



**Programa de Doctorado en Tecnologías de la Información y las
Comunicaciones**

**SISTEMA DE MEJORA DE LA EFICIENCIA DE
PANELES SOLARES FOTOVOLTAICOS
MEDIANTE REFRIGERACIÓN GEOTÉRMICA**

**Tesis Doctoral presentada por
DIEGO LÓPEZ PASCUAL**

Director:

DR. IGNACIO VALIENTE BLANCO

Alcalá de Henares, enero de 2023



Agradecimientos

Se cumplen ya tres años desde mi incorporación al grupo de investigación de tecnologías mecánicas, eléctricas y térmicas de la Universidad de Alcalá de Henares. Durante estos tres años, en los que mi vida ha dado numerosos e inesperados vuelcos, he disfrutado, sufrido, viajado, reído, llorado... y lo más importante, he aprendido mucho y he podido desarrollarme, tanto en el aspecto personal, como en el profesional. Este crecimiento alcanza su materialización más evidente en esta tesis doctoral, y no hubiera sido posible de no ser por todas y cada una de las personas a las que me dirijo a continuación.

En primer lugar, quiero mostrar mi más sincero agradecimiento a mi tutor Ignacio Valiente Blanco, quien durante estos años se ha convertido no solo en mi mentor, sino en un gran amigo. Debo agradecer las oportunidades que me ha brindado, los consejos, el tiempo y los recursos que ha dedicado para permitirme llegar hasta aquí, así como la paciencia y el apoyo en los momentos más duros.

Me gustaría también expresar mi gratitud al profesor Efrén Díez Jiménez por ser la voz de la experiencia y el sentido común en todo este proceso, y facilitarme apoyo y consejo siempre que lo he necesitado. También debo destacar la ayuda prestada por el profesor Alan P. Morrison, quien me acogió bajo su tutela durante mi estancia en el University College Cork. Asimismo, quiero destacar el aprecio que siento por mis compañeros Jesús, Héctor, Alba, Oscar, Francisco, Carlos y en especial Miguel y Gabriel, con quienes he compartido la mayoría de mis días durante estos tres años. El cariño y apoyo que me han mostrado ha resultado clave para alcanzar esta meta.

No obstante, mis mayores agradecimientos van dirigidos a toda mi familia, y en especial a mis padres. Sin su apoyo incondicional, su paciencia y su guía no sería la persona que soy hoy. Mis amigos, a los que también considero parte de mi familia, son también parte fundamental de mi vida, y responsables inestimables de que esta tesis haya llegado a buen puerto. Afortunadamente, son demasiados para nombrarles (lo he intentado). Por último, pero con total seguridad no menos importante, a Inés, por haber sabido sufrir esta tesis conmigo. Es la persona con quien comparto la mayoría de mi tiempo, mis alegrías y mis tristezas, y un par de líneas se quedarían muy cortas para expresar todo lo que le debo.

Escribir estas líneas ha sido la parte más sencilla de toda la tesis, y me gustaría que sirvieran como reflejo de mi sincero aprecio y cariño hacia todos vosotros. De una

forma u otra, todos habéis sido participes de esta tesis y espero que os sintáis orgullosos.

Resumen

La energía solar fotovoltaica se ha convertido en una de las fuentes de energía más seguras y económicas disponibles. A pesar de esto, los valores de eficiencia de los paneles solares comerciales rara vez superan el 20%, y este número se reduce aún más debido al sobrecalentamiento. El sobrecalentamiento de las células solares en condiciones normales de operación reduce considerablemente su eficiencia. En esta tesis se diseña, describe teóricamente y valida experimentalmente un novedoso sistema de refrigeración para paneles solares fotovoltaicos basado en enfriamiento geotérmico de baja entalpía. El sistema propuesto elimina el exceso de calor producido en las células fotovoltaicas en un panel durante su operación normal mediante un sistema de refrigeración monofásico de circuito cerrado que utiliza el subsuelo como foco frío.

Se ha diseñado y fabricado un prototipo de la tecnología, orientado a plantas de generación solar fotovoltaica con mecanismo de seguimiento solar de un eje, con el objetivo de incrementar la madurez de la tecnología y verificar la viabilidad técnica y económica del sistema propuesto. Dicho prototipo fue ensayado en condiciones operacionales relevantes y ante diferentes condiciones ambientales en Alcalá de Henares, Madrid, España. En dicha ubicación, la temperatura del subsuelo es estable e igual a 16 ± 2 °C a profundidades relativamente bajas durante todo el año. Adicionalmente, el intercambio de calor con el subsuelo mejora gracias a la presencia de un acuífero, ubicado a una profundidad de aproximadamente 4 m bajo la superficie en la zona de ensayo.

Se ha demostrado que, gracias al sistema de refrigeración propuesto, es posible reducir significativamente la temperatura de los paneles solares en hasta 20 °C en las condiciones ensayadas, empleando un caudal de refrigerante de 1.84 l/min por cada metro cuadrado de panel solar. Esta reducción de temperatura resulta en una mejora relevante de la eficiencia neta del sistema. En comparación con un panel solar estándar no refrigerado, funcionando en las mismas condiciones, se ha medido una mejora máxima de la eficiencia neta en la época estival de hasta un 13.4%, con promedios diarios de mejora de la eficiencia neta de hasta el 9.4%. De manera experimental se ha determinado, en buen acuerdo con los cálculos teóricos, un aumento anual promedio de la potencia neta generada por el sistema en torno a un 5.9%, lo que demuestra la viabilidad técnica del concepto propuesto. También se ha determinado la relación de la mejora de la eficiencia con las condiciones ambientales,

el caudal de refrigeración, y el rendimiento y consumo energético de la bomba del sistema de refrigeración.

Por último, se han observado otros beneficios potenciales de la tecnología, como la reducción del rango entre las temperaturas máximas y mínimas alcanzadas por los paneles solares durante el año y la reducción del gradiente térmico entre las superficies frontal y trasera de los paneles.

Abstract

Photovoltaic solar energy has become one of the safest and most economical sources of energy available. Despite this, the efficiency values of commercial solar panels rarely exceed 20%, and this number is further reduced due to overheating. Overheating of solar cells under normal operating conditions considerably reduces their efficiency. In this thesis, a novel cooling system for photovoltaic solar panels, based on low enthalpy geothermal cooling, is designed, theoretically described, and experimentally validated. The proposed system dissipates the excess heat generated in the solar cells inside a panel during its normal operation by means of a single-phase closed circuit refrigeration system that uses the underground as a heat sink.

A prototype of the technology has been designed and manufactured, aimed at photovoltaic generation plants with a single-axis sun tracking mechanism, to increase the maturity of the technology and verify the technical and economic feasibility of the proposed system. Said prototype was tested under relevant operational circumstances and different environmental conditions in Alcalá de Henares, Madrid, Spain. In this location, the underground temperature is stable and equal to 16 ± 2 °C at relatively low depths throughout the year. Additionally, the heat exchange with the subsoil is improved thanks to the presence of an aquifer, located at a depth of approximately 4 m below the surface in the test area.

It has been proven that, thanks to the proposed cooling system, it is possible to significantly reduce the temperature of the solar panels by up to 20 °C in the tested conditions, using a coolant flow of 1.84 l/min per each square meter of solar panel. This temperature reduction results in a significant improvement in the net efficiency of the system. Compared to a standard uncooled solar panel, operating under the same conditions, a maximum net efficiency improvement during the summer season of up to 13.4% has been measured, with daily average net efficiency improvements of up to 9.4%. An average annual increase of the net power generated by the system around 5.9% has been experimentally determined, in good agreement with the theoretical calculations, which demonstrates the technical feasibility of the proposed concept. The correlation between the efficiency improvement and the environmental conditions, refrigeration flow, and performance and energy consumption of the refrigeration system pump has also been determined.

Finally, other potential benefits of the technology have been observed, such as the reduction of the temperature range reached by the solar panels throughout the

year and the reduction of the thermal gradient between the front and rear surfaces of the panels.

Índice de Contenidos

1.	INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.....	1
1.1.	Introducción y motivación.....	2
1.2.	Hipótesis y objetivos	5
1.3.	Estructura del documento	6
2.	ESTADO DEL ARTE.....	11
2.1.	Mercado Energético. Potencial de crecimiento de la energía solar fotovoltaica	12
2.2.	Principios de la energía solar fotovoltaica	15
2.3.	Materiales y tecnologías de paneles fotovoltaicos	18
2.4.	Perspectivas de desarrollo y sostenibilidad de la energía fotovoltaica	22
2.4.1.	Escenarios de desarrollo de la industria y suministro de materias primas	22
2.4.2.	Impacto medioambiental.....	26
2.5.	Impacto de las condiciones ambientales en las prestaciones de los sistemas fotovoltaicos.....	30
2.6.	Tecnologías de refrigeración de paneles solares fotovoltaicos.....	32
2.6.1.	Refrigeración pasiva.....	33
2.6.2.	Refrigeración activa	36
2.7.	Geotermia de baja entalpía y características térmicas del subsuelo	41
2.7.1.	Terreno	43
2.7.2.	Intercambiadores de calor subterráneos. Pilotes termo-activos.....	47
2.7.3.	Hormigón.....	49

2.8. Revisión de patentes sobre sistemas de refrigeración geotérmica para paneles solares	51
3. MODELO TEÓRICO	61
3.1. Hipótesis y alcance del modelo	62
3.2. Descripción de los componentes principales del sistema	63
3.3. Modelo teórico	65
3.3.1. Producción eléctrica	66
3.3.2. Calor disipado por convección.....	67
3.3.3. Calor disipado por radiación	69
3.3.4. Calor disipado por el sistema de refrigeración	70
3.3.5. Sistema hidráulico	72
4. DISEÑO DE UN PROTOTIPO DEMOSTRADOR DE LA TECNOLOGÍA .	77
4.1. Introducción al diseño del prototipo	78
4.2. Diseño del circuito de refrigeración	79
4.2.1. Selección del fluido caloportador	79
4.2.2. Diseño del intercambiador de calor del panel	84
4.2.3. Diseño del intercambiador de calor subterráneo.....	106
4.2.4. Dimensionamiento del sistema de bombeo	118
4.3. Diseño del sistema eléctrico de adquisición y actuación.....	120
4.3.1. Conexión de los paneles solares. Descripción general.	120
4.3.2. Dimensionamiento de conductores y puesta a tierra	123
4.3.3. Sensorización y actuación del sistema	125
4.4. Diseño de la estructura de soporte y cimentación.....	132
4.4.1. Definición de solicitaciones sobre la estructura	132
4.4.2. Cálculo del peso propio	133
4.4.3. Carga de viento.....	135
4.4.4. Carga de nieve	137
4.4.5. Estados límites últimos. Hipótesis de carga.....	139

4.4.6.	Análisis estructural	143
4.4.7.	Protección frente a la corrosión	150
4.4.8.	Cálculo de las zapatas de cimentación	151
5.	FABRICACIÓN E INSTALACIÓN DEL PROTOTIPO	165
5.1.	Fabricación del intercambiador de calor del panel solar	167
5.2.	Fabricación de la estructura de soporte con seguidor solar	172
5.3.	Fabricación del intercambiador de calor subterráneo	174
5.4.	Comprobación y calibración previa del sistema de bombeo	176
5.5.	Ubicación e instalación del prototipo	179
6.	ENSAYOS EXPERIMENTALES	187
6.1.	Introducción y objetivos	188
6.2.	Set-up experimental	189
6.2.1.	Llenado y purgado del circuito hidráulico	189
6.2.2.	Caracterización del circ. hidráulico y consumo de la bomba	190
6.2.3.	Sensores y técnicas para la medición de temperaturas	192
6.2.4.	Calibración de los paneles solares	197
6.3.	Ensayos a caudal variable	200
6.3.1.	Procedimiento de ensayo	202
6.3.2.	Resultados	203
6.4.	Ensayos a caudal constante	213
6.4.1.	Procedimiento de ensayo	213
6.4.2.	Ensayo representativo	214
6.4.3.	Intercambiadores de calor	222
6.4.4.	Resumen anual	226
7.	VIABILIDAD TÉCNICA Y ECONÓMICA	239
7.1.	Energía extra generada por el sistema	240
7.2.	Definición de los casos de estudio y las hipótesis de trabajo	244
7.3.	Resultados	249

7.4. Conclusiones	252
8. CONCLUSIONS AND SCIENTIFIC CONTRIBUTIONS	257
8.1. Conclusions.....	258
8.2. Scientific contributions	260
BIBLIOGRAFÍA	265

Índice de Figuras

Fig. 1.1. Proporción de emisiones globales de gases de efecto invernadero por sector en 2018 (en CO ₂ equivalente). (Ritchie et al. 2020)	2
Fig. 2.1. División de la energía primaria consumida en el mundo y en la UE-28 según su origen. Datos: (IEA 2022)	12
Fig. 2.2. Producción eléctrica global según su fuente. Datos: (IEA 2021a)	13
Fig. 2.3. a) Emisiones de CO ₂ según sector de origen para los países con mayores emisiones de la UE-28. b) Evolución de la intensidad de CO ₂ del sector energético para los principales emisores de la UE-28. Datos: (IEA 2022)	14
Fig. 2.4. Comparativa de la evolución de la producción eléctrica de origen solar fotovoltaico en la UE y el mundo, junto con la evolución del coste promedio global de dicha energía. Datos: * (IEA 2022) ** Hasta 2017 (LAZARD 2017), 2018-2020 (BloombergNEF 2020)	15
Fig. 2.5. Representación conceptual de un electrón siendo excitado por radiación con diferentes niveles de energía	16
Fig. 2.6. Representación conceptual de las pérdidas de conversión en una célula de silicio ideal sobre el espectro de radiación solar AM1.5. (Rao and Friend 2017)	17
Fig. 2.7. Distribución del mercado fotovoltaico según tecnologías (2000-2020) junto a las predicciones de desarrollo de la IEA para 2040.	23
Fig. 2.8. Evolución del espesor de las obleas de silicio para células fotovoltaicas y de la intensidad de uso del silicio en paneles fotovoltaicos.	24
Fig. 2.9. Imágenes por electroluminiscencia de un panel fotovoltaico en el estado inicial (izda.) y tras 800 ciclos térmicos estándar (dcha.). (Herrmann 2010)	32
Fig. 2.10. Panel experimental incorporando aletas con agujeros en la cara posterior para reducir su temperatura de operación desarrollado por Arifin et al. (Arifin et al. 2020)	33
Fig. 2.11. Esquema de funcionamiento de un Heat-Pipe.	34

Fig. 2.12. Instalación de paneles fotovoltaicos flotantes en Walden, Colorado (izda.) (Imagen: Dennis Schroeder) y vista aérea de la planta de 25 MW en Goheung, Korea del Sur (dcha.) (Imagen: Scotra).....	35
Fig. 2.13. Paneles solares fotovoltaicos enfriados mediante convección natural (izda.) y convección forzada (dcha.). (Mazón-Hernández et al. 2013).....	37
Fig. 2.14. Sistema de rociado intermitente de agua ensayado en (Hadipour et al. 2021).....	38
Fig. 2.15. Sistema de enfriamiento geotérmico presentado en (Yang et al. 2019)...	40
Fig. 2.16. Diagrama simplificado de la distribución de temperatura en el subsuelo para invierno y verano.....	42
Fig. 2.17. Diagrama representativo de la variación típica en la temperatura a poca profundidad con el paso de las estaciones. (INGESOLUM 2008).....	43
Fig. 2.18. Vista aérea de la zona del Campus Científico-Tecnológico de la UAH y alrededores.....	45
Fig. 2.19. Sección del Atlas Geológico de España correspondiente al terreno mostrado en la Fig. 2.18.	45
Fig. 2.20. Atlas Geológico de España. Sector entre los ríos Jarama y Henares al sur de Torrejón de Ardoz.....	46
Fig. 2.21. Armadura de pilotes termo-activos con conducciones para intercambio de calor (a) y diagrama general de un pilote termo-activo (b). (Mazariegos et al. 2009)	48
Fig. 2.22. Resultados de los ensayos de resistividad eléctrica del estudio (Norambuena-Contreras et al. 2018).....	50
Fig. 2.23. Diagrama funcional de la patente KR 10-0982953B1.	52
Fig. 2.24. Diagramas de las diferentes configuraciones descritas en la patente KR 10-1083475B1.....	53
Fig. 2.25. Diagrama del sistema descrito en la patente KR 10-1349792.	54
Fig. 2.26. Diagrama conceptual de la interfaz de intercambio térmico del sistema descrito en KR 10-1349792.	55
Fig. 2.27. Sección lateral del panel solar empleado en la patente US 2014/0299174 que incorpora un depósito de agua en la parte posterior para absorber el calor.	55
Fig. 2.28. Esquema general del sistema presentado en la patente US 2014/0299174.	56

Fig. 2.29. Geometrías propuestas para el intercambiador de calor con el foco frío en la patente US 2014/0299174.....	57
Fig. 2.30. Fotografías de ejemplo de sistemas de intercambio de calor cómo el indicado en la patente US 2014/0299174.....	57
Fig. 2.31. Configuración alternativa con 2 ciclos.	58
Fig. 2.32. Diagramas descriptivos de la configuración alternativa para una disipación térmica mejorada en el panel.	59
Fig. 3.1 Diagrama operativo y elementos principales del prototipo.	64
Fig. 3.2. Diagrama esquemático del balance energético del panel solar fotovoltaico refrigerado que se propone para el prototipo.	65
Fig. 4.1. Temperatura de congelación de una mezcla agua-anticongelante en función de la concentración de anticongelante.	80
Fig. 4.2. Conductividad térmica de los diferentes anticongelantes en función de la temperatura.....	81
Fig. 4.3. Calor específico de los diferentes anticongelantes en función de la temperatura.....	81
Fig. 4.4. Viscosidad dinámica de los diferentes anticongelantes en función de la temperatura.....	82
Fig. 4.5. Diagrama conceptual de intercambiador de calor por tubos para panel solar.....	86
Fig. 4.6. Modelo 3D de una sección del panel del tamaño de una célula.....	89
Fig. 4.7. Sección en detalle del modelo 3D simulado.....	90
Fig. 4.8. Perfil de temperatura en la célula con tubos de sección circular.....	91
Fig. 4.9. Perfil de temperatura en la célula con tubos de sección rectangular.....	91
Fig. 4.10. Perfil de temperatura en la célula con tubos cilíndricos y caudal reducido.	92
Fig. 4.11. Perfiles de temperatura del modelo con tubos rectangulares de aluminio (a), cobre (b) y PVC (c).	94
Fig. 4.12. Eficiencia obtenida en función del material de los tubos.....	95
Fig. 4.13. Reflectividad de los materiales considerados en el estudio (Layertec; Masoumi et al. 2012).	99
Fig. 4.14. Caudal necesario para enfriar el panel a 40 °C a las condiciones de ensayo en función de la geometría del intercambiador.	103

Fig. 4.15. Comparativa de las diferentes configuraciones consideradas del intercambiador de calor.	104
Fig. 4.16. Vista superior (izq.) e inferior (dcha.) del modelo 3D.	106
Fig. 4.17. Mallado del modelo 3D del pilote.	108
Fig. 4.18. Diagrama de parámetros variables en el diseño de un pilote geotérmico.	109
Fig. 4.19. Esquema del modelo de intercambiador subterráneo (pilote geotérmico) a simular con los elementos variables a considerar.	110
Fig. 4.20. Resultados de las simulaciones variando el tipo de terreno.	112
Fig. 4.21. Resultados de las simulaciones variando el tipo de hormigón.	114
Fig. 4.22. Resultado de la simulación variando la longitud del pilote.	114
Fig. 4.23. Resultado de la simulación sustituyendo el hormigón por agua.	116
Fig. 4.24. Curvas de pérdida de presión en el sistema para las configuraciones de diseño y del prototipo final junto a la curva característica de la bomba a máxima potencia.	119
Fig. 4.25. Bomba seleccionada para el prototipo, modelo Flojet DC 15/5 12V.	120
Fig. 4.26. Diagrama de conexión del circuito principal de los paneles solares.	121
Fig. 4.27. Diagrama general de conexión.	122
Fig. 4.28. Diagrama del circuito secundario de los paneles solares.	123
Fig. 4.29. Análisis cinemático del seguidor solar para el dimensionamiento del actuador lineal.	130
Fig. 4.30. Tarjeta de adquisición de datos multifunción NI USB-6210.	131
Fig. 4.31. Interfaz en LabVIEW para el control y adquisición de datos del sistema.	132
Fig. 4.32. Diagrama de la estructura de soporte con seguidor solar.	135
Fig. 4.33. Distribución asimétrica crítica para el cálculo de sobrecargas por nieve según la norma UNE-EN IEC 62938:2020.	138
Fig. 4.34. Descomposición de la estructura de soporte con seguidor solar en los dos elementos rígidos por los que está formada.	141
Fig. 4.35. Descomposición de la estructura para su cálculo mediante el método de elementos finitos.	144
Fig. 4.36. Distribución de tensiones equivalentes de Von-Misses en la estructura de soporte (parte 1) para la hipótesis de carga 2.2.	146

Fig. 4.37. Diagrama de deformaciones en la estructura de soporte (parte 1) para la hipótesis de carga 2.2.	147
Fig. 4.38. Diagrama de tensiones equivalentes de Von-Misses en el sistema de orientación (parte 2) para la hipótesis de carga 1.1.....	148
Fig. 4.39. Diagrama de deformaciones en el sistema de orientación (parte 2) para la hipótesis de carga 1.1.	148
Fig. 4.40. Diagrama de tensiones equivalentes de Von-Misses en el sistema de orientación (parte 2) para la hipótesis de carga 2.2.....	149
Fig. 4.41. Diagrama de deformaciones en el sistema de orientación (parte 2) para la hipótesis de carga 2.2.	149
Fig. 4.42. Diagrama de distribución de cargas sobre la zapata.	151
Fig. 4.43. Diagrama accesorio para la comprobación de hundimiento en zapatas de acuerdo con el DB-SE-C.....	154
Fig. 4.44. Diagrama de fuerzas para la verificación de deslizamiento de la zapata.	157
Fig. 4.45. Diagrama de fuerzas para la verificación de vuelco de la zapata.	158
Fig. 4.46. Ubicación del eje de giro en un vuelco rígido (izda.) y plástico (dcha.).	158
Fig. 4.47. Diagrama de cálculo por el método de bielas y tirantes para zapatas rígidas según el EHE-08.	160
Fig. 4.48. Diagrama de la instalación mostrando la zapata combinada (izda.) junto a sus dimensiones principales (dcha.).....	161
Fig. 4.49. Vista Isométrica de la placa acartelada de soporte para el anclado de la estructura a la cimentación.	162
Fig. 4.50. Diagrama representativo de un perno de anclaje del tipo empleado para la fijación de la estructura a la zapata.	162
Fig. 5.1. Diagrama de flujo general del proceso de fabricación e instalación del prototipo.	166
Fig. 5.2. Ensamblaje previo del intercambiador de calor sobre el panel.....	167
Fig. 5.3. Procedimiento de deformación de los tubos del intercambiador de calor.	168
Fig. 5.4. Proceso de soldado de los elementos del intercambiador de calor del panel.	169
Fig. 5.5. Proceso de pegado del intercambiador de calor al panel y del recubrimiento aislante.	170

Fig. 5.6. Diagrama de la sección de un tubo del intercambiador de calor (arriba) junto a una foto del resultado final (abajo).	171
Fig. 5.7. Vista general del intercambiador de calor construido y ensamblado al panel solar.	171
Fig. 5.8. Proceso de mecanizado de los perfiles (izq.) y soldadura de los elementos de la estructura de soporte de los paneles (dcha.).	172
Fig. 5.9. Mecanizado y ensamblaje del eje de la estructura del seguidor solar.	173
Fig. 5.10. Detalle de los puntos de anclaje del actuador sobre una vista general de la estructura de soporte y seguidor.	174
Fig. 5.11. Construcción del intercambiador de calor subterráneo por secciones. ...	175
Fig. 5.12. Ensayo de verificación de funcionamiento de los sensores de presión. ...	177
Fig. 5.13. Configuración para el ensayo de verificación de funcionamiento del caudalímetro.	178
Fig. 5.14. Ubicación de la parcela en la que se instala el prototipo para su ensayo en exterior.....	180
Fig. 5.15. Construcción de las cimentaciones para la estructura de soporte de los paneles y para el armario de control.	181
Fig. 5.16. Perforación del pozo de inspección para la instalación del intercambiador de calor subterráneo.....	182
Fig. 5.17. Ensamblaje del intercambiador de calor dentro del agujero de inspección.	183
Fig. 5.18. Instalación del cuadro de control dentro del armario en la parcela y conexión al prototipo.	184
Fig. 5.19. Prototipo ensamblado en la parcela.	185
Fig. 6.1. Curvas de pérdida de presión en el sistema junto a la curva característica de la bomba a máxima potencia aportada por el fabricante.	191
Fig. 6.2. Potencia de bombeo en función del caudal (teórica y experimental).....	191
Fig. 6.3. Ubicación de los sensores de temperatura en el prototipo ensamblado....	192
Fig. 6.4. Instalación de sensores para la medición de temperatura del fluido caloportador en diferentes puntos de la instalación.	193
Fig. 6.5. Sistema con flujo forzado de aire para facilitar la medición de la temperatura ambiente.....	194
Fig. 6.6. Imagen termográfica de los paneles solares tomada el 21 de julio de 2021 para analizar la distribución de temperatura en las células.	195

Fig. 6.7. Imágenes térmicas de los sensores de temperatura de los paneles solares.	196
Fig. 6.8. Curvas I-V y de potencia de ambos paneles en el primer ensayo de calibración de los paneles solares.	198
Fig. 6.9. Diferencia de potencia entre el panel estándar y el del prototipo en función de la diferencia de temperatura entre ambos.	200
Fig. 6.10. Diagrama descriptivo sobre la influencia de la eficiencia de la bomba en el caudal óptimo de operación a unas condiciones ambientales concretas.	201
Fig. 6.11. Diagrama descriptivo sobre la influencia de las condiciones ambientales en el caudal óptimo de operación.	202
Fig. 6.12. Irradiancia, temperatura ambiente y velocidad del viento durante el ensayo a caudal variable del 29/09/2021.	204
Fig. 6.13. Irradiancia, temperatura ambiente y velocidad del viento durante el ensayo a caudal variable del 29/06/2022.	205
Fig. 6.14. Temperatura de los paneles a diferentes caudales de fluido caloportador en el ensayo del 29/09/2021.	207
Fig. 6.15. Incremento neto de potencia a diferentes caudales de fluido caloportador (η bomba=100%) en el ensayo del 29/09/2021.	208
Fig. 6.16. Temperatura de los paneles a diferentes caudales de fluido caloportador en el ensayo del 29/06/2022.	209
Fig. 6.17. Incremento neto de potencia a diferentes caudales de fluido caloportador (η bomba=100%) en el ensayo del 29/06/2022.	209
Fig. 6.18. Incremento neto de potencia medido frente a cálculo teórico para las condiciones promedio observadas durante el ensayo (29/09/2021).	212
Fig. 6.19. Incremento neto de potencia medido frente a cálculo teórico para las condiciones promedio observadas durante el ensayo (29/06/2022).	212
Fig. 6.20. Irradiancia, temperatura ambiente y velocidad de viento durante el ensayo del 28/07/2022.	214
Fig. 6.21. Temperatura medida por los diferentes sensores del prototipo a lo largo del ensayo a caudal constante del 28/07/2022.	216
Fig. 6.22. Fotografía térmica infrarroja de los paneles solares durante su ensayo.	217
Fig. 6.23. Valor absoluto del calor extraído del panel (experimental y teórico) junto con el EER del sistema de refrigeración a lo largo del ensayo del 28/07/2022.	218

Fig. 6.24. Potencia generada por ambos paneles a lo largo del ensayo a caudal constante del 28/07/2022.....	220
Fig. 6.25. Incremento de potencia neto a lo largo del ensayo a caudal constante del 28/07/2022.....	221
Fig. 6.26. Energía extra acumulada obtenida durante el ensayo a caudal constante del 28/07/2022.....	222
Fig. 6.27. Porcentaje de la energía extra generada ideal obtenida en función de la eficiencia de la bomba para el ensayo a caudal constante del 28/07/2022.	222
Fig. 6.28. Calor disipado en el intercambiador de calor subterráneo durante el ensayo a caudal constante del día 28/07/2022.....	224
Fig. 6.29. Temperaturas y coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador de calor subterráneo a lo largo del ensayo del 28/07/2022.....	225
Fig. 6.30. Temperaturas y coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador de calor del panel a lo largo del ensayo del 28/07/2022.	226
Fig. 6.31. Condiciones ambientales promedio (irradiancia global, temperatura ambiente y velocidad de viento) observadas durante los ensayos.	228
Fig. 6.32. Regresión polinomial de la temperatura dentro del pozo de inspección a lo largo del año.	229
Fig. 6.33. Regresión polinomial de las temperaturas promedio de ambos paneles para cada ensayo (medidas experimentales y cálculo teórico).....	231
Fig. 6.34. Calor extraído promedio del panel solar durante el ensayo a lo largo del año.....	232
Fig. 6.35. Incremento neto de potencia máximo sostenido y promedio durante todo el ensayo a lo largo del año.....	233
Fig. 6.36. Incremento neto de potencia máximo sostenido vs temperatura ambiente máxima durante el ensayo.	234
Fig. 6.37. Fotografías de los paneles bajo temperaturas ambiente bajo cero al inicio de los ensayos de noviembre (a) y enero (b).	235
Fig. 6.38. Comparativa de las temperaturas frontal y trasera de ambos paneles a lo largo del ensayo realizado el día 28/07/2022.	236
Fig. 7.1. Condiciones ambientales representativas de un año meteorológico típico en Alcalá de Henares. Fuentes: (AEMET; European Commission 2022).....	242
Fig. 7.2. Predicción del incremento neto de potencia generada y caudal óptimo de fluido caloportador para un año meteorológico típico.	243

Fig. 7.3. Comparación de las curvas teórica (basada en TMY) y experimental de incremento neto de potencia a lo largo del año.	243
Fig. 7.4. Evolución de los "financiamiento discount rates" para la industria fotovoltaica (1999-2017). Fuente: (Guaita-Pradas and Blasco-Ruiz 2020)	248
Fig. 7.5. Comparación de la energía producida en los tres tipos de instalaciones considerados.	252
Fig. 7.6. Coste nivelado de la energía (LCOE) para una instalación sistema de refrigeración en función de la potencia instalada.....	253
Fig. 7.7. Tiempo de retorno de la inversión y beneficio al final de la vida para una instalación incorporando el sistema de refrigeración en función de la potencia instalada.....	254

Índice de Tablas

Tabla 2.1. “Bandgap” y correspondiente límite teórico de eficiencia para diferentes materiales semiconductores. (Kittel 2004; Rühle 2016)	18
Tabla 2.2. Recopilación de diferentes tecnologías fotovoltaicas y los récords de eficiencia alcanzados con cada una (Sin concentración solar). (NREL 2021; Green et al. 2021)	19
Tabla 2.3. Emisiones de gases de efecto invernadero (GHG) derivadas de diferentes tecnologías de generación y almacenamiento energético a lo largo de su vida útil. .	27
Tabla 2.4. Intensidad del consumo de agua y uso de terreno de las fuentes de energía con mayor presencia en el mundo. Fuente: (Fritsche et al. 2017; Jin et al. 2019).	29
Tabla 2.5. Valores de resistividad térmica del terreno en función de su naturaleza y grado de humedad. (Ministerio de Industria Turismo y Comercio 2008)	44
Tabla 3.1. Emisividad de los elementos considerados en el cálculo. (Hammami et al. 2017)	70
Tabla 3.2. Espesor (Choulat et al. 2019) y conductividad térmica (Lu and Yao 2007; Dhaundiyal and Atsu 2021) de los diferentes elementos de un panel solar comercial típico.	72
Tabla 3.3. Lista de tubos y conducciones principales que forman el circuito hidráulico junto a sus dimensiones y características físicas.	73
Tabla 3.4. Elementos singulares y accesorios del circuito hidráulico.....	74
Tabla 4.1. Resumen de características de los diferentes anticongelantes.	82
Tabla 4.2. Peso molar de fluidos de refrigeración.	83
Tabla 4.3. Propiedades del líquido caloportador final a 25 °C en función del anticongelante empleado.	84
Tabla 4.4. Resumen de resultados del cálculo analítico del intercambiador de calor con tubos cilíndricos de cobre.....	87

Tabla 4.5. Resumen de resultados del cálculo analítico del intercambiador de calor con tubos rectangulares de cobre.	88
Tabla 4.6. Inputs del modelo a simular extraídos del cálculo analítico.	90
Tabla 4.7. Valores de temperatura y eficiencia de los tres modelos simulados.	92
Tabla 4.8. Peso de los materiales que componen el panel para una sección de una célula.	95
Tabla 4.9. Valoración en función del impacto en el peso total del panel de cada material constructivo.	96
Tabla 4.10. Valoración en función de la durabilidad de cada material constructivo.	97
Tabla 4.11. Valoración en función de la dificultad de fabricación y montaje.	97
Tabla 4.12. Valoración en función de la reflectancia de los materiales constructivos.	99
Tabla 4.13. Comparativa inicial de precios.	99
Tabla 4.14. Valoración de los materiales en función del coste.	100
Tabla 4.15. Ponderación de las diferentes características.	100
Tabla 4.16. Resultado del estudio paramétrico para la elección del material de los tubos.	101
Tabla 4.17. Tamaños de tubos considerados en el análisis de geometría.	102
Tabla 4.18. Alternativas consideradas de número y tamaño de tubos del intercambiador de calor.	103
Tabla 4.19. Resultado del estudio paramétrico para la elección de la configuración final del intercambiador de calor.	105
Tabla 4.20. Restricciones del tamaño de los elementos aplicadas al mallado del modelo.	107
Tabla 4.21. Propiedades térmicas de los diferentes tipos de suelo ensayados.	111
Tabla 4.22. Propiedades térmicas de los diferentes tipos de hormigón ensayados.	113
Tabla 4.23. Propiedades térmicas del agua comparadas con las del hormigón.	115
Tabla 4.24. Resumen de resultados de todos los modelos simulados.	117
Tabla 4.25. Magnitudes directas medidas para la caracterización del sistema junto a los sensores empleados para cada medición.	127
Tabla 4.26. Coeficientes de seguridad para cálculo estructural.	133
Tabla 4.27. Coeficientes de simultaneidad para cálculo estructural.	133

Tabla 4.28. Descripción de los elementos que forman la estructura de soporte y seguidor solar.	134
Tabla 4.29. Cálculo del momento torsor generado por una distribución asimétrica de nieve por deslizamiento sobre el eje de la estructura de soporte de los paneles.	139
Tabla 4.30. Resumen de solicitaciones sobre la estructura.	139
Tabla 4.31. Resumen de cargas aplicadas sobre la estructura de soporte (parte 1).	142
Tabla 4.32. Resumen de cargas aplicadas sobre la estructura de los paneles y seguidor (parte 2).	143
Tabla 4.33. Resumen de propiedades mecánicas de los principales elementos estructurales.	143
Tabla 4.34. Coeficientes de seguridad mínimos de la estructura de soporte.	150
Tabla 4.35. Resumen de cargas aplicadas sobre la zapata.	152
Tabla 4.36. Resultados del cálculo de dimensiones mínimas de la zapata para cumplir la condición de hundimiento.	155
Tabla 4.37. Resultados de la verificación de hundimiento para la geometría seleccionada de la zapata.	155
Tabla 4.38. Resumen de tensiones en la base de la zapata para la geometría definida de acuerdo con la norma DB-SE-C.	156
Tabla 4.39. Resumen de tensiones en la base de la zapata para la nueva geometría.	156
Tabla 4.40. Resumen de resultados de la verificación de deslizamiento de la zapata.	157
Tabla 4.41. Resultados de la verificación de vuelco para la geometría seleccionada de la zapata.	159
Tabla 5.1. Resultados del ensayo de calibración de los sensores de presión.	177
Tabla 6.1. Valores de temperatura obtenidos del análisis termográfico.	195
Tabla 6.2. Resumen de resultados de los ensayos de calibración de los paneles solares.	199
Tabla 6.3. Tramos de ensayo a cada valor de caudal para el ensayo del 29/09/2021.	204
Tabla 6.4. Tramos de ensayo a cada valor de caudal para el ensayo del 29/06/2022.	206

Tabla 6.5. Comparación de resultados experimentales y teóricos de los ensayos a caudal variable.....	210
Tabla 6.6. Descripción general de los ensayos realizados durante la campaña de pruebas.	227
Tabla 6.7. Temperaturas ambientales máxima y mínima y temperatura del subsuelo durante los días ensayados.	229
Tabla 6.8. Temperaturas promedio de ambos paneles (experimentales y calculadas con el modelo teórico) durante el tramo analizado de cada ensayo.....	230
Tabla 6.9. Temperatura máxima alcanzada por de ambos paneles durante cada ensayo.	231
Tabla 6.10. Temperatura máxima y mínima medida en cada panel durante la campaña de ensayos.....	235
Tabla 7.1. Incremento de eficiencia promedio mensual estimado en base a los valores medidos durante la campaña de ensayo.....	240
Tabla 7.2. Irradiación global horizontal (GHI) mensual promedio en Alcalá de Henares entre 2005 y 2020. Fuente: (European Commission 2022)	241
Tabla 7.3. Costes de referencia de una instalación fotovoltaica.	246
Tabla 7.4. Coste asociado a los materiales necesarios para la fabricación del sistema de refrigeración.	247
Tabla 7.5. Coste asociado a los sistemas de bombeo empleados en la instalación.	248
Tabla 7.6. Parámetros representativos de las instalaciones consideradas en el estudio.	249
Tabla 7.7. Dimensiones preliminares de las instalaciones necesarias para cada caso de estudio.	250
Tabla 7.8. Parámetros principales del sistema de bombeo requerido en cada caso de estudio.	250
Tabla 7.9. Material necesario para la construcción del sistema para cada caso de estudio.	250
Tabla 7.10. Sobrecoste de la instalación incorporando el sistema de refrigeración propuesto para cada caso de estudio.....	251
Tabla 7.11. Resumen de los resultados del estudio.	251

Capítulo 1:

Introducción y Objetivos

1.1. Introducción y motivación

El cambio climático inducido por las acciones del hombre es uno de los grandes retos que la humanidad tendrá que afrontar en el futuro próximo. El Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático (IPCC) considera como cambio climático cualquier variación en el valor promedio o la variabilidad de las propiedades del clima a lo largo de un periodo prolongado de tiempo debido a cualquier causa, natural o artificial. El consenso general apunta a que las emisiones continuadas de gases de efecto invernadero (CO_2 , CH_4 , N_2O , etc.) derivadas de la actividad humana están resultando en un incremento de la temperatura promedio en la capa inferior de la atmósfera a una velocidad sin precedentes. Es habitual expresar las emisiones de los diferentes sectores de actividad en función de su equivalencia en emisiones de CO_2 . Estas emisiones se distribuyen en función del sector de emisión como se muestra en la Fig. 1.1, siendo los principales responsables la generación de energía eléctrica y térmica y el transporte.

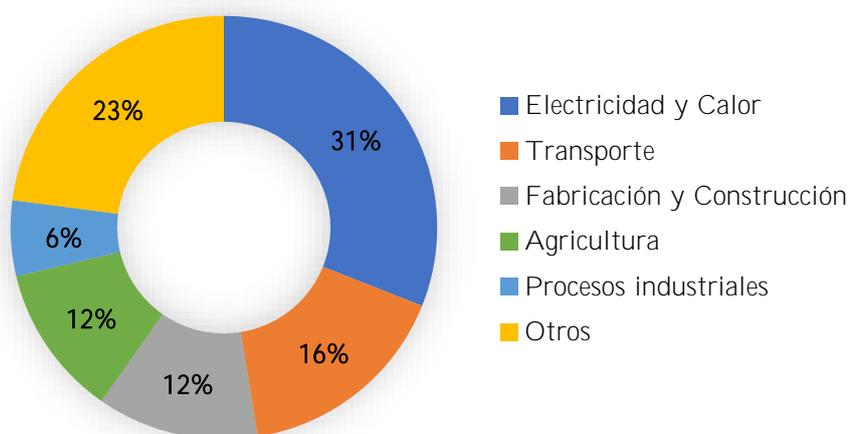


Fig. 1.1. Proporción de emisiones globales de gases de efecto invernadero por sector en 2018 (en CO_2 equivalente). (Ritchie et al. 2020)

La comunidad internacional ha establecido una serie de objetivos y normativas para intentar reducir dichas emisiones contaminantes generadas por la actividad humana y frenar así los efectos sobre el clima. Uno de los acuerdos más importantes es el Acuerdo de París, que busca alcanzar una sociedad climáticamente neutra antes del año 2050, y así limitar el calentamiento global a un valor de $1.5\text{ }^\circ\text{C}$. Algunos de los objetivos principales que presenta este acuerdo consisten en reducir el uso de

combustibles fósiles en la matriz energética, incrementar la proporción de vehículos eléctricos en las carreteras, fomentar la movilidad sostenible y la implementación de mecanismos para la tributación de las emisiones de gases de efecto invernadero a las empresas.

En los últimos años, las tecnologías para la producción renovable de electricidad han vivido un crecimiento exponencial. Impulsadas principalmente por un aumento en la inversión, que ha propiciado un significativo abaratamiento de la tecnología, las energías eólica y solar fotovoltaica son, en muchos mercados, las opciones más baratas y limpias para la generación de electricidad. Sin embargo, y a pesar del crecimiento de dichas tecnologías, el ritmo actual aún se encuentra lejos del escenario planteado por la Agencia Internacional de la Energía (IEA) para alcanzar el hito de cero emisiones en 2050 (IEA 2021a) firmado en el Acuerdo de París. Actualmente, en torno a un 70% de la energía consumida en el mundo aún proviene de combustibles fósiles (carbón, fuel, gas natural y otros derivados del petróleo) (IEA 2022) que emiten elevadas cantidades de gases de efecto invernadero a la atmósfera.

A medida que el sector del transporte, así como los sectores públicos y residenciales van aumentando su electrificación, la reducción de la intensidad de CO₂ en la matriz energética será aún más significativa si cabe para reducir el impacto del cambio climático. En este marco, se espera que la energía solar fotovoltaica tenga un papel crucial, puesto que se trata de una de las tecnologías con mayor potencial de crecimiento. En el año 2010, la producción eléctrica mediante tecnologías solares fotovoltaicas era prácticamente anecdótica, por debajo de los 40 TWh en todo el planeta. En 2019 se alcanzaba una producción global en torno a los 700 TWh (IEA 2022). Este incremento vino de la mano de una reducción en el coste nivelado de esta fuente energética (LCOE, por sus siglas en inglés) desde 240 \$/MWh hasta unos 40 \$/MWh entre las mismas fechas (LAZARD 2017; BloombergNEF 2020)), fomentando así su desarrollo y la aceleración de su implantación. Adicionalmente, el gran número de tecnologías fotovoltaicas alternativas al silicio en desarrollo en la actualidad, garantizan que la tecnología continuará mejorando en eficiencia, coste, y capacidad de producción en el futuro.

A pesar de este gran potencial, la energía fotovoltaica también presenta una serie de problemas que deben ser afrontados. Actualmente, los paneles solares de silicio cristalino (c-Si), los más comunes en el mercado, presentan niveles de eficiencia relativamente bajos, en torno al 20% (Bett et al. 2021). Esta eficiencia se ve además

reducida significativamente debido a efectos ambientales, especialmente la temperatura. Las tendencias actuales en la investigación en energía fotovoltaica se centran en el uso de nuevos materiales para células fotovoltaicas con el objetivo de alcanzar niveles de eficiencia superiores, así como en el desarrollo de tecnologías que permitan mejorar la eficiencia de los paneles solares en operación, aumentar su vida útil y reducir su tasa de degradación. Algunos ejemplos son el desarrollo de encapsulantes y estructuras de soporte novedosas, sistemas de limpieza inteligentes o tecnologías de refrigeración para los paneles solares.

Tales mejoras en la eficiencia y el coste deben lograrse en paralelo con una reducción del impacto medioambiental derivado de la industria solar fotovoltaica. A pesar de tratarse de una fuente de energía renovable, cuando se tiene en cuenta el ciclo de vida completo de un panel solar, desde la extracción de los recursos necesarios hasta el reciclaje de los componentes, el impacto ambiental no es despreciable. Se ha calculado que las emisiones equivalentes de gases de efecto invernadero (GHG) de la tecnología fotovoltaica de silicio multicristalino durante su ciclo completo de vida es, en promedio, aproximadamente 56 gCO₂e/kWh. Esto representa aproximadamente 5 veces más emisiones que la energía eólica y 3 más que la hidroeléctrica (Nicholson and Heath 2021). Con el objetivo de reducir estas cifras toma particular relevancia el desarrollo de tecnologías que permitan incrementar la eficiencia operacional de los paneles solares, así como extender su vida útil, aumentando la energía generada por cada panel solar producido y reduciendo así su impacto medioambiental. Una de las formas más inmediatas para aumentar la energía generada por un panel solar consiste en reducir su temperatura de operación.

Las células solares se calientan debido al exceso de energía absorbida por el semiconductor durante la operación. Este aumento de temperatura provoca una reducción de rendimiento que varía significativamente en función del material y la construcción de los paneles, pero que suele encontrarse entre 0.25%/°C y 0.55%/°C por encima de la temperatura de referencia de 25 °C (Rosa-Clot et al. 2010). Este sobrecalentamiento de los paneles durante su operación es particularmente significativo en regiones cálidas con altos índices de radiación solar, donde el potencial para la producción de electricidad es mayor. Las células fotovoltaicas de tipo c-Si integradas en paneles convencionales pueden alcanzar temperaturas de hasta 70 °C durante el verano en zonas cálidas como los países mediterráneos (Alonso García and Balenzategui 2004) y superar los 75 °C en zonas áridas (Dida et al. 2021). Este

aumento de temperatura induce pérdidas de potencia de entre un 10% y un 25%, limitando la producción de energía en los huertos solares, y provocando, por tanto, grandes pérdidas en la productividad de las instalaciones. Además, el ciclado térmico al que se ven sometidos los paneles solares durante su operación contribuye muy significativamente al deterioro de las prestaciones de los paneles a lo largo de su vida útil y precipita la aparición de modos de fallo catastrófico. La degradación de la eficiencia de los paneles con el paso del tiempo presenta tasas típicas en torno al 0.7%/año (Kim et al. 2021). Por lo tanto, disponer de una solución viable para paliar los efectos del sobrecalentamiento en los paneles solares no solo redundaría en un incremento de la eficiencia en la producción de electricidad, sino que también resultaría en una mejora de las prestaciones durante toda la vida útil de los paneles y una menor probabilidad de fallo de los mismos. Además, gracias a dichas mejoras, se reduciría significativamente el impacto medioambiental de la tecnología solar fotovoltaica. El desarrollo de un sistema que reduzca la temperatura de los paneles solares de manera eficiente, segura y sostenible supondría un paso adelante en la implementación de la tecnología solar fotovoltaica en el mercado energético global.

La presente tesis doctoral se engloba en dicha línea de investigación, consistente en la búsqueda de un sistema de refrigeración que permita paliar los efectos del sobrecalentamiento en los paneles solares fotovoltaicos y que mejore significativamente y de manera sostenible su eficiencia. Para ello, se presenta el diseño, construcción y ensayo de un prototipo para la refrigeración de dichos paneles mediante geotermia de baja entalpía, que asegura un incremento de la eficiencia neta del sistema a lo largo de todo el año.

1.2. Hipótesis y objetivos

Esta tesis se basa en la hipótesis principal de que es posible obtener un incremento neto de la producción eléctrica de un panel solar fotovoltaico usando el subsuelo como foco frío de un circuito de refrigeración sin cambio de fase. El sistema deberá ser capaz de enfriar significativamente el panel solar, obteniendo una mejora sensible en su eficiencia. El consumo de los sistemas auxiliares que permitan el funcionamiento de este sistema de refrigeración deberá ser menor que la energía extra generada por el panel para obtener así un incremento neto de la eficiencia. Para confirmar esta hipótesis, se definen una serie de objetivos de trabajo a completar en el desarrollo de la tesis.

El principal objetivo de esta tesis es diseñar, construir y demostrar un sistema de mejora de la eficiencia de paneles solares fotovoltaicos mediante refrigeración geotérmica de baja entalpía. Para la consecución de este objetivo se plantean los siguientes objetivos secundarios:

- Generar un modelo de cálculo teórico que permita obtener el perfil térmico de un panel solar fotovoltaico refrigerado, así como aportar una predicción del incremento de potencia neto que se obtendrá de este panel en comparación con un panel idéntico sin refrigerar bajo las mismas condiciones ambientales y de operación.
- Diseñar, fabricar y ensayar un prototipo demostrador optimizado de la tecnología que opere de manera intermitente en el exterior bajo condiciones ambientales diversas durante al menos un año. Dicho prototipo deberá representar adecuadamente la configuración típica de los huertos solares con sistemas de seguimiento solar de un eje.
- La caracterización de la tecnología en diversas condiciones ambientales, mediante la realización de ensayos durante un periodo de al menos un año de duración.
- Incrementar la madurez de la tecnología (TRL, por sus siglas en inglés) a un nivel TRL 6. De acuerdo con la definición del programa de investigación Horizonte 2020, esto requiere “la demostración de un sistema, modelo o prototipo en un ambiente relevante”.
- La realización de un estudio de viabilidad técnico-económica de la tecnología con vistas a su posible implantación en huertos solares, tanto ya existentes como de nueva construcción.

Con el fin de alcanzar estos objetivos se emplea la siguiente metodología de trabajo:

- Diseño iterativo - cálculos analíticos - simulación por elementos finitos - fabricación y ensayo de un prototipo - caracterización experimental del prototipo. Extrapolación del modelo teórico.

1.3. Estructura del documento

La presente tesis se divide en los siguientes 8 capítulos:

Capítulo 1. Introducción y objetivos

En este capítulo se presenta de forma resumida la motivación para comenzar esta investigación. También se presentan las hipótesis y los objetivos que se plantean en esta tesis doctoral. Por último, se incluye un resumen de la estructura general del documento.

Capítulo 2. Estado del arte

En este capítulo se lleva a cabo una breve discusión sobre el potencial para el crecimiento de la energía solar fotovoltaica. También se realiza un repaso a los principios operativos de las células fotovoltaicas, los materiales empleados y las principales tecnologías disponibles, así como sus perspectivas de desarrollo e impacto medioambiental. Se lleva a cabo un análisis del impacto de diferentes efectos ambientales sobre la eficiencia de los paneles solares. Adicionalmente, se analiza el estado del arte de la refrigeración de paneles solares fotovoltaicos y, finalmente, se lleva a cabo una revisión de patentes existentes.

Capítulo 3. Modelo teórico

En este capítulo se presenta un modelo de cálculo teórico termoeléctrico que permite predecir con precisión el comportamiento de paneles solares tanto refrigerados como convencionales en función de las condiciones ambientales y de operación. Dicho modelo también permite determinar las condiciones operativas óptimas para el sistema de refrigeración de manera que se maximice el rendimiento neto de todo el conjunto, en función de las condiciones ambientales.

Capítulo 4. Diseño de un prototipo demostrador de la tecnología

En este capítulo se presenta de forma detallada el proceso de diseño de los diferentes elementos que componen el prototipo demostrador de la tecnología. Se detallan de forma independiente el diseño del circuito de refrigeración, el sistema eléctrico para la operación y adquisición de datos del sistema y la estructura de soporte con seguidor solar de un eje.

Capítulo 5. Fabricación e instalación del prototipo

En este capítulo se presentan de forma resumida los procedimientos de fabricación e instalación del prototipo demostrador. Se hace hincapié en las técnicas de fabricación específicas aplicadas en la fabricación del intercambiador de calor del panel solar y las lecciones aprendidas.

Capítulo 6. Ensayos experimentales

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos en los ensayos realizados. Se describe el proceso de puesta a punto del sistema experimental, así como los diferentes tipos de ensayo realizados. Los ensayos se agrupan en ensayos a caudal variable (al principio y final de la campaña de ensayos) y a caudal constante (realizados de forma periódica a lo largo de un año).

Capítulo 7. Viabilidad técnica y económica

En este capítulo se lleva a cabo un estudio de la viabilidad de la tecnología desde puntos de vista técnico y económico para las aplicaciones de la tecnología en instalaciones fotovoltaicas de generación masiva de electricidad (granjas solares). Este estudio se basa en los resultados presentados en el capítulo 6.

Capítulo 8. Conclusiones y contribuciones científicas

En este capítulo se discuten las principales conclusiones extraídas en el desarrollo de esta tesis y se presenta un listado de las contribuciones científicas obtenidas como resultado del desarrollo de la investigación presentada.

Finalmente, se presenta una bibliografía detallada de las referencias empleadas durante el desarrollo de la presente tesis.

Capítulo 2:

Estado del Arte

2.1. Mercado Energético. Potencial de crecimiento de la energía solar fotovoltaica

El consumo total de energía primaria cayó en 2020 aproximadamente un 4.5% debido a la crisis del COVID-19, desde 581.51 hasta unos 557.10 exajulios (BP 2021). Fuentes independientes (IEA 2021a) estiman que el consumo de energía primaria en el mundo en 2021 ha sido de unos 606 exajulios. China domina el consumo energético global, con un 26.1% del total. EE. UU. ocupa el segundo lugar, consumiendo un 15.8%, mientras que Europa representa un 13.9% del total (BP 2021).

La Fig. 2.1 muestra la proporción de energía primaria consumida en el mundo (izq.) y en la UE-28 (dcha.) en función de su origen.

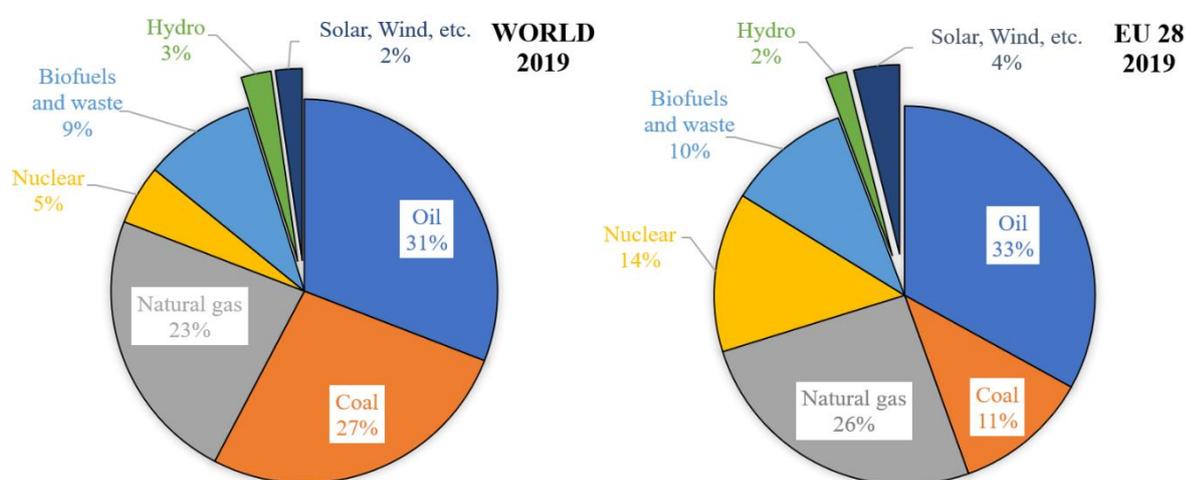


Fig. 2.1. División de la energía primaria consumida en el mundo y en la UE-28 según su origen. Datos: (IEA 2022)

Únicamente en torno a un 5% de la energía primaria consumida en el mundo procede de fuentes de energía renovables, principalmente energía hidráulica, solar y eólica. Las fuentes de energía restantes emiten millones de toneladas de dióxido de carbono (CO₂) a la atmósfera cada año. Se estima que en 2019 se emitieron un total de 33621.5 MtCO₂. China es responsable de la mayor parte de las emisiones totales, con 9919.1 MtCO₂ (29.5% del total), seguida por EE. UU. con 4744.5 MtCO₂ (14%). La UE-28 contribuye con 2993.5 MtCO₂ (9%). El último de los grandes contribuyentes es India con 2310 MtCO₂ (7%).

En torno al 16% del consumo mundial de energía primaria es electricidad. La Fig. 2.2 muestra la electricidad mundial generada según su fuente de origen. La fuente dominante en la producción eléctrica en el mundo sigue siendo el carbón, con una

porción de alrededor del 37%. En 2019, únicamente en torno al 24% de la energía eléctrica se produjo mediante fuentes renovables (no combustibles). Este porcentaje se incrementa hasta un 29% en la Unión Europea (UE-28).

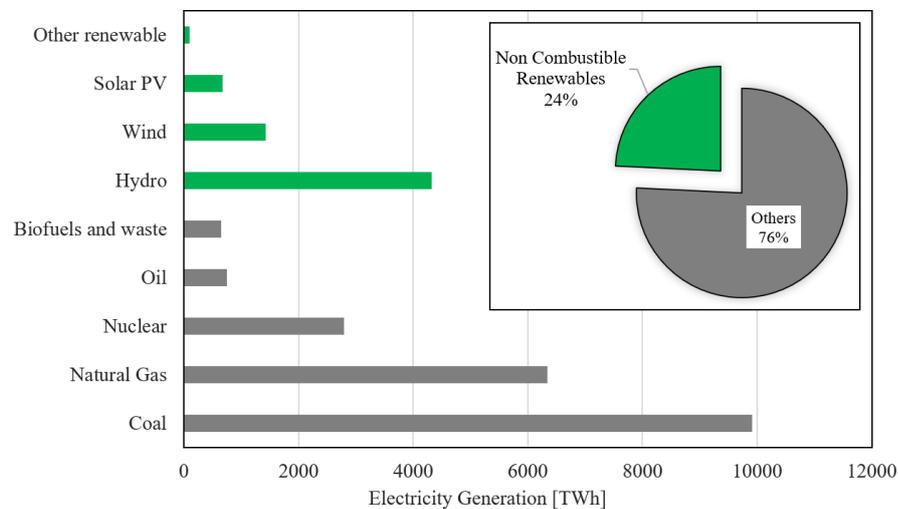


Fig. 2.2. Producción eléctrica global según su fuente. Datos: (IEA 2021a)

Las fuentes renovables de energía (RES por sus siglas en inglés) tienen mucho potencial de crecimiento, y no solo dentro del sector de la producción eléctrica. Otros sectores, como el transporte (vehículos eléctricos), también se espera que incorporen paneles solares, propulsores de hidrógeno u otros sistemas de producción de energía renovable en un futuro cercano, como queda evidenciado por competiciones globales como la “World Solar Challenge”. Además, el incremento del número de vehículos eléctricos en el mercado implicará un incremento de la demanda de energía eléctrica a corto plazo que deberá ser suministrada mediante fuentes renovables.

Desde 2009, el impulso desde los organismos de gobierno a las RES para la producción eléctrica en los estados miembros de la UE se rige por la Directiva 2009/28/EC (European Parliament 2009), que establece objetivos obligatorios del 20% de RES sobre el total de energía consumida final (TFC por sus siglas en inglés) y un 10% de RES en transporte para 2020. Estos objetivos fueron completados con éxito, resultando en una fracción del 21.3% en TFC y del 10.1% en transporte en 2020 (EEA 2021). A pesar de este logro, la revisión de 2018 de la Directiva Europea de Energías Renovables (European Parliament 2018) ya establecía objetivos del 32% RES en TFC y una reducción del 40% en las emisiones de gases de efecto invernadero para el año 2030. En 2020 la Comisión Europea presentó el “European Green Deal”, donde declaraba su intención de endurecer el objetivo de reducción de emisiones hasta

un 55% para 2030, y alcanzar la neutralidad en carbono para 2050. Este documento fue posteriormente ratificado como parte de la Ley Europea del Clima (European Parliament 2021).

Las emisiones totales de carbono equivalente en la UE-28 en 2019 fueron de 2993.5 Mt de CO₂, frente a los 3611.5 Mt de CO₂ de 2010 (IEA 2021a). Alemania fue el país con mayores emisiones de la UE-28, con 644 Mt de CO₂, más del 20% de las emisiones totales de la región. La generación de energía (electricidad, calor y otros) y el transporte fueron responsables de la mayoría de las emisiones en casi todos los países de la UE-28. En la Fig. 2.3 se muestra la distribución de las emisiones en función de su origen y la evolución de estas en años recientes para los países con mayores emisiones de la UE-28. Actualmente, el sector energético polaco es responsable de la mayor proporción de emisiones totales dentro de un territorio de todos los países miembros de la UE. Dicho nivel de emisiones se debe principalmente al uso mayoritario de carbón para la generación de energía eléctrica.

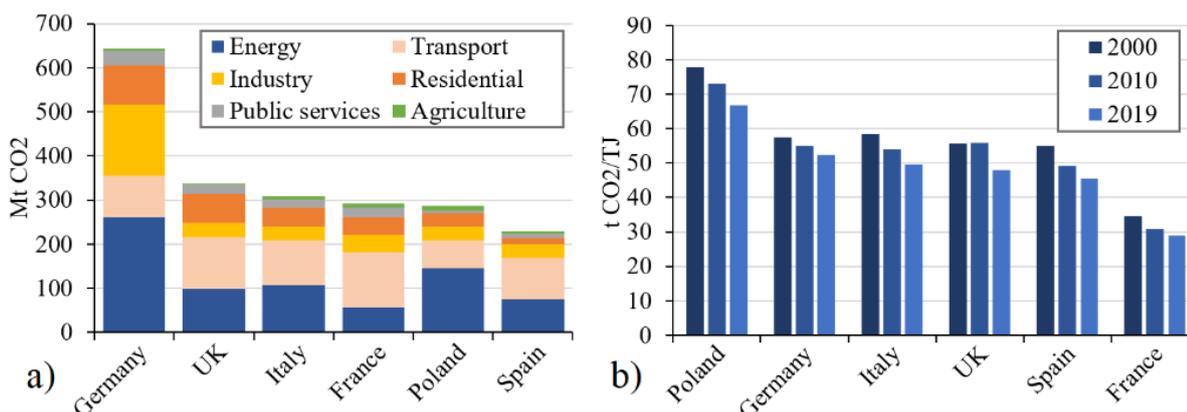


Fig. 2.3. a) Emisiones de CO₂ según sector de origen para los países con mayores emisiones de la UE-28. b) Evolución de la intensidad de CO₂ del sector energético para los principales emisores de la UE-28. Datos: (IEA 2022)

Serán necesarios cambios estructurales importantes y prolongados en el tiempo para alcanzar los objetivos de 2030, y el incremento de la energía solar fotovoltaica es uno de los factores primordiales de estos planes para descarbonizar la UE. Según (Jäger-Waldau et al. 2020), alcanzar el escenario de descarbonización propuesto requerirá de la instalación de nuevas instalaciones fotovoltaicas con una capacidad total de entre 325 y 375 GW_{DC} en los próximos 10 años, suponiendo que la evolución del consumo de electricidad en la UE siga la trayectoria actual. La energía solar fotovoltaica fue responsable de más del 5% de la electricidad producida en la UE y el

Reino Unido en 2020, cuando en 2010 representaba menos del 1%. A pesar de ello, la tasa de crecimiento del mercado solar fotovoltaico en la UE retrocedió entre 2011 y 2016, pasando de más de 18 GWp instalados en 2011 a alrededor de 6 GWp en 2016 (Jäger-Waldau 2019a). Esta tendencia se revirtió en 2018 y el mercado solar en la UE está creciendo de nuevo a buen ritmo. Este efecto se puede observar en la Fig. 2.4.

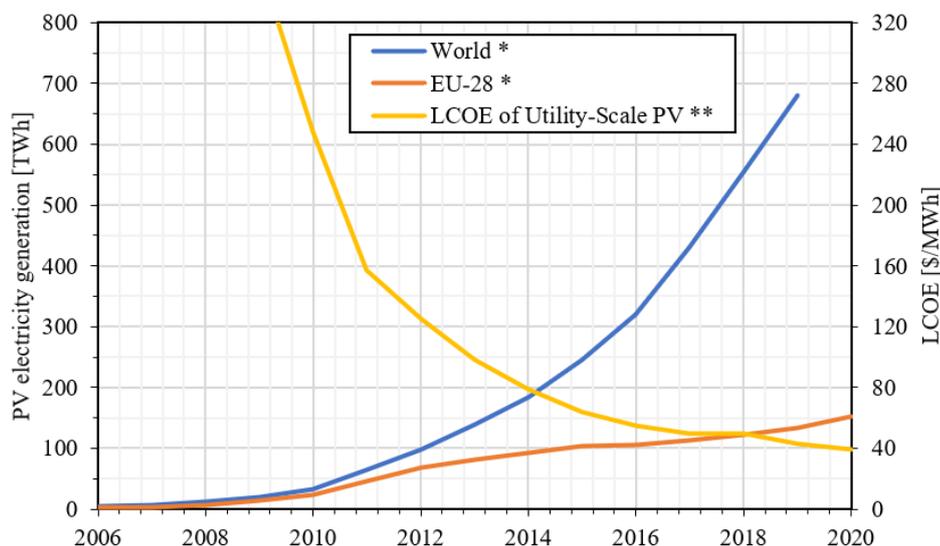


Fig. 2.4. Comparativa de la evolución de la producción eléctrica de origen solar fotovoltaico en la UE y el mundo, junto con la evolución del coste promedio global de dicha energía. Datos: * (IEA 2022) ** Hasta 2017 (LAZARD 2017), 2018-2020 (BloombergNEF 2020)

2.2. Principios de la energía solar fotovoltaica

Las células solares fotovoltaicas se basan en el efecto fotoeléctrico. Descubierta por Heinrich Hertz en 1887, fue descrita teóricamente en 1905 por Albert Einstein (Einstein 1905), convirtiéndose en la primera demostración real de la naturaleza dual de la luz, y en una demostración práctica de la teoría física cuántica introducida por Max Planck en 1900. Einstein recibe el Premio Nobel de Física en 1921 por esta notable contribución que, en última instancia, daría lugar al nacimiento de la energía solar fotovoltaica.

Las células fotovoltaicas consisten en un material semiconductor que convierte la luz en un flujo de electrones (electricidad). Sin embargo, solo una parte del espectro de radiación solar se convierte en electricidad en la célula. Cuando los electrones en un material semiconductor, como puede ser el Silicio, son excitados por una radiación suficientemente energética, estos saltan de la banda de valencia (BV) a la banda de

conducción (BC). Los electrones en BC son relativamente libres para salir de los dominios del átomo, y ante la influencia del campo eléctrico creado por una unión p-n, son conducidos hacia los electrodos de la célula fotovoltaica, creando un potencial eléctrico y, consecuentemente, generando electricidad. Diferentes materiales semiconductores presentan diferentes brechas energéticas (“bandgap”) entre la banda de valencia y la banda de conducción. Por lo tanto, diferentes materiales requieren cantidades diferentes de energía para excitar un electrón hasta la BC. La radiación con menos energía de la necesaria para superar el “bandgap” no será absorbida, y el exceso de energía disponible en radiación más energética se disipa en forma de calor, como se muestra en la Fig. 2.5.

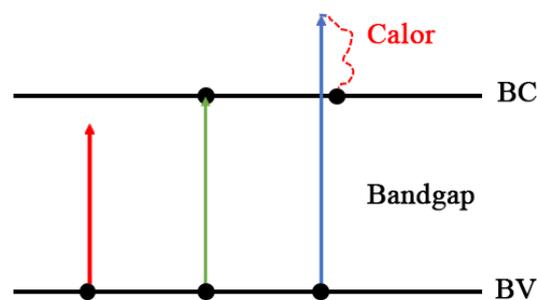


Fig. 2.5. Representación conceptual de un electrón siendo excitado por radiación con diferentes niveles de energía.

La energía de un fotón (en eV) en función de su longitud de onda en (μm) viene expresada por la ecuación 2.1.

$$E = 1.24/\lambda \quad (2.1)$$

La radiación solar está compuesta por un amplio espectro de longitudes de onda, mientras que el material semiconductor presenta un “bandgap” que se puede considerar constante. Por lo tanto, la parte del espectro con longitudes de onda más elevadas atravesará la célula sin ser absorbido y la parte con longitudes de onda más cortas solo será absorbida parcialmente, y repercutirá en un incremento de la temperatura de la célula. En la Fig. 2.6 se muestra una representación conceptual de este efecto. De esta manera, la eficiencia de conversión máxima que una célula es capaz de obtener queda limitada en función del material semiconductor que se use en su construcción. En concreto para el silicio, cuyo “bandgap” es 1.1 eV (Green 1984), la eficiencia máxima teórica de conversión es un 32.3% (Rühle 2016).

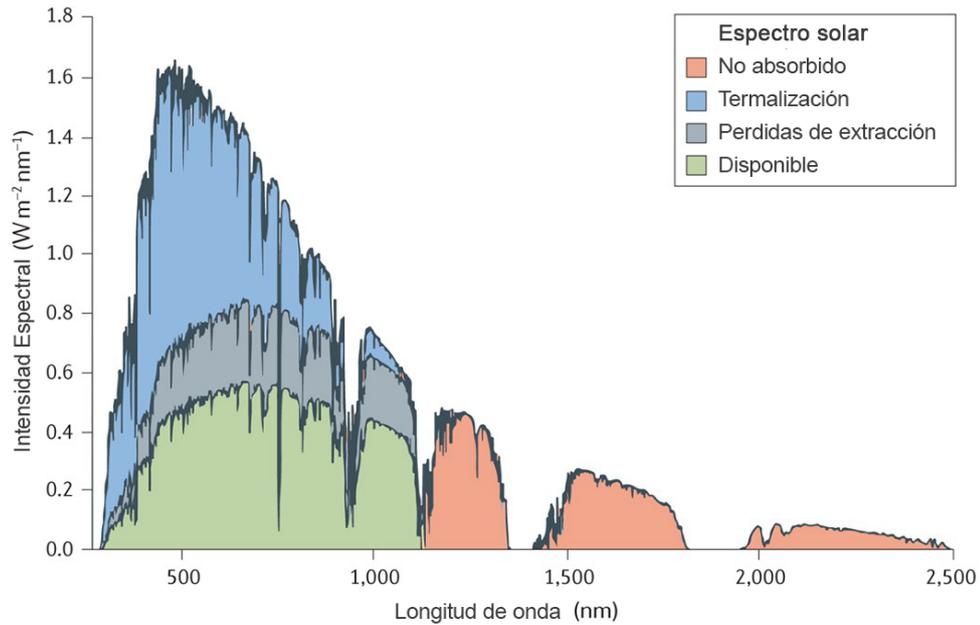


Fig. 2.6. Representación conceptual de las pérdidas de conversión en una célula de silicio ideal sobre el espectro de radiación solar AM1.5. (Rao and Friend 2017)

En la Tabla 2.1. se presentan los valores de “bandgap” y la correspondiente eficiencia teórica máxima para otros materiales semiconductores, presentes en mayor o menor medida en la industria fotovoltaica,

Existen limitaciones que reducen aún más la eficiencia real de los paneles fotovoltaicos, como son las pérdidas derivadas del “cell matching”, la refracción de la luz en la superficie de las células, etc. Adicionalmente, otros efectos como la deposición de suciedad sobre los paneles, o el impacto de la temperatura de las células en su eficiencia, provocan que el ratio de conversión sea muy inferior al que se muestra en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1. “Bandgap” y correspondiente límite teórico de eficiencia para diferentes materiales semiconductores. (Kittel 2004; Rühle 2016)

Materiales	Bandgap [eV]	Límite teórico de eficiencia
PbSe	0.27	-
PbTe	0.29	5.0%
InAs	0.36	6.8%
PbS	0.37	7.5%
Ge	0.66	21.4%
GaSb	0.69	23.4%
Si	1.11	32.3%
InP	1.27	33.1%
GaAs	1.43	32.4%
CdTe	1.45	32.2%
CdSe	1.74	27.9%
GaP	2.25	17.6%
CdS	2.42	14.0%

2.3. Materiales y tecnologías de paneles fotovoltaicos

El silicio (Si) es el semiconductor más comúnmente utilizado en la fabricación de células solares fotovoltaicas. Más del 90% de los paneles solares actualmente en el mercado emplean células de silicio (Bett et al. 2021). Sin embargo, existen otras tecnologías con presencia en el mercado fotovoltaico que emplean materiales semiconductores diferentes, entre los que destacan el arseniuro de galio (GaAs), el telururo de cadmio (CdTe) o materiales compuestos formados por cobre, indio, galio y selenio (CIGS). Otras tecnologías en proceso de desarrollo, pero con un gran potencial, son las células solares orgánicas y las basadas en perovskita. Adicionalmente, mediante la combinación de diferentes materiales en una única célula (células multiunión o MJ por sus siglas en inglés) se puede lograr absorber un rango mayor del espectro solar, resultando en una eficiencia superior.

Los récords de eficiencia obtenidos con cada una de las diferentes tecnologías fotovoltaicas disponibles en la actualidad se muestran en la Tabla 2.2. Con el objetivo

de dar una visión del grado de madurez de cada tecnología, se muestra también en dicha tabla el récord que había alcanzado cada tecnología en el año 2010.

Tabla 2.2. Recopilación de diferentes tecnologías fotovoltaicas y los récords de eficiencia alcanzados con cada una (Sin concentración solar). (NREL 2021; Green et al. 2021)

Tecnología de célula	Célula			Módulo		
	Récord de eficiencia	Empresa/Laboratorio	Récord de eficiencia (2010)	Récord de eficiencia	Empresa/Laboratorio	Tamaño del módulo [cm ²]
c-Si Mono	26.1%	ISFH	24.5%	22.8%	SunPower	15738
c-Si Mono (Hetero)	26.7%	Kaneka	22.3%	24.4%	Kaneka	13177
c-Si Multi	23.3%	Jinko Solar	20.4%	20.4%	Q-Cells	14818
GaAs (único cristal)	27.8%	LG	26.5%	25.1%	Alta Devices	866
MJ (2 Junct.)	32.9%	NREL	30.3%	N/A	N/A	N/A
MJ (3 Junct.)	37.9%	Sharp	35.8%	31.2%	Sharp	968
MJ (4 Junct. o más)	39.2%	NREL	N/A	N/A	N/A	N/A
Perovskita	25.5%	UNIST	N/A	17.9%	Panasonic	802
PVS/Si tandem	29.5%	Oxford PV	N/A	N/A	N/A	N/A
Orgánicas	18.2%	SJTU/BUAA	7.9%	11.7%	ZAE Bayern	204
Graetzel	13%	EPFL	10.4%	N/A	N/A	N/A
CIGS	23.4%	Solar Frontier	19.9%	19.2%	Solar Frontier	841
CdTe	22.1%	First Solar	16.7%	19%	First Solar	23573

Cabe destacar que los valores de eficiencia mostrados en la Tabla 2.2 se refieren a células solares (o módulos) ensayados en laboratorio en condiciones ideales (25 °C, 1000 W m⁻², espectro solar AM1.5), por lo que su eficiencia no se ve limitada por factores externos como el sobrecalentamiento o la acumulación de polvo.

Una vez ensambladas en un panel solar fotovoltaico comercial, la eficiencia promedio de los paneles de silicio cristalino (c-Si) se encuentra en torno al 20% (15% hace solo una década) (Bett et al. 2021). Paneles de calidad superior disponibles en el mercado alcanzan valores de eficiencia de hasta un 22.8%. Los paneles solares basados en telururo de cadmio (CdTe) duplicaron su eficiencia durante la última década, desde un 9% hasta alrededor de un 19%.

A pesar de que las tecnologías solares de silicio cristalino (mono- y multicristalino) actualmente dominan el mercado con precios bajos y una eficiencia superior en paneles de tamaño comercial (>1 m²) debido a su mayor madurez, cabe hacer especial mención de algunas tecnologías que se espera puedan jugar un papel clave en el futuro de la industria fotovoltaica. El crecimiento exponencial de la industria fotovoltaica en los últimos años está generando un gran estrés en los procesos de minería, procesamiento y transporte del silicio para la construcción de células solares, más aún si cabe debido a que se trata de un mineral clave para la industria electrónica. La Agencia Internacional de la Energía publicó un informe en 2021 en el que se identificaban 3 tecnologías usando materiales alternativos al silicio con potencial para jugar un papel significativo en el mercado fotovoltaico en las próximas décadas (IEA 2021b). Estos materiales son telururo de cadmio (CdTe), arseniuro de galio (GaAs) y perovskita.

Las ventajas que presentan los sistemas basados en CdTe sobre los convencionales de silicio cristalino son la flexibilidad de las células e inferior peso manteniendo una eficiencia relativamente alta. El coste de los paneles CdTe es similar a los de silicio, lo que convierten al CdTe en una de las tecnologías más prometedoras a corto plazo. Sin embargo, existe una cierta preocupación acerca del uso del cadmio, dado que es un metal pesado muy tóxico. El cadmio se obtiene como un derivado de la minería y refinado del zinc y por lo tanto su producción no está directamente ligada a la fabricación de paneles solares. Por lo tanto, se podría justificar que encapsular este material en forma de CdTe en paneles fotovoltaicos es una alternativa a los usos actuales y resultaría en una reducción de su desecho (Raugei and Fthenakis 2010). El CdTe tiene una estructura cristalina más estable que el cadmio y es, por lo tanto,

significativamente menos tóxico. En algunas ocasiones se aplican en las células recubrimientos de cloruro de cadmio (CdCl_2), un material tóxico soluble en agua, con el objetivo de incrementar el rendimiento (Major et al. 2014). A pesar de su potencial, los riesgos que supone un incremento significativo del mercado de paneles fotovoltaicos basados en CdTe haría necesaria la implementación de mecanismos adicionales que aseguren una gestión adecuada del desmantelamiento y reciclaje de estos paneles (Fthenakis et al. 2020).

El arseniuro de galio (GaAs) también ha recibido mucha atención investigadora en los últimos años. El GaAs presenta un bandgap muy próximo al óptimo para la absorción del espectro solar y su estructura cristalina permite la fabricación de células solares multiunión combinando diferentes semiconductores III-V, con el objetivo de cubrir la mayor cantidad del espectro solar posible y maximizar así la absorción de energía. Las células solares multiunión basadas en GaAs están incrementando en eficiencia rápidamente, y con un récord de 39.2% (sin concentración solar) son la tecnología que ha alcanzado una mayor eficiencia hasta la fecha. El principal inconveniente de esta tecnología es su elevado coste, resultando en una aplicación limitada al sector aeroespacial o a su implementación en paneles solares de concentración (debido al menor tamaño de las células). Sin embargo, existe una línea de investigación que pretende desarrollar un método productivo que reduciría drásticamente los costes de fabricación de este tipo de células (Willuhn 2020) y por lo tanto su aplicación resultaría mucho más interesante.

Las células solares de perovskita también han mostrado un gran potencial y se encuentran en el foco de atención, ya que se trata de la tecnología más reciente de las tres y ha destacado como la opción más prometedora entre las tecnologías solares emergentes. La primera célula de perovskita, construida en 2012, mostraba una eficiencia del 9.7%. Tan solo 8 años más tarde ya se había logrado superar una eficiencia del 25%. A pesar del gran potencial, aún existen numerosas dificultades técnicas que deberán ser superadas para alcanzar el mercado fotovoltaico. Las células de perovskita actuales son muy pequeñas y se degradan con mucha rapidez (Shirayama et al. 2016). Un grupo de investigadores desarrolló recientemente un mini módulo solar (26 cm^2) de perovskita que batió el récord de estabilidad, funcionando durante más de 1000 horas. (Liu et al. 2021). También cabe destacar que una cantidad significativa de plomo (un material muy tóxico) es necesario para la fabricación de este tipo de células (Saliba et al. 2018). Existen alternativas que combinan silicio con

perovskita (tándem) y que se encuentran actualmente en desarrollo. Estas alternativas evitan el uso de plomo y ya superan en eficiencia tanto a las células de silicio cristalino convencionales como a las de perovskita, alcanzando récords de hasta 29.5% de eficiencia (Al-Ashouri et al. 2020).

2.4. Perspectivas de desarrollo y sostenibilidad de la energía fotovoltaica

2.4.1. Escenarios de desarrollo de la industria y suministro de materias primas

Uno de los principales retos a los que tendrá que enfrentarse la industria fotovoltaica para continuar desarrollándose de manera sostenible, es el continuo incremento en la necesidad de materias primas empleadas en la fabricación de los paneles. Los paneles fotovoltaicos convencionales de silicio cristalino contienen, en peso, aproximadamente un 5% de silicio, 1% de cobre y algo menos de 0.1% de plata y otros metales (IRENA 2016). El resto del panel está compuesto por vidrio, aluminio, EVA y Tedlar, proporcionando rigidez estructural y protección ante los elementos climáticos a las células.

Los paneles fotovoltaicos de silicio cristalino (mono- y multicristalino) actualmente dominan el mercado, y la mayoría de las predicciones indican que continuarán haciéndolo durante las próximas décadas. Los desafíos que supone el suministro de materias primas para su fabricación variarán en función de la dirección que tome la industria fotovoltaica durante los próximos años para lograr satisfacer la creciente demanda de energía renovable en el mundo. Las limitaciones en el suministro de silicio, ya sea por razones de carácter técnico o político, podrían acelerar el desarrollo de otras tecnologías, como las que se presentaban en la sección 2.3. Independientemente de cuál sea la dirección que tome la industria fotovoltaica, el crecimiento en la demanda de energía renovable asegura retos en el suministro y procesamiento de las materias primas, por lo que resulta de vital importancia reconocer las capacidades de suministro actuales, así como el tamaño y ubicación de las reservas globales de las materias primas requeridas en la fabricación de las diferentes tecnologías fotovoltaicas.

El informe publicado en 2021 por la IEA, además de identificar las tecnologías con mayor potencial, como se discutía en la sección 2.3, también presentaba cuatro potenciales casos de desarrollo de la tecnología fotovoltaica para el año 2040 (IEA 2021b). Estos cuatro casos consistían en un caso base (a), en el cual las tendencias de desarrollo que se observan actualmente se mantenían, junto a tres casos que introducen un cambio de tendencia, con la aceleración del desarrollo de algunas de las tecnologías con mayor potencial. Estos casos alternativos se denominan “high CdTe” (b), “high GaAs” (c) y “high perovskites” (d). En la Fig. 2.7 se muestra la distribución del mercado fotovoltaico en los cuatro casos de desarrollo presentados por la IEA (IEA 2021b), junto con la distribución observada durante las últimas dos décadas (Bett et al. 2021).

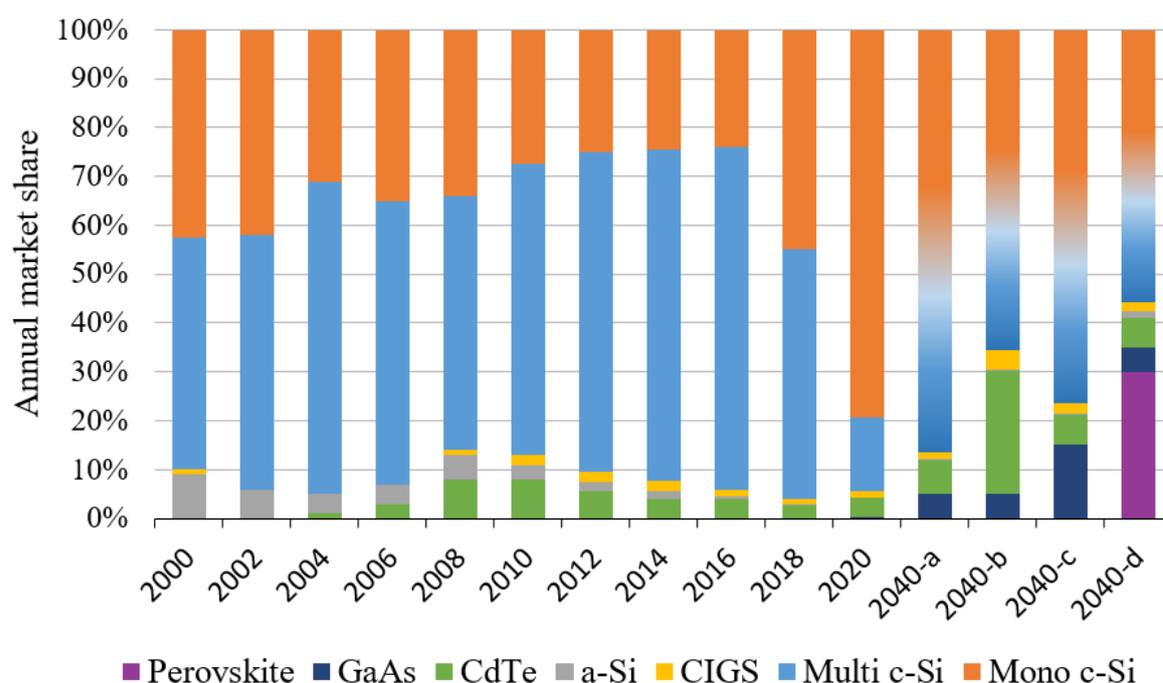


Fig. 2.7. Distribución del mercado fotovoltaico según tecnologías (2000-2020) junto a las predicciones de desarrollo de la IEA para 2040.

En todos los casos presentados por la IEA, se espera que los paneles de silicio cristalino sigan dominando el mercado en el año 2040. Los materiales más críticos para la fabricación de este tipo de paneles solares son el silicio y la plata. El cobre y el aluminio son significativamente más abundantes y la fabricación de paneles solares no supone un porcentaje significativo de la demanda global de estos materiales. Actualmente, la demanda de silicio de la industria fotovoltaica se estima en torno a

unas 400 kt por año. Se espera que la demanda de silicio supere las 985 kt en el año 2040 para alcanzar los escenarios de desarrollo sostenible de acuerdo con el caso base de desarrollo de la industria fotovoltaica propuesto por la IEA (IEA 2021b). Actualmente, se está realizando un esfuerzo destacable en la mejora de los procesos productivos, con el objetivo de reducir la cantidad de silicio requerida en cada panel solar. Esta reducción se pretende conseguir mediante un mejor aprovechamiento del material en bruto, reduciendo desechos y minimizando el espesor de las obleas de silicio empleadas para la fabricación de las células fotovoltaicas. Generalmente, se habla de intensidad de uso del silicio para referirse a la cantidad de silicio necesaria para obtener un Wp de potencia fotovoltaica. Esta métrica, por lo tanto, se ve influenciada por el grosor de las células, reducción de desechos y mejora de la eficiencia de los paneles. En la Fig. 2.8 se muestra la evolución de estos indicadores durante los últimos años (Bett et al. 2021) junto a la predicción de desarrollo realizada en 2011 por (Agostinelli et al. 2011).

