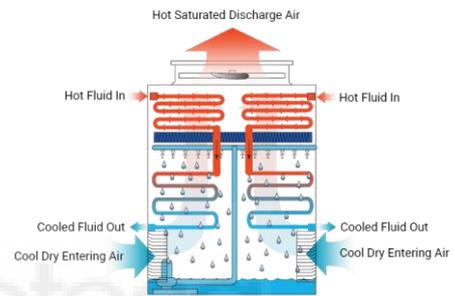


Figura 11. Torre híbrida húmedo-seco

1.6.2 INNOVACIÓN TECNOLÓGICA EN LAS TORRES DE REFRIGERACIÓN

En España, la innovación tecnológica en las torres de refrigeración ha logrado un impulso gracias al liderazgo en la industria termosolar y con la colaboración de centros I+D y universidades.

El desarrollo de rellenos cerámicos y polímeros de nueva generación ha mejorado la resistencia mecánica y la transferencia de calor. Estos rellenos maximizan el intercambio térmico y reduce las ozonas de estancamiento, minimizando la proliferación de biofilm.

Otro avance importante ha sido la incorporación de ventiladores de velocidad variable gestionados mediante IA. Esta genera algoritmos predictivos que ajustan el caudal de aire en función de datos meteorológicos y de operación en tiempo real, logrando así ahorros energéticos de un 25% durante el enfriamiento.

Con vistas al futuro, en España se investiga la integración de paneles fotovoltaicos en las cubiertas de las torres para alimentar ventiladores y sistemas de control, además de recubrimientos nanométricos autolimpiables. Con todo esto se busca que las torres de refrigeración logran cada día mayor autonomía y sostenibilidad enfocada en los planes para las energías renovables de 2030.

1.7 OBJETIVO

El objetivo principal de este proyecto es el funcionamiento de la torre de refrigeración en la central termosolar Villena-Enerstar. Para llegar a ese objetivo tendremos que cumplir unos objetivos secundarios que nos lleven a la conclusión final, partimos de estudiaremos las necesidades de la planta para su funcionamiento en su estado actual con los datos aportados de la central (caudales, temperaturas, intensidades, potencias, etc.) realizando una comparativa entre distintos modelos matemáticos para obtener la característica termodinámica de la torre, una vez determinado cuál de los modelos se adapta mejor a nuestro Trabajo de Fin de Grado validaremos los resultados mediante los datos reales aportados por ESINDUS, y a partir de ello propondremos formas de optimizar y mejorar la instalación mediante innovación tecnológica, implementando a los dos ventiladores restantes variadores de frecuencia que mejoren el rendimiento de la instalación y su eficiencia generando un ahorro energético en la instalación que tendremos que validar con el Certificado de Ahorro Energético para, finalmente, estudiar el tiempo de amortización que tendremos para la mejora de la instalación en función del precio de venta del CAES y del precio de venta de la energía.



CAPÍTULO 2

DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA TERMOSOLAR ENERSTAR-VILLENA

2 DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA TERMOSOLAR ENERSTAR-VILLENA

2.1 DESCRIPCION

Para la realización del presente trabajo final de grado se ha elegido la central termosolar del tipo CCP Enerstar-Villena con la que el Grupo de Investigación de Ingeniería Energética (GIIE) del Instituto de Investigación de Ingeniería del Elche (I3E) 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. Además de esta descripción, se puede encontrar información más detallada en el trabajo de Portales, R. (2025).



Figura 12. Distribución de los sub-campos solares de la planta Enerstar-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 (km²)	2.1

Tabla 2. Datos genéricos de la planta Enerstar-Villena.



Figura 13. Plano de los subsistemas principales de la planta Enerstar-Villena

2.2 CONFIGURACIÓN DE LA PLANTA

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

2.2.1 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 339.506 m² dividida en 5 subcampos solares, ver la Figura . 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.

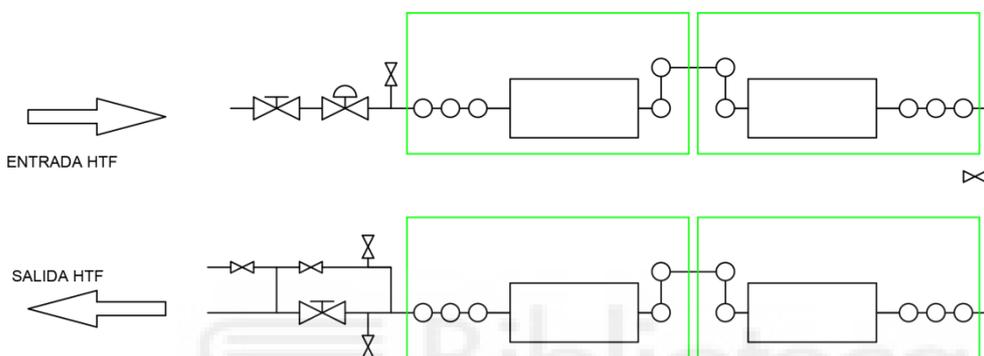


Figura 14. Configuración de un lazo constituido por 4 SCAs

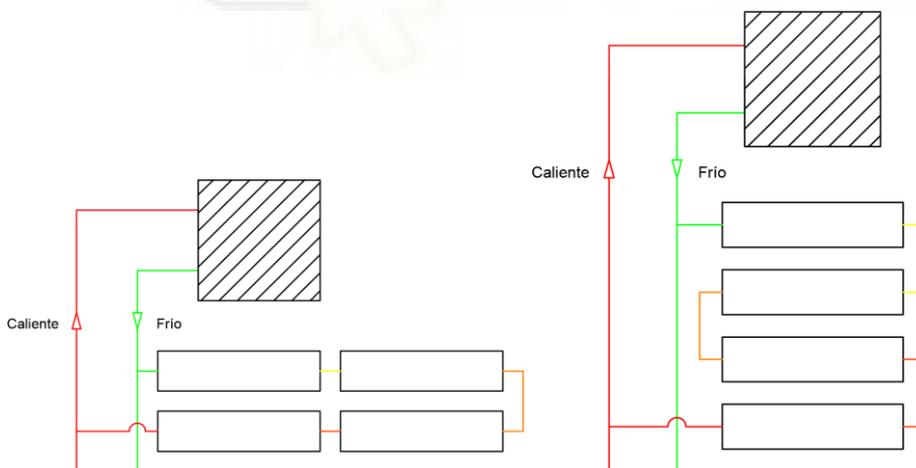


Figura 15. Opciones de configuración de un lazo constituido por 4 SCAs. Izquierda, lazo en U. Derecha lazo en W

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 16. Fotografía del campo solar de la central Enerstar Villena

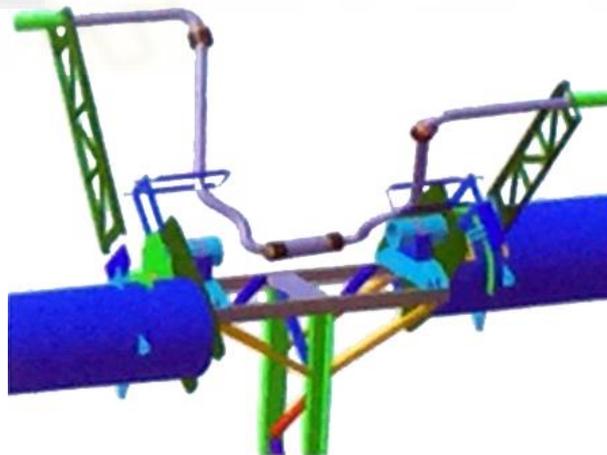


Figura 17. Detalles de Unión fija y móvil con rótulas: 3 rótulas (fija-móvil-dilatación)

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.

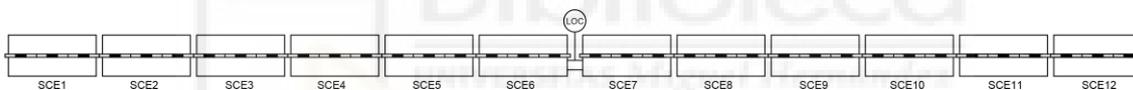


Figura 18. Conexión de Solar Collector Element (Elemento Colector Solar) SCE



Figura 19. 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 20. Identificación de espejos en el Solar Collector Element (Elemento Colector Solar) SCE

La tabla 3 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 3. 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 MWel NOORo I y 200 MWel NOORo II implementan sus colectores cilindro-parabólicos 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.

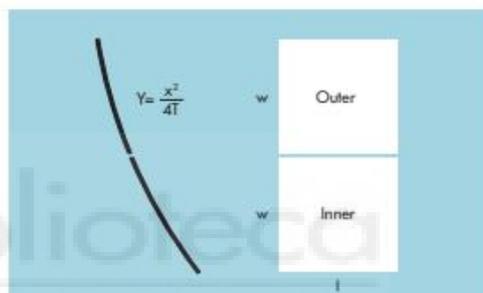


Solar Mirrors for Concentrating Solar Power (CSP)

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	$1570^{+3}_-1 \times 1400^{-1}_-1$
	Outer	$1570^{+3}_-1 \times 1324^{-1}_-1$
RP 3 L T=1710 mm	Inner	$1700^{+3}_-1 \times 1641^{-1}_-1$
	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

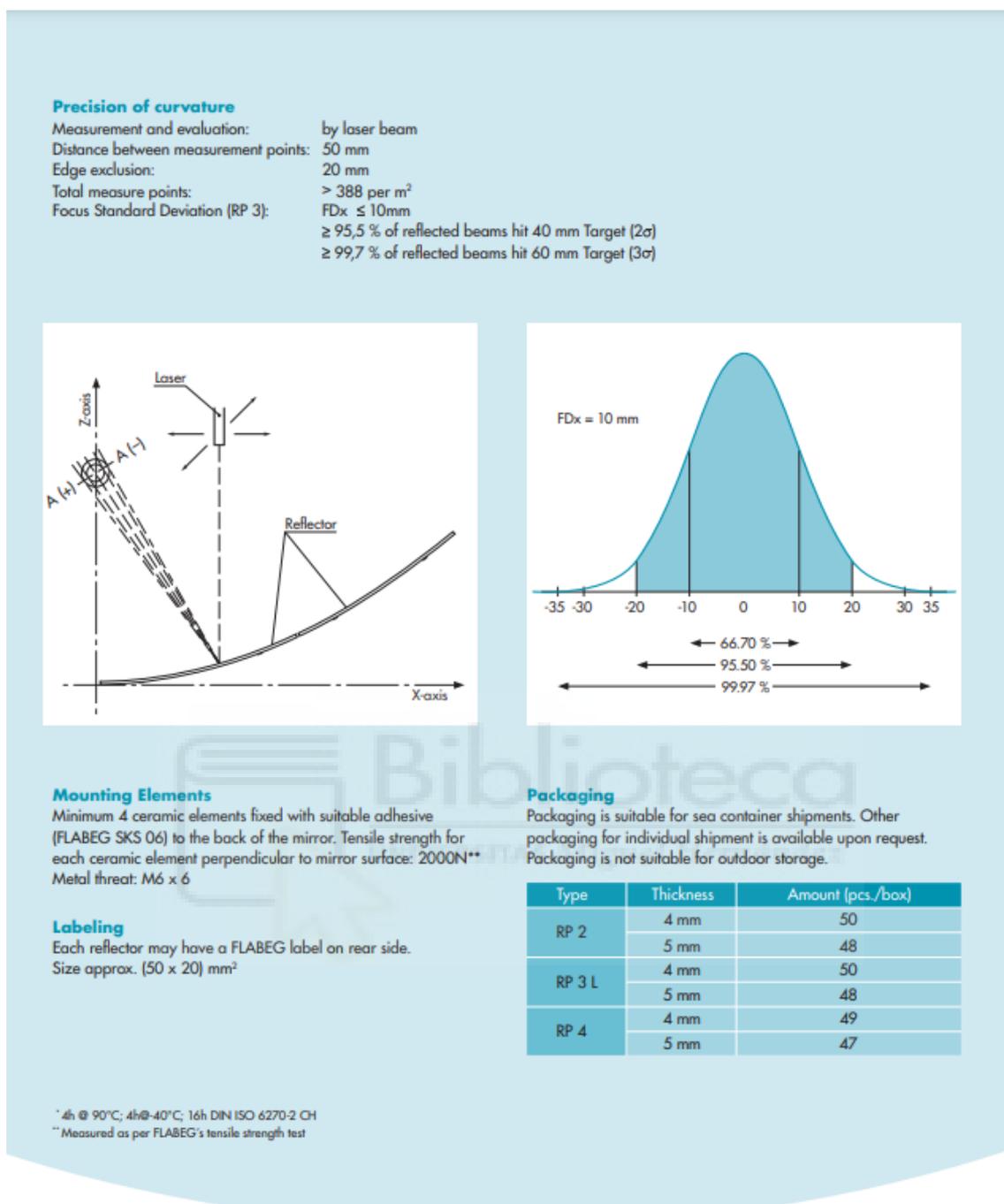


Figura 21. Ficha técnica del espejo RP3 de Flabeg

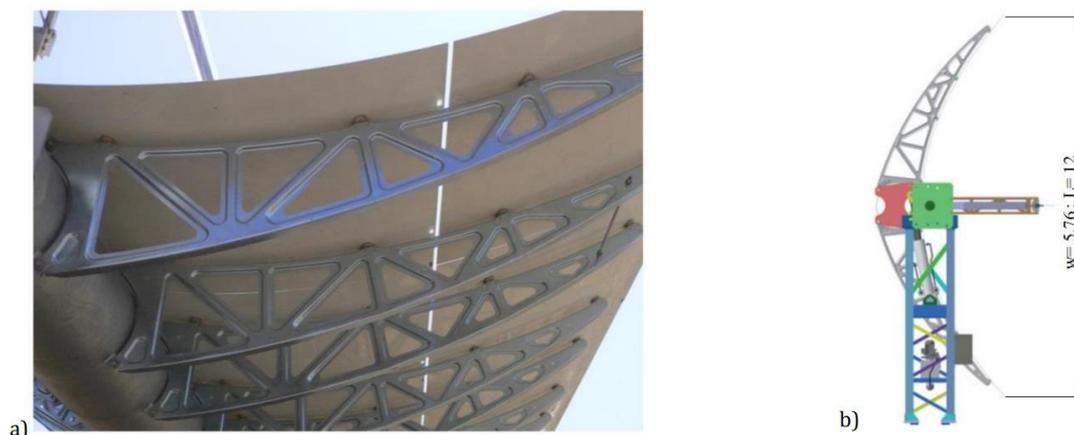


Figura 22. Imagen y esquema del colector SenerTrough (SNT-1), Fredriksson (2019)

Campo solar (Receptor)

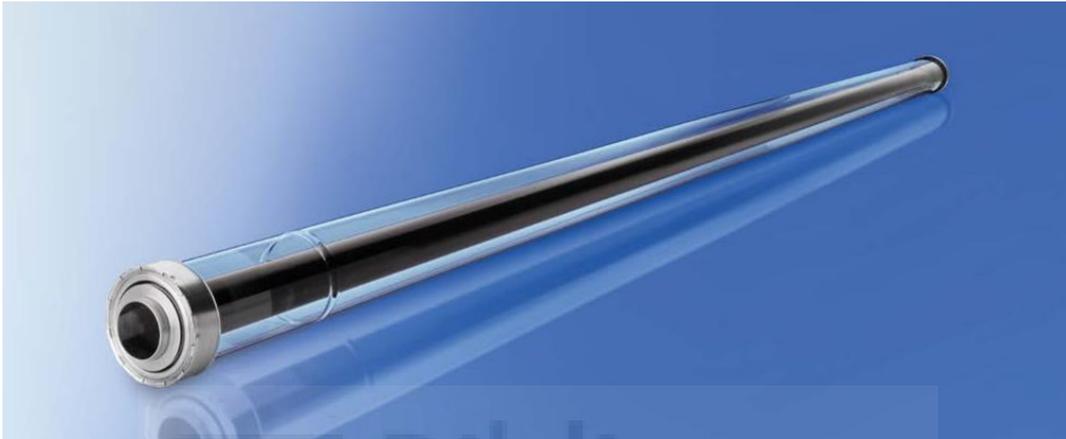
Receiver Working Fluid	Thermal Oil
Receiver Working Fluid Category	Thermal oil/organics
Solar Field or Receiver Inlet Temperature (C)	293°C
Solar Field or Receiver Outlet Temperature (C)	393°C
Receiver Manufacturer	Schott, Germany
Receiver Model	PTR 70

Tabla 4. Características del receptor y fluido térmico.

En relación con el 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"> $\alpha_{\text{iso}} \geq 95.5\%$ $\alpha_{\text{atm}} \geq 96\%$ • 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

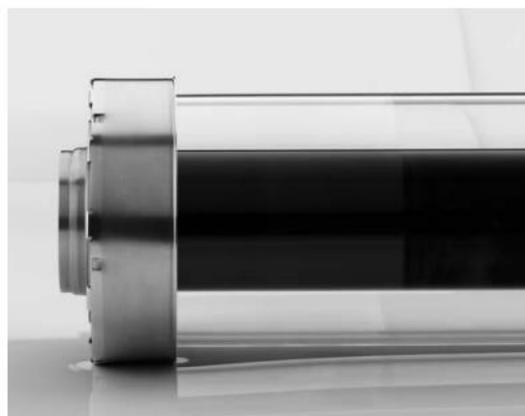
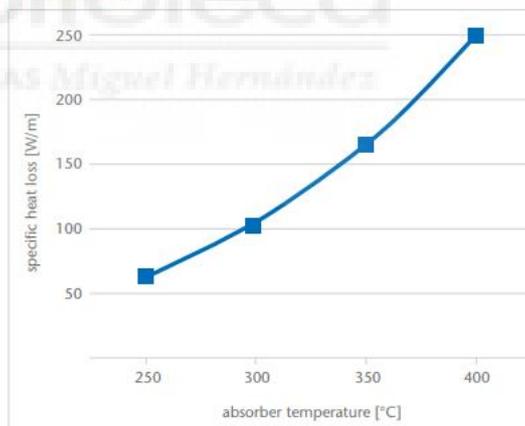


Figura 23. Ficha técnica del receptor Schott PTR 70

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.

¹SETA

²C.O.C.

³ASTM E659-78

Figura 24. Ficha técnica del fluido térmico (HTF) DOWTHERM A

2.2.2 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.

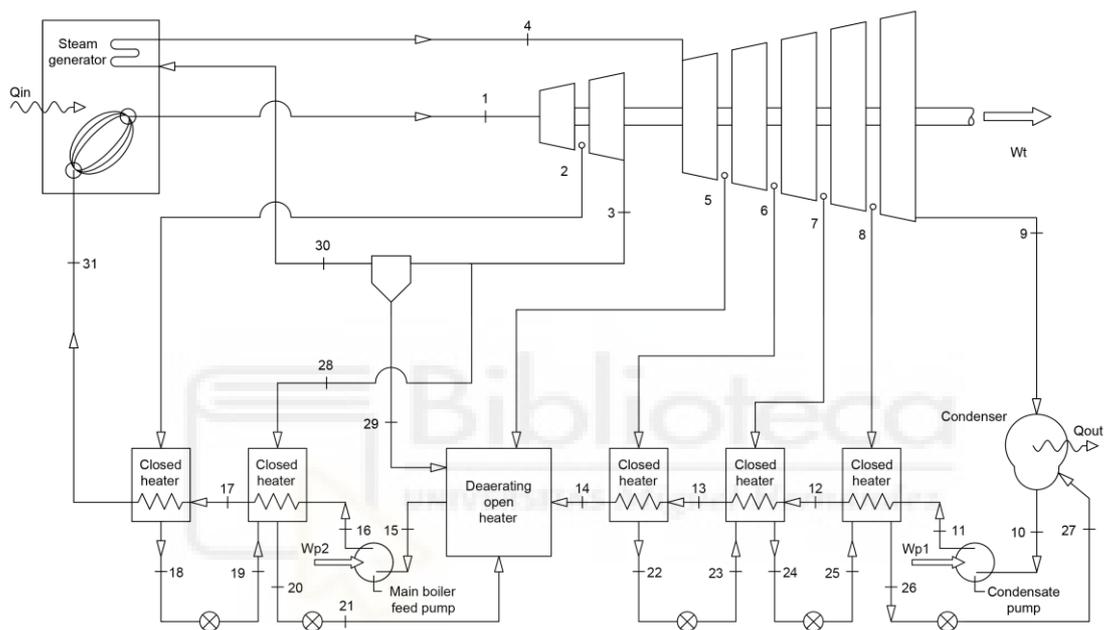


Figura 25. Esquema simplificado del ciclo de Rankine empleado en la Planta Enerstar-Villena

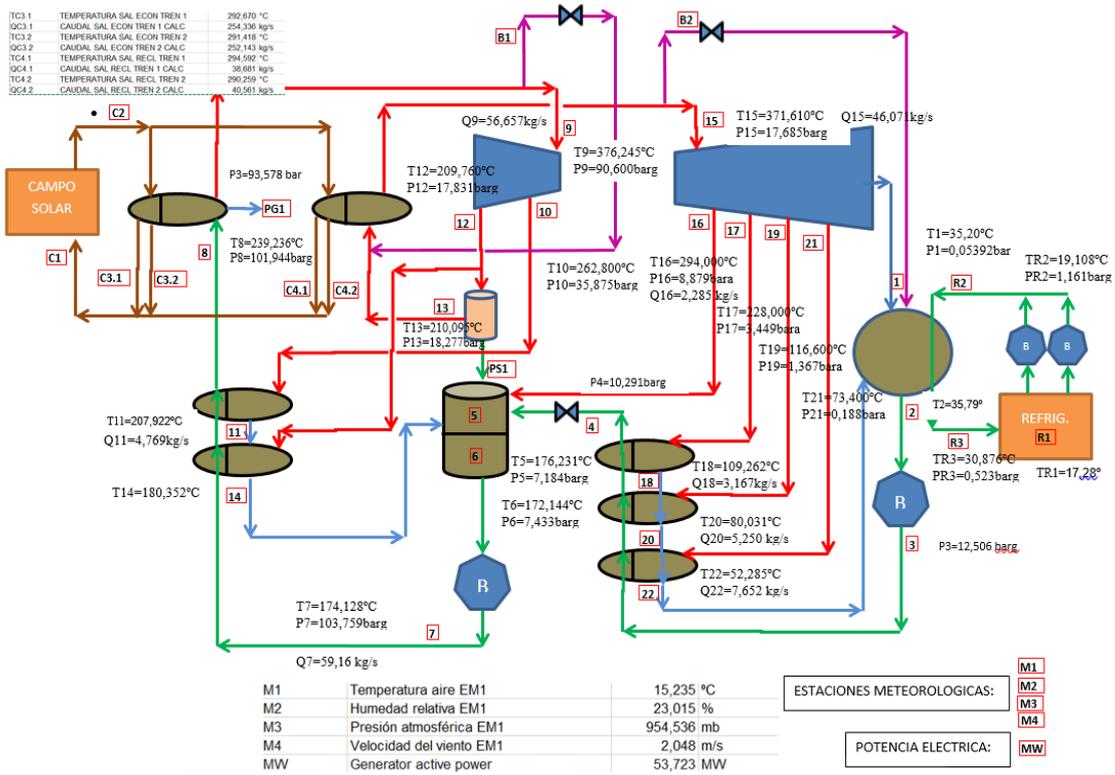


Figura 26. Esquema con datos reales de funcionamiento registrado en el sistema de adquisición de datos de la planta la Planta Enerstar-Villena

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 5. Características del ciclo de potencia

2.2.3 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 27. Imagen de la torre de refrigeración de la planta la Planta Enerstar-Villena. Marca ESINDUS

CAPÍTULO 2: DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA TERMOSOLAR ENERSTAR-VILLENA

