

Sistema de refrigeración geotérmico para la mejora de la eficiencia de paneles solares fotovoltaicos

Diego Lopez-Pascual¹, Ignacio Valiente-Blanco¹, Miguel Fernandez-Munoz¹, Efren Díez-Jimenez¹

¹ Área de Ingeniería Mecánica, Departamento de Teoría de la Señal y Comunicaciones, Universidad de Alcalá, España.

Resumen

El sobrecalentamiento de los paneles solares durante su operación reduce significativamente su eficiencia. Así mismo, el resultante ciclado térmico es uno de los factores relacionados con la degradación del rendimiento de los paneles con el paso del tiempo. En este artículo se propone y valida experimentalmente un novedoso sistema de disipación de calor para paneles solares fotovoltaicos, utilizando el subsuelo como foco frío. Se ha diseñado, fabricado y ensayado en el exterior un prototipo de la tecnología (incluyendo un seguidor solar de un solo eje) durante el otoño de 2021 en España, bajo diferentes condiciones ambientales. El exceso de calor se extrae de la parte posterior del panel mediante un sistema de enfriamiento monofásico de circuito cerrado y luego se disipa en el subsuelo, que se encuentra a una temperatura constante de 15,7 °C en el lugar donde se realizaron las pruebas. Debido a la reducción de la temperatura del panel, su generación de energía neta aumenta significativamente. Se ha medido una mejora prometedora de la generación de energía neta del panel solar refrigerado de hasta un 8.1%, lo que demuestra la viabilidad técnica del enfoque, aún con condiciones climáticas típicamente otoñales. Además, se ha observado una dependencia de la ganancia de potencia con la temperatura ambiente, irradiancia y la velocidad del viento.

Palabras clave: Energía solar fotovoltaica, Geotermia, Eficiencia, Refrigeración

Abstract

Overheating of solar modules during operation considerably reduces their efficiency, and the resulting thermal cycling is one of the factors related to the degradation of the performance of the modules over time. In this paper, a novel heat dissipation system for PV systems is proposed and experimentally validated, using the underground as a heat-sink. A prototype of the technology (including a single-axis solar tracker) has been designed, manufactured and tested outdoors during the fall of 2021 in Spain, under different environmental conditions. Excess heat is extracted from the back of the module by a closed-loop, single-phase cooling system and then dissipated into the underground, which sits at a constant temperature of 15.7°C at the test site. Due to the reduction in the panel's temperature, its net power generation increases significantly. A promising improvement in net power generation from the cooled solar panel of up to 8.1% has been measured, demonstrating the technical feasibility of the technique, even for weather conditions typical of autumn. In addition, a dependence of the power gain on global radiation, ambient temperature and wind speed has been observed.

Keywords: Solar photovoltaics, Geothermy, Efficiency, Cooling

1. Introducción

La industria fotovoltaica ha experimentado un crecimiento exponencial en la última década. En un contexto de desarrollo hacia fuentes de producción energética más sostenibles, la investigación en diferentes tecnologías para la explotación del recurso solar ha resultado en un rápido incremento de la eficiencia y una reducción significativa en los costes de fabricación de los paneles solares fotovoltaicos. Sin embargo, la eficiencia de las instalaciones

fotovoltaicas sigue siendo relativamente baja. En la actualidad, la eficiencia promedio de los paneles fotovoltaicos de silicio cristalino (c-Si) disponibles en el mercado se encuentra en torno al 20% (hace tan solo una década era del 15%) [1].

Adicionalmente, dicha eficiencia se ve reducida debido al calentamiento de las células fotovoltaicas en condiciones normales de operación. Este calentamiento es inherente al funcionamiento de las células, y se debe a la absorción del exceso de energía,

principalmente en el material semiconductor, pero también en los demás materiales que componen el panel solar. Las células solares de silicio cristalino pierden eficiencia con ratios típicos de entre $0.25\%/^{\circ}\text{C}$ y $0.55\%/^{\circ}\text{C}$ [2] por encima de la temperatura de referencia de 25°C . Los paneles fotovoltaicos convencionales alcanzan temperaturas de entre 45°C y 50°C en condiciones de funcionamiento estandarizadas (NOCT por sus siglas en inglés) y pueden alcanzar temperaturas extremas de 70°C en verano en zonas cálidas, como los países mediterráneos [3], y superar los 75°C en regiones áridas [4] lo que resulta en pérdidas energéticas muy significativas.