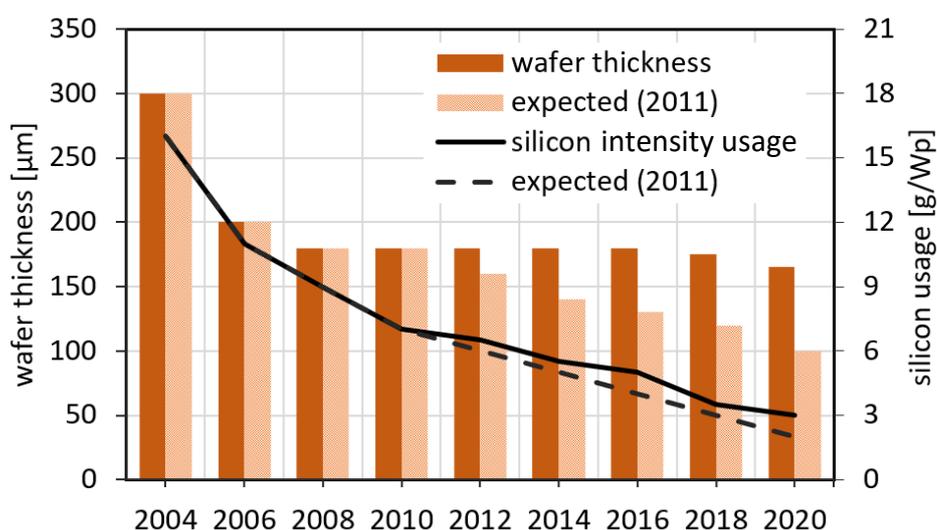


Fig. 2.8. Evolución del espesor de las obleas de silicio para células fotovoltaicas y de la intensidad de uso del silicio en paneles fotovoltaicos.

La intensidad de uso [g/Wp] de la plata también se redujo en torno a un 80% durante la última década (Wilson et al. 2020), y pese al gran crecimiento estimado del mercado fotovoltaico, la demanda de plata de esta industria solo se espera que incremente en torno un 10% en el escenario del caso base (IEA 2021b).

Los escenarios planteados en los demás casos de desarrollo (b-d) previstos por la IEA, presentan diferentes retos de suministro de materias primas, puesto que cada tecnología requiere de diferentes materiales y en cantidades diversas. Por ejemplo, un

panel solar de silicio amorfo (a-Si) requiere menos silicio, pero generalmente es necesaria una cantidad de vidrio mayor para reducir la flexión del panel. Paneles solares basados en células de tipos CIGS y CdTe no requieren silicio, pero si otros materiales como cobre, selenio, indio y galio para paneles de CIGS, o cadmio y telurio para paneles de CdTe.

La demanda de cadmio para la fabricación de paneles fotovoltaicos podría alcanzar 1.3 kt en 2040 de acuerdo con el escenario planteado en el caso “high CdTe”. La capacidad de suministro mundial en la actualidad se estima en torno a 23 kt. De acuerdo con el mismo escenario, el suministro de telurio resultaría crítico, ya que, para 2040, las necesidades de este mineral serían de 1.4 kt por año, y la producción mundial en la actualidad es de tan solo 0.5 kt al año.

En el escenario con un mayor desarrollo de las células solares de GaAs (caso c o “high GaAs”), la demanda de galio podría incrementarse hasta alcanzar las 3.5 kt en 2040, resultando en una demanda más de 10 veces superior a las capacidades de producción actuales, que se encuentran en torno a 0.3 kt al año. El suministro de arsénico también se enfrentaría a ciertas dificultades, puesto que la demanda podría incrementarse hasta las 8 kt, mientras que la producción mundial es de 32 kt al año. Otros materiales que se emplean en combinación con galio y arsénico en la fabricación de células multiunión, como son el indio (demanda de 0.1 kt en 2040 vs 0.9 kt de capacidad productiva actual) o el germanio (producción anual actual de tan solo 0.13 kt) también deberán ser tenidos en cuenta, puesto que su capacidad de suministro actual es muy limitada y un desarrollo rápido de estas tecnologías podría tensionar las cadenas de suministro (IEA 2021b; USGS 2021).

En resumen, satisfacer la demanda de materias primas para la industria fotovoltaica será un desafío clave para su desarrollo, ya que, como se puede observar por los datos aportados, algunos de los requisitos de materiales estimados para 2040 superan con creces el nivel de suministro global actual, o representan un aumento significativo al que la infraestructura de producción existente tendrá dificultades para adaptarse. La expansión de la energía fotovoltaica debe ir de la mano de un procesamiento más eficiente de las materias primas y del desarrollo de técnicas e infraestructuras para el reciclaje de materiales.

2.4.2. Impacto medioambiental

Valorar el impacto medioambiental real de una fuente de energía es una tarea muy compleja, ya que no solamente se debe considerar las emisiones de gases de efecto invernadero en operación, sino que también hay que tener en cuenta otros aspectos de la industria que rodea dicha fuente de energía. Esto implica considerar aspectos como son el impacto ambiental de los procesos de extracción de las materias primas necesarias en la industria, el transporte de los componentes, costes derivados de la fabricación, desmantelamiento y reciclaje de los sistemas. El Laboratorio Nacional de Energía Renovable de EE. UU. (NREL por sus siglas en inglés) lideró un proyecto denominado “Life Cycle Assessment (LCA) Harmonization Project”, un estudio que busca aportar estimaciones más precisas sobre las emisiones de gases de efecto invernadero derivadas de diferentes fuentes de producción energética a lo largo de todo su ciclo de vida, desde la extracción de las materias primas hasta su desmantelamiento y reciclaje. Un informe publicado en 2021, recogía los resultados de este esfuerzo de la comunidad científica por resumir toda esta información (Nicholson and Heath 2021). Dicha información se muestra resumida en la Tabla 2.3.

Entre todas las fuentes de energía renovable, la energía solar fotovoltaica es, en promedio, la que presenta unas mayores emisiones de gases de efecto invernadero en relación con la energía que produce a lo largo de toda su vida útil. Mientras que la energía eólica terrestre emite 12 gCO₂e/kWh y la hidroeléctrica 21 gCO₂e/kWh, la energía fotovoltaica empleando paneles de silicio multicristalino presenta unas emisiones de hasta 56 gCO₂e/kWh. A pesar de que aún existe margen de mejora, cabe destacar que las instalaciones de paneles fotovoltaicos de silicio cristalino emiten aproximadamente 18 veces menos GHG que las centrales térmicas de carbón y 15 veces menos que aquellas instalaciones que usan fuel como combustible. Son varios los motivos causantes de dicho nivel relativamente elevado de emisiones en comparación con otras fuentes de energía renovable. Entre los factores que contribuyen en mayor medida al impacto ambiental de la energía fotovoltaica se encuentran, la extracción de las materias primas necesarias para su fabricación, y las emisiones derivadas de los procesos de fabricación de los paneles. Adicionalmente, en torno al 90% de la producción mundial de paneles solares en la actualidad se lleva a cabo en Asia (Jäger-Waldau 2019b), por lo que las emisiones derivadas del transporte hasta el lugar de instalación son mayores que las de otras tecnologías renovables como la eólica o la hidroeléctrica. Adicionalmente, esta deslocalización presenta un impacto

negativo añadido, y es que la mayoría de los países en los que se fabrican los paneles (China, Taiwán, Malasia...) tienen regulaciones menos estrictas de emisiones, por lo que esto se ve reflejado también en unas emisiones mayores en la extracción de minerales y los procesos productivos.

Tabla 2.3. Emisiones de gases de efecto invernadero (GHG) derivadas de diferentes tecnologías de generación y almacenamiento energético a lo largo de su vida útil.

Tecnología	GHG promedio [gCO ₂ e/kWh]	Tecnología	GHG promedio [gCO ₂ e/kWh]
Fuentes de energía renovables		Fuentes de energía no renovables	
c-Si Mono	64	Nuclear (LWR)	13
c-Si Multi	56	Nuclear (HWR)	57
a-Si	37	Gas natural	486
CdTe	25	Fuel	840
CiGS	41	Carbón	1001
Paneles con concentración	28	Sistemas de almacenamiento	
Geotérmica	37	Bombeo hidroeléctrico	7.4
Hidroeléctrica	21	Batería Litio	32.9
Eólica (terrestre)	12	Hidrógeno	38
Eólica (marina)	19		
Oceánica	8		
Biocombustible	52		

Otro aspecto a tener en cuenta en relación con el impacto ambiental de la energía fotovoltaica es la vida útil de los paneles comerciales. El estándar actual de la industria es de 25-30 años. Adicionalmente, la eficiencia de los paneles solares disminuye con el paso del tiempo, debido principalmente al deterioro de materiales y conectores causado, entre otros motivos, por el elevado ciclado térmico al que se ven sometidos los paneles en verano. Este efecto no solamente daña los paneles de forma directa, sino que facilita la aparición de holguras que propician el deterioro por

humedad u otros efectos ambientales. La tasa de degradación media para paneles fotovoltaicos de silicio según varios estudios se encuentra entre -0.7% y -0.9% *per annum* (Jordan et al. 2016; Kim et al. 2021). Transcurridos 25 años, un panel solar fotovoltaico produce en torno a un 20% menos energía de la que producía cuando fue instalado. Uno de los objetivos principales del consorcio DuraMat (Durable Module Materials Consortium) es precisamente el desarrollo de paneles solares fotovoltaicos con una vida útil de 50 años, así como garantizar la mínima degradación de la eficiencia posible durante su vida (DuraMAT 2021). Por sí sola, la prolongación de la vida de los paneles de 25 a 50 años supondría una reducción significativa de las emisiones de gases de efecto invernadero asociada a la industria fotovoltaica, así como una reducción de la presión en la cadena de suministro de materias primas para la construcción de paneles fotovoltaicos.

Además de las potenciales emisiones de gases de efecto invernadero, existen otros riesgos medioambientales especialmente relevantes en la industria fotovoltaica. Entre ellos se incluye la toxicidad de algunos materiales usados en el proceso de fabricación de un cierto número de paneles (como metales pesados o compuestos químicos agresivos), el consumo de agua dulce (recurso vital y cada vez más escaso), y la ocupación de grandes superficies de terreno que podrían dedicarse a otros propósitos (Chen et al. 2016; Tawalbeh et al. 2021). La Tabla 2.4 muestra los requisitos de consumo de agua y uso de terreno para la explotación de diferentes fuentes de energía.

Entre las diferentes fuentes de energía renovable, la energía solar fotovoltaica requiere un nivel de ocupación de superficie de terreno relativamente elevado, principalmente debido a la baja intensidad de la radiación solar como fuente de energía y a la escasa eficiencia de las tecnologías fotovoltaicas actuales. La radiación que llega a la atmósfera tiene una energía de 1361 W/m^2 , y cuando el sol está en el cenit y el cielo se encuentra perfectamente despejado, esto se traduce en un valor máximo de 1120 W/m^2 de irradiancia global sobre superficie horizontal al nivel del mar (Coddington et al. 2016). Sin embargo, el uso de agua de la energía fotovoltaica es relativamente bajo en comparación con otras fuentes de energía, aunque no despreciable, y debería ser observado con atención si se introducen nuevas técnicas de limpieza o refrigeración de paneles para mejorar su eficiencia operativa.

Tabla 2.4. Intensidad del consumo de agua y uso de terreno de las fuentes de energía con mayor presencia en el mundo. Fuente: (Fritsche et al. 2017; Jin et al. 2019).

Fuente de energía	Uso de terreno [m ² /MWh]	Consumo de agua [l/MWh]
Solar fotovoltaica	8.7	330
Solar concentración (térmica)	7.8	1250
Eólica	0.7	43
Hidráulica	3.5	4961
Geotérmica	2.5	1022
Nuclear	1	2290
Gas natural	0.1	596
Fuel (transporte)	0.1	3220
Carbón	0.2	2220

Finalmente, un campo de creciente interés es la incorporación de la industria solar fotovoltaica a la economía circular y el reciclaje de materiales de paneles solares. El nivel actual de reciclaje de paneles fotovoltaicos desmantelados es muy bajo. Actualmente existe una línea de investigación con el objetivo de maximizar la recuperación de materiales y reducir los costes del proceso de reciclado. (Heath et al. 2020). La UE ha sido pionera en las regulaciones de residuos electrónicos, que incluyen objetivos específicos de recolección, recuperación y reciclaje para la industria fotovoltaica. En 2016, solo la UE había adoptado un reglamento de gestión de residuos específico para esta industria (IRENA 2016). En países como Japón o los EE. UU., las reglamentaciones generales plantean la comprobación de ausencia de materiales peligrosos en los paneles fotovoltaicos, así como la prohibición de ciertos métodos inadecuados de tratamiento, reciclaje y eliminación de los residuos.

2.5. Impacto de las condiciones ambientales en las prestaciones de los sistemas fotovoltaicos

La energía solar fotovoltaica es una de las fuentes energéticas más dependientes de las condiciones ambientales. La producción energética de los paneles solares está ligada de forma directa con el número de horas de sol y la intensidad de la irradiancia, o lo que es lo mismo, el número de horas solares pico equivalentes en el lugar de la instalación. Adicionalmente, la eficiencia de los paneles solares se puede llegar a ver significativamente reducida debido al impacto de ciertos fenómenos meteorológicos.

La acumulación de polvo y suciedad es uno de los principales factores causantes de dicha degradación en la eficiencia de los paneles solares. La acumulación de polvo también puede provocar daños a los paneles, reduciendo su vida útil (Said and Walwil 2014). Densidades de deposición de polvo habituales entre 12.5 g/m^2 y 37.5 g/m^2 dieron como resultado pérdidas de eficiencia de entre un 10% y un 20% respectivamente (Suresh Kumar and Sarkar 2013). Factores ambientales externos como la velocidad del viento, su dirección, la temperatura del terreno, la humedad del aire, la lluvia y la frecuencia en la formación de calima en el clima local pueden afectar la tasa de deposición de polvo en los paneles. Otros factores de diseño e instalación, como la superficie del vidrio y el ángulo de inclinación, así como la presencia de ciertas actividades industriales en el entorno, cercanía a carreteras con gran afluencia de tráfico, o localización en zonas con alta actividad volcánica, también pueden afectar al ratio de deposición de polvo sobre los paneles (Gupta et al. 2019). Todos estos factores resultan en tasas variables de deposición de polvo, lo que hace que la limpieza programada no sea totalmente eficaz. Como testimonio de esta variabilidad, diferentes investigadores informaron tasas de deposición muy diferentes en un clima muy similar en el Golfo Pérsico, con una degradación del 10% en la producción de energía después de solo 5 semanas en el estudio realizado por (Mohandes et al. 2009), mientras que alcanzar el mismo nivel de degradación de la eficiencia (10%) llevó más de 3 meses en otro estudio (Touati et al. 2013).

Para grandes instalaciones fotovoltaicas, la limpieza natural mediante lluvia, viento, o nieve, puede funcionar de manera efectiva en regiones con poca deposición de polvo, aunque no resulta ser un método fiable y generalmente debe combinarse con limpieza manual durante las estaciones secas. La limpieza manual también puede resultar adecuada en pequeñas instalaciones fotovoltaicas, aunque en grandes huertos

solares supone costes elevados de mano de obra cualificada y el consumo de grandes cantidades de agua, que no siempre se encuentra disponible. En los últimos años se ha llevado a cabo una importante inversión para el desarrollo de sistemas de limpieza activos orientados a grandes instalaciones fotovoltaicas. Las principales alternativas se pueden clasificar en sistemas de limpieza mecánicos automatizados (Fernandez et al. 2007; Anderson et al. 2010), sistemas de limpieza electro-dinámicos empleando campos eléctricos para evitar la deposición o desplazar el polvo hacia el exterior de los paneles (Mazumder et al. 2011), limpieza mediante flujo de aire forzado (Assi et al. 2012) (Cuddihy 1980) y limpieza mediante aspersión de agua sobre la superficie de los paneles (Sugiartha et al. 2020).

Aunque no exista una solución general para la deposición de suciedad en los paneles solares, la incidencia de este problema solo resulta grave en ciertas regiones, y puede ser mitigado con alguno de los métodos de limpieza indicados anteriormente.

Sin embargo, otro efecto aún más significativo en la reducción de la eficiencia de las instalaciones fotovoltaicas, y que afecta en mayor medida a aquellas instalaciones con un mayor potencial de producción eléctrica, es el sobrecalentamiento de los paneles solares. Este calentamiento es debido al exceso de energía absorbida en las células durante su funcionamiento normal. El incremento de temperatura resultante depende de la irradiancia, y es mayor cuanto más elevada es la temperatura ambiente. Este efecto provoca que las células solares reduzcan su eficiencia de acuerdo con una tasa de pérdida de eficiencia que depende del material de las células y las características constructivas del panel solar. Dicha tasa de reducción de la eficiencia normalmente oscila entre 0.25%/°C y 0.55%/°C para los paneles solares comerciales de silicio cristalino (Rosa-Clot et al. 2010).

El potencial de recolección de energía de los paneles solares fotovoltaicos alcanza su máximo durante los meses de verano, cuando la radiación solar y las horas de sol son mayores. Las células solares de silicio cristalino integradas en paneles comerciales pueden alcanzar temperaturas de hasta 70 °C durante estos meses en zonas cálidas como los países mediterráneos (Alonso García and Balenzategui 2004) y superiores a 75 °C en regiones con un clima árido (Dida et al. 2021). Este aumento de temperatura induce pérdidas potenciales de potencia en los paneles de entre un 10% y un 25%, limitando la generación de energía en las instalaciones fotovoltaicas, y provocando pérdidas económicas multimillonarias en todo el mundo. Además, el elevado ciclo térmico al que se ven sometidos los paneles como consecuencia de las altas

temperaturas, contribuye a la degradación del rendimiento de los paneles de forma irreversible a lo largo de su vida, con ratios típicos de degradación de la eficiencia inicial del panel en torno al 0.7% anual (Kim et al. 2021). En la Fig. 2.9 se muestra el deterioro de un panel solar fotovoltaico tras someterlo a un ensayo de vida útil por ciclado térmico acelerado según la normativa de referencia IEC 61215.

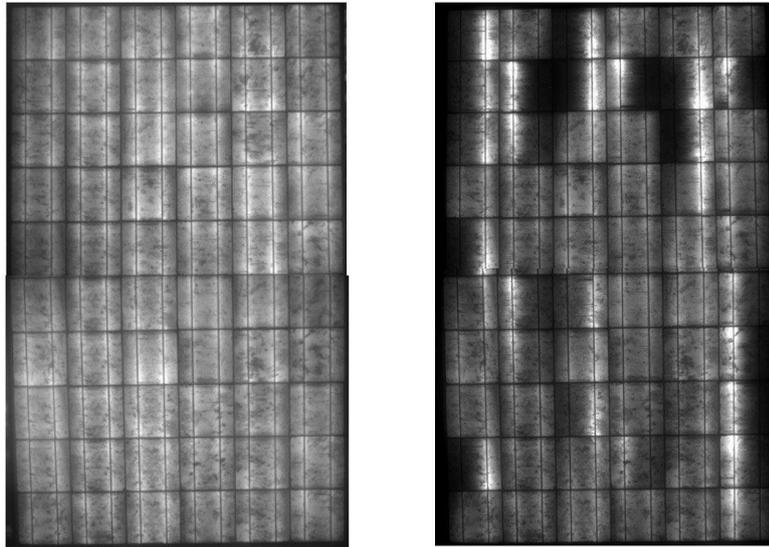


Fig. 2.9. Imágenes por electroluminiscencia de un panel fotovoltaico en el estado inicial (izda.) y tras 800 ciclos térmicos estándar (dcha.). (Herrmann 2010)

Tanto si se trata de la disminución de la eficiencia por la elevada temperatura de operación, como del deterioro de los paneles a lo largo de su vida útil, la capacidad de generación de energía de los paneles se ve menoscabada como consecuencia de su elevada temperatura de operación y, en última instancia, se limita su vida útil y aumenta su coste de amortización. Con el fin de tratar de resolver este problema de sobrecalentamiento, se han propuesto diversas tecnologías de refrigeración en la literatura científica. Dichas técnicas de enfriamiento se presentan en detalle en la sección 2.6.

2.6. Tecnologías de refrigeración de paneles solares fotovoltaicos

Con el objetivo de solventar los problemas derivados del sobrecalentamiento de los paneles solares, se ha realizado una significativa inversión en el desarrollo de numerosas técnicas de refrigeración. Dichas técnicas de enfriamiento de paneles

solares pueden dividirse en dos grandes grupos: Técnicas de refrigeración pasiva y de refrigeración activa.

2.6.1. Refrigeración pasiva

Las técnicas de refrigeración pasiva de paneles solares son aquellas para las que no es necesario un aporte energético adicional para obtener el efecto de enfriamiento deseado. Entre las técnicas de refrigeración pasiva que más se han investigado destacan las siguientes:

Refrigeración por convección natural al aire. Se trata de la solución más simple. Todos los paneles disipan una cierta cantidad de calor al ambiente por mecanismos de convección al encontrarse a una temperatura superior a la del aire. Esta técnica consiste en incrementar la cantidad de calor que se disipa mediante la incorporación de un intercambiador de calor (normalmente de aluminio) en la parte posterior del panel solar, incrementando así la superficie de intercambio térmico con el ambiente. En la Fig. 2.10 se muestra un ejemplo de esta solución incorporando una serie de aletas longitudinales perforadas.



Fig. 2.10. Panel experimental incorporando aletas con agujeros en la cara posterior para reducir su temperatura de operación desarrollado por Arifin et al. (Arifin et al. 2020)

Durante las últimas décadas se ha analizado el funcionamiento de diferentes geometrías y su aplicabilidad en diferentes regiones climáticas y se han demostrado mejoras en la eficiencia máximas de entre un 2% (Grubišić-Čabo et al. 2018) y un 8% (Farhan and Hasan 2021). Estos resultados, sin embargo, resultan muy dependientes del clima, y tanto la dirección como la intensidad del viento provocan cambios significativos en las mejoras de eficiencia, lo que hace de esta solución una alternativa poco confiable y de reducido rendimiento global.

Sistemas de termosifón bifásico (heat-pipe). Esta técnica de refrigeración consiste en la implementación de “heat-pipes” (termosifones bifásicos) en la cara posterior de los paneles solares para poder extraer el calor sin necesidad de un aporte energético adicional, ya que estos sistemas funcionan mediante capilaridad (véase Fig. 2.11). El mecanismo de refrigeración consiste en el aprovechamiento del calor latente de un fluido durante su evaporación, proceso que además ocurre a temperatura constante. La transferencia de calor es muy eficiente, sin embargo, persiste el problema de la alta temperatura del foco frío (el calor ha de ser evacuado al ambiente). Por lo tanto, su uso suele quedar limitado a sistemas que presentan gradientes térmicos muy elevados en comparación con el ambiente en el que se encuentran, como son los sistemas fotovoltaicos en satélites o paneles solares de concentración (Habeeb et al. 2018). Además, este tipo de sistemas suelen exhibir una fuerte dependencia a la orientación del termosifón con respecto a la dirección de aceleración de la gravedad, y su rendimiento se puede ver muy afectado en sistemas solares con seguidores solares horizontales.

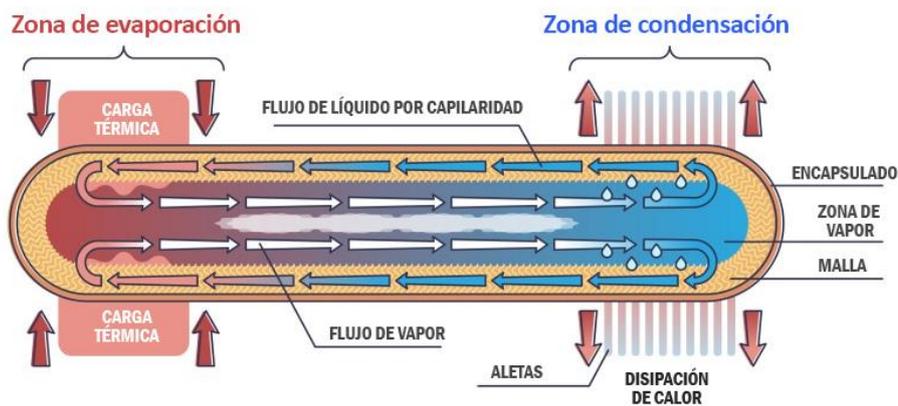


Fig. 2.11. Esquema de funcionamiento de un Heat-Pipe.

Instalaciones fotovoltaicas flotantes (FPV). Este método de enfriamiento, que ha empezado a implementarse recientemente a escala comercial, se basa en la instalación de paneles solares fotovoltaicos directamente sobre una gran masa de agua, normalmente mediante su ensamblaje sobre estructuras flotantes. En la Fig. 2.12 se muestran ejemplos actualmente operativos de este tipo de instalaciones.



Fig. 2.12. Instalación de paneles fotovoltaicos flotantes en Walden, Colorado (izda.) (Imagen: Dennis Schroeder) y vista aérea de la planta de 25 MW en Goheung, Korea del Sur (dcha.) (Imagen: Scotra).

Estudios realizados sobre esta tecnología han reportado una mejora sobre la eficiencia de los paneles solares entre un 3% y un 6% (Kamuyu et al. 2018; Sasmanto et al. 2020; Dörenkämper et al. 2021). Adicionalmente, esta técnica podría traer otros beneficios potenciales, como limitar la evaporación de agua en estanques o canales, para riego o consumo humano, en hasta un 70% (Perera 2020), así como un uso más eficiente del terreno. La ONU ya definió, como parte de su programa de objetivos para un desarrollo sostenible (United Nations 2015), la importancia de promover un uso inteligente del terreno (SDG-15). La superficie de terreno promedio empleada por un huerto fotovoltaico convencional montado en el suelo es de 0.7 MWp/ha (Rosa-Clot and Tina 2018), y estos se construyen a menudo en terrenos cultivables. Trasladar estas instalaciones a masas de agua no utilizadas, como depósitos de suministro de agua potable o de almacenamiento de aguas residuales, estanques industriales, y parques eólicos marinos, no solo resultaría en una menor temperatura de operación de los paneles, sino también en un uso más sostenible del suelo.

Sin embargo, cabe indicar que resulta necesario tomar ciertas precauciones adicionales en las instalaciones flotantes. Esto se debe principalmente al potencial aumento de la corrosión, especialmente en ambientes marítimos, donde además es importante controlar la deposición de sal sobre los paneles.

Instalaciones fotovoltaicas sumergidas. Se trata de una solución similar a las instalaciones flotantes, pero en la que se puede lograr un enfriamiento más eficiente

mediante la instalación de los paneles completamente sumergidos en agua. Los investigadores han logrado mejoras de eficiencia relativa en laboratorio de hasta un 20% (Rosa-Clot et al. 2010) para paneles de silicio cristalino. Esta técnica se encuentra en una fase de desarrollo menos avanzada que las instalaciones flotantes. Algunas de las dificultades técnicas a las que se enfrenta su desarrollo se basan en asegurar la fiabilidad eléctrica y mecánica de los paneles (Trapani et al. 2014), así como en la variabilidad de la eficiencia con la profundidad (Enaganti et al. 2020b) y la composición del agua (Enaganti et al. 2020a), aspectos difícilmente controlables en ambientes fuera de laboratorio.

Materiales de cambio de fase. El interés en torno al uso de materiales de cambio de fase (PCM por sus siglas en inglés) para la refrigeración de paneles solares fotovoltaicos ha aumentado en los últimos años (Tao et al. 2019). Los PCM pueden absorber grandes cantidades de calor latente con cambios de temperatura muy pequeños durante el proceso de cambio de fase de sólido a líquido. Un grupo de investigadores informaron una reducción de 10 °C en un panel solar durante 6 horas, empleando esta técnica bajo condiciones climáticas típicas en Malasia (Mahamudul et al. 2016). Otros estudios han logrado mejoras en la eficiencia relativa de entre el 6.1% y el 7.8% para paneles solares fotovoltaicos convencionales (Thaib et al. 2018) y entre el 10% y el 12% para paneles solares de concentración solar CPV (Lu et al. 2018). A pesar de los positivos resultados, los materiales de cambio de fase son muy caros y se deterioran rápidamente (González-Peña et al. 2020).

2.6.2. Refrigeración activa

Las técnicas de refrigeración activa son aquellas para las que si resulta necesario un aporte energético para lograr la deseada reducción de temperatura de los paneles solares fotovoltaicos. Estas técnicas presentan, en general, una mayor eficacia para la reducción de la temperatura, pero el diseño del sistema suele ser más complejo, y el consumo de energía de los sistemas auxiliares limita el aumento neto de la eficiencia del sistema. Entre las diferentes soluciones técnicas, las siguientes son las opciones más comunes:

Refrigeración por flujo forzado de aire. Esta técnica de enfriamiento se basa en el mismo principio general que la técnica de enfriamiento pasiva por convección natural mejorada. La principal diferencia entre ambos sistemas consiste en la

incorporación de algún tipo de ventilador o sistema auxiliar que fuerza un flujo de aire a través de disipadores de calor instalados en la cara posterior de los paneles solares fotovoltaicos. Varios investigadores han reportado mejoras de hasta un 15% en la eficiencia eléctrica de los paneles y una reducción de la temperatura de unos 15 °C (Mazón-Hernández et al. 2013) empleando esta técnica. Los sistemas ensayados en este estudio se muestran en la Fig. 2.13. En el estudio presentado por (Farhana et al. 2012) se ensayaba un panel fotovoltaico de 0.924 m² con ventilación forzada, comparado con un panel idéntico estándar. El panel refrigerado incorpora una carcasa de aluminio en la parte trasera, que actúa como canal de flujo. Los resultados muestran un aumento máximo de la eficiencia relativa del 8.9% y una disminución de la temperatura de hasta 12 °C. Sin embargo, cabe destacar que en estos estudios solo se habla de la mejora de eficiencia de los paneles solares, sin considerar el consumo eléctrico de los ventiladores empleados.



Fig. 2.13. Paneles solares fotovoltaicos enfriados mediante convección natural (izda.) y convección forzada (dcha.). (Mazón-Hernández et al. 2013)

El alto consumo de energía de los ventiladores es uno de los principales factores limitantes de esta técnica, pero la aplicación de este método de enfriamiento para granjas solares en azoteas de edificios, que podrían usar salidas de ventilación ya existentes para enfriar los paneles solares, podría resultar interesante.

Enfriamiento mediante aspersión de agua. Dentro de esta técnica se engloban tanto aquellos sistemas que emplean aspersores o pulverizadores, como los que

suministran agua sobre la superficie frontal del panel, generando así una lámina de agua sobre este. Mediante este tipo de técnicas se han logrado reducciones de temperatura de entre 20 °C y 30 °C (Moharram et al. 2013; Nižetić et al. 2016). Una ventaja adicional de este tipo de técnicas es la limpieza regular de la superficie frontal del panel solar, lo que genera un aumento adicional en la energía generada anualmente. Se puede lograr un enfriamiento mayor rociando también agua en la superficie posterior del panel (Nižetić et al. 2016). (Hadipour et al. 2021) logró una impresionante reducción de temperatura de 32.8 °C al rociar la superficie frontal de un panel con un caudal de agua de 0.81 l/min en Irán bajo una irradiancia de 1000 W/m², y una reducción de 30.5 °C al rociar de forma intermitente, resultando en una potencia de bombeo reducida y solo 0.08 l/min de caudal medio. El sistema ensayado se muestra en la Fig. 2.14. Según los investigadores, esto resultó en un aumento de la eficiencia del 33.3% y del 25.9%, respectivamente, valores que parecen demasiado elevados dado el coeficiente de temperatura de -0.48%/°C del panel solar empleado en el estudio y la diferencia de temperaturas observada. Otros efectos, como la suciedad o un sistema defectuoso, podrían haber afectado la eficiencia del panel estándar, pero teniendo en cuenta la disminución de la temperatura y el coeficiente de temperatura del panel, los aumentos de eficiencia esperados habrían sido del 15.7% y 14.6% respectivamente, que siguen siendo resultados destacables. A pesar de los buenos resultados, este sistema se basa en la evaporación del agua rociada para producir el enfriamiento, y por lo tanto no presenta un sistema de recolección de agua, resultando en un consumo de agua de 4.8 l/h.



Fig. 2.14. Sistema de rociado intermitente de agua ensayado en (Hadipour et al. 2021).

En otro estudio en condiciones menos extremas se reportaba un ratio de evaporación de agua promedio para esta técnica de 1 l/h por m² de superficie de panel solar (Krauter 2004). Otro estudio analizaba la posibilidad de realizar la aspersion exclusivamente de la cara posterior, dado que la evaporación resulta menor y el agua puede ser recogida en su mayor parte mediante un sistema de colector (Bevilacqua et al. 2022). Este sistema lograba un incremento promedio de la eficiencia en verano de un 5.4%.

Intercambiadores de calor monofásicos. Los intercambiadores de calor monofásicos instalados en la parte trasera de paneles solares suelen estar destinados a soluciones híbridas fotovoltaicas y térmicas (PV/T). Estas técnicas proponen el aprovechamiento del calentamiento residual para aplicaciones útiles como sistemas de calefacción, en los que se prioriza conseguir elevar la temperatura del agua de forma significativa. Varios investigadores también han analizado la posibilidad de recircular el agua desde un depósito a través del intercambiador de calor con el objetivo principal de enfriar los paneles solares y mejorar su eficiencia (Jakhar et al. 2017; Shmroukh 2019). Esta solución logra un consumo de agua reducido en comparación con el enfriamiento por aspersion de agua, aunque el alto consumo de los sistemas de bombeo sigue suponiendo un reto. Se han informado mejoras de eficiencia máximas que generalmente oscilan entre 10% y 16% (Reddy et al. 2015). El principal inconveniente de estos sistemas es una temperatura de foco frío relativamente alta (temperatura ambiente) que varía continuamente y limita el rendimiento del sistema de enfriamiento durante largos periodos de tiempo y en condiciones ambientales variables.

Sistemas de enfriamiento por geotermia. Una nueva línea de investigación que implementa dichos intercambiadores de calor monofásicos con un circuito cerrado utilizando el subsuelo como disipador de calor muestra resultados prometedores al reducir significativamente la potencia de bombeo y el consumo de agua y permitiendo disipar el calor extraído del panel de forma eficiente. Dentro de esta categoría se ubicaría el desarrollo que se presenta en esta tesis.

Las primeras demostraciones de este concepto realizadas por (Yang et al. 2019) mostraron un aumento relativo en la eficiencia del 14.3% sin tener en cuenta la potencia consumida por la bomba. El sistema emplea una serie de boquillas de aspersion implementado dentro de un colector instalado en la cara posterior del panel

que sirve para recoger el agua rociada sobre dicha cara del panel solar. Este ensamblaje se muestra en la Fig. 2.15.

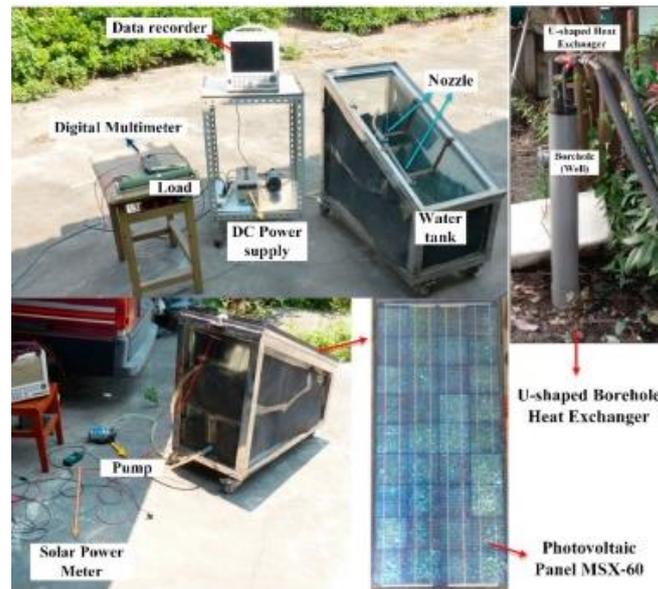


Fig. 2.15. Sistema de enfriamiento geotérmico presentado en (Yang et al. 2019).

Al emplear un sistema de aspersión, se espera un cierto nivel de evaporación y un consumo energético del sistema de bombeo superior. Además, la adaptación del panel solar fotovoltaico para incorporar el sistema de enfriamiento implica un aumento muy significativo del peso del sistema. Se ha estimado que el sistema necesario para la adaptación pesa hasta 8 veces más que el propio panel solar, lo que puede implicar conflictos con el diseño de la estructura de soporte de los paneles y los sistemas de seguimiento solar. Otro estudio, en el que se empleaba un intercambiador de calor cerrado, lograba un aumento relativo del 9.3% en la eficiencia neta mediante el uso de un intercambiador de calor enterrado y un intercambiador de calor de mini canales conectado a la parte posterior del panel (Jafari 2021).

Enfriamiento termoeléctrico. El funcionamiento de este tipo de sistemas se basa en el principio Peltier-Seebeck. El efecto Peltier ocurre al hacer circular una corriente a través de dos semiconductores, lo que propicia una transferencia de calor entre ambos, resultando en el enfriamiento de uno y el calentamiento del otro. Este efecto de enfriamiento consume una cantidad importante de electricidad. (Najafi and Woodbury 2013) modelaron el enfriamiento de una célula fotovoltaica con un elemento Peltier, demostrando que la implementación del enfriamiento termoeléctrico puede ser viable para células fotovoltaicas de alta concentración, y solo en condiciones específicas se puede producir suficiente energía adicional para mantener el

enfriamiento de la célula solar. En la situación inversa se da el efecto Seebeck (mismo principio físico), que se refiere a la circunstancia en la que una diferencia de temperatura entre los dos semiconductores genera una diferencia de potencial entre ambos, resultando en lo que se conoce como generador termoeléctrico (TEG). La implementación de un TEG entre una célula fotovoltaica (generalmente de alta concentración solar) y un sistema de disipación de calor, ha resultado un tema interesante para numerosos investigadores en los últimos años (Kil et al. 2017; Shittu et al. 2019), aunque aún se trata de una opción poco explorada. Un grupo de investigadores estudió un diseño híbrido que incorpora un “heat-pipe” y un TEG a una célula convencional de silicio cristalino bajo una concentración de 6 soles y una temperatura ambiente de 313.5 K (Shittu et al. 2019). Este diseño aumentó ligeramente la producción de energía eléctrica en comparación con una célula no refrigerada. Se informó una eficiencia del TEG del 5%. En un estudio realizado de forma paralela a la línea principal de esta tesis, se consiguió cuadruplicar la producción eléctrica de un TEG expuesto a la radiación solar al incorporar ópticas de concentración solar (Valiente-Blanco et al. 2022)

2.7. Geotermia de baja entalpía y características térmicas del subsuelo

El aprovechamiento de la inercia térmica del terreno (geotermia de baja entalpía) como una fuente de energía limpia, segura y renovable es una realidad, siendo su principal aplicación en bombas de calor y calefacción (Escuer Soler 2005; Llopis and Rodrigo 2008). En el año 2010 ya existían en nuestro país instalados un total de 141 MWt de este tipo de instalaciones (Sanchez-Guzman 2011). Cabe indicar la diferencia entre las tecnologías geotérmicas de baja y alta entalpía. En la primera se hace uso de la capacidad del suelo para acumular y mantener una temperatura constante a lo largo del año a partir de una profundidad determinada. Sin embargo, en la geotermia de alta entalpía se aprovecha un recurso geotérmico a elevada temperatura y presión, generalmente como consecuencia de actividad magmática subterránea a poca profundidad, y su principal aplicación es la producción energética (calor y electricidad) en centrales de gran tamaño.

Dicha temperatura constante del subsuelo implica que este también se puede emplear como foco frío en un circuito de refrigeración, ya que, durante los meses de

verano, este se encontrará a una temperatura significativamente inferior a la temperatura ambiente. En la mayoría del continente europeo, el subsuelo se encuentra a una temperatura de entre 10 °C y 15 °C en función de la ubicación.

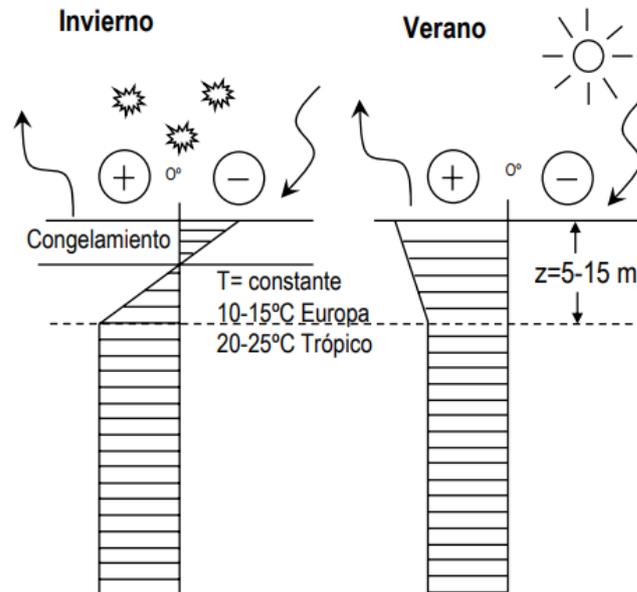


Fig. 2.16. Diagrama simplificado de la distribución de temperatura en el subsuelo para invierno y verano.

En la Fig. 2.16 se muestra un diagrama didáctico simplificado que muestra la temperatura en el subsuelo en función de la profundidad para los periodos de invierno y verano. La profundidad a la que se alcanza el equilibrio térmico depende de las propiedades del terreno y del tipo de clima, puesto que terrenos con una conductividad térmica más elevada, y ubicados en lugares con climas que sufren grandes variaciones de temperatura a lo largo del año, alcanzarán esa estabilidad térmica a una profundidad mayor. En la Fig. 2.17 se muestra un diagrama representativo de la variación de la temperatura con respecto al punto de equilibrio térmico en función de la profundidad del terreno a poca profundidad para las diferentes estaciones del año. Del mismo modo, las propiedades del terreno también afectan al valor de dicha temperatura de equilibrio, así como factores ambientales como el nivel de irradiancia a lo largo del año y la temperatura media en la ubicación considerada. Debido a esta variabilidad, resulta difícil establecer un método que permita definir la temperatura en el subsuelo en una ubicación concreta, por lo que para definirla suele ser necesario llevar a cabo mediciones.

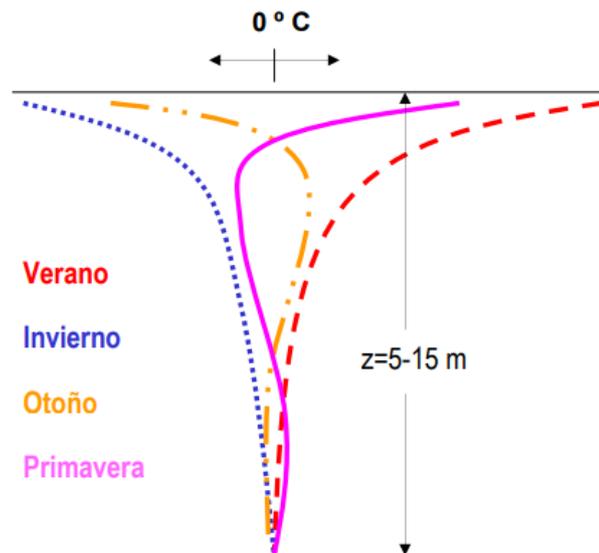


Fig. 2.17. Diagrama representativo de la variación típica en la temperatura a poca profundidad con el paso de las estaciones. (INGESOLUM 2008)

En concreto para la ciudad de Madrid, el subsuelo alcanza una temperatura estable de 16 ± 1 °C a una profundidad de tan solo 5 metros (INGESOLUM 2008).

Por lo tanto, los dos factores clave de la geotermia de baja entalpía son: la temperatura del subsuelo es constante a lo largo del año a partir de una cierta profundidad en todo el mundo (aunque con valores diferentes en función de la ubicación), y lo que es más importante, la capacidad de absorción de calor es prácticamente ilimitada. Dadas las temperaturas máximas alcanzables por los paneles solares en la época estival mencionados en la sección 2.5, se puede estimar un gradiente térmico de entre 35 °C y 55 °C, entre el panel y el subsuelo en la región en la que se realiza el presente proyecto. Este gradiente es suficiente como para permitir un intercambio eficiente del calor.

2.7.1. Terreno

Para poder definir la capacidad de intercambio térmico de un intercambiador de calor subterráneo, ya sea dentro de un pozo o un pilote, se deben conocer las propiedades térmicas del terreno en la ubicación dónde se va a realizar la instalación. Cuanto mayores sean la conductividad térmica y la difusividad del terreno, mayor será la capacidad de disipación de calor desde el intercambiador de calor hacia el terreno, que constituye el foco frío del sistema, y cuánto mayor sea su calor específico, más cantidad de calor será capaz de absorber antes de agotarse este recurso.

Se dispone de datos normalizados de conductividad térmica en función de su tipología y grado de humedad. En la Tabla 2.5 se muestran los valores de resistividad térmica de diferentes tipos de terreno según su grado de humedad de acuerdo con lo indicado en la Instrucción Técnica Complementaria 6, sobre Líneas Subterráneas con Cables Aislados (Ministerio de Industria Turismo y Comercio 2008).

Tabla 2.5. Valores de resistividad térmica del terreno en función de su naturaleza y grado de humedad. (Ministerio de Industria Turismo y Comercio 2008)

Resistividad térmica del terreno [K· m/W]	Naturaleza del terreno y grado de humedad
0.4	Inundado
0.5	Muy húmedo
0.7	Húmedo
0.85	Poco húmedo
1	Seco
1.2	Arcilloso muy seco
1.5	Arenoso muy seco
2	De piedra arenisca
2.5	De piedra caliza
3	De piedra granítica

La difusividad térmica del terreno también puede variar significativamente en función de la composición de este. Su valor es difícilmente estimable, y su medición debe realizarse in situ, proceso que no resulta inmediato (Andújar Márquez et al. 2016). Un grupo de investigadores realizaron una serie de medidas que les permitieron aportar unos valores promedio de la difusividad térmica para terrenos limosos, arenosos y arcillosos, siendo estos de 0.7173 , 0.9961 y $1.0295 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ respectivamente (Busby 2016). Será necesario, por tanto, conocer las propiedades del subsuelo en la ubicación en la que se va a instalar el prototipo para poder determinar su constitución a diferentes niveles y la profundidad del nivel freático, a partir del cual el suelo se encuentra saturado de agua.

En la Fig. 2.18 se presenta una imagen aérea de la zona del Campus Científico-Tecnológico de la Universidad de Alcalá, donde se plantea instalar el prototipo. En la Fig. 2.19 se muestra una sección del Atlas Geológico de España, sobre la que se

indica la ubicación de la Escuela Politécnica, que corresponde con la misma sección de terreno de la imagen anterior (Entre las coordenadas 40 31' 35" N, -3 22' 40" W y 40 30' 05" N, -3 18' 50" W).



Fig. 2.18. Vista aérea de la zona del Campus Científico-Tecnológico de la UAH y alrededores.



Fig. 2.19. Sección del Atlas Geológico de España correspondiente al terreno mostrado en la Fig. 2.18.

En la Fig. 2.19 la numeración que indica la tipología del terreno se corresponde con los siguientes tipos de suelo:

- 39. Gravas y cantos poligénicos, arenas y arenas limo-arcillosas
- 38. Limo-arcillas arenosas con cantos dispersos.

- 37. Arcillas y limo-arcillas. (Fondos endorreicos)
- 36. Gravas y cantos poligénicos, arenas, arenas arcillosas y fangos.
- 35. Gravas y cantos poligénicos. Arenas arcillosas, fangos
- 28, 27 y 26. Gravas y cantos poligénicos, arenas, arcillas arenosas y costras calizas. (Terrazas de los ríos Henares y Jarama)

Se sabe, por tanto, que el suelo en la ubicación del prototipo será de tipo 27, un terreno heterogéneo, bastante habitual en las terrazas del Henares. Para obtener una mejor imagen de los materiales presentes en la localización en función de la profundidad, se recurre a un estudio sobre hidrogeología en la zona de Alcalá de Henares-Torrejón de Ardoz (Nebreda Ruíz and Palacios Eguino Fermín Villarroya Gil 2014), que presenta, con mayor detalle, información sobre la composición del subsuelo en esta zona.

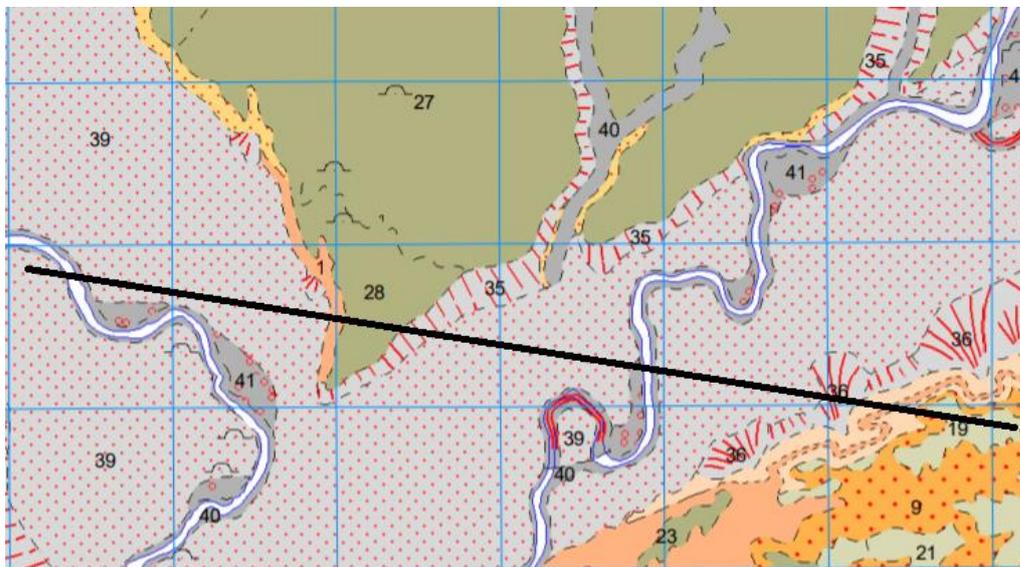


Fig. 2.20. Atlas Geológico de España. Sector entre los ríos Jarama y Henares al sur de Torrejón de Ardoz.

En dicho estudio se presenta un corte del suelo, que corresponde con la ubicación marcada con una línea negra en diagonal de la Fig. 2.20. Se observa que hay una zona más elevada entre el cauce de ambos ríos con una tipología muy similar (28) a la del terreno en la localización del prototipo (27). Se puede observar que se trata de un suelo arcilloso a partir de unos 2 metros de profundidad, cubierto por una capa de gravas y arenas heterogéneas.

También resulta significativo conocer la profundidad del nivel freático, puesto que la saturación de agua del terreno afecta de forma significativa a sus propiedades. En el mismo estudio se desarrollan una serie de mediciones que indican la presencia

de agua a niveles que oscilan en torno a los 5 metros de profundidad (Nebreda Ruíz and Palacios Eguino Fermín Villarroya Gil 2014). Se prevé, por tanto, que la mayoría de la longitud del intercambiador de calor subterráneo recorrerá terreno arcilloso saturado de agua.

2.7.2. Intercambiadores de calor subterráneos. Pilotes termo-activos

En el proceso de diseño de un intercambiador de calor subterráneo interviene un número elevado de factores, cuyo análisis permite determinar la configuración óptima de entre las diferentes variables de diseño posibles para un mismo sistema. Los intercambiadores de calor subterráneo principalmente pueden agruparse en dos categorías: horizontales y verticales.

La selección de un intercambiador de calor horizontal se ve condicionada principalmente por la superficie de terreno disponible, la potencia a disipar, y los costes de instalación. Por norma general, los sistemas horizontales se emplean cuando existen grandes superficies disponibles y para instalaciones de baja potencia, como sucede en instalaciones para viviendas individuales. Sin embargo, los sistemas verticales se adaptan perfectamente a grandes instalaciones con una potencia mayor y sin ocupar grandes superficies (ATECYR 2012).

A priori, la solución de intercambio de calor en configuración vertical se presenta más adecuada para las características de la instalación que se plantea en este trabajo. Las grandes instalaciones de paneles solares fotovoltaicos requerirían disipar una gran cantidad de potencia, y la superficie disponible para ello se vería limitada al área donde se ubica dicha planta fotovoltaica. Además, para lograr un intercambio térmico eficiente (disipación del calor extraído de los paneles solares), es importante que el intercambio de calor se realice por debajo de la profundidad a partir de la cual el terreno alcanza el equilibrio térmico. Por lo tanto, dado que el intercambiador de calor se ha de ubicar a gran profundidad, la forma más adecuada de llevar a cabo su instalación es dentro de un pozo de inspección vertical del terreno. Las instalaciones de intercambiadores de calor verticales se dimensionan en base a los siguientes parámetros generales:

- Profundidad de cada perforación
- Número de perforaciones
- Distancia entre perforaciones

La forma más habitual de llevar a cabo el intercambio de calor en vertical con el terreno es mediante la implementación de pilotes termo-activos. Un pilote es un elemento constructivo de cimentación que permite el desplazamiento de las cargas de una estructura hasta un estrato a mayor profundidad, que presenta una mayor resistencia. Mediante la integración de una serie de conducciones, como se muestra en la Fig. 2.21, a través de las que se circula un fluido caloportador, estas estructuras permiten transferir calor con el subsuelo de forma eficiente. Al instalarse el intercambiador de calor dentro de una estructura de hormigón armado, se permite una solución a mayor profundidad, en comparación con otras alternativas constructivas. Sin embargo, instalaciones que requieran una menor potencia, y por tanto una menor profundidad, podrían no requerir el uso de este tipo de estructuras.

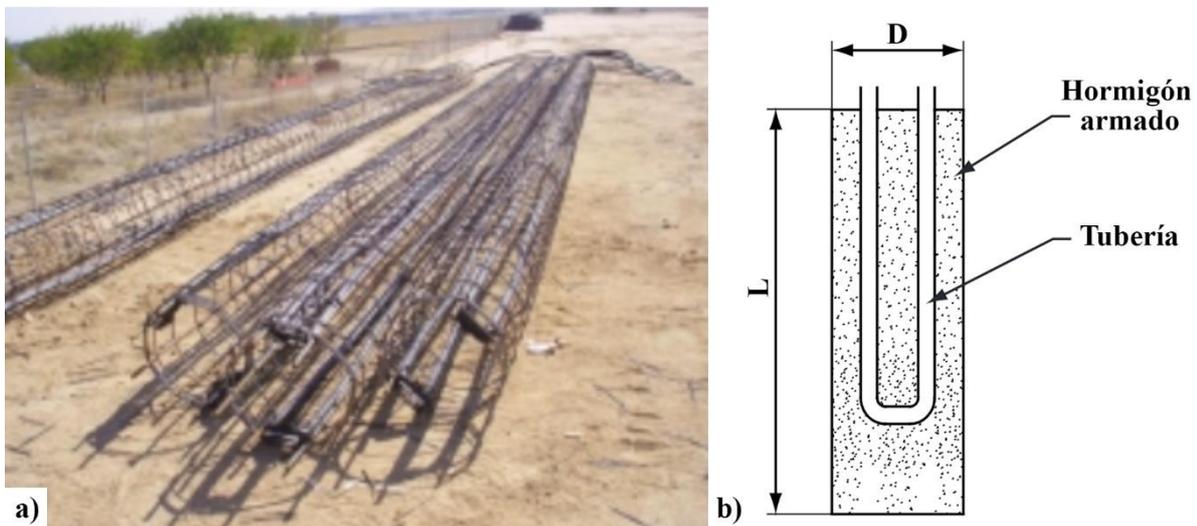


Fig. 2.21. Armadura de pilotes termo-activos con conducciones para intercambio de calor (a) y diagrama general de un pilote termo-activo (b). (Mazariegos et al. 2009)

A la hora de caracterizar el comportamiento de un intercambiador de calor subterráneo vertical, el principal parámetro a considerar es el calor disipado por unidad de longitud. En un estudio presentado por (Mazariegos et al. 2009) se analiza este parámetro para dos alternativas constructivas de pilotes termo-activos, pilotes hormigonados in-situ y pilotes prefabricados. Los resultados obtenidos indicaban un valor ligeramente superior para los pilotes hormigonados in-situ, con un valor de 62.13 W/m, frente a 60.49 W/m para la alternativa prefabricada.

Con el objetivo de reducir el coste de la instalación, y asegurar unas dimensiones adecuadas para un intercambio de calor eficiente, es importante dimensionar correctamente dicho pilote. Para ello, además de conocer las propiedades térmicas del

terreno en el que se va a realizar la instalación, es importante estudiar las propiedades del hormigón empleado para los pilotes en caso de que se opte por esta alternativa.

Las guías existentes sobre el diseño de este tipo de intercambiadores recomiendan, además, la realización de estudios mediante simulación por elementos finitos en base a los datos del terreno, la geometría de pilote termo-activo empleada y la cantidad de calor que se requiere disipar para verificar su validez, debido a la dificultad del cálculo termodinámico que presentan este tipo de intercambiadores.

2.7.3. Hormigón

El hormigón constituye el elemento principal de los pilotes termo-activos, dada su función estructural, además de térmica. En este proyecto se plantea la posibilidad de rellenar el agujero de inspección excavado en el terreno con hormigón para mejorar la disipación de calor desde los tubos del intercambiador de calor y hacia el terreno. Al tratarse de un intercambiador de calor relativamente pequeño (15 m de longitud), este podría ubicarse simplemente suspendido dentro del pozo de inspección, o apoyado en el fondo. Sin embargo, instalaciones en huertos solares, que requieran una disipación térmica varios ordenes de magnitud mayor, muy probablemente requerirán el hormigonado del pozo en el que se instale el intercambiador, para así soportar su peso, y garantizar así la seguridad estructural del sistema. Es necesario, por tanto, valorar las propiedades térmicas del hormigón para estudiar la viabilidad de este concepto.

Las propiedades térmicas del hormigón presentan una gran variabilidad en función de los materiales empleados en su composición, los procesos de fabricación, tratamiento, etc. En función de su composición, la porosidad del resultado, las condiciones de secado, o los aditivos empleados, la conductividad del hormigón puede variar desde 0.1 W/mK, para hormigones porosos de baja densidad (Bumanis et al. 2013), hasta 4 W/mK, para hormigones de alta conductividad térmica (Cruz Ramos et al. 2018).

El impacto de la incorporación de aditivos a mezclas de hormigón sobre sus propiedades térmicas ha sido ampliamente estudiado (Borhan and Hussein 2016; Merli et al. 2020). Resultan particularmente interesantes los estudios que aplican materiales reciclados para mejorar la conductividad del hormigón (Girardi et al. 2017; Norambuena-Contreras et al. 2018; Shishegaran et al. 2020), puesto que estos residuos

generalmente tienen un coste mínimo. Se observa que pequeñas modificaciones en el aditivo metálico empleado (por ejemplo, cambiar virutas por fibras de acero) tienen un impacto significativo en la conductividad térmica del hormigón resultante, pese a emplear el mismo material como aditivo. Además, la aparición de burbujas de aire en el compuesto resultante (que degradan significativamente la conductividad) es más habitual al emplear virutas que cuando se usan fibras o polvo metálico.

En la investigación desarrollada por (Norambuena-Contreras et al. 2018), no se consiguió ninguna reducción de la resistencia eléctrica (magnitud relacionada de forma inversa con la conductividad térmica) al incorporar virutas metálicas a la mezcla. En cambio, la mejora fue sustancial con la incorporación de fibras de acero. Dichos resultados se muestran en la Fig. 2.22.

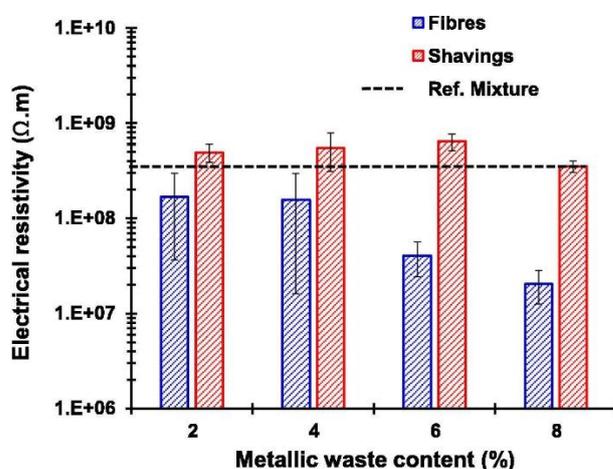


Fig. 2.22. Resultados de los ensayos de resistividad eléctrica del estudio (Norambuena-Contreras et al. 2018).

En la misma línea, la investigación desarrollada por (Shishegaran et al. 2020) concluía que, al introducir un 3% en volumen de fibras de acero a la mezcla de hormigón, la resistividad eléctrica disminuía desde 5500 Ωcm hasta unos 1500 Ωcm (un 70% menor). Sin embargo, en otro estudio (Girardi et al. 2017), la mayor conductividad térmica se obtenía con una mezcla que incorporaba virutas de acero, alcanzando un valor de $k = 2.74 \text{ W/mK}$, frente a los 2.21 W/mK del hormigón con fibras de acero. Sin embargo, en este caso, las proporciones de los materiales empleados en el hormigón base de la muestra con virutas de acero eran diferentes a las de la muestra con fibra de vidrio, eliminando la grava y empleando una mayor cantidad de arena fina, reduciendo así la aparición de bolsas de aire que lastraban los resultados de los ensayos anteriores.

También se ha estudiado el empleo de polvo de aluminio como aditivo en lugar del acero (Borhan and Hussein 2016), sin embargo los resultados mostraban un descenso en la conductividad térmica al incrementar la cantidad de polvo de aluminio incorporado a la mezcla. Este efecto era causado por la reacción del aluminio con el hidróxido de calcio que resulta de la hidratación de los silicatos. Esta reacción provocaba la formación de burbujas de hidrógeno que reducían significativamente la conductividad de la muestra, por lo que su uso queda descartado.

Una última línea de investigación consiste en el análisis de la influencia de la orientación de las fibras de acero en las propiedades del hormigón resultante (Kang et al. 2011; Plagué et al. 2017). Estudios recientes demuestran que es posible orientar fibras metálicas dentro de una mezcla de hormigón sin fraguar mediante la aplicación de campos magnéticos. Sin embargo, no se han encontrado estudios que analicen los posibles beneficios de esta técnica desde un punto de vista termodinámico (Abrishambaf et al. 2017; Xue et al. 2018).

2.8. Revisión de patentes sobre sistemas de refrigeración geotérmica para paneles solares

KR 10-0982953B1: Control System of the Maintenance Facility for Solar Photovoltaic Power, 유희수, 2008

En esta patente se describe un sistema que incorpora un circuito cerrado de refrigeración empleando un intercambiador de calor subterráneo para disipar el calor de los paneles solares fotovoltaicos. Este sistema presenta dos circuitos cerrados. El primero incorpora el intercambiador de calor de los paneles solares, a través del cual se fuerza la circulación de agua procedente de un depósito, enfriando así los paneles. El circuito se cierra, conectando de nuevo con el depósito de agua. Dentro de este depósito se encuentra un segundo intercambiador de calor que forma parte del segundo circuito. Mediante la recirculación de un fluido caloportador a través del intercambiador de calor y hacia el subsuelo, se extrae el calor de dicho depósito. Adicionalmente, este sistema presenta una serie de boquillas de aspersion, conectadas mediante válvulas motorizadas al circuito de agua de refrigeración de los paneles. Este sistema se describe como opcional, y responde a la necesidad de operar los

paneles de forma remota, facilitando así su limpieza sin necesidad de presencia de trabajadores sobre el terreno.

Una serie de sensores ópticos detectan la presencia de polvo o nieve sobre el panel, activando los aspersores. A su vez, diversos sensores controlan la temperatura de los paneles y del depósito de agua, controlando la activación automática de los sistemas de bombeo de ambos circuitos.

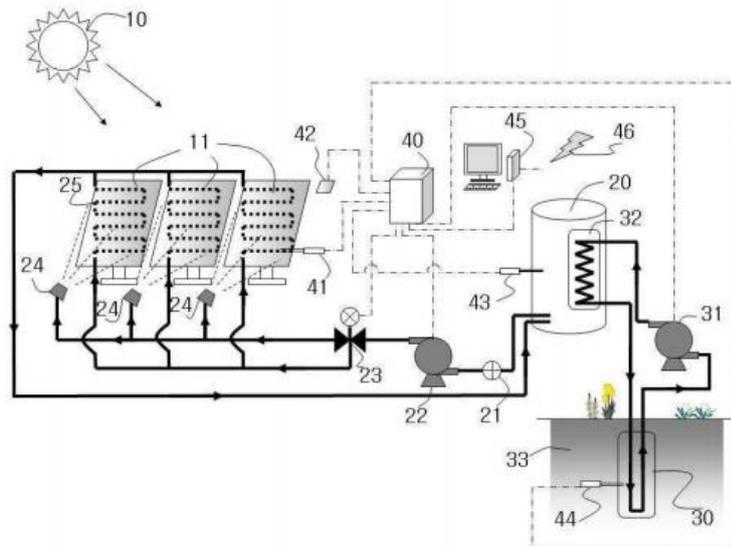


Fig. 2.23. Diagrama funcional de la patente KR 10-0982953B1.

Aunque este sistema presenta similitudes importantes con el desarrollo descrito en este documento, no especifica la metodología mediante el cual se produce el intercambio de calor con el subsuelo ni con los paneles solares. La patente se centra en la descripción del sistema de control y la operación del sistema.

KR 10-1083475B1: Cooling System of Electric Generation Module Using Solar Energy, 김상문, 김용대, 나미경, 2010

Esta patente presenta conceptualmente un sistema de enfriamiento de paneles solares dirigido a pequeñas instalaciones, especialmente para usos domésticos. Consiste en la instalación de un intercambiador de placas detrás del panel solar y otro instalado bajo tierra a una profundidad recomendada de entre 1 y 2 metros.

El funcionamiento del sistema se presenta en tres configuraciones diferentes, cuyos diagramas descriptivos se muestran en la Fig. 2.24. La primera, funcionando

con aire como fluido caloportador mediante convección natural (a), una segunda que incorpora un ventilador para forzar el flujo de aire por el circuito, y una tercera que adapta el circuito para la introducción de un líquido caloportador en circuito cerrado, sin especificar si se trata de agua o de alguna otra sustancia.

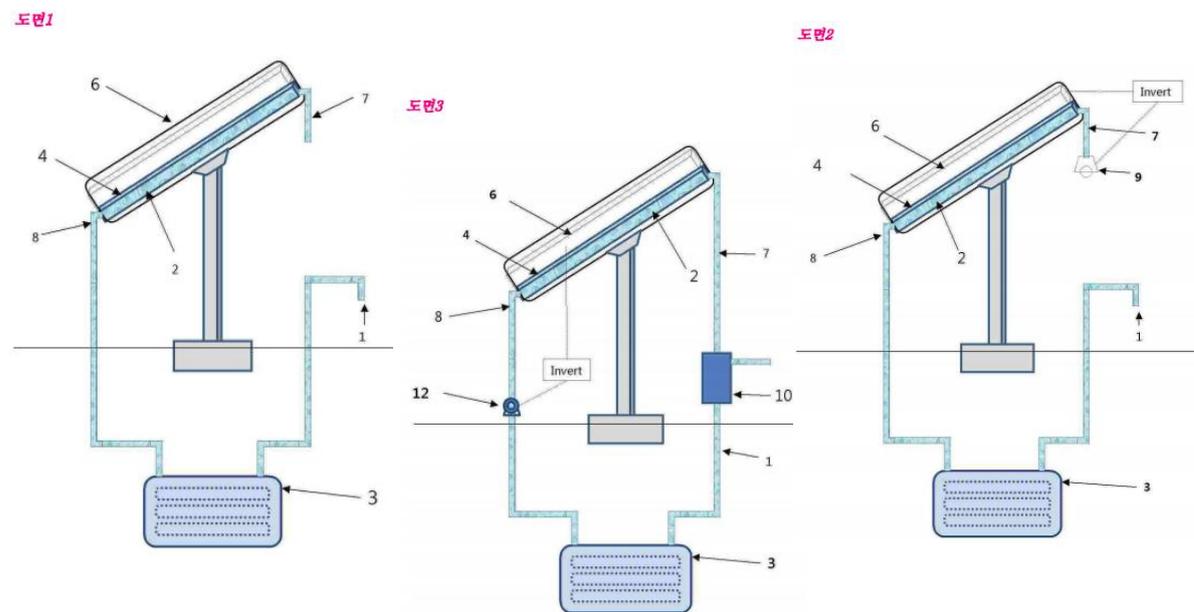


Fig. 2.24. Diagramas de las diferentes configuraciones descritas en la patente KR 10-1083475B1.

En la patente no se aportan muchos datos sobre la operación o el potencial beneficio que se puede obtener, pero sí que se indica que, en el modelo de convección natural, el aire circularía a una velocidad de entre 15 y 25 cm/s. A falta de más datos, solo cabe elaborar una primera impresión basada en la experiencia previa, y es que un sistema así no parece capaz de provocar una reducción muy significativa en la temperatura de los paneles que justifique su instalación.

El modelo que emplea convección forzada, aunque cabe esperar que extraiga una mayor cantidad de calor del panel, también presentaría un coste superior y una evaluación del consumo eléctrico del ventilador sería necesaria para concretar su viabilidad.

La configuración incorporando un fluido refrigerante y en circuito cerrado es la más similar a la que se desarrolla en esta tesis, pero la utilización de un intercambiador de calor por placas enterrado provoca que este no pueda ser instalado

a gran profundidad, no alcanzando por lo tanto una temperatura de foco frío tan baja como la que se obtiene al realizar el intercambio de calor a mayor profundidad.

KR 10-1349792B1: Cooling Equipment of Photovoltaic Power Generation System Using Geothermy, 박기주, 김도윤, 2011

Se describe un sistema como el de la Fig. 2.25, en el cual se emplea agua procedente de un depósito subterráneo para refrigerar la cara posterior de los paneles solares. En la patente no se especifica la profundidad a la que se deberá encontrar instalado el tanque. Sí que se hace referencia a la interfaz de intercambio de calor entre los paneles solares y el fluido caloportador.

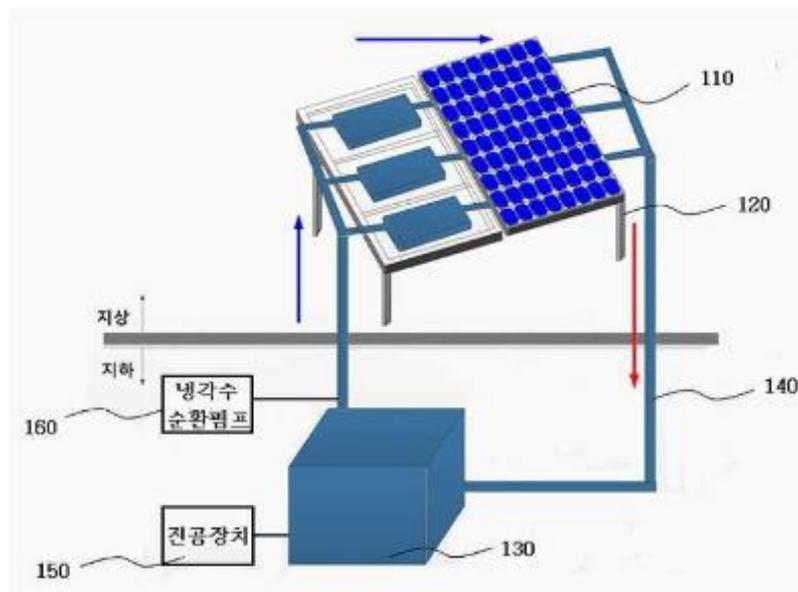


Fig. 2.25. Diagrama del sistema descrito en la patente KR 10-1349792.

Como se puede apreciar en la Fig. 2.26, el intercambio de calor se produce mediante contacto puntual entre una serie de tuberías y la superficie posterior del panel. El sistema descrito es muy simple y deja muchas cosas a la interpretación, muestra de ello es la indicación de que el número de tubos variará en función de la aplicación, y por eso en el diagrama de la instalación completa de la Fig. 2.25 están representados como una “caja negra”. La circulación del fluido por los tubos sería en la misma dirección, por lo que la resultante temperatura del panel sería desigual.

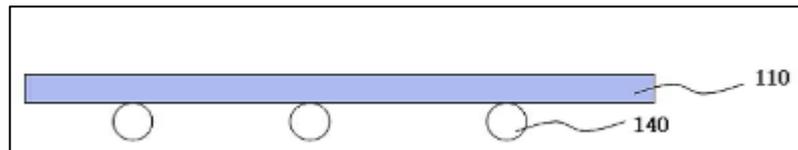


Fig. 2.26. Diagrama conceptual de la interfaz de intercambio térmico del sistema descrito en KR 10-1349792.

En la patente se especifica la existencia de sendos sensores de temperatura y nivel para controlar el estado del tanque y para detectar fugas o fallos que pudieran surgir. No se hace mención sobre la existencia de un sistema de bombeo que se entiende sería necesario para el funcionamiento de esta aplicación.

US 2014/0299174: System of Geothermal Cooling for Photovoltaic Solar Panels and Application Thereof, 2014. (Abandonada en 2017)

Se trata de la patente más detallada sobre un sistema de refrigeración geotérmico de paneles solares que se ha localizado. En las Fig. 2.27 y Fig. 2.28, se muestra el diagrama descriptivo de esta patente, que presenta un depósito de agua (28) adherido a la cara posterior del panel solar (11) mediante una interfaz térmica (23). No se especifica si existen canales dentro del depósito para garantizar que el flujo del agua entre las conexiones de entrada (21) y salida (22) recorra todo el panel.

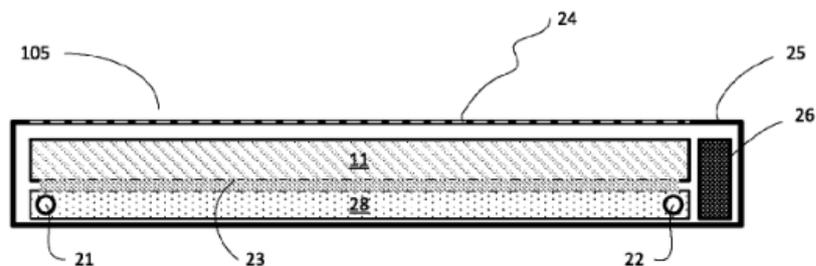


Fig. 2.27. Sección lateral del panel solar empleado en la patente US 2014/0299174 que incorpora un depósito de agua en la parte posterior para absorber el calor.

El agua, que recorre los intercambiadores de calor de los paneles en paralelo, es circulada hacia un intercambiador de calor subterráneo (37), donde el calor es disipado antes de volver a ser circulada hacia los paneles.

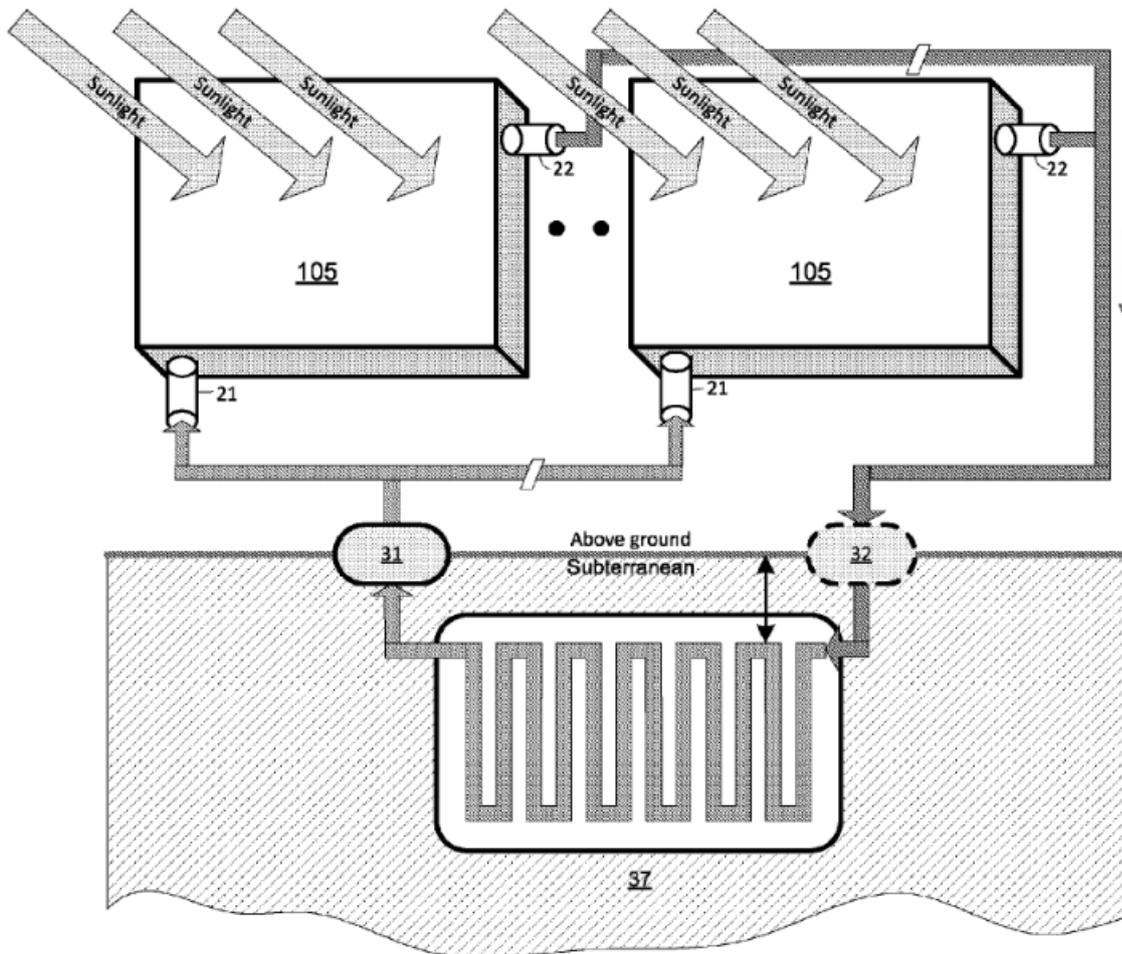


Fig. 2.28. Esquema general del sistema presentado en la patente US 2014/0299174.

En esta patente se plantean diversas configuraciones para el intercambiador de calor. En todas las configuraciones se emplea manguera de caucho, instalada en diferentes formas y posiciones, de manera similar a la instalación de una bomba de calor geotérmica residencial, e irían enterradas a una profundidad de unos tres metros (se especifica en torno a 10 pies). Las dos configuraciones principales descritas en el documento se muestran en la Fig. 2.29. La primera configuración es la más sencilla, y consiste en la instalación de una única línea de manguera en zigzag en posición horizontal, de manera muy similar a las instalaciones para bombas de calor (véase Fig. 2.30). Una segunda opción más compleja consiste en la formación de espirales verticales conectadas en paralelo para incrementar la capacidad de disipación térmica.

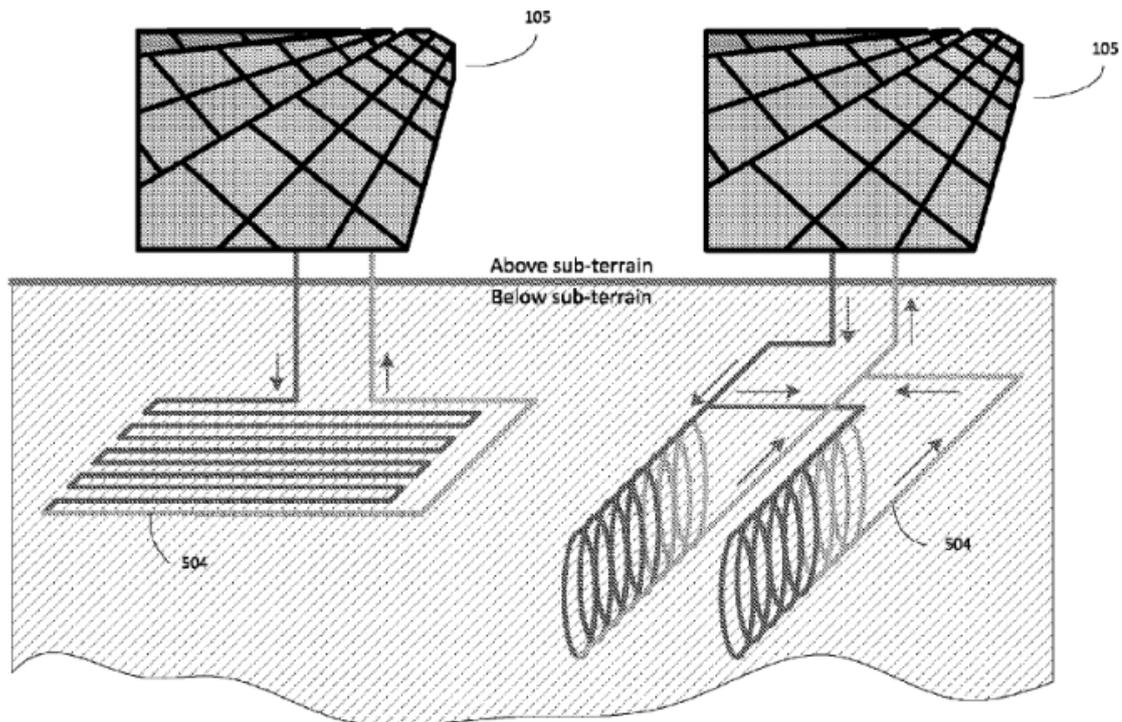


Fig. 2.29. Geometrías propuestas para el intercambiador de calor con el foco frío en la patente US 2014/0299174.

También se presenta una tercera distribución que alcanzaría una profundidad mayor con tubos verticales, también con tubos de caucho. En todas las configuraciones del intercambiador, el agujero realizado para la instalación se vuelve a rellenar con tierra.



Fig. 2.30. Fotografías de ejemplo de sistemas de intercambio de calor cómo el indicado en la patente US 2014/0299174.

En la propia patente también se plantea la posibilidad de una configuración con dos ciclos (Fig. 2.31), incorporando un compresor (52) y una válvula de expansión

(51) y empelando un fluido refrigerante en el circuito de los paneles solares de tal forma que se produzca cambio de fase, mejorando así la capacidad de disipación térmica del sistema. De todos modos, esta opción parece difícilmente aplicable debido a su elevado coste y a la necesidad de emplear refrigerantes que pueden resultar tóxicos en caso de fugas. El segundo circuito, relleno de agua para no contaminar el subsuelo en caso de fugas, absorbe el calor del circuito principal en el evaporador y es recirculado a través del intercambiador subterráneo igual que en la configuración original.

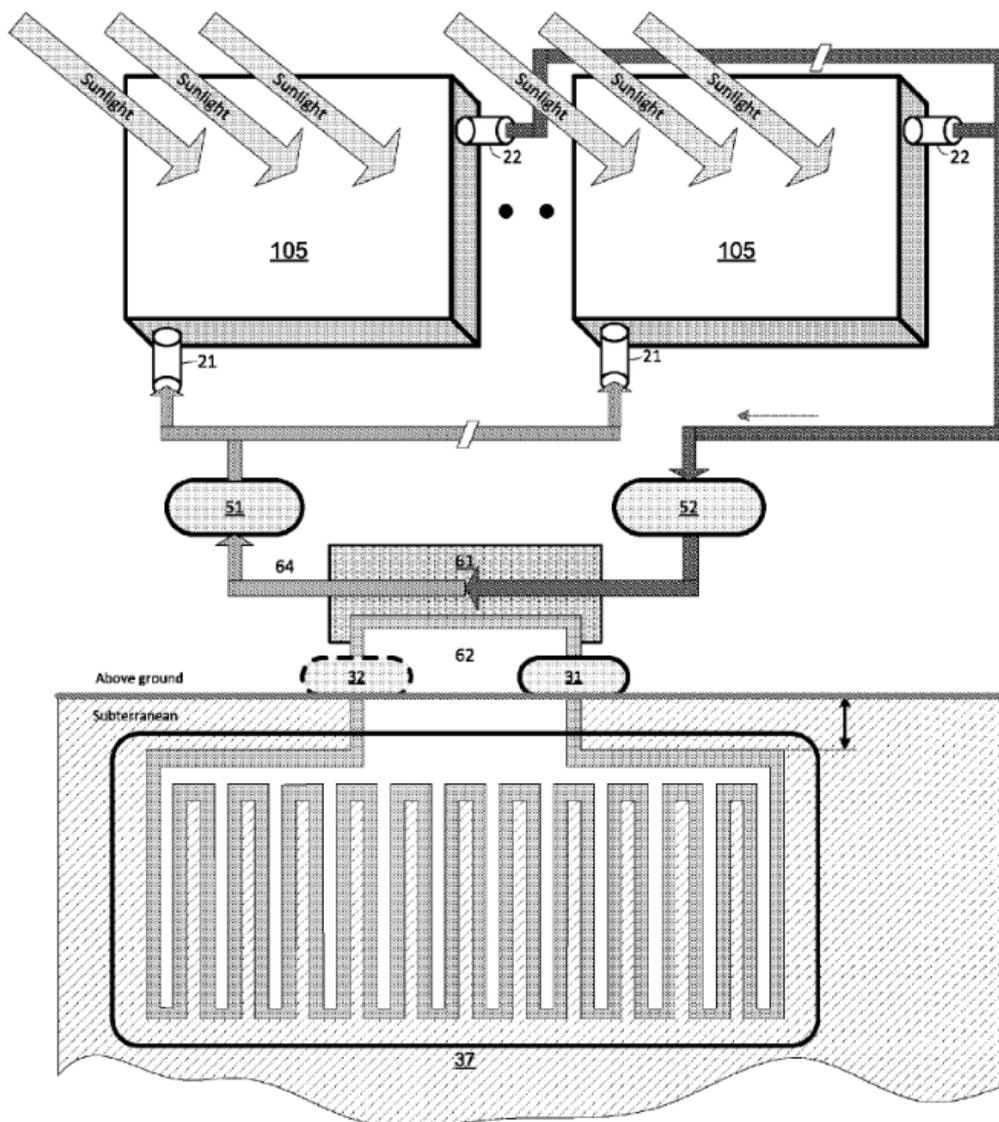


Fig. 2.31. Configuración alternativa con 2 ciclos.

Finalmente, en esta patente también se describe una solución alternativa para la extracción de calor de los paneles solares. Consiste en la aspersión de la cara

posterior del panel con el fluido caloportador mediante una serie de boquillas instaladas dentro de un depósito estanco que hace las veces de colector, como se indica en la Fig. 2.32.