UTE FFC Industrial - Seridom	Prep. By: MILL Chkd. By: DCC Approved: GLO Date: 16-dic-11	AMA AMA AMA 17-dic-11	AMA AMA AMA 29/01/2013	AMA AMA AMA 30/01/2013		
	Issue: REV. 0	REV. 1	REV. 2	RE V,3		
	COOLING TOWER DATA SHEET					
	Client: UTE TERMOSOLAR VILLENA Project Title: Termosolar Villena Project Number // Document Code: 16871 // VILLENA-PL-DO-IMC-HD-060-00B Installation Location and Address: Villena (Alicante) PID number: VILLENA-PL-DO-JPR-PL-132 Unit Service: Cooling Tower, 1 x 3 Cells. Size & Type: Induced Draft. Type of Tower: Equipment Tag N°: 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:						
One or Two Speed Type Motor (Open, TEFC, XP):						
Absorbed/Rated Horsepower Service Factor:						
Nominal Velocity Efficiency at Nominal Load:						
Isolation Cooling:						
FAN DATA		FAN DATA		FAN DATA		
Manufacturer Number per Cell:						
Blades per Fan / Diameter One or Two Speed:						
Tip Speed Volume Flow per Fan:						
Design Static Pressure Design Velocity Pressure:						
Power / Fan Incl. Gear Losses Total Power Input:						
Design Exit Temperature Total Efficiency:						
MATERIALS		MATERIALS		MATERIALS		
Structural Members Non-Structural Members:						
Basin → Hot Cold:						
Drift Eliminators/Spacers Sliding:						
Fill Filling Supporting Structure:						
Inlet Louvers Hardware/Joint Connectors:						
Drive-Shaft/Coupling Distribution Header/Nozzles:						
Anchor Casting Motor and Gear Support:						
Ladder, Safety Cage, Handrail, Toe Board:						
Fan Fan Blades Fan Stack:						
GEAR		GEAR		GEAR		
Type Model Number Manufacturer:						
Speed Ratio AGMA Service Factor:						
COUPLING		COUPLING		COUPLING		
Type Model Number Manufacturer:						
Rated HP / RPM:						
TOWER DATA		TOWER DATA		TOWER DATA		
Number of Cells Power Absorbed by the Tower:						
Overall Dimensions → Length Width:						
Required Basin Dimensions → Length Width:						
Tower Height Basin Depth (Curb to Floor):						
Height → Fan Deck Above Curb Fan Stack:						
Head Above Curb → Static Pump Total Dynamic:						
Stuffing Box ID Depth:						
Shipping Weight Cubage:						
Return Connections → Number Size:						
Drift Loss, % of Circulation:						
FILL DATA		FILL DATA		FILL DATA		
Description Type:						
Height Thickness:						
Length Width:						
Air Travel (Counter Flow) Effective Cooling Area:						
Spacing → Vertical Horizontal:						
Filling supporting material Dimensions:						
Water Unit area:						
Maximum temperature Settling Solids:						
Fire Propagation Ratio:						
L / G (Total) at Design:						
NOZZLE SCHEDULE (Total):		NOZZLE SCHEDULE (Total):		NOZZLE SCHEDULE (Total):		
Water Inlet:						
Water Outlet:						
Drain:						
Overflow:						
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 28. 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	Installation type	: Induced Draught
Air flow	: 620,2 [m³/s]	Mounting orientation	: vertical shaft; hub at outlet
Fan Static Pressure	: 152,8 [Pa]	Fan inlet shape	: Bell, L/D = 0.15
Inlet temperature	: 33,5 [°C]	Diffusor length	: 350 [mm]
Air density	: 1,056 [kg/m³]	Diffusor cone angle	: 7,5 [°]
Fan diameter	: 32 [ft]	No extra obstacles calculated	
Fan blade type	: ENF		
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.			
Sound power spectrum			
Impeller Sound Power Level	: 107,4 [dB(A)]	Octave	PWL PWL(A) Tolerance
Sound due to inlet shape	: 0,0 [dB(A)]	[Hz]	[dB] [dB(A)] [dB]
Sound due to inlet obstacles	: 0,0 [dB(A)]	63	112,5 86,3 5
Sound due to outlet obstacles	: 0,0 [dB(A)]	125	112,5 96,4 3
Total Sound Power Level	: 107,4 [dB(A)]	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 29. Ficha técnica del ventilador empleado en la torre de refrigeración

2.3 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 6. 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 3

MODELIZACIÓN DE LAS TORRES DE REFRIGERACIÓN

3 INTRODUCCIÓN A LA MODELIZACIÓN EN TORRES DE REFRIGERACIÓN

3.1 MÉTODO

La modelización del proceso de enfriamiento evaporativo en torres de refrigeración se emplea con distintos fines. En la fase de fabricación se utiliza para el diseño y dimensionado de los elementos principales de la torre como son el relleno, el sistema de distribución de agua o la selección del ventilador. En la comercialización, los modelos se utilizan para la selección de los equipos disponibles en catálogos permitiendo contemplar condiciones de funcionamiento diferentes a las nominales. Y para el proyectista, la necesidad de disponer de modelos de torres se justifica en la integración de estos equipos en una instalación general y las implicaciones energéticas que se derivan. En este capítulo se estudia la influencia que tiene la instalación de un separador de gotas en el comportamiento térmico de la torre de refrigeración. Una revisión de modelos se puede encontrar en Hernández [2003] que los clasifica en globales, locales y puntuales. Como modelos globales describe aquellos que recogen únicamente información de las variables de entrada y salida de los equipos. Como modelos locales incluye aquellos que analizan el intercambio de masa y energía entre agua y aire en el interior del equipo dividiéndolo en distintos elementos. Y como modelos puntuales considera a aquellos que analizan los

fenómenos físicos de evaporación y transferencia de calor a nivel de detalle, considerando el spray o la geometría del relleno. Este análisis puntual es el que se está desarrollando con más profusión en los últimos tiempos debido al desarrollo de códigos CFD. El análisis empleado en este capítulo parte de una perspectiva local, para evolucionar mediante hipótesis a un modelo global.

3.1.1 ANÁLISIS DE UNA TORRE DE REFRIGERACIÓN

La Figura 30 muestra un diagrama esquemático de una torre de refrigeración a contracorriente donde aparecen las corrientes de aire y agua, así como las principales variables empleadas en el análisis. El desarrollo de las ecuaciones de conservación que gobiernan la transferencia de calor y masa entre la corriente de aire húmedo y la de agua que circulan por el interior de una torre de refrigeración se describe en Pinazo [1985], si bien, la notación empleada aquí deriva de Kuehn et al. [1998] por ser más compacta y mantener la notación establecida en Termodinámica en lo relativo a las entalpías. En Poppe [1991] y Kloppers y Kröger [2005] se muestran las ecuaciones detalladas incluyendo la posibilidad de la saturación del aire.

El modelo empleado en este trabajo es unidimensional considerando el siguiente conjunto de hipótesis:

- la transferencia de calor y masa únicamente es en la dirección normal a los flujos;
- se desprecia la transferencia de calor y masa a través de las paredes al exterior;
- se desprecia la energía aportada por ventiladores, en caso de existir;

- se consideran los calores específicos del agua y aire seco constantes;
- coeficientes de transferencia de calor y masa constantes a lo largo de la torre;
- valor de número de Lewis constante a lo largo de la torre;
- agua perdida por arrastre despreciable;
- propiedades del agua y aire uniformes en cada sección transversal de la torre; y
- sección transversal de la torre uniforme.

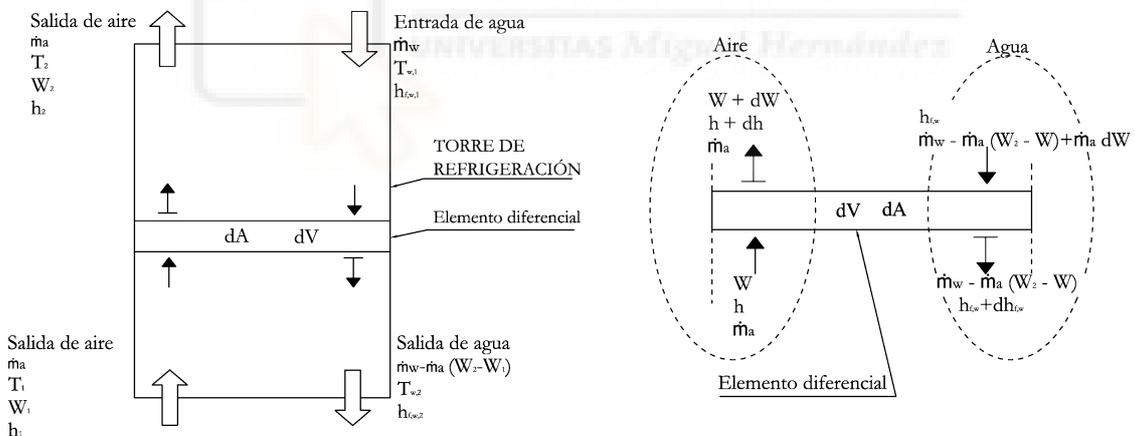


Figura 30. Diagrama esquemático de una torre de refrigeración a contracorriente

Planteando el principio de conservación de la energía en régimen estacionario para el volumen de control mostrado en la figura: (Fig. 30), se obtiene

$$\dot{m}_a \cdot h + ((\dot{m}_w - \dot{m}_a(W_2 - W) + \dot{m}_a dW)h_{f,w}) = \dot{m}_a \cdot (h + dh) + ((\dot{m}_w - \dot{m}_a(W_2 - W)) \cdot (h_{f,w} + dh_{f,w})) \quad (3.1)$$

de donde:

$$\dot{m}_a \cdot dh = -(\dot{m}_w - \dot{m}_a(W_2 - W)) \cdot dh_{f,w} + \dot{m}_a \cdot dW \cdot h_{f,w}. \quad (3.2)$$

La energía transferida por convección del agua al aire, junto con la necesaria para el cambio de estado del agua evaporada se extrae de la variación de energía de la corriente de agua al enfriarse. Mostrando el caso en que la temperatura del agua es superior a la temperatura del aire, para una mejor comprensión de las ecuaciones, se llega a:

$$\underbrace{-(\dot{m}_w - \dot{m}_a(W_2 - W)) \cdot dh_{f,w}}_{\text{Variación de entalpía del agua}} = \underbrace{h_C \cdot A_V \cdot dV \cdot (T_w - T)}_{\text{Calor Sensible}} + \underbrace{h_D \cdot A_V \cdot dV \cdot (W_{s,w} - W) \cdot h_{fg,w}}_{\text{Calor Latente}} \quad (3.3)$$

y la transferencia de masa en el lado del aire queda como:

$$\dot{m}_a \cdot dW = h_D \cdot A_V \cdot dV \cdot (W_{s,w} - W). \quad (3.4)$$

El número de unidades de transferencia (NTU) se define como:

$$NTU = \frac{1}{\dot{m}_a} \cdot \int_{ent}^{sal} h_D \cdot A_V \cdot dV = \int_{ent}^{sal} \frac{dW}{(W_{s,w} - W)}. \quad (3.5)$$

Otro parámetro habitualmente utilizado para representar el comportamiento térmico de la torre es la Característica Termodinámica de la torre (CT), que se define como:

$$CT = \frac{h_D \cdot A_V \cdot V}{\dot{m}_w} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_w} \cdot NTU \quad (3.6)$$

Hay que señalar que la definición del Número de Unidades de Transferencia (NTU) y de la Característica Termodinámica de la torre (CT) no es homogénea en la literatura intercambiando ambos términos. Por ejemplo, lo que la Ecuación (3.6) define como Característica Termodinámica, en ASHRAE [2004] aparece como NTU y otras fuentes directamente trabajan con el término (kAV/L) . En este capítulo se ha tomado como referencia las definiciones que se encuentran en Pinazo [1985].

A través de la Característica Termodinámica de la torre se puede comparar el comportamiento de diferentes torres de refrigeración o extrapolar su comportamiento a unas condiciones diferentes a las suministradas por el fabricante.

La integral en la Ecuación (3.5) puede resolverse numéricamente conociendo la evolución de las propiedades del aire húmedo y del agua a lo largo de la torre. Sustituyendo el número de Lewis $Le = h_C/h_D c_{pa}$ en la Ecuación (3.3) e incluyendo la Ecuación (3.4), se obtiene

$$-(\dot{m}_w - \dot{m}_a (W_2 - W)) \cdot dh_{f,w} = \frac{\dot{m}_a \cdot dW}{(W_{s,w} - W)} \cdot [Le \cdot c_{pa} \cdot (T_w - T) + (W_{s,w} - W) \cdot h_{fg,w}] \quad (3.7)$$

Sustituyendo las Ecuaciones (3.4) y (3.7) en (3.2), y usando las hipótesis de calores específicos constantes $h_{s,w} - h = c_{pa} (T_w - T) + h_g^0 (W_{s,w} - W)$,

$$\frac{dh}{dW} = Le \cdot \frac{(h_{s,w} - h)}{(W_{s,w} - W)} + (h_{g,w} - Le \cdot h_g^0). \quad (3.8)$$

Con lo que la Ecuación (3.2) puede escribirse

$$\dot{m}_a \cdot dW \left[Le \cdot \frac{(h_{s,w} - h)}{(W_{s,w} - W)} + (h_{g,w} - Le \cdot h_g^0) - h_{f,w} \right] = -(\dot{m}_w - \dot{m}_a (W_2 - W)) \cdot dh_{f,w} \quad (3.9)$$

y,

$$\frac{\dot{m}_a \cdot dW \left[\left[Le \cdot \frac{(h_{s,w} - h)}{(W_{s,w} - W)} + (h_{g,w} - Le \cdot h_g^0) \right] - h_{f,w} \right]}{(\dot{m}_w - \dot{m}_a (W_2 - W)) \cdot (h_{s,w} - h)} = \frac{-dh_{f,w}}{(h_{s,w} - h)} \quad (3.10)$$

Y con la Ecuación (3.4), se obtiene

$$\frac{h_D \cdot A_V \cdot dV}{\dot{m}_w} \left\{ \frac{(W_{s,w} - W) \left[\left[Le \cdot \frac{(h_{s,w} - h)}{(W_{s,w} - W)} + (h_{g,w} - Le \cdot h_g^0) \right] - h_{f,w} \right]}{\left(1 - \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_w} (W_2 - W_1) \right) \cdot (h_{s,w} - h)} \right\} = \frac{-dh_{f,w}}{(h_{s,w} - h)} \quad (3.11)$$

El término entre llaves del lado izquierdo de la Ecuación (3.11) es aproximadamente igual a la unidad para las condiciones de operación habituales en torres de refrigeración, Pinazo [1985].

$$\left\{ \frac{(W_{s,w} - W) \left[\left[Le \cdot \frac{(h_{s,w} - h)}{(W_{s,w} - W)} + (h_{g,w} - Le \cdot h_g^0) \right] - h_{f,w} \right]}{\left(1 - \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_w} (W_2 - W) \right) \cdot (h_{s,w} - h)} \right\} \approx 1 \quad (3.12)$$

Por lo que la Característica Termodinámica de la torre se puede definir como

$$CT = \frac{1}{\dot{m}_w} \int_{ent}^{sal} h_D \cdot A_V \cdot dV = \int_{ent}^{sal} \frac{-dh_{f,w}}{(h_{s,w} - h)} = -c_{pw} \int_{ent}^{sal} \frac{dT_w}{(h_{s,w} - h)} \quad (3.13)$$

La definición de la Característica Termodinámica de la torre como se muestra en la Ecuación (3.13) también puede obtenerse de las hipótesis planteadas en la teoría de Merkel [1925], que fue el primer autor en plantear un conjunto de ecuaciones para evaluar la operación de torres de refrigeración.

La resolución analítica de la integral presente en la definición de la Característica Termodinámica de la torre es inviable por no disponer de funciones integrables para la entalpía del aire y para la entalpía del aire en condiciones de saturación a la temperatura del agua. Por este motivo se buscan alternativas para resolver la integral característica. Se pueden encontrar múltiples trabajos en la bibliografía que muestran distintos procedimientos para resolver la integral característica. Spangemacher [1972] realiza una revisión de estos. Entre los procedimientos descritos por Carey-Williamson [1950]; Baker y Shryock [1961]; Merkel [1925]; Berman [1961], Lefevre [1985]; el método de integración numérica basado en la regla de Simpson descrito en la UNE-EN 14705 [2006], así como el método NTU análogo al empleado en intercambiadores de calor desarrollado por Webb [1984]. Se puede comprobar cómo el conjunto de modelos empleados tiene un comportamiento similar sobre todo a bajas relaciones (\dot{m}_w/\dot{m}_a). En particular se puede señalar que los resultados obtenidos por el método de Tchebyshev y el de la integración numérica basada en la regla de Simpson ofrecen resultados que se superponen a pesar de dividir el rango de integración en un número diferente de intervalos.

En la caracterización de la torre este de Trabajo de Fin de Grado se ha optado por emplear el Método de Tchebyshev recogido por las normas ATC-CTI 105 [2000] y BS4485 [1988], y que ofrece resultados con niveles de discrepancia menores del 1% a la los del método propuesto en la UNE-EN 14705 [2006]. Mohiuddin and Kant [1996] siguiendo el método de integración de Tchebyshev's, muestran en detalle el procedimiento de integración para el cálculo de la Característica de la torre, definida en la Ecuación (3.13).

Para evaluar la Característica Termodinámica de la torre de acuerdo con la Ecuación (3.13) experimentalmente se registraron las siguientes variables: temperatura de entrada y salida de agua, flujo másico de aire y agua, y las propiedades psicrométricas del aire a la entrada. La entalpía del aire a la salida se obtiene usando la Ecuación (3.2) considerando despreciable la evaporación. El procedimiento de cálculo de Tchebyshev se resume en la Tabla donde los subíndices A, B, C y D corresponden a los intervalos de integración en los que se ha dividido la torre.

Temperatura del agua (T_w)	Entalpía del aire		
	saturado a la temp. del agua ($h_{s,w}$)	Entalpía del aire (h)	$1/(h_{s,w}-h)_j$
$T_{w,2}$		h_1	
$T_A = T_{w,2} + 0,1 (T_{w,1} - T_{w,2})$	$h_{s,w} (T_A)$	$h_A = h_1 + 0,1 (h_2 - h_1)$	$1/(h_{s,w} (T_A) - h_A)$
$T_B = T_{w,2} + 0,4 (T_{w,1} - T_{w,2})$	$h_{s,w} (T_B)$	$h_B = h_1 + 0,4 (h_2 - h_1)$	$1/(h_{s,w} (T_B) - h_B)$
$T_C = T_{w,2} + 0,6 (T_{w,1} - T_{w,2})$	$h_{s,w} (T_C)$	$h_C = h_1 + 0,6 (h_2 - h_1)$	$1/(h_{s,w} (T_C) - h_C)$
$T_D = T_{w,2} + 0,9 (T_{w,1} - T_{w,2})$	$h_{s,w} (T_D)$	$h_D = h_1 + 0,9 (h_2 - h_1)$	$1/(h_{s,w} (T_D) - h_D)$
$T_{w,1}$		h_2	

$$\sum_{j=1}^4 1/(h_{s,w}-h)_j$$

Tabla 7. Procedimiento del cálculo de la Característica Termodinámica de la torre

$$CT = c_{pw} \frac{T_{w,1} - T_{w,2}}{2} \sum_{j=1}^4 \frac{1}{(h_{s,w} - h)_j} \quad (3.14)$$

Otra forma de obtener el número de Merkel es mediante la teoría de Poppe, en ella se predice la evolución de las propiedades del aire a través de la torre, y, por tanto, obtener la cantidad de agua evaporada. A diferencia de la teoría de Merkel, en la que se realizan varias suposiciones, esta es más precisa. Poppe y Røgener logran esta precisión derivando las ecuaciones que gobiernan el proceso de enfriamiento evaporativo para dar una representación mas detallada de la integración del número de Merkel en una región de transferencia a contraflujo.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\omega}{dT_w} = \frac{c_{pw} \dot{m}_w / \dot{m}_a (\omega_{S_w} - \omega)}{h_{S_w} - h + (Le - 1)[h_{S_w} - h - (\omega_{S_w} - \omega)h_v] - (\omega_{S_w} - \omega)c_{pw}T_w} \\ \frac{dh}{dT_w} = \frac{\dot{m}_w c_{pw}}{\dot{m}_a} \left(1 + \frac{(\omega_{S_w} - \omega)c_{pw}T_w}{h_{S_w} - h + (Le - 1)[h_{S_w} - h - (\omega_{S_w} - \omega)h_v] - (\omega_{S_w} - \omega)c_{pw}T_w} \right) \\ \frac{dM_{eP}}{dT_w} = \frac{c_{pw}}{h_{S_w} - h + (Le - 1)[h_{S_w} - h - (\omega_{S_w} - \omega)h_v] - (\omega_{S_w} - \omega)c_{pw}T_w} \end{array} \right. \quad (3.15)$$

Donde: h_{sw} y w_{sw} son la entalpia y humedad específica del aire saturado a la temperatura del agua respectivamente. Este conjunto de ecuaciones se puede resolver de forma simultánea para obtener la humedad específica y entalpia del aire, la temperatura del agua, el ratio de flujo masico de agua y el número de Merkel según la teoría de Poppe.

La Característica Termodinámica de la torre correspondiente a diferentes condiciones de operación puede correlacionarse en términos de la relación de flujos máxicos de agua y aire, como sugiere ASHRAE [2004].

$$CT = \frac{h_D \cdot A_V \cdot V}{\dot{m}_w} = c \left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right)^{-n} \quad (3.15)$$

Este tipo de correlaciones puede emplearse para predecir el comportamiento térmico de la torre de refrigeración. Kloppers and Kroger [2003] recomiendan que cuando se empleen en este sentido las correlaciones, consecuentemente se emplee el mismo procedimiento de análisis que se ha seguido para la construcción de la correlación. Siguiendo esta recomendación, en el apartado de resultados se muestra la predicción de la temperatura de salida del agua utilizando las correlaciones obtenidas junto con el método de integración de Poppe y se comparan con los resultados experimentales.



CAPÍTULO 4

MODELIZACIÓN TÉRMICA DE LA TORRE DE REFRIGERACIÓN

4 VALIDACIÓN DE LOS MODELOS DE TORRE DE REFRIGERACIÓN

En este capítulo se aborda la validación de los distintos métodos numéricos para el cálculo de la torre de refrigeración, en el comparamos los resultados obtenidos con el método de Poppe para la estimación del Número de Unidades de Transferencia (NTU). Este análisis se basa en la confrontación de dichos valores teóricos con datos aportados por la ficha técnica del fabricante y con las mediciones reales en la instalación de Villena aportados por ESINDUS. Los datos sobre los que nos apoyaremos serán las temperaturas de entrada y salida en la torre de refrigeración, la temperatura de bulbo húmedo, la temperatura del ambiente, la presión y los flujos máscicos de agua y aire en el interior de la torre. Primero realizaremos la comparativa entre los métodos mencionados para ver cuál es capaz de darnos el valor de la Característica Termodinámica de la torre, tras esta comparativa determinamos que el método de Poppe es el que logra darnos el valor más preciso, con estos valores generamos las correlaciones con ASHRAE para la demanda de la temperatura de salida y el flujo máscico de aire a partir de los valores obtenidos de CT y la relación entre el flujo máscico de agua y aire (L/G). Compararemos las correlaciones de ASHRAE con las de Kloppers y Kroger donde tenemos también en cuenta la temperatura de bulbo húmedo y ver así que valores se asemejan más a los reales que nos permitan la mejor optimización de la torre de refrigeración de la instalación.

4.1 MODELO TERMODINÁMICO A PARTIR DE DATOS DE CATÁLOGO

Partiendo de los datos de la ficha técnica del fabricante (Figura 28) se añadieron al estudio los datos solicitados por el investigador para cubrir un conjunto de condiciones ambientales y de operación. Los datos suministrados por los ingenieros de ESINDUS (Actualmente Hamon a John Cockerill Company) los obtienen ejecutando el software interno de selección.

Twi (K)	Two (K)	Tas (K)	Tbh (K)	ma (kg/s)	mw (kg/s)	Patm (Pa)	Range
299,35	291,51	286,12	283,15	1.496,00	2.002,33	94.800,00	7,84
307,31	297,51	297,18	293,15	1.730,00	1.998,64	94.800,00	9,8
316,16	304,40	308,16	303,15	1.928,00	1.993,45	94.800,00	11,76
312,28	300,52	297,18	293,15	1.413,00	2.218,00	94.800,00	11,76
313,01	305,17	308,16	303,15	1.662,00	2.215,96	94.800,00	7,84
300,48	290,68	286,12	283,15	2.046,00	2.224,80	94.800,00	9,8
316,90	307,10	308,16	303,15	1.369,00	2.434,74	94.800,00	9,8
306,14	294,38	286,12	283,15	1.721,00	2.444,14	94.800,00	11,76
305,17	297,33	297,18	293,15	1.981,00	2.443,46	94.800,00	7,84

Tabla 8. Datos aportados por ESINDUS de la planta termosolar Enerstar-Villena

A partir de esa información se genera un archivo *.txt para importarse en Matlab. En nuestro caso lo denominamos CasosCorrelPoppeJRR2.txt.

Con la opción de importar datos en Matlab se genera la matriz necesaria para ejecutar el modelo de Poppe en cada caso.