A lo largo de los años, se han propuesto diversas soluciones para la refrigeración de módulos solares y lograr así limitar las pérdidas causadas por su sobrecalentamiento. Estas técnicas de enfriamiento se pueden clasificar como pasivas o activas, dependiendo de si se requiere un consumo de energía adicional para su operación.

Las técnicas de enfriamiento pasivo se basan en la adaptación de los paneles para incrementar el calor disipado al ambiente de manera natural. Este efecto se puede lograr de diversos modos, mediante la instalación de disipadores de calor con aletas en la parte posterior del panel [5], [6], módulos fotovoltaicos flotantes y sumergidos en agua [7], [8], incorporación de materiales de cambio de fase para absorber el exceso de calor [9], [10] o termosifones [11].

Las tecnologías de enfriamiento activo pueden lograr mayores reducciones de temperatura y presentan una menor dependencia del clima, sin embargo, el aumento de la eficiencia neta del sistema se puede verse severamente limitado por el consumo de energía del sistema de enfriamiento. Las soluciones de refrigeración activa más comunes son: ventilación de aire forzado [12], aspersión de agua (evaporación) [13], [14], y refrigeración por agua sin cambio de fase [15], [16]. Los sistemas de aire forzado son relativamente ineficientes, dado el elevado consumo de energía de los ventiladores en relación con el incremento de generación eléctrica de los paneles, por lo que su aplicación queda limitada a instalación en azoteas, donde se aprovecha el propio sistema de renovación de aire del edificio. La aspersión de agua presenta una alta eficiencia térmica, sin embargo, las pérdidas de agua por evaporación (crítica en zonas áridas), el elevado consumo del sistema de bombeo y la complejidad y peso de los sistemas de recolección de agua, hacen muy difícil su implementación práctica en instalaciones fotovoltaicas. El enfriamiento mediante sistemas monofásicos de circuito cerrado, utilizando agua como fluido de transferencia térmica ha mostrado resultados muy prometedores y su aplicación solventa los problemas de gasto de agua por evaporación. Se han reportado mejoras de eficiencia máxima que

normalmente oscilan entre el 10 y el 16% [17]. El principal problema de estos sistemas proviene de una temperatura del foco frío relativamente alta (temperatura ambiente) que fluctúa continuamente y limita el rendimiento del sistema de refrigeración.

El enfriamiento mediante sistemas geotérmicos tiene potencial para solucionar la mayoría de las limitaciones mencionadas anteriormente. A partir de cierta profundidad, las temperaturas subterráneas son casi constantes durante todo el año. La temperatura del subsuelo es estable a poca profundidad (entre 5 y 15 metros) y varía entre 10°C y 20°C en función del clima de la zona [18], [19], por lo que su utilización como foco frío para un sistema de circuito cerrado resulta idónea, especialmente en los meses más calurosos cuando la temperatura ambiente es significativamente superior. Se ha propuesto un sistema de rociado de agua para enfriar un pequeño módulo solar de inclinación fija donde el agua de enfriamiento se bombea a través de un pozo de 5 metros de profundidad [20]. Este sistema mostró una mejora significativa en la eficiencia, aunque al seguir empleando un sistema de aspersión se espera cierto nivel de evaporación y un mayor consumo en el sistema de bombeo. Además, la adaptación del módulo solar para incorporar la refrigeración es pesada, unas 8 veces más que el propio módulo solar, lo que puede crear conflictos con el diseño del soporte estructural de los paneles y los sistemas de seguimiento solar.

En este documento, se presenta un sistema de enfriamiento de circuito cerrado utilizando el subsuelo como foco frío que reduce la temperatura operativa de un panel solar fotovoltaico y maximiza su eficiencia en la producción de energía eléctrica. Un prototipo experimental que integra un mecanismo de seguimiento solar de un solo eje, configuración habitual en granjas solares, ha sido construido y ensayado en condiciones exteriores durante el otoño de 2021 en Alcalá de Henares, España. En el presente documento se describe el diseño del prototipo y se muestran los resultados de los ensayos, demostrando una mejora significativa de la eficiencia de los paneles solares.