Este sistema podría potencialmente incrementar la capacidad de disipación de calor, pero presenta ciertos inconvenientes. Al emplearse boquillas de aspersión, el consumo de potencia del bombeo se ve incrementado, por lo que sería necesario analizar si este incremento en el consumo de bombeo está justificado. Adicionalmente, las boquillas de aspersión son mucho más propensas a fallos o atascos, y su acceso para reparación no resultaría sencillo.

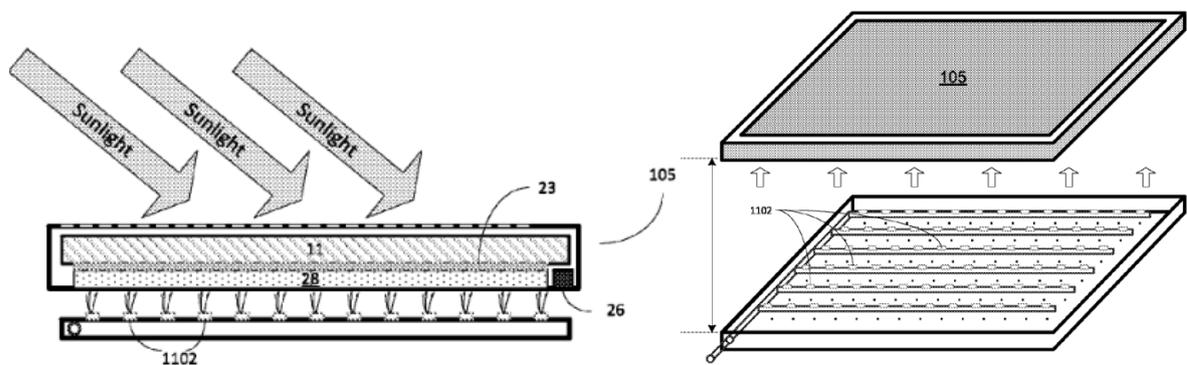


Fig. 2.32. Diagramas descriptivos de la configuración alternativa para una disipación térmica mejorada en el panel.

Cabe también destacar que tanto esta configuración de intercambiador de calor como la versión original presentadas en esta patente supondrían un incremento de peso importante y limitarían la disipación de calor por convección del panel al cubrir toda su cara posterior con un depósito lleno total o parcialmente de agua.

Capítulo 3:

Modelo teórico

En este capítulo, se presenta un modelo teórico que permite determinar el comportamiento de un panel solar refrigerado en condiciones estacionarias y predecir su producción energética en función de las condiciones ambientales. A su vez, este modelo teórico también permite determinar el caudal óptimo de refrigerante necesario para alcanzar el máximo incremento neto de producción energética. De este modo, el modelo teórico se usa para predecir el comportamiento del prototipo ensayado, aunque también se puede aplicar a otras instalaciones particulares incluyendo algunas modificaciones menores.

3.1. Hipótesis y alcance del modelo

La elaboración de un modelo teórico preciso para satisfacer los objetivos planteados reviste cierta complejidad, debido a los múltiples fenómenos físicos subyacentes y la variabilidad de las condiciones ambientales. Por ello, se plantean las siguientes hipótesis de simplificación:

- Es posible modelar el comportamiento promedio del sistema mediante un modelo analítico estacionario que parte de las condiciones ambientales que afectan a dicho sistema.
- Las variables ambientales consideradas en el cálculo son: la irradiancia, la temperatura ambiente y la velocidad del viento.
- El intercambio de calor entre el panel solar y los tubos del intercambiador de calor se asume constante por unidad de superficie de tubo en contacto con dicho panel.
- La superficie exterior de los tubos de refrigeración que no está en contacto con el panel se considera perfectamente adiabática.
- La transferencia de calor con el ambiente de las conducciones hidráulicas del sistema de refrigeración (a excepción de los intercambiadores) y la potencia térmica transferida al fluido por el sistema de bombeo se consideran despreciables.
- Se considera que el viento incidente sobre los paneles circula de forma paralela a ambas superficies frontal y posterior y en la dirección de la longitud mayor de los paneles.
- El modelo teórico parte de un valor de temperatura de entrada del fluido caloportador conocido, y no pretende modelar el comportamiento del intercambiador de calor subterráneo.

3.2. Descripción de los componentes principales del sistema

Un panel solar estándar operando en el exterior se calienta hasta que alcanza un estado térmico estacionario a una temperatura determinada. En este punto, el calor disipado mediante mecanismos de convección y radiación es igual al calor absorbido por el panel debido a la radiación incidente. Mediante la incorporación de un intercambiador de calor en la cara posterior del panel fotovoltaico se pretende extraer una cantidad adicional de calor del sistema para que el equilibrio térmico se de a una temperatura inferior, logrando así incrementar el rendimiento de panel.

El sistema analizado consiste en un panel solar convencional de silicio multicristalino (1) sobre el que se adhiere un intercambiador de calor (2) en la cara posterior, tal y como se muestra en la Fig. 3.1. El intercambiador de calor consiste en una serie de 6 tubos en forma de “U” que recorren el panel de manera longitudinal, conectados en paralelo mediante un colector común. El material de partida para la generación de los tubos en “U” son tubos de cobre con un diámetro exterior de 15 mm que han sido embutidos en un molde para obtener unas conducciones de sección rectangular (17x9 mm), lo que permite mejorar el contacto térmico con el panel y reducir la resistencia al flujo de calor. El prototipo también incorpora un segundo panel solar idéntico, no refrigerado, que sirve como patrón de comparación para el panel ensayado.

Los paneles fotovoltaicos se montan sobre un eje (3) que permite la rotación sobre la dirección N-S. Los paneles se orientan de manera activa mediante un actuador lineal (4) para maximizar la producción eléctrica, imitando así la configuración de seguimiento solar más común en instalaciones fotovoltaicas de gran escala. El fluido caloportador se recircula mediante un sistema de bombeo (5) a través de una conducción en forma de “U”, ubicada dentro de un pilote de 15.5 m de profundidad (6). Dicho pilote se encuentra, de manera natural, parcialmente inundado con agua, hasta el nivel freático. El calor extraído del panel es entonces disipado hacia el subsuelo, que se encuentra a una temperatura aproximadamente estable durante todo el año de 16 ± 1 °C.

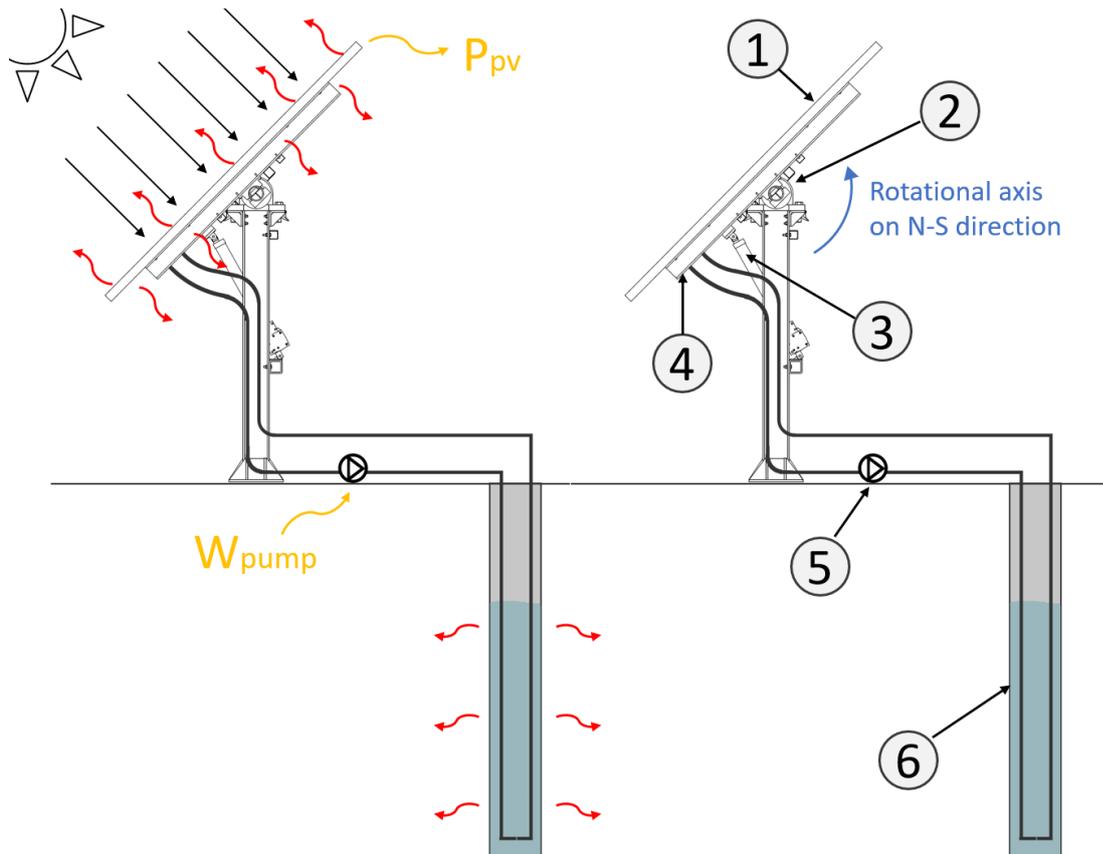


Fig. 3.1 Diagrama operativo y elementos principales del prototipo.

Mediante el cálculo iterativo del calor disipado por los mecanismos convectivos y de radiación y la capacidad de extracción térmica del intercambiador de calor del panel, el modelo teórico aporta la temperatura a la que se encuentran las células fotovoltaicas ante diferentes condiciones ambientales (temperatura ambiente, velocidad de viento e irradiancia) y diferentes caudales de fluido caloportador. El modelo también permite calcular el consumo de potencia del sistema de bombeo a partir de las pérdidas de carga del sistema y también la producción de energía eléctrica en los paneles fotovoltaicos a la temperatura calculada. Por lo tanto, se puede obtener el incremento de potencia neta para un caudal de refrigeración concreto. Realizando un barrido a diferentes caudales, el modelo de cálculo arroja el caudal óptimo para maximizar dicha ganancia de potencia para unas condiciones ambientales determinadas.

3.3. Modelo teórico

Cuando la radiación solar incide sobre un panel solar fotovoltaico, parte de la energía es reflejada, parte es absorbida, y el resto lo atraviesa sin afectar al panel. Únicamente una fracción de la energía absorbida se convierte finalmente en energía eléctrica, ya que una porción significativa se transforma en calor, tal y como se ha descrito en la sección 2.1. Esto resulta en un incremento de la temperatura del panel solar hasta alcanzar un estado de equilibrio térmico con el entorno. En la Fig. 3.2 se representa un diagrama del balance energético de un panel solar refrigerado.

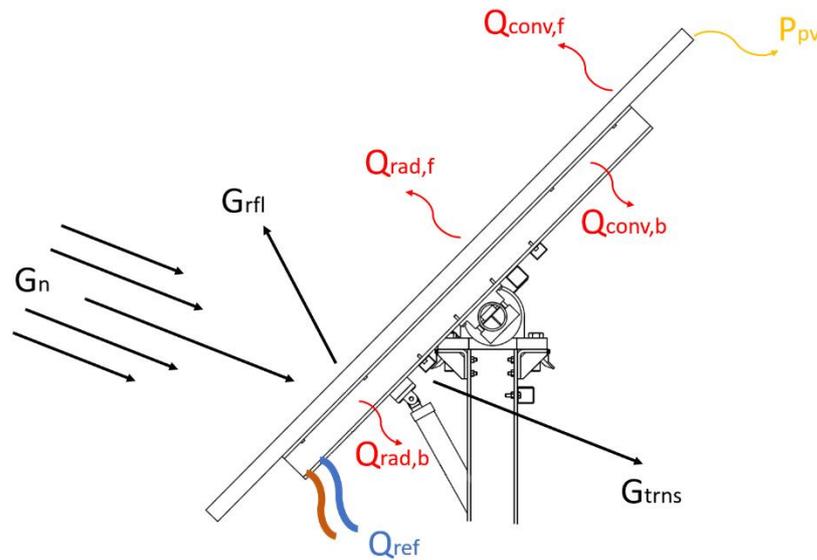


Fig. 3.2. Diagrama esquemático del balance energético del panel solar fotovoltaico refrigerado que se propone para el prototipo.

La ecuación 3.1 muestra el balance energético del panel solar refrigerado en estado estacionario:

$$(G_n - G_{rfl} - G_{trns}) \cdot A - Q_{rad,f} - Q_{rad,b} - Q_{conv,f} - Q_{conv,b} - Q_{ref} - (P_{PV}) = 0 \quad (3.1)$$

donde G_n es la radiación global incidente sobre la superficie del panel, G_{rfl} es la radiación reflejada, estimada en un valor del 5% de la radiación global incidente (Chenlo Romero 2002), G_{trns} es la radiación transmitida a través del panel sin ser absorbida, que varía en función de las características constructivas del panel solar, los materiales utilizados y su espesor, así como con la frecuencia de la luz. La transmisibilidad típica para todo el espectro solar (irradiación directa) a través de una célula solar de silicio puede alcanzar valores de hasta el 23.5% (Chenlo Romero

2002). Sin embargo, en un panel solar comercial, parte de la energía transmitida a través de la célula es absorbida en la capa posterior de Tedlar. La transmisividad del Tedlar es mayor en el rango del espectro de la luz infrarroja, alcanzando valores típicos de 30% (Li et al. 2010) y hasta 47% para láminas más delgadas (Tsilingiris 2003). Para los paneles solares empleados en el desarrollo presentado en este documento, se calcula un valor promedio de $Gn_{trms} = 15\%$. Cabe señalar que la energía transmitida a través del panel que incorpora el intercambiador de calor resulta aún menor, al considerarse un 0% de transmisividad a través de los elementos del intercambiador de calor, si bien las superficies expuestas al ambiente sí presentan una transmisividad del 15%. La variable A representa el área de la superficie de la cara frontal del panel solar. $Q_{rad,f}$ y $Q_{rad,b}$ son el calor evacuado por radiación hacia el ambiente por las caras frontal y posterior del panel solar respectivamente. $Q_{conv,f}$ y $Q_{conv,b}$ representan el calor disipado por convección hacia el ambiente, de igual manera por las caras frontal y posterior respectivamente. Q_{ref} es el calor extraído por el sistema de refrigeración y P_{PV} es la energía eléctrica generada en el panel solar fotovoltaico.

3.3.1. Producción eléctrica

La potencia eléctrica generada por un panel solar (P_{PV}) se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$P_{PV} = G_n \cdot A \cdot \eta_{T_{cell}} \quad (3.2)$$

Donde la eficiencia del panel ($\eta_{T_{cell}}$) calculada a la temperatura a la que se encuentran las células fotovoltaicas (T_{cell}). Los fabricantes de paneles solares proporcionan, además de la eficiencia en condiciones estándar de ensayo (STC), un coeficiente de pérdida de potencia en función de la temperatura (γ). Este coeficiente representa el ratio de pérdida de potencia por cada grado centígrado que las células se encuentran por encima de la temperatura de ensayo estándar de 25 °C (298 K). De este modo, la eficiencia del panel puede ser calculada una vez conocida la temperatura a la que se encuentran las células mediante la siguiente expresión:

$$\eta_{T_{cell}} = \eta_{25^{\circ}C} \cdot (1 - \gamma \cdot (T_{cell} - 298)) \quad (3.3)$$

3.3.2. Calor disipado por convección

El calor disipado mediante convección desde un panel solar plano hacia el ambiente se puede calcular como:

$$Q_{conv} = h \cdot A_{ref} \cdot (T_{s,module} - T_{\infty}) \quad (3.4)$$

donde h es el coeficiente de convección (o de película), A_{ref} es el área de la superficie expuesta del panel, y $T_{s,module}$ y T_{∞} son las temperaturas de la superficie del panel solar y del ambiente respectivamente.

El coeficiente de convección se obtiene, conocido el número adimensional de Nusselt (Nu), mediante la siguiente ecuación:

$$h = Nu \cdot k/L \quad (3.5)$$

donde L es la longitud característica de la superficie expuesta del panel y k es el coeficiente de conducción térmica del aire.

Con el fin de determinar si el mecanismo de convección dominante es la convección forzada, o por el contrario, domina la convección natural, típicamente se emplea el ratio entre el número de Grashof (Gr) y la segunda potencia del número de Reynolds (Re) (Guyer 1999):

$$\text{Si } Gr_L/Re_L^2 \ll 1 \quad ; \quad \text{convección forzada dominante} \quad (3.6)$$

$$\text{Si } Gr_L/Re_L^2 \gg 1 \quad ; \quad \text{convección natural dominante} \quad (3.7)$$

donde

$$Gr = (g \cdot \beta \cdot (T_{s,panel} - T_{\infty}) \cdot L^3)/\nu^2 \quad (3.8)$$

siendo g la aceleración de la gravedad, β el coeficiente de expansión térmica a presión constante, calculado para un gas ideal como

$$\beta = 2/(T_{s,panel} + T_{\infty}) \quad (3.9)$$

ν es la viscosidad cinemática del aire.

La longitud característica L , se calcula en función del mecanismo convectivo dominante, según (Lloyd and Moran 1974), como:

$$L = A_{ref}/P \quad ; \quad \text{para convección natural} \quad (3.10)$$

$$L = l \quad ; \quad \text{para convección forzada} \quad (3.11)$$

donde P es la longitud perimetral del panel solar y l es la longitud del panel en la dirección del viento.

Para velocidades de viento bajas, el mecanismo convectivo se encuentra típicamente en una situación intermedia de convección mixta, en la que tanto la convección natural como la forzada tienen una influencia significativa. Para dicho caso de convección mixta, el valor del número de Nusselt se obtiene como una combinación polinómica del número de Nusselt correspondiente a convección forzada (Nu_F) y a convección natural (Nu_N):

$$Nu^3 = Nu_F^3 + Nu_N^3 \quad (3.12)$$

Por otro lado, estos números de Nusselt se calculan mediante correlaciones empíricas que cambian en función del régimen de flujo, condiciones ambientales y propiedades del fluido convectivo (Incropera et al. 2007):

$$Nu_F = f(Pr, Re) \quad (3.13)$$

$$Nu_N = f(Pr, Ra) \quad (3.14)$$

donde Pr y Ra son los números adimensionales de Prandtl y Rayleigh respectivamente, los cuales pueden ser calculados mediante las siguientes ecuaciones:

$$Pr = \nu/\alpha \quad (3.15)$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (3.16)$$

siendo α su difusividad térmica del aire.

Para un flujo laminar sobre una superficie plana alargada ($Pr \geq 0.6$; $Re \leq 5 \cdot 10^5$), la correlación empleada para el cálculo del número de Nusselt es la siguiente (Incropera et al. 2007):

$$\overline{Nu_F} = 0.664 \cdot Re_L^{0.5} \cdot Pr^{0.333} \quad (3.17)$$

En cambio, para condiciones de flujo turbulento, se emplea la siguiente correlación (Incropera et al. 2007):

$$\overline{Nu_F} = 0.037 \cdot Re_L^{4/5} \cdot Pr^{1/3} \quad (3.18)$$

Por otro lado, el número de Nusselt para convección natural se calcula de manera diferente para la cara frontal y la cara posterior del panel solar. Los flujos convectivos naturales aparecen debido a la gravedad y el cambio de densidad del fluido convectivo al cambiar de temperatura, por lo que estos se desarrollan de manera

diferente si la superficie de convección se encuentra por encima o por debajo del flujo convectivo. El comportamiento también difiere en función del sentido del flujo térmico (de la superficie al fluido convectivo o viceversa). Por lo tanto, para la cara frontal se usa la correlación para la superficie superior de una plancha caliente (Lloyd and Moran 1974):

$$\overline{Nu}_{N,top} = 0.15 \cdot Ra_L^{0.25} \quad (3.19)$$

Cabe destacar que la convección natural en la cara posterior del panel se ve influenciada por el ángulo de inclinación del panel con respecto al plano horizontal (θ). Para una posición horizontal ($\theta < 5^\circ$) se usa la correlación empírica indicada para la cara inferior de una plancha caliente (Lloyd and Moran 1974):

$$\overline{Nu}_{N,bottom} = 0.27 \cdot Ra_L^{0.25} \quad ; \quad \theta < 5^\circ \quad (3.20)$$

Para el resto de circunstancias en las que el ángulo de inclinación es mayor (desde 5° hasta la máxima inclinación alcanzada por el seguidor solar de 40°) se aplica la siguiente correlación (2013):

$$\overline{Nu}_{N,bottom} = \left(0.825 + (0.387 \cdot K^{\frac{1}{6}})\right)^{0.5} \quad ; \quad \theta > 5^\circ \quad (3.21)$$

donde

$$K = Ra \cdot \cos(90 - \theta) \cdot \left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{-\frac{16}{9}} \quad (3.22)$$

Llegado este punto, es preciso mencionar que, para la cara posterior del panel solar refrigerado, solamente se considera convección al ambiente en la superficie expuesta, mientras que las partes aisladas se consideran perfectamente adiabáticas.

3.3.3. Calor disipado por radiación

El calor disipado mediante radiación desde una superficie caliente se obtiene mediante la ley de Stefan-Boltzmann:

$$Q_{rad} = \varepsilon \cdot F \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_{s,panel}^4 - T_\infty^4) \quad (3.23)$$

donde ε es la emisividad del material, σ la constante de Stefan-Boltzmann y F el factor de visión entre la superficie y el entorno.

Para calcular la emisividad entre una superficie caliente y el entorno (en este caso el suelo y el cielo) se multiplica la emisividad de la superficie emisora por la

emisividad del entorno. Mientras que las temperaturas y las emisividades de las superficies delantera y trasera del panel y del suelo son datos conocidos (véase la Tabla 3.1), para calcular la temperatura del cielo (T_{sky}) y su emisividad (ϵ_{sky}) se emplean las siguientes correlaciones (Craul and Lienhart 1999; Krauter 2006):

$$T_{sky} = 0.0552 \cdot T_{air}^{1.5} \quad (3.24)$$

$$\epsilon_{sky} = 0.72 + 0.005 \cdot (T_{air} - 273.15) \quad (3.25)$$

El factor de vision (F) depende del ángulo de inclinación del panel (Incropera et al. 2007):

$$F_{front-sky} = \frac{1}{2} \cdot (1 + \text{sen}(90 - \theta)) \quad (3.26)$$

$$F_{front-ground} = \frac{1}{2} \cdot (1 - \text{sen}(90 - \theta)) \quad (3.27)$$

$$F_{back-sky} = \frac{1}{2} \cdot (1 - \cos \theta) \quad (3.28)$$

$$F_{back-ground} = \frac{1}{2} \cdot (1 + \cos \theta) \quad (3.29)$$

Tabla 3.1. Emisividad de los elementos considerados en el cálculo. (Hammami et al. 2017)

Material	Emisividad
Vidrio frontal	0.91
Backsheet	0.84
Terreno	0.94
Cielo	Ecuación 3.25

3.3.4. Calor disipado por el sistema de refrigeración

La temperatura del fluido caloportador aumenta al absorber el calor transferido desde el panel solar. La temperatura promedio del fluido a la salida de los tubos del intercambiador de calor ($T_{m,o}$) se calcula con la ecuación 3.16, dado que se considera una hipótesis de flujo de calor constante, como se especificaba en la sección 3.1.

$$T_{m,o} = T_{m,i} + Q_{ref}/(\dot{m} \cdot c_p) \quad (3.30)$$

donde \dot{m} es el caudal de fluido caloportador circulando a través del intercambiador, c_p es el calor específico del fluido caloportador y $T_{m,i}$ es la temperatura del fluido a la entrada del intercambiador de calor del panel.

A continuación, se calcula la temperatura de la superficie interior de los tubos del intercambiador de calor a la salida de dicho tubo ($T_{s,o}$):

$$T_{s,o} = T_{m,o} + q''_s/h \quad (3.31)$$

donde

$$q''_s = Q_{ref}/(n \cdot A_{tube}) , \quad (3.32)$$

A_{tube} es el área de la superficie interior de cada uno de los tubos en forma de U que conforman el intercambiador del panel,

n es el número de tubos en U que forman el intercambiador, y el coeficiente de película es:

$$h = Nu_D \cdot D_H/k \quad (3.33)$$

donde D_H es el diámetro hidráulico de los tubos (puesto que se trata de tubos de sección aproximadamente rectangular al haber sido aplastados, como se describe en la sección 3.2).

Para un flujo laminar ($Re < 2 \cdot 10^3$) dentro de una conducción rectangular expuesta a un flujo de calor uniforme, el número de Nusselt (Nu_D) es constante e igual a 4.12 (Incropera et al. 2007).

Adicionalmente, el calor que es evacuado por el sistema de refrigeración es limitado, y para que la solución matemática sea válida, deberá cumplirse la siguiente relación:

$$(T_{cell} - \bar{T}_s)/R_{total} \cdot n \cdot a_{tube} \cdot L_{tube} \geq Q_{ref} \quad (3.34)$$

donde \bar{T}_s es la temperatura promedio de la superficie interior de los tubos del intercambiador, R_{total} es la resistencia térmica entre la célula fotovoltaica y la superficie interior de los tubos, a_{tube} es el ancho de la superficie de contacto entre cada tubo y la superficie posterior del panel y L_{tube} es la longitud total de cada tubo del intercambiador. El contacto entre los tubos y el panel se realiza mediante una fina capa de adhesivo epoxi, para garantizar un buen contacto térmico y la unión estructural entre el panel y el intercambiador.

La resistencia térmica total (R_{total}) puede estimarse considerando que el flujo de calor es prácticamente unidimensional y que el espesor (s) y las propiedades constructivas de los materiales de un panel fotovoltaico típico son conocidos. Para un

panel convencional de silicio multicristalino, los valores de referencia se muestran en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Espesor (Choulat et al. 2019) y conductividad térmica (Lu and Yao 2007; Dhaundiyal and Atsu 2021) de los diferentes elementos de un panel solar comercial típico.

Material	s [mm]	k [W/m°C]
Elementos típicos de un panel fotovoltaico		
Vidrio	3	1.1
EVA	0.45	0.35
Célula de silicio	0.25	130
EVA	0.45	0.35
Backsheet (TEDLAR)	0.18	0.15
Elementos adicionales		
Adhesivo Epoxi	0.5	0.55
Cobre	1	386

3.3.5. Sistema hidráulico

Para obtener el incremento de potencia neta del sistema ($\Delta P_{PV\ NET}$), es preciso sustraer de la potencia extra generada la potencia consumida por el sistema de bombeo.

$$\Delta P_{PV\ NET} = \Delta P_{PV} - P_{PUMP} \quad (3.35)$$

donde ΔP_{PV} es la diferencia de potencia entre el panel fotovoltaico estándar y el refrigerado por el sistema, y P_{PUMP} es la potencia consumida por la bomba, que se calcula como

$$P_{PUMP} = \dot{m} \cdot g \cdot H \cdot \eta \quad (3.36)$$

donde H es la diferencia de presión entre la entrada y la salida de la bomba y η su rendimiento.

El consumo energético del sistema de refrigeración dependerá significativamente de la eficiencia del sistema de bombeo. La eficiencia de una bomba comercial varía con el caudal y la presión, por lo que dimensionar correctamente dicha bomba para operar en el punto ideal es clave para maximizar la eficiencia del sistema.

La caída de presión en el circuito se calcula en el modelo considerando tanto la contribución de las pérdidas de presión por fricción (pérdidas primarias) en las conducciones (h_f), como las pérdidas secundarias (h_v) o localizadas, provocadas por elementos específicos del circuito de refrigeración, como filtros, codos, válvulas, etc. Para un sistema operando en condiciones estacionarias, la caída de presión en el circuito de refrigeración es igual a la diferencia de presión entre la entrada y la salida de la bomba.

$$H = h_f + h_v \quad (3.37)$$

Las pérdidas de presión primarias en las conducciones se calculan usando la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$h_f = f \cdot L/D_H \cdot u^2/2g \quad (3.38)$$

donde f es el coeficiente de fricción, el cual a su vez depende del número de Reynolds del flujo y de la rugosidad de la conducción (ϵ). Por último, u es la velocidad del flujo dentro de la conducción. Las dimensiones de las conducciones del sistema hidráulico del prototipo y sus características físicas se resumen en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3. Lista de tubos y conducciones principales que forman el circuito hidráulico junto a sus dimensiones y características físicas.

Tramo de conducción	Material	Longitud, L	Diámetro, D_H	Rugosidad, ϵ
panel – bomba	PVC Flexible	8 m	16 mm	0.03
bomba – pilote	PVC Flexible	5 m	16 mm	0.03
pilote in – out	Cobre	31 m	16 mm	0.0015
pilote out – panel	PVC Flexible	5 m	16 mm	0.03
Intercambiador de calor (tubos en forma de “U”)	Cobre	2.8 m	9.34 mm	0.0015
Intercambiador de calor (tubos de colección)	Cobre	4 m	16 mm	0.0015

Por otro lado, las pérdidas de presión secundarias se calculan mediante la siguiente ecuación:

$$h_v = K \cdot u^2/2g \quad (3.39)$$

donde K es un coeficiente determinado empíricamente para cada elemento particular presente en el circuito. La mayoría de las piezas usadas en la construcción del circuito hidráulico son estándar y su factor K es conocido. Las pérdidas de presión en el caudalímetro se calculan de acuerdo con una ecuación suministrada por el fabricante. Todos los accesorios y piezas usadas en la construcción del circuito hidráulico, así como los valores necesarios para el cálculo de las pérdidas de presión en dichos elementos se presentan en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4. Elementos singulares y accesorios del circuito hidráulico.

Elementos	Número de unidades	K	ΣK
Válvulas de bola	4	0.24	0.96
Codos 90°	15	0.95	14.175
Codos 180°	4	1.6	6.4
Uniones "T" con flujo recto	8	0.2	1.6
Uniones "T" con flujo desviado	4	1.5	6
Conectores hidráulicos rápidos	10	0.35	3.5
Conexiones para sensores de presión	2	0.2	0.4
Filtros de agua	2	3	6
Caudalímetro	1	$h_v = 0.0241 \cdot Q^{1.7864}$	

Capítulo 4:

Diseño de un prototipo demostrador de la tecnología

4.1. Introducción al diseño del prototipo

En esta tesis doctoral se presenta un novedoso sistema de refrigeración geotérmico de circuito cerrado sin cambio de fase que permite reducir la temperatura de operación de los paneles solares fotovoltaicos comerciales. De este modo se logra una mejora en su eficiencia en la generación de energía eléctrica. Durante la fase de diseño conceptual, se decidió orientar el desarrollo a sistemas de producción de electricidad en masa (granjas solares). Asimismo, y como elemento diferencial del sistema, se decidió integrar un mecanismo de seguimiento solar de un eje en el prototipo. Esta configuración es muy común en instalaciones fotovoltaicas de gran tamaño.

El principio de funcionamiento del sistema es simple: un intercambiador de calor integrado en la parte posterior de un panel solar extrae el exceso de calor, reduciendo su temperatura. A continuación, el exceso de calor se evacua al subsuelo, que se encuentra a una temperatura inferior y estable a lo largo del año, gracias a un segundo intercambiador subterráneo. El sistema de refrigeración requiere un cierto consumo de energía que se espera quede ampliamente compensado por el incremento de energía generado por el panel refrigerado.

En este capítulo se presenta el proceso de diseño detallado de los diferentes elementos que componen el prototipo demostrador de la tecnología, con el objetivo de obtener un sistema que opere de forma eficiente y segura. Haciendo uso del modelo de cálculo teórico presentado en el capítulo 3, así como de diversos softwares de análisis de elementos finitos (Solid Edge y ANSYS Fluent), se aborda el diseño de manera interconectada de los diferentes elementos que componen el sistema.

En primer lugar, se ha definido un fluido caloportador que permita la operación del sistema a lo largo de todo el año. Este fluido caloportador es posteriormente considerado para el diseño del intercambiador instalado en los paneles, atendiendo a diversos criterios técnicos y económicos. Una vez definida una geometría final optimizada para este intercambiador de calor, se procede al diseño del intercambiador de calor subterráneo, en el cual se lleva a cabo la disipación del calor extraído en el intercambiador de calor del panel. Conocidas las propiedades del fluido caloportador y la geometría del sistema en su conjunto, se calculan las pérdidas de carga y se dimensiona el sistema de bombeo. También se ha diseñado un cuadro eléctrico y de control que permita la operación de los paneles solares, la medición y adquisición de

todas las variables necesarias para la caracterización operativa del prototipo y la actuación sobre el mecanismo de orientación de los paneles y la bomba. Por último, ha sido necesario el diseño de una estructura de soporte de los paneles solares y de una zapata de cimentación para fijar la estructura al suelo de manera segura y conforme a la normativa vigente.

4.2. Diseño del circuito de refrigeración

4.2.1. Selección del fluido caloportador

Antes de acometer el diseño del circuito de refrigeración y los intercambiadores de calor, es necesario definir el fluido caloportador que se va a emplear. Puesto que no se espera que en ningún caso se alcancen temperaturas superiores a 100 °C en ningún punto del sistema, se considera que la opción ideal para el sistema es el agua. Sus buenas propiedades termodinámicas (alto calor específico y conductividad térmica y baja viscosidad), así como su bajo coste y su no toxicidad, hacen del agua el fluido ideal para esta aplicación incluso en zonas áridas, dado que, al tratarse de un sistema en circuito cerrado, no se producirán pérdidas por evaporación y solo será necesario emplear la cantidad de agua necesaria para completar el llenado del sistema.

Aunque en ningún caso se vayan a alcanzar temperaturas superiores a 100 °C, dada la localización de la instalación podrían darse temperaturas inferiores al punto de congelación del agua. Temperaturas tan bajas, que resulten en la congelación del fluido caloportador (agua), pueden ocasionar serios problemas en el sistema, incluyendo fugas en las conducciones o incluso dañar diversos elementos del mismo. Es importante por lo tanto considerar la incorporación de un fluido anticongelante disuelto en el agua para evitar su congelación. Para determinar el líquido anticongelante a emplear y la proporción de la mezcla con el agua, es necesario conocer la temperatura que deberá resistir el sistema. Se decide que el fluido caloportador deberá presentar una temperatura de congelación inferior al promedio de las temperaturas mínimas anuales en la región de su instalación durante los últimos 10 años. En Alcalá de Henares (ubicación para la instalación del prototipo), la temperatura mínima anual promedio en el periodo 2013 - 2022 es de -6.9 °C. Se pretende, por lo tanto, seleccionar una mezcla de agua con anticongelante con una temperatura de congelación de -7 °C, con las mejores propiedades térmicas posibles y sin ser corrosiva, volátil ni excesivamente tóxica.

Se lleva a cabo una extensiva revisión bibliográfica de los principales fluidos anticongelantes disponibles en el mercado (etanol, metanol, propilenglicol y etilenglicol) (Ogiwara and Arai 1982; DiGuilio and Teja 1990; Engineering Toolbox 2003a, b, 2005a, b, c, 2008; Assael et al. 2013), de la que se obtienen sus propiedades termodinámicas a diferentes temperaturas y las temperaturas de congelación de las disoluciones de estos anticongelantes en agua a diferentes concentraciones.

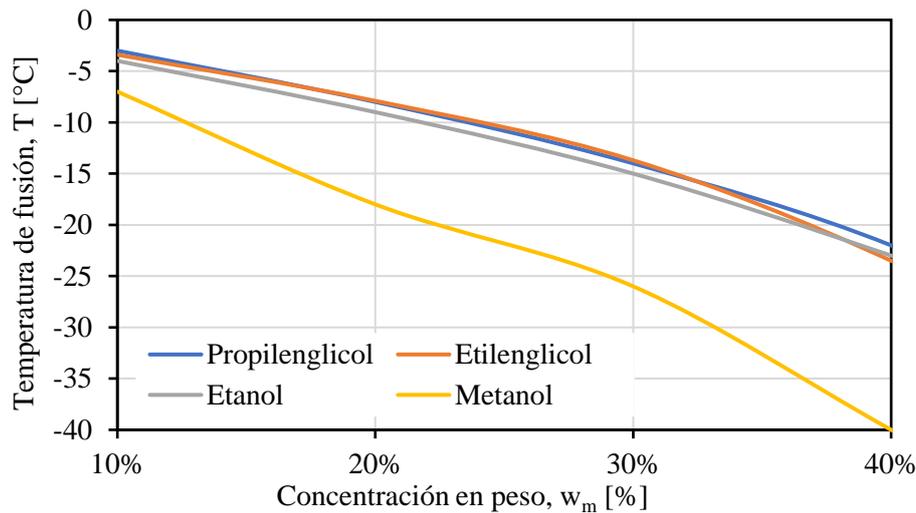


Fig. 4.1. Temperatura de congelación de una mezcla agua-anticongelante en función de la concentración de anticongelante.

En la Fig. 4.1 se observa que la reducción de la temperatura de congelación que se obtiene en mezclas de agua-metanol es muy superior a la obtenida con cualquier otro anticongelante. Pese a que el Etanol puro presenta la temperatura de congelación más baja de todos los fluidos anticongelantes considerados, esto no se traslada de forma directa a las disoluciones acuosas de este fluido. Tanto el propilenglicol como el etilenglicol presentan temperaturas de congelación inferiores disueltos en agua que cuando se encuentran en concentraciones muy elevadas (alta pureza).

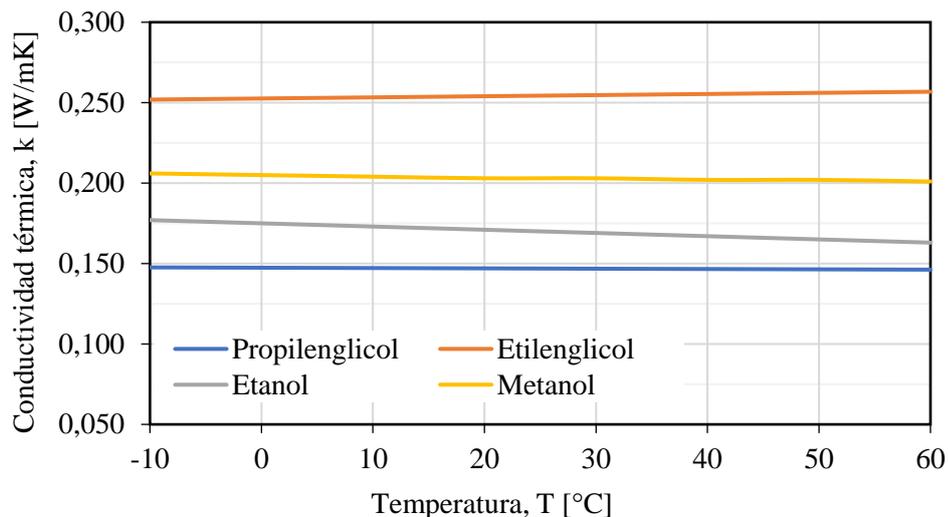


Fig. 4.2. Conductividad térmica de los diferentes anticongelantes en función de la temperatura.

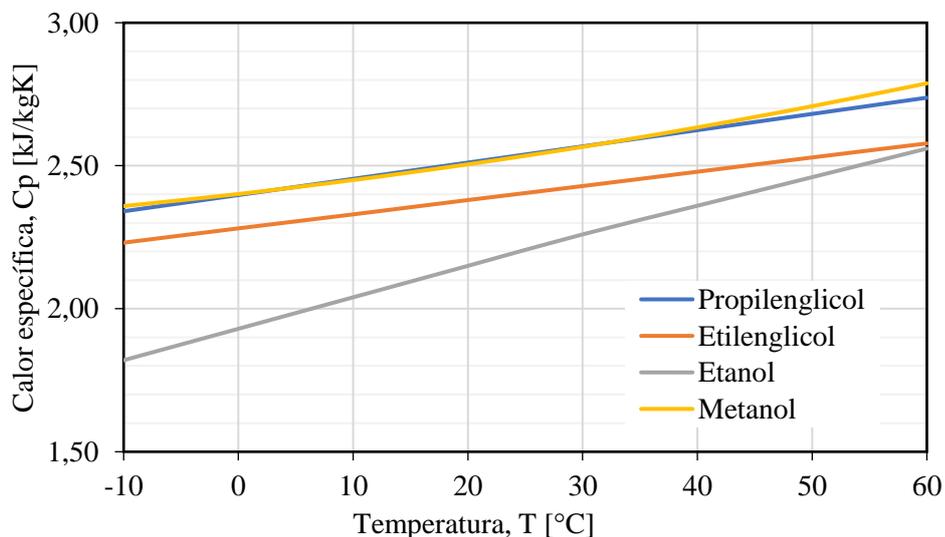


Fig. 4.3. Calor específico de los diferentes anticongelantes en función de la temperatura.

En cuanto a la capacidad de transferencia térmica de los diferentes anticongelantes, resulta interesante que estos tengan una conductividad térmica y un calor específico elevados. De las propiedades de los fluidos representados en las Fig. 4.2 y Fig. 4.3, se identifican como particularmente interesantes el etilenglicol y el metanol. Por último, se considera la viscosidad dinámica de los diferentes fluidos anticongelantes (Fig. 4.4), siendo deseable una viscosidad baja, puesto que el consumo de potencia de bombeo será menor. En este caso, las opciones más destacadas son el Etanol y el Metanol.

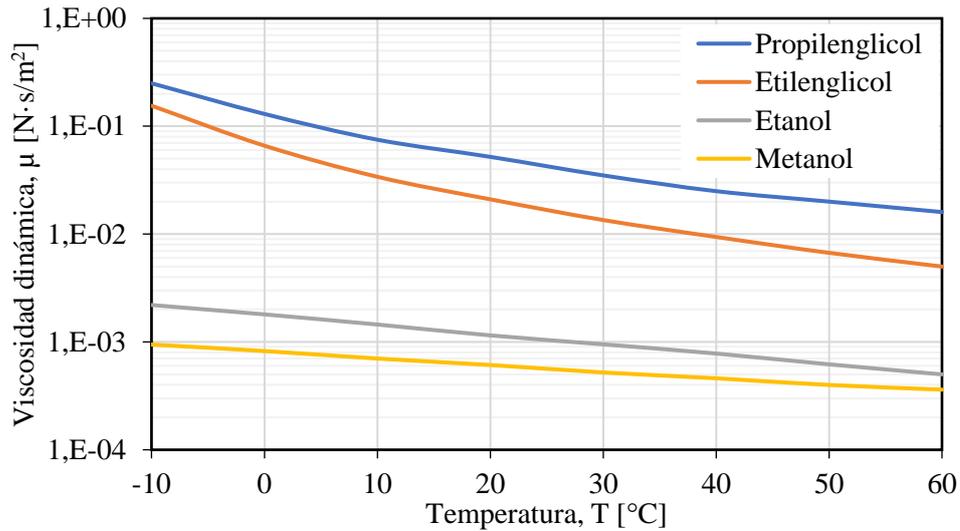


Fig. 4.4. Viscosidad dinámica de los diferentes anticongelantes en función de la temperatura.

El análisis de estas propiedades así como otras características importantes, como son su toxicidad, volatilidad, inflamabilidad y coste (Engineering Toolbox 2005a, 2008) se resumen en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1. Resumen de características de los diferentes anticongelantes.

Etanol	Metanol
<ul style="list-style-type: none"> • baja corrosividad • inflamable (si es puro) • volatilidad a baja temperatura • baja toxicidad • moderada capacidad de transferencia térmica • baja viscosidad • coste moderado 	<ul style="list-style-type: none"> • baja corrosividad • muy inflamable (si es puro) • volatilidad a baja temperatura • muy tóxico • alta capacidad de transferencia térmica • baja viscosidad • bajo coste
Propilenglicol	Etilenglicol
<ul style="list-style-type: none"> • baja corrosividad • no inflamable • baja toxicidad • baja capacidad de transferencia térmica • viscosidad elevada • coste elevado 	<ul style="list-style-type: none"> • baja corrosividad • no inflamable • tóxico en concentraciones elevadas • alta capacidad de transferencia térmica • viscosidad elevada • coste moderado

Cálculo de propiedades termodinámicas de una mezcla de agua y anticongelante

El cálculo de la densidad de una mezcla es inmediato, ya que el peso de la densidad de cada uno de los líquidos es proporcional a la fracción másica de este en dicha mezcla.

$$\rho_m = w_1\rho_1 + w_2\rho_2 \quad (4.1)$$

donde w es la fracción másica [%] y ρ la densidad [kg/m³] de cada una de las sustancias presentes en la mezcla.

El cálculo del calor específico se lleva a cabo de forma análoga, aunque la relación es función de la fracción molar y no de la fracción másica.

$$Cp_m = x_1Cp_1 + x_2Cp_2 \quad (4.2)$$

siendo x la fracción molar.

El peso molar del agua, así como de los anticongelantes considerados se resume en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2. Peso molar de fluidos de refrigeración.

Peso molar [g/mol]	
Agua	18
Etilenglicol	62
Propilenglicol	76
Etanol	46
Metanol	32

Para calcular la conductividad térmica de una mezcla de fluidos se emplea la ecuación de Filipov, donde el componente 1 ha de ser el que presenta una conductividad térmica (k) menor.

$$k_m = w_1k_1 + w_2k_2 - 0.72 \cdot w_1w_2(k_2 - k_1) \quad (4.3)$$

donde k es la conductividad térmica [W/mK].

Por último, para calcular la viscosidad de una mezcla de hidrocarburos y agua se aplica la regla de Kendall y Monroe (Ones et al. 2010).

$$\mu_m^{1/3} = \sum_{i=1}^n x_i\mu_i^{1/3} \quad (4.4)$$

donde μ es la viscosidad dinámica [Ns/m²].

En la Tabla 4.3 se muestran los resultados del cálculo de las propiedades del fluido caloportador resultante de mezclar cada uno de los anticongelantes con agua en la proporción necesaria para alcanzar la temperatura de congelación de $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ para una temperatura de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Tabla 4.3. Propiedades del líquido caloportador final a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ en función del anticongelante empleado.

Propiedades del fluido caloportador				
Anticongelante	<i>Etanol</i>	<i>Metanol</i>	<i>Etilenglicol</i>	<i>Propilenglicol</i>
Porcentaje másico de anticongelante [-]	16%	10%	18%	18%
Fracción molar [-]	0.0694	0.0588	0.0599	0.0494
Densidad [kg/m^3]	962.08	975.13	1016.53	1003.07
Calor específico [kJ/kgK]	4043.02	4083.23	4073.63	4098.57
Conductividad térmica [W/mK]	0.4967	0.5423	0.5078	0.4757
Viscosidad dinámica [$\text{Pa}\cdot\text{s}$]	9.03E-04	8.75E-04	1.19E-03	1.27E-03
Temperatura de congelación [$^{\circ}\text{C}$]	-7	-7	-7	-7

A la vista de los resultados obtenidos, se opta por emplear etilenglicol como fluido anticongelante. Tanto el metanol como el etanol son alternativas ligeramente mejores desde el punto de vista termodinámico y tienen un coste similar. Sin embargo, al tratarse de una disolución, la diferencia entre ellas no es muy grande. Si resulta un factor significativo la volatilidad y la flamabilidad que presentan tanto el etanol como el metanol. Su uso implicaría mantener unas condiciones de almacenamiento adecuadas que difícilmente se podrían garantizar en la parcela donde se realizará el montaje del prototipo.

4.2.2. Diseño del intercambiador de calor del panel

El diseño del intercambiador de calor del panel responde a una serie de consideraciones básicas iniciales:

- El intercambiador de calor deberá presentar un grado elevado de modularidad, pudiendo ensamblarse sobre un panel solar comercial sin necesidad de llevar a cabo modificaciones sustanciales en el panel.
- La solución adoptada deberá permitir refrigerar el panel solar de forma homogénea, evitando la aparición de puntos calientes.
- El diseño del intercambiador deberá realizarse intentando, en la medida de lo posible, minimizar la cobertura de la cara posterior necesaria para lograr el intercambio de calor deseado, favoreciendo la convección natural al ambiente.
- El panel solar que incorpore el intercambiador de calor deberá ser manejable y no aumentar significativamente las dimensiones ni el peso del panel.
- El intercambiador de calor deberá estar contenido íntegramente dentro del área del panel, no interfiriendo así con otros paneles ensamblados en paralelo en una instalación fotovoltaica.
- El sistema deberá ser fácilmente escalable y permitir la interconexión de varios intercambiadores de calor en paralelo.

Considerando todos los requisitos del diseño, se decide estudiar un diseño de intercambiador de tubos adherido a la parte posterior que incorpore un colector de entrada, conectando todos los tubos del intercambiador, y un colector de salida. Los tubos del intercambiador de calor recorrerán toda la longitud del panel solar en forma de “U”, de tal forma que ambos colectores de entrada y salida se encuentren en el mismo lado. De esta forma se facilita su interconexión y se logra un efecto de flujo cruzado, obteniendo, previsiblemente, un enfriamiento más homogéneo. En la Fig. 4.5 se muestra un diseño 3D conceptual.

Para la construcción del intercambiador se plantea el uso de tubos de cobre de acuerdo con la norma UNE-EN 1059. Cuanto mayor sea el número de tubos que conforman el intercambiador, mayor será la capacidad de extracción térmica y más homogéneo será el enfriamiento. Sin embargo, un número elevado de tubos también implicaría un incremento de su complejidad y peso. Se decide optar, en primera instancia, por una solución empleando 9 tubos de 12 mm de diámetro exterior en forma de “U” recorriendo toda la parte posterior del panel de forma longitudinal. Así, considerando el panel solar A270P Ultra de Atersa, las dimensiones del intercambiador serían 1.5 m de largo y 0.95 m de ancho, por los 1.645 m x 0.99 m del

panel solar, y cada uno de los tubos tendría una longitud total de ida y vuelta de 2.8 m.

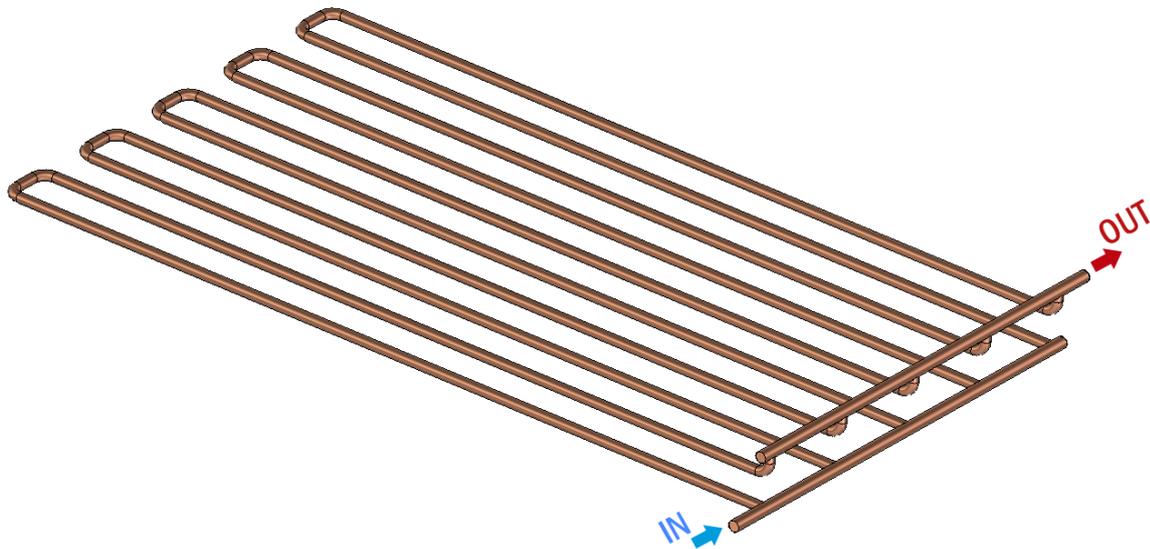


Fig. 4.5. Diagrama conceptual de intercambiador de calor por tubos para panel solar.

Para analizar la validez de la solución, se lleva a cabo un primer cálculo termodinámico empleando las ecuaciones descritas en el modelo teórico. A continuación, se procede a la comprobación de estos resultados mediante la simulación térmica de un modelo reducido del panel refrigerado por el método de los elementos finitos. Se proponen una serie de geometrías y materiales alternativos para la construcción del intercambiador que son analizadas siguiendo el mismo procedimiento y a continuación comparadas entre sí, definiéndose así una solución óptima para la construcción del intercambiador de calor. Por último, se lleva a cabo el cálculo analítico del impacto del caudal en la capacidad de enfriamiento del sistema, con el objetivo de definir un rango de caudal de operación aproximado para el posterior dimensionamiento del sistema de bombeo.

Validación del diseño inicial para el intercambiador de calor del panel

Para realizar el cálculo analítico para la comprobación de la geometría se definen las siguientes hipótesis:

- El cálculo se lleva a cabo para condiciones de operación de alta exigencia para el sistema de refrigeración (temperatura ambiente de 30 °C, Irradiancia de 1000 W/m² y velocidad de viento de 1 m/s). Para estas

condiciones, se estima una temperatura de operación de un panel estándar sin sistema de enfriamiento de 61.25 °C.

- El área de contacto de los tubos circulares del intercambiador de calor con el panel se define como la mitad de su diámetro.
- Se define un gradiente térmico entre la temperatura del subsuelo y el fluido caloportador a la entrada del intercambiador de 4 °C, por lo que, considerando la ubicación del prototipo, la temperatura a la entrada del intercambiador será de 20 °C.

Se busca realizar el cálculo del caudal de fluido caloportador necesario para rebajar la temperatura del panel solar hasta los 40 °C. Puesto que el objetivo del sistema de enfriamiento es mejorar la eficiencia global del sistema, minimizar el caudal necesario de refrigeración redundante en una minimización del consumo eléctrico de la bomba e, indirectamente, en una maximización de la energía extra producida por el panel refrigerado. Del cálculo analítico se obtienen los resultados de caudal y temperaturas en el intercambiador de calor que se muestran en la Tabla 4.4.

Tabla 4.4. Resumen de resultados del cálculo analítico del intercambiador de calor con tubos cilíndricos de cobre.

Parámetro	Valor	Unidad
Diámetro interno	10.8	mm
Espesor cobre	0.6	mm
Tubos por fila de células	1.5	-
Caudal por tubo	4.48E-06	m ³ /s
Caudal total	2.42	l/min
Longitud de los tubos (L _{tubo})	2.8	m
Temperatura del refrigerante a la salida del tubo (T _{m,o})	25.14	°C
Temperatura media del refrigerante en el tubo (T _{m,m})	22.57	°C
Temperatura de la superficie interior del tubo a la salida (T _{s,o})	30.07	°C
Temperatura media de la superficie interior del tubo (T _{s,m})	27.50	°C

Con el objetivo de incrementar la superficie de contacto con el panel, se propone otra solución empleando tubos de sección rectangular. Los tubos empleados para el intercambiador tendrán una forma tal que, la altura de su sección (b) sea la mitad

que su anchura (a), por lo que $a/b = 2$. Adicionalmente, el perímetro de su sección deberá ser lo más similar posible a la solución de sección circular. Este requisito se debe meramente a una cuestión de fabricación. Los tubos de sección rectangular no son tan comunes como los de sección circular, por lo que resulta posible que sea necesario fabricarlos partiendo de un tubo cilíndrico normalizado, aplastándolos en una prensa hidráulica para darles la forma deseada.

Se considera, por lo tanto, para el cálculo del intercambiador con tubos de sección rectangular, unas dimensiones de tubo de 13 mm x 6.5 mm ($a \times b$). De esta manera se obtienen los resultados que se muestran en la Tabla 4.5.

Tabla 4.5. Resumen de resultados del cálculo analítico del intercambiador de calor con tubos rectangulares de cobre.

Parámetro	Valor	Unidad
Longitud interior lado "a"	0.0118	m
Longitud interior lado "b"	0.0055	m
Diámetro hidráulico (D_H)	0.0075	m
Espesor cobre	0.0006	m
Tubos por fila de células	1.5	
Caudal por tubo	2.16E-06	m ³ /s
Caudal total	1.166	l/min
Longitud de los tubos (L_{tubo})	2.8	m
Temperatura del refrigerante a la salida del tubo ($T_{m,o}$)	33.31	°C
Temperatura media del refrigerante en el tubo ($T_{m,m}$)	26.65	°C
Temperatura de la superficie interior del tubo a la salida ($T_{s,o}$)	37.65	°C
Temperatura media de la superficie interior del tubo ($T_{s,m}$)	31	°C

Aunque el tubo rectangular previsiblemente supondrá una mayor complejidad a la hora de fabricar un prototipo, al emplear esta solución, se lograría reducir el caudal necesario de refrigerante en un 52%.

A continuación, se procede a la validación de los resultados obtenidos mediante el cálculo analítico. Se lleva a cabo la simulación por elementos finitos, mediante NX Nastran, de un modelo simplificado representativo del panel incorporando ambas geometrías de tubo. Se realiza la simulación, en condiciones estacionarias, de una sección de panel correspondiente a una única célula fotovoltaica, debido a que el coste computacional de simular el panel completo es excesivamente elevado. Para llevar a cabo dicha simulación, se aplican las condiciones promedio de temperatura de refrigerante, permitiendo así una representación visual de la distribución de temperaturas promedio y la verificación de los cálculos analíticos. Las células del panel solar empleado tienen unas dimensiones de 156x156 mm y están separadas entre sí por un espacio de 3 mm, por lo que el modelo resultante tiene unas dimensiones de 159x159 mm (la célula, más 1.5 mm por cada lado). En la Fig. 4.6 se presenta el Modelo 3D que se va a simular, y en la Fig. 4.7 una sección de este indicando los diferentes elementos que lo forman.

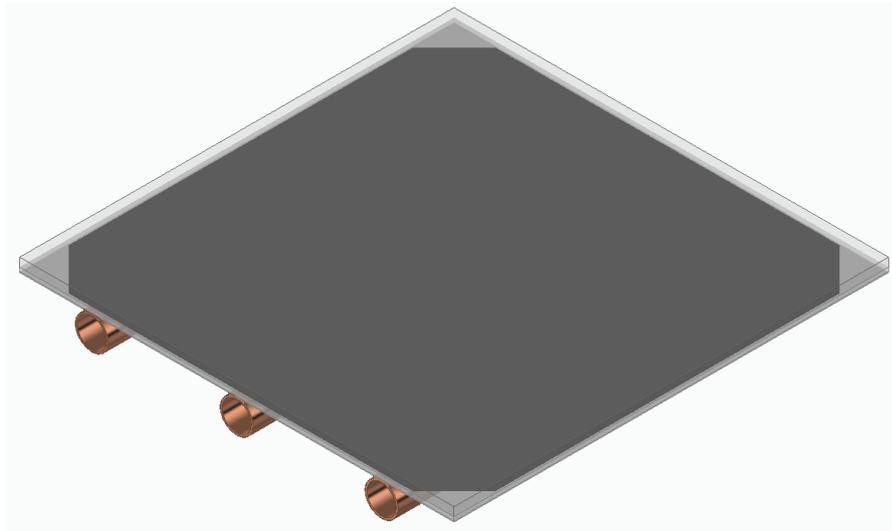


Fig. 4.6. Modelo 3D de una sección del panel del tamaño de una célula.

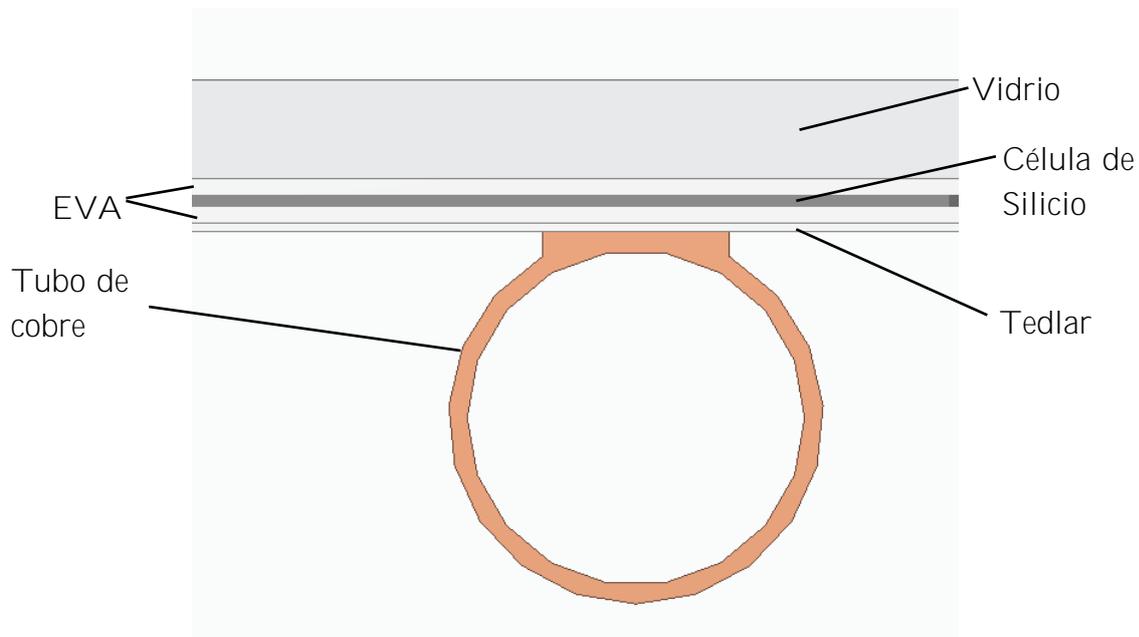


Fig. 4.7. Sección en detalle del modelo 3D simulado.

El modelo se define atendiendo a las hipótesis de diseño y a los parámetros extraídos del cálculo analítico previo. Por lo tanto, se definen los inputs para la simulación que se presentan en la Tabla 4.6.

Tabla 4.6. Inputs del modelo a simular extraídos del cálculo analítico.

Geometría	Circular	Rectangular
Temperatura ambiente, T_{amb}	30 °C	
Coefficiente de convección frontal, h_{front}	4.323 W/m ² K	
Coefficiente de convección posterior, h_{back}	3.34 W/m ² K	
Emisividad frontal, ϵ_{front}	0.792	
Emisividad posterior, ϵ_{back}	0.79	
Coefficiente de convección medio en el tubo, h_{tubo}	204 W/m ² K	269.5 W/m ² K
Temperatura media del fluido caloportador, T_{refr}	22.57 °C	26.65 °C

Calculado el balance energético del sistema de forma analítica, de acuerdo con lo indicado en la sección 3.3, se obtiene que la cantidad de energía transformada en calor en el panel para las condiciones definidas es de 685 W/m². Puesto que el modelo de una célula simulado tiene una superficie de 0.02528 m² (0.159x0.159 m), se define una generación de calor interna en la célula de 14.4 W.

Se lleva a cabo la simulación en estado estacionario del modelo y se obtienen los resultados que se muestran a continuación.

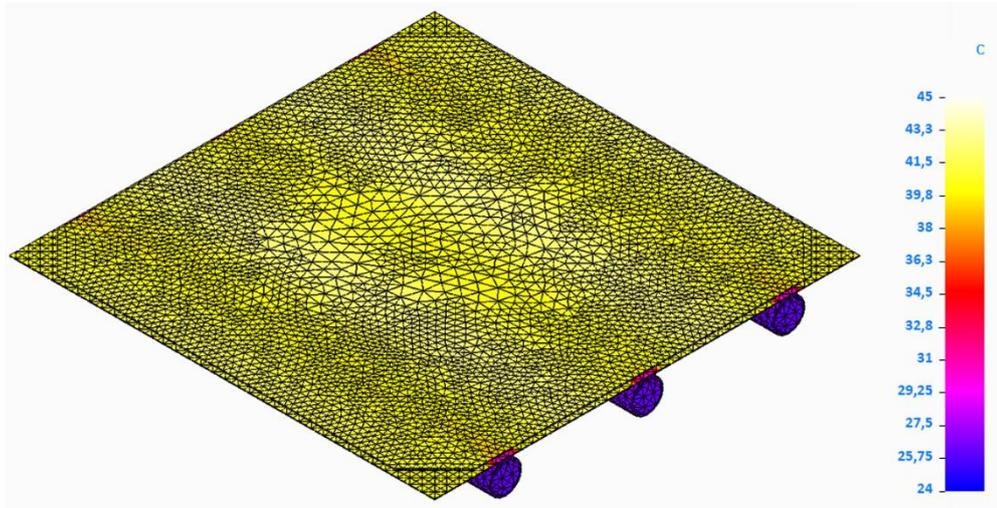


Fig. 4.8. Perfil de temperatura en la célula con tubos de sección circular.

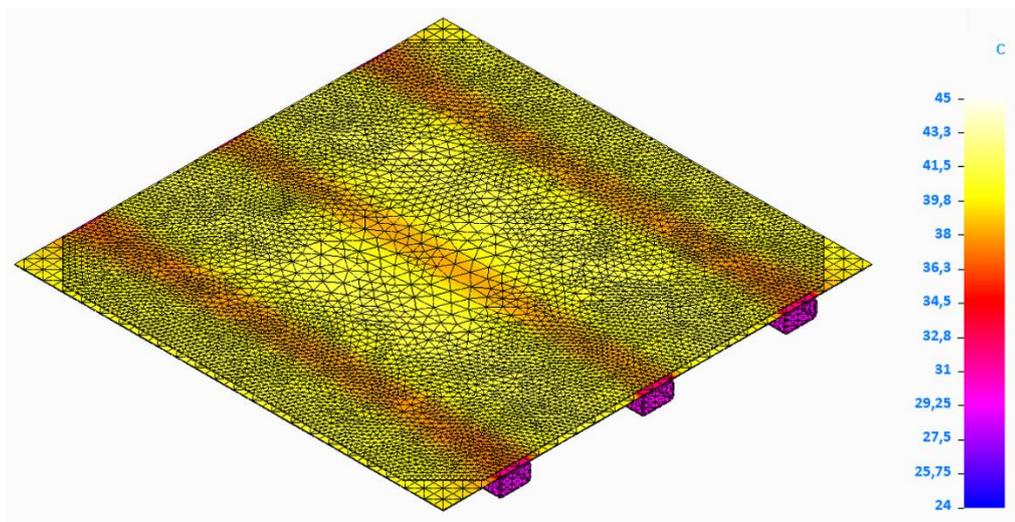


Fig. 4.9. Perfil de temperatura en la célula con tubos de sección rectangular.

En las Fig. 4.8 y Fig. 4.9 se muestran los contornos de temperatura en la célula para ambas geometrías de tubo del intercambiador de calor. Se han ocultado el vidrio y el encapsulante para poder visualizar las temperaturas en la propia célula.

La temperatura promedio en la célula es de 41.1 °C en el modelo con tubos cilíndricos, y de 39.8 °C en el modelo con tubos de sección rectangular. Las simulaciones, por tanto, confirman una clara ventaja de la solución con tubos de sección rectangular, al obtener una temperatura ligeramente inferior, empleando un caudal de fluido caloportador un 52% menor. Adicionalmente, los resultados verificarían la validez del cálculo analítico, al obtener una desviación de tan solo 1.1 °C y 0.2 °C

respectivamente, con respecto a las temperaturas estimadas en el cálculo analítico del modelo teórico.

Para completar el análisis térmico de la geometría, se realiza una simulación adicional del modelo con tubos cilíndricos, aplicando el caudal menor empleado para refrigerar hasta 40 °C la solución con tubos de sección rectangular (1.17 l/min). De esta forma, se busca comparar la temperatura que alcanzarían ambas soluciones al circular el mismo caudal de fluido caloportador por el intercambiador.

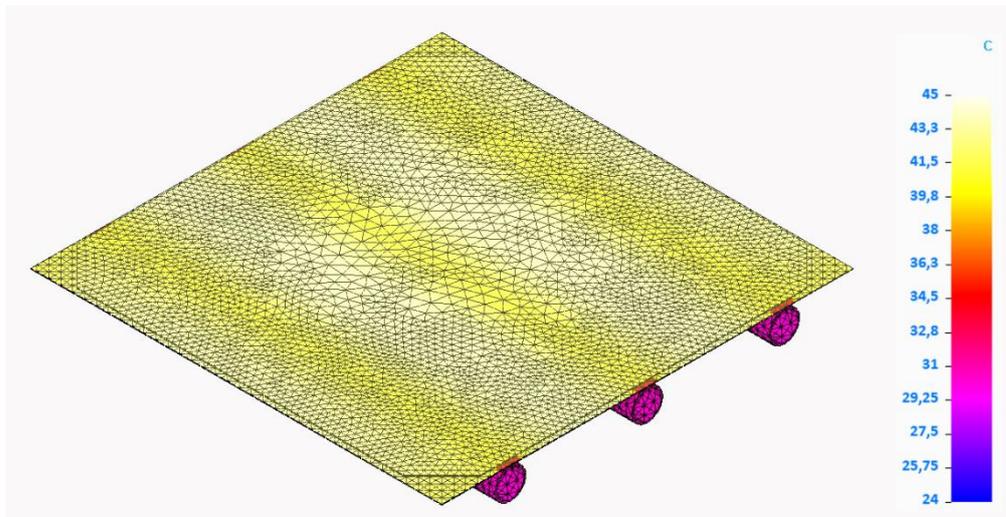


Fig. 4.10. Perfil de temperatura en la célula con tubos cilíndricos y caudal reducido.

En la Tabla 4.7 se muestran resumidos los valores de temperatura, eficiencia y caudal obtenidos para los sucesivos análisis que se han desarrollado. La eficiencia se calcula en base al valor nominal de eficiencia del panel solar empleado en el prototipo (16.58%) y su coeficiente de pérdida de potencia (-0.43%/°C).

Tabla 4.7. Valores de temperatura y eficiencia de los tres modelos simulados.

	Tubos cilíndricos	Tubos rectangulares	Tubos cilíndricos (Q limitado)
Temp. FEM [°C]	41.1	39.8	42.9
Temp. modelo teórico [°C]	40	40	41.5
Eficiencia panel solar (FEM)	15.43%	15.52%	15.3%
Eficiencia panel solar (modelo teórico)	15.51%	15.51%	15.4%
Caudal total [l/min]	2.42	1.17	1.17

A la vista de los resultados, se considera que el diseño preliminar del intercambiador funciona de manera aceptable. La alternativa empleando tubos de sección rectangular presenta una mejor capacidad de enfriamiento, por lo que se opta por continuar el diseño en base a esta geometría.

Selección del material de los tubos

A continuación, se ha realizado un estudio sobre las diferentes alternativas materiales para los tubos del intercambiador de calor. Para ello, se van a considerar como alternativas el propio cobre, aluminio y cloruro de polivinilo (PVC). La selección se llevará a cabo en base a los siguientes factores:

- Capacidad de refrigeración (eficiencia)
- Peso del intercambiador
- Durabilidad
- Dificultad de fabricación y montaje
- Impacto negativo en la eficiencia por absorción de radiación
- Coste

Los tres materiales serán valorados para cada uno de estos factores, recibiendo una nota del 0 al 10, siendo 0 el valor representativo de las condiciones más desfavorables y 10 el caso más favorable. Tras una ponderación, se obtiene la nota global de cada material, mediante la cual se selecciona la opción idónea para el sistema.

- Capacidad de refrigeración del panel.

Se lleva a cabo la simulación del modelo sustituyendo el material de los tubos, pero respetando la geometría definida y las diversas condiciones de contorno y operación. El procedimiento es análogo al desarrollado en el apartado anterior para la selección de la geometría de tubo, manteniendo las mismas condiciones ambientales y calculando de forma analítica la temperatura media del fluido y el coeficiente de convección en la superficie interior del tubo.

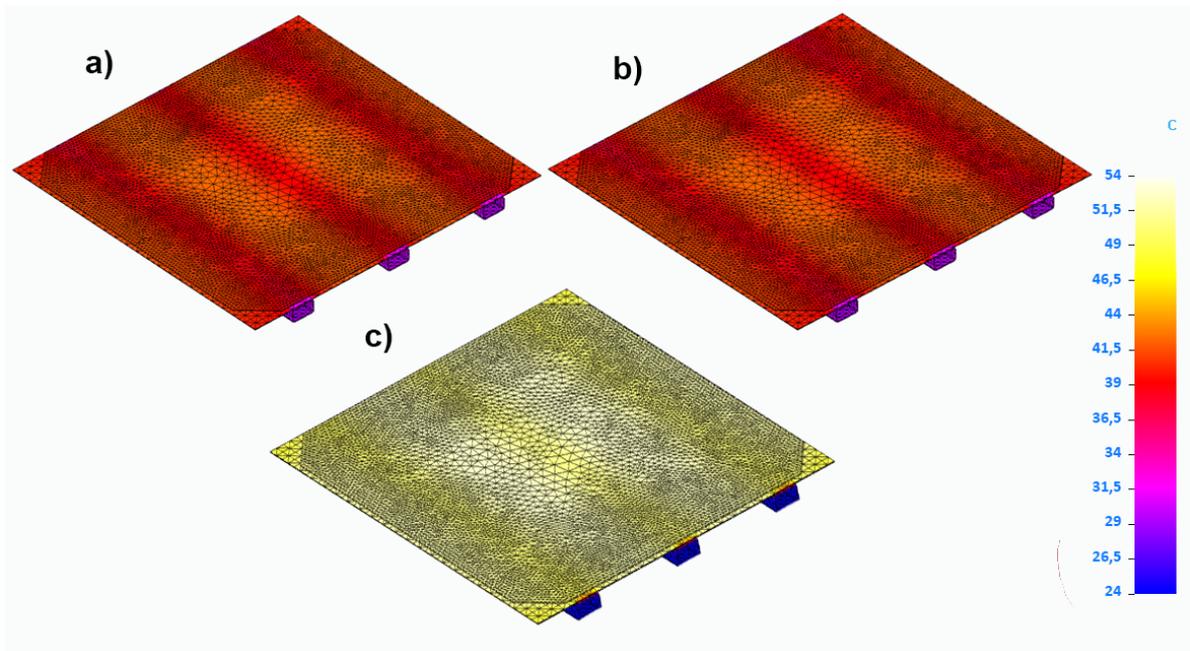


Fig. 4.11. Perfiles de temperatura del modelo con tubos rectangulares de aluminio (a), cobre (b) y PVC (c).

Como se puede observar en la Fig. 4.11, el perfil de temperatura de la célula con tubos de aluminio no es muy diferente al del cobre, a pesar de una diferencia significativa en la conductividad térmica de ambos materiales (205 W/mK el aluminio y 380 W/mK el cobre). Esto se debe a que, en ambos casos, la resistencia térmica a la conducción introducida por ambos materiales es muy reducida. La diferencia de temperatura en la célula entre ambas soluciones resulta ser de apenas 0.3 °C, siendo 39.8 °C y 40.11 °C para las soluciones empleando tubos de cobre y aluminio respectivamente. Para el modelo con tubos de PVC, la temperatura de la célula alcanza un valor promedio de 50.41 °C. La reducida conductividad térmica del PVC (0.16 W/m) resulta ser un factor muy limitante para la capacidad de extracción de calor del sistema, aun empleando conducciones de poco grosor. En la Fig. 4.12 se muestra la eficiencia calculada para el panel solar en función del material seleccionado para los tubos del intercambiador. Se comparan las eficiencias de los tres modelos, junto con la eficiencia estándar del panel en laboratorio (a 25 °C), y la que presentaría en las condiciones reales de ensayo sin la implementación del sistema de enfriamiento.

En función del valor de eficiencia se asigna una nota a cada material, recibiendo el **cobre** un **10** (mayor eficiencia alcanzada) y correspondiendo el 0 con el valor de eficiencia de un panel sin refrigerar. Por lo tanto, el **aluminio** recibe una valoración de **9.84** y el **PVC** de **5.06**.

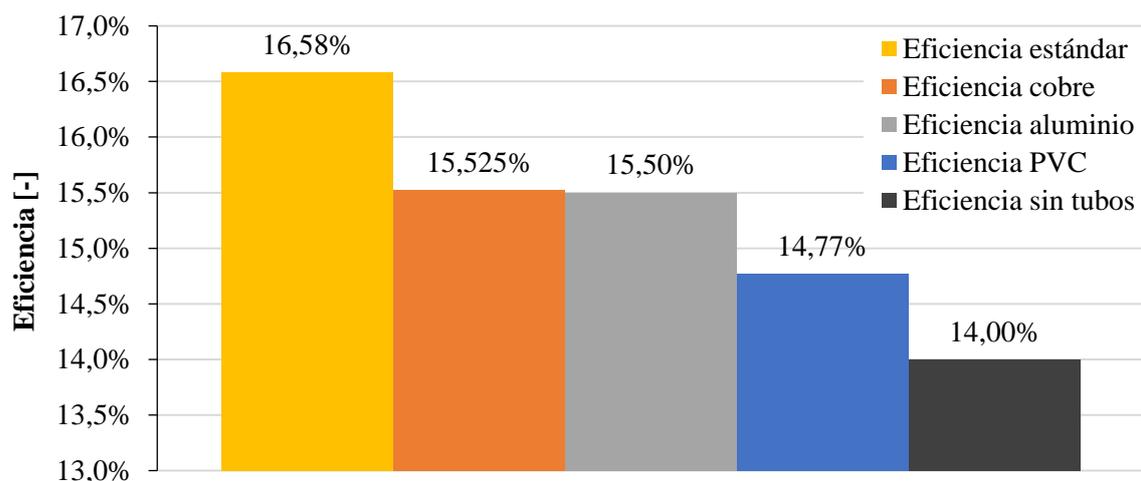


Fig. 4.12. Eficiencia obtenida en función del material de los tubos.

- Impacto sobre el peso del panel solar

Otro factor relevante para el diseño es el incremento de peso del panel solar a consecuencia de la incorporación del intercambiador. Este incremento de peso puede suponer un incremento sobre los requisitos en la estructura portante y el sistema de actuación del seguidor solar. El panel solar empleado para el prototipo (A270P Ultra de Atersa) tiene un peso total de 20 kg. Para simplificar el cálculo, solo se va a considerar el peso de los 9 tubos que conforman el intercambiador (en forma de “U” de 2.8 m de longitud total cada uno) y los tubos colectores que conectan los 9 tubos. No se va a considerar la masa de adhesivos ni material de soldadura, así como tampoco la incorporación de posibles accesorios como llaves de paso, siendo en cualquier caso dichas masas significativamente inferiores al resto del intercambiador. En la Tabla 4.8 se muestra la masa del intercambiador del panel construido en los diferentes materiales, así como del fluido caloportador que circula por su interior.

Tabla 4.8. Peso de los materiales que componen el panel para una sección de una célula.

	Densidad [kg/m ³]	Volumen [m ³]	Masa [kg]
<i>Líquido caloportador</i>	1016	$2.88 \cdot 10^{-3}$	2.88
<i>Cobre</i>	8940	$6.87 \cdot 10^{-4}$	6.14
<i>Aluminio 1060</i>	2712		1.86
<i>PVC</i>	1560		1.07

Para obtener una valoración del impacto sobre el peso del panel, se considera una nota de 10 el peso original del panel, y como 0 un sistema que duplique el peso del panel convencional. De esta forma se asigna una nota a cada material tal y como se muestra en la Tabla 4.9.

Tabla 4.9. Valoración en función del impacto en el peso total del panel de cada material constructivo.

Material de los tubos	Peso del panel [kg]	Nota
Cobre	29.02	5.49
Aluminio 1060	24.74	7.63
PVC	23.95	8.03
Sin tubos	20	10

- Durabilidad

El aluminio es uno de los metales con mayor resistencia a la oxidación. Al ser expuesto al ambiente, éste forma una fina capa de alúmina (óxido de aluminio) que lo protege de la degradación prolongada. Sin embargo, a pesar de su bajo grado de oxidación en exteriores y en contacto con agua pura, sí que puede presentar un grado de oxidación moderado en contacto con agua clorada en concentraciones superiores a 2mg/L (Tuthill et al. 1998). La concentración de cloro en el suministro de agua en España se encuentra entre 0.2 y 0.5mg/L. Adicionalmente, aunque la alúmina sirva como protección, un flujo de agua con mucha velocidad y presión, unido a la presencia de cloro en el agua, podría acelerar el desgaste de esta capa protectora, acelerando notoriamente su deterioro. A pesar de estos problemas, las condiciones necesarias para que se produzca un deterioro excesivo de los tubos de aluminio son difíciles de alcanzar, como demuestra el habitual uso de tuberías de aluminio para regadío por aspersión.

En cuanto al cobre, se trata de un material muy resistente a la corrosión (estado de oxidación +2), por lo que apenas sufre deterioro ante una exposición prolongada a la atmósfera o al agua. Pueden observarse pequeños cambios en su color debidos a la formación superficial de carbonato básico (verde) o de óxido cuproso (rojo).

El PVC, al ser un polímero, no presentaría problemas de oxidación. Este, sin embargo, se deteriora relativamente rápido en exteriores debido a la exposición a la

radiación ultravioleta. Este problema se vería reducido al instalarse en la parte posterior del panel solar, que absorbe gran parte de esta radiación y, por lo tanto, actuaría como filtro protector.

Teniendo en cuenta que las tres opciones serían viables para la aplicación que se plantea desde el punto de vista de la durabilidad, se asigna la valoración subjetiva indicada en la Tabla 4.10 para cada uno de los materiales.

Tabla 4.10. Valoración en función de la durabilidad de cada material constructivo.

Cobre	Aluminio	PVC
10	8	7

- Fabricación y montaje

En cuanto a la facilidad de fabricación, la opción ideal es el cobre, puesto que existe una gran variedad de conducciones y accesorios de diferentes formas y tamaños comercialmente disponibles. Además, su ensamblaje mediante soldaduras de estaño es sencillo, y es un material relativamente fácil de deformar para adaptarlo a la forma que se requiera.

El aluminio también resulta fácil de moldear y, aunque no tan amplia como la del cobre, también existe una variada gama de piezas comerciales disponibles. El principal inconveniente del aluminio sería la soldadura, que resultaría algo más complicada al requerir materiales de adición con plata.

Por último, y a pesar de ser el polímero más comercializado y el derivado plástico con mayor versatilidad, resulta complicado encontrar conducciones rectangulares de PVC con dimensiones similares a las necesarias para el intercambiador. Su aplicación suele estar orientada a conducciones de ventilación (de mayor tamaño) y con espesores de pared mayores debido a su menor resistencia estructural. Su uso implicaría el uso de adhesivos para ensamblar el intercambiador de calor, en lugar de soldadura.

Tabla 4.11. Valoración en función de la dificultad de fabricación y montaje.

Cobre	Aluminio	PVC
10	7	6

- Impacto negativo en la temperatura del panel por absorción de radiación en los tubos

Cuando una radiación (en este caso luz solar) incide sobre un objeto, esta puede ser absorbida en el material, reflejada, o atravesarlo. La cantidad de energía que se absorbe, refleja o transmite a través de dicho objeto depende de las propiedades físicas del objeto, sus dimensiones, el acabado superficial, etc. En un panel solar, la mayoría de la energía es absorbida en las células de silicio, y, como se indicaba en la sección 3.3, aproximadamente un 15% es transmitida a través del panel. Al instalar el intercambiador de calor en la parte posterior del panel, parte de la irradiancia que atraviesa el panel, así como de la irradiancia difusa que incida sobre este, será absorbida por el intercambiador, incrementando la temperatura de los tubos y reduciendo la capacidad de enfriamiento del sistema.

Cada material absorbe radiación en diferentes rangos de frecuencia. Por ejemplo, una capa fina de agua es totalmente opaca a la radiación ultravioleta, mientras que a la vez esta dejaría atravesar la mayoría de la luz visible. En el caso de los paneles solares, la mayor parte de la radiación transmitida se encuentra en el rango infrarrojo (por encima de 1200 nm), como se indicaba en la sección 2.2. Interesa, por lo tanto, que el material de los tubos reflecte la radiación infrarroja. Así la radiación, no solo no sería absorbida en el propio material de los tubos, sino que tampoco alcanzaría el agua que circula por el interior de estos, ya que el agua presenta un grado de absorción relativamente alto del espectro infrarrojo.

En la gráfica de la Fig. 4.13 se indica la reflectividad de los tres materiales considerados en función de la frecuencia de la radiación incidente. No se dispone de datos para el PVC (blanco) por encima de 2000 nm. Tanto el aluminio como el cobre presentan valores de reflectividad muy superiores los del PVC en el rango infrarrojo, siendo el cobre ligeramente superior.

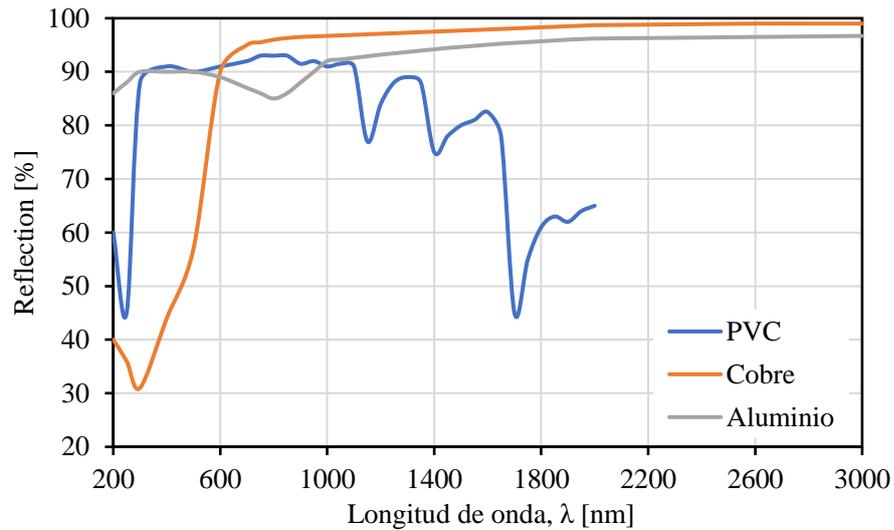


Fig. 4.13. Reflectividad de los materiales considerados en el estudio (Layertec; Masoumi et al. 2012).

Se calcula la nota de cada material como el promedio de su reflectancia en el rango de 1200-2000 nm, y se indican en la Tabla 4.12.

Tabla 4.12. Valoración en función de la reflectancia de los materiales constructivos.

Cobre	Aluminio	PVC
9.79	9.49	7.4

- Coste

Se realiza una búsqueda preliminar de tubos de diversas geometrías, similares a las que se emplean en el diseño, en tiendas minoristas. También se han consultado precios para tubos convencionales de sección circular, debido a la escasa oferta de tubos de sección rectangular en comercios minoristas. Los precios consultados se presentan en la Tabla 4.13.

Tabla 4.13. Comparativa inicial de precios.

	Cobre	Aluminio	PVC
∅12 mm 1m	3.09	2.49	1.25
20x10 mm 1m	No se encuentra vendedor al por menor	3.89	Solo para ventilación.
12x10 mm 1m		2.09	Tamaños excesivos

En base a estos precios, se define una valoración subjetiva para cada material como se indica en la Tabla 4.14.