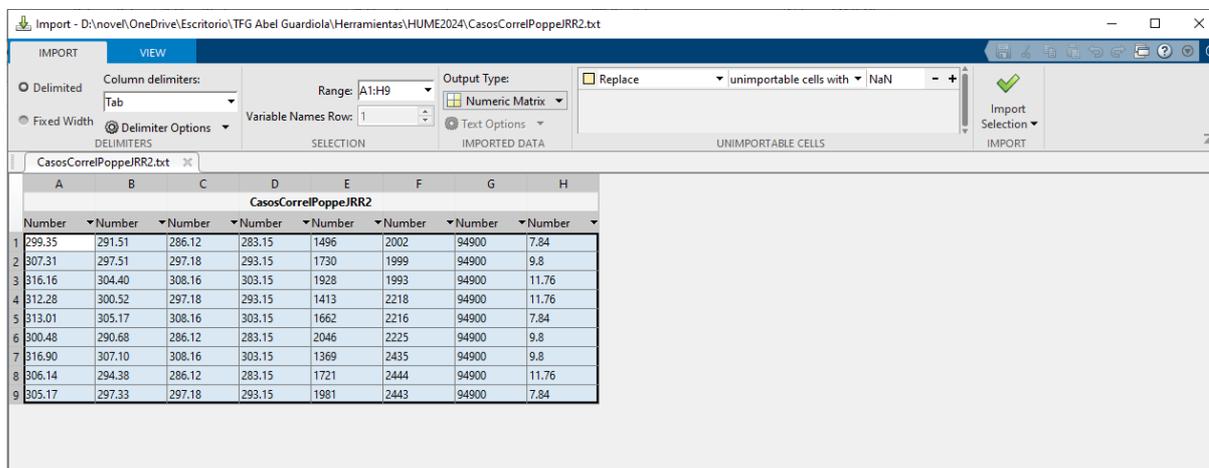


Figura 31. Valores adoptados de Matlab

Una vez se dispone de la información en el entorno de trabajo de Matlab, se ejecuta el siguiente código localizado en el archivo TablaCasos.m con lo que determina el valor del NTU de cada fila:

% Crear una matriz de datos

```
datos = CasosCorrelPoppeJRR2;
```

% Obtener el número de conjuntos de datos

```
num_conjuntos = size(datos, 1);
```

% Inicializar un vector para almacenar los resultados

```
resultados = zeros(num_conjuntos, 1);
```

% Iterar sobre cada conjunto de valores en la matriz y ejecutar la función

```
for i = 1:num_conjuntos
```

```
    resultado = Me_Poppe_cc(datos(i, 1), datos(i, 2), datos(i, 3), datos(i, 4),  
datos(i, 5), datos(i, 6), datos(i, 7), 5);
```

```
    resultados(i) = resultado;
```

```
end
```

Twi (K)	Two (K)	Tas (K)	Tbh (K)	ma (kg/s)	mw (kg/s)	Patm (Pa)	L/G	NTU_Poppe
299,35	291,51	286,12	283,15	1.496,00	2.002,33	94.800,00	1,34	2,08
307,31	297,51	297,18	293,15	1.730,00	1.998,64	94.800,00	1,16	2,15
316,16	304,40	308,16	303,15	1.928,00	1.993,45	94.800,00	1,03	2,19
312,28	300,52	297,18	293,15	1.413,00	2.218,00	94.800,00	1,57	1,80
313,01	305,17	308,16	303,15	1.662,00	2.215,96	94.800,00	1,33	1,65
300,48	290,68	286,12	283,15	2.046,00	2.224,80	94.800,00	1,09	2,42
316,90	307,10	308,16	303,15	1.369,00	2.434,74	94.800,00	1,78	1,46
306,14	294,38	286,12	283,15	1.721,00	2.444,14	94.800,00	1,42	2,02
305,17	297,33	297,18	293,15	1.981,00	2.443,46	94.800,00	1,23	2,00

Tabla 9. Resultados de NTU según el modelo de Poppe

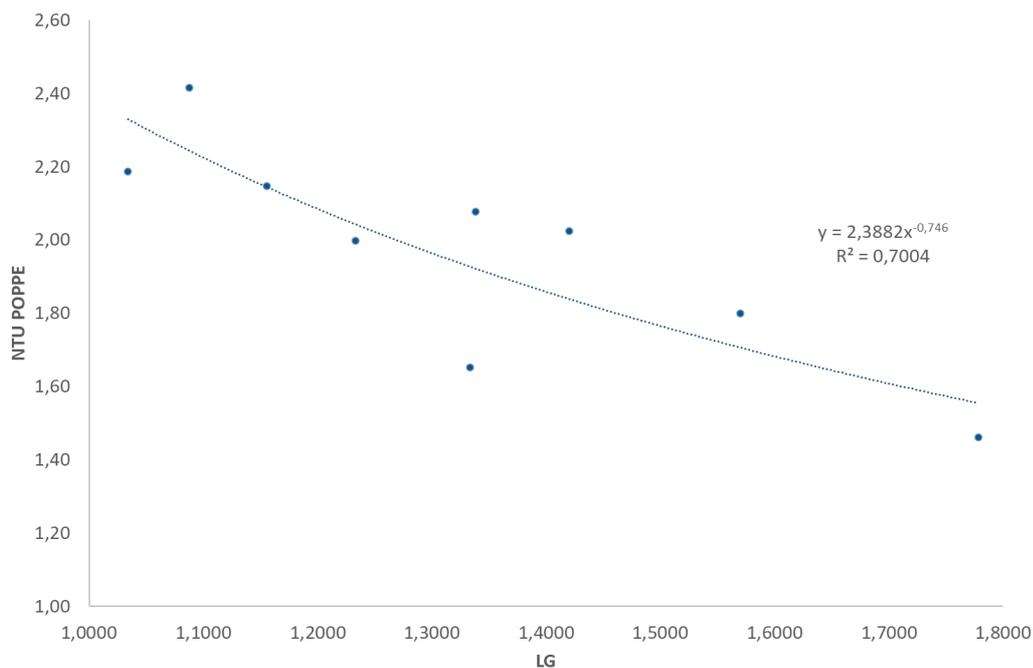


Figura 32. Curva NTU-L/G de Poppe

A partir de los resultados obtenidos se obtiene la correlación de:

$$NTU_{Poppe} = 2,3882 \cdot (L/G)^{-0,746} \quad (4.1)$$

Para comprobar la bondad de esta comparamos los resultados obtenidos por la correlación en términos de temperatura de salida experimental (ofrecida por ESINDUS) frente a la del modelo. Para ello, ahora importamos el archivo CasosCorrelPoppeJRR.txt que contiene la información de la tabla anterior y se ejecuta el programa Calculo_Tw2_predecida_MLM.m. Los resultados obtenidos muestran un error promedio de 0,18°C y un error máximo de 0,35°C.

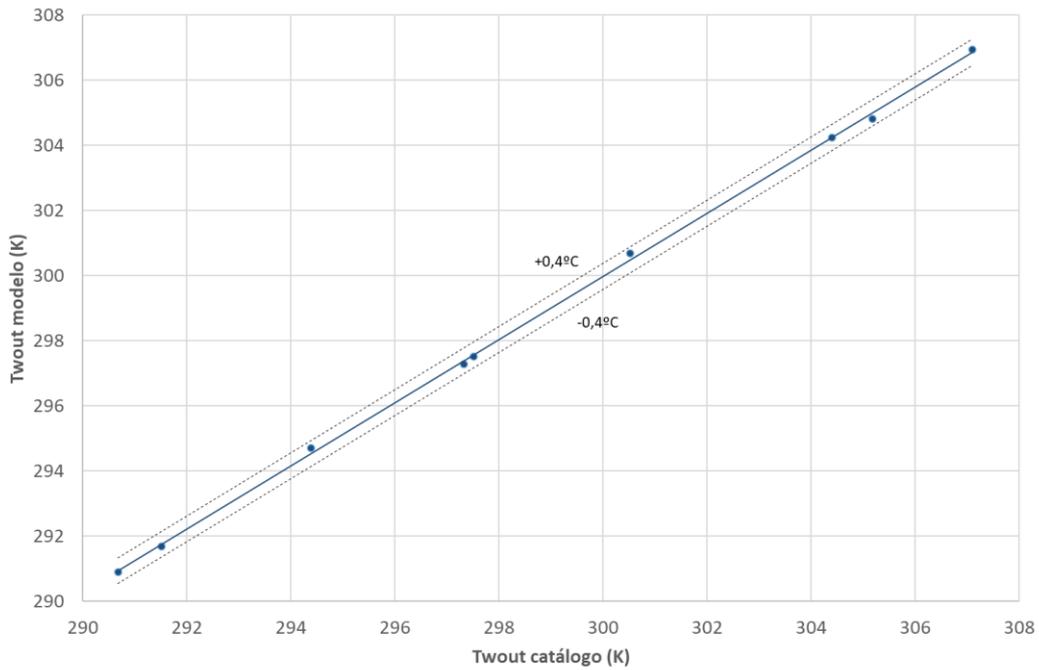


Figura 33. Error cometido por el modelo en términos de Temperatura del agua de salida. Modelo 1.

Replicando el procedimiento, en este caso para validar la bondad del modelo para determinar el flujo másico de aire, se ejecuta el archivo `Calculo_ma_predecida_MLM.m`, obteniendo un error promedio del 7,73% y un error máximo del 26,51%.

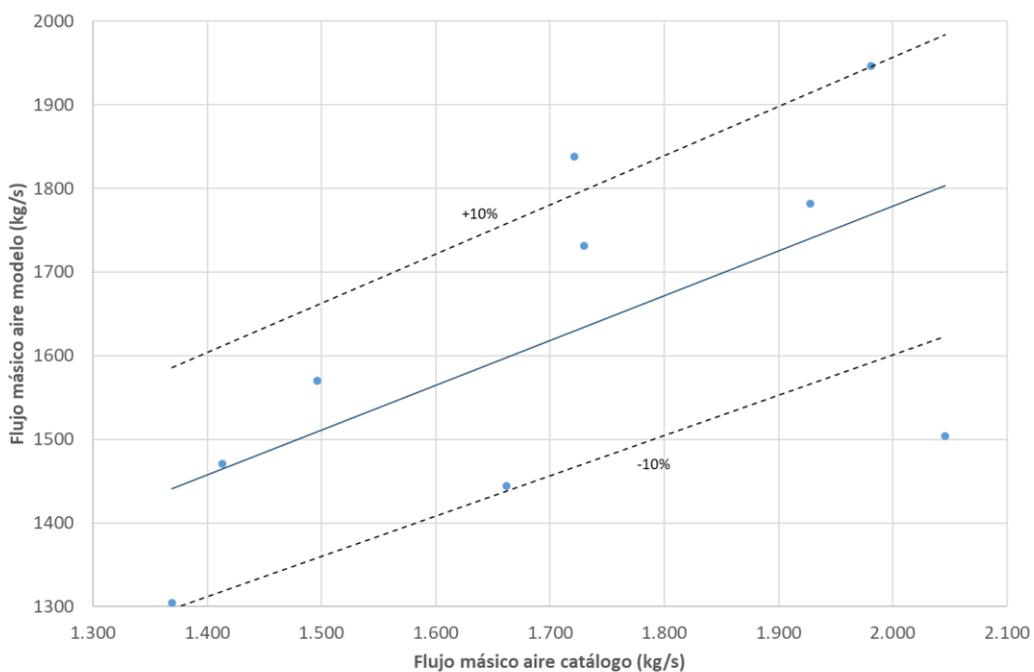


Figura 34. Error cometido por el modelo en términos de flujo másico de aire (kg/s). Modelo 1.

Como no quedamos completamente satisfechos con los resultados, planteamos una mejora de la correlación incorporando la Temperatura de bulbo húmedo en la ecuación, siguiendo el trabajo de Kloppers y Kroger [2005]. El ajuste se realiza con la App Curve Fitting de Matlab.

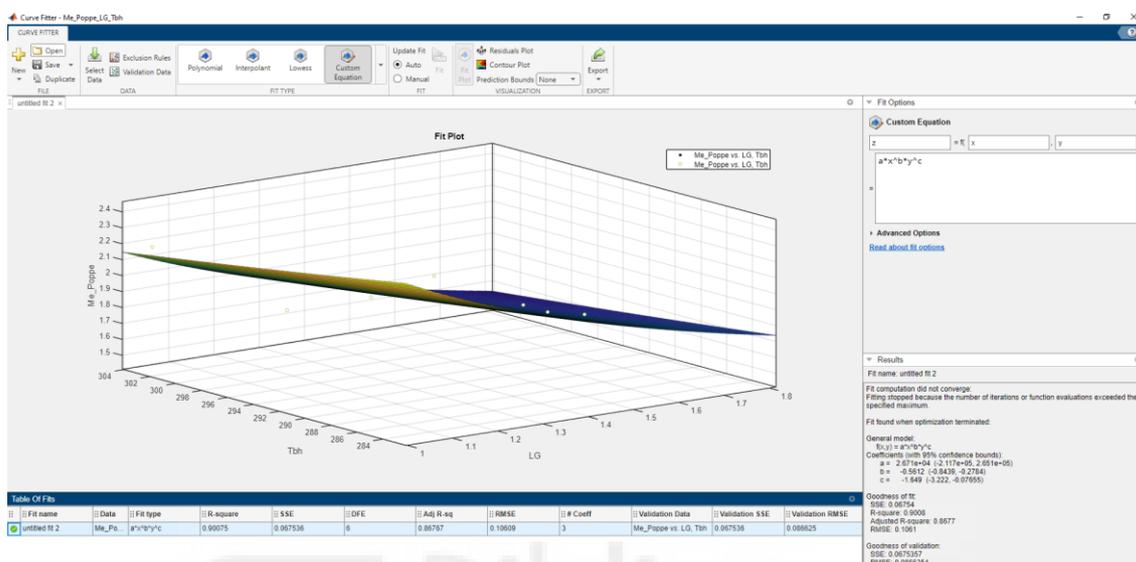


Figura 35. Captura de pantalla del ajuste de los resultados de la torre de refrigeración en Curve Fitting de Matlab

De esta manera la ecuación para la modelización térmica de la torre de refrigeración queda:

$$NTU_{Poppe} = 26710 \cdot (L/G)^{-0,5612} \cdot (Tbh)^{-1,649} \quad (4.2)$$

Quedando los errores medio y máximo en la temperatura de salida del agua en 0,10°C y 0,24°C, como se muestra en la siguiente figura.

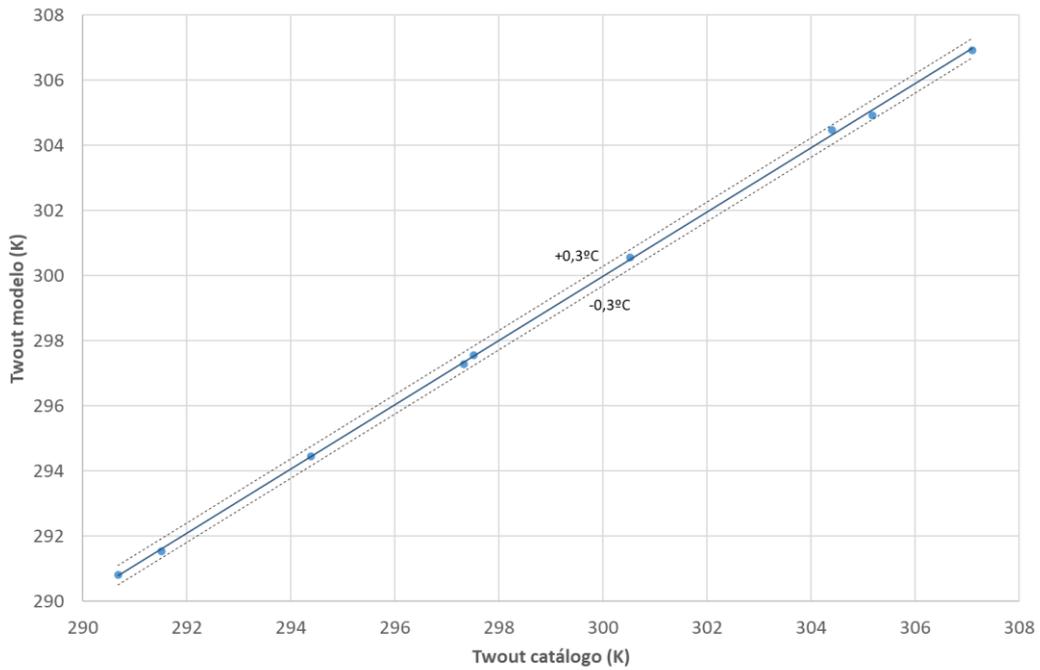


Figura 36. Error cometido por el modelo en términos de Temperatura del agua de salida. Modelo 2.

En el caso de la determinación del flujo másico de aire los errores medio y máximo son ahora del 5,75% y 26,52%.

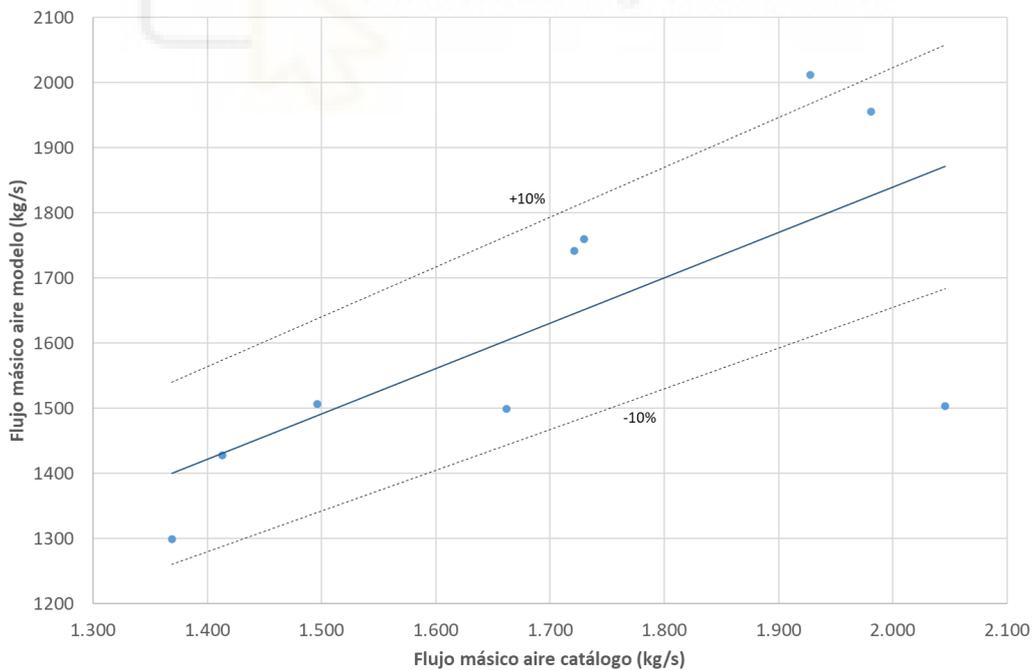


Figura 37. Error cometido por el modelo en términos de flujo másico de aire (kg/s). Modelo 2.

Con esto consideramos que la correlación de Kloppers y Kroger que incorpora la temperatura de bulbo húmedo cumple con el compromiso entre compacidad-simplicidad y para los datos de catálogo.



4.2 DATOS EXPERIMENTALES CENTRAL TERMOSOLAR ENERSTAR-VILLENA

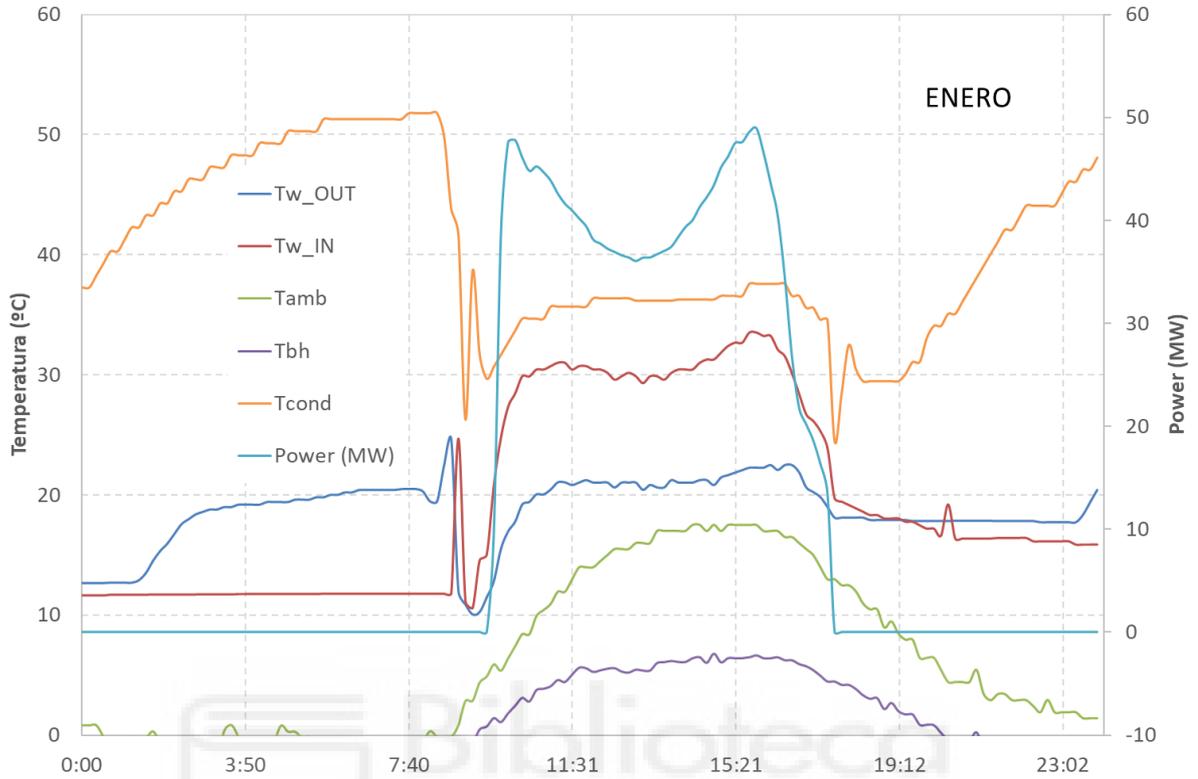


Figura 38. Valores de temperaturas y potencia el 29 de enero de 2022

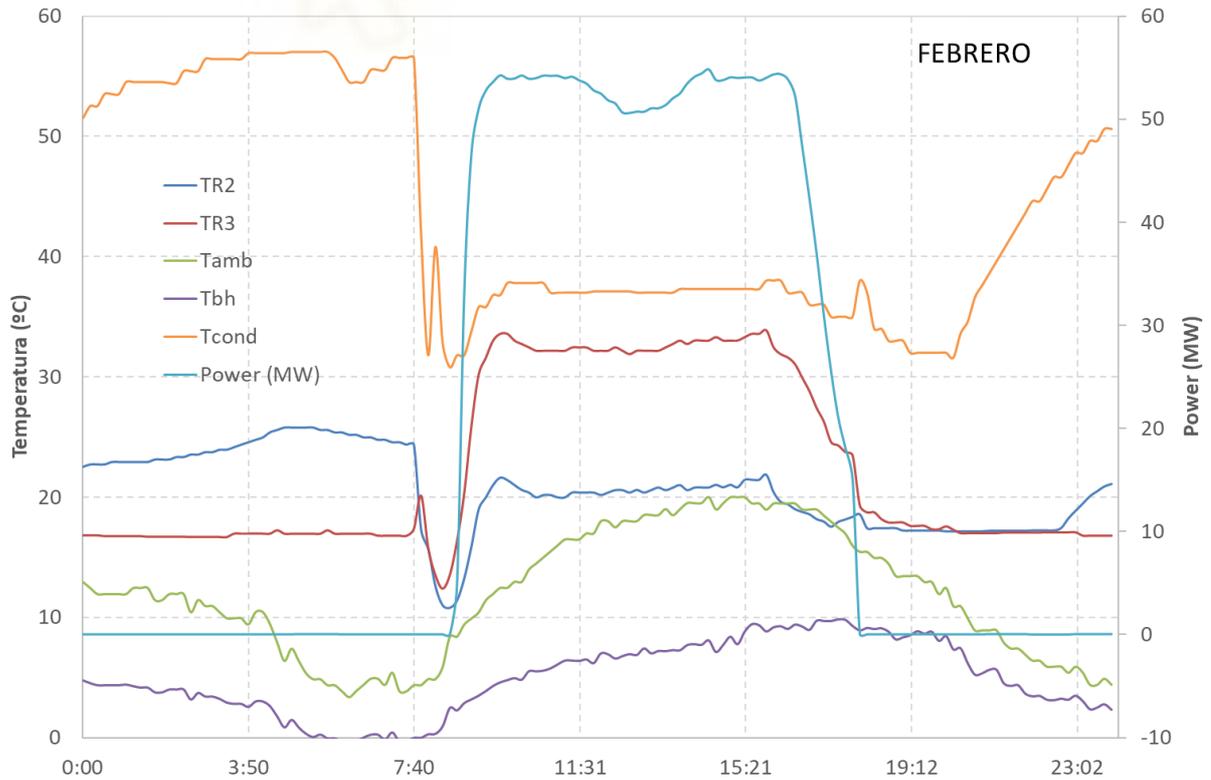


Figura 39. Valores de temperaturas y potencia el 22 de febrero de 2022

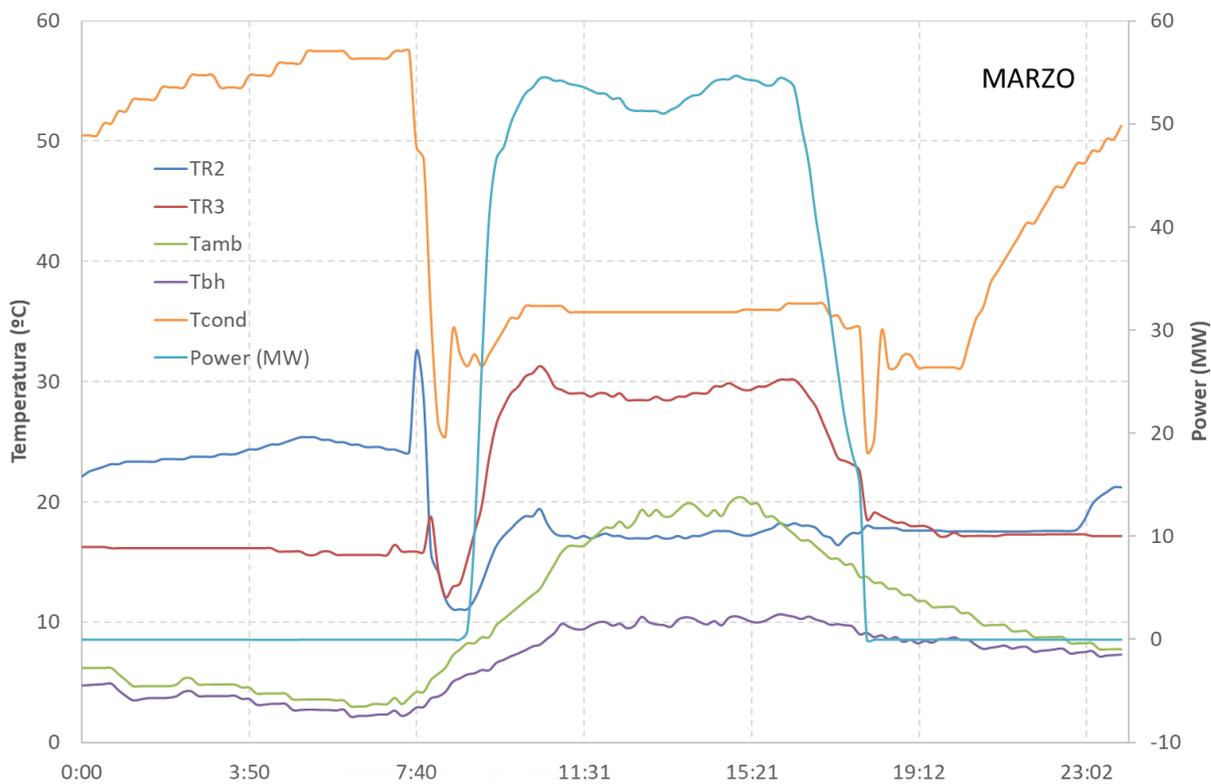


Figura 40. Valores de temperaturas y potencia el 1 de marzo de 2022

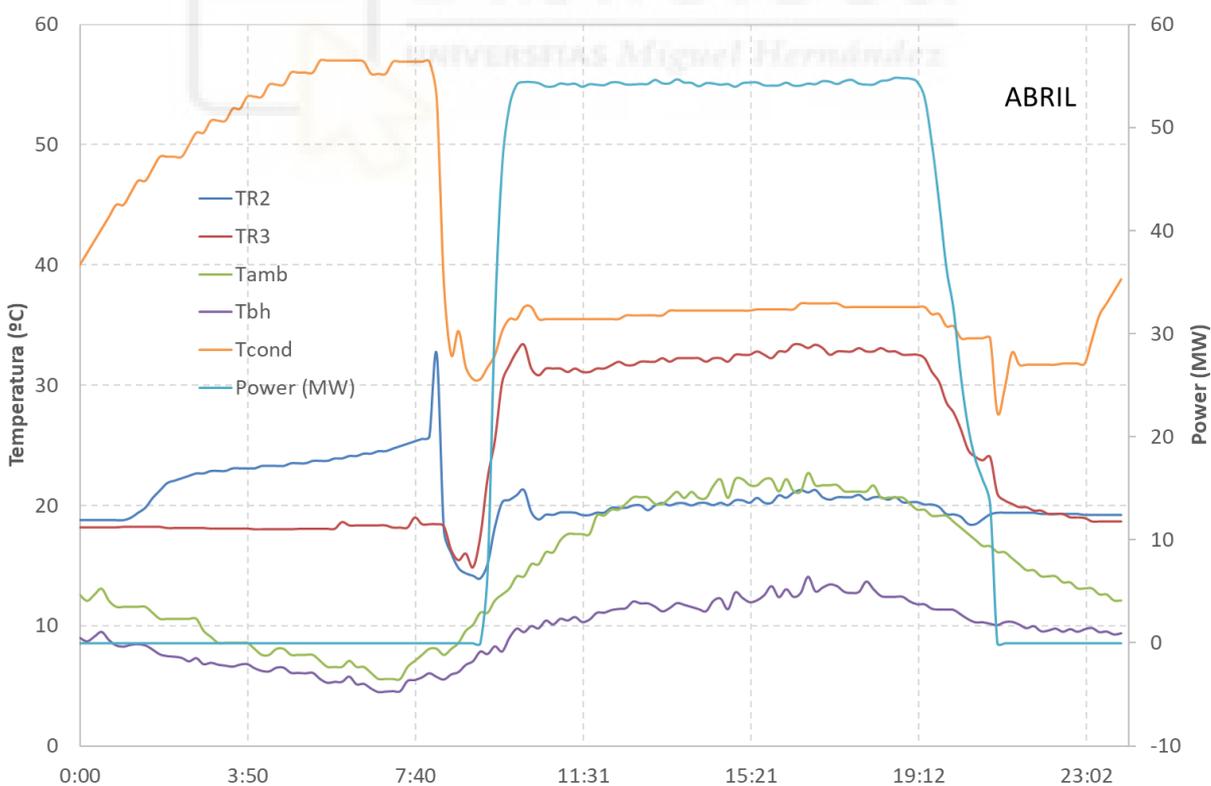


Figura 41. Valores de temperaturas y potencia el 25 de abril de 2022

OPTIMIZACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LA TORRE DE REFRIGERACIÓN DE LA CENTRAL
TERMOSOLAR ENERSTAR-VILLENA