Tabla 4.14. Valoración de los materiales en función del coste.

Cobre	Aluminio	PVC
5	6	9

- Análisis comparativo

Para valorar los resultados del análisis es necesario ponderar cada uno de los criterios en función de su importancia. Se considera que el criterio más importante debe ser el impacto sobre la eficiencia, seguido por el coste. La dificultad de fabricación y la durabilidad del material se considera que tienen una importancia moderada. Por último, con una importancia menor, se sitúan el peso y la absorción de radiación. La ponderación numérica resultante para cada criterio se muestra en la Tabla 4.15.

Tabla 4.15. Ponderación de las diferentes características.

Eficiencia	Coste	Fabricación	Durabilidad	Peso	Radiación
0.5	0.2	0.1	0.1	0.05	0.05

Aplicando esta ponderación a la valoración de cada uno de los criterios se obtiene una nota general para el uso de cada uno de los materiales, como se muestra en la Tabla 4.16

Tabla 4.16. Resultado del estudio paramétrico para la elección del material de los tubos.

	Cobre	Aluminio	PVC	Peso del criterio
Eficiencia del panel	10	9.84	5.06	0.5
Impacto en el peso del panel	5.49	7.63	8.03	0.05
Durabilidad	10	8	7	0.1
Fabricación y montaje	10	7	6	0.1
Absorción de radiación	9.79	9.49	7.4	0.05
Coste	5	6	9	0.2
Valoración global	8.76	8.48	6.4	

Se define, por tanto, el cobre como material idóneo para la construcción del intercambiador de calor del prototipo. Considerando los resultados del estudio, y debido a la similar valoración del aluminio, esta selección puede verse dictada también por la disponibilidad de materiales con las dimensiones adecuadas en el momento de la fabricación, y la fluctuación del precio de los diferentes componentes. Cabe destacar que, en un posterior desarrollo industrial, el aluminio puede resultar el material más atractivo, ya que es significativamente más liviano y económico que el cobre.

Comparación de configuraciones. Optimización del tamaño y número de los tubos del intercambiador de calor.

Se ha definido que el diseño general del intercambiador es funcional y permite enfriar significativamente el panel solar. Se ha confirmado una clara ventaja al emplear tubos de sección rectangular, y se ha seleccionado el cobre como el material constructivo de dichos tubos. Para completar el diseño del intercambiador, se pretende analizar la influencia de la variación del número de tubos y sus dimensiones sobre la capacidad de enfriamiento del sistema. Adicionalmente, se analizará el

impacto de la variación de caudal de fluido caloportador sobre la temperatura del panel para el diseño seleccionado.

Puesto que los tubos de cobre rectangulares son poco habituales en comercios minoristas, para la fabricación del prototipo se plantea como alternativa el estampado mediante prensa de tubos cilíndricos convencionales dentro de un molde. De esta forma se obtiene la forma rectangular deseada. Por lo tanto, las alternativas consideradas deberán tener el mismo perímetro que los tubos cilíndricos comerciales de los que partan. Se consideran por lo tanto las geometrías que se presentan en la Tabla 4.17.

Tabla 4.17. Tamaños de tubos considerados en el análisis de geometría.

Configuración	Ancho, a [mm]	Alto, b [mm]	Espesor, c [mm]	Diámetro original [mm]
1	11	6	0.8	Ø10
2	13	7	0.8	Ø12
3	17	9	1	Ø15
4	20	11.5	1	Ø18

Para seleccionar la combinación óptima del número de tubos conformando el intercambiador y el tamaño de estos, inicialmente se lleva a cabo un análisis de caudal para cada configuración. Se calcula, aplicando el modelo teórico descrito en el capítulo 3, el caudal necesario para alcanzar una temperatura de 40 °C en el panel solar, considerando las mismas condiciones ambientales de los cálculos anteriores (temperatura ambiente de 30 °C, irradiancia de 1000 W/m² y velocidad de viento de 1 m/s). Los resultados de estos cálculos para cada configuración de tamaño y número de tubos se muestran en la Fig. 4.14.

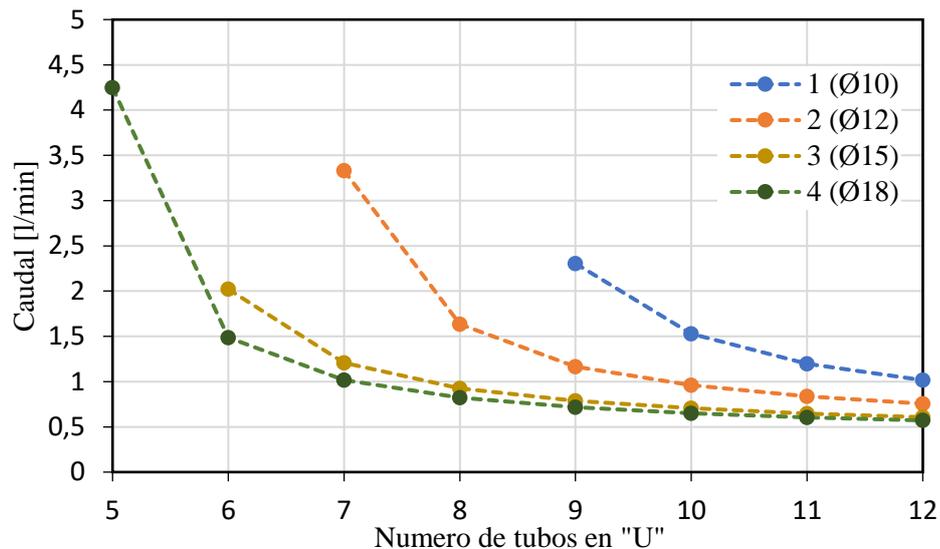


Fig. 4.14. Caudal necesario para enfriar el panel a 40 °C a las condiciones de ensayo en función de la geometría del intercambiador.

Se puede apreciar que la geometría original, empleando los tubos de 13 x 7 mm provenientes de tubos de 12 mm de diámetro, necesita un mínimo de 7 tubos en forma de "U" para poder alcanzar la temperatura de 40 °C a las condiciones del ensayo. Como era de esperar, el uso de tubos de mayor tamaño permite alcanzar dicha temperatura con un número de tubos menor. En base a los resultados obtenidos, se selecciona una configuración para cada tamaño de tubo, tal que esta tenga el menor número de tubos posible que permita enfriar el panel con un caudal de 2 l/min.

Tabla 4.18. Alternativas consideradas de número y tamaño de tubos del intercambiador de calor.

Configuración	N.º de tubos "U"	Ancho, a [mm]	Alto, b [mm]	Espesor, c [mm]	Diámetro original [mm]
1	10	11	6	0.8	Ø10
2	8	13	7	0.8	Ø12
3	6	17	9	1	Ø15
4	6	20	11.5	1	Ø18

Se establecen tres criterios en base a los cuales se lleva a cabo una evaluación paramétrica para definir el diseño de la configuración final del intercambiador de calor, siendo estos el peso, la superficie cubierta del panel y la complejidad constructiva. Se busca obtener una solución que presente un buen acuerdo entre estos criterios, buscándose un peso reducido, la menor área cubierta de la cara posterior

del panel y un proceso de fabricación con una complejidad baja. Los rangos a considerar para la valoración (de 0 a 10) de cada uno de los criterios se definen de la siguiente forma:

- **Peso.** Considerando tanto la masa de los tubos del intercambiador construidos en cobre, como del fluido caloportador de su interior. Se define como configuración óptima aquella que solo suponga un incremento del 25% de la masa total del panel (5 kg) y como límite pésimo una configuración que duplique la masa total (20 kg).
- **Superficie cubierta del panel.** Considerando el grosor de cada tubo más la capa aislante que lo protege del ambiente. Una configuración óptima solo cubrirá un 25% de la superficie posterior del panel (0.407 m^2). En el extremo opuesto se encontraría una configuración que cubriera el 50% de la superficie disponible (0.814 m^2).
- **Complejidad de fabricación.** Directamente proporcional al número de tubos que conforman el intercambiador. Se define como solución óptima aquella que solo requiere la fabricación de 6 tubos en “U”, el mínimo obtenido en las presentes configuraciones. Una configuración que requiriese de 18 tubos o más resultaría técnicamente inviable por su elevado grado de complejidad, definiéndose por tanto este número como el valor pésimo a considerar en el estudio paramétrico.

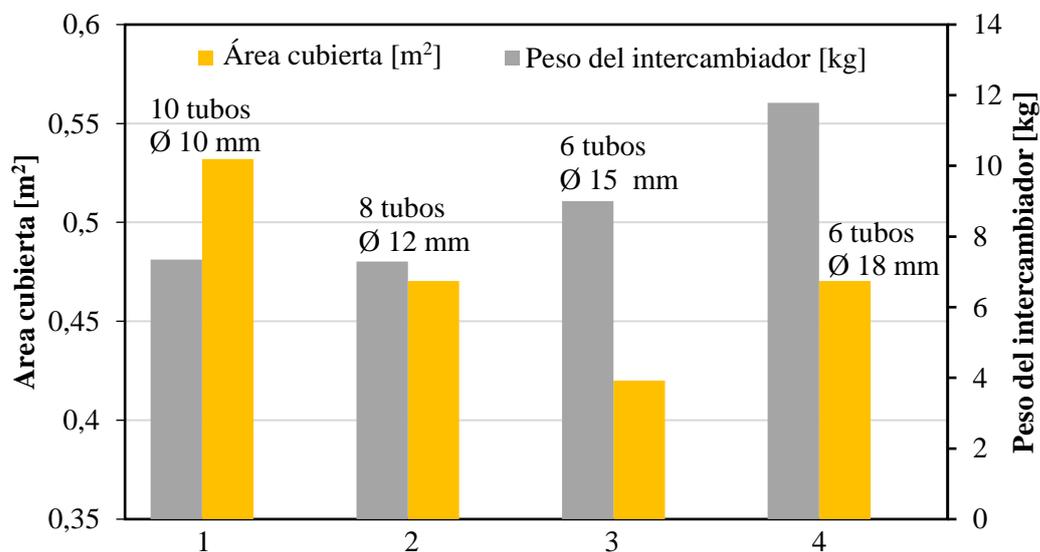


Fig. 4.15. Comparativa de las diferentes configuraciones consideradas del intercambiador de calor.

En la Fig. 4.15 se puede observar como las configuraciones 1 y 2 con tubos más pequeños tienen un peso similar, mientras que las dos alternativas basadas en tubos de 15 y 18 mm incrementan su masa de forma considerable. Por otro lado, los tubos deberán ir recubiertos de una capa de espuma aislante para evitar que incida irradiación difusa sobre estos, calentándolos y reduciendo la eficiencia del sistema. Esta capa de aislante también limitaría la absorción de calor del aire en caso de que la temperatura ambiente sea superior a la de los tubos. Esta capa, que se prevé sea de espuma de poliuretano con un grosor de 4 mm, incrementa considerablemente el área cubierta de la cara posterior del panel, especialmente en las soluciones con un mayor número de tubos. De este modo, el área cubierta por los tubos es mínima en la configuración 3, basada en tubos de 15 mm de diámetro.

En base a estos resultados, se lleva a cabo la valoración de cada configuración posible. Se considera que la complejidad de fabricación es el criterio principal, seguido del peso. Los resultados de este análisis se muestran en la Tabla 4.19.

Tabla 4.19. Resultado del estudio paramétrico para la elección de la configuración final del intercambiador de calor.

	Conf. 1 (Ø10 mm)	Conf. 2 (Ø12 mm)	Conf. 3 (Ø15 mm)	Conf. 4 (Ø18 mm)	Peso del criterio
Peso	8.4	8.5	7.3	5.5	0.35
Área cubierta	7	8.4	9.7	8.4	0.2
Complejidad	6	7.5	10	10	0.45
	7.05	8.03	9	8.11	

Se define como configuración óptima la número 3, correspondiente a un intercambiador con 6 tubos de sección rectangular en forma de “U” y dimensiones exteriores de 17 x 9 mm, basados en tubos de Ø15 mm.

Para esta configuración de intercambiador de calor, y considerando las condiciones definidas en el análisis (Temperatura ambiente = 30 °C, irradiación Global = 1000 W/m², velocidad de viento = 1 m/s y temperatura de entrada al intercambiador = 20 °C), se obtiene una reducción de temperatura estimada de 21.25 °C (desde 61.25 °C hasta 40 °C). Este resultado se traduciría en un incremento de la potencia generada del 9.25%. El flujo de líquido caloportador para obtener este

incremento de eficiencia a las condiciones de diseño sería de 2 l/min (1.22 l/min· m²) y la temperatura de salida del intercambiador de calor de 28.5 °C.

4.2.3. Diseño del intercambiador de calor subterráneo

A continuación, se ha diseñado el intercambiador de calor con el subsuelo. También se ha determinado el impacto en la capacidad de disipación térmica de diferentes longitudes, tipos de hormigón (o ausencia de este) y tipos de terreno. Para ello, se desarrollan una serie de simulaciones en régimen transitorio del sistema empleando el software ANSYS Fluent. El modelo geométrico empleado para estas simulaciones se puede observar en la Fig. 4.16.

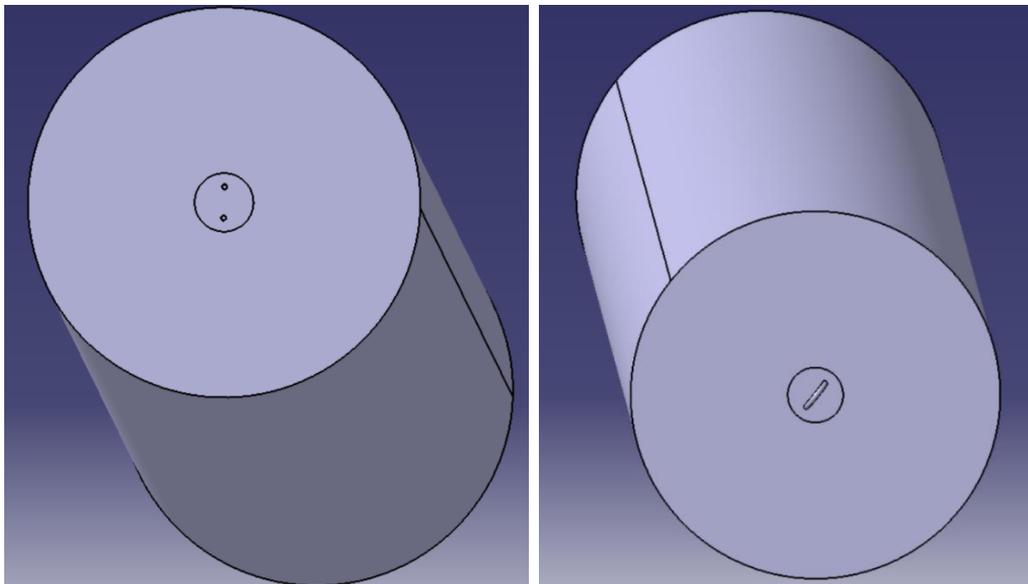


Fig. 4.16. Vista superior (izq.) e inferior (dcha.) del modelo 3D.

Dicho modelo de cálculo consiste en un pilote de hormigón de 10 metros de longitud y 0.15 metros de diámetro. En su interior se encuentra un tubo de cobre de 15 mm de diámetro y forma de U, que recorre toda la longitud del pilote. También se incluye en el modelo una sección de terreno de 1 metro de diámetro que rodea el pilote, a modo de área de influencia hacia la que se disipa el calor. Las paredes exteriores del sistema se definen como adiabáticas.

El modelo presenta una elevada complejidad de cálculo, dado que sus elementos tienen dimensiones muy diferentes. Esto resulta en dificultades en el mallado y potenciales errores numéricos en el cálculo. Además, el modelo está compuesto por sólidos y fluidos. Estos factores implican la necesidad de definir un mallado adecuado

al modelo, así como la definición manual de las interfaces entre los diferentes cuerpos que lo componen. En la Tabla 4.20 se describen las restricciones máximas impuestas a la malla del modelo.

Tabla 4.20. Restricciones del tamaño de los elementos aplicadas al mallado del modelo.

Restricción	Elemento	Dimensión
Tamaño máx. de elemento	Fluido	0.002 m
Tamaño máx. de elemento	Tubo	0.001 m
Tamaño máx. de elemento	Hormigón	0.008 m
Tamaño de elemento superficial	Interfaz Fluido-Tubo	0.001 m
Tamaño de elemento superficial	Interfaz Hormigón-Tubo	0.001 m
Tamaño de elemento superficial	Interfaz Terreno-Hormigón	0.008 m

El mallado que resulta de la incorporación de estas condiciones se muestra en la Fig. 4.17.

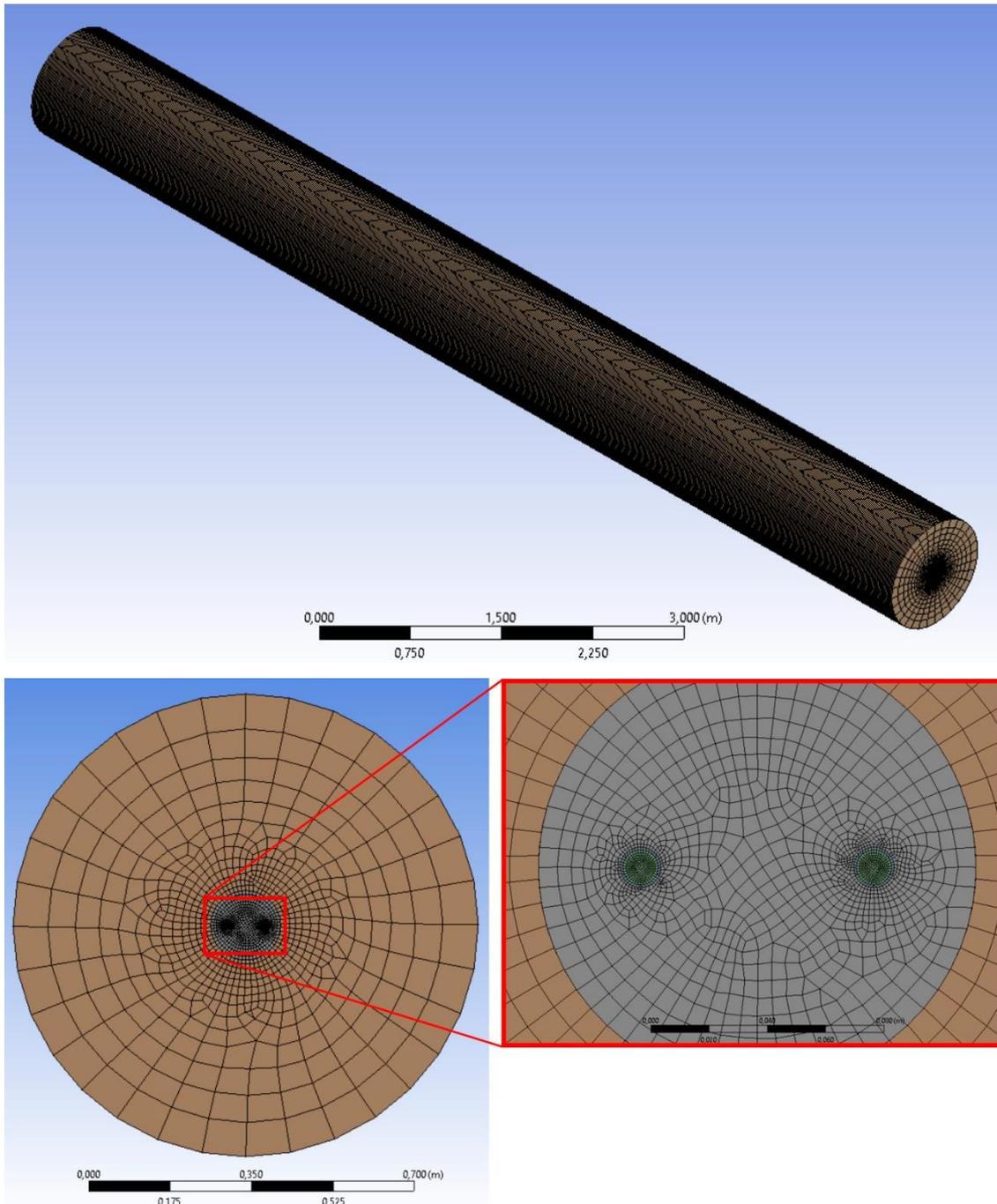


Fig. 4.17. Mallado del modelo 3D del pilote.

La capacidad de disipación térmica del intercambiador de calor del subsuelo depende de una serie de parámetros. Algunos, como la temperatura del terreno, quedan fijados por las condiciones ambientales de la región. Sin embargo, hay una serie de parámetros sobre los que se tiene cierto control y que pueden tener un impacto significativo en la capacidad de disipación térmica del sistema. El tipo de hormigón empleado (o la ausencia de este para soluciones que no lo requieran desde un punto

de vista estructural y con un nivel freático a poca profundidad), la profundidad del pilote, o el caudal del refrigerante, son parámetros sobre los que se puede actuar con relativa facilidad para optimizar el diseño. Para el diseño del intercambiador de calor subterráneo del presente prototipo se van a considerar los parámetros que se presentan en el diagrama de la Fig. 4.18.

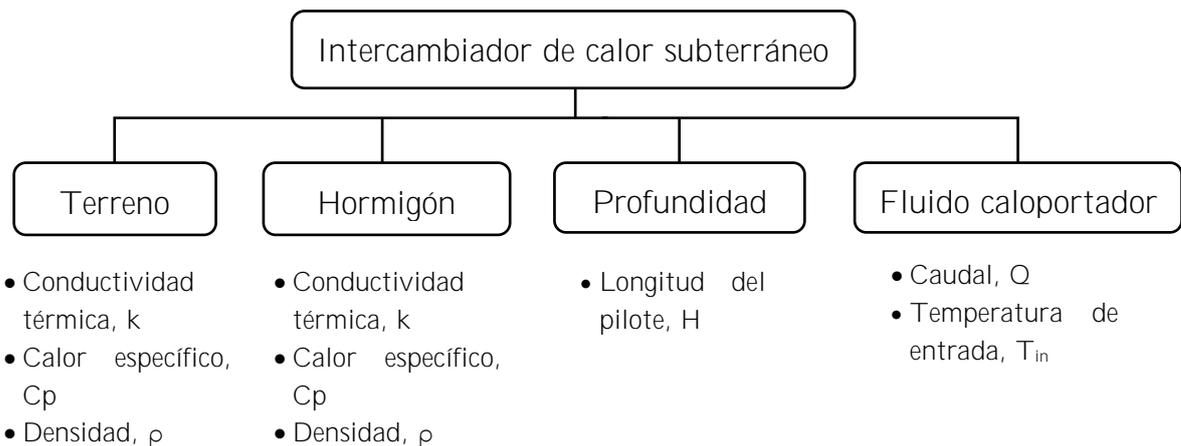


Fig. 4.18. Diagrama de parámetros variables en el diseño de un pilote geotérmico.

• **Propiedades térmicas del terreno.** La localización del intercambiador subterráneo en un terreno con un calor específico mayor permitirá almacenar el calor con un menor aumento de temperatura, favoreciendo el funcionamiento del pilote, especialmente durante una operación prolongada. Aunque pueda parecer evidente que las propiedades del terreno vienen determinadas por la localización de la instalación fotovoltaica, la composición del terreno puede variar considerablemente en distancias muy cortas, como se muestra en la sección 2.7.1. Se recomienda, por lo tanto, para el desarrollo de este tipo de sistemas, un estudio geotécnico inicial del terreno. Adicionalmente, la composición del subsuelo podría ser un factor adicional a considerar a la hora de proyectar la construcción de futuras instalaciones fotovoltaicas con esta tecnología.

• **Propiedades térmicas del hormigón empleado para rellenar el pozo.** Una conductividad térmica superior debería permitir disipar más calor hacia el terreno, favoreciendo la eficiencia del sistema. Existen tipos de hormigón especiales con una conductividad térmica superior. Analizar la ventaja obtenida al invertir en un hormigón de alta conductividad térmica resulta necesario.

- **Profundidad del pozo de inspección.** Una longitud de perforación mayor implica una mayor superficie de intercambio térmico con el terreno, aunque se incrementa el coste de la perforación. Adicionalmente, puede verse limitada por el diámetro de la broca de perforación y por la composición del subsuelo. Se ha de estudiar la ventaja de eficiencia al aumentar la profundidad del pilote.

- **Caudal de fluido circulado a través del pilote.** En el apartado 4.2.2 de diseño del intercambiador de calor del panel, se ha definido un caudal de funcionamiento nominal para el sistema. Sin embargo, este se calcula para una temperatura de entrada del fluido caloportador al intercambiador del panel de 20 °C (5 °C superior a la temperatura estimada del terreno). A medida que el subsuelo vaya absorbiendo calor, se suele producir en los sistemas de intercambio de calor geotérmicos un fenómeno de agotamiento, que reduce con el tiempo la capacidad de intercambiar calor con el subsuelo. Obtener una visión de la capacidad de disipación térmica del intercambiador de calor subterráneo para otras condiciones de operación resulta interesante.

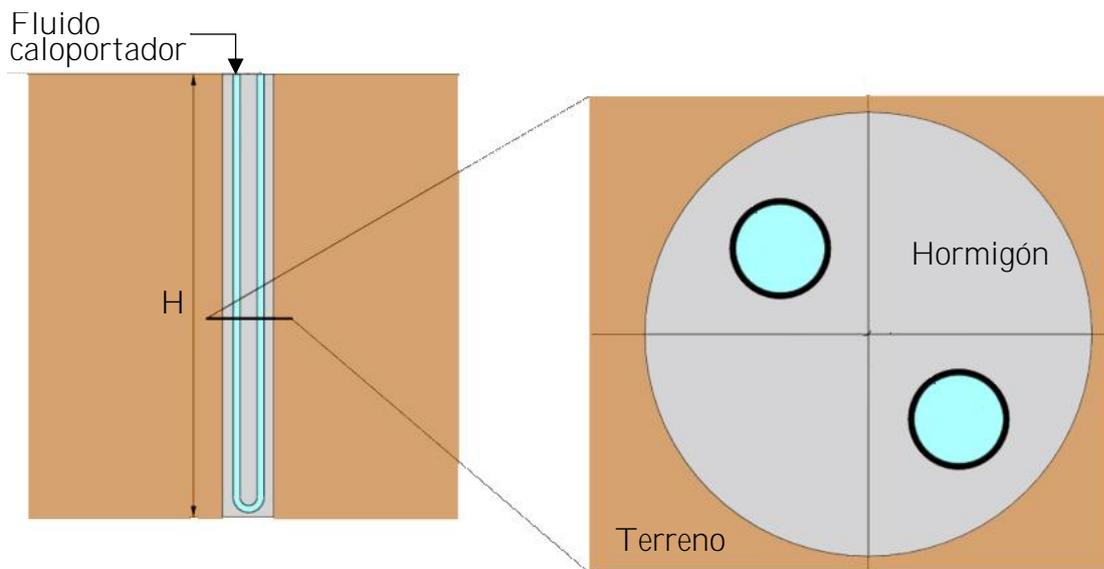


Fig. 4.19. Esquema del modelo de intercambiador subterráneo (pilote geotérmico) a simular con los elementos variables a considerar.

Se define un modelo de referencia, sobre el cual se modificarán los parámetros de los elementos que se muestran en la Fig. 4.19. Para este se emplea un hormigón común con propiedades térmicas medias, un terreno con las características esperadas en la ubicación del prototipo (de acuerdo con lo analizado en la sección 2.7.1), un flujo de líquido caloportador con el caudal y temperaturas determinados en el cálculo

analítico del intercambiador de calor y una profundidad de 10 metros. Cada uno de los parámetros se variarán de forma independiente en las sucesivas simulaciones, manteniendo el resto de los elementos del modelo de referencia, permitiendo así analizar su influencia en el funcionamiento del intercambiador subterráneo. Los valores de cada uno de los parámetros del modelo de referencia serán, por tanto:

- Terreno: Terreno arcilloso saturado
 - Calor específico, $C_p = 2000 \text{ J/kgK}$
 - Cond. térmica, $k = 1.7 \text{ W/mK}$
 - Densidad, $\rho = 1700 \text{ kg/m}^3$
- Hormigón: Normal
 - Calor específico, $C_p = 900 \text{ J/kgK}$
 - Cond. térmica, $k = 1.75 \text{ W/mK}$
 - Densidad, $\rho = 2500 \text{ kg/m}^3$
- Profundidad
 - $H = 10 \text{ m}$
- Flujo de líquido caloportador
 - Caudal, $Q = 1.22 \text{ l/min}$
 - Temperatura de entrada, $T_{in} = 28.5 \text{ }^\circ\text{C}$

Impacto de la composición del subsuelo

Se lleva a cabo la simulación del modelo base y se plantean otras dos simulaciones con tipos de terreno diferentes: una empleando grava seca, y otra con arena saturada de agua. Las propiedades térmicas de los diferentes tipos de terreno considerados se presentan en la Tabla 4.21.

Tabla 4.21. Propiedades térmicas de los diferentes tipos de suelo ensayados.

	Material	Conductividad térmica, $k \text{ [W/mK]}$	Calor específico, $C_p \text{ [J/kgK]}$	Densidad, $\rho \text{ [kg/m}^3\text{]}$
Ensayo 1 (Estándar)	Terreno arcilloso saturado	1.7	2000	1700
Ensayo 2	Terreno arenoso saturado	2.4	1422	2039
Ensayo 3	Grava seca	0.4	1053	1520

En la Fig. 4.20 se muestra el valor de la temperatura del fluido caloportador a la salida del intercambiador de calor a lo largo del tiempo. Se trata del valor más significativo, puesto que permite calcular la cantidad de calor disipado en el pilote y, por lo tanto, la viabilidad de la solución.

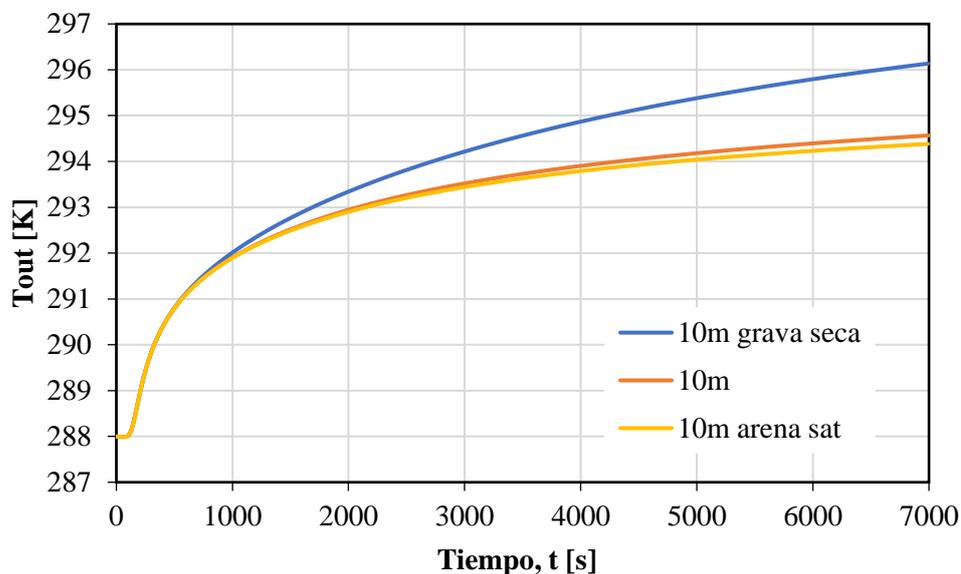


Fig. 4.20. Resultados de las simulaciones variando el tipo de terreno.

Se puede apreciar el claro impacto resultante de la instalación de un pilote geotérmico en una ubicación con un terreno inadecuado. Para el modelo simulado, la temperatura del fluido caloportador a la salida del pilote en el caso de estar instalado en grava seca, es 1.5 °C superior a la de uno situado en terreno arcilloso saturado de agua, como el que se espera encontrar en la localización de instalación del prototipo, tras solo 2 horas de operación. Además, la tendencia de las curvas permite decir que esta diferencia se podría incrementar en intervalos de mayor duración.

En cambio, se aprecia una ligera ventaja del terreno con arena saturada de agua. A pesar de que el calor específico de la arcilla es un 40% superior, la mayor difusividad térmica de la arena permite evacuar el calor del pilote de manera más eficaz, resultando en una ventaja a largo plazo.

Impacto del tipo de hormigón empleado

La construcción de un intercambiador de calor subterráneo dentro de un pozo de inspección vertical requiere, en la mayoría de los casos, del vertido de hormigón para dar soporte estructural a los propios tubos del intercambiador de calor, y actuar como interfaz térmica entre los tubos y el terreno. El uso de un tipo u otro de

hormigón puede tener un importante impacto en la eficiencia del sistema. Se pretende analizar dicha influencia para valorar la inversión en un hormigón con mejores propiedades térmicas. El hormigón empleado en el ensayo estándar presenta las propiedades habituales del hormigón estructural, de acuerdo con los valores presentados por los estudios analizados en la sección 2.7.3. Se selecciona, además, un hormigón con conductividad térmica mejorada de la gama Powercrete (Cruz Ramos et al. 2018). También se considera un hormigón de menor conductividad. Se opta por considerar un tercer hormigón similar al estándar, pero con una conductividad térmica un 30% menor, considerando un posible vertido deficiente, la aparición de burbujas de aire o una mezcla de peor calidad. Las propiedades térmicas de estos tres tipos de hormigón se presentan en la Tabla 4.22.

Tabla 4.22. Propiedades térmicas de los diferentes tipos de hormigón ensayados.

	Material	Conductividad térmica, k [W/mK]	Calor específico Cp [J/kgK]	Densidad ρ [kg/m ³]
Ensayo 1 (Estándar)	Hormigón normal	1.75	900	2500
Ensayo 2	Hormigón de alta conductividad (POWERCRETE)	3.44	900	2250
Ensayo 3	Hormigón de baja conductividad	1.2	900	2500

Igual que en el análisis del tipo de terreno, se conduce una simulación transitoria para cada uno de los tres modelos, durante un total un total de 7000 s. En la Fig. 4.21 se muestra la temperatura del fluido a la salida del intercambiador subterráneo para cada configuración.

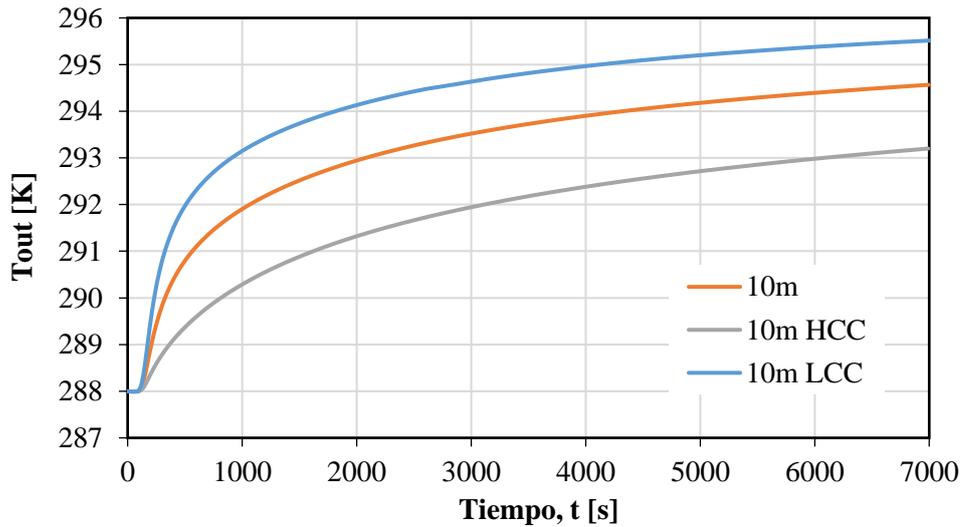


Fig. 4.21. Resultados de las simulaciones variando el tipo de hormigón.

A diferencia del tipo de terreno, la diferencia entre hormigones principalmente corresponde a un cambio en su conductividad térmica, por lo que el impacto sobre la capacidad de disipación térmica resulta más inmediato. La diferencia en la temperatura de salida se aprecia desde el inicio, y se mantiene constante con el paso del tiempo.

Impacto de la profundidad del pilote

Aumentar las dimensiones del pilote resulta en un incremento importante de la complejidad del modelo de cálculo y la duración de las simulaciones aumenta de forma exponencial. Se opta, por tanto, por simular una geometría alternativa con el doble de longitud de la original.

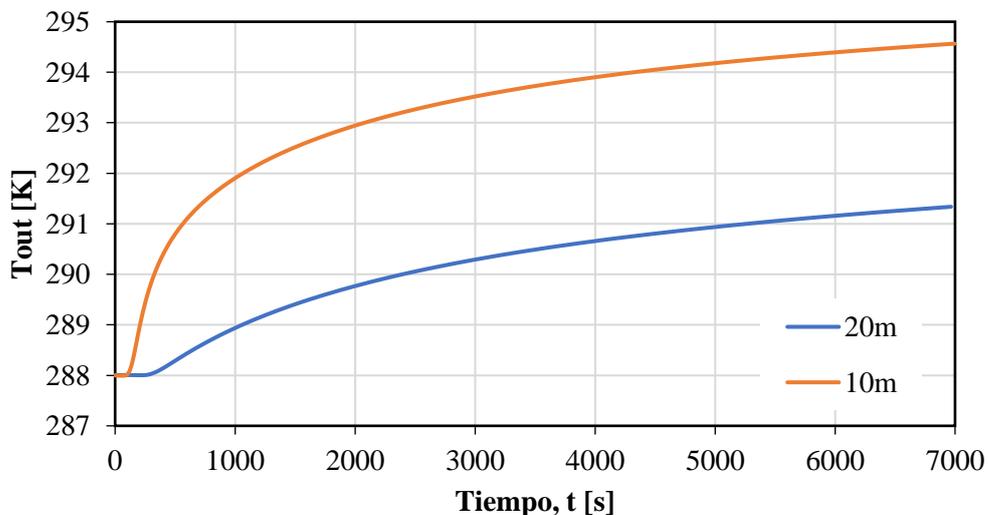


Fig. 4.22. Resultado de la simulación variando la longitud del pilote.

La longitud del pilote, como se puede apreciar, es la variable con mayor impacto sobre la capacidad de disipación térmica del intercambiador. Se obtiene una temperatura de salida de 291.3 K transcurridos los 7000 s de funcionamiento. Esto supone un aumento de la disipación térmica de hasta un 45% transcurridas dos horas de ensayo. Este incremento de longitud permite obtener una temperatura de salida del intercambiador subterráneo inferior a los 20 °C (293.15 K) que se definían en el ensayo como entrada del intercambiador de calor del panel, garantizando así una capacidad de disipación térmica suficiente.

Sistemas inundados por debajo del nivel freático

Como ya se indicaba anteriormente, el hormigón cumple una función tanto estructural como de interfaz térmica en el intercambiador de calor. Sin embargo, existe una alternativa que podría resultar viable para intercambiadores de calor de pequeño tamaño instalados en zonas con un nivel freático a poca profundidad. Esta alternativa consiste en permitir que el pilote se inunde de forma natural con agua hasta el nivel freático, que actuaría como interfaz térmica entre los tubos y el terreno. Si bien el agua tiene una conductividad térmica inferior a la de un hormigón convencional, como se puede apreciar en la Tabla 4.23, su calor específico es mayor. Adicionalmente, la formación de corrientes convectivas podría acelerar la disipación de calor del sistema. De esta forma, la instalación se parecería más a un pozo que a un pilote, pero la función sería la misma.

Tabla 4.23. Propiedades térmicas del agua comparadas con las del hormigón.

	Material	Conductividad térmica, k [W/mK]	Calor específico Cp [J/kgK]	Densidad ρ [kg/m ³]
Ensayo 1 (Estándar)	Hormigón normal	1.75	900	2500
Ensayo 2	Hormigón de alta conductividad (POWERCRETE)	3.44	900	2250
Ensayo 3	Agua	0.6	4180	1000

Se lleva a cabo la simulación del modelo adicional sustituyendo el hormigón por agua para un intercambiador de calor de 20 m de longitud, puesto que se ha definido

en el apartado anterior como dimensión necesaria para una disipación de calor suficiente para el sistema. Hay que hacer hincapié en que, en el caso del modelo incorporando el agua en lugar del hormigón, este se define como un fluido y no como un sólido. La simulación se realiza considerando la acción de la gravedad, provocando así una simulación realista que considere los flujos convectivos que se originarían en el pozo de inspección en el que se ubicaría el intercambiador de calor. Los resultados de esta simulación, junto a los modelos de pilotes empleando los dos tipos de hormigón indicados en la Tabla 4.23 (también de 20 m de longitud), se presentan en la Fig. 4.23.

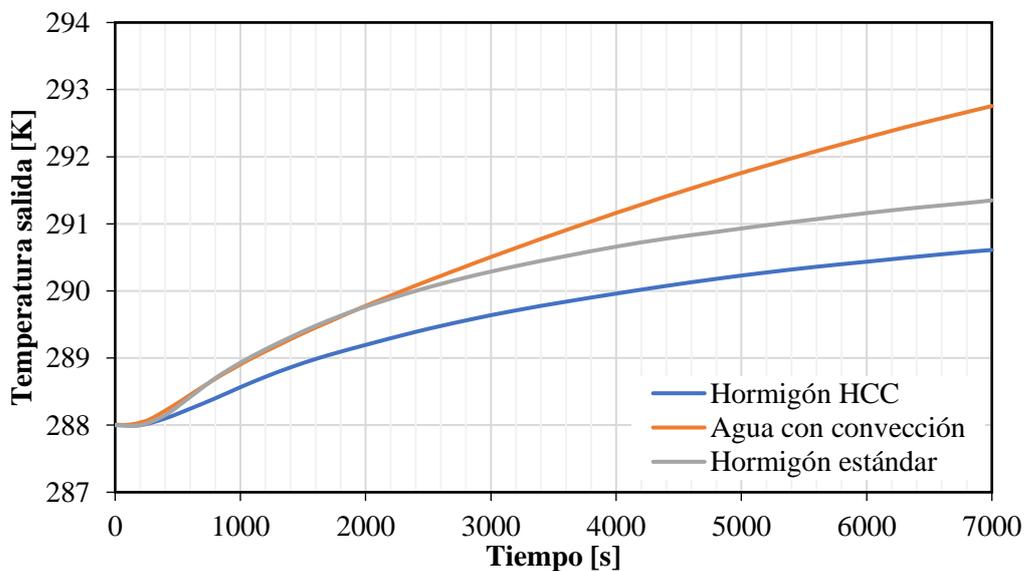


Fig. 4.23. Resultado de la simulación sustituyendo el hormigón por agua.

Se observa en los resultados que el funcionamiento de una solución incorporando agua en lugar de hormigón obtiene unos resultados comparables a los del hormigón estructural durante la primera hora de operación. Sin embargo, la menor conductividad térmica del agua acaba resultando en una peor disipación hacia el terreno para ensayos prolongados. Cabe destacar que, aun teniendo en cuenta su menor eficiencia, la temperatura a la salida sigue siendo inferior a los 20 °C. Adicionalmente, la incorporación de perforaciones en diferentes puntos de la camisa metálica que asegura el pozo de inspección, podría permitir un cierto grado de renovación del agua, ayudando a mantener una temperatura inferior y mejorando su rendimiento. Sin embargo, la simulación de este fenómeno se escapa al alcance de este estudio.

Conclusiones del diseño del pilote

En la Tabla 4.24 se muestran agrupados los resultados de los modelos simulados a lo largo de este análisis, indicando la temperatura de entrada al intercambiador de calor subterráneo (T_{in}), el caudal (Q) y la temperatura de salida de este, transcurridos 3000 y 7000 s. También se presenta la potencia disipada por el sistema en cada caso.

Tabla 4.24. Resumen de resultados de todos los modelos simulados.

	T_{in} [K]	Q [l/min]	Temp. salida [K]		Potencia disipada [W]	
			t=3000 [s]	t=7000 [s]	t=3000 [s]	t=7000 [s]
10 m	301.65	1.22	293.5	294.6	691	602
10 m HCC			291.95	293.2	825	718
10 m LCC			294.6	295.5	598	522
10 m arena			293.4	294.4	698	618
10 m grava			294.2	296.15	632	468
20 m			290.3	291.35	966	876
20 m HCC			289.65	290.6	1021	938
20 m agua			290.5	292.75	948	756

A la vista de los resultados obtenidos, se define como primera opción la construcción de un intercambiador de calor dentro de una perforación de 20 m de profundidad afianzada con una camisa perforada e inundada por agua de forma natural. Si bien la solución que emplea hormigón obtiene unos resultados mejores, su vertido supone un importante coste adicional. Adicionalmente, y al tratarse de una perforación menor para un intercambiador de pequeño tamaño, no es necesario su vertido desde un punto de vista estructural, ya que los tubos del intercambiador podrían apoyarse en el fondo de la perforación y fijarse en posición con la ayuda de una serie de guías. Finalmente, el vertido de hormigón en una perforación de tan pequeño diámetro podría resultar complicado. La dificultad para realizar un vibrado del vertido podría derivar en la aparición de burbujas de aire en la estructura del hormigón que disminuyesen su capacidad de disipación térmica. Teniendo esto en cuenta, y valorando la presencia de un nivel freático a poca profundidad en la ubicación del prototipo, como se indicaba en la sección 2.7.1, se opta por la alternativa

de la perforación inundada. Adicionalmente, se podría esperar que esta solución dé unos resultados aun mejores que los obtenidos en la simulación al permitirse un cierto grado de renovación del agua que rodea el intercambiador de calor subterráneo.

4.2.4. Dimensionamiento del sistema de bombeo

Completado el diseño de ambos intercambiadores de calor, se procede al dimensionamiento del sistema de bombeo que permitirá recircular el fluido caloportador desde el intercambiador de calor del panel solar hacia el intercambiador del subsuelo, y finalmente de vuelta al panel. Para ello, se han de considerar las pérdidas de presión (primarias y secundarias) a lo largo de todo el sistema. Se lleva a cabo el cálculo de acuerdo con el procedimiento descrito en la sección 3.3.5, estimando la longitud de las conducciones que conectarán los diferentes elementos del sistema, y considerando los principales elementos localizados causantes de un incremento en la caída de presión. Cabe resaltar que las conducciones y elementos localizados que se indican en la sección 3.3.5 son los correspondientes a la instalación final, cuyas dimensiones y características finales eran desconocidas en la fase de diseño del sistema. Por lo tanto, aquí se plantea el dimensionamiento de la bomba en base a una estimación previa similar, en la que se basa el diseño final de la instalación.

Si bien las longitudes de las conducciones eran similares (pérdidas de presión primarias), el diámetro de algunas de estas conducciones tuvo que ser modificado por limitaciones en el suministro de materiales al fabricar el prototipo final. Además, en lo referido a las pérdidas secundarias o localizadas, se desconocía el número de elementos accesorios que serían necesarios en la instalación (válvulas, codos, conexiones, etc.). De esta forma, únicamente se consideran para el cálculo de diseño las pérdidas de presión principales en las conducciones de diseño y las pérdidas de presión localizadas ocasionadas por el caudalímetro. Asimismo, se aplica un sobredimensionamiento de un 20% de las pérdidas de cargas obtenidas, con el objetivo de compensar la incertidumbre relativa a la incorporación de dichos elementos locales adicionales. Aplicando las ecuaciones para el cálculo del circuito hidráulico, descritas en la sección 3.3.5, se obtiene la curva de pérdida de presión en el sistema que se muestra en la Fig. 4.24. En la misma figura también se representan la curva equivalente a la configuración final empleada en el prototipo (correspondiente a los

elementos descritos en las Tabla 3.3 y Tabla 3.4) y la curva característica de la bomba seleccionada (Flojet DC15/5 12V) a máxima potencia.

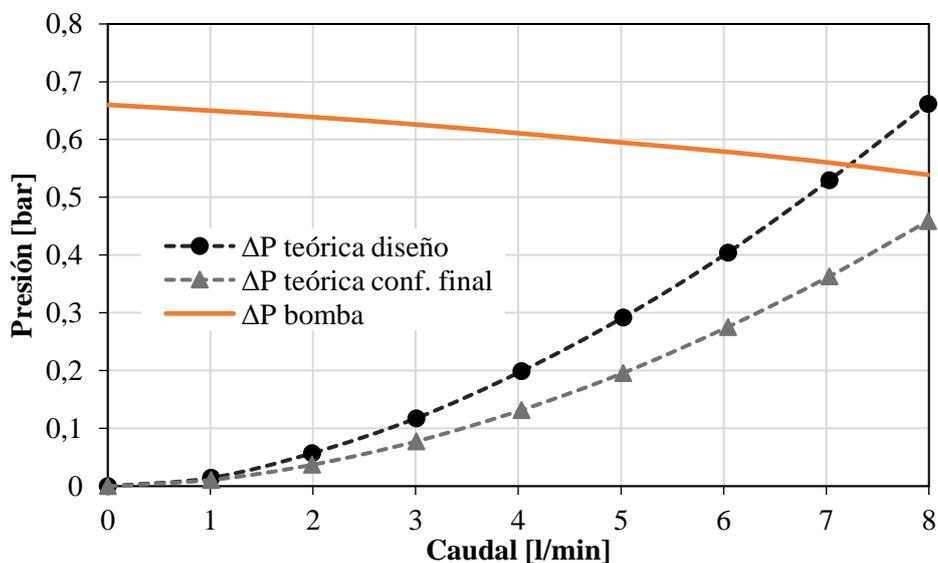


Fig. 4.24. Curvas de pérdida de presión en el sistema para las configuraciones de diseño y del prototipo final junto a la curva característica de la bomba a máxima potencia.

La selección de la bomba se realiza buscando un modelo que permita cubrir un rango de caudal amplio hasta 3 veces superior al caudal de diseño de 2 l/min (1.22 l/min·m²). Este criterio se ve motivado principalmente por dos motivos:

- **Se desconoce el caudal óptimo de operación del sistema**, cuyo valor dependerá de la eficiencia de la bomba a diferentes caudales y de las condiciones ambientales. Si bien el diseño se ha realizado para un caudal de 2 l/min, que a las condiciones de diseño (irradiancia de 1000 W/m², temperatura ambiente de 30 °C y velocidad de viento de 1 m/s) se espera que resulte en una temperatura de los paneles de 40 °C, este punto de operación podría no resultar en el máximo incremento de la eficiencia neta del sistema.
- **El cálculo presenta un cierto grado de incertidumbre**, puesto que al realizar el diseño se desconocen con exactitud los elementos que se van a emplear en la construcción final del circuito hidráulico. Un valor de pérdida de carga en el circuito superior a lo esperado podría resultar en un caudal demasiado bajo para operar el sistema de forma adecuada.

Debido a estos factores se opta por llevar a cabo el sobredimensionamiento indicado, seleccionándose la bomba “Flojet DC 15/5 12V” que se muestra en la Fig.

4.25. Se puede apreciar en las curvas de la Fig. 4.24 que, a máxima potencia de bombeo, la bomba debería permitir circular un máximo de 7.2 l/min.



Fig. 4.25. Bomba seleccionada para el prototipo, modelo Flojet DC 15/5 12V.

4.3. Diseño del sistema eléctrico de adquisición y actuación

4.3.1. Conexión de los paneles solares. Descripción general.

Los paneles solares se instalan sobre una estructura de soporte con seguidor solar, cuyo diseño se describe en la sección 4.4. Se trata del modelo A-270P del fabricante Atersa, con una potencia nominal de 270 W_{RMS} y dimensiones 1645x990 mm cada uno. Presentan una corriente de cortocircuito de 9.07 A y una tensión máxima en circuito abierto de 38.30 V. Se trata de un modelo de panel solar de silicio policristalino con una eficiencia nominal del 16.56% y un coeficiente de pérdida de potencia por temperatura de $-0.43\%/^{\circ}C$. Uno de los dos paneles incorpora el intercambiador de calor diseñado en la sección 4.2.2 adherido en su cara trasera y el otro se instala sin sufrir ninguna modificación para servir de referencia.

Circuito principal de operación.

Para poder realizar una comparación adecuada de la energía generada por ambos paneles solares, estos se conectan de forma independiente a dos circuitos idénticos en una instalación aislada de la red eléctrica (“off-grid”). Cada uno de estos circuitos en

líneas generales tienen una forma tal y como la que se presenta en el diagrama de la Fig. 4.26 y están compuestos por los siguientes elementos:

- **Regulador de carga MPPT.** Este sistema, que funciona como un convertidor de corriente continua a corriente continua, se encarga de mantener los paneles funcionando en su punto de máxima potencia fijando la tensión equivalente.
- **Batería 12V.** Conectada al regulador de carga, sirve para almacenar la energía generada durante la operación de los paneles solares y alimentar los reguladores de carga. A estas baterías de 12 V irán conectados todos los sistemas auxiliares (bombeo, actuación del seguidor...) así como los sensores empleados en el sistema.
- **Carga DC.** Necesaria para disipar la energía generada por los paneles y evitar que las baterías completen su carga. La carga debe ser regulable y capaz de disipar hasta 300 W, por encima de los $270 \text{ W}_{\text{RMS}}$ de los paneles. Se plantea la instalación de 6 bombillas halógenas DC de 50 W cada una por cada panel, pudiendo desconectarse de manera individual para regular la carga.

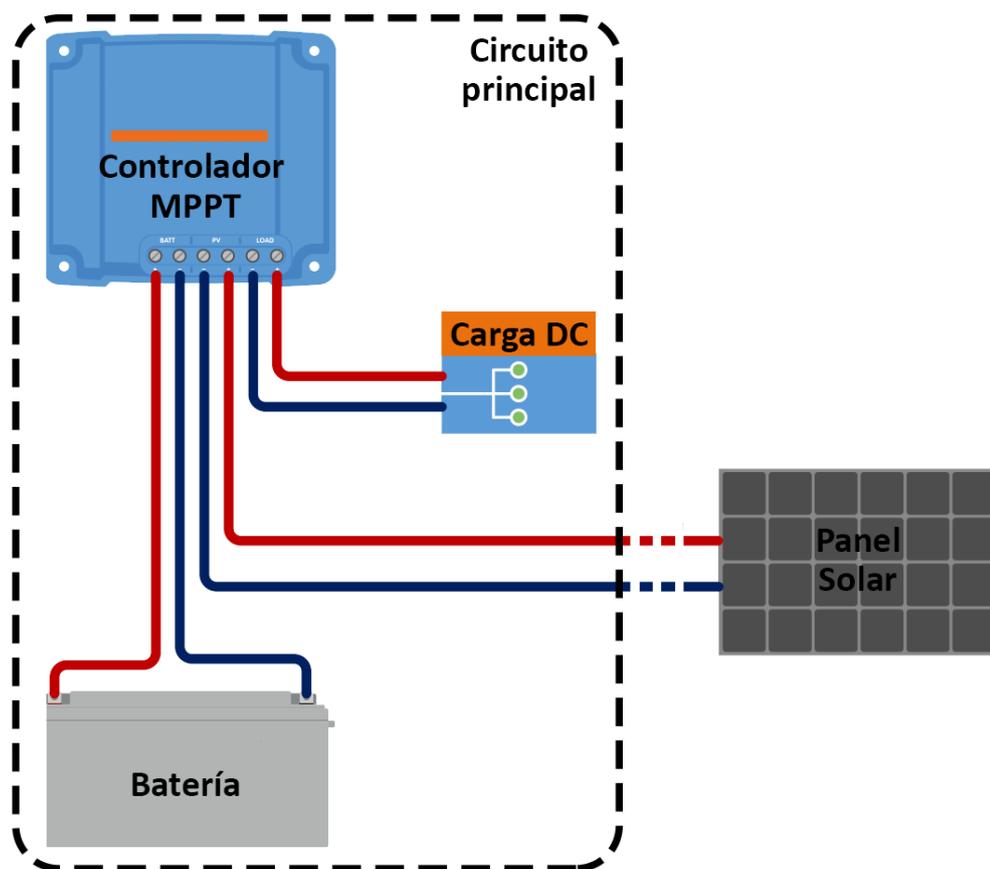


Fig. 4.26. Diagrama de conexión del circuito principal de los paneles solares.

Cada una de las líneas que conectan los elementos está dispuesta de interruptores automáticos magnetotérmicos de 16 A para la protección frente a sobrecargas, y para poder desconectar de forma independiente los elementos del sistema en caso de que fuera necesario.

Circuito secundario de calibración.

El circuito principal que se ha descrito se instala en paralelo con un circuito secundario que permite obtener las curvas de potencia I-V de los paneles solares, necesarias para su calibración. Un conmutador de levas permite seleccionar la conexión de uno u otro circuito, ya que su operación se realiza de forma independiente, tal y como se muestra en la Fig. 4.27.

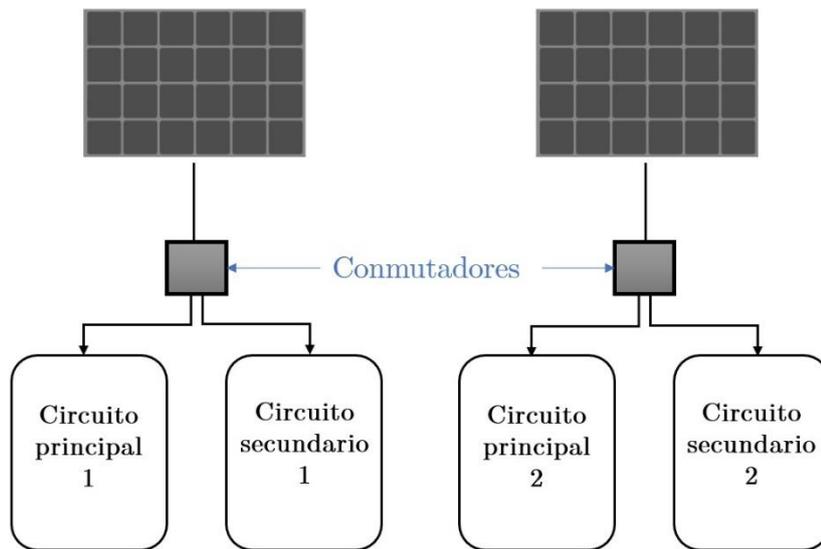


Fig. 4.27. Diagrama general de conexión.

Dicho circuito secundario, que se muestra en la Fig. 4.28, conecta en serie un condensador con cada panel solar. Al conectarse, este condensador se llena progresivamente, comportándose como una resistencia variable que permite hacer un barrido desde una situación de corto circuito hasta una de circuito abierto. De esta forma se logran obtener las curvas I-V de cada panel, a unas condiciones de irradiancia y temperatura determinadas, para su posterior comparación y calibración. Este circuito secundario incorpora a su vez otro conmutador que permite conectar el condensador con el panel solar para su carga o con una resistencia para descarga. Para poder adquirir los valores de voltaje e intensidad durante el proceso de carga del condensador con un número de muestras suficiente, es necesario dimensionar el condensador para que el proceso de carga no sea excesivamente rápido. Se define un

tiempo de carga objetivo de al menos 2 segundos, en base al cual se calcula la capacidad del condensador a conectar, siendo el tiempo de carga 5 veces la constante de tiempo, por lo tanto:

$$C = t / (5 \cdot R) = 2 \text{ s} / (5 \cdot 4.23 \Omega) = 0.0946 \text{ F} \quad (4.5)$$

Se define por tanto un condensador con una capacidad de 0.1 F.

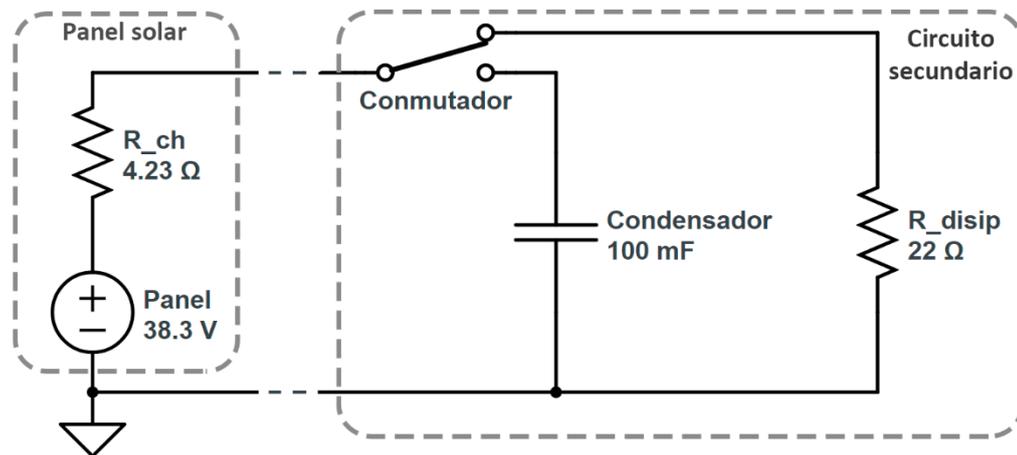


Fig. 4.28. Diagrama del circuito secundario de los paneles solares.

Todo el conjunto de regulación eléctrica se instala en un armario eléctrico de intemperie de protección IP55, resistente a la corrosión y adecuadamente ventilado. Este armario se ubica en las inmediaciones de la instalación fotovoltaica, siendo la distancia máxima del cableado hasta las protecciones eléctricas de 5 metros. Dentro de este armario eléctrico se ubican también, adecuadamente separados, los sistemas de bombeo y las tarjetas de adquisición de datos.

4.3.2. Dimensionamiento de conductores y puesta a tierra

La corriente que circula de cada panel condiciones de radiación máxima estándar (1000 W/m²) es de 9.07 A (I_{SCSTC}). El cable de conexión entre el panel solar y el armario eléctrico de regulación será un cable de doble aislamiento que transcurre a la intemperie con cubierta de PVC y conductor de cobre.

Criterio de corriente máxima admisible

Se consideran los siguientes coeficientes de mayoración para el cálculo de la sección del cable:

- Acción solar directa (UNE 20435): 1/0.9

- Temperatura máxima ambiental de 45 °C en aislamiento de PVC (UNE-HD 60364-5-52, Tabla B.52.14): 1/0.79
- Reducción por agrupamiento del cable de los dos paneles (UNE-HD 60364-5-52, tabla B.52.20): 1/0.88
- Generador de baja tensión (ITC-BT-40): 1.25

Por lo tanto, se considera para el cálculo la corriente máxima de:

$$I_{max} = (I_{SCSTC} \cdot 1.25)/(0.9 \cdot 0.88 \cdot 0.79) = 18.12 \text{ A} \quad (4.6)$$

La sección mínima del cable necesario para cada uno de los paneles será, por lo tanto, conforme a la norma UNE-HD 60364-5-52, tabla B.52.10.

$$S_{min} = 1.5 \text{ mm}^2$$

Criterio de sección por cortocircuito

Este cálculo es análogo al caso de corriente máxima admisible, pues es la corriente de cortocircuito de los paneles la que se usa para dicho cálculo.

Criterio de máxima caída de potencial

La ITC-BT-40 impone que “la caída de tensión entre el generador y el punto de interconexión a la Red de Distribución Pública o a la instalación interior, no será superior al 1.5% para la intensidad nominal”. Se considera una distancia máxima desde el panel al armario eléctrico de 5 metros.

La resistividad eléctrica del cable de cobre a 70 °C, conforme a la norma UNE 20003 es de $\rho = 1/48.47 \text{ } (\Omega/\text{mm}^2)$. Siendo por lo tanto la conductividad eléctrica $\gamma = 1/\rho$.

La corriente en el punto de máxima potencia (I_{MP}) del panel es de 8.47 A.

Se define la tensión en el punto de máxima potencia (ΔV_{MP}) de trabajo del panel es de 31.88 V, por lo que la caída máxima admisible es de:

$$\Delta V_{MP} = 0.015 \cdot V_{MP} = 0.4782 \text{ V} \quad (4.7)$$

La sección mínima del cable se calcula como:

$$S_{min} = (2 \cdot L \cdot I_{MP})/(\gamma \cdot \Delta V_{MP}) = (2 \cdot 5 \cdot 8.47)/(48.47 \cdot 0.478) = 3.65 \text{ mm}^2 \quad (4.8)$$

Por lo tanto, se selecciona un cable de 4 mm² para las conducciones de cada una de las líneas de los paneles solares hasta el cuadro eléctrico de protección.

Dimensionamiento de puesta a tierra:

Conforme a lo establecido en la ITC-BT-36, no será necesario instalar en su origen dispositivos de protección contra sobreintensidades, dado que la tensión máxima de los paneles es inferior a 75 V en corriente continua. La intensidad de cortocircuito en los bornes del circuito de utilización de la fuente de energía es inferior a la intensidad admisible en los conductores que forman este circuito, por lo que la instalación no reviste peligro para las personas o los animales.

No obstante, se ha decidido realizar una toma equipotencial de las estructuras metálicas de la instalación con la intención de limitar los efectos de las descargas electroestáticas y servir como voltaje de referencia. Dicha instalación se realizará mediante una pica vertical de cobre de 1.5 metros de longitud con revestimiento de cobre de 100 micras y alma de acero de 14 mm de diámetro, que será enterrada a 0.5 metros de profundidad. La conducción de conexión a la pica de cobre tiene una sección igual a la sección mayor de los cables de la instalación (4 mm²), y se emplean elementos mecánicos adecuados para las conexiones tanto con la pica como con el marco de aluminio de los paneles solares.

4.3.3. Sensorización y actuación del sistema

Magnitudes a medir y sensores empleados

La caracterización de los principales parámetros operativos del sistema (hidráulicos, eléctricos y térmicos) se lleva a cabo mediante la instalación de una serie de sensores de diversa tipología. Los principales parámetros que permiten definir el sistema se presentan a continuación.

Condiciones ambientales

- Temperatura ambiente
- Temperatura del subsuelo
- Irradiancia global incidiendo sobre la superficie de los paneles solares
- Velocidad del viento

Caracterización térmica del sistema

- Temperatura del panel enfriado
- Temperatura del panel convencional

- Calor extraído por el intercambiador de calor
- Calor disipado en el intercambiador subterráneo

Caracterización eléctrica de los paneles solares

- Potencia panel enfriado
- Potencia panel convencional
- Eficiencia panel enfriado
- Eficiencia panel convencional

Caracterización del sistema de bombeo

- Caudal de fluido caloportador
- Potencia hidráulica de bombeo
- Potencia consumida por la bomba

Auxiliares

- Profundidad del nivel freático
- Ángulo de inclinación de los paneles

Algunos de estos parámetros característicos son magnitudes directas (por ejemplo, las temperaturas o el caudal), mientras otros son magnitudes indirectas que requieren de la adquisición de varias magnitudes para su cálculo. Un ejemplo de un parámetro que se obtiene de forma indirecta mediante la medición de varias magnitudes directas es la potencia hidráulica de bombeo (caudal y presión de entrada y salida de la bomba). En la Tabla 4.25 se enumeran todas las magnitudes medidas de forma directa junto con los sensores empleados para su medición.

Tabla 4.25. Magnitudes directas medidas para la caracterización del sistema junto a los sensores empleados para cada medición.

Magnitud a medir	Modelo y fabricante	Precisión	Rango de medida
Temperatura de la cara posterior panel enfriado	RTD PT 1000 Class B – TE Connectivity	0.4 °C	-50 °C – +600 °C
Temperatura de la cara posterior del panel convencional			
Temperatura del fluido caloportador a la entrada del intercambiador de calor del panel			
Temperatura del fluido caloportador a la salida del intercambiador de calor del panel			
Temperatura del fluido caloportador a la entrada del intercambiador de calor subterráneo			
Temperatura del fluido caloportador a la salida del intercambiador de calor subterráneo			
Temperatura ambiente			
Temperatura dentro del pozo de inspección al inicio del ensayo	Termistor NTC 10 k Ω – RS PRO	0.5 °C	-60 °C – +150 °C
Velocidad del viento	Anemómetro de cazoletas - Adafruit	< 1 m/s	0.5 – 50 m/s
Irradiancia global incidiendo sobre los paneles solares	Célula solar compensada y calibrada - ATERSA	2%	0 – 1000 W/m ²
Caudal de fluido caloportador	Caudalímetro Ø15 mm, 20 bar – RS PRO	0.05 l/min	0.25 – 30 l/min
Presión a la entrada de la bomba	Sensor de presión absoluta - Honeywell	5 mbar	0 – 2 bar manométrico
Presión a la salida de la bomba			
Ángulo de inclinación de los paneles	Inclinómetro de Doble Eje – TE Connectivity	0.15°	±90°

Es necesario definir la alimentación y conexiones que requieren cada uno de los diferentes sensores empleados. De la misma forma, conocer la tipología de la señal de salida es clave para seleccionar adecuadamente los sistemas de adquisición de datos.

- **RTD PT 1000.** Todos los sensores de temperatura de este tipo se conectan en serie a una batería auxiliar de 9V, junto a una resistencia de alta precisión ($1000 \pm 0.1 \Omega$). Al medir la caída de tensión en esta resistencia, se define la corriente circulando por los sensores de temperatura. Conocida dicha corriente y midiendo la caída de tensión en cada uno de ellos, se define su resistencia y, por tanto, la temperatura.
- **Termistor NTC 10 k Ω .** Puesto que su aplicación es solo necesaria para tomar medidas de forma discreta, su adquisición se realiza de forma manual mediante un multímetro RS PRO RS14 calibrado.
- **Anemómetro de cazoletas.** Requiere una alimentación entre 7 y 24 Vcc. Al no tratarse de un sensor ratiométrico, este se conecta directamente a las baterías principales (~12 Vcc). Este sensor genera una señal de voltaje analógica que varía de forma lineal entre 0.4 V y 2 V en función del viento registrado.
- **Célula solar compensada y calibrada.** Esta célula solar cumple la función de sensor de irradiancia global, al estar calibrada y compensada en temperatura. Genera un output entre 0 mV y 100 mV de forma proporcional a la irradiancia que incide sobre ella (0 – 1000 W/m²).
- **Caudalímetro.** Este sensor requiere una alimentación entre 4.5 y 16 Vcc, por lo que se conecta directamente a las baterías principales (~12 Vcc). Al circular un caudal a través del sensor, este genera un tren de pulsos entre 200 mV (bajo) y el voltaje de alimentación (alto) a razón de 1200 pulsos/litro. Conectando el sensor al contador de una tarjeta de adquisición se mide el número de pulsos por minuto, obteniéndose así el caudal de fluido caloportador.
- **Sensor de presión absoluta.** Se trata de sensores ratiométricos que requieren un voltaje entre 4.75 y 5.25 Vcc. Se conectan, por tanto, a la batería mediante un regulador de voltaje a 5 V que garantiza una medida estable.
- **Inclinómetro.** Requiere una alimentación entre 8 y 30 Vcc. No se trata de un sensor ratiométrico por lo que la señal de salida es independiente de la alimentación. Se conecta por tanto directamente a las baterías (~12 Vcc). Genera dos señales analógicas independientes linealmente relacionadas con los ángulos de inclinación sobre los ejes X e Y. Puesto que se trata de un seguidor solar de un eje solo se emplea una de estas señales.

Sistemas de actuación

Para llevar a cabo la operación del sistema se requieren adicionalmente dos sistemas de actuación. Una bomba, seleccionada en la sección 4.2.4, y un actuador lineal para mover el seguidor solar y orientar los paneles.

El actuador lineal se selecciona en base a la solicitud de carga máxima de 7615 N, definida en la sección 4.4, y a las dimensiones requeridas para accionar el recorrido completo del seguidor solar ($\pm 40^\circ$). Para determinar las dimensiones, se lleva a cabo el análisis cinemático que se presenta en la Fig. 4.29, del que se extraen una dimensión máxima permisible retraído de 609 mm y una longitud mínima extendido de 954 mm. Se selecciona un actuador lineal del fabricante Vevor con una longitud retraído de 575 mm y una carrera de 400 mm, cumpliendo con las dimensiones requeridas. La capacidad de carga de este actuador lineal es de 6000 N, ligeramente inferior a la carga máxima requerida. Sin embargo, dicha carga máxima de 7615 N corresponde con una situación altamente improbable de velocidad de viento extrema, máximo ángulo de inclinación de los paneles y acumulación de nieve. Se adopta una estrategia de defensa mediante la cual el sistema se coloca automáticamente en posición horizontal cuando se detecta una velocidad de viento superior a 15 m/s. Del mismo modo, siempre que el prototipo no se encuentre operando bajo supervisión, la posición de los paneles será horizontal. Además, al emplear un husillo de rosca trapezoidal, el actuador es autoblocante, por lo que es capaz de resistir cargas sin sufrir desplazamiento aun cuando no se suministra alimentación eléctrica, facilitando el control del sistema y limitando considerablemente el consumo eléctrico del seguidor solar.

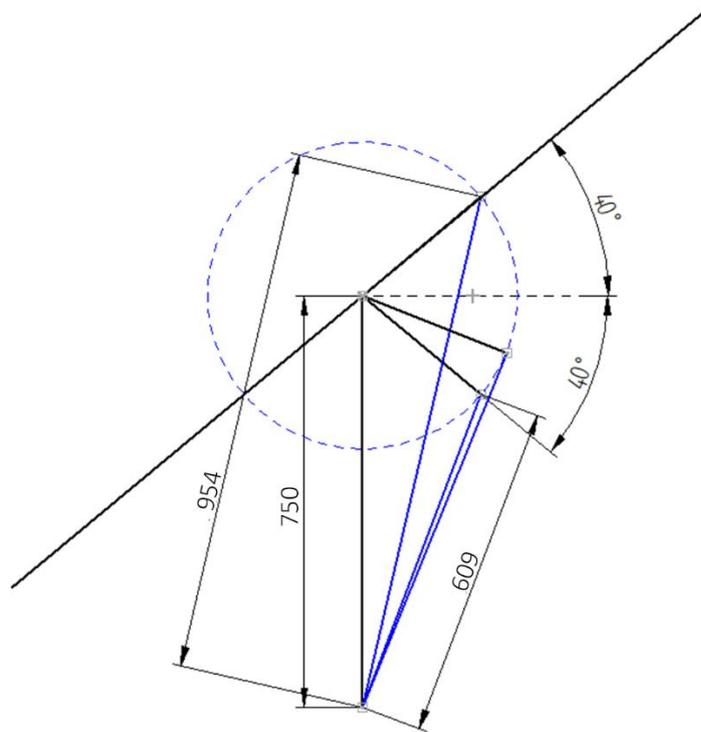


Fig. 4.29. Análisis cinemático del seguidor solar para el dimensionamiento del actuador lineal.

La operación del actuador se lleva a cabo mediante una tarjeta de control que permite regular la dirección y velocidad de avance mediante dos señales de control. Se requiere una fuente alimentación a 12 Vcc capaz de suministrar un máximo de 9 A, por lo que esta puede ser realizada mediante las baterías principales.

Por otro lado, la bomba se alimenta de forma similar, mediante una tarjeta de control que permite regular el voltaje suministrado, y por tanto el caudal de fluido caloportador. Como ya se indicaba en la sección 4.2.4, la bomba seleccionada tiene una potencia máxima de 25 W a 12 Vcc, por lo que la alimentación del sistema se realiza de igual manera mediante las baterías principales.

Sistema de adquisición de datos y control

Para la selección de la tarjeta de adquisición de datos es necesario considerar los puertos que se van a requerir en el sistema. En este caso, en base a los sensores y actuadores definidos, se requieren los siguientes puertos:

- 7 sensores de temperatura más una resistencia para la medición de la intensidad: 8 entradas analógicas (máx. 2 V)
- 2 sensores de presión absoluta: 2 entradas analógicas. (máx. 5 V)

- Anemómetro: 1 entrada analógica. (máx. 2 V)
- Medición de voltaje e intensidad de ambos paneles: 4 entradas analógicas. (máx. 40 V)
- Sensor de irradiancia: 1 entrada analógica. (máx. 0.1 V)
- Caudalímetro: 1 entrada digital con contador de pulsos.
- Inclínómetro: 1 entrada digital
- Control del actuador lineal: 2 salidas digitales (5 V)
- Bomba: 1 salida digital (5 V)

El sistema seleccionado deberá disponer, por tanto, de un total de 16 entradas analógicas, 2 entradas digitales (con al menos 1 contador de pulsos) y 3 salidas digitales a 5 V. En base a estos requisitos, se opta por instalar una tarjeta de adquisición de National Instruments USB-6210, que incorpora 8 puertos analógicos diferenciales con una resolución de 16 bits, dos contadores de 32 bits y entradas y salidas digitales. Adicionalmente, para completar el número de entradas analógicas necesarias, se instala un modelo inferior de la misma familia de National Instruments (USB-6001) con el mismo número de puertos, pero sin incorporar contadores y con una resolución de 10 bits.



Fig. 4.30. Tarjeta de adquisición de datos multifunción NI USB-6210.

Puesto que la tarjeta de adquisición USB-6210, que se muestra en la Fig. 4.30, tiene mejor resolución, se opta por emplearla para las mediciones que requieren un error mínimo, como son el voltaje y la corriente de los paneles fotovoltaicos. Puesto que la señal de voltaje puede alcanzar un valor máximo de 38.3 V y esta tarjeta solo

mide en el rango de ± 10 V, se plantea la instalación de divisores de tensión que dividan a 1/4 la adquisición de voltaje de los paneles.

Se produce además un software en LabVIEW para facilitar la adquisición y visualización de los datos, así como la operación del sistema. En la Fig. 4.31 se muestra la interfaz de usuario de dicho programa.

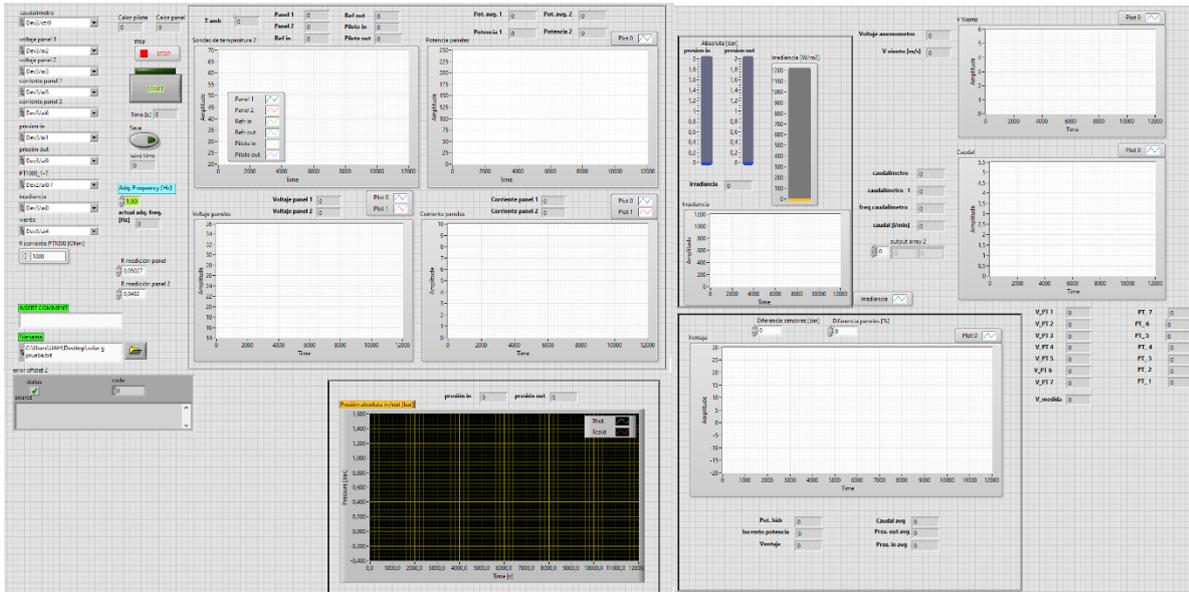


Fig. 4.31. Interfaz en LabVIEW para el control y adquisición de datos del sistema.

4.4. Diseño de la estructura de soporte y cimentación

Con el objetivo de ensayar el sistema de refrigeración en condiciones de operación realistas, se plantea la construcción de una estructura de soporte que permita ensayar la refrigeración de un panel montado en un seguidor solar de un eje, puesto que se trata de la configuración más común en instalaciones fotovoltaicas de gran tamaño. La estructura de soporte ha de ser validada para cargas de viento y nieve, estudio que ha de realizarse tanto para la propia estructura de soporte como para su cimentación.

4.4.1. Definición de solicitaciones sobre la estructura

Para el dimensionamiento de la capacidad portante de la estructura, se ha seguido el método de verificación basado en coeficientes parciales, descrito en el

Documento Básico de Seguridad Estructural, mediante el cual, para una combinación de acciones persistentes y transitorias, la carga resultante se determina cómo:

$$\sum_{j \geq 1} \gamma_{G,j} \cdot G_{k,j} + \gamma_{Q,1} \cdot Q_{k,1} + \sum_{i > 1} \gamma_{Q,i} \cdot \psi_{0,i} \cdot Q_{k,i} \quad (4.9)$$

Donde se han considerado las cargas del peso propio de la estructura como acciones permanentes ($G_{k,j}$), la carga equivalente de viento y la carga de nieve como acciones variables ($Q_{k,i}$). Los coeficientes de seguridad empleados en el cálculo se pueden observar en la Tabla 4.26

Tabla 4.26. Coeficientes de seguridad para cálculo estructural.

Coeficientes de seguridad (γ)		
Solicitud	Desfavorable	Favorable
Peso Propio	1.35	0.8
Carga de Viento	1.5	0
Carga de Nieve	1.5	0

Mientras que los coeficientes de simultaneidad (ψ) empleados son los que se indican en la Tabla 4.27.

Tabla 4.27. Coeficientes de simultaneidad para cálculo estructural.

Coeficientes de simultaneidad (ψ)		
Solicitud	Ψ_0	Ψ_1
Viento	0.6	0.5
Nieve ($h < 1000$ m)	0.5	0.2

Se han considerado varias hipótesis de carga dependiendo de cual se considere como carga variable principal y, además, en función de la dirección del viento. Estas hipótesis se detallan en el apartado 4.4.5

4.4.2. Cálculo del peso propio

Para determinar el peso propio de la estructura se han tenido en cuenta todos los elementos principales de la estructura. Un resumen de todos los elementos junto a su masa se presenta en la Tabla 4.28. Para facilitar la identificación de los elementos,

se presenta también un diagrama de la estructura en el que se identifican todos los elementos (Fig. 4.32).

Tabla 4.28. Descripción de los elementos que forman la estructura de soporte y seguidor solar.

Elemento	ID	Material	Peso unitario	Unidades	Peso [kg]
Perfil IPN120	1	Acero S275JR	11.2 kg/m	2x 1.25 m	27.96
Perfil IPN80	2	Acero S275JR	5.9 kg/m	0.9 m	5.3
Tubo Cuadrado Acero 60x6	3	Acero S275J0H	10.19 kg/m	1 m	10.19
Tubo Cuadrado Acero 40x4	4	Acero S275J0H	4.53 kg/m	1 m	4.53
Panel solar ATERSA A-270P	5	-	20 kg/ud	2 ud	40
Actuador lineal S = 400mm	6	-	4.95 kg/ud	1 ud	4.95
Intercambiador de calor	7	Cobre y agua	12 kg/ud	1 ud	12
Perfil C 75x50x15	8	Hierro Negro	3.43 kg/m	2 x 1 m	6.86
Anclajes paneles	9	Aluminio 6061	0.17 kg/ud	3 ud	0.51
Rodamiento UCP214 con anclajes	10	Hierro forjado	8 kg/ud	2 ud	16
Barra perforada 70x5 (Eje)	11	Acero S335	7.965 kg/m	2 m	15.93
Pieza de anclaje a la zapata	12	-	-	-	-
Barras auxiliares de seguridad	13	Aluminio 6060	0.83 kg/m	2 x 2 m	3.32
Sensor de irradiancia	14	-	6 kg/ud	1 ud	6

La pieza número 12 “Pieza de anclaje a la zapata” no se considera para el cálculo del peso propio, ya que se considera como parte de la estructura de anclaje al terreno.



Fig. 4.32. Diagrama de la estructura de soporte con seguidor solar.

La masa total de la estructura de soporte con seguidor incluyendo los paneles solares refrigerado y estándar sería por lo tanto de 153.55 kg.

Se ha determinado, por lo tanto, la carga de peso propio de toda la estructura como:

$$\mathbf{G = 1506 N}$$

4.4.3. Carga de viento

Ante la ausencia de normativa específica para el dimensionamiento de estructuras portantes de paneles solares, la práctica más común es dimensionar la estructura en base a la metodología de cálculo de marquesinas a un agua, descrita en el DB-SE-AE. Para la determinación de las cargas equivalentes de viento, se ha utilizado el método descrito para dichas marquesinas en el apartado 5.3 de la norma

UNE-EN 1991-1-4:2018 sobre acciones del viento. Se realiza el cálculo mediante el método de coeficientes de fuerza, aplicando la siguiente ecuación:

$$F_W = c_s c_d \cdot c_f \cdot q_p(z_o) \cdot A \quad (4.10)$$

donde

$c_s c_d$ es el factor estructural, c_f es el coeficiente de fuerza, $q_p(z_o)$ es la presión correspondiente a la velocidad pico a la altura de referencia (z_o) y A es el área de influencia de la estructura.

La instalación consta de dos paneles de 1.645 m de alto y 0.99 m de ancho por lo que:

$$A = 2 \cdot 0.99 \text{ m} \cdot 1.645 \text{ m} = 3.257 \text{ m}^2$$

La presión equivalente de viento $q_p(z_e)$ se calcula como:

$$q_p(z_e) = c_e(z) \cdot q_b \quad (4.11)$$

siendo

$$q_b = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_b^2 \quad (4.12)$$

donde ρ es la densidad del aire, cuyo valor recomendado en la norma es 1.25 kg/m³ y v_b es la velocidad básica del viento característica de la zona. Según lo establecido en le CTE-DB-SE-AE (Anejo D), Alcalá de Henares se encuentra dentro de la Zona A, cuyo valor de velocidad básica del viento es 26 m/s.

$c_e(z)$ es el factor de exposición, que depende de la altura a la que se encuentre la estructura sobre el terreno y del tipo de entorno. La estructura se ubica en el campus universitario, junto a la facultad de enfermería, por lo que se considera el terreno como Zona III (Áreas con vegetación uniforme o edificaciones o con obstáculos aislados con una separación máxima de 20 veces la altura de los obstáculos). Para la altura máxima de la instalación, menor de 2 m, y la zona indicada, se obtiene de la norma un valor de $c_e(z) = 1.3$.

Por lo tanto

$$q_p(z_e) = 1.3 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1.25 \text{ kg/m}^3 \cdot \left(26 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 = 549.25 \text{ N/m}^2$$

Por último, el coeficiente global de fuerza (c_f) se determina para un ángulo de inclinación de los paneles de $\pm 40^\circ$ (caso más crítico), puesto que el cálculo estructural se realiza para la posición más desfavorable, que será aquella en que los paneles se

encuentren en su posición de mayor inclinación. En función de si el viento sopla contra la cara delantera (ángulo de $+40^\circ$) o contra la cara posterior (ángulo de -40°), los coeficientes globales de fuerza c_f correspondientes serán:

Coeficiente de fuerza	c_f
Valor máximo	1.2
Valor mínimo	-1.8

La resultante acción del viento se aplicará a una distancia de $1/4$ de la longitud del panel, medida desde el borde de barlovento, tal y como se especifica en la norma UNE-EN 1991-1-4.

Definidos todos los coeficientes, se procede al cálculo de la acción del viento mediante la ecuación 4.10.

$$F_{w_1} = 1 \cdot 1.2 \cdot 549.25 \frac{N}{m^2} \cdot 3.257 m^2 = \mathbf{2.147 kN (compresión)}$$

$$F_{w_2} = 1 \cdot -1.8 \cdot 549.25 \frac{N}{m^2} \cdot 3.257 m^2 = \mathbf{-3.22 kN (succión)}$$

4.4.4. Carga de nieve

Según lo establecido en el Apartado 3.5 del DB-SE-AE, el valor característico de la sobrecarga de nieve sobre una superficie horizontal en Alcalá de Henares es $S_k = 600 N/m^2$

Teniendo en cuenta el área de referencia de los paneles:

$$Q_n = A \cdot S_k = 3.257 m^2 \cdot 600 N/m^2 = 1.954 kN$$

Además, se han de considerar las distribuciones asimétricas de nieve y su posible efecto sobre la estructura. En el caso de la presente estructura, una distribución asimétrica de nieve puede inducir un momento torsor sobre el eje de soporte de los paneles solares, que deberá ser compensado por el actuador lineal. Para estimar el máximo valor posible de dicha sollicitación, se ha desarrollado el cálculo de acuerdo con lo establecido para el cálculo de cargas de nieve no uniformes en módulos fotovoltaicos según la norma UNE-EN IEC 62938:2020, presentando la distribución que se muestra en la Fig. 4.33.

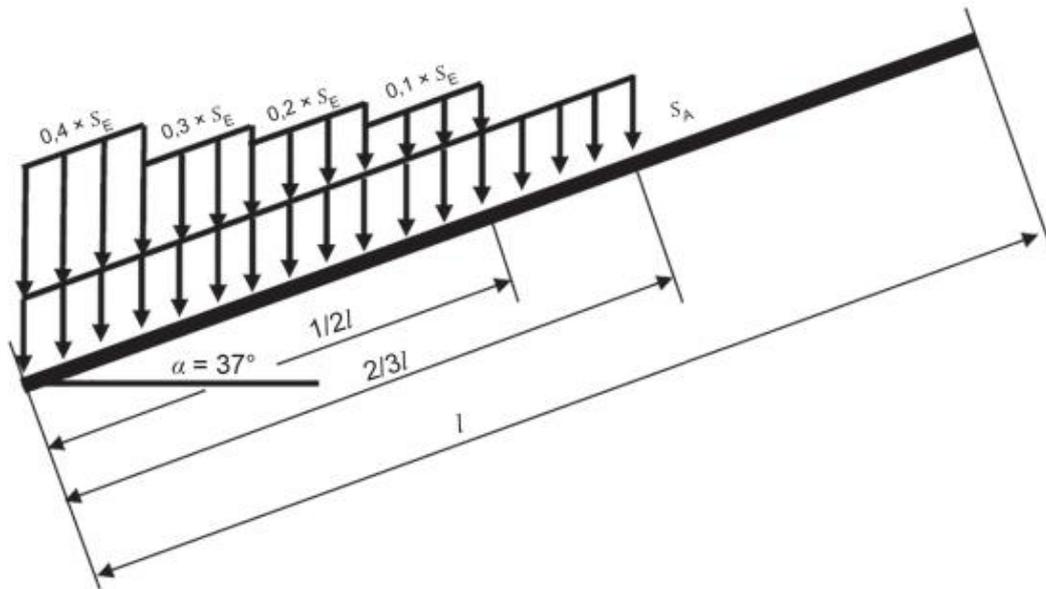


Fig. 4.33. Distribución asimétrica crítica para el cálculo de sobrecargas por nieve según la norma UNE-EN IEC 62938:2020.

La carga a aplicar sobre el panel depende de la carga característica de nieve S_K , el ángulo de inclinación del panel α , y la carga distribuida S_E como una función del peso específico supuesto de la nieve ($\gamma = 2 \text{ kN/m}^2$).

Se considera un ángulo de 37° , aunque el ángulo máximo de inclinación de la estructura sea de 40° , ya que este es el ángulo considerado en la normativa como crítico para deslizamientos de nieve y la generación de torsión sobre el eje de giro.

$$S_E = S_A^2 / \gamma \quad (4.13)$$

donde

S_E es la carga en el voladizo en función de los aleros, en kN/m

S_A es la carga de nieve distribuida sobre el panel, en kN/m², que se obtiene como

$$S_A = \mu_i \cdot S_K \quad (4.14)$$

siendo

$$\mu_i = 0.8 \cdot \frac{60^\circ - \alpha}{30^\circ} \quad (\text{para } \alpha > 30^\circ) \quad (4.15)$$

Una vez calculados S_A y S_E , se procede al cálculo del momento torsor generado sobre el eje central:

$$T = F_n \cdot L_{eq} \cdot \cos(30^\circ) \quad (4.16)$$

Siendo L_{eq} la distancia de aplicación de la fuerza resultante (F_n) con respecto al eje de giro, que se calcula como:

$$L_{eq} = \left(\frac{l}{2} - \frac{L_B}{2} \right) \quad (4.17)$$

Siendo l la longitud completa del panel y L_B la longitud de aplicación de la fuerza equivalente provocada por cada sección de nieve ($0.4 \times S_e$, $0.3 \times S_e$, etc.) De este modo, se lleva a cabo el cálculo y se obtienen los resultados que se muestran en la Tabla 4.29.

Tabla 4.29. Cálculo del momento torsor generado por una distribución asimétrica de nieve por deslizamiento sobre el eje de la estructura de soporte de los paneles.

	l [m]	z [m]	L _b [m]	L _B · z [m ²]	F _n [kN]	L _{eq} [m]	T [kNm]
Sa	1.645	1.98	1.097	2.171	0.7991	0.274	0.190
0.4 × S _e			0.206	-	0.0058	0.720	0.0036
0.3 × S _e			0.206	-	0.0043	0.514	0.00192
0.2 × S _e			0.206	-	0.0029	0.308	0.00077
0.1 × S _e			0.206	-	0.0014	0.103	0.00013
						total =	0.1964

4.4.5. Estados límites últimos. Hipótesis de carga

El dimensionamiento de la estructura se realizará frente a criterios de resistencia estructural y estabilidad de los estados límite últimos, que se consideran más críticos que los estados límite de servicio.

Tabla 4.30. Resumen de solicitaciones sobre la estructura.

Tipo	Solicitación	Valor
Permanente	Peso propio	1506 N
Transitoria	Carga de nieve (compresión)	1954 N
Transitoria	Momento por deslizamiento de nieve	196.4 Nm
Transitoria	Carga de viento frontal (compresión)	2147 N
Transitoria	Carga de viento trasero (succión)	- 3220 N

Una vez definidas las posibles solicitaciones sobre la estructura, resumidas en la Tabla 4.30, se definen cuatro estados posibles de combinaciones de cargas en función de la dirección del viento y de que carga variable se considera como principal. Estos escenarios son:

- Hipótesis 1: Viento frontal + Nieve
 - Hipótesis 1.1: Considerando el viento como acción variable principal.
 - Hipótesis 1.2: Considerando la nieve como acción variable principal.
- Hipótesis 2: Viento posterior + Nieve
 - Hipótesis 1.1: Considerando el viento como acción variable principal.
 - Hipótesis 1.2: Considerando la nieve como acción variable principal.

No se consideran cargas térmicas (puesto que la estructura es libre de deformarse) ni cargas sísmicas. En la Fig. 4.34 se muestra un diagrama indicando las cargas sobre la estructura (hipótesis 1.1) y la subdivisión de esta en sus dos partes principales.

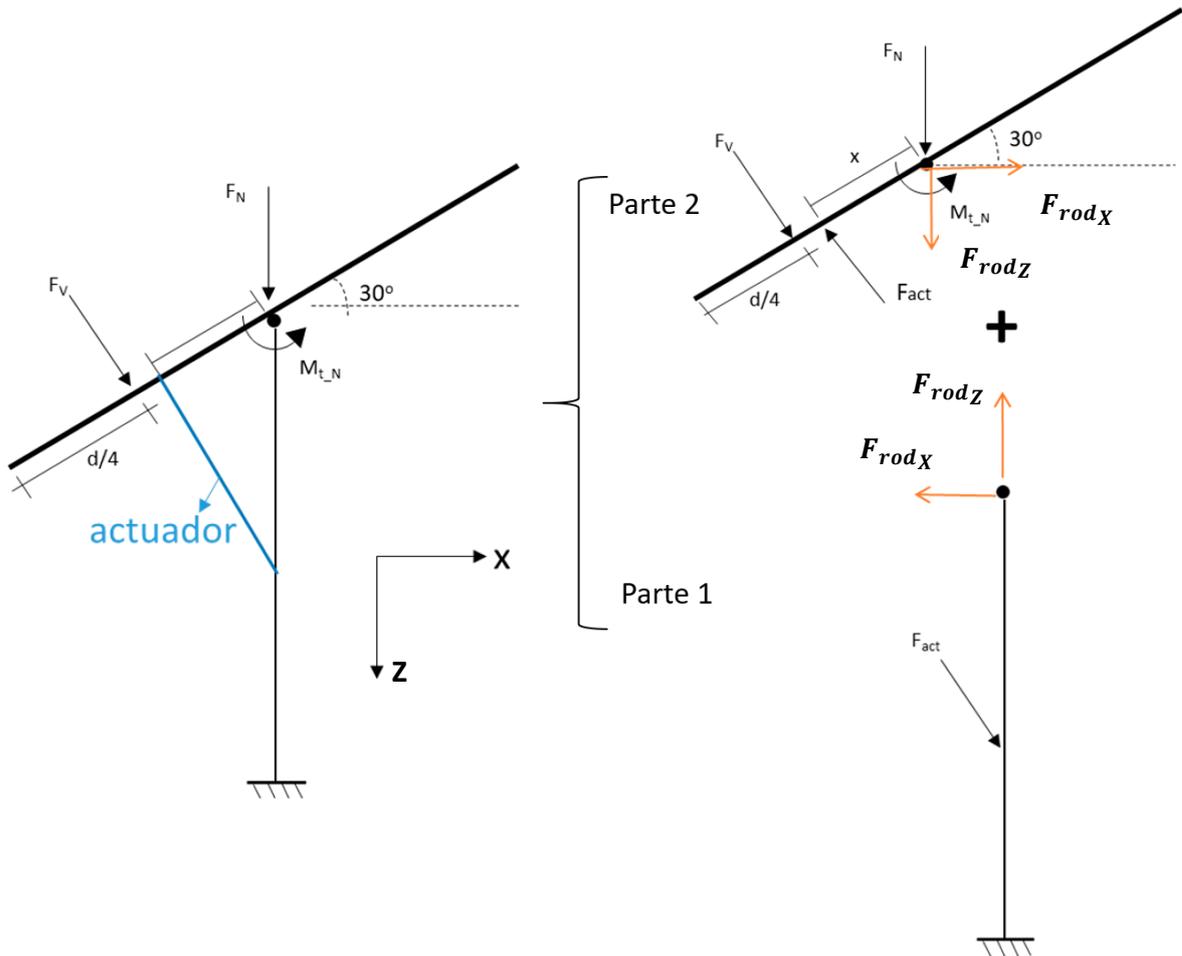


Fig. 4.34. Descomposición de la estructura de soporte con seguidor solar en los dos elementos rígidos por los que está formada.

De las ecuaciones de equilibrio de momentos y fuerzas en la estructura de los paneles y el seguidor (parte 2) se obtienen las ecuaciones necesarias para determinar la fuerza del actuador y las reacciones en los rodamientos (F_{rod}).

Equilibrio de fuerzas verticales:

$$\sum F_Z = -F_{ACT} \cdot \cos(\alpha) + F_V^* \cdot \cos(\alpha) + F_N^* + F_{rodZ} = 0 \quad (4.18)$$

Equilibrio de fuerzas horizontales:

$$\sum F_X = -F_{ACT} \cdot \sin(\alpha) + F_V^* \cdot \sin(\alpha) + F_{rodX} = 0 \quad (4.19)$$

Equilibrio de momentos en los apoyos (rodamientos):

$$\sum M_Y = -F_V^* \cdot \frac{d}{4} + F_{ACT} \cdot x - M_{t,N}^* = 0 \quad (4.20)$$

* Las acciones externas, a su vez, deben ser mayoradas en función de la situación de cargas de cada hipótesis.

Nótese que las reacciones F_{rodz} y F_{rod_x} representan el doble de las reacciones en cada rodamiento individual. Para este cálculo no se tiene en cuenta el peso de la estructura, que se considerará más adelante para el cálculo estructural. Esto se debe a que el valor del peso propio de las masas que gravitan libremente sobre la estructura variará en función de la parte de la estructura que se esté analizando, pero en ningún caso generará momentos y puede ser añadida directamente al valor de carga vertical, habiendo sido primero correctamente mayorada como acción permanente. Para el análisis estructural de la parte 1, las fuerzas F_{rodz} y F_{rod_x} se consideran fuerzas externas actuando sobre la estructura.

El resumen de estado de cargas ponderado para las diferentes hipótesis, se resumen en las siguientes tablas.

Tabla 4.31. Resumen de cargas aplicadas sobre la estructura de soporte (parte 1).

	Hipótesis	Peso [N]	F_{rod_x} [N]	F_{rod_z} [N]	F_{ACTHRZ} [N]	F_{ACTVRT} [N]
1.1	Viento frontal + Nieve. Carga por nieve considerada como carga transitoria principal	1442	(-) 977	1238.62	1943	3366
1.2	Viento frontal + Nieve. Carga por viento considerada como carga transitoria principal	1442	(-) 1016	(-) 293.6	2626	4548
2.1	Viento posterior + Nieve. Carga por nieve considerada como carga transitoria principal	1442	(-) 4101	(-) 1662.6	2652	4594
2.2	Viento posterior + Nieve. Carga por viento considerada como carga transitoria principal	854	(-) 6223	(-) 10778	3808	6595

Tabla 4.32. Resumen de cargas aplicadas sobre la estructura de los paneles y seguidor (parte 2).

	Hipótesis	Peso [N]	F_{VVRT} [N]	F_{VHRZ} [N]	F_N [N]	M_{TN} [Nm]
1.1	Viento frontal + Nieve. Carga por nieve considerada como transitoria principal	689	1673.2	966	2931.4	294.2
1.2	Viento frontal + Nieve. Carga por viento considerada como transitoria principal	689	2788.7	1610	1465.7	147.1
2.1	Viento posterior + Nieve. Carga por nieve considerada como transitoria principal	689	0	(-) 1449	2931.4	294.2
2.2	Viento posterior + Nieve. Carga por viento considerada como transitoria principal	408	(-) 4182.9	(-) 2415	0	147.1

4.4.6. Análisis estructural

Las propiedades de los materiales empleados en los elementos principales de la estructura se han resumido en la siguiente Tabla 4.33.

Tabla 4.33. Resumen de propiedades mecánicas de los principales elementos estructurales.

Elemento	Material	Límite elástico [MPa]	Módulo de Elasticidad [GPa]	γ_M
Perfil IPN120	Acero S275JR	275	210	1.05
Perfil IPN80	Acero S275JR	275		
Tubo Cuadrado Acero 60x6	Acero S275J0H	275		
Tubo Cuadrado Acero 40x4	Acero S275J0H	275		
Perfil C 75x50x15	Hierro Negro	275 o superior		
Barra perforada 70x5 (Eje)	Acero S335	335 o superior		

Por lo tanto, el límite máximo admisible de tensión (Von Misses) en la estructura será:

$$\sigma_{adm_VM} = \frac{\sigma_y}{\gamma_M} = \mathbf{261.9\ MPa}$$

Descomposición de la estructura y estados de carga críticos

Para el análisis de la estructura ante fallos de resistencia o estabilidad, se ha dividido el análisis de la estructura en sus dos partes rígidas, considerando en ambos casos los valores de las cargas ponderadas definidas en el apartado anterior. En la Fig. 4.35 se muestran los elementos considerados en cada una de las dos secciones rígidas de la estructura.

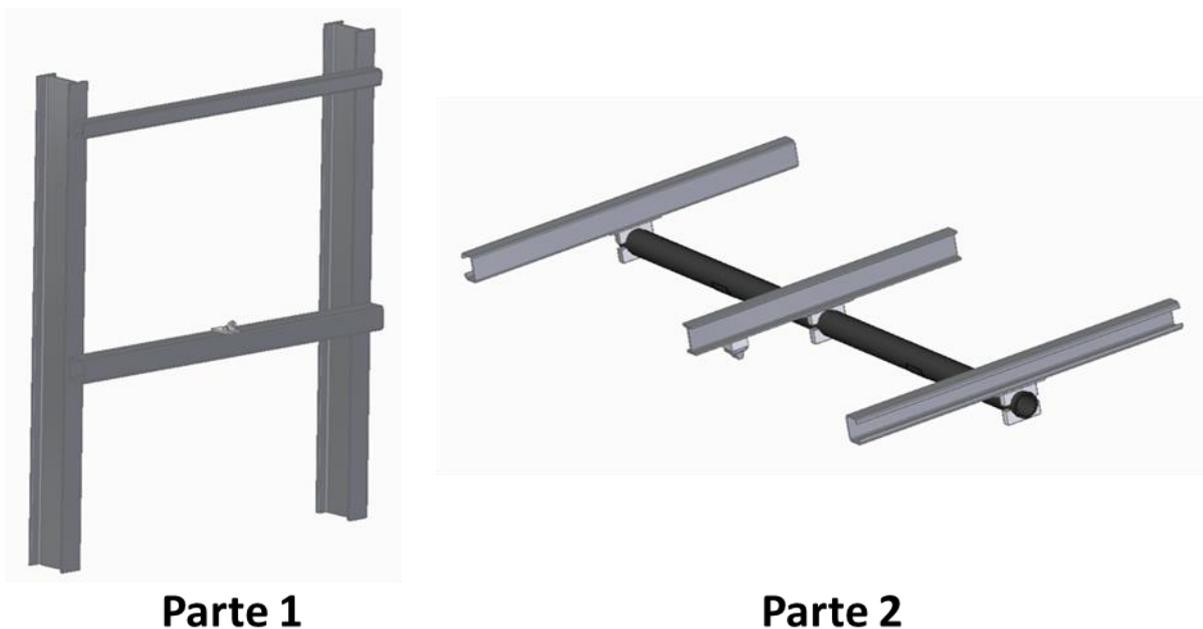


Fig. 4.35. Descomposición de la estructura para su cálculo mediante el método de elementos finitos.

- Estructura de soporte

Para la estructura de soporte (parte 1) se tienen en cuenta las acciones del peso propio de todos los elementos que gravitan libremente sobre esta parte de la estructura (incluido el peso de la parte 1), así como las acciones externas a las que esta se ve sometida. De esta manera, las diferentes configuraciones de cargas externas a considerar para este modelo son las indicadas en la Tabla 4.31.

Las fuerzas debidas a las cargas permanentes por peso, fuerza vertical y fuerza horizontal se aplican en el extremo superior de la estructura, simétricamente

distribuidas entre ambas vigas. La fuerza del actuador se aplica sobre su anclaje, en la barra horizontal inferior, con un ángulo de 30° con respecto a la vertical (eje y). Se ha definido como caso crítico de resistencia estructural para fallo a flexión de las vigas verticales el caso 2.2, ya que arroja el momento flector máximo sobre la estructura. También se ha definido el caso crítico de resistencia estructural para fallo a flexión de la viga de apoyo del actuador, para lo cual, el caso 2.2 también resultaría ser el más crítico, por ser máxima la carga del actuador.

- Sistema de orientación

Para el sistema de orientación (parte 2), se tienen en cuenta las acciones del peso propio de todos los elementos que gravitan libremente sobre esta parte de la estructura (en este caso son solo los paneles y el intercambiador térmico), así como las acciones externas a las que se ve sometida la estructura. Así, las configuraciones de carga consideradas para este modelo son las que se muestran en la Tabla 4.32.

Las fuerzas debidas al peso propio (PP), fuerza vertical y fuerza horizontal, se aplican en la superficie de las vigas en contacto con los paneles, teniendo en cuenta su ángulo de inclinación (30°) y simétricamente distribuidas tal que el perfil central soporta la mitad de la carga y las exteriores un cuarto de esta. El momento torsor se aplica directamente sobre el eje en los puntos de anclaje de los perfiles, ubicando también la mitad en el perfil central y una cuarta parte en los exteriores. Para esta segunda sección, se ha definido el estado de cargas 1.1 como crítico, ya que presenta la combinación mayor de cargas que provocan la flexión del eje. Adicionalmente, se define también como crítico el estado de cargas 2.2, ya que presenta la carga a torsión máxima.

Se consideran, por lo tanto, como estados críticos de la parte 1, el estado de carga de la hipótesis 2.2 y de la parte 2, los estados de carga de las hipótesis 1.1 y 2.2.

Definidos los estados de carga críticos, se resuelven los desplazamientos y tensiones en la estructura empleando un software de elementos finitos. El programa empleado es el módulo de simulación estructural de ANSYS Mechanical (estudio estático).

Resistencia de la estructura: estructura de soporte

- Hipótesis 2.2. Comprobación a flexión de las vigas y del tubo rectangular de anclaje del actuador.

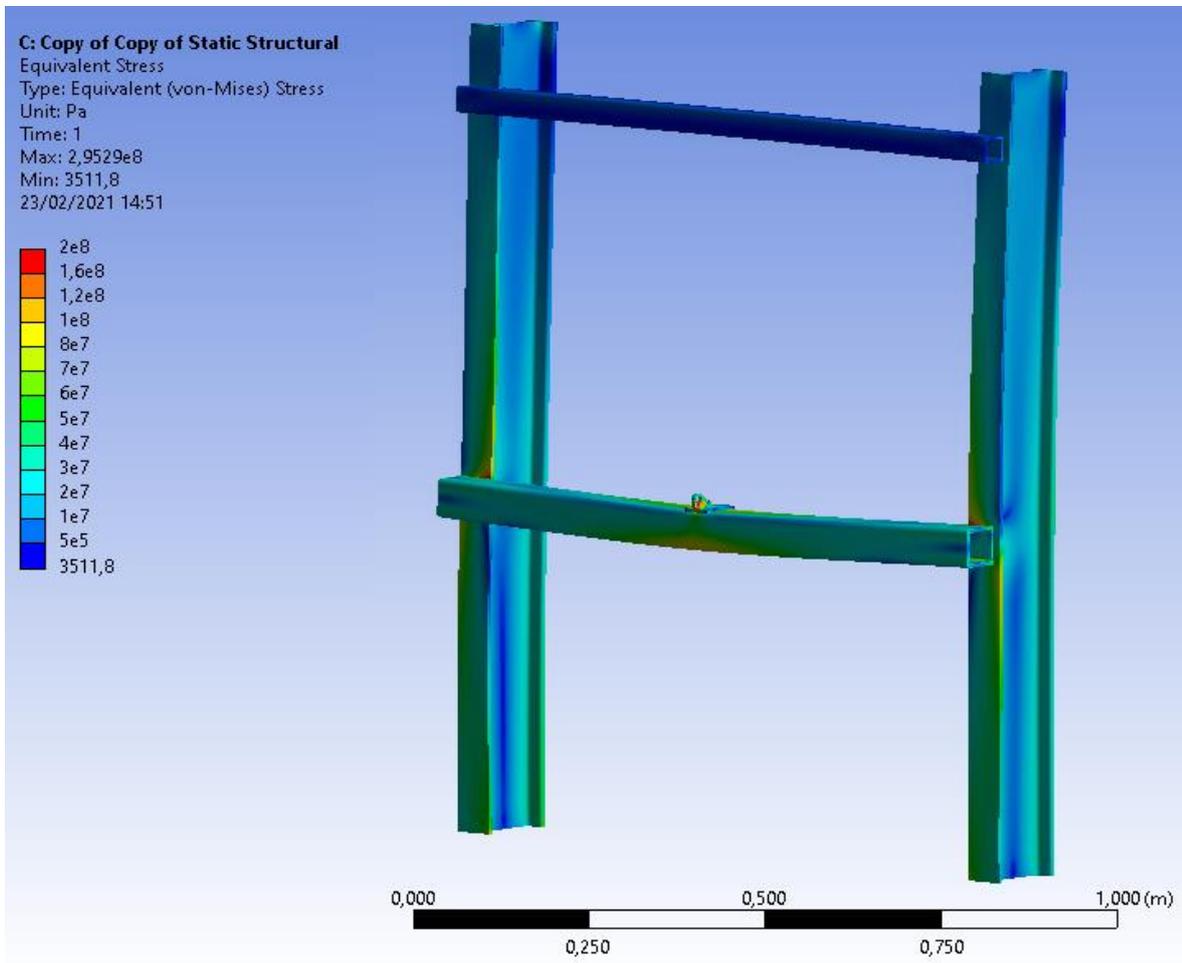


Fig. 4.36. Distribución de tensiones equivalentes de Von-Mises en la estructura de soporte (parte 1) para la hipótesis de carga 2.2.

En la Fig. 4.36 se muestra la distribución de tensiones (Von-Mises) sobre la estructura. En la base de las vigas la tensión alcanza 52 MPa, y alcanza un valor máximo de 80 MPa en las aletas a la altura de la unión con el tubo de anclaje del actuador. En dicho tubo rectangular, la tensión máxima es 102 MPa. En la pieza de anclaje del actuador aparece el valor máximo de tensión de la estructura, alcanzando los 175 MPa. En la Fig. 4.37 se presentan las deformaciones absolutas, con un valor máximo en punta de 2.2 mm.

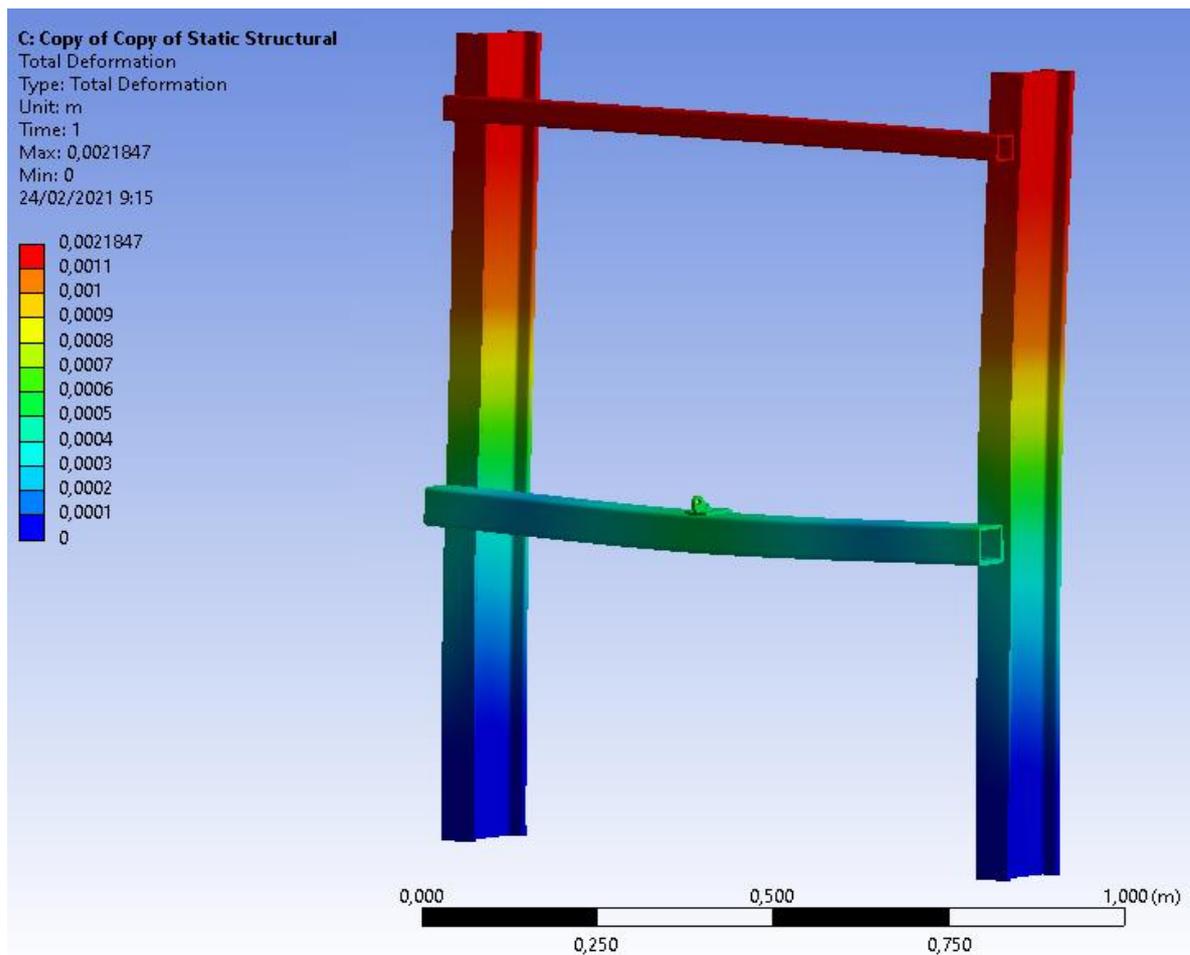


Fig. 4.37. Diagrama de deformaciones en la estructura de soporte (parte 1) para la hipótesis de carga 2.2.

Resistencia de la estructura: sistema de orientación

- Hipótesis 1.1. Comprobación a flexión del sistema de orientación.

La distribución de tensiones para esta hipótesis de carga se muestra en la Fig. 4.38, cuyo valor máximo aparece sobre el eje en la unión entre la viga central y este, con un valor de 92 MPa. En los perfiles de apoyo de los extremos se alcanza un valor máximo de 84 MPa. El desplazamiento máximo se observa en los extremos de las vigas exteriores, con un valor de 4.7 mm, como se puede observar en la Fig. 4.39.

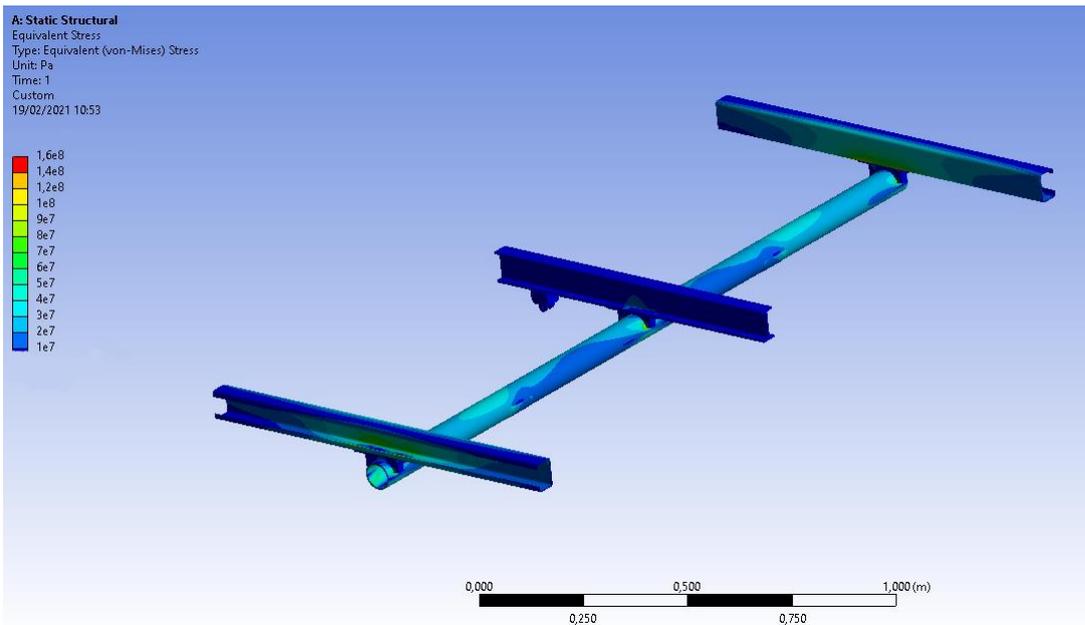


Fig. 4.38. Diagrama de tensiones equivalentes de Von-Misses en el sistema de orientación (parte 2) para la hipótesis de carga 1.1.

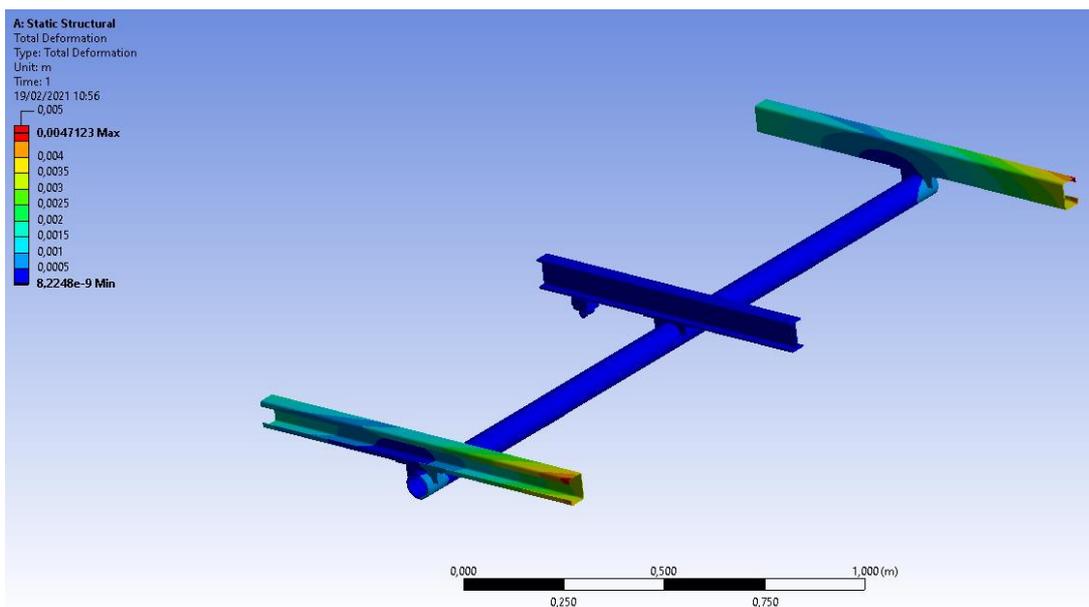


Fig. 4.39. Diagrama de deformaciones en el sistema de orientación (parte 2) para la hipótesis de carga 1.1.

- Hipótesis 2.2. Comprobación a torsión del sistema de orientación.

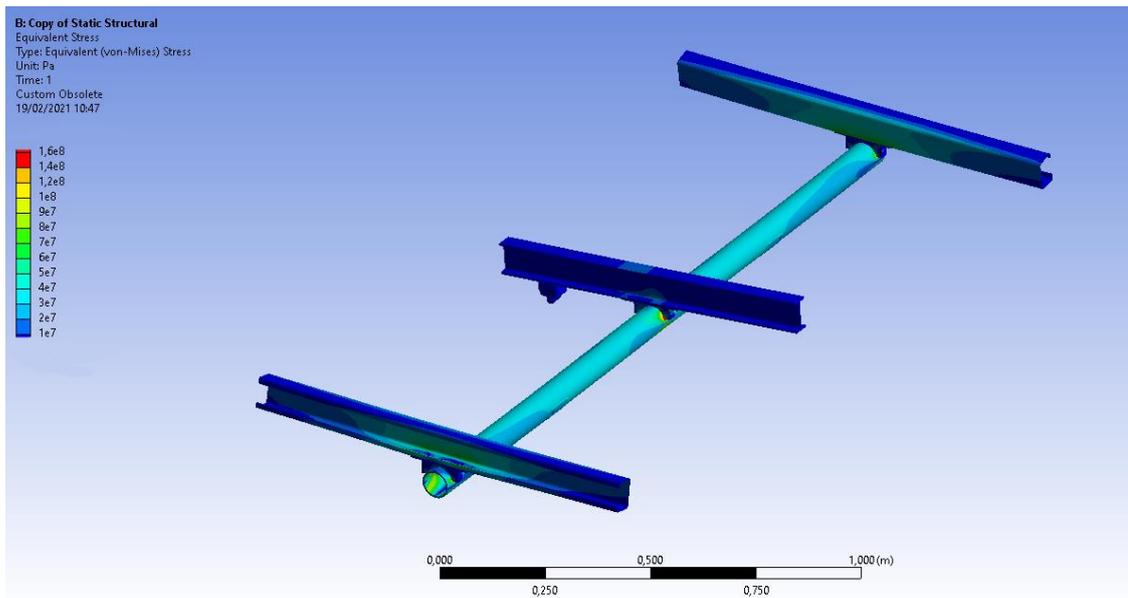


Fig. 4.40. Diagrama de tensiones equivalentes de Von-Mises en el sistema de orientación (parte 2) para la hipótesis de carga 2.2.

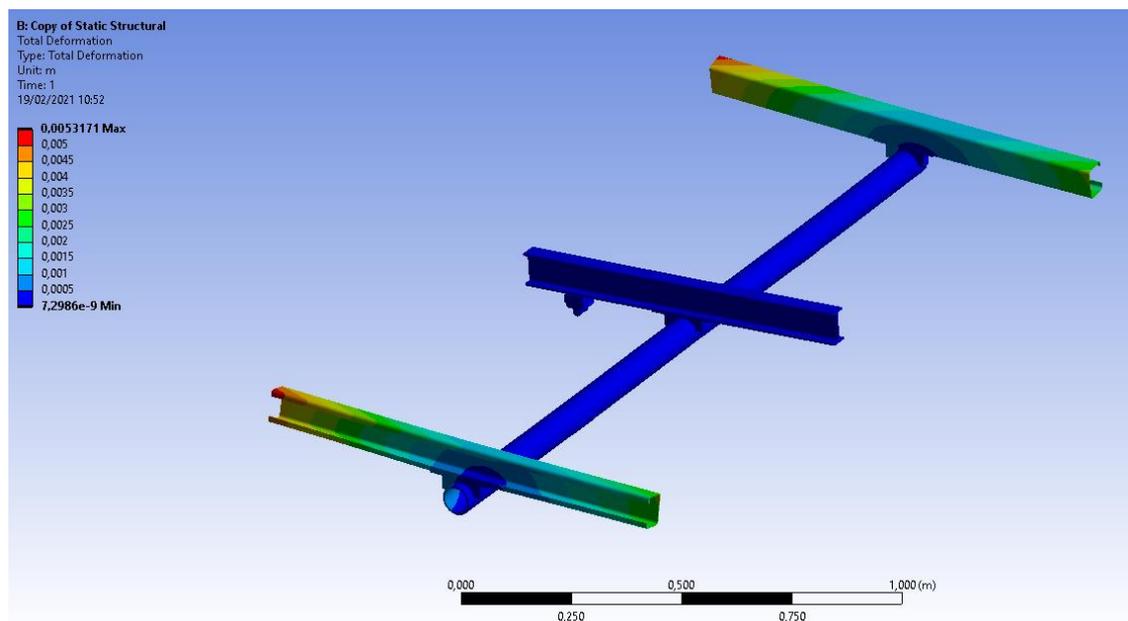


Fig. 4.41. Diagrama de deformaciones en el sistema de orientación (parte 2) para la hipótesis de carga 2.2.

El valor de tensión a lo largo de todo el eje se encuentra en torno a 33 MPa, como se muestra en el diagrama de la Fig. 4.40, aunque se puede apreciar un valor considerablemente superior en la unión entre el perfil central y el eje, alcanzando 177 MPa. La deformación de la estructura se muestra en la Fig. 4.41, siendo el

desplazamiento máximo de 5.3 mm, sucediendo este las vigas exteriores en el extremo opuesto al caso de la hipótesis de carga 1.1.

Coefficientes de seguridad

En vista de los resultados de las simulaciones, se calculan una serie de coeficientes de seguridad ante los posibles modos de fallo estructural. Se define el coeficiente de seguridad como:

$$C_S = \sigma_{adm_VM} / \sigma_{VM} \quad (4.21)$$

Siendo σ_{adm_VM} es la tensión máxima admisible en la estructura y σ_{VM} la tensión equivalente de Von Misses. En la Tabla 4.34 se resumen los coeficientes de seguridad estructurales calculados para los modos de fallo del modelo:

Tabla 4.34. Coeficientes de seguridad mínimos de la estructura de soporte.

Escenario	Coefficiente de seguridad
Flexión en las hincas (parte 1)	3.7
Flexión en la viga de anclaje del actuador (parte 1)	2.57
Pieza de anclaje del actuador (parte 1)	1.5
Flexión del sistema de orientación (parte 2)	1.75
Torsión del sistema de orientación (parte 2)	1.48

4.4.7. Protección frente a la corrosión

Todas las piezas metálicas de acero expuestas serán protegidas frente a la corrosión, ya sea por métodos de recubrimiento superficiales (zincado), o mediante pintura específica para metales. Se prestará especial atención a la protección frente a la corrosión de las soldaduras.

4.4.8. Cálculo de las zapatas de cimentación

Definidos los diferentes estados de carga posibles sobre la estructura, se procede al diseño de las zapatas para la fijación al terreno de la estructura de soporte. Se diseñan dos zapatas rígidas idénticas, una para cada una de las vigas de la estructura metálica, puesto que la distribución de cargas será igual en ambas zapatas por simetría de la estructura. Para el dimensionamiento de la zapata es necesario primero definir las cargas a las que se verá sometida como resultado de la acción del peso propio de la estructura y las cargas externas debido a viento y nieve. La siguiente figura muestra la distribución de cargas sobre la zapata debidas a las diferentes sollicitaciones, sin considerar magnitud ni sentido.

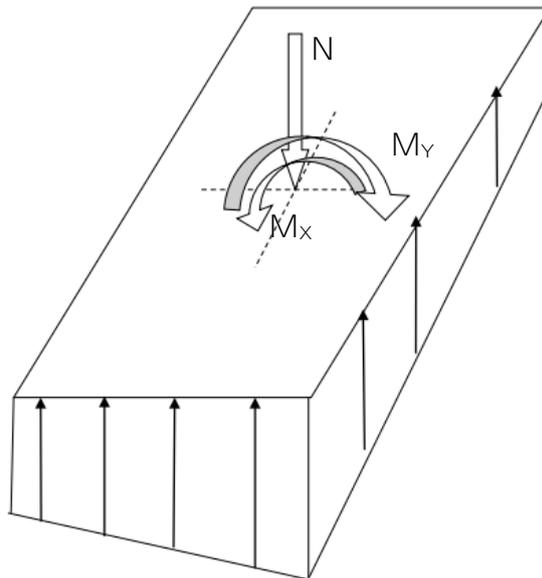


Fig. 4.42. Diagrama de distribución de cargas sobre la zapata.

Hipótesis de estados de carga

Del mismo modo que en el cálculo de los estados límite últimos realizado en la sección 4.4.5, se realiza ahora el cálculo de las sollicitaciones a las que se verá sometida la zapata de acuerdo a las hipótesis de carga planteadas en dicha sección, contemplando la dirección del viento (frontal o trasera) y en función de cuál de las cargas variables (nieve o viento) se considera como principal. Se obtienen las sollicitaciones que se muestran en la Tabla 4.35.

Tabla 4.35. Resumen de cargas aplicadas sobre la zapata.

	Hipótesis	N [N]	M _y [Nm]	M _x [Nm]	F _x [N]
1.1	PP + Viento frontal + Nieve. Carga por nieve considerada como carga transitoria principal	3267.6	91	807.9	483
1.2	PP + Viento frontal + Nieve. Carga por viento considerada como carga transitoria principal	3093	77.9	1091.6	805
2.1	PP + Viento posterior + Nieve. Carga por nieve considerada como carga transitoria principal	2431	(-) 1950.7	1102.6	(-) 724.5
2.2	PP + Viento posterior + Nieve. Carga por viento considerada como carga transitoria principal	(-) 1519.4	(-) 3022	1582.8	(-) 1207.5

Conocidas las diferentes hipótesis de carga sobre la zapata, se lleva a cabo su dimensionamiento mediante una comprobación de interacción con el terreno por Estados Límite Últimos de acuerdo con lo estipulado la normativa vigente.

De esta manera se comprueba:

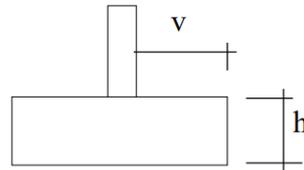
- Rigidez de la zapata
 - EHE-08, art. 58.2
- Hundimiento
 - DB-SE-C
 - EHE-08
 - NBE-AE-88
- Estabilidad al deslizamiento
 - EHE-08, art. 41
- Vuelco
 - EHE-08, art. 41
- Cálculo de armadura
 - EHE-08

Verificación de rigidez

De acuerdo con lo especificado en la instrucción EHE-08 art. 58.2 y subrayado en el Código Técnico, una zapata superficial se considera rígida cuando sus dimensiones cumplen la siguiente relación.

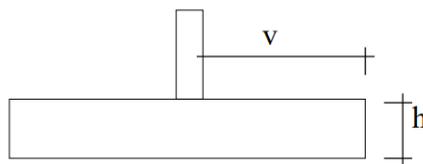
Zapatas rígidas

- $V_{\text{máx}} \leq 2h$



Zapatas flexibles

- $V_{\text{máx}} > 2h$



Verificación de tensiones en el terreno (Hundimiento)

El procedimiento de cálculo para la comprobación de hundimiento de la zapata requiere conocer inicialmente el valor de la presión admisible del terreno. Puesto que no se dispone de un estudio geotécnico del terreno, y su realización se escapa al alcance del proyecto, se selecciona un valor de acuerdo con lo estipulado en la normativa.

En el apartado 4.3.2.1 del DB-SE-C se especifica que “a efectos prácticos, si el terreno es uniforme y si la cimentación se encuentra por encima del nivel freático, sobre terreno horizontal, se podrán tomar los valores de la presión de hundimiento (q_h) que figuran en la tabla 4.3”. De dicha tabla se selecciona el valor más desfavorable, que para una profundidad $D = 0.5$ m es:

$$q_h = 200 \text{ kN/m}^2 \text{ (CTE)}$$

Como comprobación adicional del valor que se ha seleccionado, se consulta la norma anterior de edificación (NBE-AE-88) en la que se especifica que para suelos de arena gruesa (tipo de terreno en la zona de la construcción de acuerdo con el Mapa Geológico de España) la presión admisible será de 2.5 kg/cm^2 multiplicado por un factor de 0.8 debido al grado de consolidación. El valor resultante será:

$$q_h = 196 \text{ kN/m}^2 \text{ (NBE-AE-88)}$$

Se selecciona este último por ser el más crítico.

El valor de cálculo de la resistencia del terreno o presión admisible se obtiene aplicando la siguiente ecuación.

$$\sigma_{adm} = q_h / \gamma_R \quad (4.22)$$

siendo γ_R el coeficiente parcial de resistencia de la tabla 2.1 del DB-SE-C (hundimiento, $\gamma_R = 3$).

Por lo tanto, la presión admisible del terreno a efectos de cálculo será:

$$\sigma_{adm} = 65,3 \text{ kN/m}^2$$

Puesto que existe una excentricidad (e_x y e_y) en la resultante de las acciones respecto al centro geométrico de la zapata debido a la presencia de momentos flectores, se deben realizar las comprobaciones de estados límites últimos de hundimiento. Para realizar esta comprobación de acuerdo con la normativa vigente, se adopta un área de cimiento equivalente ($B^* \times L^*$), tal y como se representa en el diagrama de la Fig. 4.43, cuyas dimensiones se calculan mediante las siguientes ecuaciones.

$$B^* = B - 2 \cdot e_x \quad (4.23)$$

$$L^* = L - 2 \cdot e_y \quad (4.24)$$

$$e_x = \frac{M_y}{N} \quad (4.25)$$

$$e_y = \frac{M_x}{N} \quad (4.26)$$

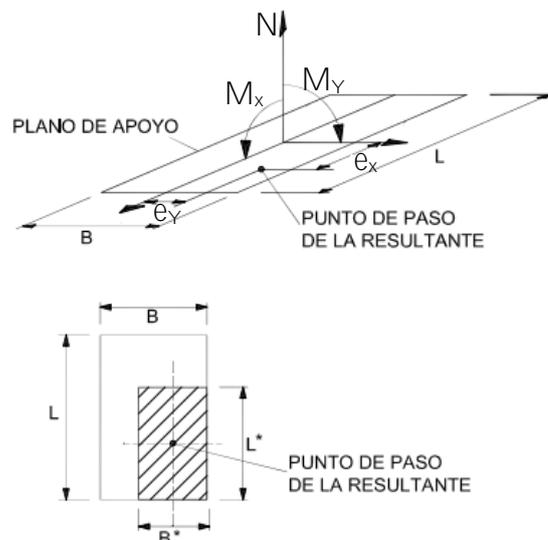


Fig. 4.43. Diagrama accesorio para la comprobación de hundimiento en zapatas de acuerdo con el DB-SE-C.

Se calculan las dimensiones de la zapata de tal manera que la presión en la base del área equivalente sea inferior a la presión admisible del terreno para todas las hipótesis. Esta comprobación se realiza para estados límite últimos, sin mayorar cargas y considerando el peso propio de la zapata (construida en HA-25).

$$PP_{zapata} = B \cdot L \cdot h \cdot \rho_h \cdot g \quad (4.27)$$

Se realiza un cálculo iterativo hasta que se obtienen unas dimensiones mínimas para cada hipótesis de carga, que se muestran en la Tabla 4.36.

Tabla 4.36. Resultados del cálculo de dimensiones mínimas de la zapata para cumplir la condición de hundimiento.

Hipótesis	e_x [m]	e_y [m]	B^* [m]	L^* [m]	Rd [kN/m ²]	B [m]	L [m]	h [m]	PP_{zapata} [kN]
1.1	0.019	0.173	0.2677	0.2677	65.3	0.307	0.613	0.306	1.41
1.2	0.016	0.218	0.2770	0.2770	65.3	0.308	0.713	0.356	1.92
2.1	0.247	0.140	0.3475	0.3475	65.3	0.842	0.627	0.421	5.46
2.2	0.300	0.157	0.3927	0.3927	65.3	0.993	0.707	0.469	8.5

Se seleccionan las dimensiones mayores ($B=1$ m; $h=0.47$ m) y se comprueba que un modelo tal que $B = L$ cumple para todas las hipótesis de cálculo.

Tabla 4.37. Resultados de la verificación de hundimiento para la geometría seleccionada de la zapata.

Hipótesis	e_x [m]	e_y [m]	B [m]	L [m]	h [m]	PP_{zapata} [kN]	B^* [m]	L^* [m]	Rd [kN/m ²]
1.1	0.006	0.055	1.000	1.000	0.470	11.53	0.9877	0.8908	16.82
1.2	0.005	0.075	1.000	1.000	0.470	11.53	0.9893	0.8507	17.37
2.1	0.140	0.079	1.000	1.000	0.470	11.53	0.7205	0.8420	23.01
2.2	0.232	0.121	1.000	1.000	0.470	11.53	0.5367	0.7574	32.09

Se observa en los resultados de los cálculos expuestos en la Tabla 4.37, que las tensiones en la base de una zapata, cuyas dimensiones sean $B=1$ m, $L=1$ m y $h=0.47$ m son inferiores a la carga admisible por el terreno, por lo que cumple con las condiciones de hundimiento, de acuerdo con el criterio de la normativa vigente.

Para mayor seguridad en el diseño, se corrobora el diseño obtenido mediante la aplicación de la normativa anterior (NBE-AE-88). En dicho documento se estipula:

- La tensión máxima en la base de la zapata no puede superar más de un 25% la presión admisible del terreno.

$$\sigma_{MAX} < 1.25 \cdot \sigma_{ADM}$$

- La tensión media debe situarse por debajo de la admisible

$$\sigma_{MED} < \sigma_{ADM}$$

- Toda la base de la zapata deberá encontrarse sometida a compresión.

$$\sigma_{MIN} > 0$$

Se calcula el estado tensional de la base de la zapata por combinación de acciones:

$$\sigma_{MAX} = \frac{N+PP}{A} + \frac{M_Y}{I_Y} \cdot z_Y + \frac{M_X}{I_x} \cdot z_x \quad (4.28)$$

$$\sigma_{MIN} = \frac{N+PP}{A} - \frac{M_Y}{I_Y} \cdot z_Y \quad (4.29)$$

$$\sigma_{MED} = \frac{N+PP}{B \cdot L} \quad (4.30)$$

Se realiza el cálculo para los 4 estados de carga considerados, con las dimensiones de zapata extraídas del cálculo de acuerdo con la normativa vigente. Los resultados, presentados en la Tabla 4.38, señalan que, aunque en todas las hipótesis las tensiones medias y máximas se encuentran dentro de los rangos aceptables, el valor negativo de la tensión mínima en la hipótesis de carga 2.2 indica que no toda la sección se encuentra sometida a compresión.

Tabla 4.38. Resumen de tensiones en la base de la zapata para la geometría definida de acuerdo con la norma DB-SE-C.

Hipótesis	σ_{min} [kN/m ²]	σ_{max} [kN/m ²]	σ_{med} [kN/m ²]
1.1	14.25	20.19	14.79
1.2	14.15	21.64	14.62
2.1	2.25	32.28	13.96
2.2	-8.12	37.64	10.01

Se ajustan las dimensiones hasta que se cumplen todos los requisitos. Las dimensiones resultantes son B=1.2 m, L=0.95 m, h=0.6 m. Estas dimensiones de zapata resultan en las distribuciones de tensiones que se muestran en la Tabla 4.39.

Tabla 4.39. Resumen de tensiones en la base de la zapata para la nueva geometría.

Hipótesis	σ_{min} [kN/m ²]	σ_{max} [kN/m ²]	σ_{med} [kN/m ²]
1.1	17.18	22.46	17.58
1.2	17.09	23.82	17.43
2.1	8.29	31.51	16.85
2.2	0.13	35.41	13.38

Se lleva a cabo una verificación adicional de estas nuevas dimensiones para la normativa vigente, cumpliendo ampliamente, con un coeficiente de seguridad mínimo igual a 2.41.

Verificación de estabilidad a deslizamiento

Se debe cumplir que el sumatorio de las acciones estabilizadoras sea mayor que el de las acciones desestabilizadoras (véase Fig. 4.44). En este caso, eso implica que las fuerzas horizontales actuando sobre la zapata (F_x) sean inferiores que la suma de las fuerzas de rozamiento (F_r) y la acción resultante del terreno (R). De acuerdo con la normativa en vigor, R no se tiene en cuenta en zapatas superficiales, por lo que en este cálculo $R=0$.

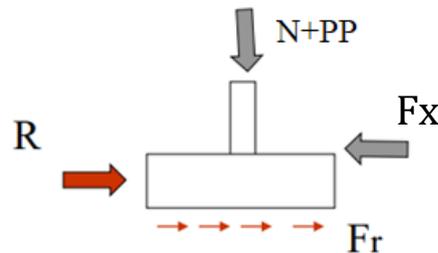


Fig. 4.44. Diagrama de fuerzas para la verificación de deslizamiento de la zapata.

Por lo tanto, se deberá cumplir la siguiente relación.

$$F_x \leq \frac{N+PP}{\gamma_R} \cdot tg\Phi \quad (4.31)$$

Donde

Φ es el ángulo de rozamiento interno efectivo del terreno, cuyo valor normalizado de 30° para suelos arenosos gruesos compactos, y γ_R es el coeficiente parcial de resistencia, extraído de la tabla 2.1 del DB-SE-C (deslizamiento, $\gamma_R = 1.5$)

Tabla 4.40. Resumen de resultados de la verificación de deslizamiento de la zapata.

Hipótesis	F_h [N]	$\frac{F_v}{\gamma_R} \cdot tg\Phi$ [N]	Coefficiente de seguridad
1.1	483	7714.44	15.97
1.2	805	7647.24	9.5
2.1	724.5	7392.43	10.2
2.2	1207.55	5874.92	4.86

Por lo tanto, la condición de no deslizamiento se cumple para todas las hipótesis de carga con un margen suficientemente alto.

Verificación de estabilidad a vuelco

La verificación de vuelco se cumple, igual que en la verificación de deslizamiento, cuando el sumatorio de las acciones estabilizadoras sea mayor que el de las acciones desestabilizadoras. En este caso, eso implica que el sumatorio de los momentos estabilizadores generados sobre el eje de giro de la zapata han de ser superiores a los momentos desestabilizadores causados por las acciones externas (véase Fig. 4.45).

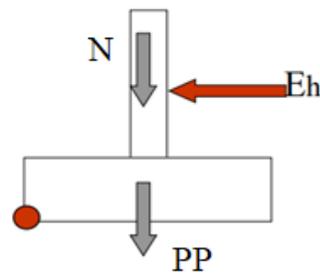


Fig. 4.45. Diagrama de fuerzas para la verificación de vuelco de la zapata.

Por lo tanto, se deberá cumplir la siguiente relación.

$$\Sigma M_{desest} \cdot \gamma_{E,d} \leq \Sigma M_{estab} \cdot \gamma_{E,e} \quad (4.32)$$

Donde, γ_E es el coeficiente parcial de esfuerzos, extraído de la tabla 2.1 del DB-SE-C (vuelco, $\gamma_{E,d} = 1.8$; $\gamma_{E,e} = 0.9$).

$$(M_Y + F_X \cdot h) \cdot 1.8 \leq (N \cdot d_{vuelco} + PP \cdot d_{vuelco}) \cdot 0.9 \quad (4.33)$$

Siendo d_{vuelco} la distancia del centro de la zapata hasta el eje de giro de esta.

Se definen dos tipos de vuelco: rígido y plástico. El vuelco rígido se produce al suponer que el eje de giro es la propia arista de la cimentación (véase Fig. 4.46). En cambio, el vuelco plástico limita el valor de las tensiones en el momento teórico de vuelco, retranqueando el eje de giro una cierta distancia respecto a la arista de la cimentación.



Fig. 4.46. Ubicación del eje de giro en un vuelco rígido (izda.) y plástico (dcha.).

Para el cálculo de la estabilidad al vuelco y siguiendo las recomendaciones de la normativa, se ha creído conveniente valorar la seguridad ante vuelco según criterios plásticos. Esta suposición es más realista que la definida mediante el vuelco rígido, el cual exige presiones infinitas en el terreno en el momento teórico de vuelco. Para que se diera dicha situación, debería cumplirse la condición ideal de que el terreno fuese infinitamente rígido y resistente. La distancia que se desplaza el eje de giro en el caso de vuelco plástico se denomina retranqueo (u) y se calcula mediante la siguiente expresión.

$$u = \frac{1}{2} \cdot N / (3 \cdot \sigma_{adm} \cdot L^*) \quad (4.34)$$

Tabla 4.41. Resultados de la verificación de vuelco para la geometría seleccionada de la zapata.

Hipótesis	u [m]	Momentos desestabilizadores [Nm]	Momentos estabilizadores [Nm]	Coefficiente de Seguridad
1.1	0.0182	685.44	100663.17	15.56
1.2	0.0202	1009.66	10578.95	10.48
2.1	0.0154	4293.72	10227.69	2.38
2.2	0.0057	6743.75	8334.22	1.25

Se puede observar en la Tabla 4.41 que la condición se cumple para todos los casos con un coeficiente de seguridad suficiente.

Cálculo de la armadura

Puesto que se trata de una zapata rectangular rígida ($V < 2h$) sometida a flexocompresión recta, el cálculo de la armadura se lleva a cabo mediante el método de bielas y tirantes. Para ello, y según lo estipulado en el Art. 58 del EHE-08, se ha de calcular dicha armadura para resistir la tracción T_d indicada en el modelo que se muestra en la Fig. 4.47, que resulta:

$$T_d = (R_{1d} \cdot x_1) / (0.85 \cdot d) = A_s \cdot f_{yd} \quad (4.35)$$

donde d es la distancia desde la armadura a la superficie de la zapata ($d=0.5$ m), A_s es la sección total de acero necesaria para la armadura de la zapata, f_{yd} es la resistencia a tracción del acero (no mayor de 400MPa), x_1 es la distancia del centro de gravedad del trapecio sombreado en la Fig. 4.47 a la línea de carga N_{1d} , que se calcula como:

$$x_1 = \frac{1}{6} \cdot \left(\frac{2\sigma_1 + \sigma_3}{\sigma_1 + \sigma_3} \right) \cdot \left(B - \frac{a}{2} \right) \quad (4.36)$$

y R_{1d} es la resultante de las tensiones del trapecio sombreado, que se obtiene como:

$$R_{1d} = (\sigma_1 + \sigma_3)/2 \cdot (B/2 - a/4) \cdot L \quad (4.37)$$

siendo σ_1 la tensión máxima y σ_3 la tensión mínima en dicha sección denotada en la Fig. 4.47 de la zapata. B y L son las dimensiones de la base de la zapata y a el ancho de la viga IPN anclada a la zapata.

$$\sigma_3 = (\sigma_1 + \sigma_2)/2 + (\sigma_1 - \sigma_2) \left(\frac{a}{4}/B \right) \quad (4.38)$$

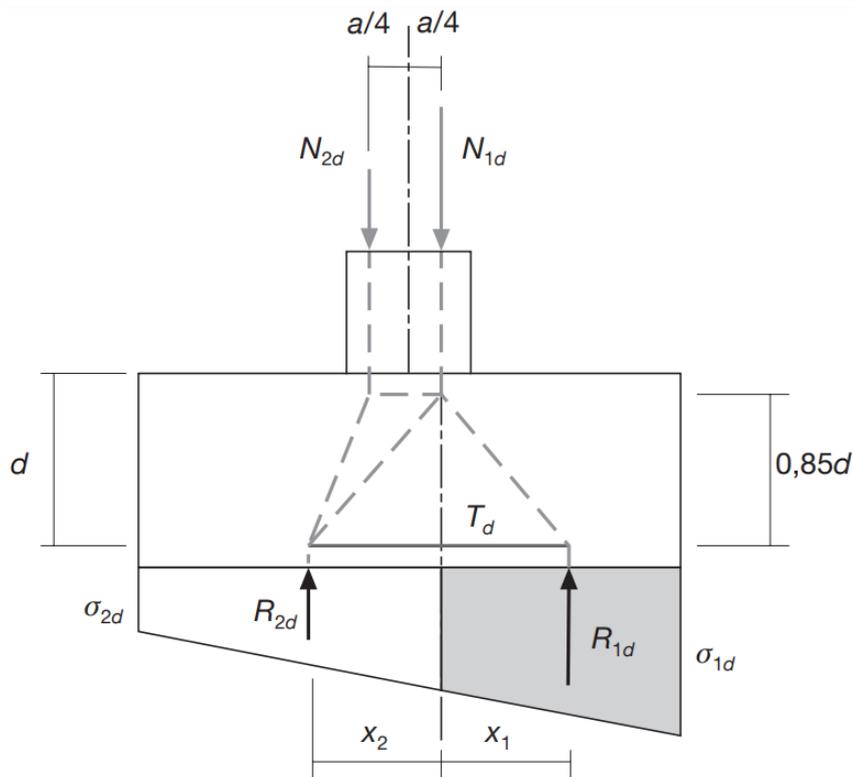


Fig. 4.47. Diagrama de cálculo por el método de bielas y tirantes para zapatas rígidas según el EHE-08.

Se lleva a cabo de esta manera el cálculo de la armadura para las cuatro hipótesis de carga para ambas direcciones (ejes x e y). Cabe indicar que las ecuaciones 4.35 a 4.38 se emplean para el cálculo de la armadura en la dirección del eje y , y las dimensiones de la zapata B y L deberán ser intercambiadas para el cálculo para la dirección del eje x .

Debido a las bajas cargas a compresión a las que se encuentra sometida la zapata, la sección de acero necesaria para toda la zapata es, en todos los casos, al menos muy inferior a la sección de la barra de diámetro mínimo recomendado en la norma (12 mm . $A_s = 113 \text{ mm}^2$). Para estar del lado de la seguridad se opta por incorporar una distribución de barras de acero por cuantías mínimas, de acuerdo a lo establecido en el EHE-08 ($\varnothing_{\min} = 12 \text{ mm}$ y separación máxima entre barras = 300 mm).

Combinación de las zapatas

Dada la proximidad entre las dos zapatas rígidas aisladas proyectadas, se decide combinar ambas zapatas en una de dimensiones superiores a la suma de las dimensiones de las zapatas individuales. Las dimensiones finales de la zapata combinada serán las indicadas en la Fig. 4.48.



Dimensión	Longitud [m]
L_{final}	1.9
B_{final}	1.2
h_{final}	0.6

Fig. 4.48. Diagrama de la instalación mostrando la zapata combinada (izda.) junto a sus dimensiones principales (dcha.).

Dicha combinación redundará en una mayor seguridad de la cimentación. La armadura del hormigón será dispuesta de tal manera que cubrirá de manera continua la totalidad de la zapata combinada. Para la construcción de la zapata será necesario el vertido de aproximadamente 1.4 m^3 de hormigón de resistencia mínima HA-25.

Dimensionamiento de la placa soporte estructura-cimentación

Para el anclaje de la estructura de soporte a la zapata de cimentación, se proyecta una placa de acero estructural S275JR con dimensiones $250 \times 250 \times 10 \text{ mm}$. Esta plancha se suelda a la estructura, incorporando cartelas en varias posiciones, tal y como se muestra en la Fig. 4.49.

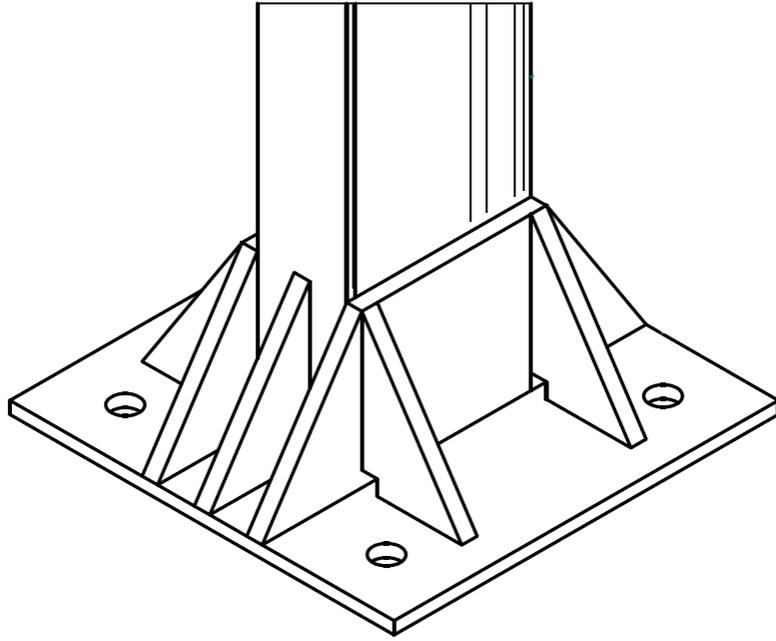


Fig. 4.49. Vista Isométrica de la placa acartelada de soporte para el anclado de la estructura a la cimentación.

La conexión se realizará mediante 4 pernos de anclaje para farolas de métrica 16, longitud (A) 400 mm y que serán insertados en la zapata durante el proceso de cimentación. En la Fig. 4.50 se muestra un diagrama del perno de fijación con sus dimensiones generales, siendo $C = 100$ mm y $B = 150$ mm.

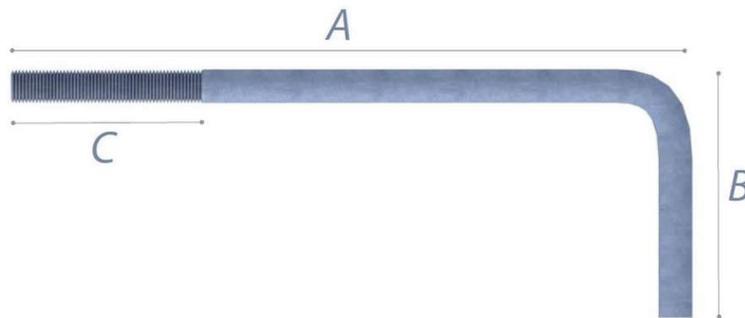


Fig. 4.50. Diagrama representativo de un perno de anclaje del tipo empleado para la fijación de la estructura a la zapata.

Capítulo 5:

Fabricación e instalación del prototipo

La fabricación y puesta a punto del prototipo diseñado es un proceso complejo que involucra la fabricación, ensamblaje, instalación y ensayo de muchos elementos que requieren de la aplicación de un amplio rango de técnicas constructivas. En la Fig. 5.1 se muestra un diagrama de flujo general del proceso de fabricación e instalación al completo. Aún sin entrar en detalle, y cubriendo muy por encima las tareas que se han de desarrollar para completar el prototipo, da una idea general del orden y la extensión de este proceso.

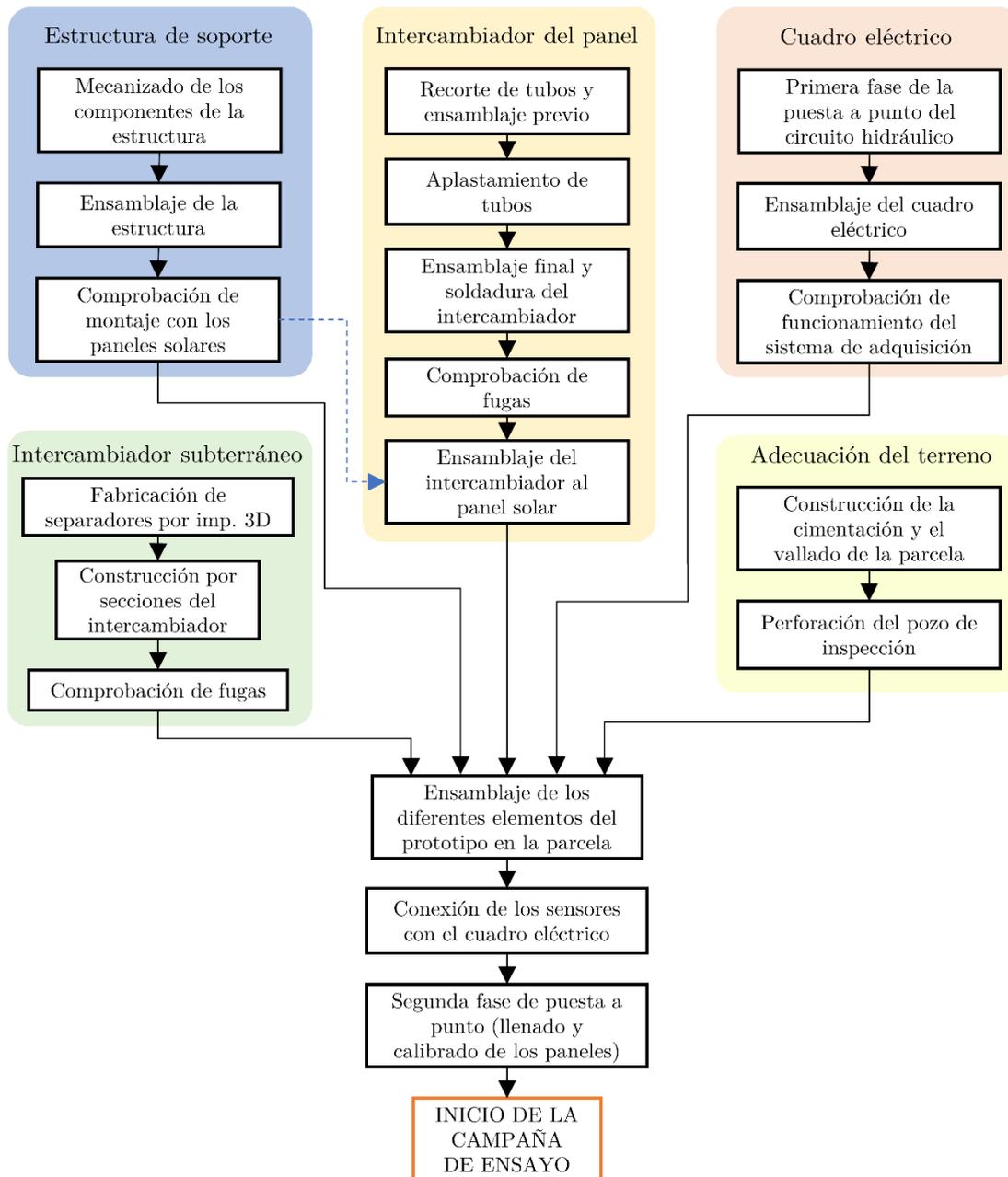


Fig. 5.1. Diagrama de flujo general del proceso de fabricación e instalación del prototipo.

5.1. Fabricación del intercambiador de calor del panel solar

La fabricación del intercambiador de calor del panel solar se realiza de acuerdo con el diseño planteado en la sección 4.2.2. Para ello, es necesario realizar el ensamblaje de 6 tubos de sección rectangular en forma de “U” con una longitud aproximada de 2.8 m (ida y vuelta). Estos tubos se ensamblan a dos colectores (de entrada y salida) que deberán conectarse con los tubos que permiten llegar el fluido caloportador hasta el intercambiador. Se emplearon tubos de sección quasi-rectangular moldeados a partir de tubos comerciales de sección circular. Para su fabricación se empleó un molde y una prensa hidráulica de 20 Tn. El proceso de fabricación del intercambiador comienza, por tanto, con el recorte de los tubos de la longitud deseada, realizándose un primer montaje antes del aplastado para verificar que la geometría es correcta, y que el intercambiador encaja adecuadamente dentro del panel solar, como se muestra en la Fig. 5.2.

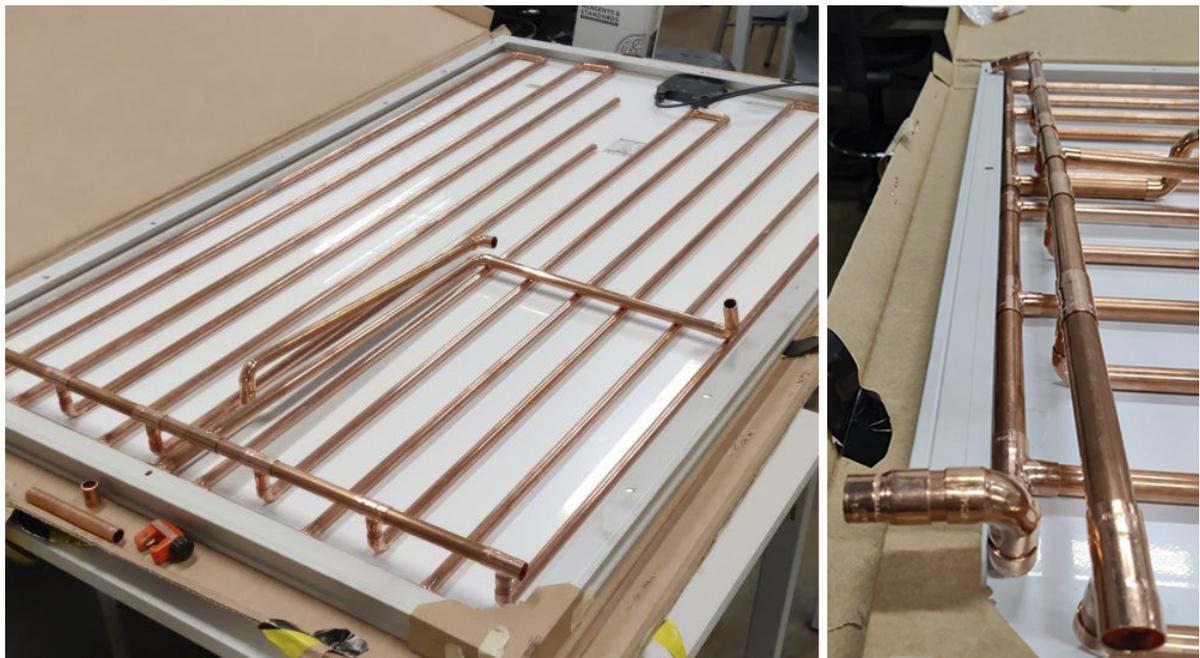


Fig. 5.2. Ensamblaje previo del intercambiador de calor sobre el panel.

Una vez se ha comprobado que la geometría del intercambiador encaja correctamente, se procede al aplastado de los tubos de forma individual para obtener la sección rectangular deseada. El proceso de aplastado se realiza introduciendo tubos de $\text{Ø}15$ mm (de acuerdo con las especificaciones de diseño) dentro de un molde compuesto por dos piezas de acero que, al aplicar presión sobre una de ellas, encajan

entre sí y dan la forma final deseada al tubo, tal y como se puede observar en el diagrama de la Fig. 5.3. Los tubos terminados presentan unas dimensiones de 17 ± 0.1 mm de ancho x 9 ± 0.1 mm de alto (igualmente de acuerdo con las especificaciones de diseño). Este proceso de aplastado se realiza de forma progresiva hasta completar toda la longitud del tubo.

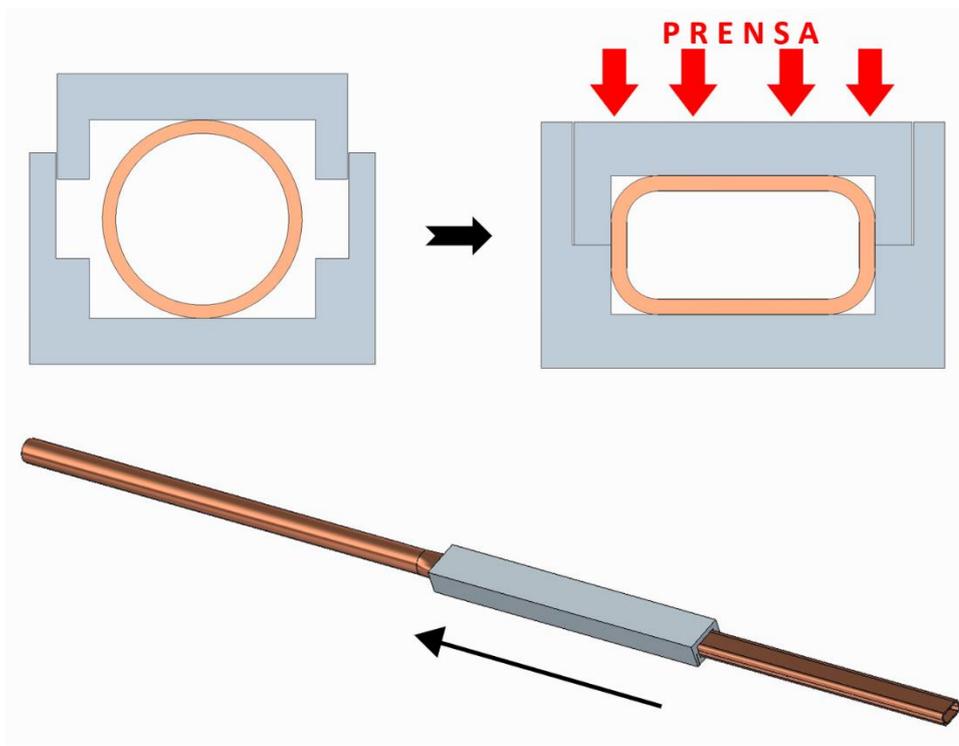


Fig. 5.3. Procedimiento de deformación de los tubos del intercambiador de calor.

Ambos extremos de cada tubo se mantienen con la sección original para poder instalar accesorios de unión convencionales de sección circular. Debido a esta necesidad, los extremos de los tubos, manteniendo la sección circular original, se doblan ligeramente hacia arriba hasta que se comprueba que la cara plana del tubo hace un buen contacto con la superficie del panel. Una vez completada la fabricación de todos los tubos del panel se repite el ensamblado del intercambiador de calor y se procede a su unión mediante soldadura con estaño, tal y como se muestra en la Fig. 5.4 (izq.). En dicha figura se aprecia también que, para evitar deformaciones provocadas por el calor aplicado en el proceso de soldado, se colocan pesos encima de los tubos en forma de “U” del intercambiador durante el proceso. Una ligera deformación puede provocar que se pierda el contacto con la superficie del panel, por lo que, para garantizar la forma de los tubos, una serie de perfiles de acero se colocan

encima, homogéneamente distribuidos, desde el inicio del proceso de soldado y hasta que todos los tubos se han enfriado por completo.

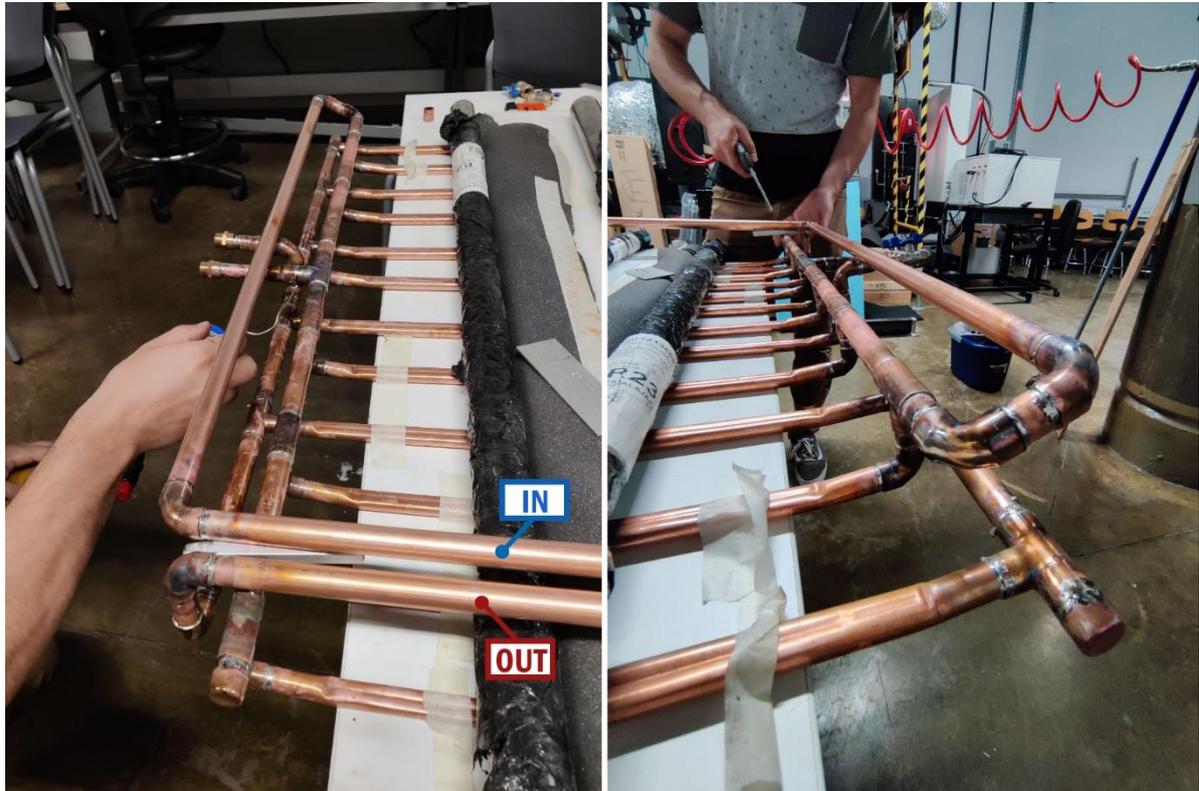


Fig. 5.4. Proceso de soldado de los elementos del intercambiador de calor del panel.

Una vez completado el ensamblaje, se realiza una comprobación de fugas, primero con aire a presión (como se observa en la Fig. 5.4 dcha.) y a continuación mediante bombeo manual de agua. Completado el ensamblaje y verificación del intercambiador, se procede a su adhesión final al panel solar. Para ello se emplea un adhesivo epoxi en dos partes de la marca Araldite, con una conductividad térmica endurecido de 1 W/mK . El adhesivo actuará a su vez como interfaz térmica entre el intercambiador de calor y el panel, por lo que una distribución completa y homogénea es de gran importancia para un correcto funcionamiento del sistema. Para lograrlo, se coloca el intercambiador de calor ya ensamblado en su posición sobre el panel y se marca la posición de todos los tubos con cinta adhesiva de cobre. Al retirar el intercambiador de calor, la cinta de cobre actúa como un retén que permite verter la resina en la posición correcta y de forma homogénea. En la Fig. 5.5 (izq.) se muestra la instalación de dicha cinta adhesiva de cobre. Una vez completado el proceso de vertido, que debe realizarse con celeridad para evitar el fraguado, se coloca el

intercambiador en posición y se colocan de nuevo los perfiles de acero encima de los tubos para ejercer presión, expulsando la resina epoxi sobrante.



Fig. 5.5. Proceso de pegado del intercambiador de calor al panel y del recubrimiento aislante.

Una vez se ha completado el curado del adhesivo (24 h) se retiran los pesos. Se finaliza el intercambiador de calor instalando una capa de aislante de poliuretano expandido de 4 mm de grosor sobre los tubos para evitar la absorción de calor del ambiente, cuya disposición se puede observar en la Fig. 5.5 (dcha.). El aislante se fija en su posición mediante la aplicación de un cordón de silicona blanca a cada lado, tal y como se muestra en el diagrama de la Fig. 5.6.

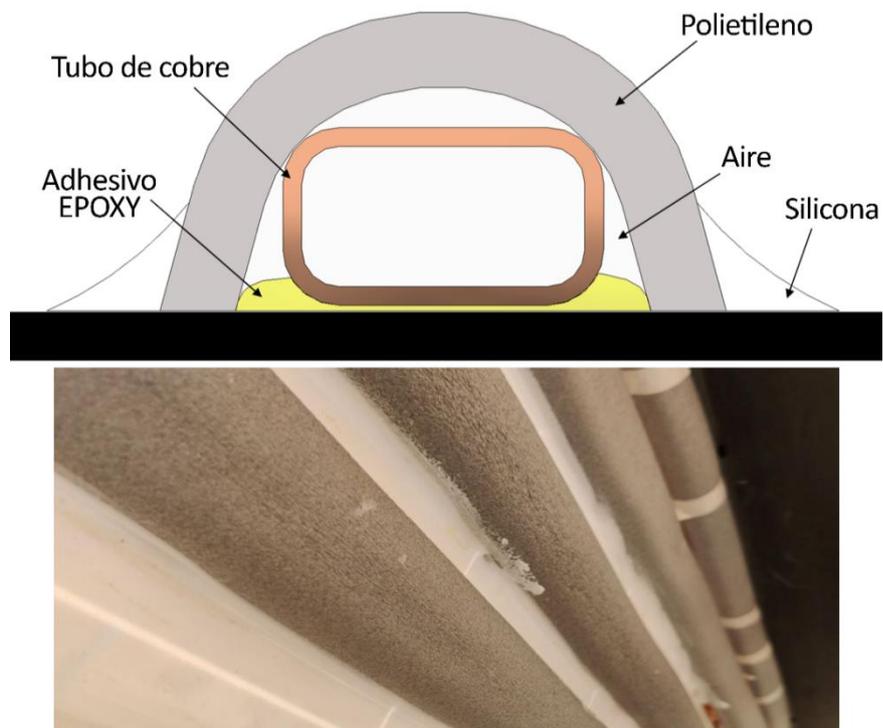


Fig. 5.6. Diagrama de la sección de un tubo del intercambiador de calor (arriba) junto a una foto del resultado final (abajo).