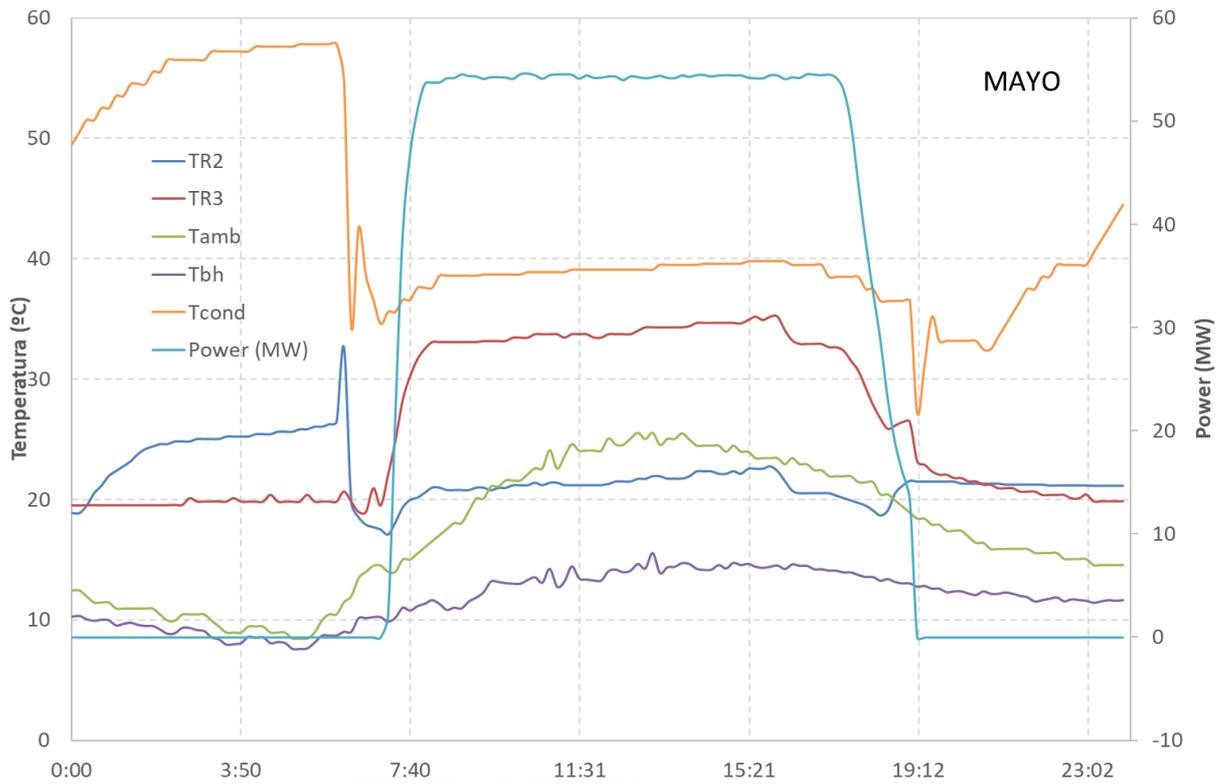


Figura 42. Valores de temperaturas y potencia el 10 de mayo de 2022

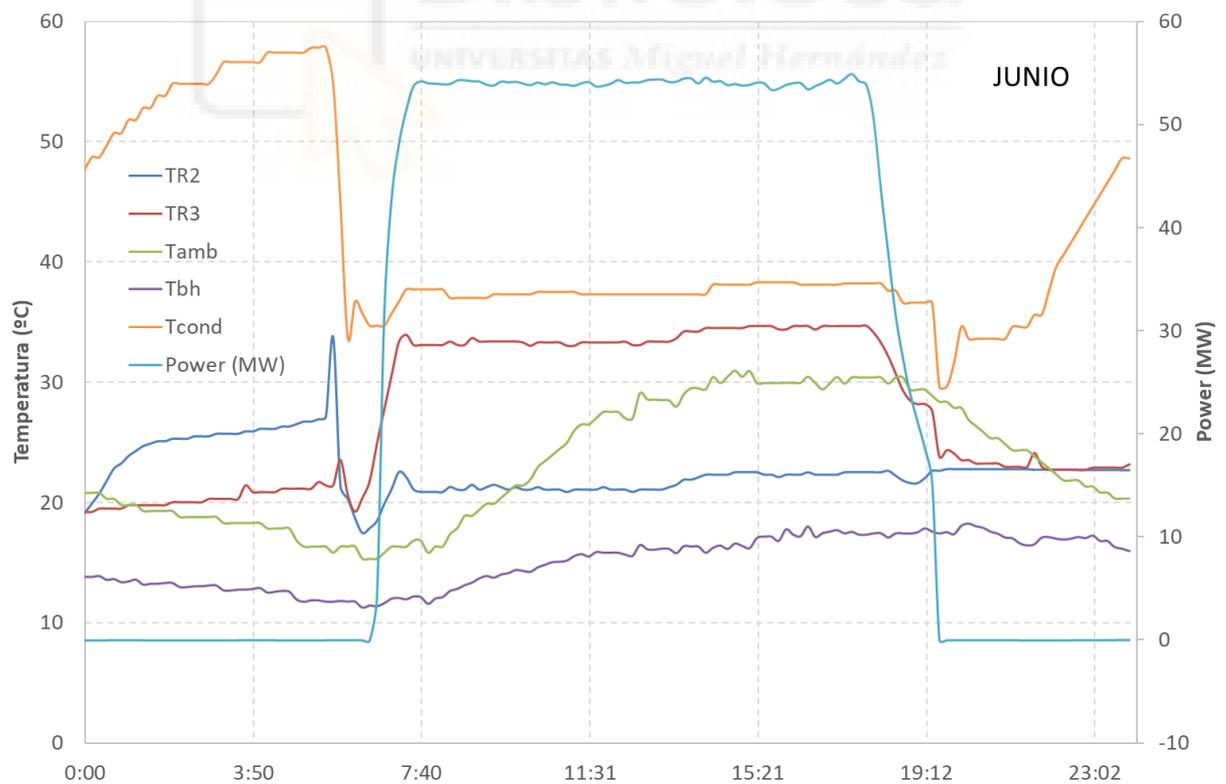


Figura 43. Valores de temperaturas y potencia el 25 de junio de 2022



Figura 44. Valores de temperaturas y potencia el 13 de julio de 2022

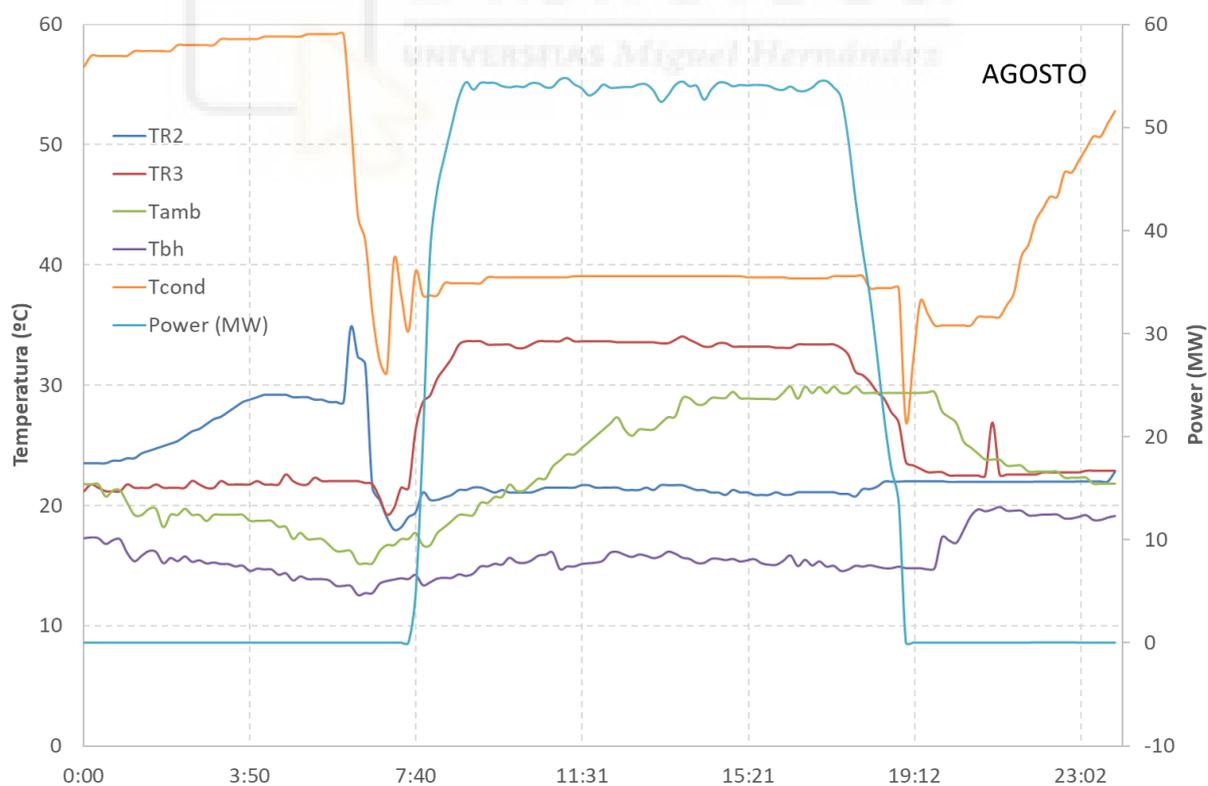


Figura 45. Valores de temperaturas y potencia el 18 de agosto de 2022

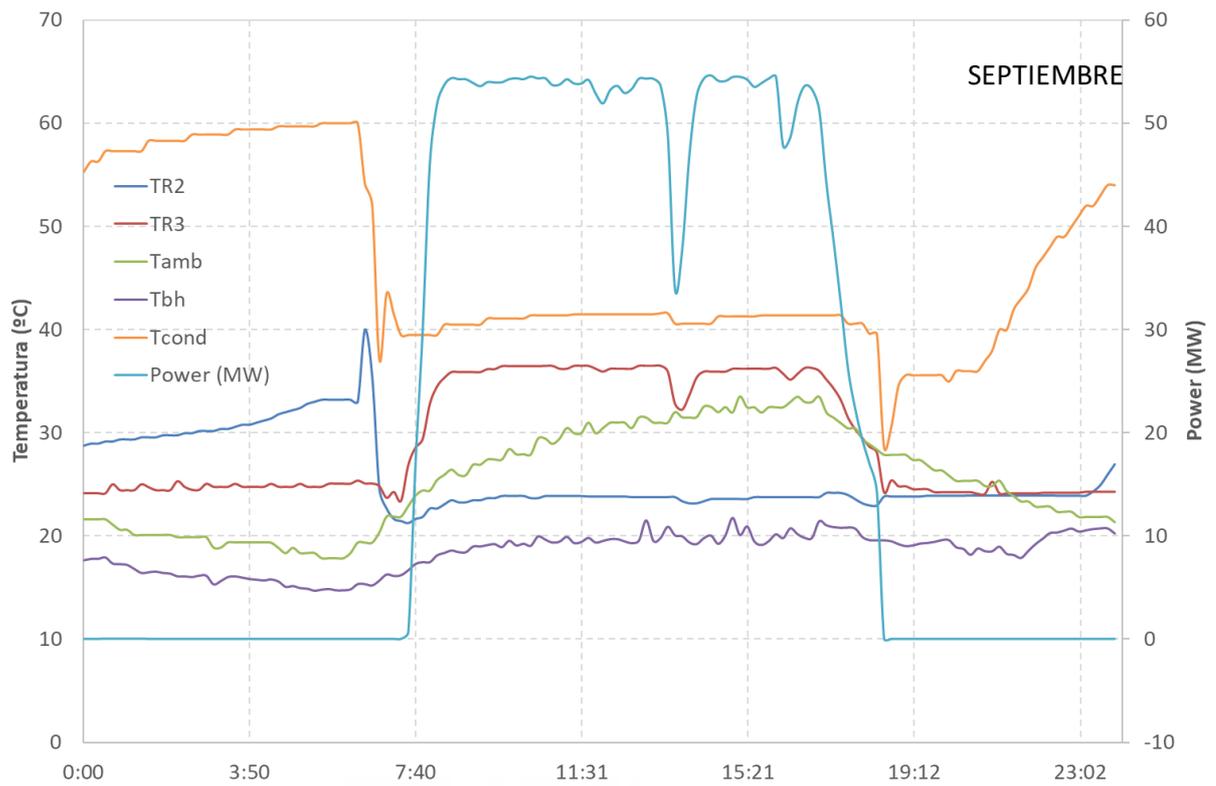


Figura 46. Valores de temperaturas y potencia el 9 de septiembre de 2022

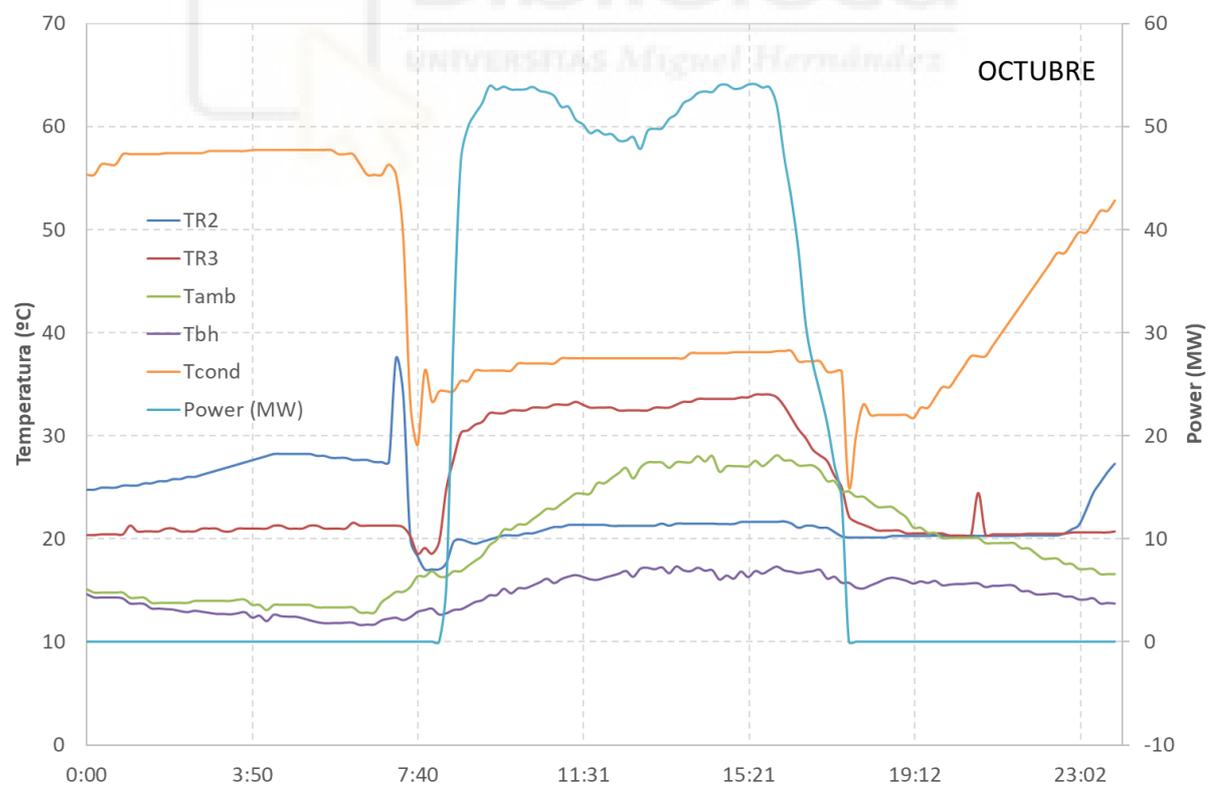


Figura 47. Valores de temperaturas y potencia el 14 de octubre de 2022

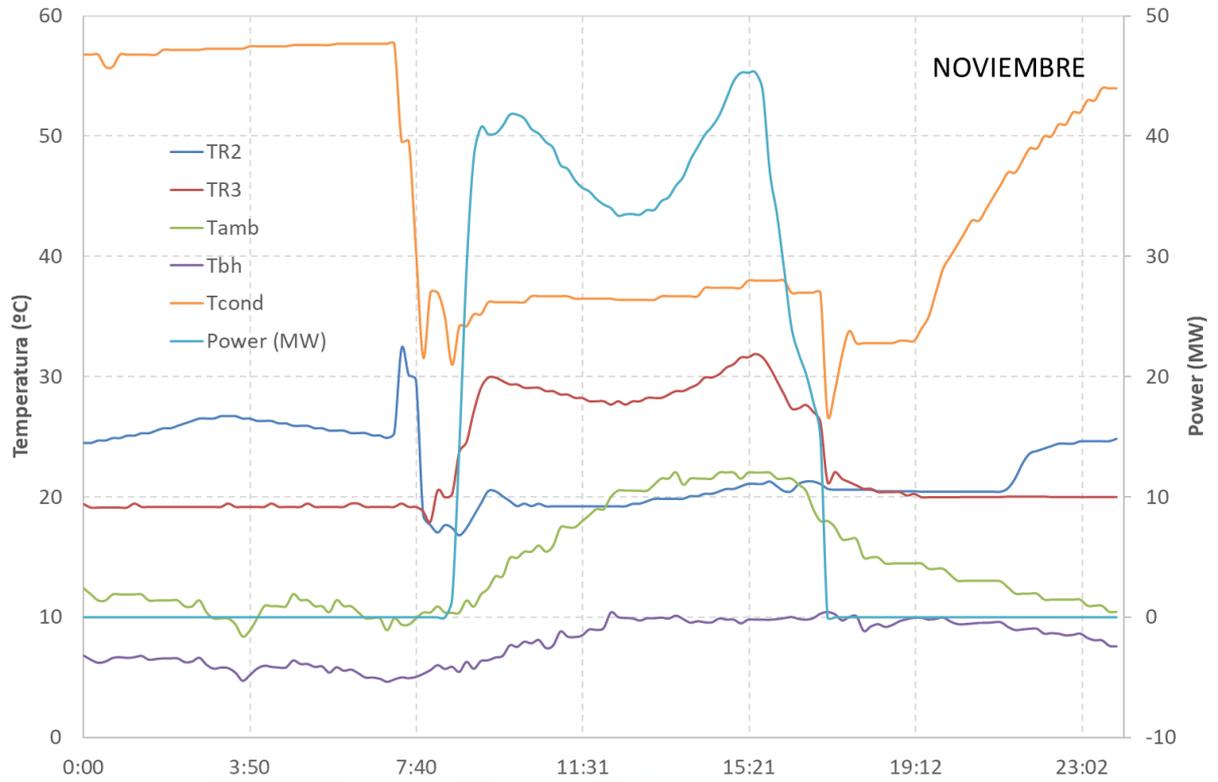


Figura 48. Valores de temperaturas y potencia el 5 de noviembre de 2022

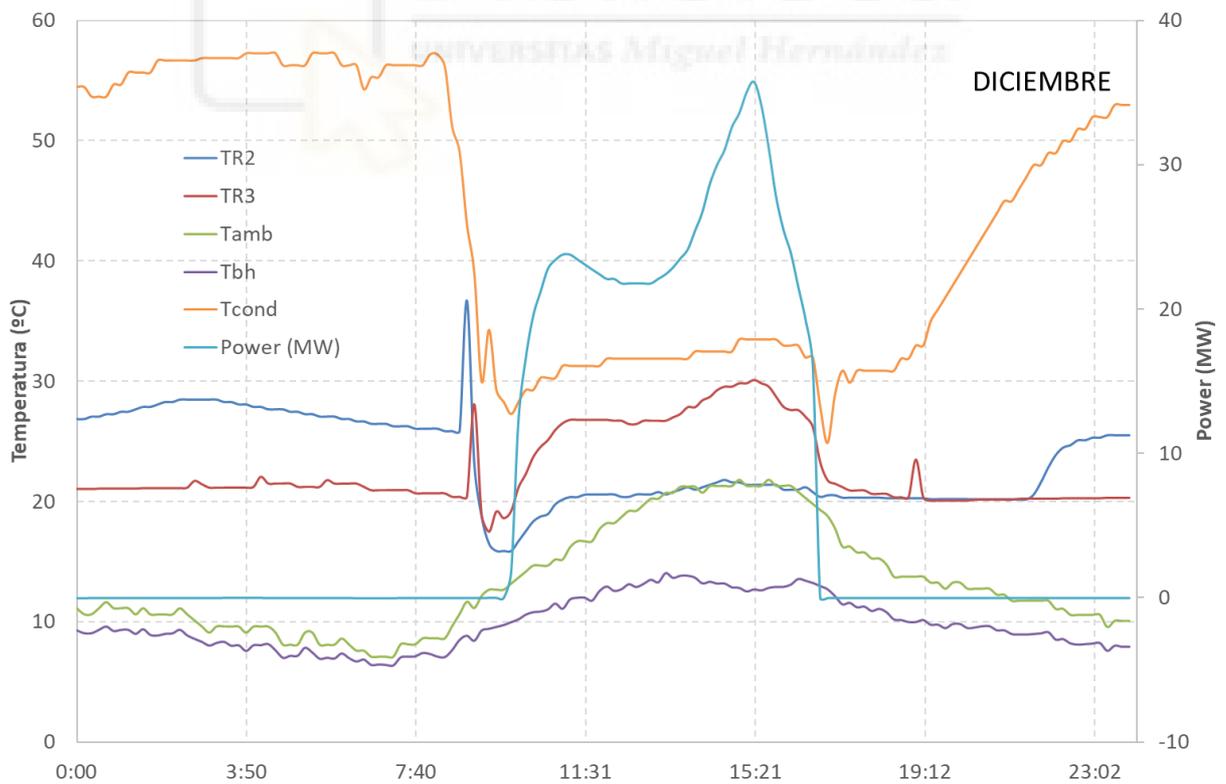


Figura 49. Valores de temperaturas y potencia el 24 de diciembre de 2022

4.3 COMPARATIVA MODELO DE CATÁLOGO CON DATOS EXPERIMENTALES (AL MEDIO DÍA)

Una vez extraemos los datos ofrecidos por el fabricante, el siguiente paso es comprobar si el comportamiento previsto coincide con lo registrado en la planta de Villena. Para eso se emplean los datos de días tipos por cada mes con las variables registradas en la planta. A partir de la información suministrada se dispone directamente de las variables ambientales (T_{amb} seca, Humedad relativa y Presión Atmosférica) y de las temperaturas de la corriente de agua (T_{w_in} y T_{w_out}). En el caso de la temperatura de salida se dispone tanto de la temperatura de la balsa de la torre de refrigeración, como la registrada en la tubería de entrada al condensador. Sin embargo, no se dispone de los flujos másicos de agua y aire por lo que es necesario establecer unas hipótesis de cálculo para su determinación. En el caso del flujo másico de agua, se realiza un balance de energía en la planta dado que se dispone de la potencia bruta generada y asumiendo un rendimiento térmico del ciclo Rankine de 0,39 se puede determinar el calor cedido en el condensador y con el salto de temperaturas el flujo másico de agua.

Para la determinación del flujo másico de aire se dispone de las intensidades consumidas en los ventiladores. A partir de los datos máximos registrados se establece el % de velocidad de giro los ventiladores y conociendo el caudal nominal y la densidad del aire se puede determinar el flujo másico.

Una vez disponible la información de los 12 puntos de operación de la planta a lo largo del año se determina la relación L/G-NTU para esos casos obteniendo el siguiente gráfico:

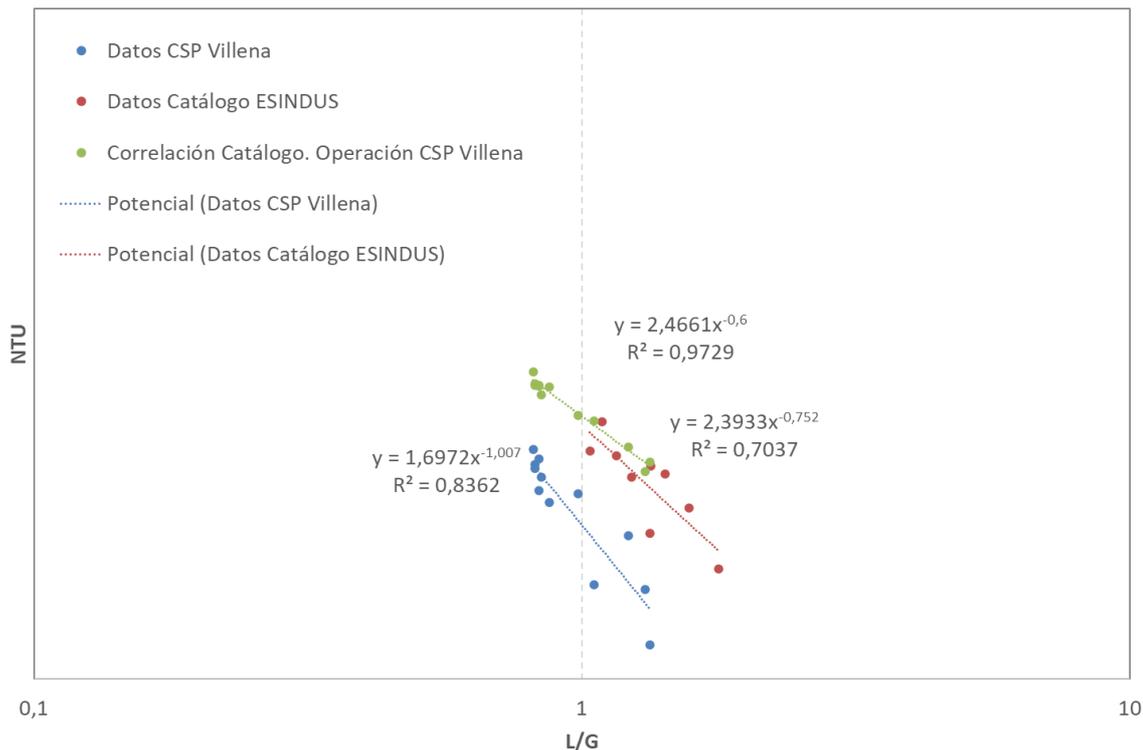


Figura 50. Comparativa de las correlaciones según los datos de registro

Estos cálculos se realizan para los 12 mediodías disponibles y se obtiene que el comportamiento de la torre de refrigeración de Villena según los datos registrado y las hipótesis de cálculo empleadas está un 3,2% en promedio por debajo en términos de NTU a lo esperado según los datos de catálogo. Esto hace que nos planteemos de nuevo la creación de una nueva correlación que describa más fielmente el comportamiento actual de la torre de Villena.

De esta manera la ecuación para la modelización térmica de la torre de refrigeración a partir de los datos de los medios días queda:

$$NTU_{poppe} = 776,6 \cdot (L/G)^{-1,399} \cdot (Tbh)^{-1,097} \quad (4.3)$$

A partir de esta correlación los errores medio y máximo en la temperatura de salida del agua en 0,47°C y 1,27°C, como se muestra en la siguiente figura.

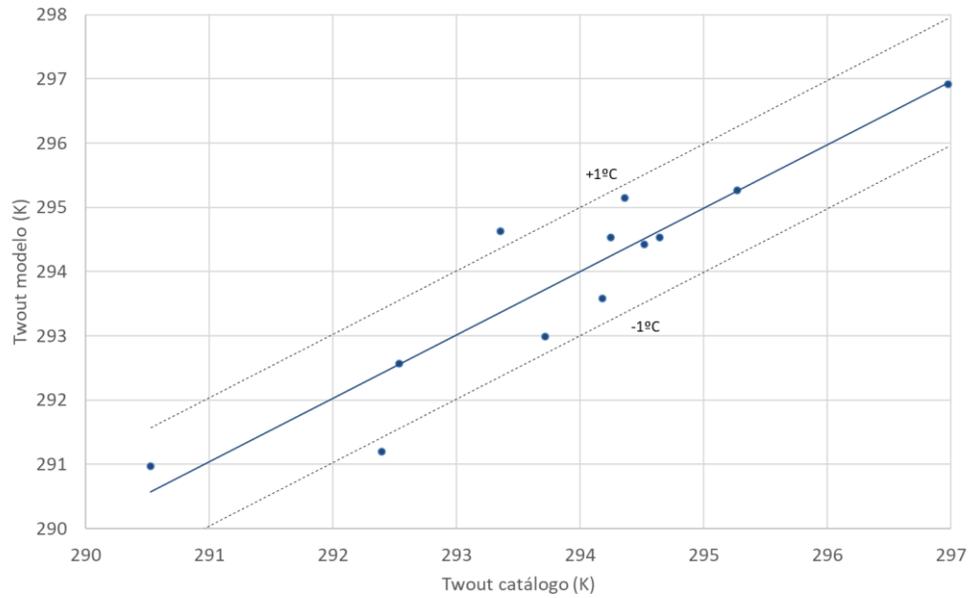


Figura 51. Error cometido por la estación en Temperatura del agua de salida. Modelo 2.

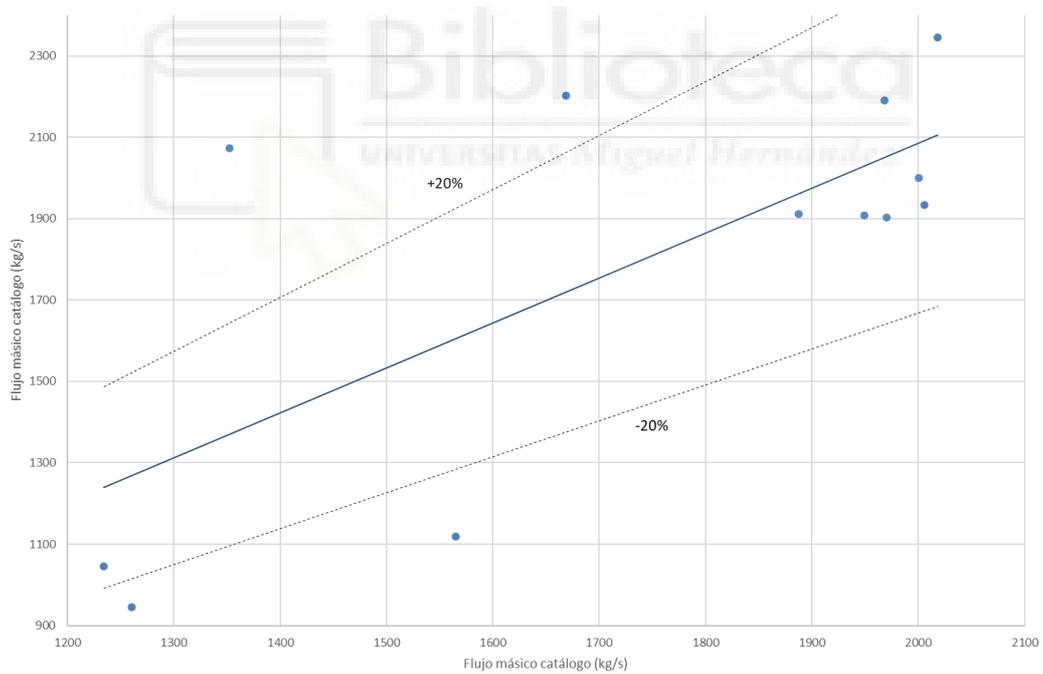


Figura 52. Error cometido por la estación en términos de flujó mássico de aire (kg/s). Modelo 2.

En el caso de la determinación del flujo másico de aire, los errores medio y máximo son ahora del 15,99% y 53,25%, donde claramente el modelo se separa de los datos experimentales en aquellos puntos en los que se realiza una regulación del flujo de aire que coincide con el rango en los que el ratio L/G es mayor.

A la vista de los resultados se puede concluir que el modelo LG-NTU se puede considerar válido para la determinación de la temperatura de salida del agua de la torre de refrigeración, pero habrá que recurrir a otra estrategia para la determinación del flujo másico de aire.

4.4 COMPARATIVA MODELO DE CATÁLOGO CON DATOS EXPERIMENTALES (A LO LARGO DEL TIEMPO)

A la vista de que la modelización de la temperatura se considera que se obtiene en un rango aceptable, se pone a prueba el modelo en a lo largo del tiempo para los 12 días representativos de los 12 meses suministrados. He de indicar que se producen situaciones transitorias que difícilmente pueden ser reproducidas por el modelo por lo que se seleccionan aquellos momentos del año en los que L/G se sitúa en intervalo de [0,8; 1,4]. Con este intervalo obtenemos, al igual que hemos hecho con el caso para los momentos al mediodía, las correlaciones para estos valores:

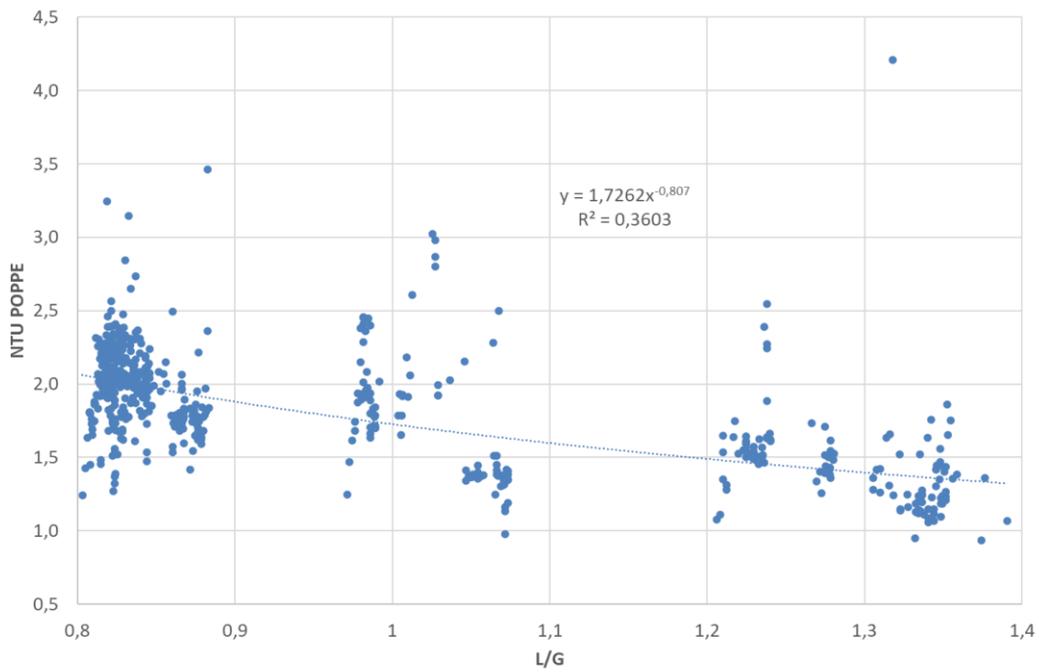


Figura 53. Curva NTU-L/G de Poppe

$$NTU_{Poppe} = 1,7262 \cdot (L/G)^{-0,807} \quad R^2 = 36,03\% \quad (4.4)$$

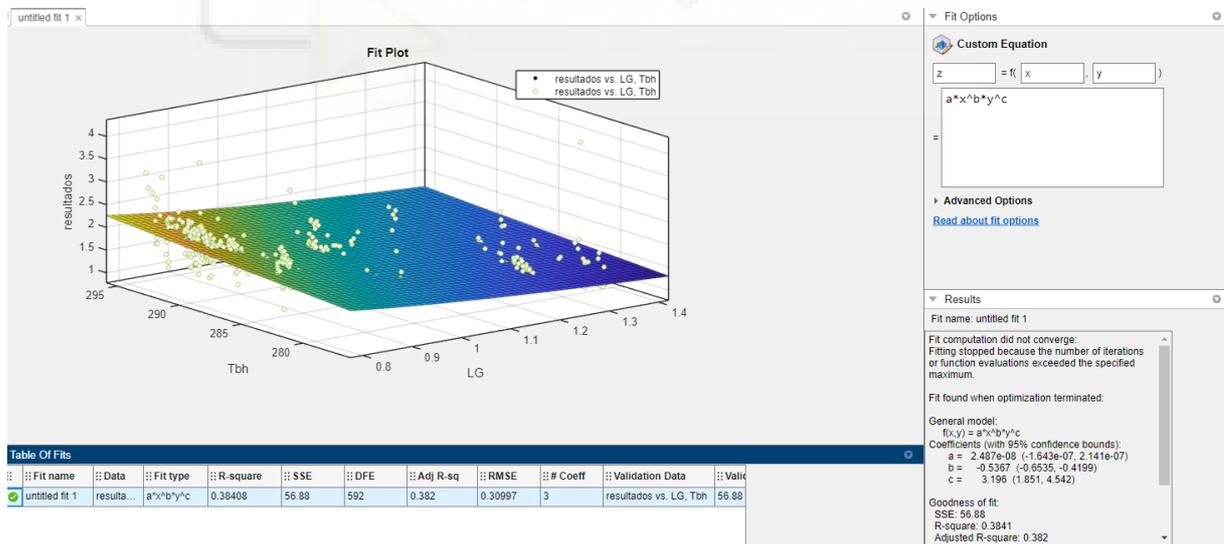


Figura 54. Captura de pantalla del ajuste de los resultados de la torre de refrigeración en Curve Fitting de Matlab

$$NTU_{Poppe} = 2,487 \cdot 10^{-8} \cdot (L/G)^{-0,5367} \cdot (Tbh)^{3,196} \quad R^2 = 38,41\% \quad (4.5)$$

Con ambas correlaciones podemos ver que la coherencia de los resultados es bastante aceptable con un error promedio entre 0,43-0,45°C.

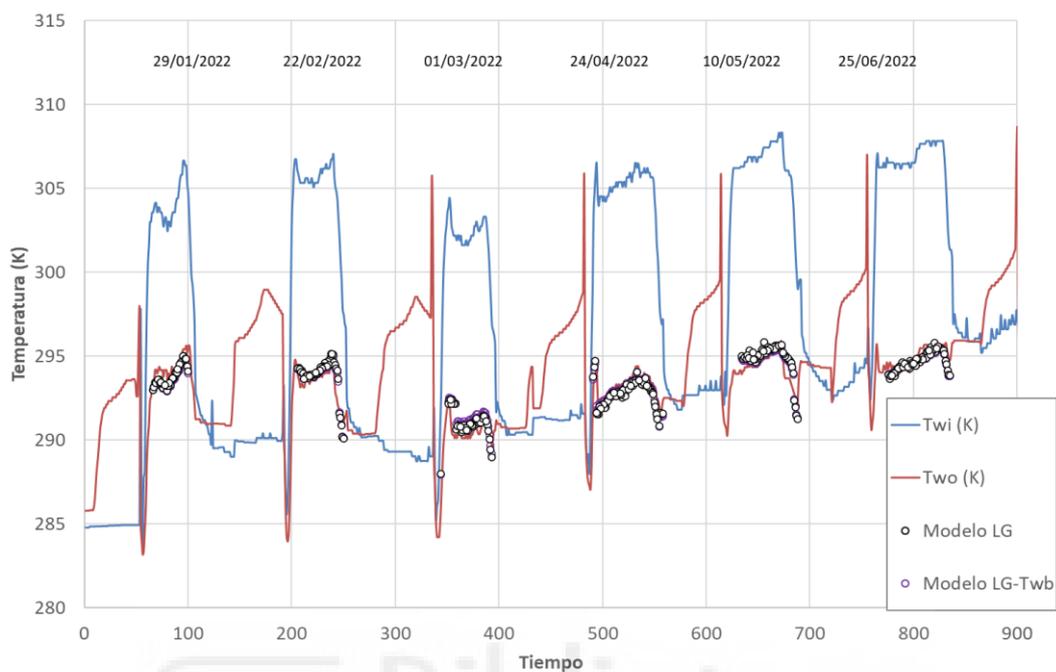


Figura 55. Comparativa de la temperatura de salida para ambos modelos entre enero y junio

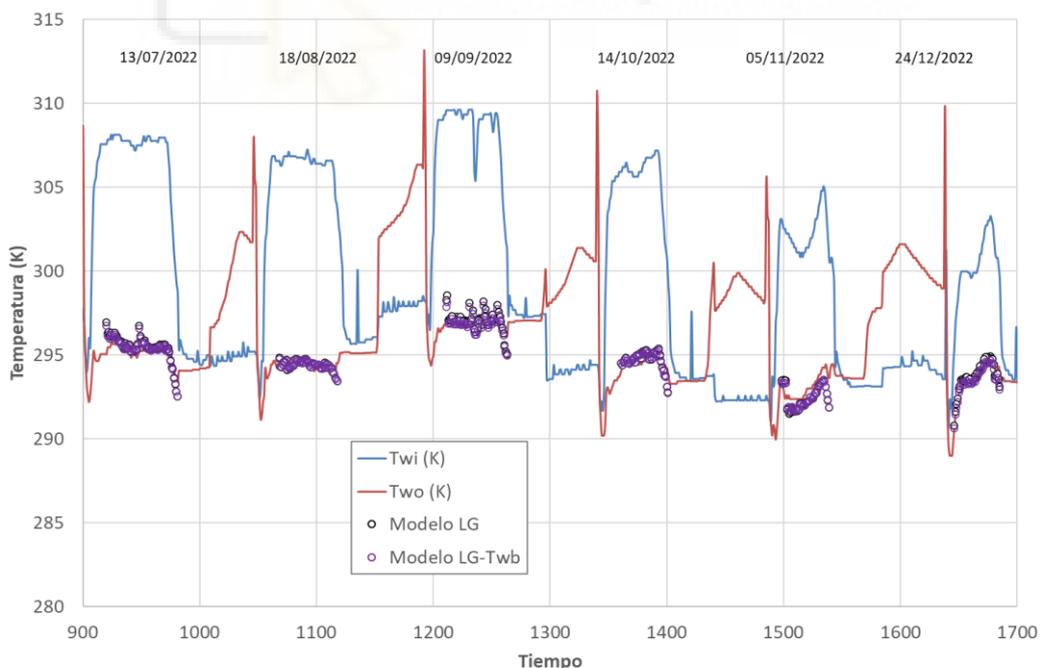


Figura 56. Comparativa de la temperatura de salida para ambos modelos entre julio y diciembre

Podemos comprobar que los resultados obtenidos de la temperatura de salida con ambas correlaciones son prácticamente idénticos, por lo que podríamos decir que el método de cálculo para este valor es irrelevante en cuanto a los resultados a obtener.

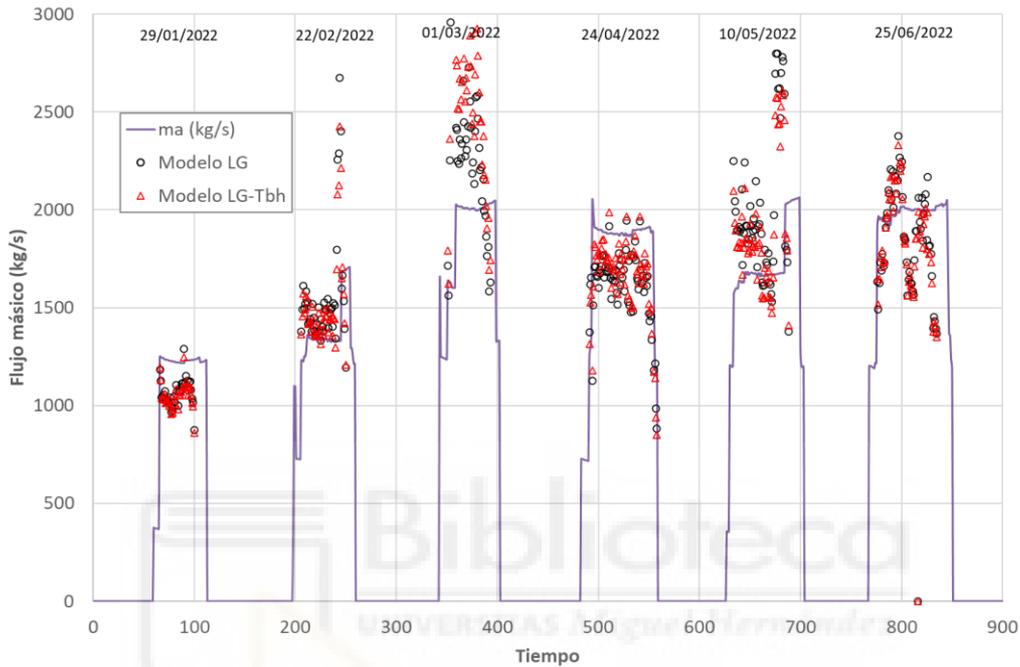


Figura 57. Comparativa de flujo másico de aire para ambos modelos entre enero y junio

En estas gráficas se muestran los resultados de las correlaciones para el flujo másico de aire, en ellas vemos como en varios meses los resultados superan la curva marcada por el modelo de la instalación por lo que nos solicita más demanda de flujo másico de aire de lo que la instalación es capaz de aportar con un valor máximo en el error del 300%, por lo que los resultados no podemos asumirlos como válidos.

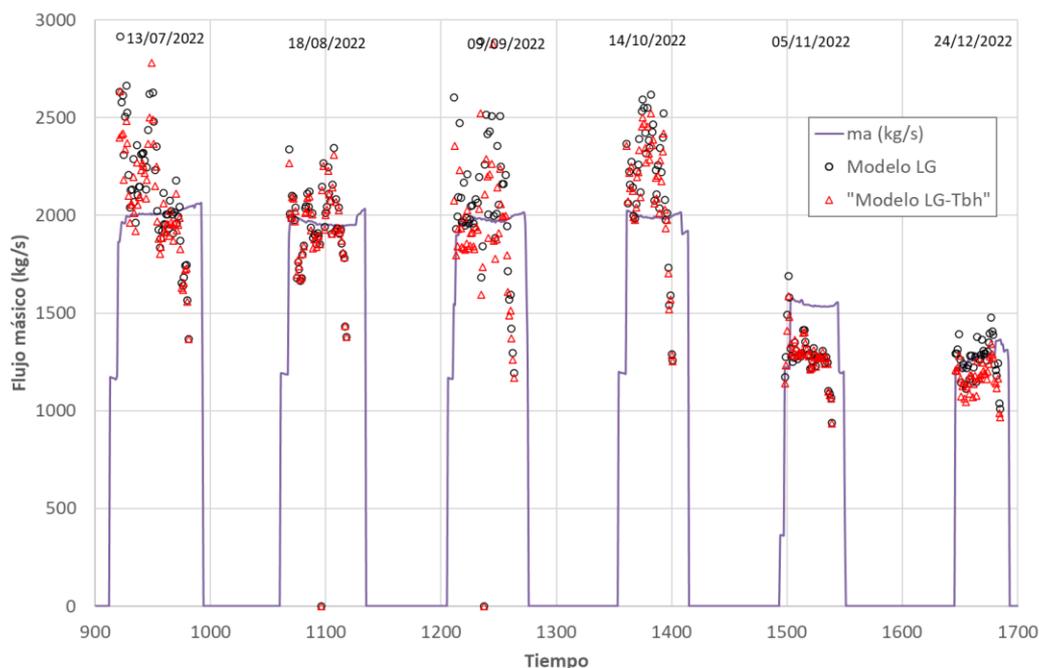


Figura 58. Comparativa del flujo másico de aire para ambos modelos entre julio y diciembre

4.5 SOBRE EL AGUA EVAPORADA

Uno de los aspectos clave de este proyecto es la reducción del consumo de agua en la planta solar. Para ello el factor determinante según la bibliografía es el sistema de disipación de calor, las torres de refrigeración en este caso. Asimismo, el consumo de agua en una torre de refrigeración está compuesto por:

$$\dot{m}_{torre} = \dot{m}_{evap} + \dot{m}_{purga} + \dot{m}_{arrastre} \quad (4.6)$$

Entre los que predomina el término del agua evaporada. Para determinar este valor con precisión se vuelve a recurrir al modelo de Poppe y se compara en la siguiente gráfica con el habitual uso del calor latente de vaporación del agua presión atmosférica (2550 kJ/kg) que emplean paquetes informáticos usualmente empleados para modelización de plantas CSP como Thermoflex.

$$\dot{m}_{evap} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{C_v} \quad (4.7)$$

Si bien la diferencia promedio en los puntos estudiados no supera el 9,2-9,3% a lo largo de los 12 días estudiados, dado que en ocasiones el modelo de Poppe está por encima del valor calculado con el calor latente y otras ocasiones en que está por debajo. Si prestamos atención a las discrepancias puntuales pueden ser muy significativas superando el 50% en ambos sentidos.

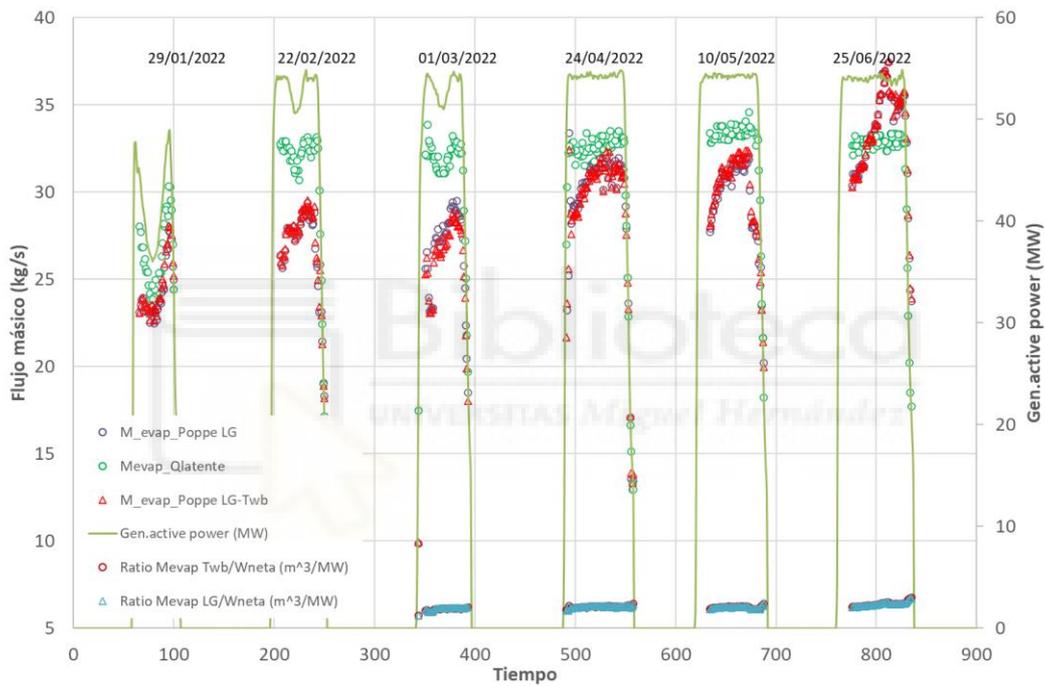


Figura 59. Comparativa de la masa de agua evaporada para ambos modelos entre enero y junio

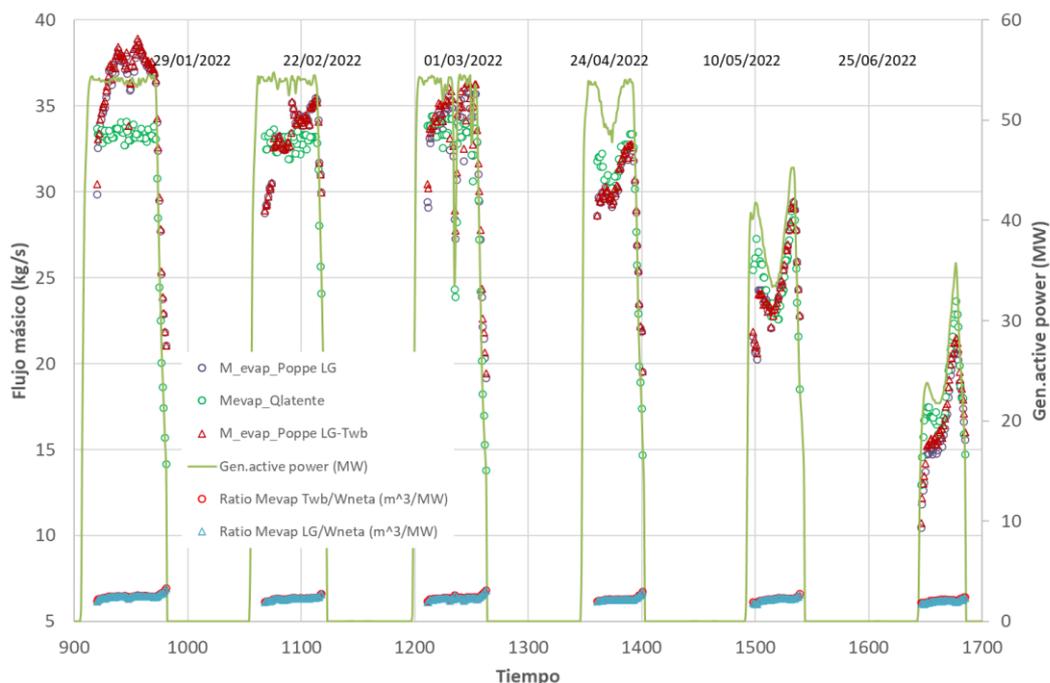


Figura 60. Comparativa de la masa de agua evaporada para ambos modelos entre julio y diciembre

Al igual que nos ocurre con la temperatura de salida podemos ver que tanto el valor de la cantidad de agua evaporada como el ratio entre la cantidad de agua evaporada por la energía eléctrica producida son idénticos también, dando un valor promedio de $2,16 \text{ m}^3/\text{MW}$. Es de señalar que el consumo total de agua viene representado por 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 es la extracción controlada de agua para limitar la concentración de sólidos disueltos, previniendo la incrustación y corrosión. Por último, el arrastre es la pérdida de gotas de agua arrastradas por el flujo de aire a través de la torre. Por lo que el agua que debemos aportar vendrá determinada por la suma de estas pérdidas:

$$A = E + P + D \quad (4.8)$$

Donde:

A = Agua de aporte (m^3/h)

E = Agua evaporada (m^3/h)

P = Agua de purga (m^3/h)

D = Agua de arrastre (m^3/h)

Para la determinación del agua evaporada se emplean los balances de masa y energía aplicados a las corrientes de agua y aire. Esto lo hemos realizado empleando las ecuaciones propuestas por Poppe mediante MATLAB:

$$E = \frac{Q}{\lambda * \rho} \quad (4.9)$$

Donde:

Q = Calor cedido

λ = Calor latente de vaporización del agua

ρ = Densidad del agua

Mediante Poppe hemos logrado unos resultados prácticamente idénticos para ambas correlaciones con un error promedio del 36-38%. Por lo que dada esta similitud en los resultados de ambas correlaciones podemos optar por la opción más simplificada donde tan solo tenemos en cuenta la relación L/G.

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.

$$P = E/(CC - 1) \quad (4.10)$$

Este dato lo aporta la central de Villena donde nos indica que la cantidad de agua purgada viene determinada por 1,16 m³/MW.

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, siendo este valor insignificante para el cálculo.

En conclusión, con los valores obtenidos para el valor promedio de cantidad de agua evaporada y el valor de cantidad purgada dado por la central de Villena podemos determinar que la cantidad promedio de agua a aportar a la instalación será de:

$$A = 2,16 \text{ m}^3/\text{MW} + 1,16 \text{ m}^3/\text{MW} + 0 = 3,32 \text{ m}^3/\text{MW} \quad (4.11)$$

En conclusión, los resultados obtenidos con el método Poppe son válidos para la temperatura de salida y la masa evaporada del aire, pero para el flujo másico de aire los valores obtenidos no son válidos para el estudios que estamos realizado, por lo que vamos a optar por otro camino utilizando los valores de las intensidades aportadas por la instalación de Villena.

CAPÍTULO 5

OPTIMIZACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LA TORRE DE REFRIGERACIÓN

5 VALIDACIÓN DE LOS MODELOS DE TORRE DE REFRIGERACIÓN

Dado que los modelos aplicados en el capítulo anterior no logran darnos valores reales a aplicar en la optimización de la torre de refrigeración optaremos en este caso por comparar la energía producida con el método del Proyecto singular y con la ficha para la implantación de variadores de velocidad. Ambos modelos comparan el funcionamiento de los 3 ventiladores actuales con un ventilador con variador de frecuencia y dos con niveles de funcionamiento al 50% y 100% y con la propuesta de la nueva configuración con los 3 ventiladores con variador de frecuencia buscando un ahorro energético en el consumo para la misma producción de energía.

Conocido este ahorro para ambos métodos utilizaremos el válido para calcular el total a partir de los días reales de funcionamiento a lo largo del año y con ello el tiempo de recuperación de la inversión en la instalación con los valores de beneficio del CAES y el precio de venta de la energía, que también supondrá el beneficio neto que obtendremos con la mejora de la instalación.

5.1 MODELO TERMODINÁMICO A PARTIR DE DATOS DE CATÁLOGO

El funcionamiento actual de la regulación de los ventiladores de las torres de refrigeración se basa en que uno de ellos dispone de variador de frecuencia (Mínimo 40 Hz) y los otros 2 disponen un sistema de regulación dos escalones (50%, 100%). Asumiendo que la disponibilidad máxima de ventilación se consigue con los 3 ventiladores al 100% se puede representar la lógica de la regulación actual mediante el siguiente gráfico.

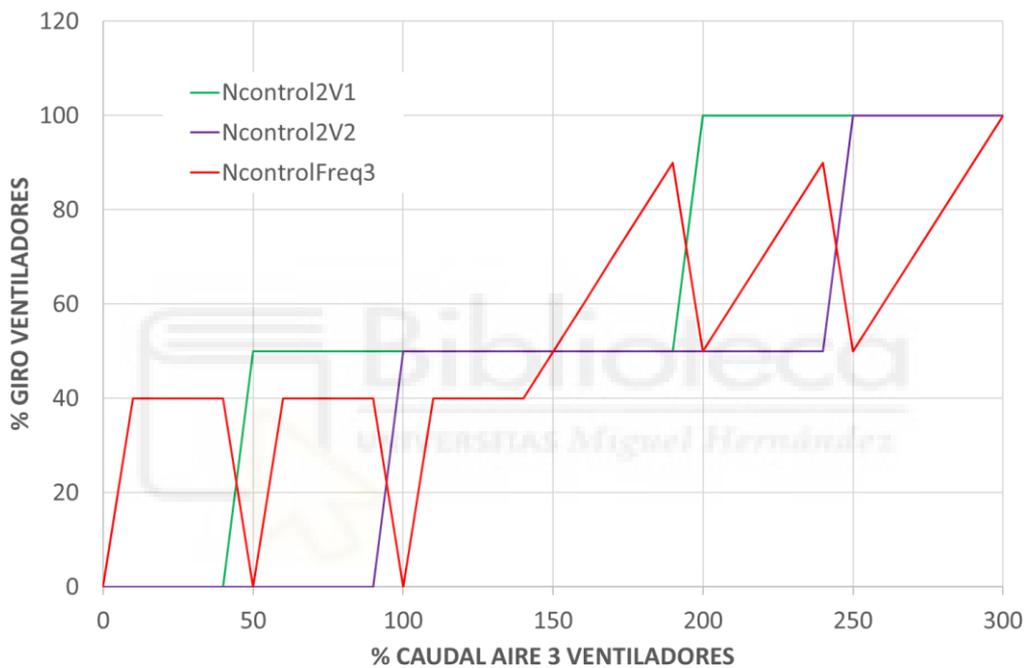


Figura 61. Configuración actual de los ventiladores

Se propone como mejora del sistema actual incorporar un variador de frecuencia en cada uno de los ventiladores, lo que conduce a una nueva lógica de funcionamiento:

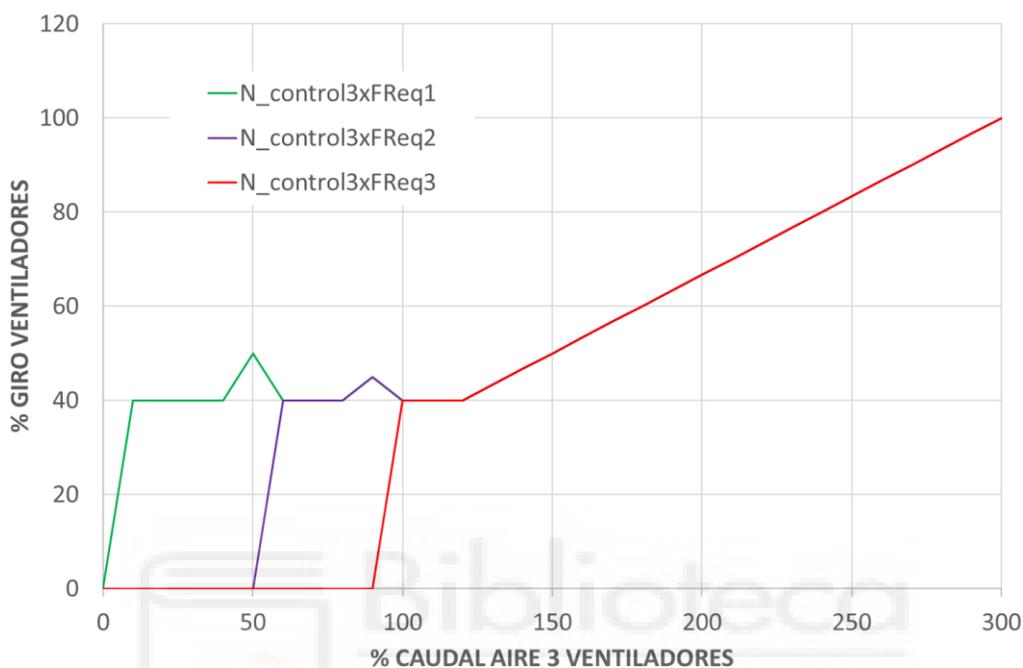


Figura 62. Configuración para la propuesta con los variadores de frecuencia

Para relacionar la frecuencia con el caudal de ventilación y la potencia consumida por los ventiladores se recurre a la Teoría de los ventiladores. La teoría de los ventiladores es fundamental para entender su funcionamiento y cómo se relacionan varias variables como la frecuencia, la potencia consumida y los caudales. A continuación, se detalla la relación entre estas variables:

5.2 LEYES DE SEMEJANZA PARA VENTILADORES

5.2.1 PRIMERA LEY DE LOS SEMEJANTES (LEY DE CAUDALES):

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (5.1)$$

Donde:

- Q es el caudal volumétrico (m³/s).
- N es la velocidad de rotación del ventilador (rpm).

Esta ley indica que el caudal es directamente proporcional a la velocidad del ventilador.

5.2.2 SEGUNDA LEY DE LOS SEMEJANTES (LEY DE PRESIONES):

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 \quad (5.2)$$

Donde:

- P es la presión (Pa).

Esto significa que la presión generada por el ventilador es proporcional al cuadrado de la velocidad del ventilador.

5.2.3 TERCERA LEY DE LOS SEMEJANTES (LEY DE POTENCIA):

$$\frac{W_2}{W_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \quad (5.3)$$

Donde:

- W es la potencia consumida (W)

La potencia consumida por el ventilador es proporcional al cubo de la velocidad del ventilador. Partiendo de la información suministrada por el fabricante de los ventiladores (Figura 29) de la torre podemos obtener las relaciones anteriores asumiendo el consumo 140,3 kW a 100% de velocidad de giro.

Atendiendo a estas relaciones se puede determinar la relación entre la potencia consumida en cada rango de ventilación requerida atendiendo a las lógicas de control mostradas:

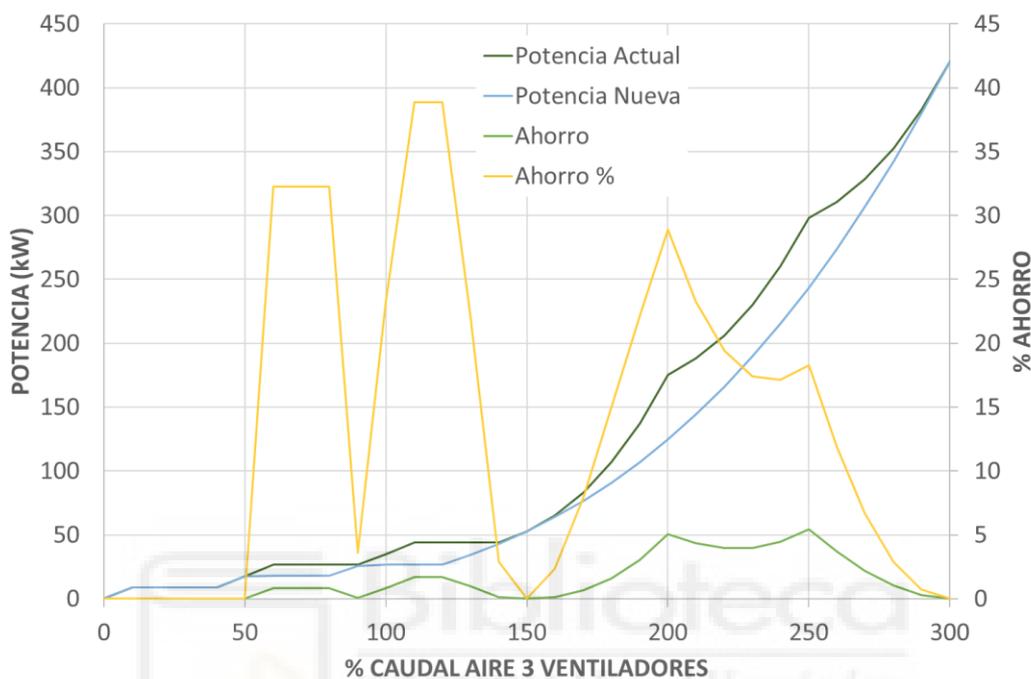


Figura 64. Ahorro obtenido entre ambas configuraciones

El siguiente paso es saber en qué rango de ventilación se necesita trabajar para cubrir con las necesidades de disipación de calor de la central termosolar. Para ello se emplean los datos experimentales recogidos en la planta CSP Villena. Como dato de partida se tiene la intensidad consumida en cada ventilador. Asumiendo que cuando se mide la intensidad máxima consume la potencia nominal podemos determinar el consumo actual de los ventiladores.