El resultado completo del panel solar incorporando el intercambiador de calor de tubos diseñado en su cara posterior se puede observar en la Fig. 5.7.

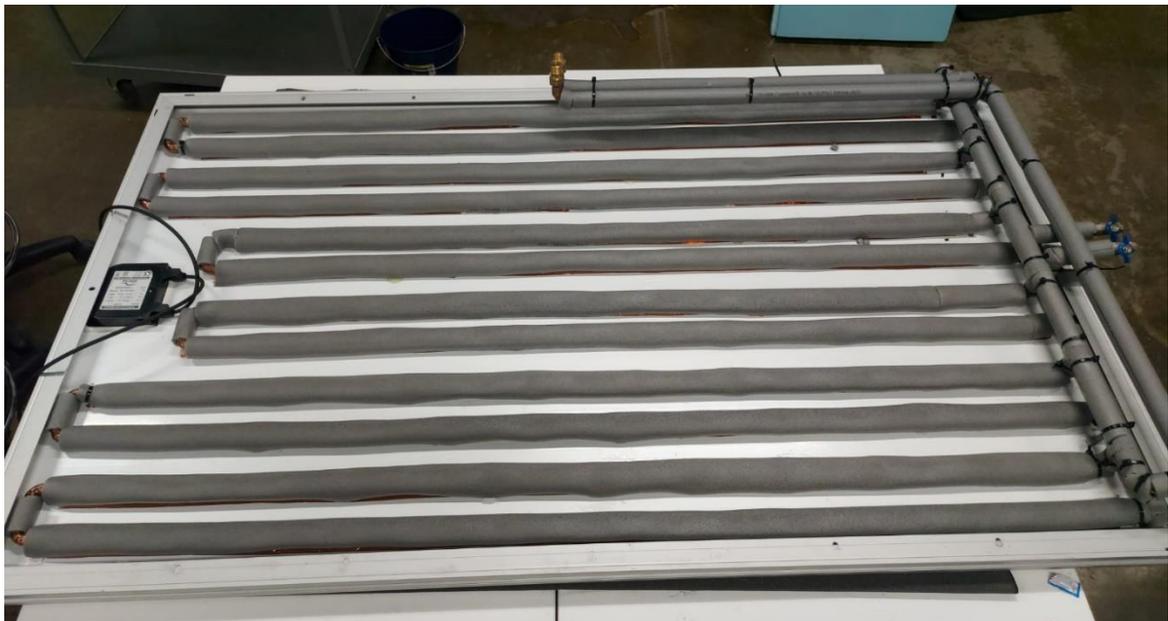


Fig. 5.7. Vista general del intercambiador de calor construido y ensamblado al panel solar.

Cabe destacar que la fabricación del intercambiador de calor se ha llevado a cabo de forma claramente artesanal, debido a la singularidad intrínseca a cualquier prototipo. Sin embargo, el proceso se ha llevado a cabo teniendo en mente la fabricación en grandes cantidades y todo el proceso puede ser automatizado sin grandes modificaciones al diseño planteado.

5.2. Fabricación de la estructura de soporte con seguidor solar

La fabricación de la estructura de soporte de los paneles con seguidor solar se realiza de acuerdo con el diseño planteado en la sección 4.4. La estructura de soporte está compuesta por dos perfiles IPN 120 de acero S275, unidos por un tubo rectangular de 60 mm de lado y 6 mm de espesor (también de acero S275), y un segundo tubo de aluminio 6060 T6 de 40 mm de lado que añade rigidez adicional a la estructura. Una vez recortados y perforados a la medida especificada en el diseño, se ensamblan mediante uniones atornilladas. Se incorporan además piezas específicamente diseñadas para el anclaje de los rodamientos a la estructura del seguidor. Estas piezas, al mismo tiempo, cumplen la función de tope mecánico para evitar que los paneles impacten contra la estructura en caso de fallo del actuador que mueve el seguidor. Una vez ensamblada la estructura, se suelda a la placa acartelada de anclaje que permite su unión con la cimentación, proceso que se muestra en la Fig. 5.8 dcha.



Fig. 5.8. Proceso de mecanizado de los perfiles (izq.) y soldadura de los elementos de la estructura de soporte de los paneles (dcha.).

La estructura del seguidor solar sobre la que se anclan los paneles esta igualmente formada por perfiles normalizados. Se emplean 4 perfiles UPN 80, también de acero S275, unidos al eje mediante acoplamiento rígidos hechos a medida, contruidos en aluminio 6060 que se muestran en la Fig. 5.9 c. El eje (que se muestra en la Fig. 5.9 a.) consiste en un tubo de acero al carbono de $\text{Ø}70$ mm rectificad. Adicionalmente, la estructura del seguidor incorpora dos tubos rectangulares de acero que conectan los 4 perfiles UPN (ver Fig. 5.9 b), acoplados mediante uniones atornilladas, que sirven de tope mecánico a la estructura. Estos tubos al llegar al final del recorrido del seguidor se apoyan en unas piezas específicamente diseñadas de la estructura de soporte, que, como ya se había indicado, evitan que los paneles solares puedan sufrir daños en caso de fallo del actuador.

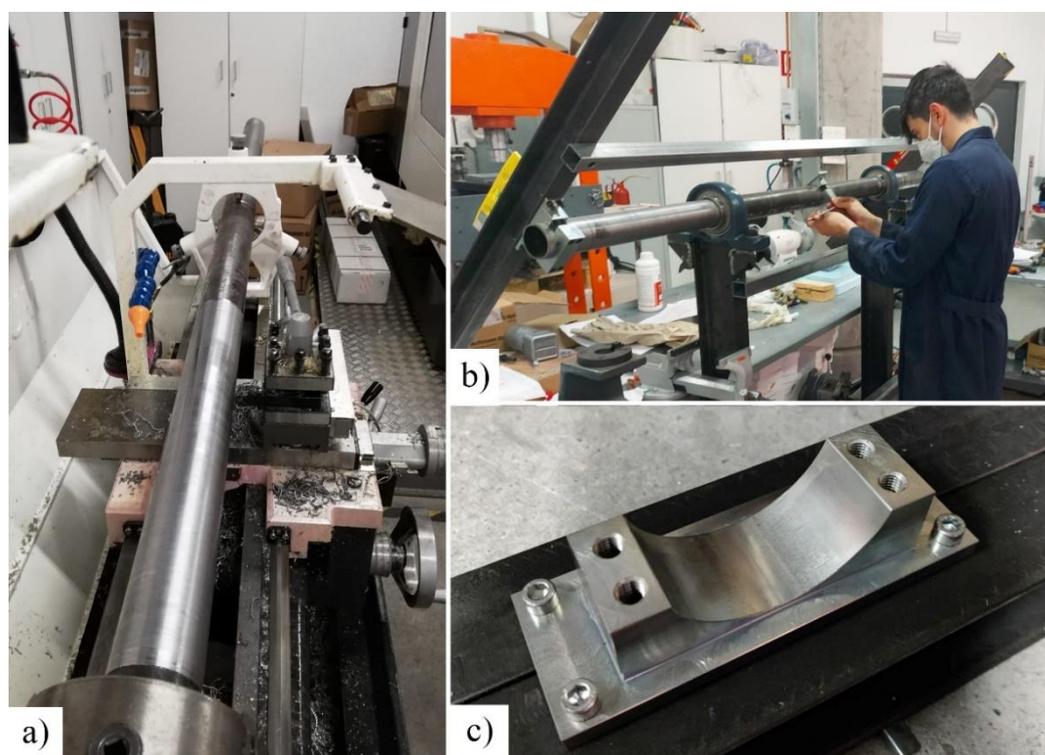


Fig. 5.9. Mecanizado y ensamblaje del eje de la estructura del seguidor solar.

Una vez ensamblada toda la estructura, se instalan dos adaptadores de fabricación propia para el anclaje del actuador a la estructura de soporte y al seguidor. Estos se muestran en detalle en la Fig. 5.10. Se completa la estructura aplicando 2 capas de pintura antióxido para evitar el deterioro ante la exposición a los elementos. Finalmente, se lleva a cabo una comprobación de funcionamiento del sistema, verificando que el actuador permite completar el recorrido de $\pm 40^\circ$ propuesto en el diseño de la estructura.

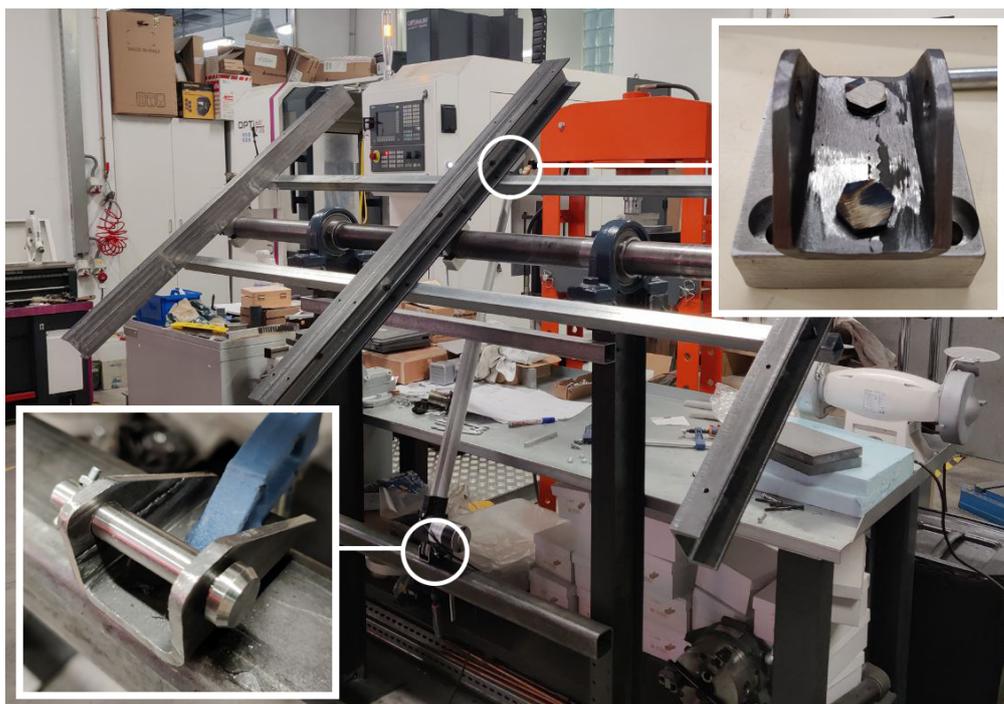


Fig. 5.10. Detalle de los puntos de anclaje del actuador sobre una vista general de la estructura de soporte y seguidor.

5.3. Fabricación del intercambiador de calor subterráneo

La fabricación del intercambiador de calor subterráneo se basa en los resultados del diseño presentado en la sección 4.2.3, aunque dicho diseño sufre algunas modificaciones de diversa índole. Debido a una combinación de motivos, principalmente coste y disponibilidad de maquinaria, se opta por reducir la profundidad de la perforación propuesta de 20 m a 15 m. También se reduce el diámetro de la perforación de 150 mm a 100 mm debido a criterios constructivos y de disponibilidad. La modificación del diámetro del pilote debería tener un impacto anecdótico sobre la eficiencia del sistema. Por último, el tubo de cobre propuesto en el diseño para la construcción del intercambiador, de $\text{Ø}15$ mm, se sustituye por uno de $\text{Ø}18$ mm. Esta modificación se encuentra motivada por los problemas de suministro experimentados durante la construcción del prototipo en la primavera de 2021 (relacionados tanto con el Covid-19, como con el bloqueo del canal de Suez por el carguero Evergreen). El intercambiador de calor subterráneo se construye, por tanto, empleando tubos de $\text{Ø}18$ mm y 2.5 m de longitud.

La fabricación del intercambiador de calor se lleva a cabo en secciones de 5 m de longitud para permitir su izado y posterior introducción dentro del pozo de inspección. Para fijar los tubos del intercambiador en posición y evitar que sufran torsión, se fabrican por impresión 3D unas piezas cilíndricas que se pueden observar en la Fig. 5.11. Estas piezas tienen alojamientos para encajar los tubos de cobre y unirlos entre sí. Además, el diámetro exterior de 92 mm garantiza que no puedan moverse dentro de la perforación en el terreno (el diámetro interno de la camisa del pozo de inspección es de 94 mm).



Fig. 5.11. Construcción del intercambiador de calor subterráneo por secciones.

Una vez instaladas las piezas de unión de los tubos, se colocan a lo largo del intercambiador una serie de sensores de temperatura tipo PT1000 adicionales a los indicados en el diseño de la sensorización en la sección 4.3.3. Estos sensores de temperatura permiten llevar a cabo mediciones manuales adicionales de la temperatura del tubo del intercambiador de calor en diferentes puntos durante su operación, ya que se encuentran adheridos con epoxi a la superficie de este y aislados del exterior. Por último, se lleva a cabo una comprobación de fugas de las uniones soldadas de las 3 secciones de 5 m, mediante agua a presión hasta un valor de 3 bares.

5.4. Comprobación y calibración previa del sistema de bombeo

El procedimiento de puesta a punto y calibración del sistema se divide en dos fases. Una primera fase tiene lugar antes de la instalación definitiva del prototipo en la parcela para su ensayo. Esta primera fase principalmente consiste en la comparación y verificación de funcionamiento de los sensores de presión, la caracterización de pérdidas de carga en los filtros del circuito hidráulico, y la verificación de funcionamiento de elementos como la bomba o el caudalímetro. La segunda fase se desarrolla una vez completada la instalación como parte del set-up experimental (descrito en la sección 6.2), y engloba la definición de las curvas de carga reales del circuito hidráulico y de consumo eléctrico de la bomba y la calibración de los paneles solares.

Se construye una bancada de ensayo consistente en un circuito cerrado en el que se incorporan ambos sensores de presión, la bomba, el caudalímetro, uno de los filtros empleados en el sistema y una válvula esférica para poder regular las pérdidas de carga en el circuito.

Se llevan a cabo ensayos con varias configuraciones buscando completar los siguientes objetivos de puesta a punto:

- Comparación de los sensores de presión
- Calibración del caudalímetro
- Comprobación de funcionamiento de la bomba

Los sensores de presión absoluta del fabricante Honeywell tienen un rango de medida de 0 a 2 bar y una precisión según el fabricante de 5 mbar. Para comprobar su correcto funcionamiento, se conectan ambos sensores a la salida de la bomba, alimentada a 12 Vcc, y se lleva a cabo la adquisición de la medición de ambos sensores a medida que se va cerrando la válvula esférica para incrementar la carga. Ambos sensores se encuentran conectados a la misma fuente de alimentación a 5 Vcc. La configuración para este ensayo se puede observar en la Fig. 5.12.

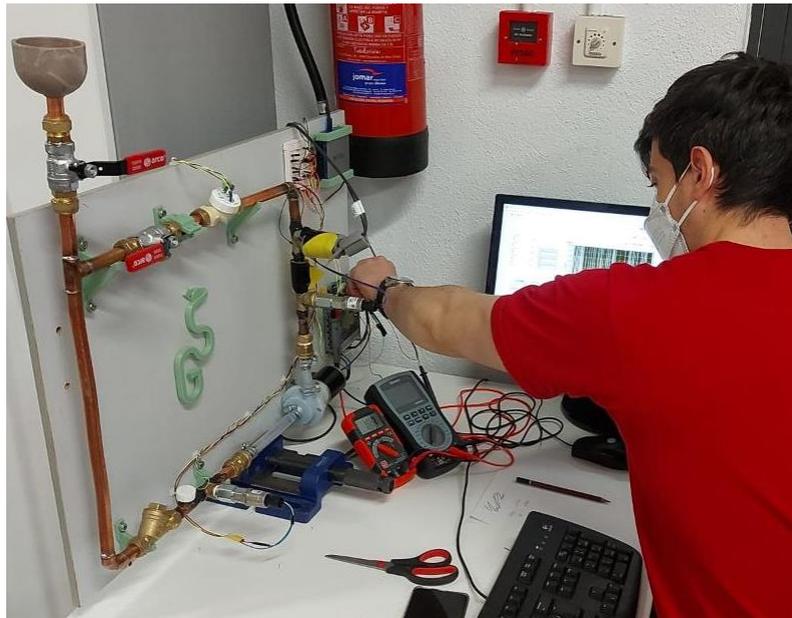


Fig. 5.12. Ensayo de verificación de funcionamiento de los sensores de presión.

El ensayo se lleva a cabo en 6 posiciones de la válvula, que varían desde 40° hasta 70° aproximadamente. En cada uno de esos puntos se lleva a cabo la medición de la presión en la entrada y la salida de la bomba de manera simultánea con ambos sensores de presión durante un total de 20 s, a una frecuencia de adquisición de 10 Hz, para un total de 200 muestras por punto de carga. De este ensayo se obtienen los valores de presión que se presentan en la Tabla 5.1.

Tabla 5.1. Resultados del ensayo de calibración de los sensores de presión.

	Sensor Presión 1 [bar]		Sensor Presión 2 [bar]	
	Promedio	Desv. estándar	Promedio	Desv. estándar
1	1.0067	±0.0013	1.0079	±0.0013
2	1.0200	±0.0012	1.0216	±0.0018
3	1.0431	±0.0013	1.0440	±0.0012
4	1.0743	±0.0018	1.0757	±0.0018
5	1.1085	±0.0028	1.1094	±0.0030
6	1.1499	±0.0032	1.1504	±0.0029

Se puede observar que la diferencia máxima entre las mediciones de ambos sensores es de tan solo 1.4 mbar y la desviación estándar de las mediciones es siempre inferior a 3.2 mbar. Cabe mencionar que el sensor que realizaba consistentemente mediciones ligeramente inferiores (Sensor de presión 1) se encuentra más alejado de

la bomba, por lo que esta diferencia podría estar parcialmente causada por pérdidas en la conducción de 10 cm que los separaba. En cualquier caso, la diferencia entre ambos sensores es siempre considerablemente inferior al valor de precisión de 5 mbar indicado por el fabricante.

A continuación, se lleva a cabo la comprobación de funcionamiento del caudalímetro. Para verificar su funcionamiento se emplea una segunda configuración del circuito de prueba a la que se incorpora un depósito doble. Esta configuración se muestra en la Fig. 5.13. Al conectar la bomba, se fuerza el caudal a través del circuito de un depósito a otro durante un periodo de tiempo determinado. Midiendo la variación de volumen de agua en la sección de depósito que recoge el agua a la salida del circuito y comparándolo con la lectura del caudalímetro se puede comprobar su funcionamiento. Se realizan tres ensayos a caudales diferentes (promedios de 1.15, 1.98 y 3.11 l/min) y se comprueba que la lectura del caudalímetro es precisa a pesar de tratarse de caudales bajos. La mayor desviación ocurre en el ensayo con el menor caudal, siendo aun así tan solo de 0.06 l/min. Considerando que el valor de precisión aportado por el fabricante es de 0.05 l/min, se considera correcto su funcionamiento.



Fig. 5.13. Configuración para el ensayo de verificación de funcionamiento del caudalímetro.

Finalmente se lleva a cabo la comprobación de funcionamiento de la bomba, y se plantea un ensayo para verificar su curva característica (véase Fig. 4.24). En este ensayo, se pretende incrementar progresivamente la corriente de alimentación de la

bomba, conectada a 12 Vcc, hasta alcanzar la máxima potencia indicada por el fabricante (25 W) y comprobar si el punto obtenido de operación se encuentra sobre la curva característica de la bomba.

Se lleva a cabo el ensayo mediante una configuración del circuito de ensayo similar a la de la Fig. 5.12, pero instalando uno de los sensores de presión justo antes de la alimentación de la bomba y otro a la salida. Se coloca la válvula esférica en un ángulo de 60° para incrementar la pérdida de presión en el circuito. El ensayo se ve interrumpido a un caudal máximo de 10 l/min y una diferencia de presión de 0.243 bar por la aparición de cavitación a la entrada de la bomba. Si bien no se alcanza a verificar que la bomba sea capaz de producir la curva característica indicada por el fabricante, se considera que el valor alcanzado es satisfactorio y esta debería permitir circular un caudal suficiente por el circuito del prototipo final.

5.5. Ubicación e instalación del prototipo

El día 29 de mayo comienzan las obras para la instalación del prototipo. La localización elegida para llevar a cabo los ensayos en campo del sistema se ubica dentro del campus científico-tecnológico de la Universidad de Alcalá de Henares, Madrid, España. Como se muestra en la Fig. 5.14, la ubicación es una parcela amplia y sin sombras ubicada convenientemente cerca de la Escuela Politécnica.



Fig. 5.14. Ubicación de la parcela en la que se instala el prototipo para su ensayo en exterior.

La preparación del terreno comienza con la instalación de un vallado perimetral con verja de simple torsión de 2 metros de altura con una puerta única de acceso, con el fin de evitar el acceso de personal no autorizado. La dimensión de dicho vallado será de aproximadamente 15x12 metros. Así mismo, se lleva a cabo la construcción de la cimentación diseñada en la sección 4.4.8. La cimentación se orienta en dirección N-S mediante un sistema de levantamiento topográfico con GPS de gran precisión. Adicionalmente, se construye una pequeña cimentación para la instalación del armario eléctrico donde se ubican todos los sistemas de adquisición y operación del prototipo. En la Fig. 5.15 se muestra la construcción de dichos elementos en la parcela.



Fig. 5.15. Construcción de las cimentaciones para la estructura de soporte de los paneles y para el armario de control.

A continuación, se procede a la perforación del pozo de inspección para la instalación del intercambiador de calor subterráneo. Como ya se indicaba en la sección 5.3, las dimensiones finales de esta perforación sufren una serie de modificaciones. La perforación final tiene una profundidad de 15.5 m y un diámetro de 100 mm. Se instala además una camisa de PVC ranurada que permite un cierto grado de renovación del agua en el interior del pozo de inspección. A lo largo del proceso de perforación, que se muestra en la Fig. 5.16, se confirma que la composición del terreno es mayoritariamente arcilla saturada de agua, como se predecía en la sección 2.7.1, en base a la cual se llevaba a cabo el diseño del intercambiador de calor subterráneo. Transcurridas unas horas desde la finalización de la perforación, el pilote se llena de agua de forma natural hasta alcanzar el nivel freático, que se ubica a una profundidad de unos 4 m.



Fig. 5.16. Perforación del pozo de inspección para la instalación del intercambiador de calor subterráneo.

Una vez completada la construcción del pozo de inspección, se procede a la instalación del intercambiador de calor subterráneo en su interior. Como ya se ha descrito en la sección 5.3, los tubos que componen el intercambiador de calor son ensamblados en secciones de 5 m, incorporando una serie de piezas fabricadas por impresión 3D que sirven para ubicar en posición los tubos y facilitan el procedimiento de ensamblaje. El ensamblaje se lleva a cabo introduciendo completamente una sección dentro del pozo de inspección, y fijando su posición con ayuda de la pieza de ensamblaje de impresión 3D situada en el extremo de dicha sección. A continuación, se suelda el siguiente tramo en posición y se desciende el conjunto para repetir de nuevo el proceso. Este proceso se puede apreciar en la Fig. 5.17. Una vez ensambladas las tres secciones, se sueldan dos tramos de tubo a medida a la entrada y salida que completan la longitud del intercambiador, permitiendo que este sobresalga del pozo de inspección al reposar toda la estructura en el fondo de la perforación.

Por otro lado, la estructura de soporte con seguidor solar se transporta y ensambla en posición en la parcela. Una vez completada la estructura, se instalan en posición ambos paneles solares (estándar y refrigerado). Se instala también la pica eléctrica para la toma equipotencial del sistema junto a los paneles (tal y como se indica en la sección 4.3.2), y se conecta a ambos paneles en la posición designada del marco de aluminio.

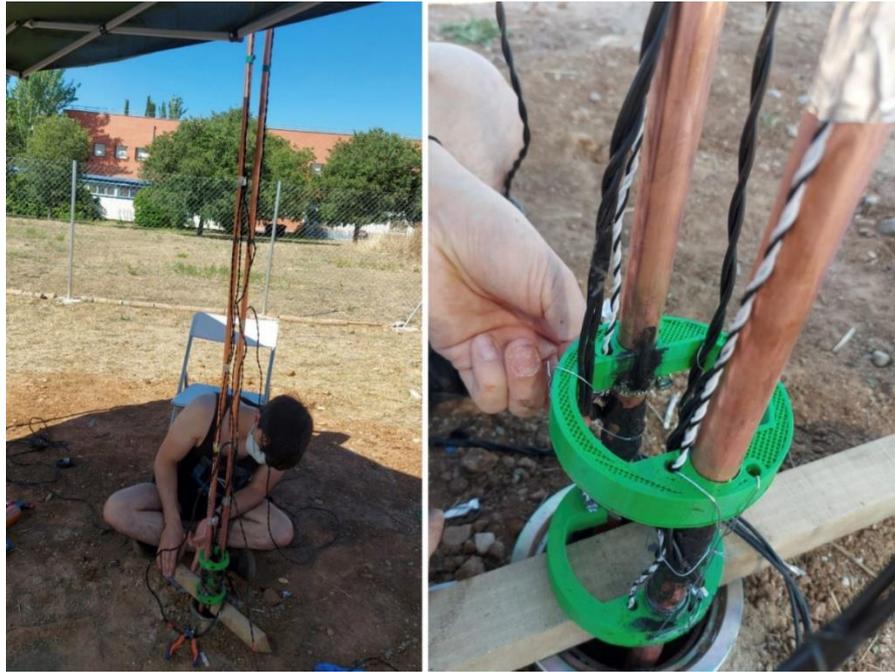


Fig. 5.17. Ensamblaje del intercambiador de calor dentro del agujero de inspección.

Finalmente, se instala en posición el armario eléctrico en el que se ubican los circuitos eléctricos para la operación de los paneles solares, el sistema de bombeo del circuito, y los sistemas de adquisición de datos. Como se observa en la Fig. 5.18, se realizan una serie de perforaciones en el lateral del armario para permitir el paso de todas las conexiones que comunican el cuadro con los paneles y los sensores, así como las conducciones que comunican el sistema de bombeo con el resto del circuito hidráulico.

Una vez se encuentran instalados en posición todos los elementos principales, se llevan a cabo las conexiones hidráulicas y eléctricas necesarias. Para las conexiones hidráulicas que cierran el circuito comunicando los diferentes elementos (intercambiador de calor subterráneo, intercambiador de calor del panel y sistema de bombeo) se emplean mangueras de PVC flexible de $\text{Ø}19$ mm de diámetro interno y 3 mm de grosor, recubiertas adicionalmente de una capa de 6 mm de poliuretano expandido. Estas conducciones se entierran a poca profundidad para evitar su calentamiento en días calurosos. Su ensamblaje al resto de elementos (fabricados con tubería de cobre de diferentes diámetros) se realiza mediante adaptadores hidráulicos de conexión rápida.



Fig. 5.18. Instalación del cuadro de control dentro del armario en la parcela y conexión al prototipo.

Los cables que comunican los diferentes sensores de temperatura, irradiancia e inclinación ubicados en diferentes puntos de la instalación son guiados hasta el cuadro eléctrico agrupados dentro de mangueras de PVC flexible idénticas a las empleadas para comunicar los distintos elementos del circuito hidráulico. Los cables de potencia que conectan los paneles solares con sus respectivos circuitos principales (dimensionados en la sección 4.3.2) emplean, sin embargo, una conducción de acero más resistente como medida de seguridad.

De esta forma, en la Fig. 5.19 se muestran las diferentes conexiones empleadas para comunicar el prototipo. Estas son la conexión de entrada de fluido caloportador proveniente del intercambiador subterráneo (1), la conexión de salida del fluido caloportador hacia el sistema de bombeo instalado dentro del armario eléctrico (2), la conducción metálica en la que se ubican los cables de los paneles solares (3), y la conducción de PVC en la que se ubican todos los cables requeridos para la sensorización y la actuación. También se puede apreciar el cable de la toma equipotencial del sistema (5) y la ubicación en la que se encuentra enterrada la pica (6).

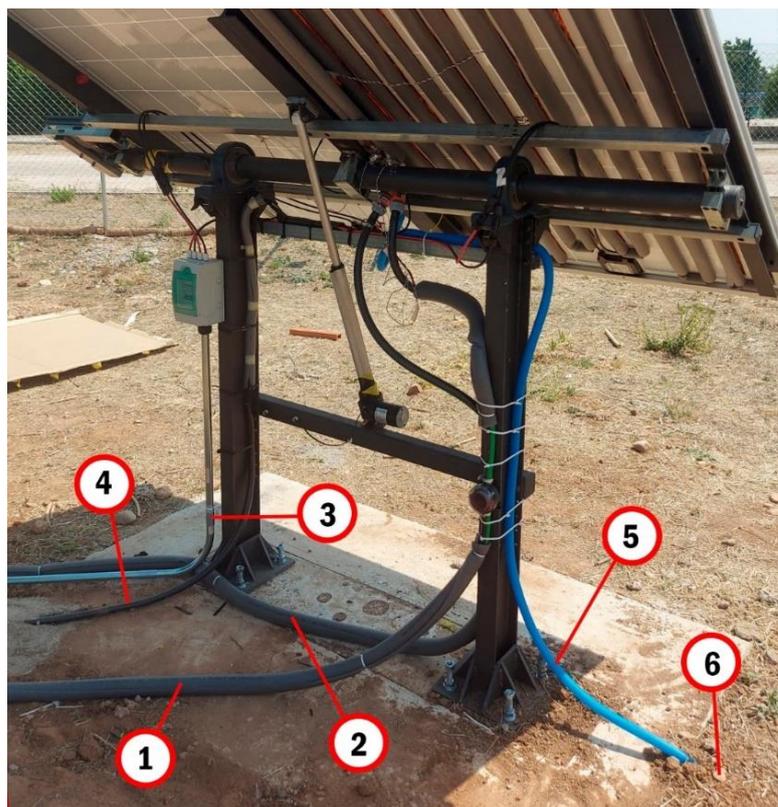


Fig. 5.19. Prototipo ensamblado en la parcela.

Capítulo 6:

Ensayos experimentales

6.1. Introducción y objetivos

Una vez completada la construcción del prototipo, descrita en el capítulo 5, se procede con la preparación final del set-up experimental y el desarrollo de la campaña de ensayos. Se busca avanzar el nivel de madurez de esta tecnología hasta un TRL 6 (“Verificación técnica de un prototipo en un entorno operacional relevante”), mediante la consecución de los siguientes objetivos:

- **Demostrar la viabilidad técnica del sistema**, logrando una reducción significativa de la temperatura de un panel solar fotovoltaico comercial en condiciones reales de operación. Esta reducción de temperatura operativa deberá ir asociada a un incremento de la eficiencia de conversión eléctrica en una instalación aislada.
- **Validar el modelo teórico desarrollado**, mediante la comparación con los resultados experimentales obtenidos a diferentes condiciones de operación del sistema.
- **Caracterizar el comportamiento del sistema ante diferentes condiciones ambientales y de operación**, a lo largo de un año completo.

Para la consecución de estos objetivos se plantea la realización de dos tipos de ensayos:

Ensayos a caudal variable. Se plantea la realización de dos ensayos orientados a la verificación del modelo teórico. Para ello, se define un primer ensayo a realizar antes del comienzo de la campaña de ensayo a caudal constante y otro en las etapas finales de esta. Mediante estos ensayos se pretende comprobar la capacidad de refrigeración del sistema al circular diferentes caudales de fluido caloportador, y comparar los resultados con los obtenidos mediante el modelo de cálculo para verificar su precisión.

Ensayos a caudal constante. Se plantea la realización de un total de 12 ensayos a lo largo de un periodo de un año. Estos ensayos se realizan aplicando un mismo valor de caudal constante de fluido caloportador, tal que este permita la refrigeración efectiva (no optimizada) a un gran rango de condiciones ambientales. De esta forma se pretende verificar el funcionamiento y la capacidad de refrigeración del sistema a lo largo de todo un año ante condiciones ambientales diferentes.

6.2. Set-up experimental

6.2.1. Llenado y purgado del circuito hidráulico.

El llenado del sistema con el fluido caloportador, compuesto por una disolución de un 18% de etilenglicol en agua, supone una fase crítica de la puesta a punto del sistema. Puesto que la conexión de los diferentes elementos del sistema se realiza mediante mangueras con adaptadores de conexión rápida, estos pueden ser seccionados para facilitar este proceso. De este modo se llena primero el intercambiador de calor subterráneo de forma independiente antes de conectarlo de nuevo al resto del sistema. Para completar el llenado se dispone de un vaso de expansión de automóvil instalado en el punto más alto del sistema, encima del cuadro eléctrico, como se puede observar en la Fig. 5.18.

La principal dificultad del llenado es la presencia de puntos en el sistema que presenten una elevación relativa con respecto al resto en los que se puedan alojar burbujas de aire que impidan la circulación del fluido caloportador. Para solventar este problema, se instalan varias válvulas de purgado a lo largo del sistema en dichos puntos críticos. Este efecto es especialmente crítico en el intercambiador de calor, por lo que se instala una válvula de purgado tanto en el colector de entrada como en el de salida, coincidiendo con los puntos más elevados del intercambiador al inclinarlo orientado hacia el Este. De este modo se completa el llenado del circuito vertiendo el fluido caloportador en el vaso de expansión, y haciendo uso de dichas válvulas de purgado para permitir la salida del aire alojado en el interior del sistema.

Una vez completado este proceso, se lleva a cabo un proceso de purgado adicional, conectando la bomba para forzar la circulación del fluido caloportador y variando el ángulo de inclinación de los paneles, a la vez que se abren (puntualmente y de forma individual) las válvulas de purgado de los diferentes puntos críticos del sistema. Este proceso se realiza de forma repetida hasta observar que el circuito funciona correctamente. La valoración de un correcto funcionamiento del sistema viene determinada por los siguientes factores:

- **La diferencia de presión entre la entrada y la salida de la bomba es estable y su valor es mínimo.** Se repite el proceso hasta que se consiguen reducir las pérdidas de carga por la eliminación de todo el aire del circuito.

- **Todos los tubos en forma de “U” se enfrían hasta una temperatura similar.** La presencia de aire en alguno de los tubos resultaría en que el fluido caloportador no circularía por dicho tubo, lo que podría observarse claramente al encontrarse dicho tubo significativamente más caliente que el resto.
- **No se observan burbujas de aire circulando por el sistema.** La conexión de la bomba con el resto del circuito se realiza con conducciones transparentes que permiten observar la presencia de burbujas de aire circulando a través de la bomba como medida de seguridad.

6.2.2. Caracterización del circ. hidráulico y consumo de la bomba

Antes de proceder con los ensayos, se lleva a cabo la verificación de las pérdidas de carga a lo largo del sistema, así como una verificación del caudal máximo que se puede generar conectando la bomba a máxima potencia. Adicionalmente, se busca obtener el consumo eléctrico de la bomba en función del caudal y, por tanto, su eficiencia. Para ello, se lleva a cabo un ensayo incrementando el caudal de forma progresiva desde 1 l/min hasta un máximo de 8 l/min. La curva de pérdida de presión en función del caudal resultante de este ensayo se presenta en la Fig. 6.1 junto a la curva de pérdida de presión equivalente obtenidas mediante cálculo teórico para la configuración final del prototipo. Adicionalmente se incorpora la curva característica de funcionamiento de la bomba a máxima potencia suministrada por el fabricante. Se puede observar que se obtiene un caudal máximo de 8 l/min para una diferencia de presión de 0.502 bar, confirmando el correcto funcionamiento de la bomba de acuerdo con las especificaciones del fabricante. Este ensayo también corrobora la buena precisión del cálculo teórico de las pérdidas de carga en el sistema.

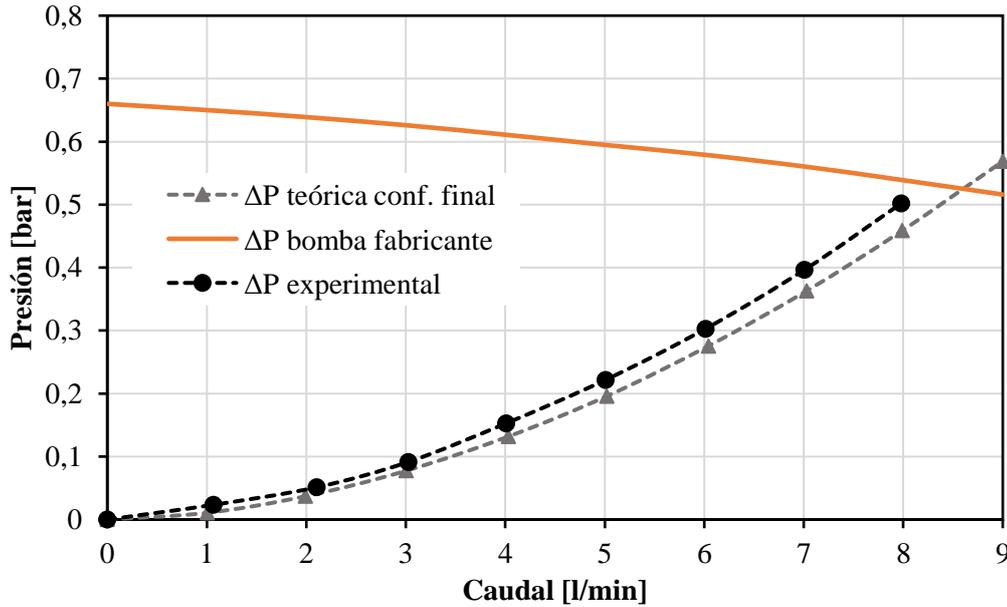


Fig. 6.1. Curvas de pérdida de presión en el sistema junto a la curva característica de la bomba a máxima potencia aportada por el fabricante.

En este mismo ensayo, se obtiene el consumo de potencia eléctrica del motor que acciona la bomba. Calculando la potencia hidráulica suministrada al fluido caloportador en base a las mediciones de caudal e incremento de presión, se obtiene la eficiencia de la bomba del sistema de bombeo en función del caudal. Estos resultados se muestran a continuación en la Fig. 6.2.

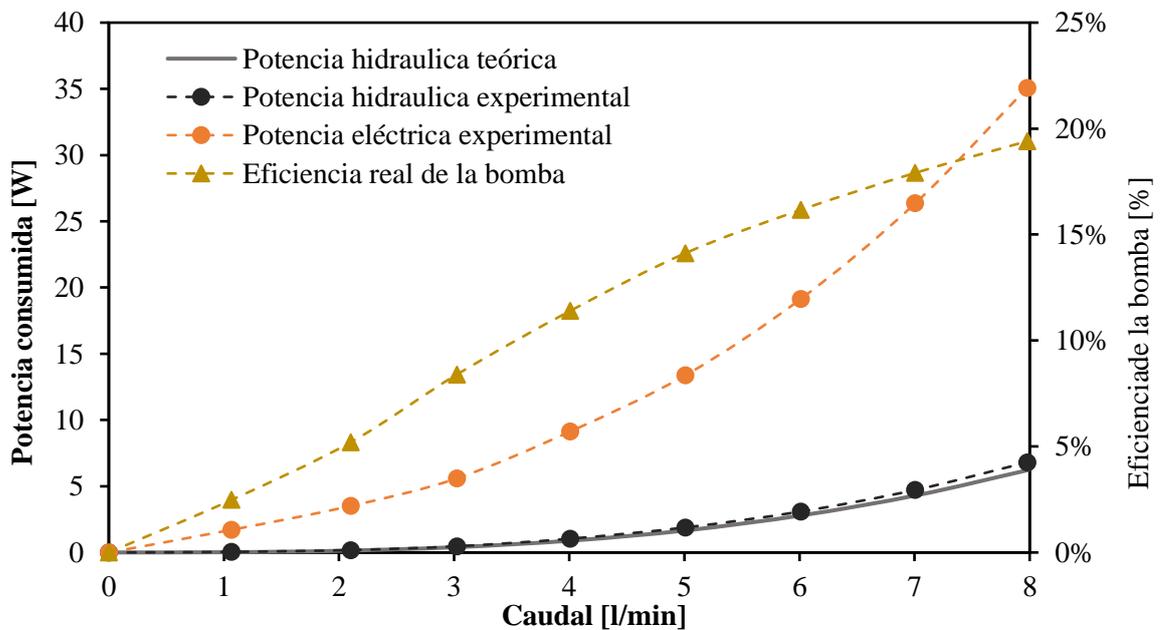


Fig. 6.2. Potencia de bombeo en función del caudal (teórica y experimental).

Se puede observar que la eficiencia de la bomba es relativamente baja, especialmente para caudales pequeños. El valor máximo de eficiencia obtenido del 20% se obtiene a máxima potencia para un caudal de 8 l/min. Este valor de eficiencia tan reducido es característico de las bombas de pequeño tamaño con un amplio rango de caudales y presiones de operación. Las bombas industriales más grandes, operando en el punto de diseño, presentan valores de eficiencia muy superiores, a menudo superando el 80% (Martin-Candilejo et al. 2019). Dado que la eficiencia de la bomba tendrá un impacto significativo en el incremento de potencia neta obtenido, se plantea la presentación de los resultados considerando el consumo de potencia hidráulica (equivalente a una bomba ideal).

6.2.3. Sensores y técnicas para la medición de temperaturas

Los sensores de temperatura empleados en la caracterización del sistema se ubican en las posiciones que se muestran en la Fig. 6.3. Estos son los sensores de medición de la temperatura promedio del panel refrigerado (PT1), del panel estándar (PT2), del fluido caloportador a la entrada del intercambiador del panel (PT3) y a la salida (PT4), así como a la entrada del intercambiador de calor subterráneo (PT5) y a su salida (PT6).

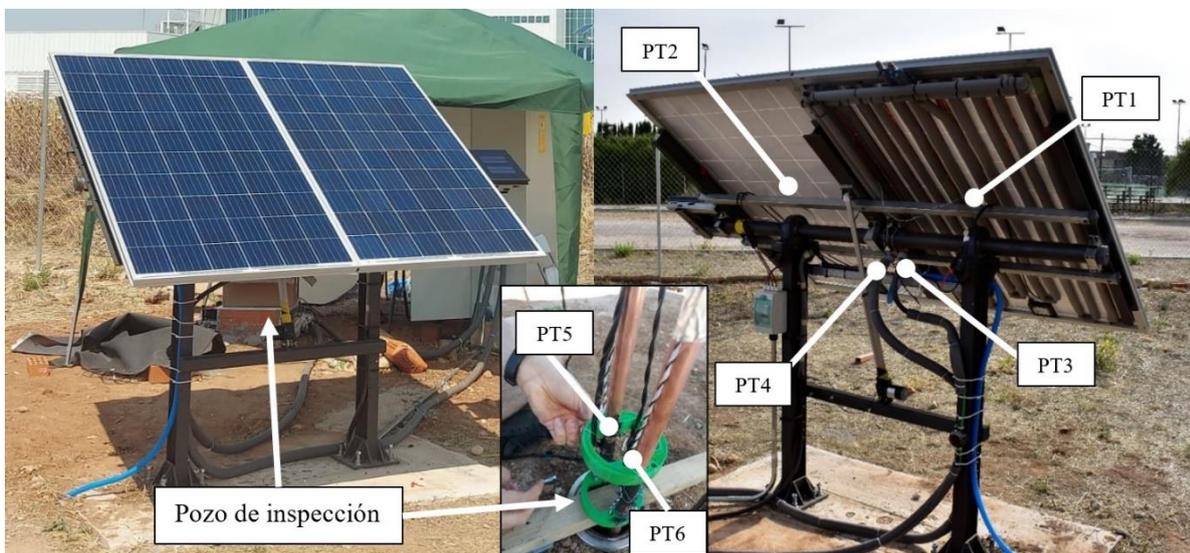


Fig. 6.3. Ubicación de los sensores de temperatura en el prototipo ensamblado.

Para llevar a cabo la instalación de los sensores de temperatura (PT 1000) empleados para medir la temperatura del fluido caloportador (PT 3, 4, 5 y 6), se

diseña y fabrica el adaptador que se muestra en la Fig. 6.4. Para ello, se ha empleado una aleación de aluminio 6061-T6 como material de partida, debido a su alta conductividad térmica. Este adaptador permite situar el sensor de temperatura en el interior del flujo de refrigerante, obteniéndose una medición más precisa de su temperatura. Una vez instalado el sensor dentro del adaptador, este es recubierto de aislante térmico (poliuretano expandido).

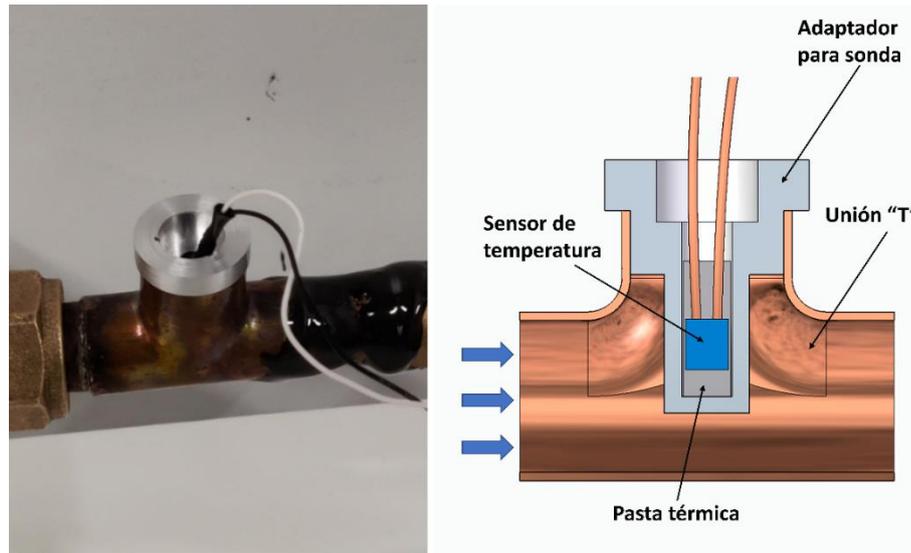


Fig. 6.4. Instalación de sensores para la medición de temperatura del fluido caloportador en diferentes puntos de la instalación.

Para la medición de la temperatura ambiente (PT7) se construye un sistema que, mediante un ventilador de flujo axial, fuerza un flujo de aire a temperatura ambiente a través de un tubo de sección rectangular en cuyo interior se aloja el sensor de temperatura. La fabricación de este sistema, que se muestra en la Fig. 6.5, viene motivada para evitar el calentamiento del sensor debido, tanto a la irradiación solar, como a la radiación térmica proveniente de otros elementos cercanos. Al forzar el flujo de aire alrededor del sensor, se ha observado que es posible realizar una lectura mucho más precisa y estable de la temperatura ambiente.

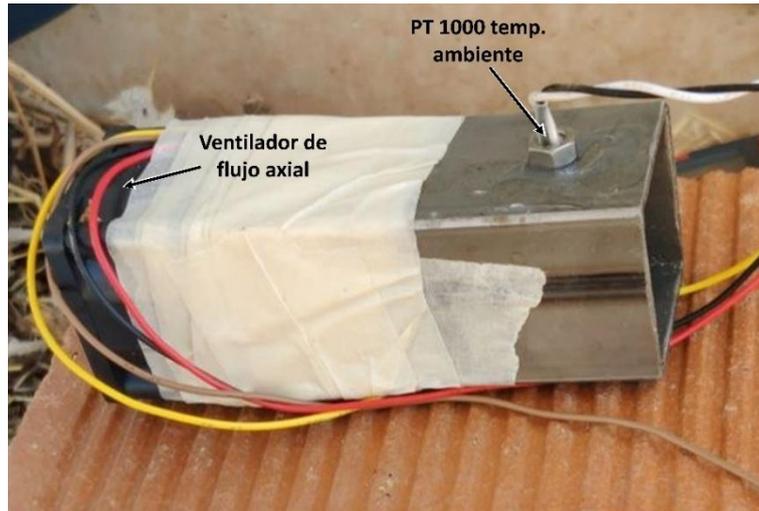


Fig. 6.5. Sistema con flujo forzado de aire para facilitar la medición de la temperatura ambiente.

Para llevar a cabo la medición de temperatura de las células fotovoltaicas de los paneles refrigerado (PT1) y estándar (PT2) es necesario definir una metodología adecuada, que permita medir de forma consistente la temperatura promedio a la que se encuentran las células solares que forman cada uno de los dos paneles. Puesto que la temperatura de las células dentro de cada panel podría no ser homogénea, se lleva a cabo un análisis termográfico de ambos paneles solares bajo diferentes condiciones de operación, con el objetivo de definir la posición en la que habrán de ir instalados los sensores.

Se toman imágenes termográficas desde una misma posición en diferentes momentos del día 21 de julio de 2021 con el sistema de refrigeración conectado. En la Fig. 6.6 se presenta una de dichas imágenes tras realizarse su análisis, indicando los valores de temperatura máximo, mínimo y promedio de la superficie frontal de ambos paneles solares. En la Tabla 6.1 se muestran los valores de temperatura obtenidos de los análisis de todas las imágenes termográficas tomadas. Se puede observar que la distribución de temperatura en el panel 2 (estándar) es muy homogénea, por lo que la ubicación del sensor (PT2) se puede llevar a cabo indistintamente en cualquier punto. Sin embargo, la temperatura del panel refrigerado varía significativamente a lo largo de su superficie en función de la proximidad a los tubos del intercambiador de calor. Se pretende por tanto medir la temperatura en un punto que arroje un valor de temperatura tan cercano como sea posible al valor promedio de este panel.

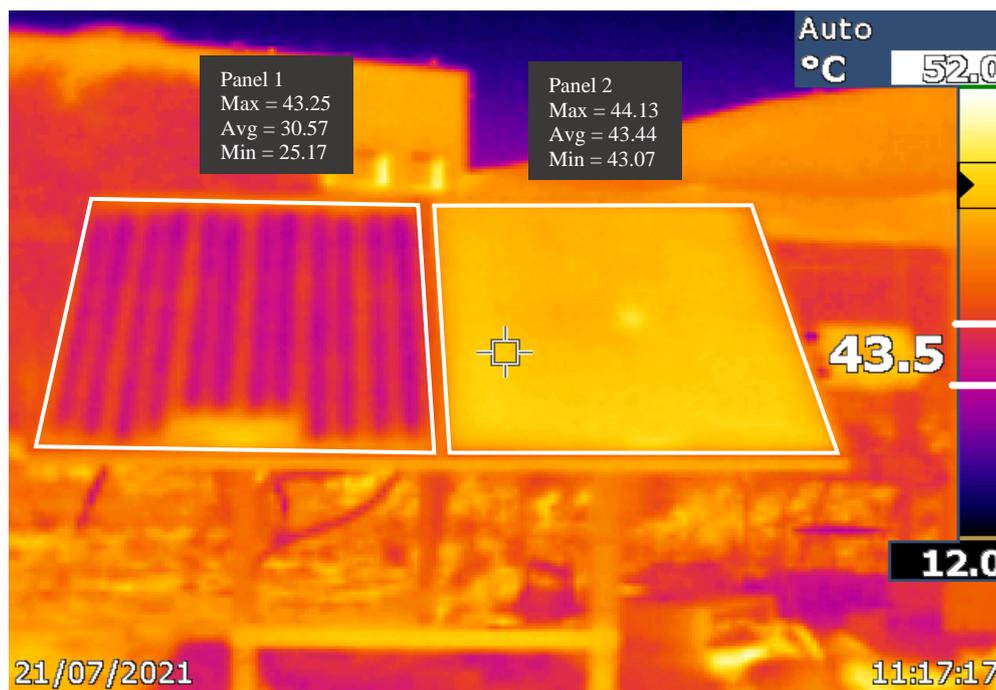


Fig. 6.6. Imagen termográfica de los paneles solares tomada el 21 de julio de 2021 para analizar la distribución de temperatura en las células.

La Tabla 6.1 incorpora, además, los valores de temperatura medidos en la zona central del panel refrigerado, en el área entre los tubos de refrigeración en forma de “U” centrales (los más cortos). Se puede apreciar que la temperatura en esta zona es bastante homogénea y que su valor promedio coincide adecuadamente con el valor de temperatura promedio de toda la superficie del panel, por lo que se define esta zona para la instalación del sensor de temperatura (PT1).

Tabla 6.1. Valores de temperatura obtenidos del análisis termográfico.

Imagen	Panel estándar			Panel refrigerado			Área entre tubos panel refrigerado		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Temperatura máxima [°C]	44.1	48.2	51.1	43.25	47.2	49.9	32.9	35.7	36.4
Temperatura promedio [°C]	43.4	47.2	50	30.6	32.9	34.7	30.4	33.05	34.8
Temperatura mínima [°C]	43.1	46.6	49.5	25.2	27.7	29.2	29.15	32	33.9

Los sensores de temperatura se instalan en ambos casos en la cara posterior de los paneles, debido a la menor resistencia térmica entre esta superficie y las células fotovoltaicas en comparación con la cara frontal. Se calcula que en ambos paneles el gradiente térmico bajo condiciones de operación entre la superficie posterior y las células es despreciable ($<1^{\circ}\text{C}$).

Una vez instalados los sensores de temperatura de los paneles en las posiciones determinadas de la cara posterior de ambos paneles, se comparan las temperaturas medidas empleando los sensores resistivos con las imágenes termográficas.

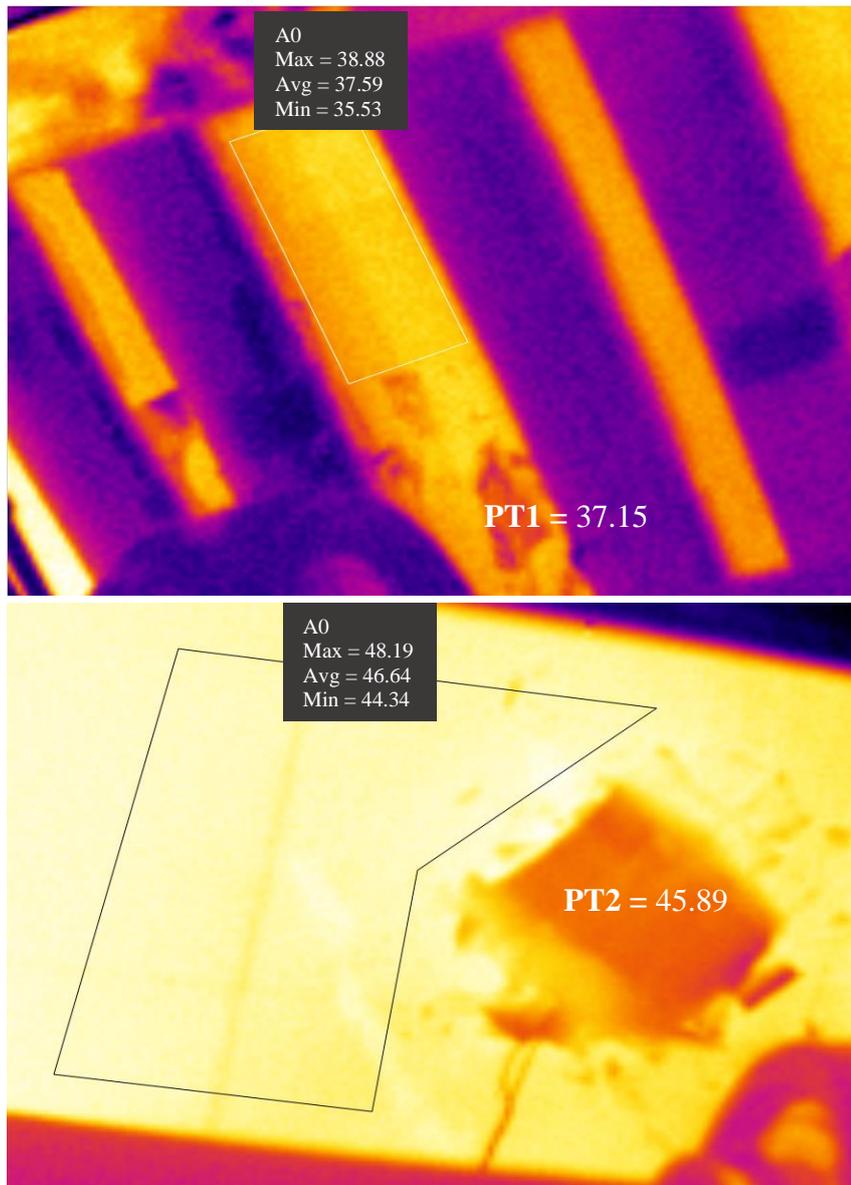


Fig. 6.7. Imágenes térmicas de los sensores de temperatura de los paneles solares.

En la Fig. 6.7 se puede observar que la temperatura promedio del área más próxima a cada sensor es muy similar a la temperatura que indican dichos sensores de temperatura (considerando el error en la medición de la temperatura de los sensores), validando así el correcto funcionamiento del método para la medición de la temperatura de los paneles solares.

6.2.4. Calibración de los paneles solares

Distintos paneles solares de un mismo modelo suelen presentar eficiencias ligeramente diferentes debido a pequeñas variaciones durante el proceso de fabricación. Debido a las limitaciones de suministro de materiales experimentadas durante la construcción del prototipo durante la primera mitad del año 2021, no fue posible la adquisición de dos paneles solares con una certificación de potencia idéntica. Para evitar que este factor afecte a los resultados, se lleva a cabo la calibración de ambos paneles solares. Para ello, se lleva a cabo la comparación de las curvas de potencia de ambos paneles solares ante diferentes valores de irradiancia mientras estos mantienen temperaturas similares. La obtención de dichas curvas de potencia para ambos paneles se lleva a cabo mediante la medición y adquisición del voltaje y la corriente generados por cada panel al conectarlos a sus circuitos secundarios de calibración, descritos en la sección 4.3.1. En esta configuración, se conecta cada panel solar a un condensador que, al cargarse, permite recorrer toda la curva I-V de dicho panel, de la cual se puede extraer el valor de potencia máximo alcanzado por dicho panel para unas condiciones ambientales determinadas. En la Fig. 6.8 se muestran dichas curvas para ambos paneles, medidas de forma simultánea el 19 de julio de 2021 a las 12:44 (GMT +2).

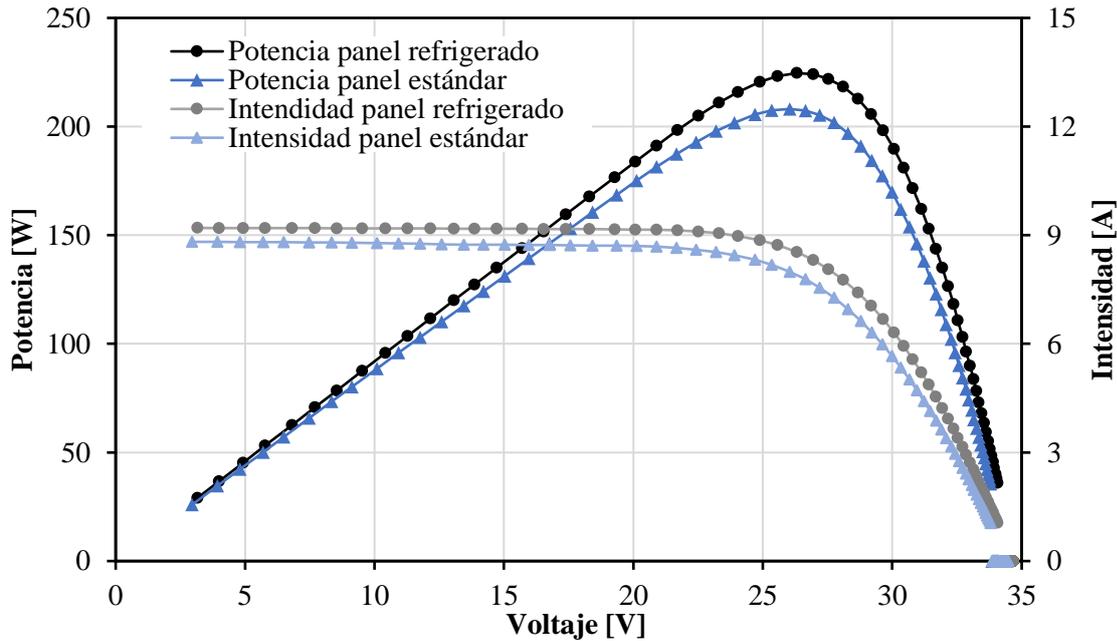


Fig. 6.8. Curvas I-V y de potencia de ambos paneles en el primer ensayo de calibración de los paneles solares.

En el momento de la prueba, la temperatura ambiente era de 29 ± 1 °C, la velocidad media del viento de 1.6 ± 0.5 m/s, la irradiancia global era de 990 ± 10 W/m². El panel de referencia se encontraba a una temperatura de 54 ± 1 °C, mientras que el panel que incorporaba el intercambiador de calor en su parte posterior (todavía sin haber sido llenado de fluido caloportador) mantenía una temperatura de 58 ± 1 °C. Las pruebas se repitieron en diferentes orientaciones de los paneles solares (y, por lo tanto, en los niveles de irradiación). El panel que incorpora el sistema de enfriamiento proporciona una potencia mayor que el panel estándar. La diferencia de potencia medida fue de $7.95 \pm 0.05\%$.

Este ensayo comparativo se repite a diferentes ángulos de inclinación, resultando en valores de irradiancia global diferentes. Estos ensayos se realizan tanto antes del llenado del intercambiador de calor instalado en la parte posterior del panel refrigerado, como una vez completado este proceso, pero sin activar el sistema de bombeo. En todos los ensayos se miden tanto la temperatura de los paneles como la irradiancia que incide sobre ellos. De este modo se obtienen los resultados que se presentan en la Tabla 6.2.

Tabla 6.2. Resumen de resultados de los ensayos de calibración de los paneles solares.

	Δ Temp. [°C]	Irradiancia [W/m ²]	Diferencia potencia [%]
Previo al llenado	-4	990	7.95%
	-5	905	7.01%
	-5	985	7.14%
	-4	945	7.34%
	-5	810	7.47%
	-4.5	665	7.52%
	-4.5	510	7.47%
Posterior al llenado	5.5	495	11.10%
	3	775	10.74%
	5.5	390	10.94%
	6	240	12.25%
	5	610	10.79%

En el caso de los ensayos realizados antes del llenado del intercambiador de calor, se puede observar que el panel estándar se encontraba consistentemente entre 4 y 5 °C más frío que el panel que incorpora el intercambiador de calor. Esto se debe principalmente a la reducción de la convección que ocurre de forma natural en la cara posterior del panel. Sin embargo, una vez se ha completado el llenado del intercambiador de calor, la mayor inercia térmica del panel solar resultaba en temperaturas ligeramente inferiores a las del panel estándar. Eventualmente, este panel sin activar el sistema de refrigeración alcanzaría temperaturas mayores a las del panel estándar una vez se hubiera calentado el agua que se encuentra dentro de los tubos del intercambiador, igual que ocurría en los ensayos antes del llenado.

Para obtener un coeficiente de corrección para la calibración, este tiene que corresponder a una situación en que la temperatura de ambos paneles sea idéntica. Para ello se analiza la tendencia de las mediciones realizadas, cuya gráfica se muestra en la Fig. 6.9. Se calcula que, para una temperatura igual en ambos paneles, la potencia del panel que incorpora el intercambiador de calor es $9.1 \pm 0.5\%$ superior. Esta diferencia en la potencia generada será considerada y compensada en el procesamiento de los datos de los ensayos. En cualquier caso, no será considerada como un incremento del rendimiento del panel solar refrigerado.

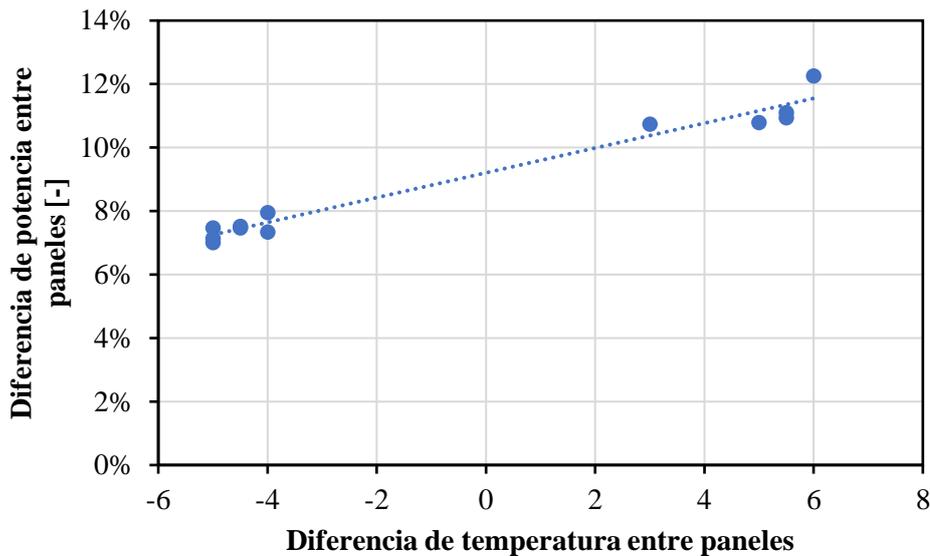


Fig. 6.9. Diferencia de potencia entre el panel estándar y el del prototipo en función de la diferencia de temperatura entre ambos.

6.3. Ensayos a caudal variable

El caudal del fluido de caloportador tiene un impacto significativo en la mejora de la eficiencia del panel refrigerado. Determinar el caudal de operación óptimo es esencial a la hora de maximizar el incremento de potencia neto del sistema. Incrementar el caudal de fluido caloportador que circula por el intercambiador de calor resulta siempre en un aumento del calor extraído y, por tanto, un mayor incremento de la eficiencia. Sin embargo, el incremento en calor extraído es mucho mayor a caudales bajos. A medida que va aumentando el caudal, el salto térmico entre el panel y el fluido caloportador se reduce, y el incremento de energía generada se vuelve marginal. Sin embargo, el incremento de la potencia consumida por la bomba aumenta de forma exponencial con el caudal. El incremento de potencia neta, comprendido como el incremento de potencia generada por el panel solar menos la potencia de bombeo, encuentra su punto máximo a un caudal específico que depende de la eficiencia de la bomba y de las condiciones ambientales (irradiancia, temperatura ambiente, velocidad de viento y temperatura del subsuelo).

En la Fig. 6.10 se muestra un diagrama descriptivo para facilitar la comprensión de este concepto. En dicha figura se muestran, de forma cualitativa, las curvas de incremento neto de potencia de un mismo sistema considerando una bomba ideal con

una eficiencia del 100% y una bomba con una eficiencia reducida. Si bien se puede apreciar que la diferencia entre el caudal óptimo de ambas es significativa, la diferencia en el incremento neto de potencia máxima no lo es. Este punto resulta clave y, si bien es preferible optar por un sistema de bombeo con la mayor eficiencia posible, el impacto sobre el incremento neto de energía generada de una bomba con una eficiencia menor es limitado. Esto es debido a que la mayor parte de dicho incremento de potencia se obtiene a caudales bajos, cuando el consumo de energía de bombeo es significativamente inferior que el aumento de potencia de los paneles. Sin embargo, esta diferencia solo es mínima si ambos sistemas con eficiencias muy diferentes operan a su caudal óptimo. En resumen, resulta fundamental la definición de dicho caudal óptimo para el sistema de bombeo específico del sistema.

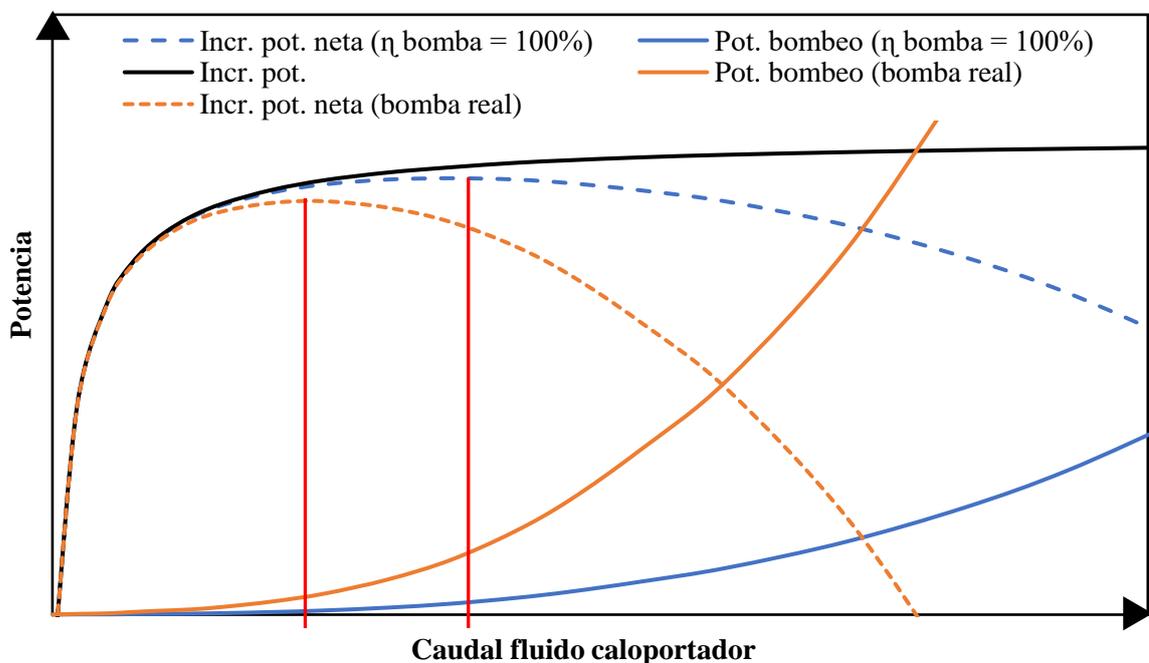


Fig. 6.10. Diagrama descriptivo sobre la influencia de la eficiencia de la bomba en el caudal óptimo de operación a unas condiciones ambientales concretas.

Como ya se ha indicado, dicho caudal óptimo también varía en función de las condiciones ambientales. En la Fig. 6.11 se muestra cualitativamente el incremento neto de potencia para un mismo sistema de bombeo ante dos niveles de irradiancia diferentes. Por lo general, el impacto de las condiciones ambientales sobre el valor de caudal óptimo de un sistema es menor que el impacto de la eficiencia del sistema de bombeo. Sin embargo, su efecto no es despreciable, y si la variación en las condiciones ambientales es grande, el impacto puede llegar a ser importante.

Considerando los diversos factores que afectan al valor de caudal óptimo y el impacto que su correcta definición tiene sobre los resultados obtenidos de la operación del sistema, resulta evidente la importancia de disponer de una herramienta que permita calcularlo de forma precisa.

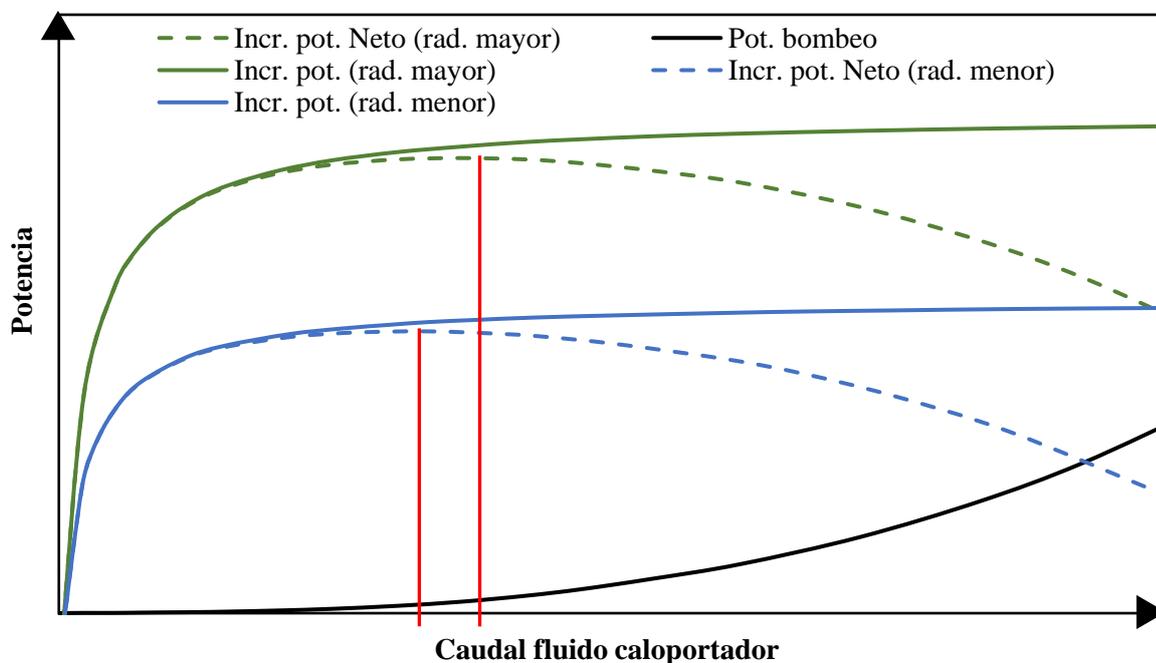


Fig. 6.11. Diagrama descriptivo sobre la influencia de las condiciones ambientales en el caudal óptimo de operación.

Con el objetivo de validar el modelo teórico de cálculo termoeléctrico, y verificar su precisión en la determinación del caudal óptimo y el incremento de potencia neta máximo, se realizan dos ensayos específicos a caudal variable. El primer ensayo a caudal variable tiene lugar el 29 de septiembre de 2021, al inicio de la campaña de pruebas. El segundo ensayo se lleva a cabo el 29 de junio de 2022, al final de la campaña de pruebas. De este modo se pretende verificar la precisión del modelo teórico ante dos situaciones climatológicas claramente diferenciadas, así como comprobar que el modelo teórico se adecúa correctamente a las mediciones experimentales una vez transcurrida la campaña de pruebas en su práctica totalidad.

6.3.1. Procedimiento de ensayo

Los ensayos de caudal variable se han de realizar en una situación en la cual las condiciones ambientales sean estables, de tal forma que la variable principal afectando al funcionamiento del sistema sea el caudal de fluido caloportador. Este requerimiento

supone la principal limitación para este tipo de ensayos, puesto que la aparición de rachas de viento o nubes localizadas puede afectar negativamente a la estabilidad de las mediciones.

Los ensayos se realizan durante las horas centrales del día con el objetivo de garantizar unos valores estables de irradiancia. De esta forma, las mediciones se inician con el sistema de refrigeración apagado, y se va incrementando el caudal de forma discreta en saltos de 0.5 o 1 l/min. Cada uno de los tramos del ensayo a un caudal diferente deberá tener una duración suficiente para garantizar que el sistema alcanza un estado quasi-estacionario. Sin embargo, dichos tramos no deberán prolongarse excesivamente, puesto que esto resultaría en una diferencia significativa en las condiciones ambientales observadas entre el primer y el último tramo.

Se define el siguiente criterio para determinar la duración de cada tramo a diferente caudal durante la realización de este tipo de ensayos: Una vez se observa que la diferencia de temperatura entre ambos paneles alcanza un valor estable, y habiendo transcurrido un mínimo de 10 minutos desde el cambio de caudal, se mantiene dicho caudal durante 5 minutos adicionales antes de pasar al siguiente tramo. Al analizar la información, se obtienen los valores de temperatura y potencia para cada valor de caudal de fluido caloportador, promediando los valores medidos durante dichos 5 minutos “estacionarios” al final de cada tramo.

6.3.2. Resultados

Para el ensayo del día 29 de septiembre de 2021 las condiciones meteorológicas fueron relativamente estables. La irradiancia, la temperatura ambiente y la velocidad media del viento durante este ensayo se muestran en la Fig. 6.12. La prueba se realizó entre las 12:30 h y las 16:00 h, hora local (GMT+2). La irradiancia global fue relativamente constante durante la mayor parte de la prueba, con un promedio de 700 ± 50 W/m², aunque la aparición de nubes de gran altitud causó una reducción significativa de la irradiancia alrededor de las 13:20 h (hora local). El cielo se despejó completamente después de las 14:15 h, y a partir de este momento el valor de irradiancia promedio fue de 715 ± 10 W/m². La velocidad promedio del viento fue de 8 ± 3 km/h, y este no sufrió grandes variaciones a lo largo del día. La temperatura ambiente aumentó 3.5 °C durante el transcurso de la prueba, pasando de 21.6 °C a 25.1 °C, siendo la media de 23.5 ± 1 °C.

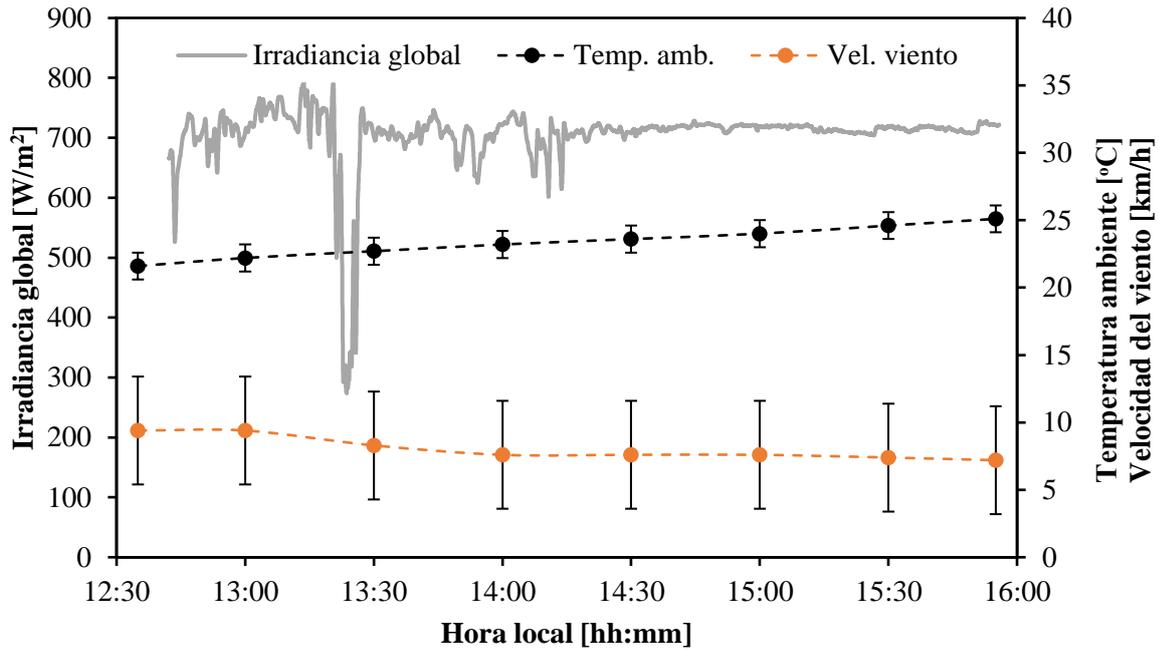


Fig. 6.12. Irradiancia, temperatura ambiente y velocidad del viento durante el ensayo a caudal variable del 29/09/2021.

Durante este ensayo, el caudal del fluido caloportador se incrementa de 0 a 8 l/min en saltos de 1 l/min de acuerdo con el método descrito en la descripción del procedimiento de ensayo (véase sección 6.3.1). La duración de cada tramo, y el momento analizado para cada uno, se especifican en la Tabla 6.3.

Tabla 6.3. Tramos de ensayo a cada valor de caudal para el ensayo del 29/09/2021.

Tramo	Caudal [l/min]	Inicio tramo [hh:mm]	Analizado [hh:mm]
1	0	12:30	12:40 - 12:45
2	1	12:45	13:01 - 13:06
3	2	13:06	13:34 - 13:39
4	3	13:40	13:57 - 14:02
5	4	14:10	14:34 - 14:38
6	5	14:38	14:59 - 15:04
7	6	15:05	15:20 - 15:25
8	7	15:25	15:35 - 15:40
9	8	15:40	15:52 - 15:57

En cambio, la prueba del día 29 de junio de 2022 se realizó ante unas condiciones de irradiancia y temperatura superiores y muy estables, aunque con la presencia de rachas puntuales de viento y un valor promedio de velocidad de viento superior al del otro ensayo. La irradiancia, la temperatura ambiente y la velocidad media del viento durante el ensayo de este día se muestran en la Fig. 6.13. El ensayo transcurrió entre las 12:30 h y las 15:20 h, hora local (GMT+2), cuando se decidió finalizar el ensayo debido a la aparición de nubes localizadas y un incremento significativo del viento. La irradiancia global promedio durante el ensayo fue de 970 ± 20 W/m². La velocidad promedio del viento fue de 10 ± 4 km/h, aunque se registraron rachas puntuales de hasta 20 km/h. La temperatura ambiente aumentó 3.7 °C durante el transcurso de la prueba, pasando de 29.4°C hasta 32.9°C, siendo la media de 31.5 ± 1 °C.

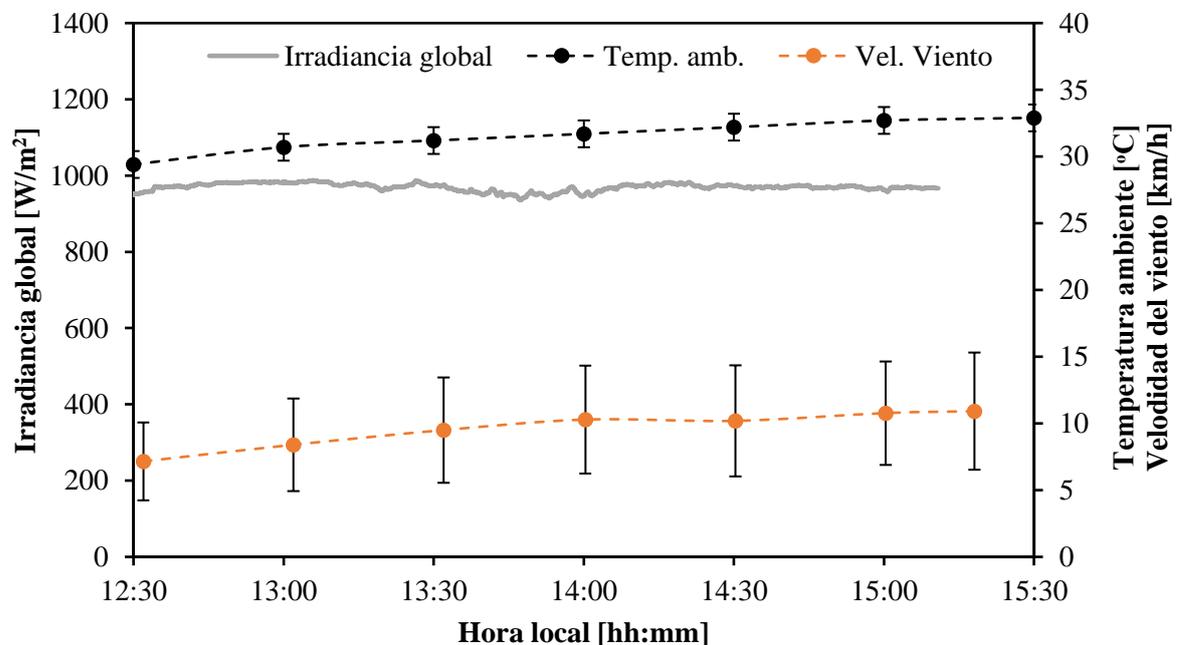


Fig. 6.13. Irradiancia, temperatura ambiente y velocidad del viento durante el ensayo a caudal variable del 29/06/2022.

Durante este ensayo, el caudal del fluido caloportador se incrementa de 0 a 5 l/min en saltos de aproximadamente 0.5 l/min hasta alcanzar los 3 l/min, y en saltos de 1 l/min de ahí en adelante. Igual que en el ensayo de septiembre, el análisis de cada tramo se lleva a cabo de acuerdo con el procedimiento descrito en la sección 6.3.1. La duración de cada tramo y el momento analizado de cada uno para este ensayo se especifican en la Tabla 6.4.

Tabla 6.4. Tramos de ensayo a cada valor de caudal para el ensayo del 29/06/2022.

Tramo	Caudal [l/min]	Inicio tramo [hh:mm]	Analizado [hh:mm]
1	0	12:30	12:57 - 13:01
2	0.5	13:01	13:33 - 13:38
3	1.1	13:43	13:53 - 13:58
4	1.55	14:00	14:13 - 14:18
5	2	14:18	14:28 - 14:32
6	2.5	14:32	14:40 - 14:42
7	3	14:42	14:52 - 15:55
8	4	14:55	15:05 - 15:08
9	5	15:08	15:18 - 15:21

La Fig. 6.14 muestra las temperaturas medidas en los paneles refrigerado y estándar para los diferentes caudales analizados en el ensayo del 29 de septiembre de 2021. Adicionalmente, se incorporan las temperaturas calculadas con el modelo teórico de ambos paneles para su comparación. Para el cálculo teórico a cada caudal se han considerado la irradiancia y temperatura ambiente registradas durante el tramo analizado a dicho caudal. Sin embargo, el viento considerado en todos los cálculos ha sido de 8 km/h, valor promedio observado durante el ensayo. Se han definido adicionalmente márgenes de error que corresponden con los cálculos para las mismas condiciones de irradiancia y temperatura ambiente, pero considerando los valores máximo y mínimo de viento promediado (no de rachas puntuales), siendo estos de 11 km/h y 2 km/h respectivamente. Por ejemplo, en el tramo analizado a 3 l/min (realizado entre las 13:57 h y las 14:02 h), la temperatura medida para los paneles refrigerado y estándar, era de 35 ± 1 °C y 45 ± 1 °C respectivamente. En ese momento, la irradiancia global y la temperatura ambiente eran estables y se midieron en 717 W/m² y 23.3 °C respectivamente. Estas condiciones ambientales se utilizan para calcular la temperatura de ambos paneles, considerando velocidades de viento de 8 km/h (nominal), 2 km/h (min.) y 11 km/h (máx.), ya que la velocidad del viento es significativamente menos estable y difícil de valorar.