Para la determinación del consumo con 3 variadores de frecuencia es necesario saber el % de la ventilación que se requiere en cada instante y, de nuevo, se recurre a la información de la intensidad medida para saber. En las siguientes gráficas se muestra la intensidad consumida por cada ventilador en función de la temperatura de bulbo húmedo:

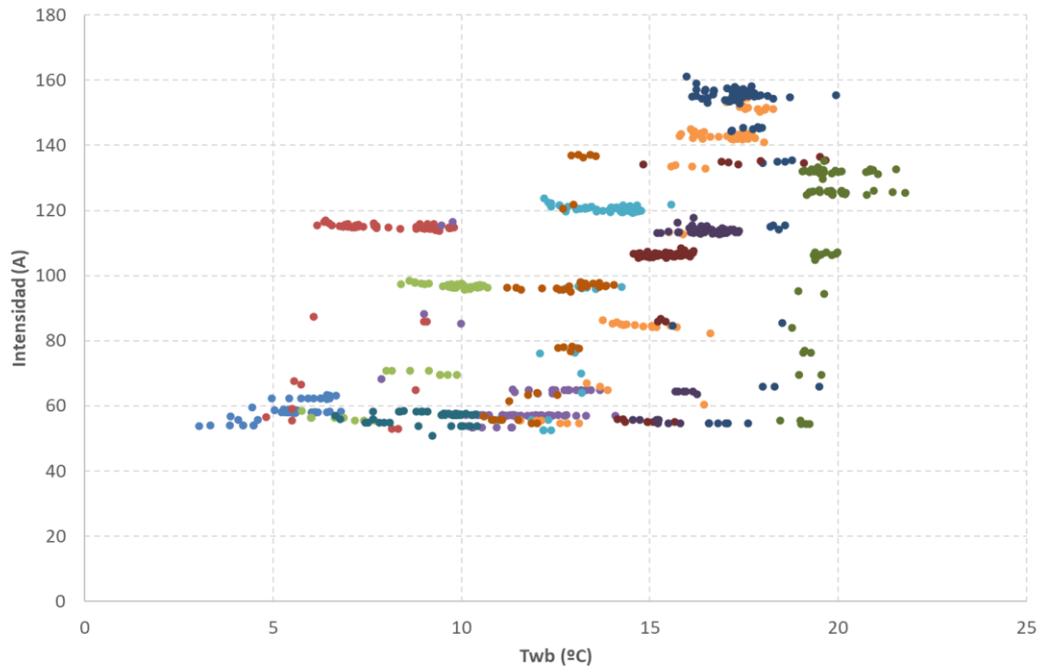


Figura 65. Ventilador 1 (Control: variador de frecuencia)

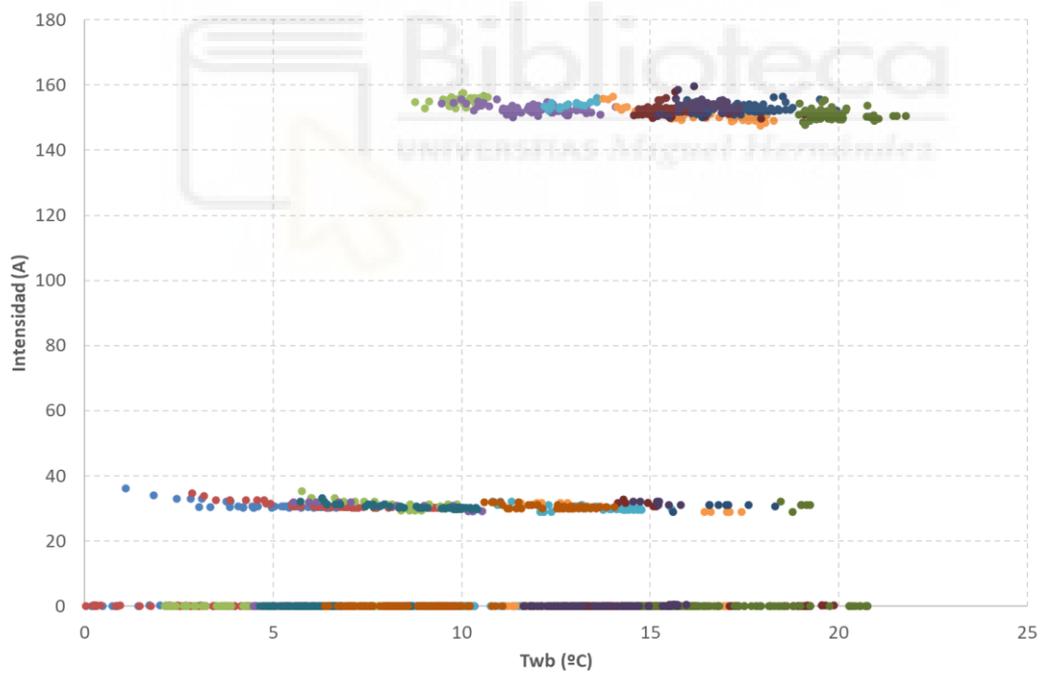


Figura 66. Ventilador 2 (Control: 2 velocidades)



Figura 67. Ventilador 3 (Control: 2 velocidades)

A partir de estas gráficas se puede identificar claramente cuándo los ventiladores 2 y 3 están trabajando en cada uno de sus niveles de operación: 0; 50% y 100%. Y aplicando la regla cúbica entre el consumo de potencia y el caudal de los ventiladores se deduce el nivel de operación del ventilador con variador de potencia. También añadimos a la comparativa la frecuencia a la que trabajarían los 3 ventiladores con variador de frecuencia.

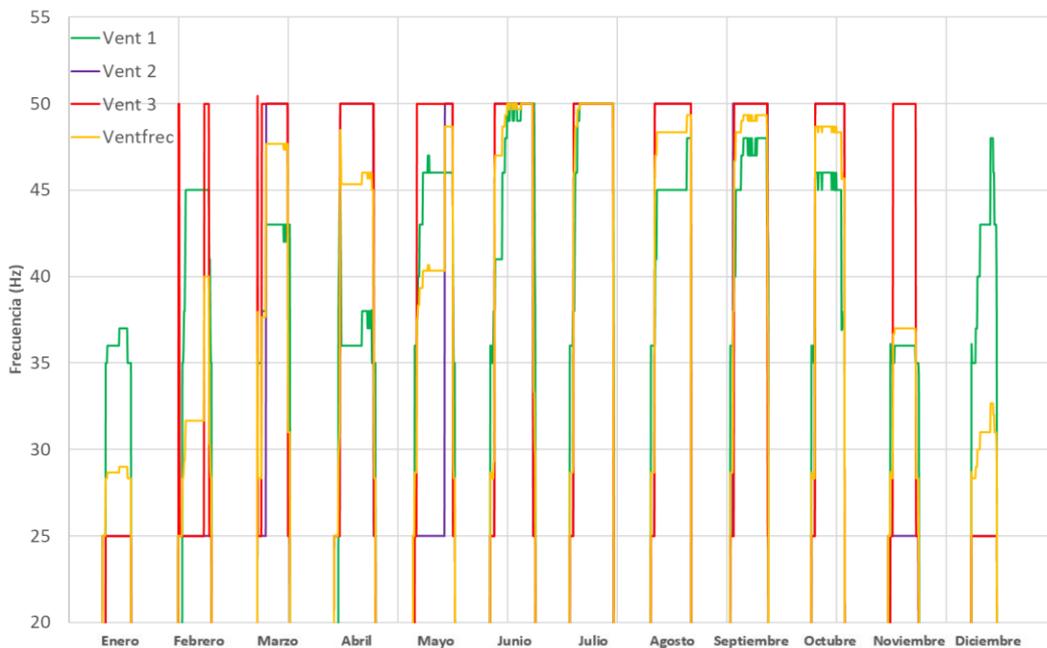


Figura 68. Frecuencias de trabajo de los ventiladores para ambas configuraciones

Una vez conocido el valor relativo del caudal necesario respecto al nominal se puede calcular el nivel de giro de los 3 ventiladores cuando se regulan con variador de frecuencia y con ello el consumo en ambas situaciones, donde podemos apreciar en porcentajes los ahorros logrados con el uso de los 3 variadores de frecuencia frente a la actual configuración.

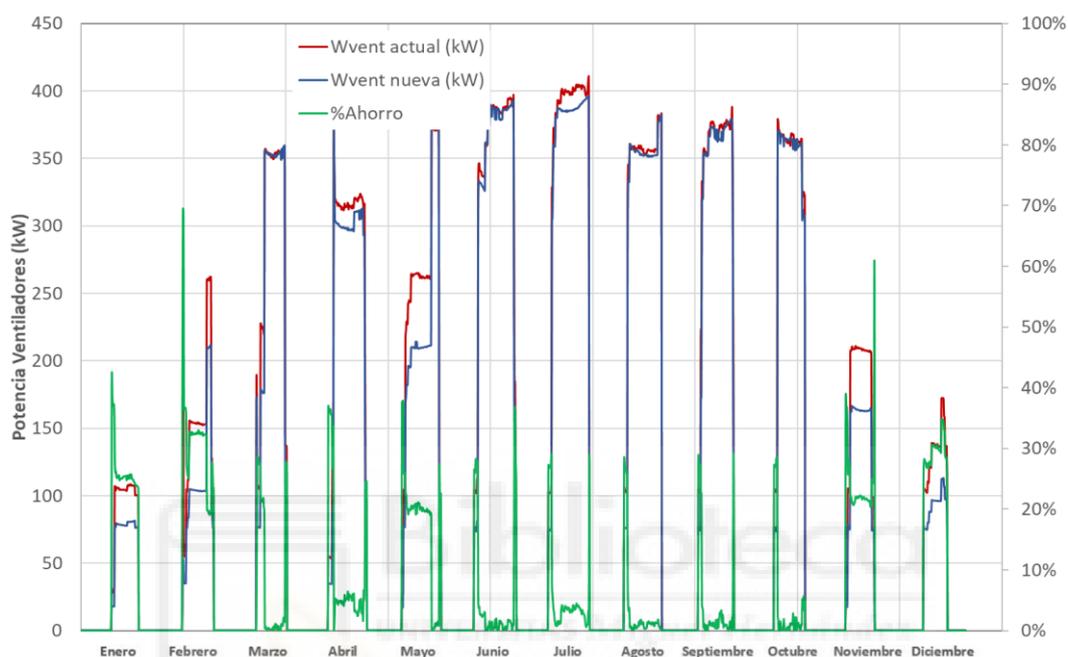


Figura 69. Potencias consumida por los ventiladores para ambas configuraciones

Analizando los resultados desde una perspectiva energética se tiene que en término promedio se ahorra un 12,11% de la energía empleada en ventiladores promediando 226 kWh de ahorro. El máximo ahorro en términos de energía se detecta para el día 10 de mayo con 472 kWh y a nivel porcentual los máximos se alcanzan para los días 2 de febrero y el 24 de diciembre con un 29,9% de ahorro energético.

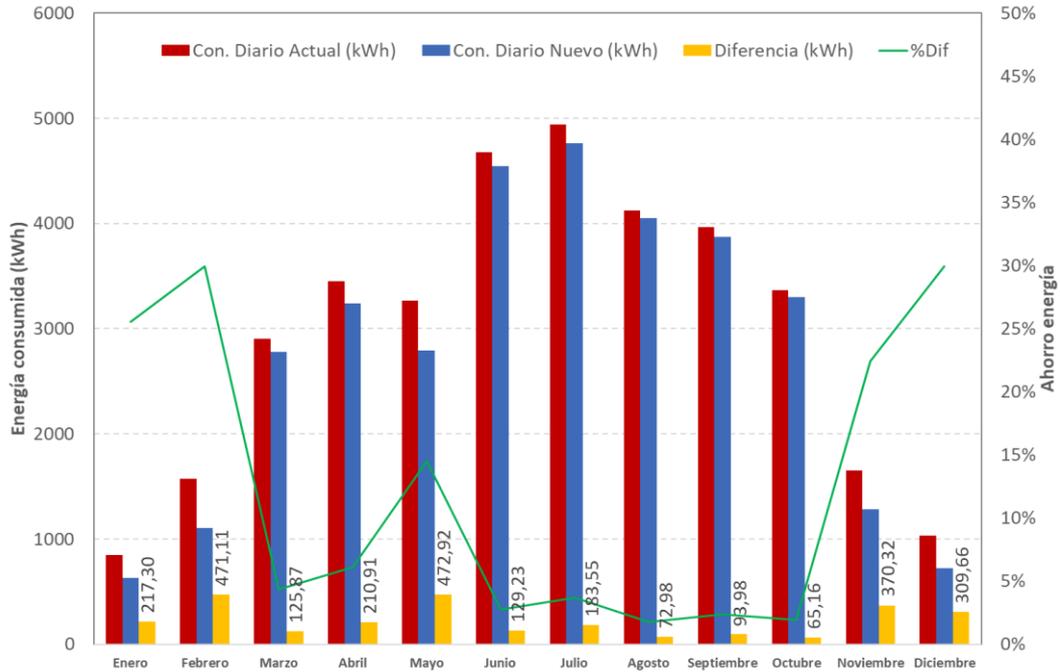


Figura 70. Ahorro energético con la incorporación de los variadores

Conociendo los valores para estos 12 días estudiados, ahora necesitamos saber con los datos del SAM2022 de Portales R. (2025), cuantos de los días de cada mes la central está operativa al producir más de 100 kWh y así calcular el ahorro mensual real.

	Dias ON	AE _{MES} (kWh)
Enero	6	1.303,81
Febrero	15	7.066,70
Marzo	19	2.391,61
Abril	25	5.272,83
Mayo	30	14.187,66
Junio	27	3.489,21
Julio	31	5.690,15
Agosto	28	2.043,33
Septiembre	23	2.161,48
Octubre	19	1.238,48
Noviembre	4	1.481,27
Diciembre	9	2.786,96
AE_{TOTAL}:		49.113,04

Tabla 10. Energía ahorrada para los días de funcionamiento al año para el modelo del Proyecto singular



CAPITULO 6

CERTIFICADO DEL AHORRO ENERGÉTICO (CAE)

6 CERTIFICADO DEL AHORRO ENERGÉTICO (CAE)

6.1 INTRODUCCIÓN

El Certificado de Ahorro Energético es un documento oficial promovido por el Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico con el apoyo del Instituto para la Diversificación y el Ahorro de la Energía (IDEA), este documento acredita de forma objetiva la reducción de consumo energético alcanzada tras la implementación de soluciones y buenas prácticas orientadas a la eficiencia. Su concesión se sustenta en una auditoría detallada que compara los registros de consumo antes y después de introducir sistemas de climatización de alta eficiencia, mejoras en el aislamiento térmico, incorporación de energías renovables o la optimización de procesos industriales. El ahorro real obtenido se cuantifica en términos de energía primaria o eléctrica (1 CAE = 1 kWh) validando los resultados antes las entidades interesadas.

Este documento parte del Plan Nacional Integrado de Energía y Clima (PNIEC) 2023-2030, que fija las como objetivos la reducción de consumo y despliegue de energías renovables. De este modo, se incluye dentro del Plan de Recuperación, Transformación y Resiliencia el cual está financiado con fondo NextGeneration de la Unión Europea, trata de impulsar la modernización de infraestructura y la transformación digital del sector energético. Europa busca con estos planes que los países logren un refuerzo del suministro energético y acelerar el proceso hacia energías limpias mediante revisiones periódicas e informes donde se muestre ese progreso.

En resumen, el CAE se presenta como una herramienta fundamental para avanzar hacia un modelo energético más eficiente, sostenible y resiliente. Ofreciendo un aval a los inversores de estas prácticas reduciendo el riesgo al facilitar el acceso a subvenciones y financiaciones que mejoren la competitividad entre empresas con relación a prácticas sostenibles basadas en una cultura de responsabilidad ambiental y económica. Por consiguiente, debemos ver que influencia tiene este documento en las instalaciones termosolares y cómo aplicarlo a la de Enerstar-Villena para ver el ahorro que podemos lograr con nuestra mejora en la instalación.

6.2 LA INFLUENCIA DEL CERTIFICADO EN PLANTAS TERMOSOLARES

La aplicación del Certificado de Ahorro Energético ha provocado un cambio importante en la forma de operar de las centrales termosolares, más allá del control de consumo, el hecho de tener que documentar el ahorro real que se está llevando a cabo ha provocado el desarrollo de sistemas avanzados de supervisión y control. Estos sistemas han pasado de verse como un sobre coste en las instalaciones a ser pilares fundamentales en las instalaciones pues mejoran la gestión energética en la planta al tener un mayor control de su funcionamiento evitando inconvenientes en la producción y aplicando programas de mantenimiento predictivo con el fin de anticiparse al deterioro de los componentes claves en la instalación logrando así un mayor rendimiento en la instalación que favorece los informes de rentabilidad que se deben presentar.

En el terreno de la innovación, el CAE facilita la validación de soluciones emergentes, como el uso de sales fundidas de bajo punto de fusión, la integración de sistemas híbridos o, como es nuestro caso, con la implementación de mejoras tecnológicas al disponer de documentos, como la ficha IDN240 de la que hablaremos a continuación, para demostrar el cálculo de ahorros con los que comparar distintas configuraciones y justificar sus inversiones con cifras sólidas.

6.3 FICHA IND240: DE IMPLANTACIÓN DE VARIADOR DE VELOCIDAD

La ficha IND240: “Implantación de variador de velocidad” pertenece al catálogo de Medidas Estandarizadas de Eficiencia Energética aprobado por MITECO e IDEA. Su aplicación engloba la instalación y puesta en marcha de variadores de frecuencia en los motores eléctricos que accionan bombas, ventiladores, compresores o cualquier otra máquina cuyo proceso requiera regular la carga según la demanda energética variable, enfocado en regular cargas variables y maximizar el ahorro energético en el sector industrial, o en este caso en una planta termosolar.

El documento describe criterios de selección de equipos para su correcta implementación, se basa en parámetros eléctricos y control para detallar el cálculo del ahorro anual de energía a través de la siguiente fórmula:

$$AE_{TOTAL} = \sum_{j=1}^n P * \left(\left(\frac{N_1}{N_2} \right)^3 - 1 \right) * (1 - p_j) * h_j \quad (6.1)$$

Donde:

<i>P</i>	<i>Potencia nominal de salida del motor</i>	<i>kW</i>
<i>N₁</i>	<i>Frecuencia de giro del motor en carga, sin variador de velocidad</i>	<i>Hz</i>
<i>N₂</i>	<i>Frecuencia de giro del motor, en su nuevo punto de funcionamiento, con variador de velocidad</i>	<i>Hz</i>
<i>n</i>	<i>Número de variadores de velocidad</i>	
<i>h_j</i>	<i>Horas de funcionamiento anuales del motor</i>	<i>h</i>
<i>p_j</i>	<i>Pérdidas de potencia en el variador</i>	<i>%</i>
<i>AE_{TOTAL}</i>	<i>Ahorro anual de energía final total</i>	<i>kWh/año</i>

Las pérdidas de potencia en el variador la obtenemos del cuadro 6 del Anexo 1 del Reglamento (UE) 2019/1781 de la Comisión, de 1 de octubre, para una potencia de 140 kW.

Potencia de salida aparente del variador de velocidad (kVA)	Potencia nominal del motor (kW) (indicativa)	Pérdidas de energía de referencia (kW) al 90 % de la frecuencia estatórica nominal del motor y el 100 % de la corriente nominal generadora de par	Factor de desplazamiento cos ϕ de la carga de ensayo (+/- 0,08)
135	110	5,55	0,86
162	132	6,65	0,86
196	160	8,02	0,86

Tabla 11. Pérdidas de referencia de los variadores de velocidad y factor de desplazamiento de la carga de ensayo para determinar la clase IE de los variadores de velocidad

Esta ficha exige el cumplimiento de la normativa vigente y la recopilación de la documentación justificativa (facturas, certificados, registros...). Cumpliendo esto la planta termosolar conseguirá un control óptimo de procesos, reducción de pérdidas y retorno de inversión medible.

Desde el punto de vista de la eficiencia energética, la implantación de estos variadores de frecuencia nos permitirá ajustar la velocidad de los ventiladores a la demanda real del ciclo, disminuyendo pérdidas por exceso de flujo másico de aire y optimizando el consumo de recursos hidráulicos. Es una de las medidas de más rápida amortización dentro del sector industrial y, en consecuencia, logrando ahorros energéticos notables con una intervención sencilla en la instalación.

6.3.1 APLICACIÓN DE LA FICHA IND240 PARA LOS DATOS DEL MODELO

Aplicamos la fórmula (5.4) para los datos aportados para el mes de Enero:

Id Variador	P	N ₁	N ₂	h	p	AE
1	140,3	36,11	28,70	7,83	6,65	1.016,41
2	140,3	25	28,28	8,83	6,65	-357,92
3	140,3	25	28,70	7,83	6,65	-347,98
AE_{TOTAL}:						310,51

Tabla 12. Resumen de los ahorros conseguidos en el mes de enero

Podemos apreciar que solo en el ventilador 1 obtenemos ahorro energético, esto se debe a que al poder regular los tres ventiladores a la misma frecuencia para llegar a un punto de equilibrio para los tres tenemos que aumentar, como se muestra en la tabla 12, la frecuencia a la que trabajando los ventiladores 2 y 3 respecto a la configuración actual. Aunque en estos ventiladores provocamos un mayor gasto energético en la instalación global si logramos obtener un ahorro energético positivo.

Para el mes de febrero se nos presentan los siguientes datos de funcionamiento para los ventiladores:

Id Variador	P	N ₁	h ₁	N ₂	h ₂	p
1	140,3	36,13	1,33	27,97	1,67	6,65
		41	0,5	31,56	6,17	
		45	7,17	40	1,5	
2	140,3	25	10,33	26,85	2,67	6,65
				31,56	6,17	
				40	1,5	
3	140,3	25	8,33	26,98	2,5	6,65
				31,56	6,17	
		50	1,83	40	1,5	

Tabla 13. Resumen de los ahorros conseguidos en el mes de febrero

Cuando el variador gestiona distintos valores de frecuencia a lo largo de su día de funcionamiento la fórmula (6.1) definida no resulta válida, dado que no se tienen en cuenta ponderaciones por tiempo para cada velocidad ni variaciones en par motor. Por lo tanto, no podemos aplicar la ficha IDN240 para la optimización de la torre de refrigeración, para estos casos sería necesario una metodología más compleja que integre los distintos perfiles de uso de los ventiladores creando una modelización dinámica del ahorro energético obtenido.

6.3.2 HIPÓTESIS PLANTEADA PARA LA PONDERACIÓN DE FRECUENCIAS

Para adaptar la ficha IND240 al escenario que nos presentan los datos obtenidos desde la planta termosolar de Enerstar-Villena hemos planteado como hipótesis un cálculo basado en un sumatorio ponderado con la siguiente fórmula:

$$N = \sum N' * \left(\frac{\text{horas a frecuencia } x}{\text{horas total}} \right) \quad (6.2)$$

De este modo, el valor de la frecuencia en función de las horas de funcionamiento se convierte en la suma de los ahorros parciales. Con esto se pretende reflejar mayor precisión en cada configuración de los ventiladores y facilitando la comparación entre ambas para determinar el ahorro energético.

Aplicamos esta hipótesis como ejemplo para el mes de febrero para el ventilador 1 en la configuración actual con los datos de la tabla 12 en la fórmula (6.2):

$$N_1 = 36,13 \text{ Hz} * \left(\frac{1,33 \text{ h}}{9 \text{ h}} \right) + 41 \text{ Hz} * \left(\frac{0,5 \text{ h}}{9 \text{ h}} \right) + 45 \text{ Hz} * \left(\frac{7,17 \text{ h}}{9 \text{ h}} \right) = 43,46 \text{ Hz}$$

Y para la configuración con los tres variadores tenemos:

$$N_2 = 27,97 \text{ Hz} * \left(\frac{1,67 \text{ h}}{9 \text{ h}} \right) + 31,56 \text{ Hz} * \left(\frac{6,17 \text{ h}}{9 \text{ h}} \right) + 40 \text{ Hz} * \left(\frac{1,5 \text{ h}}{9 \text{ h}} \right) = 32,27 \text{ Hz}$$

Lo mismo para los otros dos ventiladores:

	Frecuencias actuales (Hz)	Tiempo 1 (h)	N ₁ (Hz)	Frecuencias nuevas	Tiempo 2 (h)	N ₂ (Hz)
Ventilador 2	25	10,33	25	26,85	2,67	31,57
				31,56	6,17	
				40	1,5	
Ventilador 3	25	8,33	29,51	26,98	2,5	31,68
				31,56	6,17	
	50	1,83		40	1,5	

Tabla 14. Valores de frecuencias y tiempo de trabajo para los ventiladores 2 y 3 en febrero

Aplicando este razonamiento al resto de meses del año obtenemos los siguiente resultados:

MARZO	Frecuencias actuales (Hz)	Tiempo 1 (h)	N₁ (Hz)	Frecuencias nuevas	Tiempo 2 (h)	N₂ (Hz)
Ventilador 1	36,56	2,67	41,25	28,33	1,17	42,72
				31	0,67	
	42,95	7,33		37,59	1,5	
				47,65	6,67	
Ventilador 2	25	3,33	41,67	28,33	1,17	42,72
				31	0,67	
	50	6,67		37,59	1,5	
				47,65	6,67	
Ventilador 3	25	1,83	45,42	28,33	1,17	42,72
				31	0,67	
	50	8,17		37,59	1,5	
				47,65	6,67	

Tabla 15. Valores de frecuencias y tiempo de trabajo para los ventiladores en marzo

ABRIL	Frecuencias actuales (Hz)	Tiempo 1 (h)	N₁ (Hz)	Frecuencias nuevas	Tiempo 2 (h)	N₂ (Hz)
Ventilador 1	36,44	10,67	36,82	28,58	0,67	44,01
				31	0,33	
	45	0,33		36,67	0,17	
				45,57	10,17	
Ventilador 2	25	2,5	45,07	26,19	2	42,01
				31	0,33	
	50	10,17		36,67	0,17	
				45,57	10,17	
Ventilador 3	25	2,33	45,39	26,19	2	42,01
				31	0,33	
	50	10,33		36,67	0,17	
				45,57	10,17	

Tabla 16. Valores de frecuencias y tiempo de trabajo para los ventiladores en abril

MAYO	Frecuencias actuales (Hz)	Tiempo 1 (h)	N₁ (Hz)	Frecuencias nuevas	Tiempo 2 (h)	N₂ (Hz)
Ventilador 1	36,3	1,67	44,23	28,67	0,67	40,53
				38,73	0,33	
	46,04	9,17		40,35	0,17	
				48,67	10,17	
Ventilador 2	25	10,33	29,87	27,67	2	39,93
				38,73	0,33	
	50	2,5		40,35	0,17	
				48,67	10,17	
Ventilador 3	25	1,33	47,30	28,67	2	40,53
				38,73	0,33	
	50	11		40,35	0,17	
				48,67	10,17	

Tabla 17. Valores de frecuencias y tiempo de trabajo para los ventiladores en mayo

JUNIO	Frecuencias actuales (Hz)	Tiempo 1 (h)	N₁ (Hz)	Frecuencias nuevas	Tiempo 2 (h)	N₂ (Hz)
Ventilador 1	36,4	1,67	46,37	28,74	1,5	46,28
	41	2,33		32,33	0,5	
	49,34	9,83		41,67	0,17	
				49,20	11,67	
Ventilador 2	25	2,17	46,08	28,74	1,5	46,28
	50	11,67		32,33	0,5	
				41,67	0,17	
				49,20	11,67	
Ventilador 3	25	2	46,39	28,74	1,5	46,28
	50	11,83		32,33	0,5	
				41,67	0,17	
				49,20	11,67	

Tabla 18. Valores de frecuencias y tiempo de trabajo para los ventiladores en junio

JULIO	Frecuencias actuales (Hz)	Tiempo 1 (h)	N₁ (Hz)	Frecuencias nuevas	Tiempo 2 (h)	N₂ (Hz)
Ventilador 1	36,67	1,5	48,06	28,76	1,17	48
	41,50	0,33		30,33	0,17	
	49,71	11,67		49,76	12,17	
Ventilador 2	25	1,33	47,71	28,76	1,17	47,71
	50	12,17		30,33	0,17	
				49,76	12,17	
Ventilador 3	25	1,33	47,71	28,76	1,17	47,71
	50	12,17		30,33	0,17	
				49,76	12,17	

Tabla 19. Valores de frecuencias y tiempo de trabajo para los ventiladores en julio

AGOSTO	Frecuencias actuales (Hz)	Tiempo 1 (h)	N₁ (Hz)	Frecuencias nuevas	Tiempo 2 (h)	N₂ (Hz)
Ventilador 1	36	1,33	44,19	28,67	1,17	46,49
	41	0,5		48,35	11,17	
	45,38	10,5				
Ventilador 2	25	1,17	47,64	28,67	1,5 0,5	46,28
	50	11,17		48,35	0,17 11,67	
Ventilador 3	25	1,17	47,67	28,67	1,5 0,5	46,28
	50	11,17		48,35	0,17 11,67	

Tabla 20. Valores de frecuencias y tiempo de trabajo para los ventiladores en agosto

OPTIMIZACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE LA TORRE DE REFRIGERACIÓN DE LA CENTRAL
TERMOSOLAR ENERSTAR-VILLENA

SEPTIEMBRE	Frecuencias actuales (Hz)	Tiempo 1 (h)	N ₁ (Hz)	Frecuencias nuevas	Tiempo 2 (h)	N ₂ (Hz)
Ventilador 1	36,4	1,17	45,63	28,67	0,83	46,76
	41	1		30,33	0,17	
	49,34	9,5		38,44	0,5	
				48,92	10,17	
Ventilador 2	25	1	47,86	28,67	0,83	46,76
				30,33	0,17	
	50	10,67		38,44	0,5	
				48,92	10,17	
Ventilador 3	25	1,5	46,79	28,67	0,83	46,76
				30,33	0,17	
	50	10,17		38,44	0,5	
				48,92	10,17	

Tabla 21. Valores de frecuencias y tiempo de trabajo para los ventiladores en septiembre

OCTUBRE	Frecuencias actuales (Hz)	Tiempo 1 (h)	N ₁ (Hz)	Frecuencias nuevas	Tiempo 2 (h)	N ₂ (Hz)
Ventilador 1	36,31	2,17	43,69	28,52	1,17	45,98
	45,69	8		48,25	9	
Ventilador 2	25	1,17	47,13	28,52	1,17	45,98
	50	9		48,25	9	
Ventilador 3	25	1,17	47,13	28,52	1,17	45,98
	50	9		48,25	9	

Tabla 22. Valores de frecuencias y tiempo de trabajo para los ventiladores en octubre

NOVIEMBRE	Frecuencias actuales (Hz)	Tiempo 1 (h)	N ₁ (Hz)	Frecuencias nuevas	Tiempo 2 (h)	N ₂ (Hz)
Ventilador 1	34	0,17	35,72	28,37	1,67	35,31
	35,75	8,67		36,97	7	
Ventilador 2	25	9,33	25	20	0,17	34,32
				27,40	2,33	
				36,97	7	
Ventilador 3	25	1,67	45,19	20	0,17	35,03
	50	7		28,37	1,67	
				36,97	7	

Tabla 23. Valores de frecuencias y tiempo de trabajo para los ventiladores en noviembre

DICIEMBRE	Frecuencias actuales (Hz)	Tiempo 1 (h)	N ₁ (Hz)	Frecuencias nuevas	Tiempo 2 (h)	N ₂ (Hz)
Ventilador 1	35,75	2	41,49	28,58	2	30,5
	42,46	4,67		31,15	5,83	
	47,43	1,17				
Ventilador 2	25	7,83	25	28,58	2	30,5
				31,15	5,83	
Ventilador 3	25	7,83	25	28,58	2	30,5
				31,15	5,83	

Tabla 24. Valores de frecuencias y tiempo de trabajo para los ventiladores en diciembre

Aplicamos la fórmula (6.1) para obtener el Ahorro Energético (AE) de cada mes y al igual que los datos del SAM2022 como con el Proyecto Singular determinamos el Ahorro Energético a lo largo del año a partir de la ficha IDN240 y la hipótesis planteada para la problemática que nos ha surgido con las diferentes frecuencias de funcionamiento en cada mes a excepción de Enero:

	AE	Dias ON	AE _{MES}
Enero	310,51	6	1.863,06
Febrero	763,59	15	11.453,87
Marzo	22,84	19	433,95
Abril	207,07	25	5.176,76
Mayo	458,17	30	13.745,19
Junio	0,15	27	3,98
Julio	0,44	31	13,59
Agosto	17,61	28	492,96
Septiembre	5,21	23	119,78
Octubre	14,8	19	281,24
Noviembre	618,31	4	2.473,24
Diciembre	635,91	9	5.723,18
	AE_{TOTAL}:		41.780,80

Tabla 25. Energía ahorrada para los días de funcionamiento al año para el modelo de la ficha IDN240

Comparamos el Ahorro Energético (AE) que hemos obtenido con los dos métodos para los días estudiados en cada uno de los meses:

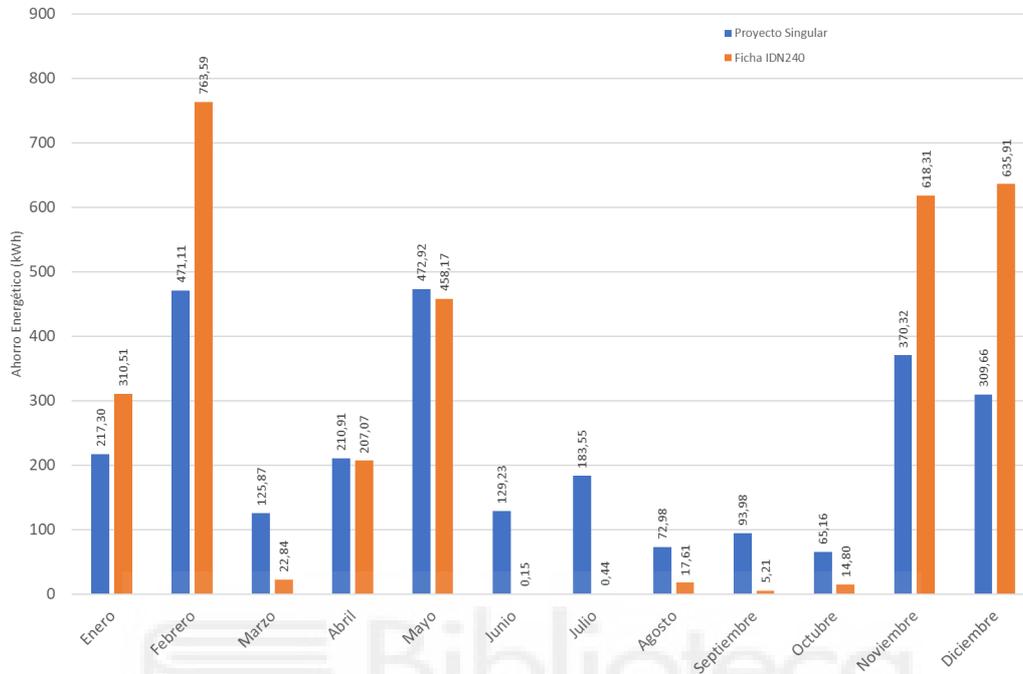


Figura 71. Comparativa de resultados en el Ahorro Energético (AE) para cada mes

El resultado obtenido con la ficha IDN240 es similar al que obtenemos del Proyecto singular con una diferencia del 15%. Podemos comprobar que, entre los meses de junio y septiembre, los resultados del Ahorro Energético para la ficha IDN240 son prácticamente nulos, esto se debe a que en estos meses en ambas configuración los ventiladores están trabajando la mayoría del tiempo a frecuencias cercanas o iguales a 50 Hz por lo que esa diferencia de consumo se logra por momentos puntuales que apenas marcan un ahorro significativo con la mejora de la instalación.

6.4 CÁLCULO DEL TIEMPO DE RETORNO PARA LA INSTALACIÓN

Una vez realizado el Ahorro Energético, para calcular el tiempo de retorno que conlleva la instalación de los dos variadores en la planta debemos tener varios datos presentes a la hora de realizar dicho calculo. Primero, el presupuesto total requerido de los dos variadores de frecuencia.

Descripción	Unidades	Precio/Unidad	Total
Variable Speed Drive SD750, 160kW con aplicación de ahorro energético integrada. SD750S 6 pulses. Three Phase Drive, keypad, EMC filter, line reactor and DV/DT filter built-in. (V): 690 Vac (-5 / +10 %) Normal Duty (A): 180A Protection: IP54 Normal Duty: 160kW Input Frequency: 50/60Hz Current THD(%):<40% Unshielded cable length: <300m	2	9.446,09 €	18.892,18 €

Siguiente punto, el precio al cual se remunera cada kilovatio-hora logrado con la mejora, este se fija mediante un contrato de cesión de ahorros el cual sigue estos criterios:

- Referencia máxima: El Gobierno, mediante MITECO, publica el valor financiero máximo para el precio unitario de los CAE, en 2024 ese valor se situó en 0,182 €/kWh.
- Negociación: A partir del valor fijado, dado que estamos en un mercado libre el precio varía en función de la oferta y demanda de los certificados, los costes de verificación y gestión, y del margen de beneficio que se busque obtener por parte del intermediario.

De modo que para nuestra caso, vamos a estimar un rango de precios de los CAE entre 0,18€ y 0,1€ con el fin de acotar ese periodo de retorno directamente en función del precio que logremos acordar del que nos beneficiaremos durante el primer año de instalación.

Por último, el precio de venta de la energía que hemos logrado con el ahorro energético en el consumo debe negociarse mediante un contrato de compraventa con la compañía eléctrica correspondiente mediante mecanismos de mercado regulado en los que intervienen varios elementos:

- Precio referencia: En España, el precio de venta de energía se fija cada hora en base a la oferta y demanda, pagando al productor el precio promedio al que se adjudica su energía en el mercado.
- Incentivo adicional: Con este incentivo se pretende cubrir la volatilidad con la que se remunera el precio referencia anteriormente mencionado, garantizando mayor rentabilidad al productor.
- Coste de acceso y transporte: Se refiere a los costes de uso de las redes (peajes) y de acceso a red fijados por el regulador, los cuales se incluyen o se descuentan del precio bruto de venta.
- Perfil de producción: Plantas con generación estable y predecible, como es el caso de las termosolares, tienen la venta de negociar mejores precios frente a las de producción intermitente.

Con esta información, vamos a determinar el rango de beneficio que da la venta de energía producida entre 0,03 € y 0,1 €. Este beneficio repercutirá durante el tiempo de amortización de la instalación y a posteriori, pues el ahorro energético logrado una vez amortizado se representará como beneficios extra en la venta de energía para la planta.

Aplicando los puntos mencionados a la ecuación para el tiempo de retorno nos queda lo siguiente:

$$t_{\text{retorno}} = \frac{18.892,18\text{€} - AE \frac{kWh}{\text{año}} * [0,1 \frac{\text{€}}{kWh} - 0,18 \frac{\text{€}}{kWh}]_{CAES}}{49.133,04 \frac{kWh}{\text{año}} * [0,03 \frac{\text{€}}{kWh} - 0,1 \frac{\text{€}}{kWh}]_{ENERGÍA}} \quad (6.3)$$

Esta ecuación nos permitirá determinar mediante una gráfica dinámica los rangos de tiempo de retorno para ambos métodos realizados para el ahorro energético de la instalación.

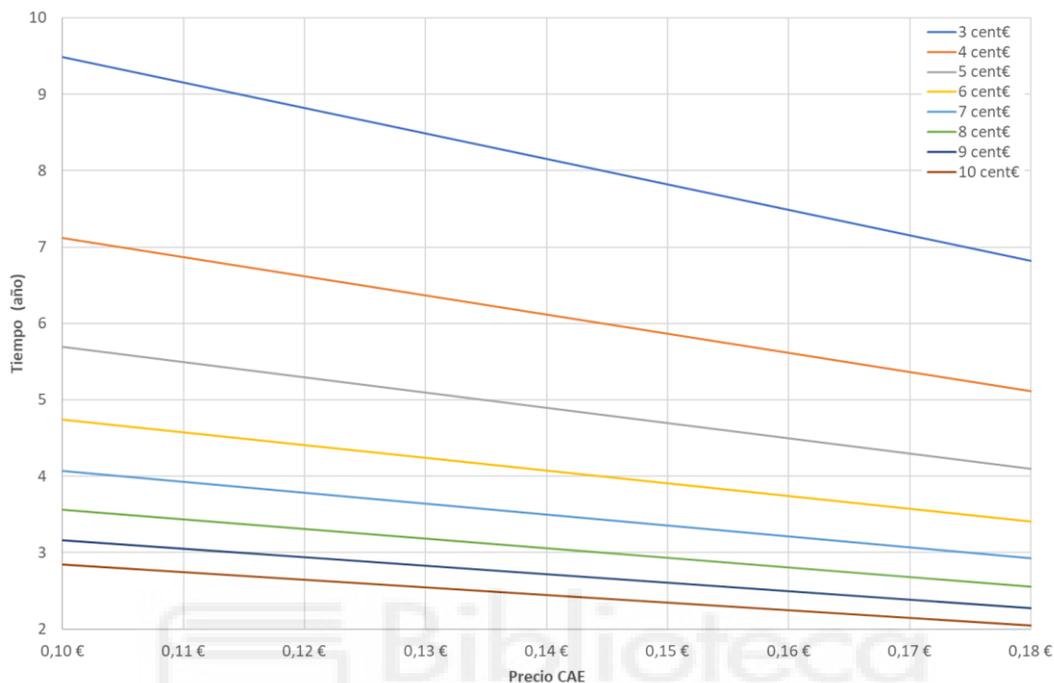


Figura 72. Tiempo de recuperación de la inversión para el Proyecto Singular

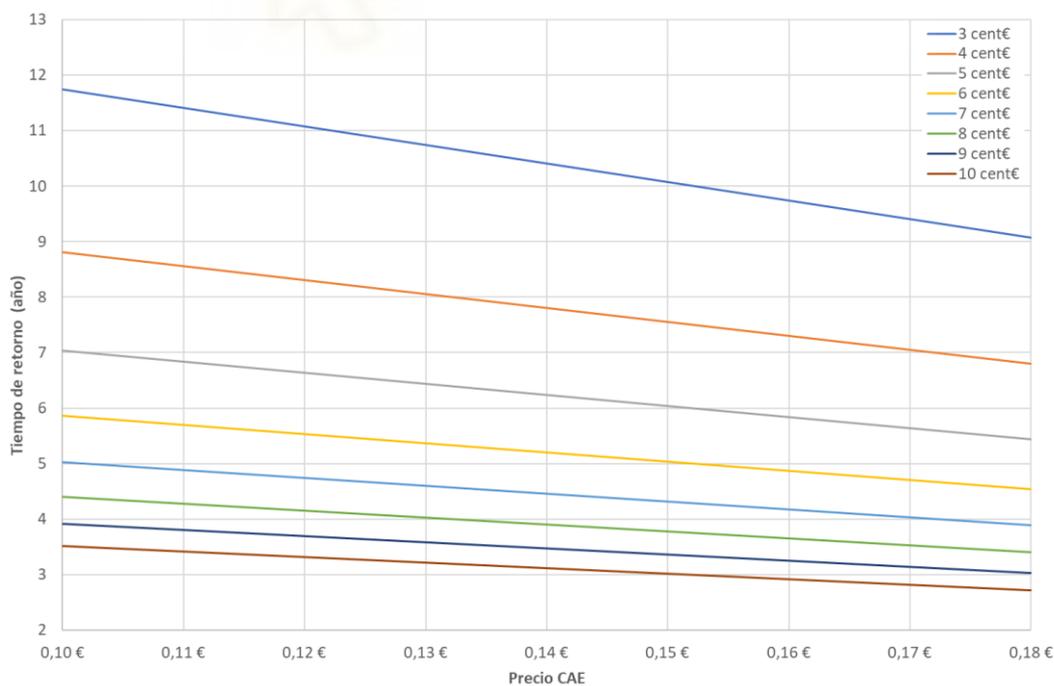


Figura 73. Tiempo de recuperación de la inversión para la ficha IDN240

Comparando ambas gráficas, y dado los resultados obtenidos anteriormente de Ahorro Energético, podemos concluir que el método del Proyecto Singular les da resultados más beneficiosos para la implementación de los variadores, no solo porque el tiempo de retorno es menor sino porque debemos tener en cuenta que con la ficha IDN240 hemos aplicado una hipótesis para el cálculo no verificada por lo que, los resultados de ese método no resultan del todo fiables.





CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES

7 CONCLUSIONES

Este Trabajo de Fin de Grado ha estudiado de manera íntegra la caracterización, modelización y optimización de la torre de refrigeración de la central termosolar Enerstar-Villena, con la intención de mejorar su eficiencia térmica y reducir tanto el consumo de energía eléctrica como de recursos hídricos.

El inicio del estudio desarrolla y contrasta distintos modelos para obtener la Característica Termodinámica de la torre, analizando las ventajas y desventajas de cada modelo para los datos que se disponía, Merkel ofrece una aproximación rápida pero los errores de cálculo para la temperatura de salida eran superiores al 0,5°C. Por otro lado, el modelo de Tchebyshev al generar polinomios ajustados a datos de catalogo logra reducir la desviación al 1% en el cálculo de la Característica Termodinámica (CT) en condiciones nominales, finalmente se ha utilizado el de Poppe que a pesar de ser más extenso logra mayor precisión para el cálculo, una vez se obtiene este dato se iguala con las correlaciones de ASHRAE y Kloppers & Kroger, que logran combinar la transferencia de calor con correlaciones L/G-NTU que integran la temperatura de bulbo húmedo respectivamente, obteniendo un error media inferior a 0,2°C y en la masa de agua evaporada cerca del 9% pero, aunque con el flujo másico de aire obtiene un error en torno al 5,8% no logra obtener resultados prácticos, ya que son valores que no se pueden dar en la instalación real.

Desde el lado del balance hídrico y sostenibilidad, las correlaciones estiman un ratio de evaporación de 2,16 m³/MW, teniendo en cuenta la purga de agua (1,16 m³/MW) y, aunque insignificantes, las pérdidas por arrastre. Se obtiene un consumo total cercano a los 3,32 m³/MW, cifra significativa que determinara la viabilidad de la instalación en situaciones de recursos hídricos limitados. Por lo que el modelo de Poppe junto con las correlaciones de ASHRAE y Kloppers & Kroger nos lleva a buscar soluciones híbridas que reduzcan la evaporación mediante la implementación de sistemas de recirculación y/o recuperación de agua de purga.

De este modo, en el estudio para la optimización del control de ventiladores se propone estrategias del control dinámico de los ventiladores sustituyendo el esquema actual con un variador de frecuencia y dos ventiladores trabajando a dos velocidades, 50% y 100%, por un control con un variador de frecuencia para cada ventilador. Con este cambio analizamos los datos de operación reales aportados por Enerstar-Villena con la configuración actual calculando su demanda de flujo másico de aire para aportar la misma cantidad con la configuración propuesta logrando un ahorro del consumo eléctrico del 12,11% equivalente a 49.113 kWh/año para el método del Proyecto Singular, el cual utilizaremos para el Certificado de Ahorro Energético, ya que el método propuesto por la ficha IDN240 para la obtención del CAES resultó no ser válida para situación dada.

Se concluye el Trabajo de Fin de Grado determinando el tiempo de retorno que vamos a necesitar para la inversión en la mejora de la instalación en la planta termosolar. Aunque comparamos el tiempo que se obtiene con el ahorro energético con ambos métodos el resultado que va a determinar la conclusión de este Trabajo de Fin de Grado es el obtenido con el Proyecto Singular donde nos señala tiempos de retorno entre 2 y 9 años aproximadamente todo dependerá de la negociación para acordar el precio de venta de la energía y de la compensación aportada del CAES durante un año.

8 BIBLIOGRAFÍA

- [1]. Plan Nacional Integrado de Energía y Clima (PNIEC 2023-2030)
< <http://www.miteco.gob.es> >
- [2]. Estrategias Nacionales para la Transición Ecológica – IDAE
< <http://www.idae.es> >
- [3]. Red Eléctrica de España (REE)
< <http://www.ree.es> >
- [4]. La Generación Eléctrica en España – Energía y Sociedad
< <http://www.energiaysociedad.es> >
- [5]. National Renewable Laboratory (NREL) (2024)
< <https://www.nrel.gov/csp/> >
- [6]. International Renewable Energy Agency (IRENA) (2022)
< <https://www.irena.org> >
- [7]. Las plantas termosolares en España ubicación e impactos ambientales
< <https://www.tecpa.es> >
- [8]. 2025: Un año decisivo para el futuro de la termosolar en España
< <https://www.protermosolar.com> >
- [9]. La energía termosolar alcanza 4.127 GWh de generación total en 2024
< <https://www.energetica21.com> >
- [10]. El misterio de los parques solares que producen electricidad por la noche
< <https://www.energias-renovables.com> >
- [11]. Guía sobre los Certificados de Ahorro Energético (CAE)
< <https://www.se.com> >

[12]. Operador del Mercado Ibérico de Energía (OMIE)

< <https://www.omie.es> >

[13]. Datos de capacidad instalada y liderazgo en CSP (2024)

< https://en.wikipedia.org/wiki/Solar_power_in_Spain >

[14]. Renovables 2050. Catalogo

< <http://greenpeace.org/espana/es/reports/renovables-2050/> >

[15]. Pacto verde Europeo y paquete Fit for 55 de la Comisión Europea

< <https://ec.europa.eu/clima> >

[16]. Estrategia REPowerEU (2022)

< https://commission.europa.eu/strategy-and-policy/priorities-2019-2024/european-green-deal/repowerEU_en >

[17]. “Análisis de alternativas para la disipación de calor en la planta termosolar Villena-Enerstar con el software System Advisor Model (SAM)” de Portales, R. (2025)

[18]. M.Poppe, H.Rogener, “Berechnung von rückkühlwerken,” VDI-Wärmeatlas, vol. 111, pp. 1-15, 1991