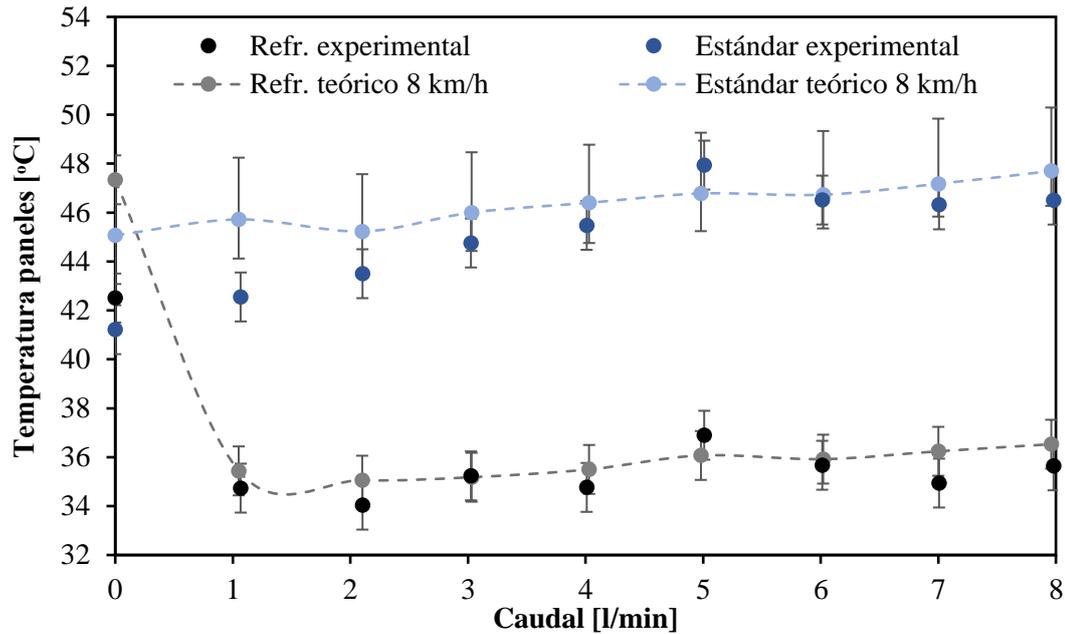


Fig. 6.14. Temperatura de los paneles a diferentes caudales de fluido caloportador en el ensayo del 29/09/2021.

Se observa que la temperatura máxima medida en los paneles refrigerado y estándar durante el ensayo con circulación de caudal es de 37 ± 1 °C y 48 ± 1 °C respectivamente. Se observa una cierta discrepancia entre el modelo teórico y las mediciones para los tramos sin encender el sistema de refrigeración y con un caudal de 1 l/min para el panel estándar. Se considera que esta diferencia podría estar provocada porque el sistema no hubiera logrado alcanzar un estado estacionario durante la medición de estos puntos. Para el resto de los caudales, el modelo teórico logra una buena precisión en el cálculo de la temperatura de los paneles.

Igualmente se miden los valores de incremento neto de potencia obtenidos para cada caudal de fluido caloportador, los cuales se representan en la Fig. 6.15 junto a los valores correspondientes obtenidos con el modelo teórico aplicando el mismo criterio que para el cálculo de las temperaturas. Se observa un valor máximo de incremento neto de potencia de 9.2 W (5.1%) a un caudal de fluido caloportador de 3 l/min. Adicionalmente, se observa que la precisión del modelo teórico en el cálculo del incremento neto de potencia es adecuada para todos los caudales de refrigeración durante este ensayo.

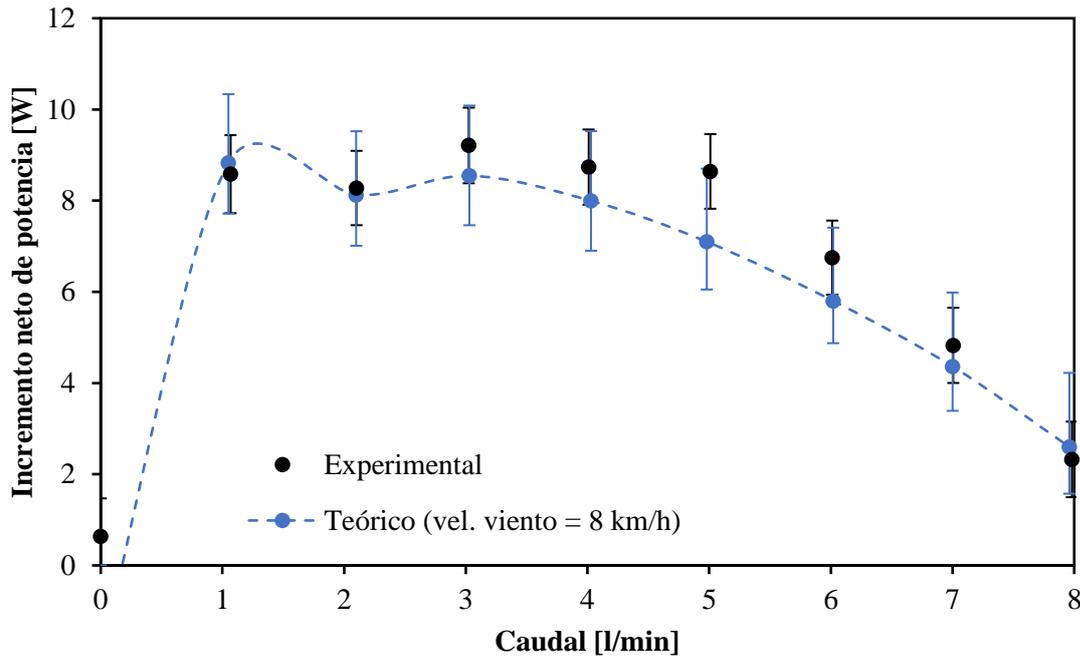


Fig. 6.15. Incremento neto de potencia a diferentes caudales de fluido caloportador (η bomba=100%) en el ensayo del 29/09/2021.

Por otro lado, las temperaturas de los paneles refrigerado y estándar durante el ensayo del 29 de junio de 2022 se muestran en la Fig. 6.16. Igual que para el ensayo de septiembre, se presentan tanto las temperaturas medidas en los diferentes tramos analizados para ambos paneles, como las correspondientes temperaturas calculadas con el modelo teórico para su comparación. Por tanto, para el cálculo teórico a cada caudal se han considerado la irradiancia y temperatura ambiente registradas durante cada tramo analizado a dicho caudal, y velocidades de viento de 10 km/h (nominal), 6 km/h (min.) y 14 km/h (máx.). En la Fig. 6.17 se presentan los correspondientes incrementos neto de potencia experimentales y teóricos para este ensayo. Se observa un valor máximo de incremento neto de potencia de 17.1 W (7.8%) a un caudal de fluido caloportador de 2.5 l/min, cuando el sistema lograba una reducción de temperatura de 14 ± 1 °C. La mayor reducción en temperatura se obtiene con el caudal máximo del ensayo (5 l/min) a pesar de la mayor prevalencia del viento durante la fase final del ensayo. En este punto se obtenía una reducción de temperatura de 15 ± 1 °C, sin embargo, esto no resultaba en el mayor incremento neto de potencia observado, puesto que el incremento exponencial de la potencia hidráulica de bombeo contrarresta el incremento en potencia eléctrica de los paneles, siendo el incremento neto de potencia en este tramo de 16.6 W (7.7%). Por último, se observa que la

precisión del modelo teórico es muy buena, tanto en la predicción de la temperatura de los paneles como del incremento de potencia neta durante este ensayo.

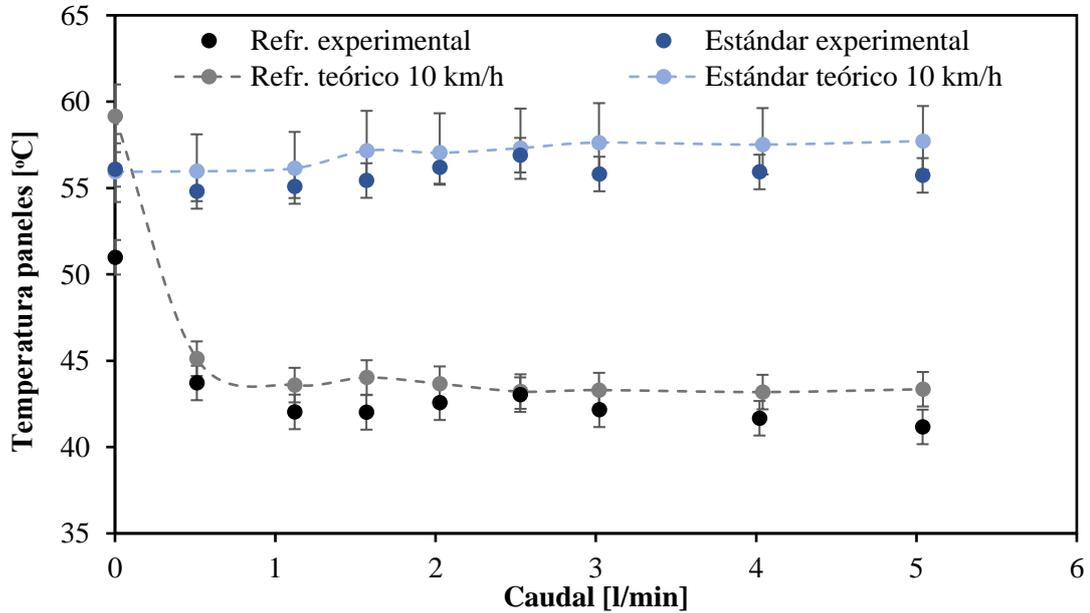


Fig. 6.16. Temperatura de los paneles a diferentes caudales de fluido caloportador en el ensayo del 29/06/2022.

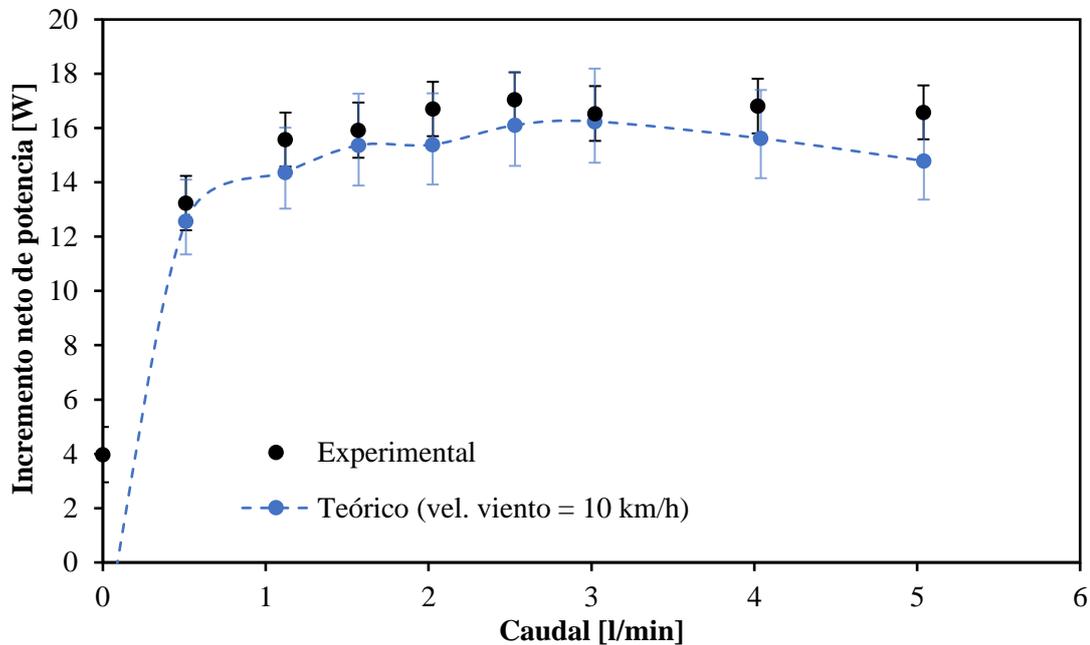


Fig. 6.17. Incremento neto de potencia a diferentes caudales de fluido caloportador (η bomba=100%) en el ensayo del 29/06/2022.

Si bien los ensayos experimentales a caudal variable permiten obtener una idea aproximada del caudal de fluido caloportador óptimo para unas condiciones ambientales concretas, su aplicación es muy limitada. Esto se debe principalmente a los siguientes motivos:

- Cada ensayo solo permite conocer el caudal óptimo para las condiciones ambientales concretas observadas durante dicho ensayo.
- Dentro de un mismo ensayo, pequeñas variaciones en las condiciones ambientales entre tramos a diferentes caudales pueden dar lugar a un cierto error en la predicción.

Sin embargo, mediante la realización de estos ensayos se logra verificar la precisión del modelo teórico de cálculo termoeléctrico, el cual permite predecir el caudal óptimo de fluido caloportador para unas condiciones ambientales cualquiera con una precisión adecuada. La desviación promedio de los valores obtenidos con el modelo teórico para el ensayo del 29/09/2021 es de 1.3 °C para la temperatura del panel estándar, 0.7 °C para la temperatura del panel refrigerado y 0.6 W para el incremento neto de potencia. Para el ensayo del 29/06/2022, las desviaciones promedio fueron de 1.3 °C para la temperatura del panel estándar, 1.4 °C para la temperatura del panel refrigerado y 1 W para el incremento neto de potencia. Considerando la precisión de los sensores de temperatura y la incertidumbre relativa a la variabilidad del viento, estos resultados se consideran adecuados y la validez del modelo de cálculo teórico demostrada. En la Tabla 6.5 se presentan algunos valores representativos de los ensayos adicionales comparados con los obtenidos empleando el modelo teórico.

Tabla 6.5. Comparación de resultados experimentales y teóricos de los ensayos a caudal variable.

	Ensayo	Experimental	Teórico
Temp. promedio panel refrigerado [°C]	29/09/2021	36	37
	29/06/2022	42	44
Temp. promedio panel estándar [°C]	29/09/2021	45	46
	29/06/2022	56	57
Δ Temp. máx. [°C]	29/09/2021	11.5	11
	29/06/2022	14.5	14.4

Δ Temp. promedio [$^{\circ}$ C]	29/09/2021	10.2	10.7
	29/06/2022	13.4	13.4
Incremento neto potencia máx. [W]	29/09/2021	9.2	8.8
	29/06/2022	16.2	17.1
Incremento neto potencia promedio [W]	29/09/2021	7.2	6.7
	29/06/2022	15.1	16.1

La aplicación del modelo teórico para la predicción del caudal óptimo y del incremento neto promedio a lo largo de un día se realiza, por tanto, en base a un conjunto de condiciones ambientales representativas del día que se pretende analizar. De esta forma, al disponer de una predicción meteorológica precisa, el modelo teórico permitiría definir con antelación el caudal óptimo de fluido caloportador a emplear cada día para maximizar la producción eléctrica de una instalación fotovoltaica. Adicionalmente, al disponer de una base de datos que permita conocer las condiciones ambientales promedio a lo largo de un año meteorológico para una determinada localización, el modelo teórico permitiría estimar, con bastante precisión, el incremento de potencia que se obtendría de su implementación. De esta forma se permite valorar adecuadamente si la instalación de la tecnología en una instalación fotovoltaica está o no justificada. Este aspecto se analiza en mayor detalle en el estudio de viabilidad económica presentado en el capítulo 7.

Con el objetivo de ejemplificar este planteamiento, se lleva a cabo el cálculo del incremento neto de potencia a diferentes caudales de fluido caloportador para las condiciones ambientales promedio observadas durante los ensayos a caudal variable. Estos valores se representan tanto para el incremento neto de potencia ideal (η bomba = 100%) como para el incremento neto de potencia considerando el consumo de energía eléctrica de la bomba empleada en el prototipo ($\eta \leq 20\%$), y se representan superpuestos con los valores experimentales obtenidos en dichos ensayos. Las condiciones ambientales promedio (consideradas para el cálculo) observadas durante el ensayo del día 29/09/21 (Fig. 6.18) son temperatura ambiente de 24° C, velocidad del viento de 7.2 km/h y 715 W/m^2 . Para el ensayo del día 29/06/2022 (Fig. 6.19) estas son temperatura ambiente de 31.5° C, velocidad del viento de 10 km/h y 970 W/m^2 .

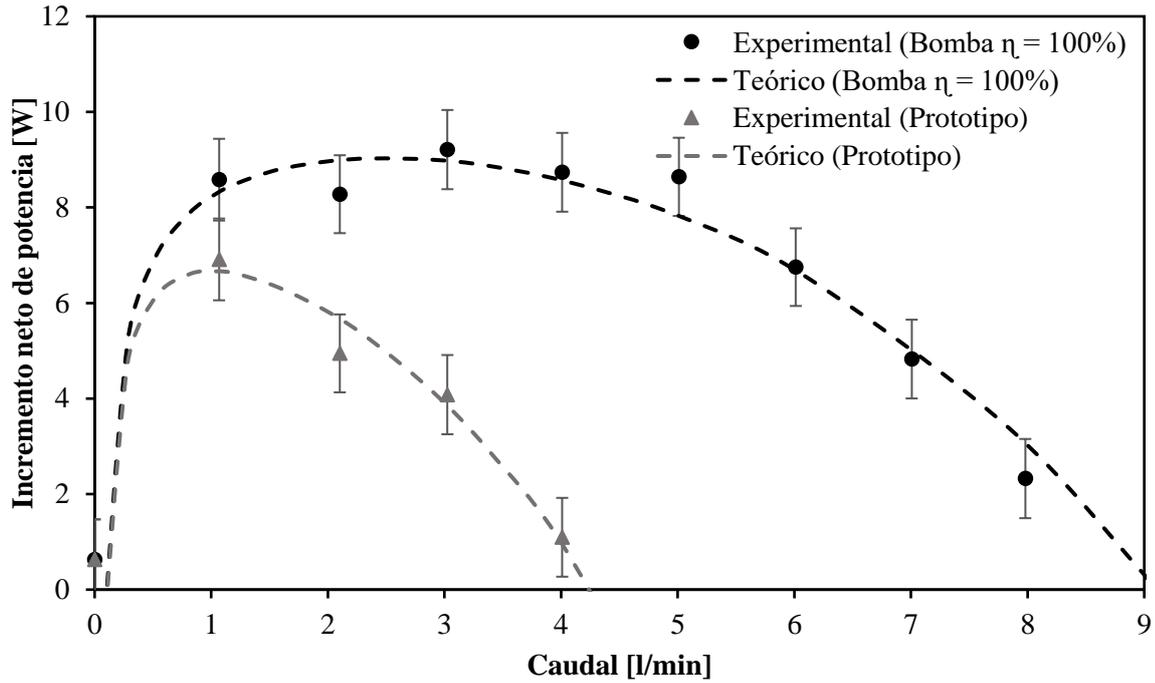


Fig. 6.18. Incremento neto de potencia medido frente a cálculo teórico para las condiciones promedio observadas durante el ensayo (29/09/2021).

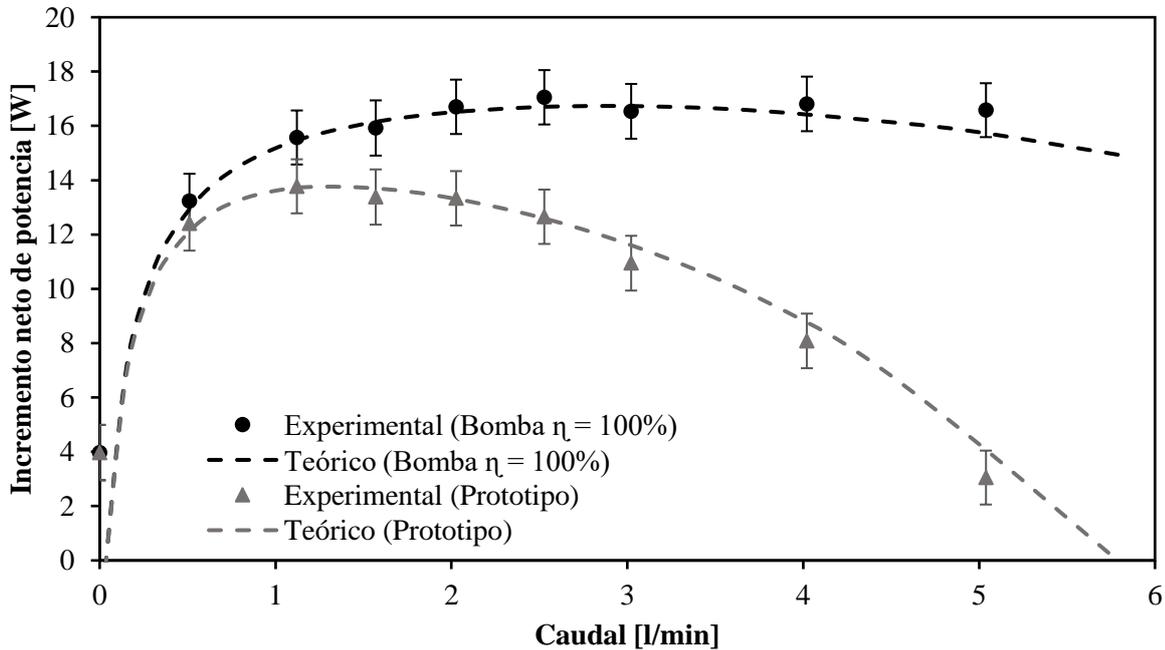


Fig. 6.19. Incremento neto de potencia medido frente a cálculo teórico para las condiciones promedio observadas durante el ensayo (29/06/2022).

Para el día 29/09/21 se obtiene que la ganancia de potencia neta promedio a lo largo del día empleando una bomba ideal sería máxima para un caudal de fluido caloportador de 2.6 l/min y su valor sería de 9.1 W (5.25%). Considerando el consumo

de energía eléctrica de la bomba instalada en el prototipo, este incremento de potencia promedio máximo sería de 6.7 W (3.9%) y se daría a un caudal de 1.05 l/min. Para las condiciones promedio del ensayo del 29/06/22, el incremento neto de potencia máximo sería de 16.8 W (7.65%) a un caudal de 3 l/min para una bomba ideal, y de 13.8 W (6.3%) a un caudal de 1.3 l/min para la bomba instalada en el prototipo.

6.4. Ensayos a caudal constante

Con el objetivo de verificar el funcionamiento y la capacidad de refrigeración del sistema ante condiciones ambientales diferentes, se plantea la realización de un total de 12 ensayos a lo largo de un periodo de un año. Estos ensayos se llevan a cabo con un valor de caudal constante de fluido caloportador a lo largo de toda la campaña de ensayos. Del ensayo a caudal variable el 29 de septiembre de 2021 se obtiene que el caudal óptimo para las condiciones observadas ese día es de 2.6 l/min. Una primera aproximación, aplicando el modelo de cálculo teórico, permite estimar que con un caudal de 3 l/min se lograría refrigerar significativamente el panel solar aún en los meses más calurosos del año.

En esta sección se presenta descrito en detalle uno de los ensayos realizados como parte de la campaña de ensayo a caudal constante, así como la caracterización experimental de ambos intercambiadores de calor durante dicho ensayo tipo. Por último, se analizan los resultados obtenidos a lo largo de todo el periodo de pruebas.

6.4.1. Procedimiento de ensayo

Los ensayos a caudal constante se llevan a cabo mediante la operación del sistema a un caudal constante de fluido caloportador de 3 ± 0.2 l/min a lo largo de todo el día. Los ensayos se desarrollan (salvo excepciones puntuales) entre las 9:00 y las 20:00 (hora local), o hasta que alguno de los paneles se ve afectado por la sombra de alguna estructura colindante (factor limitante en los meses de invierno, cuando el sol se encuentra a menor altitud). Adicionalmente el sistema de refrigeración solo se enciende cuando el panel que incorpora el intercambiador de calor en su cara posterior supera una temperatura 5 °C superior a la temperatura del subsuelo.

Estos ensayos se realizan distribuidos durante un periodo de un año, y siempre que sea posible se realizan durante la última semana de cada mes. Los ensayos se

realizan siempre en días con nubosidad baja y temperaturas habituales para el mes en que se realiza cada ensayo, lo que imposibilita la realización de los ensayos de forma sistemática el mismo día de cada mes.

6.4.2. Ensayo representativo

Con el objetivo de describir el procedimiento de ensayo y el análisis de los resultados obtenidos en este tipo de ensayo, se presenta detallado el ensayo realizado el día 28 de julio de 2022. El resto de los 12 ensayos han sido realizados de forma similar y sus resultados analizados aplicando la misma metodología que en dicho ensayo representativo. Los resultados del resto de ensayos se presentan de forma resumida en el análisis anual (sección 6.4.4).

El ensayo que se presenta en esta sección, realizado durante el mes de julio, se lleva a cabo bajo las condiciones ambientales medidas que se presentan en la Fig. 6.20. La irradiancia global máxima alcanzada durante este ensayo es $980 \pm 10 \text{ W/m}^2$, y la temperatura ambiente máxima es de $37 \pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$. La velocidad del viento medida junto al prototipo varía a lo largo del día entre los $3 \pm 1 \text{ km/h}$ y $9 \pm 2 \text{ km/h}$, con rachas superando los $15 \pm 1 \text{ km/h}$.

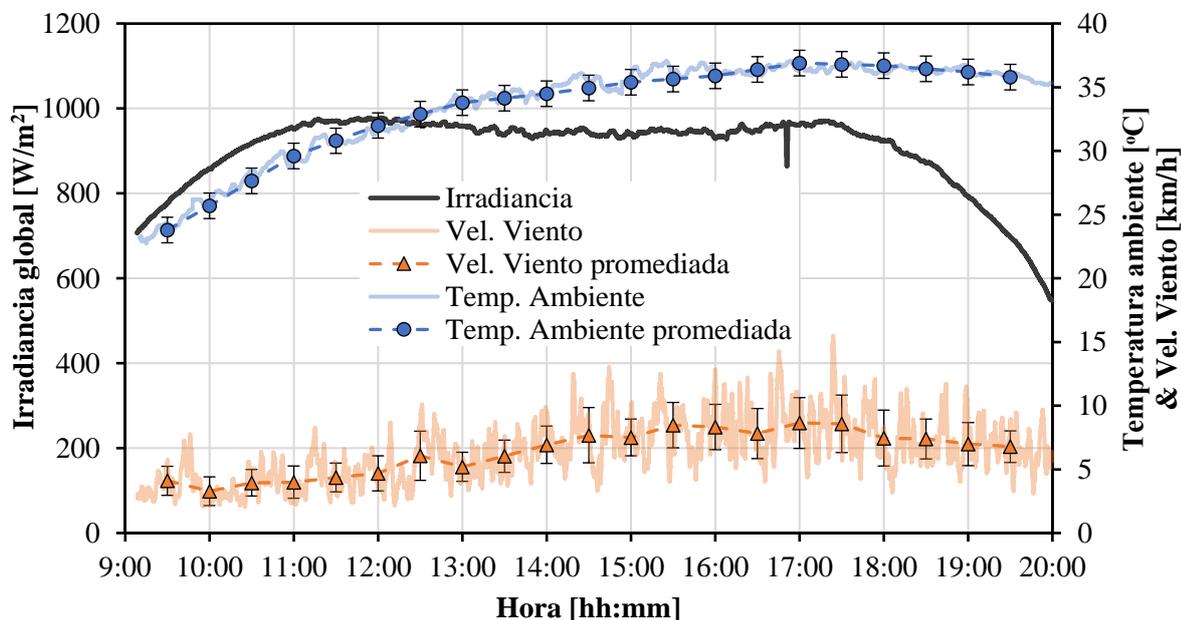


Fig. 6.20. Irradiancia, temperatura ambiente y velocidad de viento durante el ensayo del 28/07/2022.

La Fig. 6.21 muestra la temperatura medida por los diferentes sensores del sistema a lo largo del ensayo. La ubicación de estos sensores se indica en la Fig. 6.3,

siendo estos de temperatura del panel refrigerado (PT1), del panel estándar (PT2), del fluido caloportador a la entrada del intercambiador del panel (PT3) y a la salida (PT4) y a la entrada del intercambiador de calor subterráneo (PT5) y a su salida (PT6).

La bomba se encendió a las 9:10 h, dos minutos después del inicio de la medición, cuando ambos paneles se encontraban a una temperatura similar, en torno a los 40 °C. El panel estándar alcanza una temperatura máxima de 64.5 ± 1 °C, mientras que el panel refrigerado no supera los 47.5 ± 1 °C. De esta forma se mantiene durante todo el día una diferencia de temperatura promedio entre ambos paneles significativa, igual a 16 ± 1 °C, y una reducción máxima sostenida de 19.5 ± 1 °C. La bomba se apaga a las 19:42 h, observándose claramente un incremento de la temperatura del panel refrigerado a partir de este punto.

A medida que se evacua calor durante el ensayo, y dado que la capacidad de transferencia de calor del intercambiador subterráneo es limitada, la temperatura de salida del fluido caloportador del intercambiador subterráneo también aumenta, hasta estabilizarse en torno a 28 ± 1 °C. No se pueden descartar algunos efectos de inercia y agotamiento en el disipador de calor subterráneo, sin embargo, el calor transferido al terreno se disipa durante la noche y, a la mañana siguiente, la temperatura del terreno vuelve al valor normal al que se encontraba antes del inicio del ensayo, siendo esta de 17.5 ± 0.5 °C. La temperatura del terreno varía levemente a lo largo del año. Este efecto, así como la caracterización del funcionamiento del intercambiador de calor subterráneo, se analizan en la sección 6.4.3.

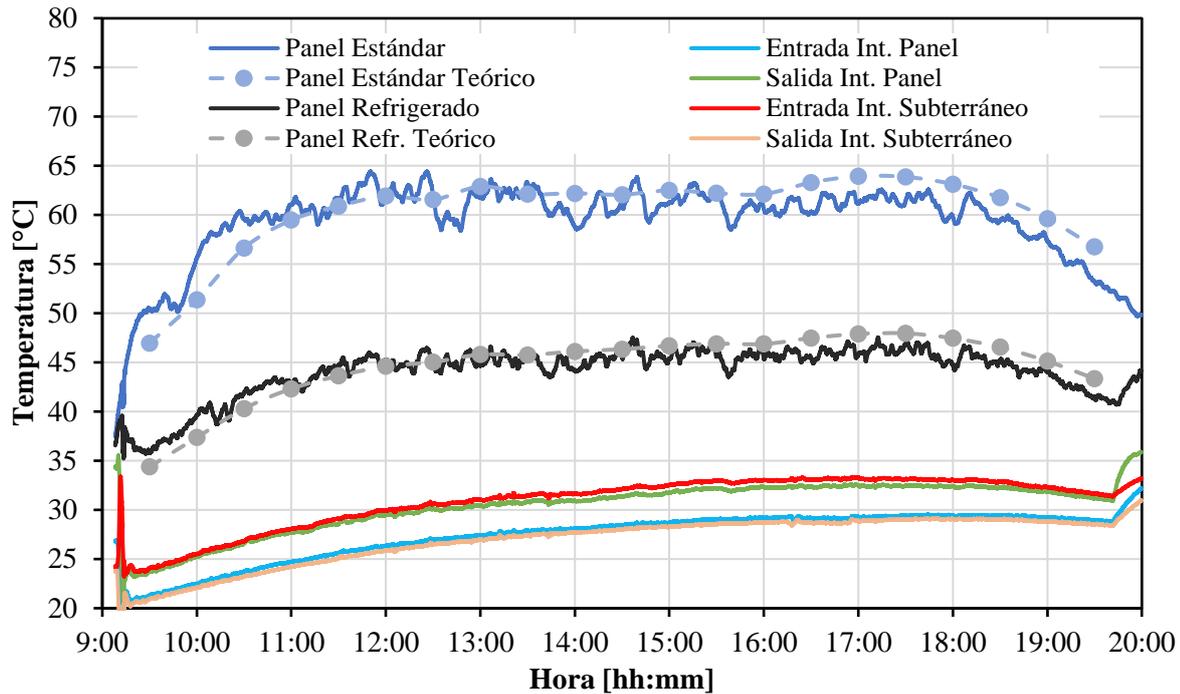


Fig. 6.21. Temperatura medida por los diferentes sensores del prototipo a lo largo del ensayo a caudal constante del 28/07/2022.

En la Fig. 6.21 también se incluyen los valores de temperatura para los paneles estándar y refrigerado obtenidos mediante el modelo de cálculo teórico para las condiciones ambientales medidas de la Fig. 6.20. Los resultados experimentales concuerdan con una precisión adecuada con los valores obtenidos mediante el modelo de cálculo termo-eléctrico propuesto.

La Fig. 6.22 muestra una fotografía de ambos paneles durante el ensayo, tomada con una cámara térmica infrarroja de la marca Fluke modelo Ti90, donde se puede observar claramente la reducción de temperatura del panel solar refrigerado.



Fig. 6.22. Fotografía térmica infrarroja de los paneles solares durante su ensayo.

Los flujos de calor se calculan a partir de los datos de temperatura y caudal de fluido caloportador. Además, la Relación de Eficiencia Eléctrica (EER por sus siglas en inglés) del sistema de refrigeración se define como:

$$EER = \frac{|Q_{ref_panel}|}{P_{pump_elect}} \quad (6.1)$$

donde, Q_{ref_panel} es el calor extraído del panel por el intercambiador de calor instalado en su cara posterior y P_{pump_elect} es el consumo de potencia eléctrica de la bomba, que para un caudal de 3 l/min, $P_{pump_elect} = 5 \pm 1$ W.

La Fig. 6.23 muestra el flujo de calor extraído del panel refrigerado por el sistema junto al EER del sistema de refrigeración medidos a lo largo del ensayo del 28 de julio de 2022. En esta figura se aprecia el elevado margen de error de la medición del flujo de calor. Este se origina porque, debido al caudal relativamente alto, la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del intercambiador de calor es de apenas 3 °C. La precisión de los sensores de temperatura empleados, por tanto, resulta en un margen de error significativo. En cualquier caso, el flujo de calor se estabiliza en un valor promedio de 630 ± 50 W, lo que representa un 41% de la irradiancia global total que incide sobre el panel en ese mismo periodo.

De nuevo, el modelo teórico de cálculo termoeléctrico de los paneles presenta una buena precisión, al arrojar valores de flujo de calor extraído (para las condiciones

ambientales y de operación del ensayo) que coinciden con los obtenidos de forma experimental.

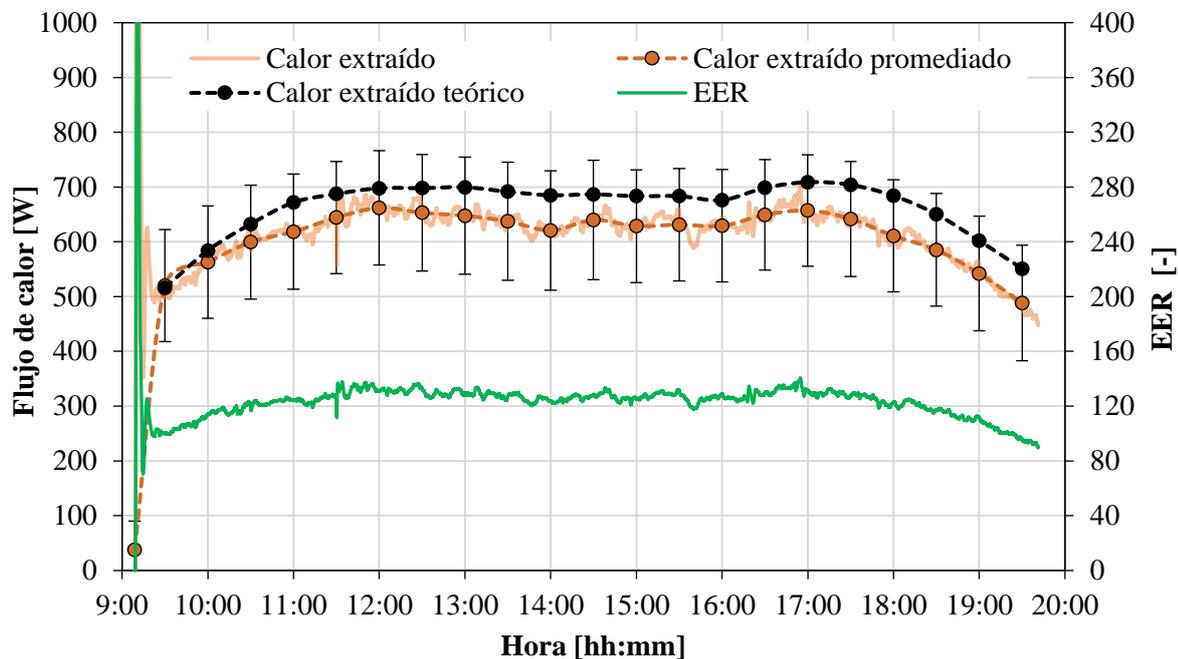


Fig. 6.23. Valor absoluto del calor extraído del panel (experimental y teórico) junto con el EER del sistema de refrigeración a lo largo del ensayo del 28/07/2022.

Por último, y a pesar de la baja eficiencia de la bomba (en torno a un 10% para el caudal de 3 l/min), se alcanza un EER sostenido promedio relativamente alto, e igual a 130 ± 10 , demostrando la eficiencia del sistema de refrigeración propuesto.

Eficiencia eléctrica e incremento de la potencia generada.

Como consecuencia de la reducción de la temperatura de operación del panel refrigerado, se obtiene un incremento de su potencia. Para evaluar de forma adecuada dicho incremento en la producción neta de energía y la mejora de la eficiencia global del sistema, se ha de restar el consumo de energía de la bomba del incremento de energía obtenido en el panel refrigerado. La ganancia de potencia neta eléctrica ($\Delta P_{PV\ NET\ ELECT}$) se puede calcular como:

$$\Delta P_{PV\ NET\ ELECT} = \Delta P_{PV} - P_{pump_elect} \quad (6.2)$$

La potencia consumida por la bomba depende de forma directa de su eficiencia. Para este desarrollo se emplea una bomba con una eficiencia significativamente baja (~10%). Los valores bajos de eficiencia son característicos de las bombas de pequeño

tamaño, y este podría mejorar de forma significativa en instalaciones con un número de paneles mayor, requiriendo bombas de mayor tamaño. Además, la bomba empleada en el sistema se selecciona para permitir un amplio rango de caudales, debido al alto grado de incertidumbre habitual en el desarrollo de un prototipo, por lo que esta no opera en su punto óptimo. Por tanto, y para evitar que dicha baja eficiencia de la bomba influya de forma negativa los resultados, se define un incremento de potencia neto ideal ($\Delta P_{PV\ NET}$) que correspondería a un sistema de bombeo teórico con una eficiencia del 100%, calculada mediante la ecuación 3.35. Para un caudal de fluido caloportador de 3 l/min, el consumo de potencia ideal (hidráulica) de bombeo se calcula partiendo de las mediciones experimentales de pérdida de carga, siendo esta 0.5 ± 0.1 W.

La Fig. 6.24 muestra la potencia generada por ambos paneles (refrigerado y estándar) a lo largo del día del ensayo. También se presentan los valores calculados mediante el modelo teórico para las condiciones ambientales observadas durante el ensayo. Se observan unos valores de potencia eléctrica máximos de 235 ± 1 W para el panel refrigerado y de 211 ± 1 W para el panel estándar, mientras que los valores promedio sostenidos durante las horas centrales del día son de 228 ± 5 W y 209 ± 7 W respectivamente. Adicionalmente, se observa que el cálculo de la potencia mediante el modelo teórico arroja valores con una buena precisión, aunque se observa una leve discrepancia con la potencia generada por el panel estándar durante las primeras horas del día.

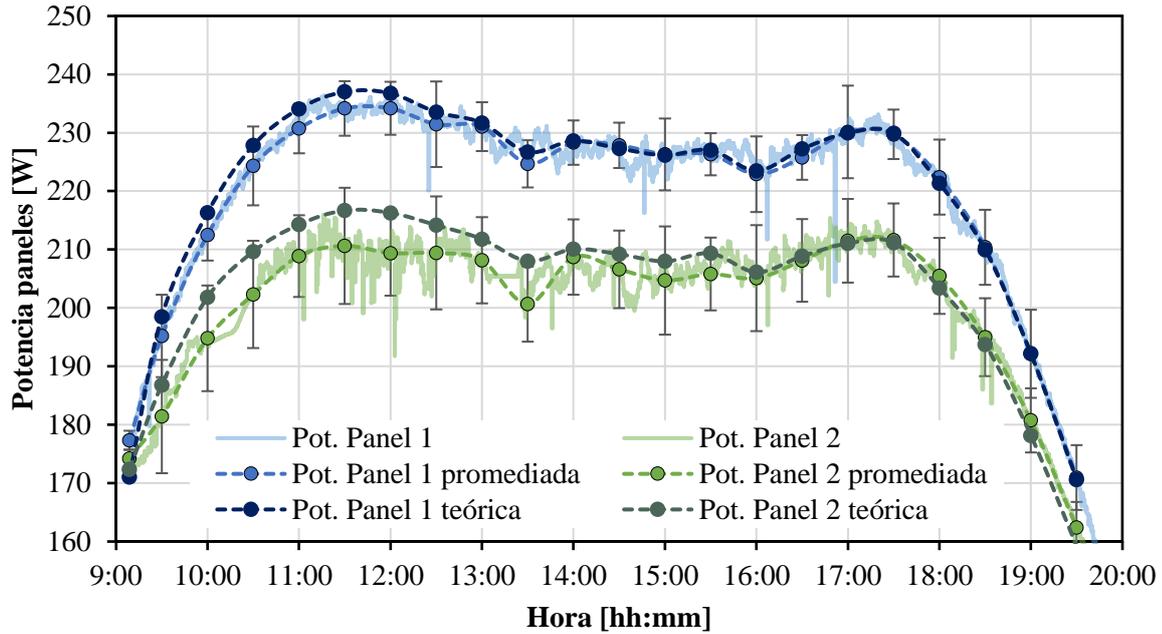


Fig. 6.24. Potencia generada por ambos paneles a lo largo del ensayo a caudal constante del 28/07/2022.

Restando la potencia ideal hidráulica aplicada al fluido caloportador por la bomba del incremento de potencia observado entre ambos paneles, se obtiene el incremento de potencia neto derivado de la operación del sistema de refrigeración, que se presenta en la Fig. 6.25. Durante este ensayo se obtiene un incremento de potencia neto promedio a lo largo del ensayo es de 19 ± 5 W (equivalente a un incremento del 9.4% de la potencia generada). Adicionalmente, se alcanza un valor de incremento de potencia neto máximo sostenido de 26 ± 2 W (incremento del 12.6%), correspondiente a los 10 minutos con un valor promediado máximo y no a un pico puntual.

Se puede observar de nuevo una leve discrepancia entre las mediciones experimentales y la predicción empleando el modelo teórico durante las primeras horas del día. Esta discrepancia deriva de la desviación observada en la potencia generada por el panel estándar. Sin embargo, la predicción se sigue encontrando en todo momento dentro de los márgenes de error de la medición empírica, por lo que la precisión se considera adecuada.

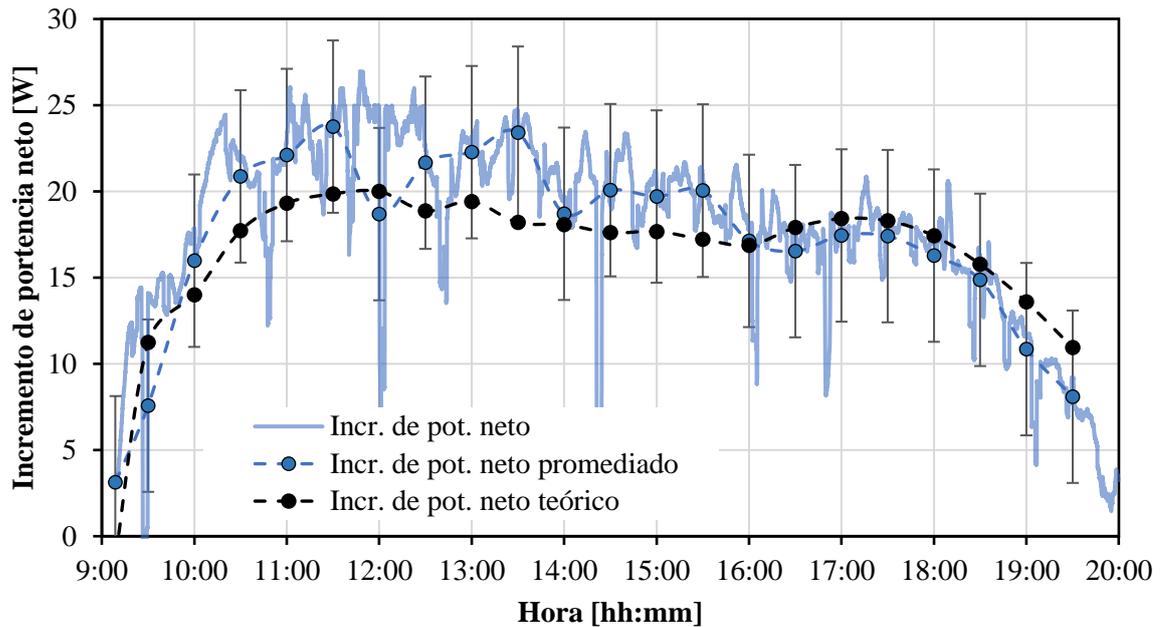


Fig. 6.25. Incremento de potencia neto a lo largo del ensayo a caudal constante del 28/07/2022.

En la Fig. 6.26 se muestra la energía adicional generada, acumulada a lo largo del ensayo del 28 de julio. Considerando el consumo de potencia de bombeo de una bomba ideal ($\eta = 100\%$), como se ha venido realizando hasta este punto, el sistema generaría un total de 185 ± 10 Wh adicionales. Si se tiene en cuenta el consumo de energía eléctrica de la bomba real empleada en el prototipo, con una eficiencia pobre de $\sim 10\%$ para el caudal de 3 l/min empleado en el ensayo, la energía extra generada por el sistema es 140 ± 10 Wh, lo que corresponde a un 76% del máximo disponible.

Por último, en la Fig. 6.27 se presenta la relación entre la eficiencia de la bomba y la energía neta extra obtenida gracias al sistema de refrigeración. También se indica este valor como la fracción de la energía que se obtendría con una bomba ideal. Se puede observar que con una bomba con una eficiencia de tan solo un 19%, se hubiera obtenido un 90% de la energía extra disponible durante el ensayo del 28 de julio. Además, una bomba con una eficiencia del 50% garantizaría la obtención de un 99% de la energía extra disponible. Cabe recordar que los sistemas de bombeo de escala industrial, como los que se podrían emplear en una instalación a mayor escala de esta tecnología, habitualmente presentan eficiencias que superan el 80% (Martin-Candilejo et al. 2019).

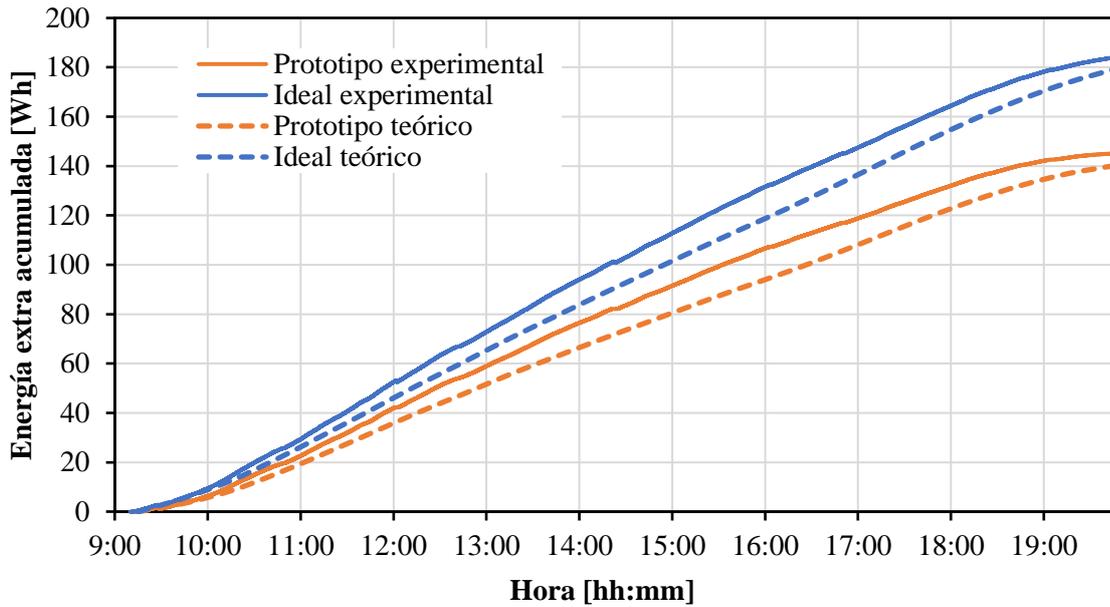


Fig. 6.26. Energía extra acumulada obtenida durante el ensayo a caudal constante del 28/07/2022.

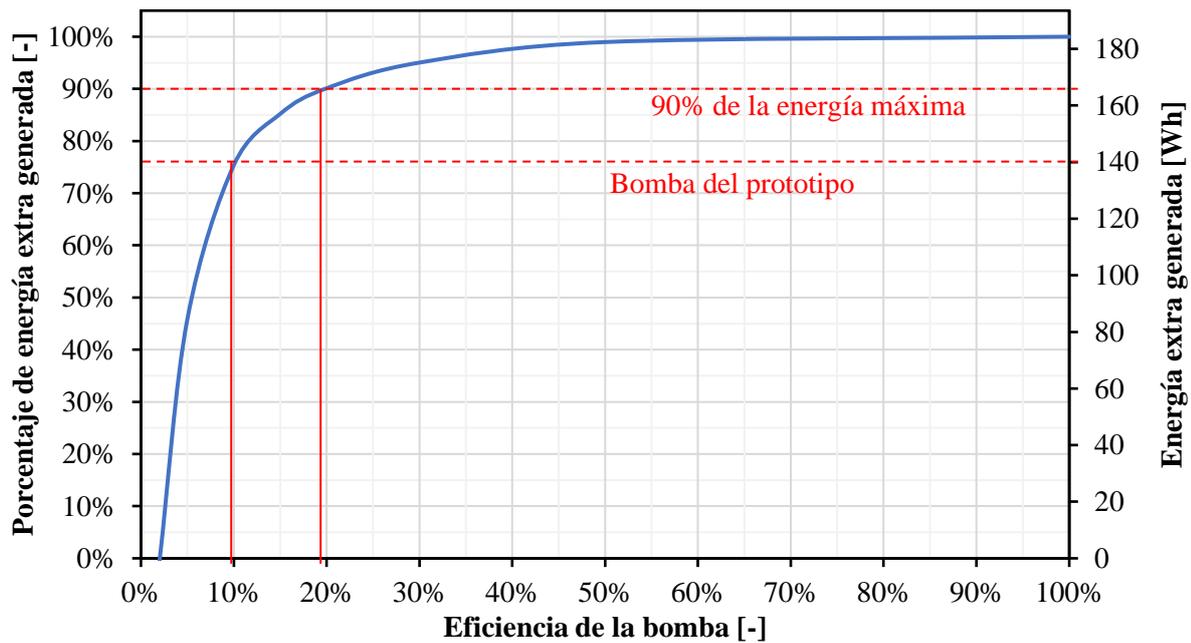


Fig. 6.27. Porcentaje de la energía extra generada ideal obtenida en función de la eficiencia de la bomba para el ensayo a caudal constante del 28/07/2022.

6.4.3. Intercambiadores de calor

El coeficiente global de transferencia de calor (U) es una medida comúnmente aplicada al cálculo de la transferencia de calor en intercambiadores de calor. Este coeficiente, está influenciado por las resistencias térmicas de los diferentes medios por

los que circula el calor. Cuanto mayor sea el coeficiente, más fácil es la transferencia. La relación entre el coeficiente total de transferencia de calor (U) y la tasa de transferencia de calor (Q) observada en el intercambiador puede ser demostrada mediante la ecuación de Fourier:

$$U = Q/(A \cdot \Delta T_{LM}) \quad (6.3)$$

dónde ΔT_{LM} es la diferencia de temperatura logarítmica media entre el medio frío y el caliente. Esta se calcula mediante relaciones empíricas basadas en las temperaturas de entrada y salida de los fluidos que circulan por un intercambiador y dependen de la tipología del intercambiador (flujo paralelo o cruzado, número de pasos y carcasas, etc.). Para el cálculo de los intercambiadores del prototipo se define una hipótesis de simplificación, ya que no existen relaciones empíricas que se adecúen a los tipos de intercambiador empleados en el sistema de forma precisa. Por tanto, la diferencia de temperatura logarítmica media se define equivalente a la diferencia entre el promedio de las temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador en los intercambiadores y la temperatura del medio con el que intercambian calor (el agua en el int. subterráneo y la cara posterior del panel solar en el int. del panel).

De esta forma, el coeficiente global de transferencia de calor (U) para el **intercambiador de calor subterráneo** se define como:

$$U = Q_{disipado}/(A_{int\ u} \cdot (\frac{T_{ref\ out\ u} + T_{ref\ in\ u}}{2} - T_{subsuelo})) \quad (6.4)$$

donde, $Q_{disipado}$ es el calor disipado en el intercambiador de calor subterráneo, $A_{int\ u}$ es la superficie interior del único tubo en forma de U que forma este intercambiador, $T_{subsuelo}$ es la temperatura del agua en el interior del pozo de inspección, y $T_{ref\ in\ u}$ y $T_{ref\ out\ u}$ son las temperaturas a la entrada y salida del intercambiador de calor subterráneo respectivamente.

En cambio, el coeficiente global de transferencia de calor (U) para el **intercambiador de calor del panel** se define como:

$$U = Q_{ref}/(A_{cont} \cdot (T_{panel} - \frac{T_{ref\ out\ p} + T_{ref\ in\ p}}{2})) \quad (6.5)$$

donde, Q_{ref} es el calor extraído del panel por el intercambiador de calor, A_{cont} es la superficie de contacto entre el intercambiador de calor y el panel, T_{panel} es la temperatura de la cara posterior del panel refrigerado, y $T_{ref\ in\ p}$ y $T_{ref\ out\ p}$ son las

temperaturas a la entrada y salida del intercambiador de calor del panel respectivamente.

Intercambiador de calor subterráneo

En la Fig. 6.28 se muestra el calor disipado en el intercambiador de calor subterráneo a medida que transcurre el ensayo a caudal constante (3 l/min) del día 28 de julio de 2022. Este valor se muestra también indicado por metro de longitud activa del intercambiador de calor (no de tubo). Este parámetro se emplea habitualmente en la caracterización de pilotes termo-activos. Para el cálculo se considera que el intercambiador de calor subterráneo tiene una longitud de 12 m, ya que esa es la longitud de la sección del pozo de inspección que se encuentra inundada (desde 3.5 m de profundidad hasta el fondo a 15.5 m).

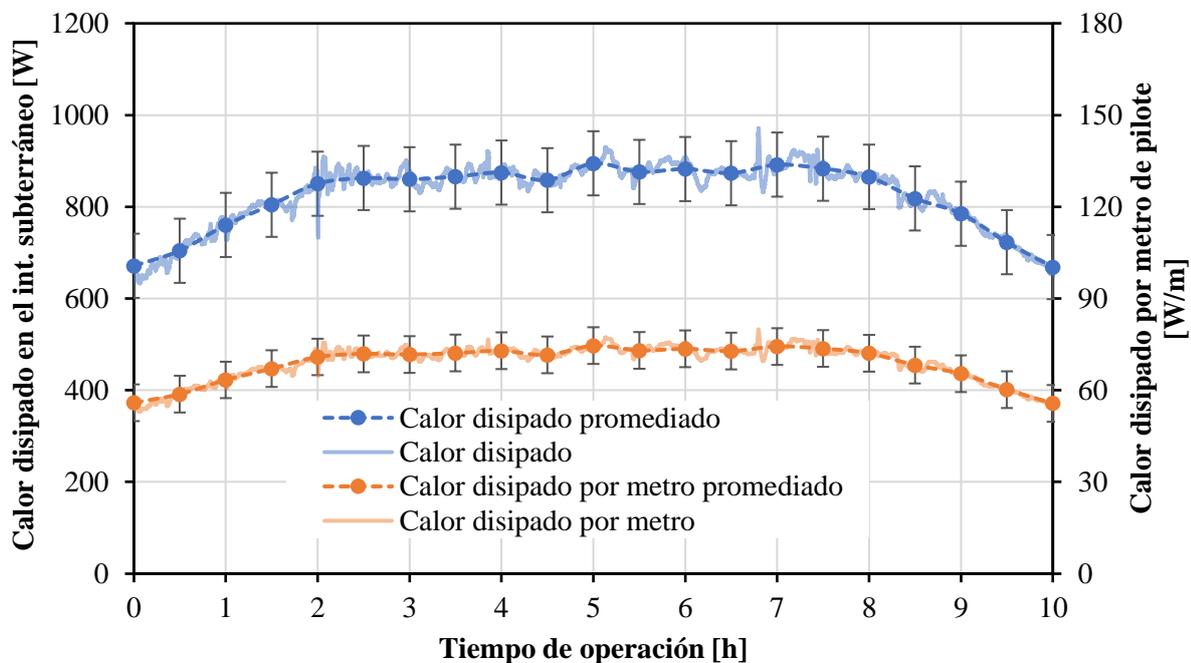


Fig. 6.28. Calor disipado en el intercambiador de calor subterráneo durante el ensayo a caudal constante del día 28/07/2022.

Definidos tanto el calor disipado en este intercambiador de calor, como las temperaturas de los medios de intercambio térmico, que se muestran a continuación en la Fig. 6.29, se procede con el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor para el intercambiador subterráneo. De esta forma se define un valor promedio de $U = 190 \pm 30 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Adicionalmente se lleva a cabo el cálculo de la resistencia de intercambio térmico del intercambiador subterráneo, siendo esta $R_{int\ sub} = 4.5 \pm 0.5 \text{ K/W}$.

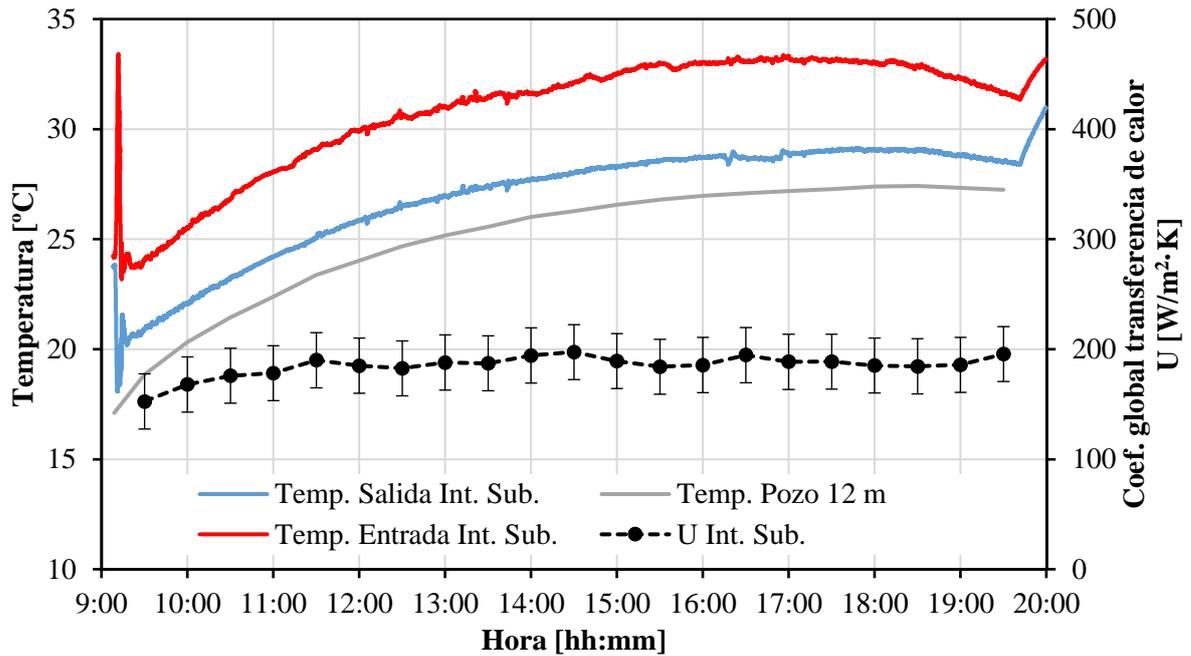


Fig. 6.29. Temperaturas y coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador de calor subterráneo a lo largo del ensayo del 28/07/2022.

Intercambiador de calor del panel

Del mismo modo, se lleva a cabo el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (U) para el intercambiador de calor del panel de acuerdo con la Eq. 6.6. El calor extraído por el intercambiador de calor del panel durante el ensayo del 28 de julio de 2022 se muestra en la Fig. 6.23. En la Fig. 6.30 se presentan las temperaturas de la cara posterior del panel y del fluido caloportador a la entrada y salida del intercambiador, así como el coeficiente global de transferencia de calor (U). Se obtiene un valor promedio de $U = 210 \pm 30 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Del mismo modo, se lleva a cabo el cálculo de la resistencia de intercambio térmico del intercambiador de calor del panel, siendo esta $R_{\text{int panel}} = 25 \pm 4 \text{ K/W}$.

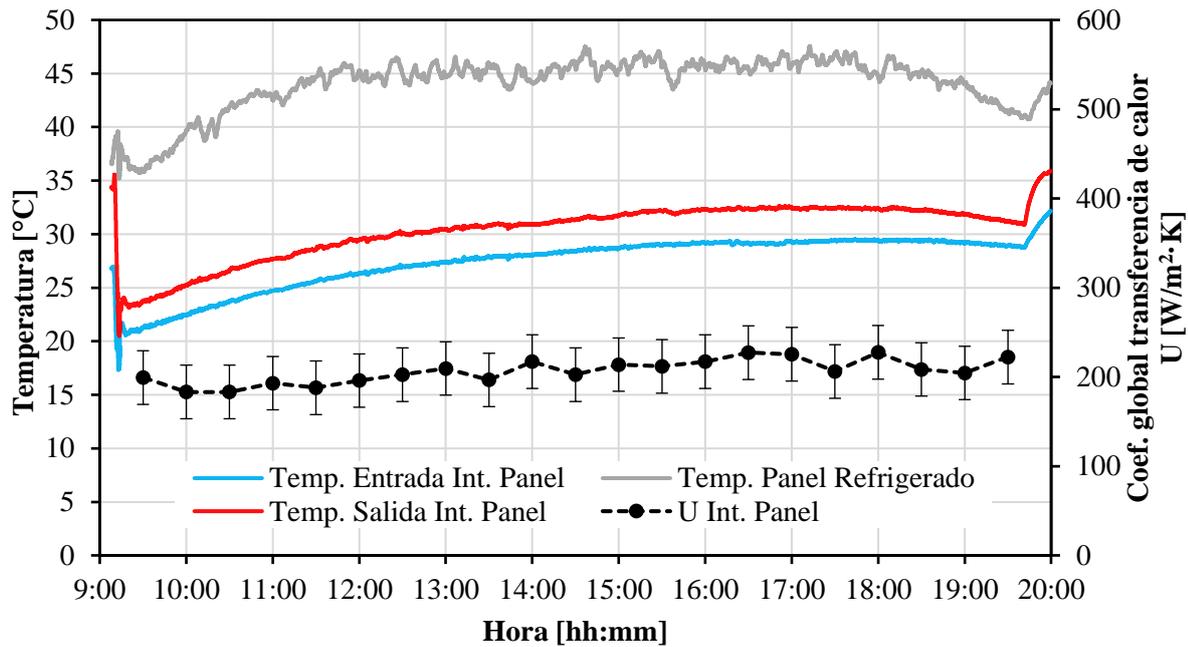


Fig. 6.30. Temperaturas y coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador de calor del panel a lo largo del ensayo del 28/07/2022.

6.4.4. Resumen anual

Una vez descrito en detalle el procedimiento de ensayo y análisis de los datos, se presentan los resultados obtenidos a lo largo de toda la campaña de ensayo anual. Los doce ensayos considerados en este análisis se han realizado en las fechas indicadas en la Tabla 6.6. En esta tabla además se indica el horario durante el que se ha realizado dicho ensayo, el tramo de dicho ensayo que se ha considerado en cada caso para el análisis de datos, y el número de horas que el sistema de refrigeración ha estado funcionando. Cabe resaltar que el ensayo realizado en el mes de febrero comienza significativamente tarde. Esto se debe a que los datos obtenidos durante dicho ensayo resultaron dañados parcialmente, y solo se dispone de información sobre la parte final del mismo. Dicho ensayo sin embargo se realizó de forma íntegra, comenzando a las 9:21 h (GMT+1), y manteniendo el sistema de refrigeración en operación durante un total de 7.97 horas. Puesto que se trata del único ensayo disponible durante ese período, se ha optado por no descartarlo y considerar sus datos cuidadosamente para el análisis anual. Por otra parte, los ensayos correspondientes a los meses de marzo y mayo se realizan a principios del mes siguiente en lugar de durante la última semana de dicho mes. El resto de los ensayos se desarrollan con

normalidad de acuerdo con lo indicado en el procedimiento de ensayo descrito en la sección 6.4.1.

Tabla 6.6. Descripción general de los ensayos realizados durante la campaña de pruebas.

	Fecha de realización	Horario de ensayo	Zona Horaria	Tramo analizado	N.º horas de refrigeración
Enero	26/01/2022	11:20-17:30	GMT +1	12:30-16:30	5.915
Febrero	22/02/2022	9:21-18:05	GMT +1	14:45-17:20	7.97
Marzo	07/04/2022	9:40-19:00	GMT +2	10:00-18:30	9.27
Abril	29/04/2022	8:48-19:00	GMT +2	10:00-18:40	9.73
Mayo	10/06/2022	9:26-20:00	GMT +2	9:45-19:00	10.52
Junio	28/06/2022	9:28-20:25	GMT +2	09:50-19:15	10.21
Julio	28/07/2022	9:08-20:00	GMT +2	9:45-18:45	10.51
Agosto	04/08/2022	8:03-19:54	GMT +2	9:45-19:00	10.67
Septiembre	27/09/2021	10:08-19:02	GMT +2	10:30-18:30	8.47
Octubre	26/10/2021	9:57-18:20	GMT +2	10:30-17:00	8.38
Noviembre	17/11/2021	9:07-16:45	GMT +1	11:00-16:00	6.13
Diciembre	16/12/2021	9:24-16:41	GMT +1	12:45-16:00	3.77

Durante los ensayos realizados en la campaña de pruebas se observó un amplio rango de condiciones ambientales que se presentan resumidas en valores de irradiancia global, temperatura ambiente, y velocidad de viento promedios durante el tramo analizado de cada ensayo en la Fig. 6.31. La temperatura máxima se observa durante el ensayo de agosto, alcanzándose un valor promedio durante el tramo analizado de dicho ensayo (9:45 - 19:00 h) de 34 ± 1 °C. La temperatura promedio mínima durante un ensayo es de 11 ± 1 °C, y corresponde al ensayo realizado en el mes de enero. Como cabe esperar, los valores de irradiancia siguen un patrón similar a la temperatura, observándose los valores más altos durante los meses de verano, y destacando el mes de junio, con un promedio de 970 ± 20 W/m². El viento, sin embargo, resulta mucho menos predecible. El ensayo más ventoso es el realizado durante el mes de noviembre con una velocidad de viento promedio de 19 ± 2 km/h.

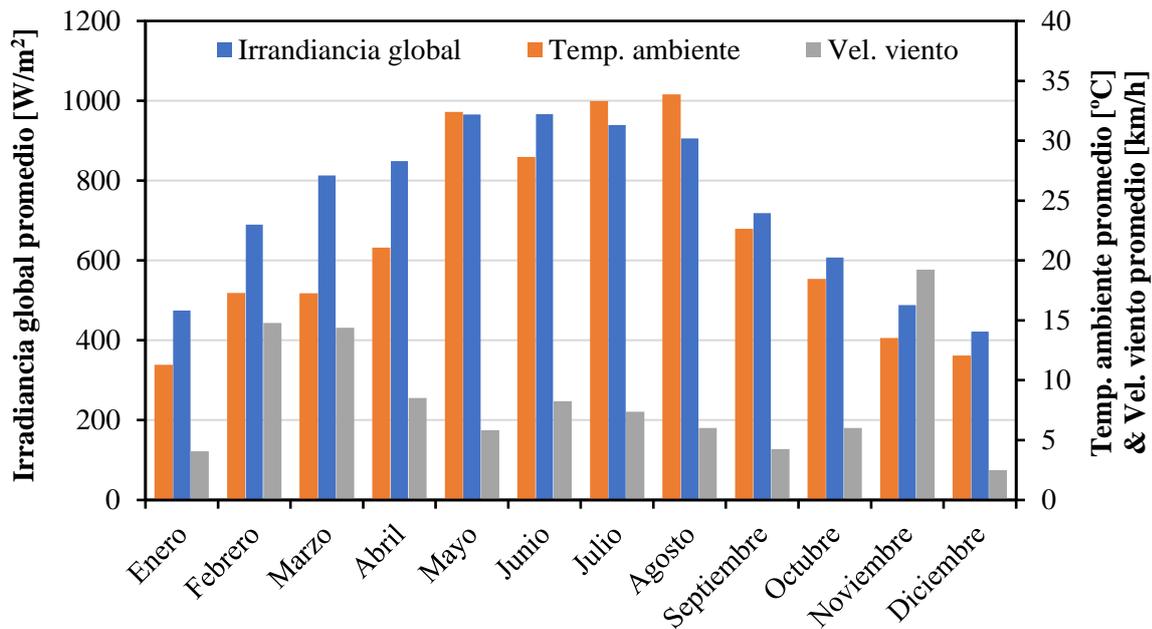


Fig. 6.31. Condiciones ambientales promedio (irradiancia global, temperatura ambiente y velocidad de viento) observadas durante los ensayos.

La temperatura del agua en el interior del pozo de inspección en el que se ubica el intercambiador subterráneo se mide al principio del ensayo, antes de arrancar el sistema de refrigeración, a una profundidad de 12 m. Este valor se considera representativo de la temperatura media del subsuelo a una profundidad de entre 5 y 15 m. Dicho valor de temperatura del subsuelo se muestra en la Tabla 6.7 para los días en que se realizaron los ensayos, junto con los valores de temperatura ambiental mínima y máxima observados durante la realización de cada ensayo.

En la Fig. 6.32 se muestran las curvas obtenidas mediante regresión polinomial de los valores de temperatura ambiental máxima y mínima y del subsuelo, presentados en la tabla anterior. Como era de esperar se observa que la temperatura del subsuelo en la ubicación donde se realizan los ensayos es estable a lo largo del año, presentando un valor de 16 ± 2 $^{\circ}\text{C}$. Si bien esta temperatura es similar (o incluso superior) a la temperatura máxima durante los días de invierno, sigue siendo inferior a la temperatura que alcanzan en esa época los paneles bajo la incidencia de la radiación solar, permitiendo un intercambio eficiente del calor.

Tabla 6.7. Temperaturas ambientales máxima y mínima y temperatura del subsuelo durante los días ensayados.

Ensayo	Temp. mínima [°C]	Temp. máxima [°C]	Temp. subsuelo [°C]
Enero	-2.5	13	13.2
Febrero	-2.5	21	13.4
Marzo	1.5	20.5	14.2
Abril	8	24	14.8
Mayo	12.5	37	16.4
Junio	11.5	32.5	16.8
Julio	19	37	17.5
Agosto	19.5	38	17.5
Septiembre	10	26.5	16.8
Octubre	7	22	15
Noviembre	1.5	15.5	14.3
Diciembre	-3	13.5	14

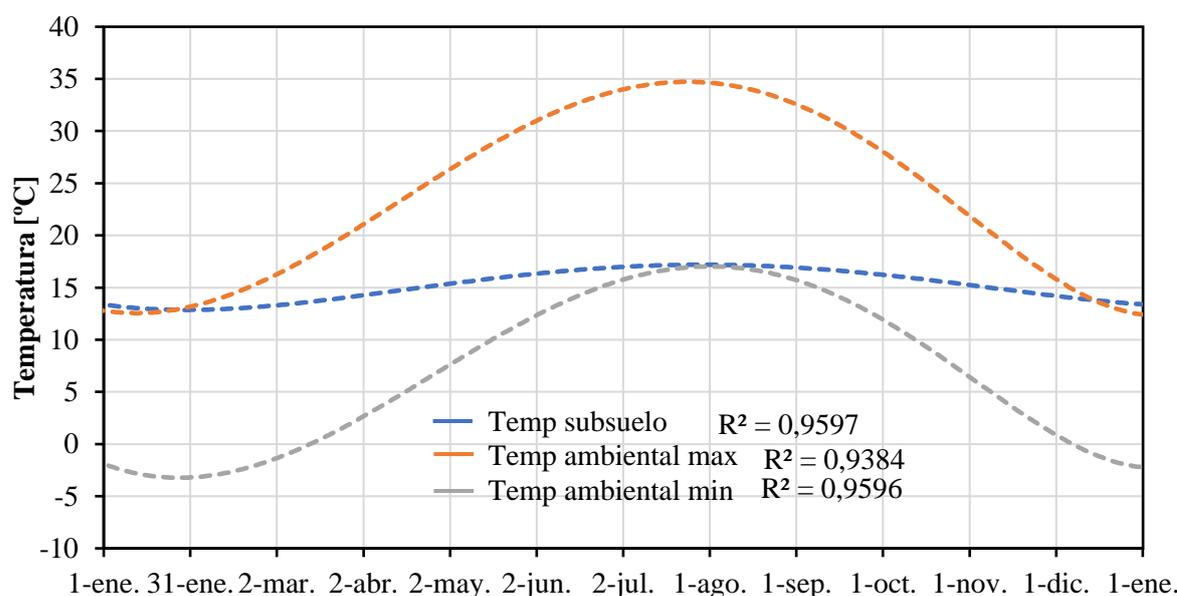


Fig. 6.32. Regresión polinomial de la temperatura dentro del pozo de inspección a lo largo del año.

Las temperaturas promedio de los paneles medidas durante los ensayos se muestran a continuación en la Tabla 6.8. Se puede apreciar que el sistema permite reducir la temperatura del sistema de forma efectiva a lo largo de todo el año, obteniéndose la mayor reducción de temperatura promedio en el ensayo del mes de agosto (realizado el día 4 de agosto de 2022) siendo este de 17 ± 1 °C. La temperatura

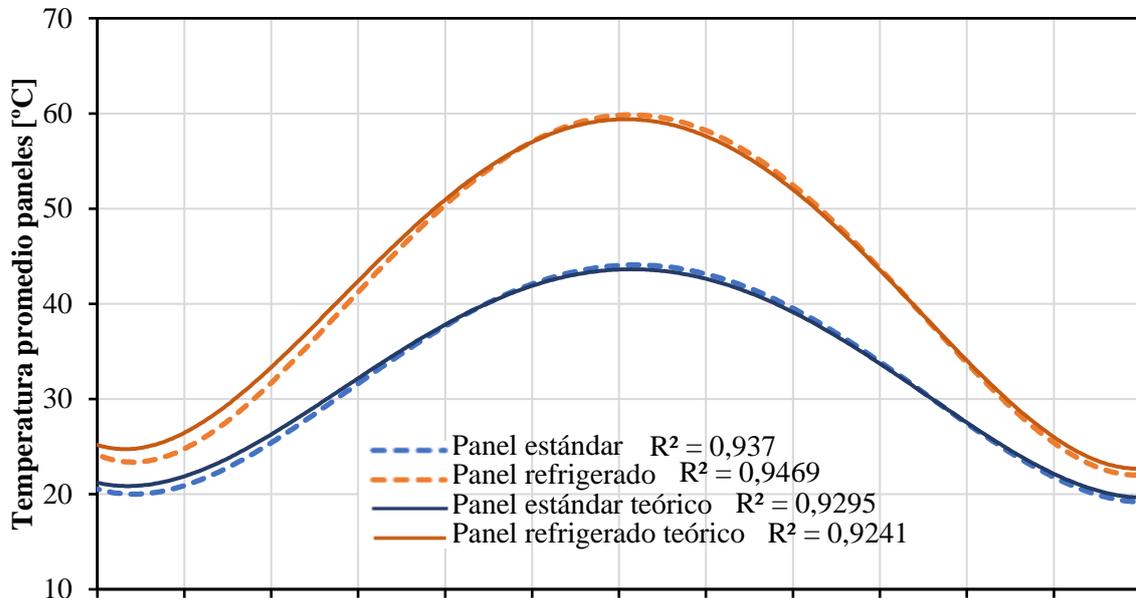
promedio del panel estándar durante dicho ensayo fue de 62 ± 1 °C y este alcanzó un valor máximo de 66 ± 1 °C. Sin embargo, el panel refrigerado se mantuvo a una temperatura promedio de tan solo 45 ± 1 °C durante el ensayo. Por otro lado, el ensayo de noviembre fue el que vio la menor reducción de temperatura promedio, con tan solo 2 ± 1 °C. Este ensayo se vio marcado por un elevado nivel de velocidad de viento, como se puede apreciar en la Fig. 6.31, por lo que la disipación de calor por convección al ambiente fue significativamente mayor y las ganancias obtenidas con el sistema de refrigeración fueron marginales.

Tabla 6.8. Temperaturas promedio de ambos paneles (experimentales y calculadas con el modelo teórico) durante el tramo analizado de cada ensayo.

Ensayo	Temp. promedio panel estándar [°C]	Temp. promedio panel refrigerado [°C]	Temp. promedio panel estándar teórica [°C]	Temp. promedio panel refrigerado teórica [°C]
Enero	26	21.5	26.6	21.6
Febrero	34.5	28	38	29.7
Marzo	37.5	27.5	38	29.5
Abril	45.5	36	45.3	33.7
Mayo	59.5	44.5	61.3	44.2
Junio	58.5	42	56.2	42
Julio	60.5	44.5	60.5	44.9
Agosto	62	45	61	45.1
Septiembre	46	35	45.6	34.2
Octubre	35.5	28.5	37.1	28.8
Noviembre	23	21	22.8	21.3
Diciembre	26	22	26.4	22.2

En la Tabla 6.8 también se muestran las temperaturas promedio calculadas con el modelo teórico. Estas se obtienen considerando las condiciones promedio durante el ensayo de irradiancia global, temperatura ambiente, velocidad de viento y temperatura dentro del pozo. Se puede observar que la precisión del modelo teórico es muy alta, con una desviación promedio en la predicción de la temperatura promedio del panel estándar de 1 °C y de 0.7 °C para la del panel refrigerado. La mayor desviación se observa en el ensayo de febrero. Esta discrepancia es comprensible, puesto que dicho ensayo se encuentra incompleto, como ya se ha indicado con anterioridad. Sin considerar este ensayo, la desviación promedio sería de 0.8 °C y 0.6 °C para los paneles estándar y refrigerado respectivamente.

Igualmente, en la Fig. 6.33 se presentan las regresiones polinomiales de los datos de temperatura de los paneles, con el objetivo de facilitar su interpretación desde un punto de vista de variación anual.



1-ene. 31-ene. 2-mar. 2-abr. 2-may. 2-jun. 2-jul. 1-ago. 1-sep. 1-oct. 1-nov. 1-dic. 1-ene.

Fig. 6.33. Regresión polinomial de las temperaturas promedio de ambos paneles para cada ensayo (medidas experimentales y cálculo teórico).

Tabla 6.9. Temperatura máxima alcanzada por de ambos paneles durante cada ensayo.

Ensayo	Temp. máxima panel estándar [°C]	Temp. máxima panel refrigerado [°C]
Enero	29	23
Febrero	37	29
Marzo	41.5	31
Abril	52	41
Mayo	65	48
Junio	62	45
Julio	64.5	47.5
Agosto	66.5	49
Septiembre	51	39.5
Octubre	40.5	31
Noviembre	25.5	23
Diciembre	28	23

Adicionalmente, en la Tabla 6.9 se presentan las temperaturas máximas que alcanzaron los paneles refrigerado y estándar durante cada uno de los ensayos realizados.

El calor extraído para lograr dicha reducción de temperatura es calculado mediante la medición de la temperatura a la entrada y la salida del intercambiador de calor del panel. Los valores de calor extraído promedio para cada uno de los ensayos se representan, junto a su regresión polinomial, en la Fig. 6.34, acompañados de los valores calculados mediante el modelo teórico. El valor máximo de extracción de calor durante los ensayos (promedio del día) es de 660 W (410 W/m² de panel solar). El ensayo con un menor nivel de extracción de calor fue el de noviembre, ensayo que, como se puede ver en la Fig. 6.31, presentó la tercera temperatura ambiente más baja y el nivel de viento máximo registrado durante la campaña de ensayos. Estas condiciones ambientales repercutieron en una extracción térmica promedio de tan solo 140 W (90 W/m² de panel solar).

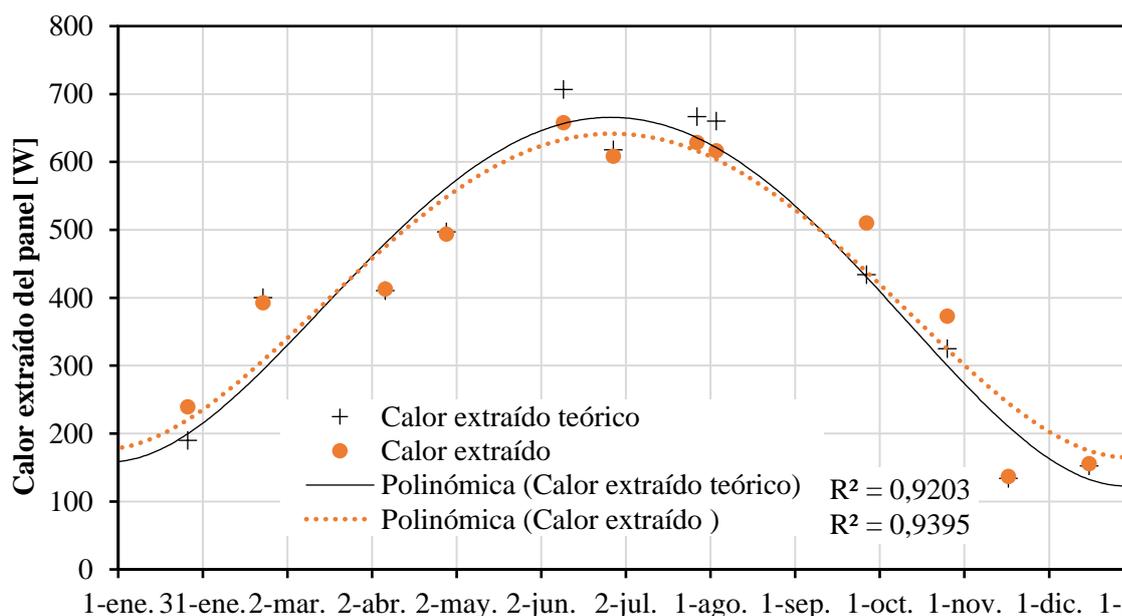


Fig. 6.34. Calor extraído promedio del panel solar durante el ensayo a lo largo del año.

En la Fig. 6.35 se presentan los valores de incremento neto de potencia porcentual para cada ensayo. Se muestran tanto los valores máximos sostenidos (los 10 minutos con el promedio más elevado) y el valor promedio a lo largo de todo el ensayo. Se puede observar que el incremento neto de potencia máximo registrado es de un 13.4% en el ensayo de agosto, y el valor promedio máximo es de un 9.4% a lo

largo de todo el ensayo realizado en el mes de julio. Cabe destacar que, en todos los ensayos realizados a lo largo del año, con condiciones ambientales muy diversas, el sistema siempre arrojó un incremento sensible de eficiencia. El incremento de eficiencia promedio a lo largo de todo el año basado en la regresión polinomial de todos los ensayos realizados es de un 4.7%, sin embargo, el incremento en la energía obtenida por el sistema a lo largo de un año será aún mayor, puesto que los mayores incrementos netos de eficiencia se obtienen en los meses de verano, cuando el recurso solar es máximo. Este incremento de la energía generada por el sistema a lo largo de un año se analiza en el capítulo 7, como parte del estudio de viabilidad económica del sistema.

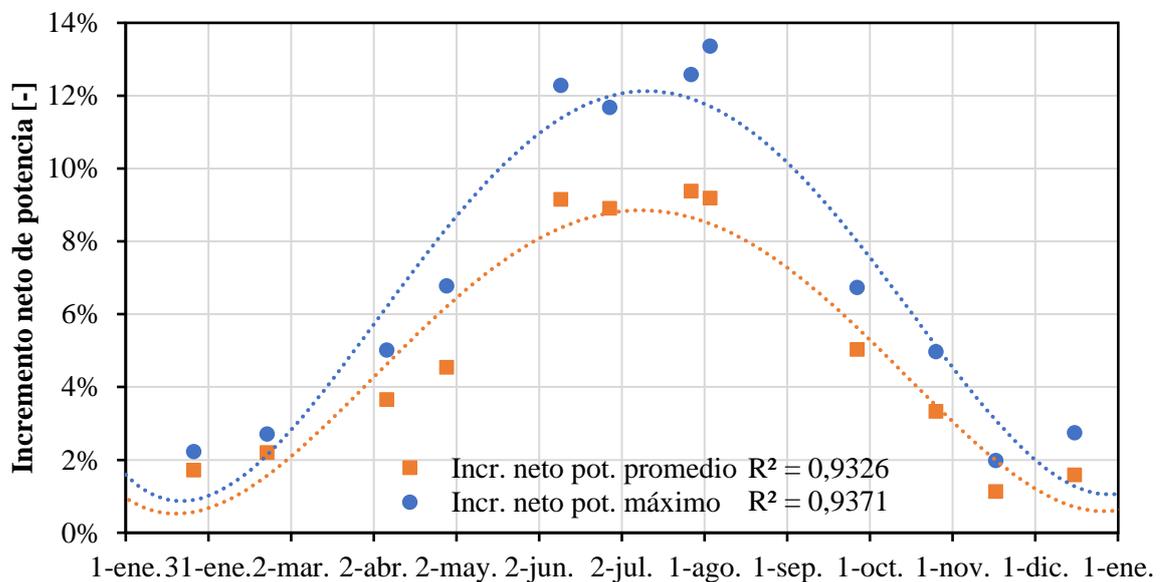


Fig. 6.35. Incremento neto de potencia máximo sostenido y promedio durante todo el ensayo a lo largo del año.

También se ha observado que, en las condiciones de ensayo reportadas, el incremento neto de potencia presenta una relación lineal con la temperatura ambiente máxima en el día del ensayo, como se muestra en la Fig. 6.36. De esta forma se podría lograr predecir con un cierto grado de confianza el incremento de eficiencia que se podría obtener mediante el sistema en base a un único parámetro fácil de obtener, como es la temperatura máxima registrada cada día en una ubicación concreta.

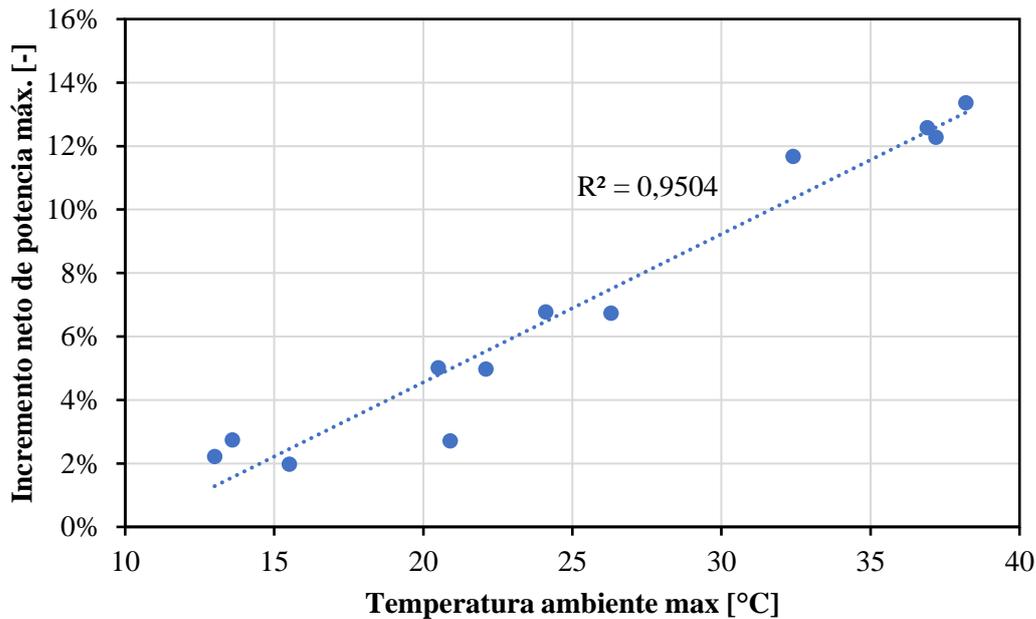


Fig. 6.36. Incremento neto de potencia máxima sostenido vs temperatura ambiente máxima durante el ensayo.

Si bien se puede apreciar que en días fríos la conexión del sistema de refrigeración puede llegar a no ser interesante al considerar el consumo eléctrico del sistema de bombeo, la correcta operación del sistema propiciará un incremento en la eficiencia neta de los paneles solares de forma general durante todos los meses del año.

Sin embargo, un beneficio adicional observado durante los meses de invierno fue que, debido al incremento de la inercia térmica del panel refrigerado, este no alcanzaba temperaturas tan bajas durante las noches invernales. El panel refrigerado se encontraba a temperaturas por encima de los 0 °C al inicio de todos los ensayos realizados durante el mes de invierno, no siendo así en el panel estándar. El efecto se puede observar claramente en la Fig. 6.37, donde se muestran dos fotos de los paneles antes de comenzar los ensayos de noviembre y enero durante las horas crepusculares de la mañana. Antes de comenzar dichos ensayos, el panel estándar, a diferencia del refrigerado, se encontraba cubierto de escarcha. Las temperaturas máxima y mínima medidas en el panel refrigerado durante toda la campaña de ensayos se muestran en la Tabla 6.10.

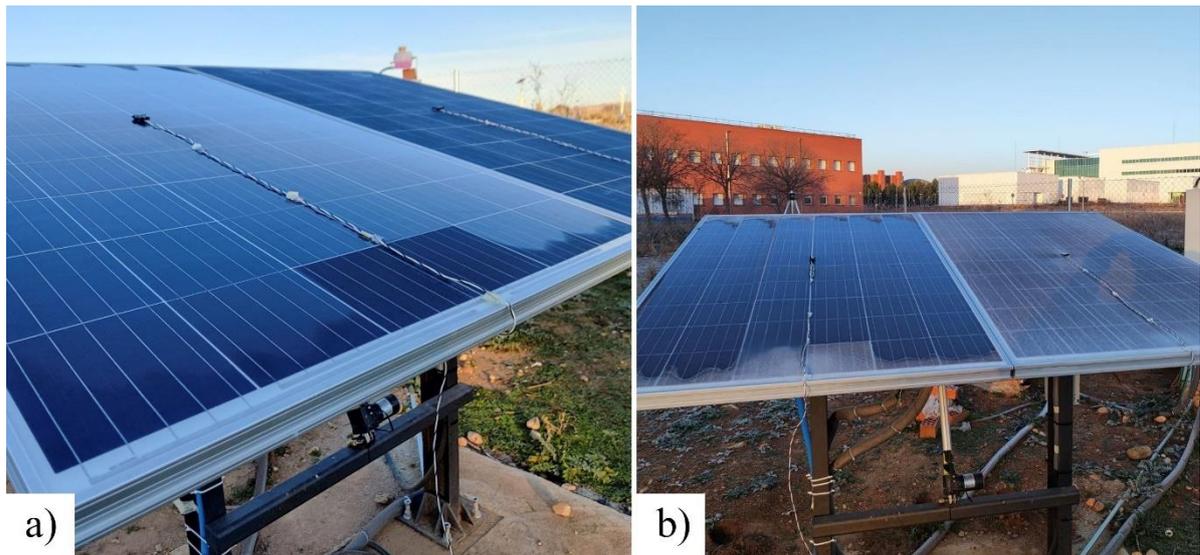


Fig. 6.37. Fotografías de los paneles bajo temperaturas ambiente bajo cero al inicio de los ensayos de noviembre (a) y enero (b).

Se cree que un menor estrés térmico pueda tener una influencia positiva en la prevención de fallos catastróficos en las células de los paneles (Perez et al. 2019). Adicionalmente, en un estudio presentado por (Park et al. 2013) se lleva a cabo el ensayo acelerado de durabilidad de varias células solares encapsuladas idénticas ante diferentes valores de temperatura y humedad. En dicho estudio se indica que la eficiencia de una célula fotovoltaica operando a $65\text{ }^{\circ}\text{C}$ se reducía un 14% tras 4000 h a dicha temperatura, mientras que una célula operando a $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ solo veía reducida su eficiencia en un 7% durante el mismo ensayo. Adicionalmente se observaba que la presencia de una humedad relativa elevada en el encapsulante puede acelerar aún más este deterioro.

Tabla 6.10. Temperatura máxima y mínima medida en cada panel durante la campaña de ensayos.

Panel	Temp. máxima [$^{\circ}\text{C}$]	Temp. mínima [$^{\circ}\text{C}$]
Prototipo	49 ± 1	1.5 ± 1
Estándar	66.5 ± 1	-1.5 ± 1

Además del impacto negativo sobre las células solares, un mayor estrés térmico puede dar lugar a holguras derivadas de la dilatación y contracción de los materiales que componen el panel solar, facilitando la penetración de humedad. Asimismo, la aparición de escarcha en la superficie del panel hace evidente que esta también podría

formarse en el interior de los encapsulantes dado un grado de humedad suficientemente elevado, acelerando así su deterioro.

Por último, también se observa una reducción significativa del gradiente térmico dentro del propio panel, observándose en el ensayo del mes de julio un gradiente térmico promedio entre las caras frontal y trasera del panel de tan solo 0.4 ± 0.3 °C, mientras que en el panel estándar se observa un gradiente de 6 ± 1 °C. Esta diferencia de gradiente térmico se muestra a lo largo del ensayo de julio en la Fig. 6.38.

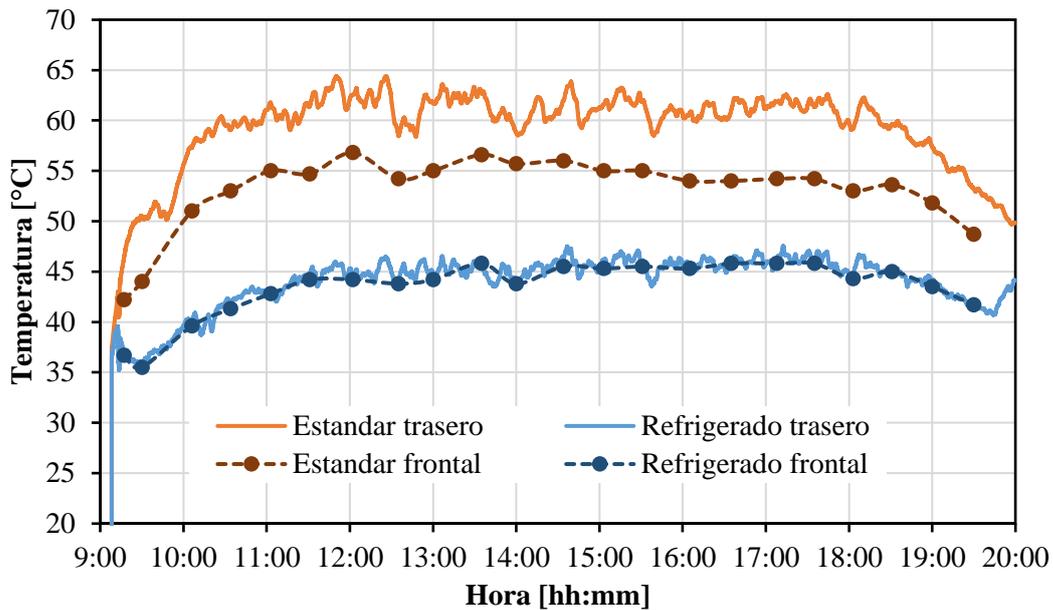


Fig. 6.38. Comparativa de las temperaturas frontal y trasera de ambos paneles a lo largo del ensayo realizado el día 28/07/2022.

Capítulo 7:

Viabilidad técnica y económica

En este capítulo se busca analizar la viabilidad del sistema para su implementación en granjas solares para la obtención masiva de energía, tanto desde un punto de vista técnico, como económico. Para asegurar la viabilidad técnica es necesario analizar la escalabilidad del sistema y los requisitos materiales y constructivos que supondría su implementación. Por otro lado, para analizar la viabilidad económica del sistema es necesario definir, tanto el beneficio adicional que generaría su implementación, como los costes asociados a la fabricación, instalación y mantenimiento.

7.1. Energía extra generada por el sistema

Para definir el beneficio extra obtenido con la implementación del sistema, es necesario conocer primero la cantidad extra de energía producida. Partiendo de los valores medidos de incremento de eficiencia promedio durante la campaña de ensayos anual se obtiene, mediante regresión polinomial, una curva que permite estimar el incremento de eficiencia a lo largo del año ensayado. Partiendo de esta curva, que se muestra en la Fig. 6.35, se obtiene un valor de incremento de eficiencia promedio para cada mes del año. Dichos valores de incremento de eficiencia se presentan en la Tabla 7.1.

Tabla 7.1. Incremento de eficiencia promedio mensual estimado en base a los valores medidos durante la campaña de ensayo.

Mes	Incremento neto de potencia promedio
Enero	0.63%
Febrero	1.23%
Marzo	3.01%
Abril	5.24%
Mayo	7.22%
Junio	8.49%
Julio	8.78%
Agosto	8.03%
Septiembre	6.40%
Octubre	4.24%
Noviembre	2.12%
Diciembre	0.79%

Si bien es posible definir un valor de incremento de eficiencia promedio para el año partiendo de la misma curva que se ha empleado para estimar los valores de mejora de la eficiencia para cada mes, dicho valor no refleja adecuadamente el incremento de energía obtenido por el sistema a lo largo del año. Puesto que la energía disponible en forma de irradiación solar varía a lo largo del año, un incremento de eficiencia mayor durante los meses de verano, cuando la irradiación es significativamente mayor, tiene un mayor impacto sobre la generación de energía que si este se diese durante los meses de invierno. Por tanto, se lleva a cabo el cálculo ponderado anual del incremento de energía generado por la tecnología de refrigeración propuesta conforme a la siguiente ecuación:

$$\overline{\Delta P_{PV\ NET\ ANUAL}} = \frac{\sum_{m=1}^{m=12} \overline{\Delta P_{PV\ NET}} \cdot GHI}{\sum_{m=1}^{m=12} GHI} \quad (7.1)$$

donde $\overline{\Delta P_{PV\ NET\ ANUAL}}$ es el incremento neto de potencia ponderado a lo largo de un año, o lo que es lo mismo, el incremento de energía obtenido como resultado de la operación del sistema. $\overline{\Delta P_{PV\ NET}}$ es el incremento neto de potencia promediado para cada mes (Tabla 7.1) y GHI es la irradiación solar global horizontal acumulada durante un periodo de tiempo determinado por unidad de superficie. En la Tabla 7.2 se resumen los valores de GHI mensuales promedios en Alcalá de Henares (localidad de ensayo del prototipo) para el periodo 2005-2020.

Tabla 7.2. Irradiación global horizontal (GHI) mensual promedio en Alcalá de Henares entre 2005 y 2020. Fuente: (European Commission 2022)

Mes	GHI [kWh/m ²]	Mes	GHI [kWh/m ²]
Enero	69 ± 9	Julio	246 ± 5
Febrero	90 ± 10	Agosto	217 ± 5
Marzo	130 ± 10	Septiembre	162 ± 5
Abril	165 ± 10	Octubre	110 ± 10
Mayo	210 ± 20	Noviembre	73 ± 8
Junio	225 ± 9	Diciembre	64 ± 6

Por lo tanto, el incremento de potencia promedio ponderado obtenido por el panel solar refrigerado se puede estimar en torno a un valor del 5.9% para una instalación ubicada en Alcalá de Henares y empleando una bomba ideal.

Si bien dicho valor de incremento de producción eléctrica se considera de gran valor, puesto que se basa en los valores de mejora de la eficiencia reales observados a lo largo de la campaña de ensayos realizada entre los meses de septiembre de 2021 y agosto de 2022, este no refleja las condiciones ambientales promedio observadas en dicha región, sino las condiciones observadas durante los ensayos concretos que se han realizado. Con el objetivo de completar el análisis, se lleva a cabo el cálculo de dicho valor mediante el modelo analítico para un año meteorológico típico en Alcalá de Henares.

Un año meteorológico típico (TMY) es una compilación de datos climatológicos representativos de una ubicación específica. Utilizando la irradiancia máxima promedio y la temperatura máxima promedio para cada día de un mes, así como el viento promedio en un TMY para dicha ubicación, se calcula el incremento de producción de energía para cada mes del año. Los datos de irradiación y velocidad de viento se obtienen de la base de datos del Sistema de Información Geográfica Fotovoltaica (European Commission 2022), y la temperatura ambiente de la Agencia Estatal de Meteorología de España (AEMET), y se presentan en la Fig. 7.1.

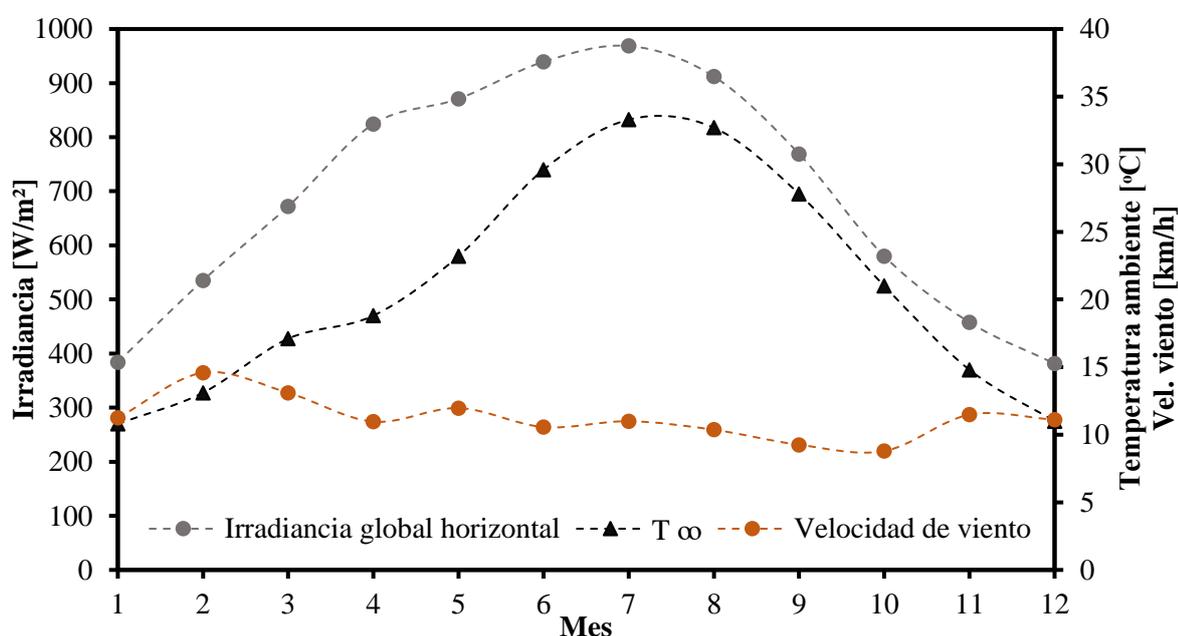


Fig. 7.1. Condiciones ambientales representativas de un año meteorológico típico en Alcalá de Henares. Fuentes: (AEMET; European Commission 2022)

A partir de dichos datos meteorológicos se lleva a cabo el cálculo de los valores de caudal óptimo e incremento neto de potencia. Dichos valores se presentan en la Fig. 7.2.

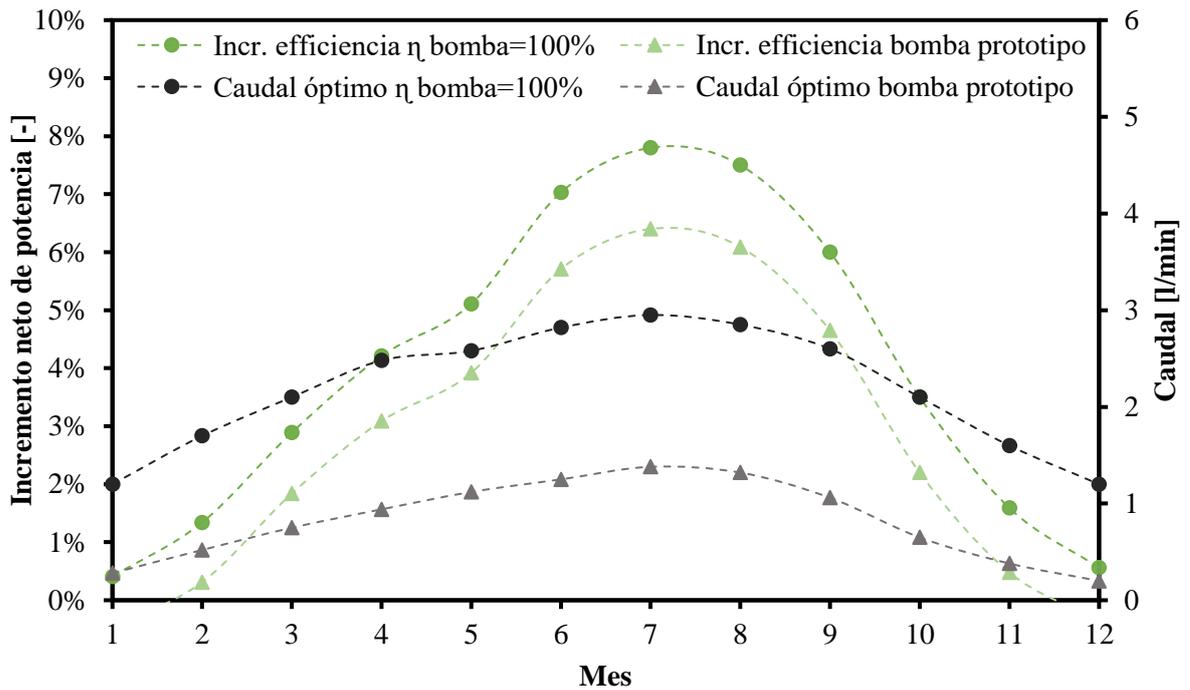


Fig. 7.2. Predicción del incremento neto de potencia generada y caudal óptimo de fluido caloportador para un año meteorológico típico.

En la Fig. 7.3 se puede observar la curva de incremento neto de potencia obtenida mediante la regresión polinomial de los resultados experimentales en comparación con la curva calculada empleando el modelo teórico basado en un TMY.

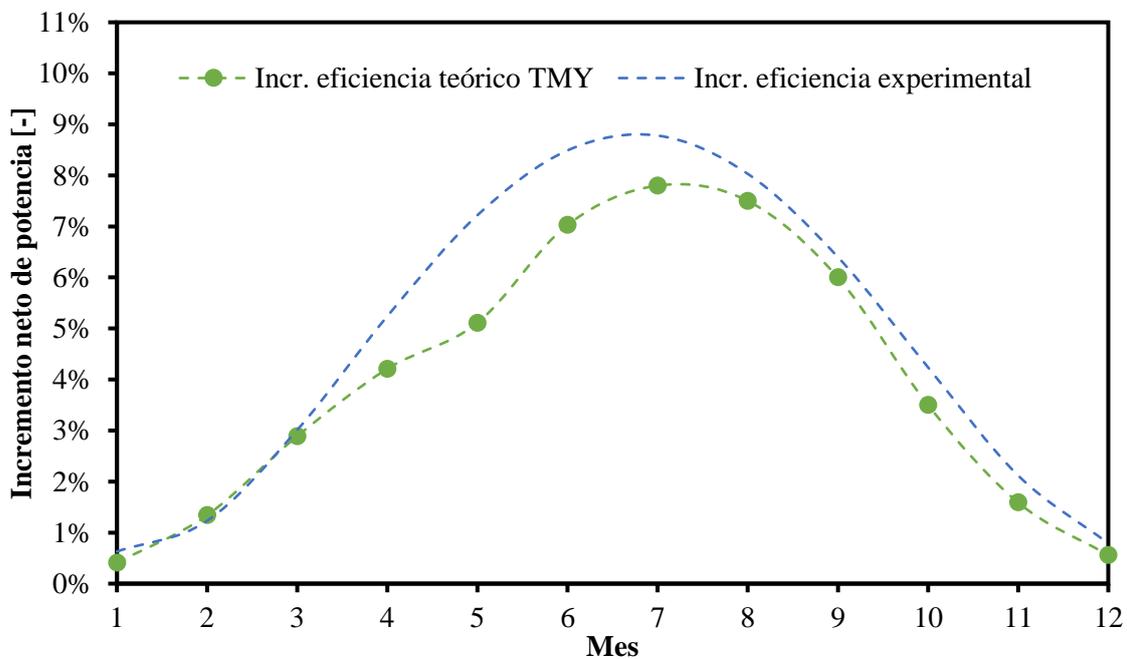


Fig. 7.3. Comparación de las curvas teórica (basada en TMY) y experimental de incremento neto de potencia a lo largo del año.

De nuevo, empleando la ecuación 7.1, se calcula el incremento de la potencia neta promedio ponderado para la curva de incremento neto de potencia calculada de forma teórica y se obtiene un incremento neto de energía generada del 5.2%, frente al 5.9% que se obtenía partiendo de los resultados experimentales.

7.2. Definición de los casos de estudio y las hipótesis de trabajo

El estudio de viabilidad se centra en instalaciones fotovoltaicas para producción masiva de energía (granjas solares) con potencias entre 0.1 y 100 MW. Además, puesto que el sistema propuesto ha sido caracterizado con un sistema de seguimiento solar de un eje, se realizará un estudio comparativo de costes con respecto a este tipo de instalaciones a gran escala.

Los objetivos principales de este estudio son:

- Dimensionamiento preliminar de las conducciones, pilotes termo-activos y sistemas de bombeo para instalaciones reales a mayor escala.
- Cuantificar la cantidad de materiales y los residuos generados en obra para la implementación de este sistema a escala comercial.
- Estimar el coste extra que supondría la implementación de la tecnología por unidad de superficie de panel solar.
- Comparar el coste nivelado de la energía (LCOE, por sus siglas en inglés) para esta tecnología y discutir su rentabilidad.

Cabe destacar que el objetivo principal del estudio es generar una estimación inicial de la viabilidad técnica y económica, por lo que los resultados deben considerarse preliminares y podrían estar sujetos a cierta variación. El estudio se lleva a cabo de acuerdo con las siguientes hipótesis de trabajo:

- 1) La instalación considerada es representativa del prototipo comercializable
- 2) La instalación considerada en el estudio está instalada en la misma zona geográfica que el prototipo ensayado (con un potencial fotovoltaico y clima equivalentes)
- 3) Cada panel fotovoltaico presenta una superficie de 2m² de superficie, un factor de pérdida de potencia de 0.4%/°C y una potencia eléctrica pico de 400 W.

- 4) En base a las observaciones experimentales realizadas sobre el prototipo, se define que el sistema de intercambio de calor debe extraer 2.5 kW de calor por kWp de potencia fotovoltaica instalada.
- 5) Un pilote de 0.1 m de diámetro y 25 m de longitud es capaz de refrigerar 1 kWp de potencia solar fotovoltaica instalada.
- 6) La potencia disipada por un pilote es proporcional a la superficie de intercambio térmico con el terreno. Por lo tanto, esta es proporcional a la longitud y diámetro del pilote. También se considera proporcional al número de conducciones en paralelo que circulan por el mismo:

$$Q_{pilote\ 2} = Q_{pilote_ref} \cdot \frac{D2}{Dref} \cdot \frac{L2}{Lref} \cdot \frac{N2}{Nref} \quad (7.2)$$

donde $D2$ y $Dref$ son los diámetros del pilote a calcular y el pilote de referencia respectivamente, $L2$ y $Lref$ su profundidad y $N2$ y $Nref$ el número de bucles de refrigeración en paralelo instalados en los pilotes.

- 7) Se considera que un pilote hormigonado presenta una capacidad térmica similar a la del intercambiador subterráneo ensayado en el proyecto. No se consideran efectos de agotamiento térmico del terreno.
- 8) Se considera un diámetro máximo de pilote de 1.25 m y una profundidad máxima de perforación de 100 metros.
- 9) El dimensionamiento de las conducciones del pilote se realiza de manera que la potencia ideal de bombeo por unidad de superficie de panel no supere los valores medidos en el prototipo.
- 10) Se asume en base a las observaciones derivadas del ensayo del prototipo que el caudal empleado para la refrigeración es de 1.5 l/m² de panel.
- 11) Cada panel presenta una eficiencia en condiciones estándar del 17.5% y una vida útil de 25 años.
- 12) El incremento de energía obtenida y la mejora de la eficiencia obtenida mediante la tecnología de refrigeración es de un 5.9% en promedio anual. El cálculo del LCOE se realiza conforme a la guía facilitada por el laboratorio NREL en (NREL). Por tanto, el coste nivelado de energía (LCOE) se calcula como:

$$LCOE = \frac{\sum_{n=0}^{n_s} \frac{c_n}{(1+d)^n}}{\sum_{n=0}^{n_s} \frac{e_n}{(1+d)^n}} \quad (7.3)$$

Para los cálculos, se han considerado algunos valores orientativos recogidos en la herramienta (Andrews et al. 2021). Además, se ha considerado equivalencia monetaria entre dólares americanos y euros. Aunque en la actualidad la cotización del euro es superior al dólar, se ha decidido emplear esta igualdad en vistas a posibles cambios futuros en el valor de cambio de divisa y quedando el cálculo en el lado de la seguridad. El coste de referencia de los diferentes elementos a considerar en una instalación fotovoltaica de paneles de silicio multicristalino se presenta en la Tabla 7.3.

Tabla 7.3. Costes de referencia de una instalación fotovoltaica.

Concepto	Coste
Paneles solares	38.9 [€/m ²]
Balance del sistema (BoS)*	66.47 [€/m ²]
Operación y mantenimiento	17.46 [€/kWp/año]

Se considera un valor del factor de carga del inversor (“invertir loading ratio”) de 1.3.

*BoS representa la suma de coste del resto de componentes y elementos de la instalación fotovoltaica, su instalación y puesta a punto y otros conceptos como tasas de instalación. El coste escalado en función de la potencia de la instalación se ha considerado en todos los casos 0.2 €/W.

- 13) La irradiación anual por kilovatio de potencia instalada se considera igual a 1836 kWh/Kwp para un sistema con seguidor de un eje instalado en la ubicación considerada en el proyecto. En ambos casos, se considera un factor global de pérdida de eficiencia de la instalación del 14% (European Commission 2022).
- 14) El coste nivelado de energía (LCOE) de referencia para una instalación fotovoltaica con seguidor solar de un eje sujeto a las condiciones previamente descritas es de 0.0494€/kWh.

- 15) Se asume un precio de venta de la electricidad en el mercado mayorista de 0.082 €/kWh, que corresponde al valor promediado (corregido con el IPC) de los últimos 12 años en España. (fuente: www.ree.es).
- 16) El sobrecoste de operación y mantenimiento de la tecnología se estima en 7% del de una instalación tradicional con seguidor solar de un eje.
- 17) Los costes extras de fabricación y montaje del sistema se consideran un 10% del sobrecoste material de la instalación.
- 18) Se asume un exceso del 10% con respecto a la cantidad de aluminio en peso mínimo necesario para la construcción de los intercambiadores de calor.
- 19) Para el cálculo del coste de perforación y hormigonado de los pilotes, se considera un pilote barrenado “in situ” de extracción y con entubación recuperable, con hormigonado desde camión, y mallado con acero corrugado BS400. Para el cálculo de costes se emplea la herramienta desarrollada por CIPE ingenieros y accesible en:
http://www.generadordeprecios.info/obra_nueva/Cimentaciones/Profundas/Pilotes_in_situ_.html#gsc.tab=0
- 20) El coste de las tuberías y otros materiales necesarios se ha calculado conforme a precios de referencia consultados en el mercado mayorista. Para la adquisición de materias primas, se han adoptado los precios indicados en la Tabla 7.4, que representan el valor de mercado a fecha de nov-2022 para materiales adquiridos en el mercado asiático e importados a España.

Tabla 7.4. Coste asociado a los materiales necesarios para la fabricación del sistema de refrigeración.

Material	Precio		
	> 100 Tn	> 20 Tn	> 5 Tn
Tuberías de Aluminio	3.3 €/kg	3 €/kg	2 €/kg
Etilenglicol	0.1 €/kg	0.12 €/kg	0.14 €/kg
Epoxi	0.7 €/kg	0.8 €/kg	1 €/kg

- 21) Se asume un coste de material del aislamiento de poliuretano de 0.6 €/m², y un exceso de material necesario del 10%. Se estima el coste por panel en 0.62 €/panel.

- 22) Se considera un sobrecoste del 10% sobre el precio de tuberías y equipos de bombeo en concepto de accesorios, codos y otros elementos localizados necesarios para la instalación.
- 23) Se asume un coste de aranceles y despacho del 10% y un coste de transporte puerta a puerta para un contenedor de 20 pies de 750 € y de 40 pies de 1200 €.
- 24) El coste del agua se considera igual a 2 €/m³.
- 25) El coste de los sistemas de bombeo se ha obtenido tras un análisis de precios de referencia del mercado mayorista y empleando los resultados del análisis de viabilidad técnica para su dimensionamiento. En la Tabla 7.5 se incluyen los costes de suministro de equipos, instalación (estructuras, cableados, protecciones...) y puesta a punto.

Tabla 7.5. Coste asociado a los sistemas de bombeo empleados en la instalación.

Caso	N.º bombas	Coste bomba [€]	Coste instalación [€]
0.1 kW	2	400	600
1 MW	2	1500	3000
10 MW	4	7000	15000
100 MW	8	25000	100000

- 26) Se asume un valor máximo para el "financial discount rate" del 6%, de acuerdo con (Guaita-Pradas and Blasco-Ruiz 2020) y en línea con lo indicado en la aplicación de NREL.

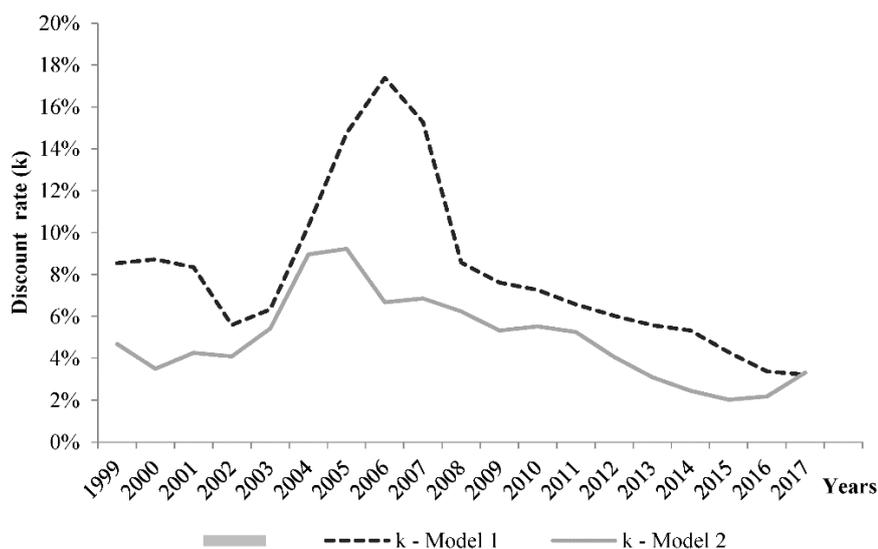


Fig. 7.4. Evolución de los "financial discount rates" para la industria fotovoltaica (1999-2017). Fuente: (Guaita-Pradas and Blasco-Ruiz 2020)

27) Si bien se ha demostrado que existe una relación entre el gradiente térmico y la degradación en células fotovoltaicas (Park et al. 2013). Aunque no se ha podido cuantificar durante el proyecto, la reducción del gradiente térmico en los paneles solares presenta un gran potencial para la mejora de la tasa de pérdida de eficiencia de estos con el tiempo. Se considera una tasa de degradación para paneles estándar igual a $-0.7\%/año$. De manera aproximativa, se considera una tasa de degradación mejorada para los paneles solares igual a $-0.6\%/año$.

28) El beneficio acumulado (B) por la solución refrigerada en comparación con el beneficio económico esperado por la instalación convencional se calcula como:

$$B[M€] = \frac{\sum_{25}^1 E_{solarG}(C-LCOE_{solarG}) - E_{estandar} \cdot (C-LCOE_{ref})}{1000} \quad (7.4)$$

donde E es el “energy yield” en MWh/año y C es el coste promedio de la electricidad igual a 0.082 €/kWh y $LCOE$ es el coste nivelado de la energía calculado para cada una de las soluciones.

7.3. Resultados

En función de la potencia fotovoltaica instalada, se han definido una serie de parámetros representativos de cada una de las instalaciones consideradas en el estudio, cuyos valores se presentan en Tabla 7.6.

Tabla 7.6. Parámetros representativos de las instalaciones consideradas en el estudio.

Potencia pico [MW]	Número de paneles	Superficie estimada de instalación [$m^2 \cdot 10^3$]
100	250000	710
10	25000	71
1	2500	7
0.1	250	0.7

En base a las hipótesis previamente presentadas, se ha realizado el pre-dimensionamiento de los pilotes de intercambio de calor con el subsuelo, cuyos resultados se resumen en la Tabla 7.7.

Tabla 7.7. Dimensiones preliminares de las instalaciones necesarias para cada caso de estudio.

Potencia [MW]	Número de pilotes	Diámetro pilote [m]	Distancia máxima entre pilotes [m]	Profundidad pilotes [m]	Número de vías/pilote	Diámetro hidr. vías [mm]
100	120	1.25	77	100	12	78
10	15	1	69	100	10	78
1	6	0.85	34	50	10	50
0.1	2	0.55	19	40	6	40

Además, se ha llevado a cabo el dimensionamiento preliminar de los sistemas de bombeo. La Tabla 7.8 recoge los parámetros principales que definen los sistemas de bombeo en función de la potencia fotovoltaica de la instalación. Se considera una pérdida de carga máxima en la instalación de 0.5 bar.

Tabla 7.8. Parámetros principales del sistema de bombeo requerido en cada caso de estudio.

Potencia fotovoltaica [MW]	N.º bombas	Caudal por bomba [m³/h]	Potencia estimada por bomba [kW]
0.1	2	22.5	0.3
1	2	225	3
10	4	1250	17
100	8	5625	78

Los materiales necesarios para la construcción del sistema de refrigeración propuesto han sido estimados, y las cantidades se recogen en la Tabla 7.9.

Tabla 7.9. Material necesario para la construcción del sistema para cada caso de estudio.

Potencia [MW]	Aluminio [Tn]	Epoxi [Tn]	Flujo de refrigerante [m³/h]	Agua/EG [l · 10³]	Poliuretano [m² 10³]	Hormigón [m³]
100	930	42	45000	710/125	300	14726
10	93	4.2	4500	75/13.2	30	1178
1	10	0.42	450	7.1/1.26	3	170
0.1	1	0.042	45	0.79/0.14	0.3	19

Cabe destacar que el movimiento de tierras necesarios, fruto de la evacuación de tierras de la perforación del pilote se considera igual a la cantidad de hormigón prevista en la tabla anterior.

Por último, el sobrecoste de la instalación equipada con el sistema de refrigeración propuesto se recoge en la Tabla 7.10.

Tabla 7.10. Sobrecoste de la instalación incorporando el sistema de refrigeración propuesto para cada caso de estudio.

Potencia [MW]	Coste inter. paneles [€/m ²]	Coste pilote [€/m ²]	Sistema de bombeo [€/m ²]	Otros [€/m ²]	Fabricación y montaje [€/m ²]	Total [€/m ²]
100	3.5	7.26	0.6	0.82	1.22	13.40
10	3.8	8.01	0.86	0.88	1.35	14.90
1	4.98	10.89	1.2	1.2	1.83	20.10
0.1	5.77	13.80	2.8	2.6	2.50	27.47

Una vez determinados los costes estimados de la instalación, se procede al cálculo del coste nivelado de la energía producida y a evaluar la inversión realizada. Los resultados principales de dicho análisis se recogen en la Tabla 7.11.

Tabla 7.11. Resumen de los resultados del estudio.

Instalación	Energía producida [kWh/kWp]	LCOE [€/kWh]	Sobrecoste inversión inicial [€/W]	Payback [años]	Rentabilidad inversión inicial (25 años) [%]
Instalación fija	1611	0.0515	N/A	N/A	N/A
Instalación seguidor 1 eje	1836	0.0494	0.08*	7*	370%*
100 MW refrigerado	1945	0.0490	0.04	9	192.3%
10 MW refrigerado	1945	0.0493	0.05	13	107%
1 MW refrigerado	1945	0.0508	0.09	48	-60%
0.1 MW refrigerado	1945	0.0528	0.13	N/A	-142%

* respecto a una instalación fija sin seguimiento solar ubicada en su orientación azimutal y de elevación óptimas.

7.4. Conclusiones

En este capítulo, se ha realizado un dimensionamiento preliminar de instalaciones fotovoltaicas refrigeradas con la tecnología propuesta de entre 0.1 y 100 MW de potencia fotovoltaica instalada. Se ha diseñado el número, tamaño y posición de los pilotes geotérmicos requeridos y se han calculado la cantidad de los materiales y recursos principales necesarios.

Cabe destacar el incremento de la productividad obtenido por la tecnología propuesta. Este incremento se ha estimado en un 5.9% para la zona geográfica estudiada en comparación con la productividad de una instalación con seguidor solar de un eje no refrigerado. Si se compara la productividad de la instalación refrigerada con una instalación fija con orientación óptima (tanto azimutal como de elevación), este incremento de la productividad puede ser de hasta un 21%. La Fig. 7.5 muestra la productividad los tres tipos de instalaciones considerados.

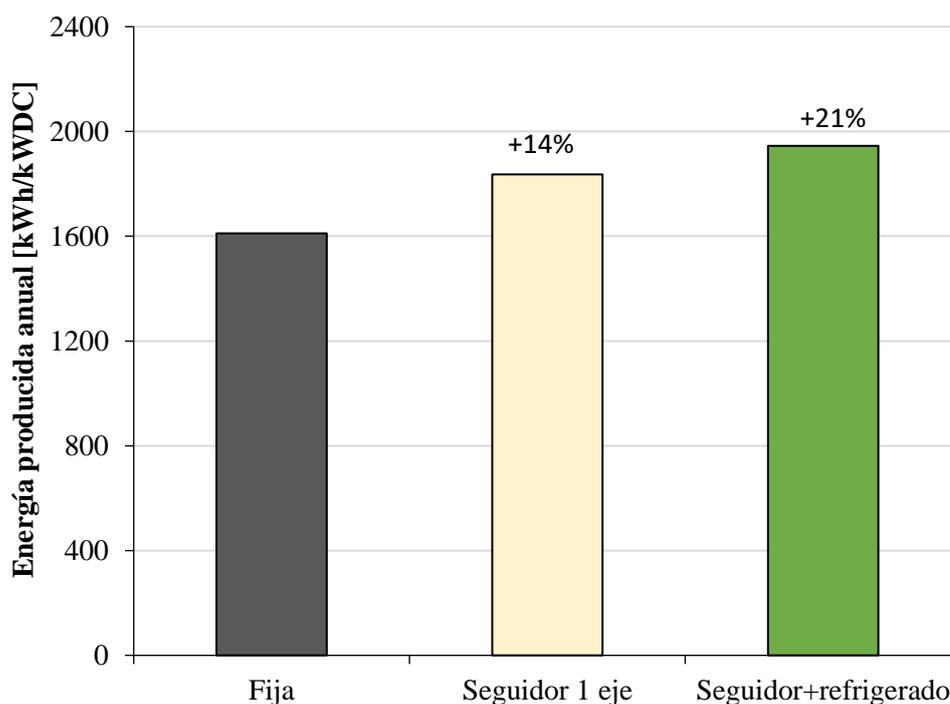


Fig. 7.5. Comparación de la energía producida en los tres tipos de instalaciones considerados.

Respecto a la viabilidad económica del sistema, esta se ha analizado en base al coste nivelado de la energía obtenido para las diferentes potencias estudiadas. Se puede observar en la Fig. 7.6 cómo el LCOE se reduce conforme aumenta el tamaño de la instalación. Esto se debe principalmente a dos factores:

- Descuento por adquisición de materias primas en grandes cantidades.
- Reparto de costes comunes como el sistema de bombeo o los pilotes subterráneos en instalaciones de más potencia.

Se puede concluir que la tecnología propuesta es viable económicamente para instalaciones de aproximadamente 8 MW o mayores. El LCOE menor obtenido se corresponde con una instalación de 100 MW de potencia y es de 0.049 €/kWh.

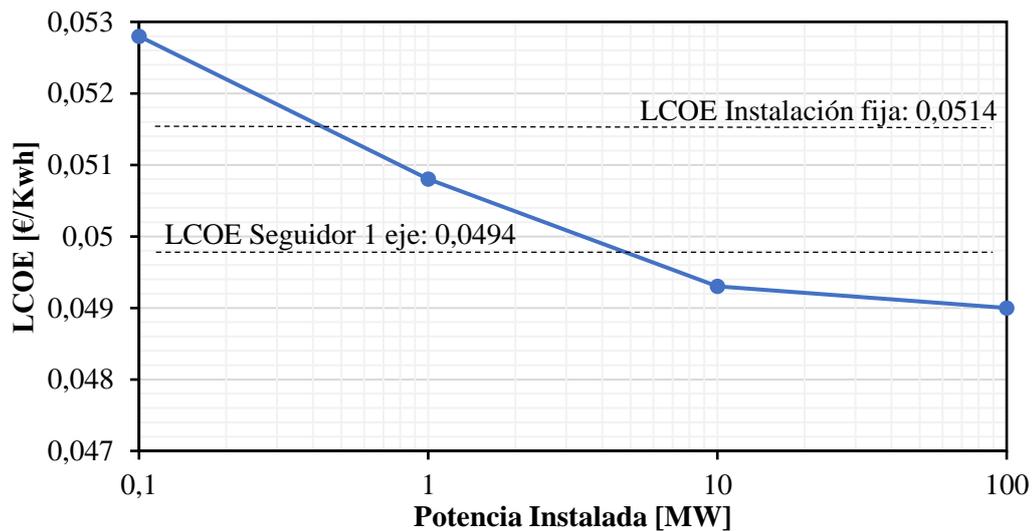


Fig. 7.6. Coste nivelado de la energía (LCOE) para una instalación sistema de refrigeración en función de la potencia instalada.

En cuanto a la inversión inicial realizada, esta es mayor en el sistema propuesto. Esta inversión inicial, no obstante, se recupera durante la vida útil de los paneles para instalaciones con potencias instaladas mayores a unos pocos MW, como se puede apreciar en la Fig. 7.7. Si se compara el beneficio obtenido por la instalación gracias al incremento de la energía producida con la inversión inicial realizada, se puede observar que, para una instalación de 100 MW, este beneficio supone hasta un 192.3% de la inversión inicial. Este beneficio se reduce según se disminuye el tamaño de la instalación.

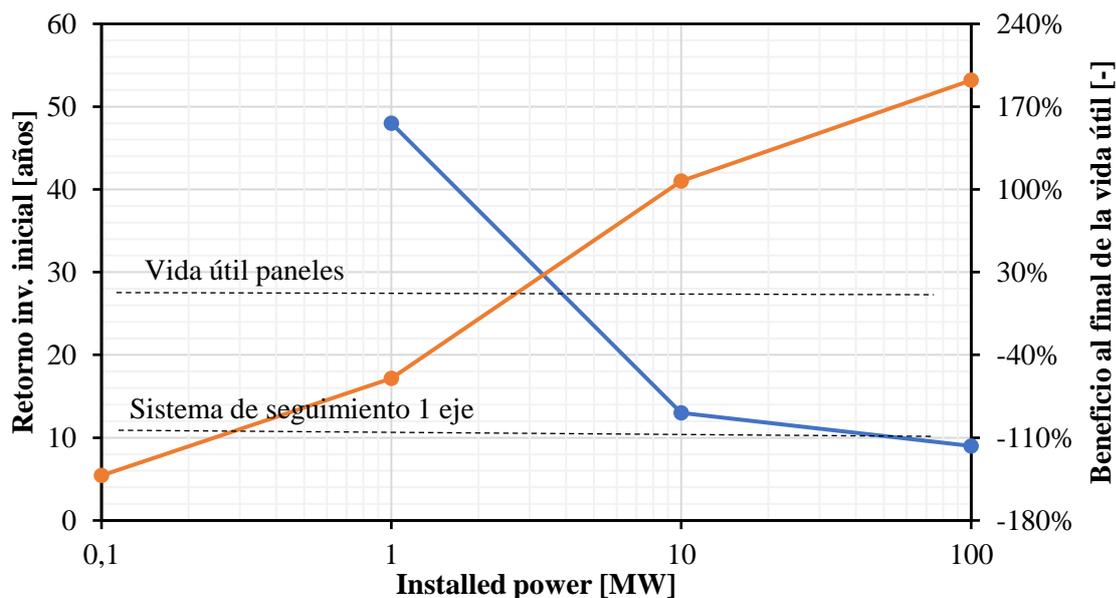


Fig. 7.7. Tiempo de retorno de la inversión y beneficio al final de la vida para una instalación incorporando el sistema de refrigeración en función de la potencia instalada.

En resumen, podemos concluir que la tecnología es viable técnica y económicamente cuando se emplea en instalaciones a partir de aproximadamente 8 MW en la zona geográfica considerada. Esta afirmación debe asumirse como orientativa, puesto que los costes reales de una instalación deben considerarse cuando se dispone de un mayor nivel de detalle de la zona geográfica de la instalación y de las condiciones ambientales y del terreno.

Chapter 8:

Conclusions and scientific contributions

8.1. Conclusions

In this Ph.D. thesis, a low enthalpy geothermal cooling system that improves solar photovoltaic module efficiency has been successfully demonstrated.

A prototype of the technology was designed, manufactured, and experimentally validated in a relevant operational environment. The prototype mainly consists of two connected heat exchangers, one installed at the backside of a commercial poly c-Si solar module and another one submerged in a 15.5 m deep borehole naturally filled with water below the phreatic level. Both heat exchangers are connected forming a closed-circuit and single-phase cooling system actuated by a small-size centrifugal pump. Excess heat is removed from the PV module and reliably and sustainably dissipated in the subsoil, which is at a constant temperature of about 16 ± 2 °C during all year. The prototype also integrated a single-axis sun tracking mechanism for maximization of the energy harvest.

The prototype has been thoroughly tested under different environmental conditions as a year-long test campaign was carried out in Alcalá de Henares, Spain (Continental Mediterranean climate). The temperature reduction of the solar module leads to an enhancement of its efficiency and a significant electricity production increase. The maximum PV module operational temperature reduction exceeded 20 °C, with daily averages reaching 17 °C. The maximum efficiency increase achieved through testing was measured on the 4th of August of 2022, with a 13.4% relative increase in net power output. The average net power output increase throughout that day was measured at 9.4%, resulting in an additional electricity production of 112 Wh per square meter of PV module surface during that day. As demonstrated by the experimental results, the efficiency of the pump may have a significant impact on the resulting net power output increase. Despite that, the proposed system produces a positive net impact on the performance of the solar module every month of the year, with the highest efficiency and net power generation increments measured during the summer months.

In addition, a stationary thermo-electrical theoretical model for the prediction of solar photovoltaic installations performance has been developed. This calculation model allows the prediction of both standard and refrigerated modules' operational temperature and power output for a given set of environmental conditions. Additionally, it allows a quick and precise calculation of the optimal heat-transfer

fluid flowrate in order to achieve the maximum net power output from the system considering the environmental conditions predicted for the day.

As predicted by the theoretical model, the optimal heat-transfer fluid flowrate varies significantly depending on the environmental conditions and the efficiency of the pump. For the tested prototype it ranges between 0.9 l/min·m² and 1.8 l/min·m² depending on the environmental conditions during the year. A 5.9% increase in yearly energy-yield is calculated based on the year-long testing campaign. During said testing, the system was operated with a fixed flowrate of 1.8 l/min·m² and thus an even higher energy yield increment could be expected if the operation is carried with optimum flowrate.

As part of the prototype, two heat exchangers (solar module heat exchanger and underground heat exchanger) have been designed and constructed and their performance measured. The heat exchanger attached to the backside of the solar module consists of a set of 6 flattened U-shaped copper tubes 15 mm in diameter and is fixed to the module using a thermally conductive epoxy adhesive. All copper tubes are isolated from the environment using expanded polyethylene foam. On the other hand, the underground heat exchanger is formed by a single “U” shaped 18 mm copper tube introduced into a borehole. The borehole is about 15.5 m deep with an outer diameter of 100 mm and reinforced with a PVC casing. The present aquifer fills the borehole with water up to 3.5 m below the surface. A mixture of water and ethylene glycol (82/18 in volume respectively) is used as heat transfer fluid.

The maximum measured daily average heat dissipation to the underground was on average 840 ± 70 W, resulting in 70 W/m being dissipated in the borehole per unit of active length. The underground temperature at the testing site was observed to be relatively constant and equal to 16 ± 2 °C throughout the year. Despite a temperature increase in the water inside the borehole being observed during testing, the temperature returned to normal values the following morning.

In addition, a 31% reduction in the thermal cycling range of the PV modules, with maximum temperature variation observed throughout the year for the standard module up to 68 °C whereas the variation for the cooled module was only 47.5 °C. This could potentially result in a reduction of the degradation of the solar module efficiency with time and a reduction of the risk of critical failure of the module due to thermal cycling.

Finally, a preliminary scalability and economic analysis is carried out to evaluate the economic feasibility of the cooling method applied to solar farms. The results show that a facility equipped with the technology (including a single sun tracking mechanism) would produce an extra 21% of energy yield per year in the geographical area where the evaluation was conducted. The system is demonstrated to be economically feasible for facilities with peak power higher than 8 MW. Moreover, the Levelized Cost of Electricity (LCOE) of the solution is as low as 0.049 €/kWh for photovoltaic installations of 100 MW. The payback period also depends on the peak power of the solar farm, and it is determined at 9 years for a 100 MW plant.

8.2. Scientific contributions

Scientific papers:

Valiente-Blanco, I., Lopez-Pascual, D., Diaz-Villar, P., Mallol-Poyato, R., Barragan, A., Ocaña, M., Granello, G., and Diez-Jimenez, E. (2022). "Efficiency Improvement of Photovoltaic Solar Modules by Cooling Using an Underground Heat Exchanger." **ASME. Journal of Solar Energy Engineering** 144(6): 061015.

<https://doi.org/10.1115/1.4055299>

Journal Impact Factor: 2.376 JCR Q3 in Mechanical Engineering

Lopez-Pascual, D., Valiente-Blanco, I., Manzano-Narro, O., Fernandez-Munoz, M., Diez-Jimenez, E. (2022) "Experimental characterization of a geothermal cooling system for enhancement of the efficiency of solar photovoltaic panels." **ELSEVIER. Energy Reports**, 8(15):756-763. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2022.10.154>.

Journal Impact Factor: 4.937 JCR Q2 in Energy & Fuels

Lopez-Pascual, D., Valiente-Blanco, I., Fernandez-Munoz, M., Diez-Jimenez, E. "Theoretical modelling and optimization of a geothermal cooling system for solar photovoltaics" accepted under minor revision at **ELSEVIER. Renewable Energy**.

Journal Impact Factor: 8.634 JCR Q1 in Energy & Fuels

Book chapters:

Lopez-Pascual, D., Valiente-Blanco, I., Morrison, A., Diez-Jimenez, E. (2023) “New Solar Photovoltaics Trends towards Sustainable Development Goals” accepted chapter for the book Project “SDGs in the European Region” (in-print). **Springer Nature**.

Contributions to international conferences:

Lopez-Pascual, D., Valiente-Blanco, I., Fernandez-Munoz, M., Diez-Jimenez, E. (2022) “Sistema de refrigeración geotérmico para la mejora de la eficiencia de paneles solares fotovoltaicos” at the 15^o Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, 22-24 November, Madrid, Spain.

Lopez-Pascual, D., Valiente-Blanco, I., Fernandez-Munoz, M., Diez-Jimenez, E. (2022) “Improvement of Solar Photovoltaics Efficiency by Means of Cooling Using the Underground” at the 7th International Conference on New Energy and Future Energy Systems, 25-28 October, Nanjing, China.

Valiente-Blanco, I., Lopez-Pascual, D., Salas-Gomez, F., Fernandez-Munoz, M., Diez-Jimenez, E. (2022) “Electricity Production Enhancement of a Thermoelectric Generator Using Concentrating Optics” at the 7th International Conference on New Energy and Future Energy Systems, 25-28 October, Nanjing, China.

Lopez-Pascual, D., Valiente-Blanco, I., Manzano-Narro, O., Fernandez-Munoz, M., Diez-Jimenez, E. (2022) “Experimental characterization of a geothermal cooling system for enhancement of the efficiency of solar photovoltaic panels.” at the 5th International Conference on Renewable Energy and Environment Engineering, 24-26 August, Brest, France.

Awards:

“Experimental characterization of a geothermal cooling system for enhancement of the efficiency of solar photovoltaic panels.” selected as the best presentation at the 5th International Conference on Renewable Energy and Environment Engineering, 24-26 August, Brest, France.

Bibliografía

- Abrishambaf A, Pimentel M, Nunes S (2017) Influence of fibre orientation on the tensile behaviour of ultra-high performance fibre reinforced cementitious composites. *Cem Concr Res* 97:28–40.
<https://doi.org/10.1016/j.cemconres.2017.03.007>
- AEMET Valores climatológicos normales - Agencia Estatal de Meteorología - AEMET. Gobierno de España.
<http://www.aemet.es/es/serviciosclimaticos/datosclimatologicos/valoresclimatologicos>. Accessed 16 Feb 2022
- Agostinelli G, Alet P-J, Bett AW, Bonemazzi F (2011) A strategic research agenda for photovoltaic solar energy technology., 2nd edn. Publications Office of the European Union. <https://doi.org/10.2788/115824>
- Al-Ashouri A, Köhnen E, Li B, et al (2020) Monolithic perovskite/silicon tandem solar cell with >29% efficiency by enhanced hole extraction. *Science* (80-) 370:1300–1309. <https://doi.org/10.1126/science.abd4016>
- Alonso García MC, Balenzategui JL (2004) Estimation of photovoltaic module yearly temperature and performance based on Nominal Operation Cell Temperature calculations. *Renew Energy* 29:1997–2010.
<https://doi.org/10.1016/J.RENENE.2004.03.010>
- Anderson M, Grandy A, Hastie J, et al (2010) Robotic device for cleaning photovoltaic panel arrays. *Mob Robot Solut Challenges - Proc 12th Int Conf Climbing Walk Robot Support Technol Mob Mach CLAWAR 2009* 367–377.
https://doi.org/10.1142/9789814291279_0047
- Andrews S, Smith B, Deceglie M, et al (2021) NREL Comparative PV LCOE Calculator. <https://www.nrel.gov/pv/lcoe-calculator/>. Accessed 20 Dec 2022
- Andújar Márquez J, Martínez Bohórquez M, Gómez Melgar S (2016) Ground Thermal Diffusivity Calculation by Direct Soil Temperature Measurement. Application to very Low Enthalpy Geothermal Energy Systems. *Sensors* 16:306.
<https://doi.org/10.3390/s16030306>
- Arifin Z, Tjahjana DDDP, Hadi S, et al (2020) Numerical and experimental investigation of air cooling for photovoltaic panels using aluminum heat sinks. *Int J Photoenergy*. <https://doi.org/10.1155/2020/1574274>
- Assael MJ, Sykioti M, L Huber EA, Perkins RA, et al (2013) Reference Correlation of the Thermal Conductivity of Ethanol from the Triple Point to 600 K and up to 245 MPa. *J Phys Chem Ref Data* 42:23102.
<https://doi.org/10.1063/1.4797368>
- Assi A, Hassan A, Al-Shamisi M, Hejase H (2012) Removal of air blown dust from photovoltaic arrays using forced air flow of return air from air conditioning systems. In: 2012 International Conference on Renewable Energies for Developing Countries, 28-29 November. Beirut.
<https://doi.org/10.1109/REDEC.2012.6416699>

- ATECYR (2012) Guía técnica Diseño de sistemas de intercambio geotérmico de circuito cerrado | IDAE. Madrid. ISBN: 978-94-96680-60-9
- Bett A, Burger B, Friedrich L, et al (2021) Photovoltaics Report, Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems, FHG-SK: ISE-PUBLIC
- Bevilacqua P, Bruno R, Rollo A, Ferraro V (2022) A novel thermal model for PV panels with back surface spray cooling. *Energy* 255:124401. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2022.124401>
- BloombergNEF (2020) Scale-up of Solar and Wind Puts Existing Coal, Gas at Risk
- Borhan M, Hussein J (2016) Thermal properties of cement mortar containing waste aluminium fine aggregate *J Kerbala Univ* 14:193–200.
- BP (2021) Statistical Review of World Energy 2021 | 70th edition
- Bumanis G, Bajare D, Korjakins A (2013) Mechanical and Thermal Properties of Lightweight Concrete Made from Expanded Glass. *J Sustain Archit Civ Eng* 2:26–32. <https://doi.org/10.5755/j01.sace.2.3.2790>
- Busby J (2016) Thermal conductivity and diffusivity estimations for shallow geothermal systems. *Q J Eng Geol Hydrogeol* 49:138–146. <https://doi.org/10.1144/QJEGH2015-079>
- Chen W, Hong J, Yuan X, Liu J (2016) Environmental impact assessment of monocrystalline silicon solar photovoltaic cell production: a case study in China. *J Clean Prod* 112:1025–1032. <https://doi.org/10.1016/J.JCLEPRO.2015.08.024>
- Chenlo Romero F (2002) Cálculo de la Temperatura de Operación de Células Solares en un Panel Fotovoltaico Plano. *Informes Técnicos Ciemat*. ISSN: 1135-9420
- Choulat P, Singh S, Tous L, et al (2019) Post-Processing Thickness Variation of PV Module Materials and its Impact on Temperature, Mechanical Stress and Power. 36th Eur Photovolt Sol Energy Conf Exhib 935–940. <https://doi.org/10.4229/EUPVSEC20192019-4CO.4.3>
- Coddington O, Lean JL, Pilewskie P, et al (2016) A Solar Irradiance Climate Data Record. *Bull Am Meteorol Soc* 97:1265–1282. <https://doi.org/10.1175/BAMS-D-14-00265.1>
- Craul PJ, Lienhart JR (1999) *Urban soils: applications and practices*. Wiley. ISBN: 978-0-471-18903-9
- Cruz Ramos D, Navarro Valls A, Vargas Serrano E (2018) Hormigón de alta conductividad térmica POWERCRETE®. In: V Congreso Iberoamericano de Hormigón Autocompactable y Hormigones Especiales, 5-6 March. Valencia. <https://doi.org/10.4995/hac2018.2018.5380>
- Cuddihy EF (1980) Theoretical considerations of soil retention. *Sol Energy Mater* 3:21–33. [https://doi.org/10.1016/0165-1633\(80\)90047-7](https://doi.org/10.1016/0165-1633(80)90047-7)
- Dhaundiyal A, Atsu D (2021) Energy assessment of photovoltaic modules. *Sol*

- Energy 218:337–345. <https://doi.org/10.1016/J.SOLENER.2021.02.055>
- Dida M, Boughali S, Bechki D, Bouguettaia H (2021) Experimental investigation of a passive cooling system for photovoltaic modules efficiency improvement in hot and arid regions. *Energy Convers Manag* 243:114328. <https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2021.114328>
- DIGuilio R, Teja AS (1990) Thermal Conductivity of Poly(ethylene glycols) and their Binary Mixtures. *J Chem Eng Data* 35:117–121. <https://doi.org/10.1021/je00060a005>
- Dörenkämper M, Wahed A, Kumar A, et al (2021) The cooling effect of floating PV in two different climate zones: A comparison of field test data from the Netherlands and Singapore. *Sol Energy* 214:239–247. <https://doi.org/10.1016/J.SOLENER.2020.11.029>
- DuraMAT (2021) DuraMAT FY 2021 Annual Report. <https://www.nrel.gov/docs/fy22osti/82148.pdf>. Accessed 14 Jun 2022
- EEA (2021) Share of energy consumption from renewable sources in Europe. <https://www.eea.europa.eu/ims/share-of-energy-consumption-from>. Accessed 2 Dec 2021
- Einstein A (1905) Über einen die Erzeugung und Verwandlung des Lichtes betreffenden heuristischen Gesichtspunkt. *Ann Phys* 322:132–148. <https://doi.org/10.1002/ANDP.19053220607>
- Enaganti PK, Dwivedi PK, Srivastava AK, Goel S (2020a) Study of solar irradiance and performance analysis of submerged monocrystalline and polycrystalline solar cells. *Prog Photovoltaics Res Appl* 28:725–735. <https://doi.org/10.1002/PIP.3264>
- Enaganti PK, Nambi S, Behera HK, et al (2020b) Performance Analysis of Submerged Polycrystalline Photovoltaic Cell in Varying Water Conditions. *IEEE J Photovoltaics* 10:531–538. <https://doi.org/10.1109/JPHOTOV.2019.2958519>
- Engineering Toolbox (2003a) Dynamic Viscosity of common Liquids. https://www.engineeringtoolbox.com/absolute-viscosity-liquids-d_1259.html. Accessed 11 Jun 2020
- Engineering Toolbox (2008) Freeze Protection of Water based Heat Transfer Fluids. https://www.engineeringtoolbox.com/freeze-protection-d_1155.html. Accessed 11 Jun 2020
- Engineering Toolbox (2003b) Ethylene Glycol Heat-Transfer Fluid. https://www.engineeringtoolbox.com/ethylene-glycol-d_146.html. Accessed 11 Jun 2020
- Engineering Toolbox (2005a) Antifreeze Ethylene Glycol and Propylene Glycol. https://www.engineeringtoolbox.com/ethylene-propylene-glycol-d_904.html. Accessed 11 Jun 2020

- Engineering Toolbox (2005b) Methanol - Freeze Protected Heat Transfer Liquid. https://www.engineeringtoolbox.com/methanol-water-d_987.html. Accessed 11 Jun 2020
- Engineering Toolbox (2005c) Ethanol Freeze Protected Water Solutions. https://www.engineeringtoolbox.com/ethanol-water-d_989.html. Accessed 6 Sep 2022
- Escuer Soler J (2005) Geotermia solar. Una realidad presente como apuesta de futuro. *Tierra y Tecnol. Rev. Inf. geológica*, ISSN 1131-5016, 28 31-33
- European Parliament (2021) Regulation (EU) 2021/1119. *Off. J. Eur. Union*
- European Parliament (2009) Directive 2009/28/EC. *Off. J. Eur. Union*
- European Parliament (2018) Directive (EU) 2018/2001. *Off. J. Eur. Union*
- European Commission (2022) PVGIS Photovoltaic Geographical Information System. https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/. Accessed 21 May 2022
- Farhan AA, Hasan DJ (2021) An experimental investigation to augment the efficiency of photovoltaic panels by using longitudinal fins. *Heat Transf* 50:1748–1757. <https://doi.org/10.1002/HTJ.21951>
- Farhana Z, Irwan YM, Azimmi RMN, et al (2012) Experimental investigation of photovoltaic modules cooling system. *2012 IEEE Symp Comput Informatics* 165–169. <https://doi.org/10.1109/ISCI.2012.6222687>
- Fernandez D, Cabas R, Moreno L (2007) Ultralight dust wiper mechanism for operation in Mars. *Ind Commer Appl Smart Struct Technol* 6527:65270E. <https://doi.org/10.1117/12.716924>
- Fritsche UR, Berndes G, Dale VH, et al (2017) Energy and Land Use. *Glob L Outlook Work Pap.* <https://doi.org/10.13140/RG.2.2.24905.44648>
- Fthenakis V, Athias C, Blumenthal A, et al (2020) Sustainability evaluation of CdTe PV: An update. *Renew Sustain Energy Rev* 123:109776. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2020.109776>
- Girardi F, Giannuzzi GM, Mazzei D, et al (2017) Recycled additions for improving the thermal conductivity of concrete in preparing energy storage systems. *Constr Build Mater* 135:565–579. <https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2016.12.179>
- González-Peña D, Alonso-deMiguel I, Díez-Mediavilla M, Alonso-Tristán C (2020) Experimental analysis of a novel PV/T panel with PCM and heat pipes. *Sustainability* 12:1710. <https://doi.org/10.3390/SU12051710>
- Green MA (1984) Limits on the open-circuit voltage and efficiency of silicon solar cells imposed by intrinsic Auger processes. *IEEE Trans Electron Devices* 31:671–678
- Green MA, Dunlop ED, Hohl-Ebinger J, et al (2021) Solar cell efficiency tables (Version 58). *Prog Photovoltaics Res Appl* 29:657–667. <https://doi.org/10.1002/PIP.3444>

- Grubišić-Čabo F, Nižetić S, Čoko D, et al (2018) Experimental investigation of the passive cooled free-standing photovoltaic panel with fixed aluminum fins on the backside surface. *J Clean Prod* 176:119–129.
<https://doi.org/10.1016/J.JCLEPRO.2017.12.149>
- Guaita-Pradas I, Blasco-Ruiz A (2020) Analyzing Profitability and Discount Rates for Solar PV Plants. A Spanish Case. *Sustain* 2020, Vol 12, Page 3157 12:3157.
<https://doi.org/10.3390/SU12083157>
- Gupta V, Sharma M, Pachauri RK, Dinesh Babu KN (2019) Comprehensive review on effect of dust on solar photovoltaic system and mitigation techniques. *Sol Energy* 191:596–622. <https://doi.org/10.1016/J.SOLENER.2019.08.079>
- Guyer EC (1999) *Handbook of applied thermal design*, 1st edn. Taylor & Francis. ISBN: 9781560328117
- Habeeb L, Ghanim D, Muslim F (2018) Cooling Photovoltaic Thermal Solar Panel by Using Heat Pipe at Baghdad Climate. *Int J Mech Mechatronics Eng* 17:176–185. <https://doi.org/10.173306-9595-IJMME-IJENS>
- Hadipour A, Rajabi Zargarabadi M, Rashidi S (2021) An efficient pulsed- spray water cooling system for photovoltaic panels: Experimental study and cost analysis. *Renew Energy* 164:867–875.
<https://doi.org/10.1016/J.RENENE.2020.09.021>
- Hammami M, Torretti S, Grimaccia F, Grandi G (2017) Thermal and Performance Analysis of a Photovoltaic Module with an Integrated Energy Storage System. *Appl Sci* 7:1107. <https://doi.org/10.3390/app7111107>
- Heath GA, Silverman TJ, Kempe M, et al (2020) Research and development priorities for silicon photovoltaic module recycling to support a circular economy. *Nat Energy* 2020 57 5:502–510. <https://doi.org/10.1038/s41560-020-0645-2>
- Herrmann W (2010) How temperature cycling degrades photovoltaic-module performance. <https://spie.org/news/3177-how-temperature-cycling-degrades-photovoltaic-module-performance>. Accessed 31 Mar 2020
- IEA (2021a) *World Energy Outlook 2021*. Paris.
<https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2021>
- IEA (2022) *Energy Statistics Data Browser*. Paris. <https://www.iea.org/data-and-statistics/data-tools/energy-statistics-data-browser>
- IEA (2021b) *The Role of Critical Minerals in Clean Energy Transitions*. Paris.
<https://www.iea.org/reports/the-role-of-critical-minerals-in-clean-energy-transitions>
- Incropera FP, DeWitt DP, Bergman TL, Lavine AS (2007) *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th edn. John Wiley & Sons, Inc. ISBN: 978-0-471-45728-2
- INGESOLUM (2008) *Medición de la temperatura y respuesta térmica del suelo*. In: I Congreso GeoEner Madrid

- IRENA (2016) End-of-life management: Solar Photovoltaic Panels. ISBN: 978-92-95111-99-8
- Jafari R (2021) Optimization and energy analysis of a novel geothermal heat exchanger for photovoltaic panel cooling. *Sol Energy* 226:122–133. <https://doi.org/10.1016/J.SOLENER.2021.08.046>
- Jäger-Waldau A (2019a) PV Status Report 2019. Publ Off Eur Union, Luxemb 85. <https://doi.org/10.2760/326629>
- Jäger-Waldau A (2019b) Snapshot of photovoltaics—February 2019. *Energies* 12:769. <https://doi.org/10.3390/EN12050769>
- Jäger-Waldau A, Kougias I, Taylor N, Thiel C (2020) How photovoltaics can contribute to GHG emission reductions of 55% in the EU by 2030. *Renew Sustain Energy Rev* 126:. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2020.109836>
- Jakhar S, Soni MS, Gakkhar N (2017) Exergy analysis of a photovoltaic thermal system with earth water heat exchanger cooling system based on experimental data. *Int J Exergy* 23:367–387. <https://doi.org/10.1504/IJEX.2017.086171>
- Jin Y, Behrens P, Tukker A, Scherer L (2019) Water use of electricity technologies: A global meta-analysis. *Renew Sustain Energy Rev* 115:. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2019.109391>
- Jordan DC, Kurtz SR, VanSant K, Newmiller J (2016) Compendium of photovoltaic degradation rates. *Prog Photovoltaics Res Appl* 24:978–989. <https://doi.org/10.1002/PIP.2744>
- Kamuyu WCL, Lim JR, Won CS, Ahn HK (2018) Prediction Model of Photovoltaic Module Temperature for Power Performance of Floating PVs. *Energies* 11:447. <https://doi.org/10.3390/EN11020447>
- Kang ST, Lee BY, Kim JK, Kim YY (2011) The effect of fibre distribution characteristics on the flexural strength of steel fibre-reinforced ultra high strength concrete. *Constr Build Mater* 25:2450–2457. <https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2010.11.057>
- Kil TH, Kim S, Jeong DH, et al (2017) A highly-efficient, concentrating-photovoltaic/thermoelectric hybrid generator. *Nano Energy* 37:242–247. <https://doi.org/10.1016/j.nanoen.2017.05.023>
- Kim J, Rabelo M, Padi SP, et al (2021) A Review of the Degradation of Photovoltaic Modules for Life Expectancy. *Energies* 14:4278. <https://doi.org/10.3390/EN14144278>
- Kittel C (2004) *Introduction to Solid State Physics*, 8th edn. John Wiley & Sons, Inc. ISBN: 0-471-41526-X
- Krauter S (2004) Increased electrical yield via water flow over the front of photovoltaic panels. *Sol Energy Mater Sol Cells* 82:131–137. <https://doi.org/10.1016/J.SOLMAT.2004.01.011>
- Krauter SCW (2006) *Solar electric power generation - Photovoltaic Energy*

- Systems. Springer. ISBN: 978-3-540-31346-5
- Layertec Metallic Coatings - Reflectivity of different metals.
<https://www.layertec.de/en/capabilities/coatings/metallic/>. Accessed 21 Jun 2020
- LAZARD (2017) Levelized Cost of Energy 2017.
<https://www.lazard.com/perspective/levelized-cost-of-energy-2017/>. Accessed 10 Dec 2021
- Li B, Duell M, Schuhmacher T, Doble DMJ (2010) Prediction of PV module nominal operating cell temperature using electromagnetic wave modeling. In: 2010 35th IEEE Photovoltaic Specialists Conference, 20-25 June. Honolulu
- Liu C, Yang Y, Rakstys K, et al (2021) Tuning structural isomers of phenylenediammonium to afford efficient and stable perovskite solar cells and modules. *Nat Commun* 12:1–9. <https://doi.org/10.1038/s41467-021-26754-2>
- Llopis G, Rodrigo V (2008) Guía de Energía geotécnica. Depósito Legal: M. 15.503-2008
- Lloyd JR, Moran WR (1974) Natural Convection Adjacent to Horizontal Surface of Various Planforms. *J Heat Transfer* 96:443–447.
<https://doi.org/10.1115/1.3450224>
- Lu W, Liu Z, Flor JF, et al (2018) Investigation on designed fins-enhanced phase change materials system for thermal management of a novel building integrated concentrating PV. *Appl Energy* 225:696–709.
<https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2018.05.030>
- Lu ZH, Yao Q (2007) Energy analysis of silicon solar cell modules based on an optical model for arbitrary layers. *Sol Energy* 81:636–647.
<https://doi.org/10.1016/J.SOLENER.2006.08.014>
- Mahamudul H, Rahman MM, Metselaar HSC, et al (2016) Temperature Regulation of Photovoltaic Module Using Phase Change Material: A Numerical Analysis and Experimental Investigation. *Int J Photoenergy*.
<https://doi.org/10.1155/2016/5917028>
- Major JD, Treharne RE, Phillips LJ, Durose K (2014) A low-cost non-toxic post-growth activation step for CdTe solar cells. *Nature* 511:334–337.
<https://doi.org/10.1038/nature13435>
- Martin-Candilejo A, Santillán D, Garrote L (2019) Pump Efficiency Analysis for Proper Energy Assessment in Optimization of Water Supply Systems. *Water* 12:132. <https://doi.org/10.3390/W12010132>
- Masoumi H, Safavi SM, Khani Z (2012) Identification and Classification of Plastic Resins using Near Infrared Reflectance Spectroscopy. *Int J Mech Mechatronics Eng* 6:877–884. <https://doi.org/10.5281/ZENODO.1076916>
- Mazariegos A, Antón LC, Valle R, et al (2009) Pilotes y pantallas termoactivas. Proceso constructivo y caracterización térmica. *Rev Digit del Cedex* 156:3-20.

ISSN: 0213-8468

- Mazón-Hernández R, García-Cascales JR, Vera-García F, et al (2013) Improving the electrical parameters of a photovoltaic panel by means of an induced or forced air stream. *Int J Photoenergy*. <https://doi.org/10.1155/2013/830968>
- Mazumder MK, Sharma R, Biris AS, et al (2011) Electrostatic Removal of Particles and its Applications to Self-Cleaning Solar Panels and Solar Concentrators. In: *Developments in Surface Contamination and Cleaning*. William Andrew Publishing, pp 149-199. <https://doi.org/10.1016/B978-1-4377-7885->
- Merli R, Preziosi M, Acampora A, et al (2020) Recycled fibers in reinforced concrete: A systematic literature review. *J Clean Prod* 248:. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.119207>
- Ministerio de Industria Turismo y Comercio (2008) Instrucción Técnica Complementaria ITC-LAT 06 LÍNEAS SUBTERRANEAS CON CABLES AISLADOS
- Mohandes BMA, El-Chaar L, Lamont LA (2009) Application study of 500 W photovoltaic (PV) system in the UAE. *Appl Sol Energy (English Transl Geliotekhnika)* 45:242–247. <https://doi.org/10.3103/S0003701X09040057>
- Moharram KA, Abd-Elhady MS, Kandil HA, El-Sherif H (2013) Enhancing the performance of photovoltaic panels by water cooling. *Ain Shams Eng J* 4:869–877. <https://doi.org/10.1016/J.ASEJ.2013.03.005>
- Najafi H, Woodbury KA (2013) Optimization of a cooling system based on Peltier effect for photovoltaic cells. *Sol Energy* 91:152–160. <https://doi.org/10.1016/J.SOLENER.2013.01.026>
- Nebreda Ruíz A, Palacios Eguino Fermín Villarroja Gil I (2014) Hidrogeología del sector Alcalá de Henares-Torrejón de Ardoz (Madrid). *Geogaceta* 55:59-62. ISSN: 0213-683X
- Nicholson S, Heath G (2021) Life Cycle Emissions Factors for Electricity Generation Technologies. National Renewable Energy Laboratory. <https://doi.org/10.7799/1819907>
- Nižetić S, Čoko D, Yadav A, Grubišić-Čabo F (2016) Water spray cooling technique applied on a photovoltaic panel: The performance response. *Energy Convers Manag* 108:287–296. <https://doi.org/10.1016/J.ENCONMAN.2015.10.079>
- Norambuena-Contreras J, Gonzalez A, Concha JL, et al (2018) Effect of metallic waste addition on the electrical, thermophysical and microwave crack-healing properties of asphalt mixtures. *Constr Build Mater* 187:1039–1050. <https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2018.08.053>
- NREL (2021) Best Research-Cell Efficiency Chart | Photovoltaic Research | NREL. <https://www.nrel.gov/pv/cell-efficiency.html>. Accessed 13 Dec 2021
- NREL Comparative PV LCOE Calculator Documentation .

- <https://www.nrel.gov/pv/lcoe-calculator/documentation.html>. Accessed 20 Dec 2022
- Ogiwara K, Arai Y (1982) Thermal Conductivities of Liquid Alcohols and their Binary Mixtures. *J Chem Eng Japan* 15:335–342
- Ones OP, Díaz Rodríguez J, Zumalacárregui L, León OG (2010) Evaluación de propiedades físicas de mezclas etanol-agua (II). *Rev Fac Ing Univ Antioquia* 52:62–74
- Park NC, Oh WW, Kim DH (2013) Effect of Temperature and Humidity on the Degradation Rate of Multicrystalline Silicon Photovoltaic Module. *Int J Photoenergy* 2013:925280. <https://doi.org/10.1155/2013/925280>
- Perera HDMR (2020) Designing of 3MW Floating Photovoltaic Power System and its Benefits over Other PV Technologies. *Int J Adv Sci Res Eng* 06:37–48. <https://doi.org/10.31695/IJASRE.2020.33782>
- Perez A, Marín LG, Fuentes F, et al (2019) Performance of photovoltaic modules after an accelerated thermal cycling degradation test. *Proc Annu Conf Progn Heal Manag Soc* 11:. <https://doi.org/10.36001/PHMCONF.2019.V1111.856>
- Plagué T, Desmettre C, Charron JP (2017) Influence of fiber type and fiber orientation on cracking and permeability of reinforced concrete under tensile loading. *Cem Concr Res* 94:59–70. <https://doi.org/10.1016/j.cemconres.2017.01.004>
- Rao A, Friend RH (2017) Harnessing singlet exciton fission to break the Shockley-Queisser limit. *Nat Rev Mater* 2:1–12. <https://doi.org/10.1038/natrevmats.2017.63>
- Raugei M, Fthenakis V (2010) Cadmium flows and emissions from CdTe PV: future expectations. *Energy Policy* 38:5223–5228. <https://doi.org/10.1016/J.ENPOL.2010.05.007>
- Reddy SR, Ebadian MA, Lin CX (2015) A review of PV–T systems: Thermal management and efficiency with single phase cooling. *Int J Heat Mass Transf* 91:861–871. <https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2015.07.134>
- Ritchie H, Roser M, Rosado P (2020) CO2 and Greenhouse Emissions. In: *Our World Data*. <https://ourworldindata.org/co2-and-other-greenhouse-gas-emissions>. Accessed 26 May 2022
- Rosa-Clot M, Rosa-Clot P, Tina GM, Scandura PF (2010) Submerged photovoltaic solar panel: SP2. *Renew Energy* 35:1862–1865. <https://doi.org/10.1016/J.RENENE.2009.10.023>
- Rosa-Clot M, Tina GM (2018) Photovoltaic Electricity. In: *Submerged and Floating Photovoltaic Systems*. Academic Press, pp 13–32
- Rühle S (2016) Tabulated values of the Shockley–Queisser limit for single junction solar cells. *Sol Energy* 130:139–147. <https://doi.org/10.1016/J.SOLENER.2016.02.015>

- Said SAM, Walwil HM (2014) Fundamental studies on dust fouling effects on PV module performance. *Sol Energy* 107:328–337.
<https://doi.org/10.1016/J.SOLENER.2014.05.048>
- Saliba M, Correa-Baena JP, Grätzel M, et al (2018) Perovskite Solar Cells: From the Atomic Level to Film Quality and Device Performance. *Angew Chemie Int Ed* 57:2554–2569. <https://doi.org/10.1002/ANIE.201703226>
- Sanchez-Guzman J (2011) Evaluación del Potencial de Energía Geotérmica. IDAE
- Sasmanto AA, Dewi T, Rusdianasari (2020) Eligibility Study on Floating Solar Panel Installation over Brackish Water in Sungsang, South Sumatra. *Emit Int J Eng Technol* 8:240–255. <https://doi.org/10.24003/EMITTER.V8I1.514>
- Shirayama M, Kato M, Miyadera T, et al (2016) Degradation mechanism of CH₃NH₃PbI₃ perovskite materials upon exposure to humid air. *J Appl Phys* 119:115501. <https://doi.org/10.1063/1.4943638>
- Shishegaran A, Daneshpajoh F, Taghavizade H, Mirvalad S (2020) Developing conductive concrete containing wire rope and steel powder wastes for route deicing. *Constr Build Mater* 232:1–12.
<https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2019.117184>
- Shittu S, Li G, Zhao X, et al (2019) Comparative study of a concentrated photovoltaic-thermoelectric system with and without flat plate heat pipe. *Energy Convers Manag* 193:1–14.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.04.055>
- Shmroukh AN (2019) Thermal regulation of photovoltaic panel installed in Upper Egyptian conditions in Qena. *Therm Sci Eng Prog* 14:1–11.
<https://doi.org/10.1016/J.TSEP.2019.100438>
- Sugiartha N, Ardana IGN, Sugina IM, et al (2020) Preliminary design and test of a water spray solar panel cleaning system. *J Phys Conf Ser* 1450:1–7.
<https://doi.org/10.1088/1742-6596/1450/1/012108>
- Suresh Kumar E, Sarkar B (2013) Soiling and Dust Impact on the Efficiency and the Maximum Power Point in the Photovoltaic Modules. *Int J Eng Res Technol* 2:1-8. ISSN: 2278-0181
- Tao M, Zhenpeng L, Jiabin Z (2019) Photovoltaic panel integrated with phase change materials (PV-PCM): technology overview and materials selection. *Renew Sustain Energy Rev* 116:109406.
<https://doi.org/10.1016/J.RSER.2019.109406>
- Tawalbeh M, Al-Othman A, Kafiah F, et al (2021) Environmental impacts of solar photovoltaic systems: A critical review of recent progress and future outlook. *Sci Total Environ* 759:143528.
<https://doi.org/10.1016/J.SCITOTENV.2020.143528>
- Thaib R, Rizal S, Hamdani, et al (2018) Experimental analysis of using beeswax as phase change materials for limiting temperature rise in building integrated

- photovoltaics. *Case Stud Therm Eng* 12:223–227.
<https://doi.org/10.1016/J.CSITE.2017.12.005>
- Touati F, Massoud A, Hamad JA, Saeed SA (2013) Effects of environmental and climatic conditions on PV efficiency in qatar. *Renew Energy Power Qual J* 1:262–267. <https://doi.org/10.24084/REPOJ11.275>
- Trapani K, Martens S, Challagulla K, et al (2014) Water absorption characterisation, electrical reliability and mechanical testing of a submerged laminated a-Si thin film photovoltaic (PV) cells. *Microelectron Reliab* 54:2456–2462. <https://doi.org/10.1016/J.MICROREL.2014.06.009>
- Tsilingiris PT (2003) The total infrared transmittance of polymerised vinyl fluoride films for a wide range of radiant source temperature. *Renew Energy* 28:887–900. [https://doi.org/10.1016/S0960-1481\(02\)00156-8](https://doi.org/10.1016/S0960-1481(02)00156-8)
- Tuthill AH, Avery RE, Lamb S (1998) Effect of Chlorine on Common Materials in Fresh Water. *Mater Perform* 37:52–56
- United Nations (2015) Transforming Our World: The 2030 Agenda for Sustainable Development. <https://wedocs.unep.org/20.500.11822/9814>. Accessed 2 Aug 2022
- USGS (2021) Mineral Commodity Summaries 2021.
<https://doi.org/10.3133/mcs2021>
- Valiente-Blanco I, Lopez-Pascual D, Salas-Gomez F, et al (2022) Performance of a thermoelectric generator with concentration optics for sun energy harvesting. In: 7th International Conference on New Energy and Future Energy Systems, 25-28 October. Nanjing
- Willuhn M (2020) Not just for outer space: NREL has a path to cheaper GaAs solar cells – pv magazine USA. <https://pv-magazine-usa.com/2020/01/13/solar-cells-from-space-are-on-the-way/>. Accessed 13 Dec 2021
- Wilson GM, Al-Jassim M, Metzger WK, et al (2020) The 2020 photovoltaic technologies roadmap. *J Phys D Appl Phys* 53:1–47.
<https://doi.org/10.1088/1361-6463/AB9C6A>
- Xue W, Chen J, Xie F, Feng B (2018) Orientation of steel fibers in magnetically driven concrete and mortar. *Materials (Basel)* 11:170.
<https://doi.org/10.3390/ma11010170>
- Yang LH, Liang J De, Hsu CY, et al (2019) Enhanced efficiency of photovoltaic panels by integrating a spray cooling system with shallow geothermal energy heat exchanger. *Renew Energy* 134:970–981.
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.11.089>
- (2013) VDI-Wärmeatlas. Springer Reference. ISBN: 978-3-642-19981-3