2. Diseño del sistema

El sistema se compone principalmente de un intercambiador de calor integrado en la parte trasera del panel fotovoltaico que extrae el exceso de calor, disminuyendo su temperatura y, por tanto, mejorando la eficiencia. El exceso de calor es transferido al subsuelo mediante la circulación de un fluido caloportador, donde se disipa en un segundo intercambiador de calor en forma de U introducido en el terreno hasta 15 m de profundidad. El sistema de

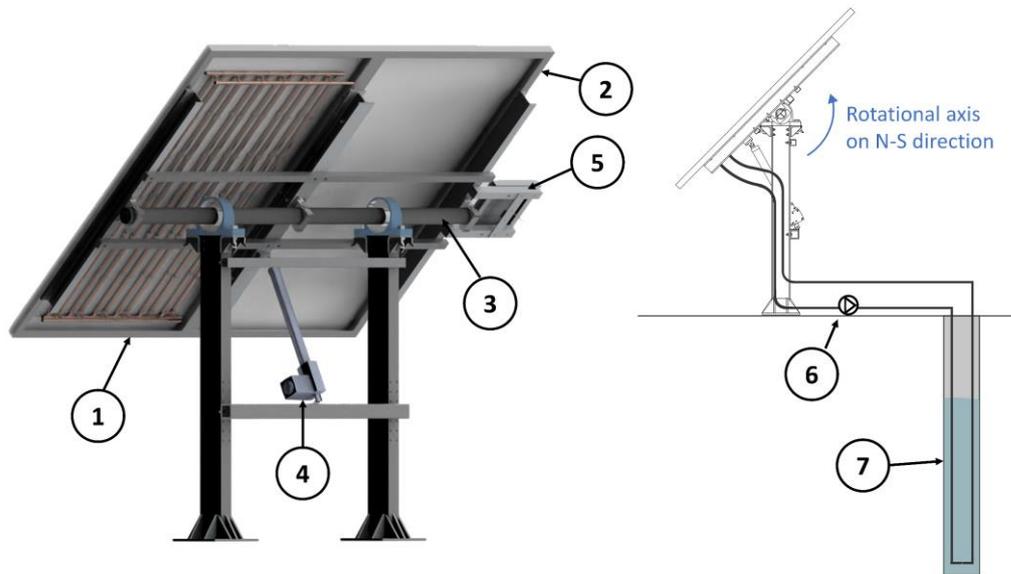


Figura 1. CAD 3D de la estructura del seguidor solar con los paneles ensamblados (izda.) y diagrama general del sistema (dcha.) con los principales elementos del sistema identificados numéricamente.

refrigeración consume una cierta cantidad de energía adicional para accionar la bomba. Puesto que se trata de un circuito cerrado, la diferencia de energía potencial entre el fondo del pozo y el panel solar no repercute en dicho consumo y solo se requiere compensar la caída de presión en el circuito. Este consumo de energía de bombeo es, en cualquier caso, mucho menor que la energía extra producida por el panel solar refrigerado, por lo que se obtiene una importante ganancia de potencia neta producida por el sistema.

En la Figura 1 se muestra una imagen CAD de la estructura de seguimiento solar del prototipo junto a un diagrama general incluyendo el intercambiador de calor con el subsuelo. El prototipo consta de un panel solar policristalino con un intercambiador de calor de circuito cerrado integrado en la cara posterior del panel (1). Este panel refrigerado se monta, junto a un panel idéntico sin sistema de refrigeración (2) para servir a modo de referencia, en la estructura de soporte. El sistema de refrigeración propuesto se ha integrado en una instalación fotovoltaica aislada, representativa de una granja solar típica con un mecanismo de seguimiento solar de un solo eje (3). La orientación de los módulos se logra girando la estructura de soporte alrededor del eje horizontal definido por la dirección N-S. El mecanismo de seguimiento solar es accionado por un actuador lineal CC (4). El sistema de refrigeración lo completa un sistema de bombeo (5) que impulsa el fluido caloportador a través del intercambiador de calor del panel refrigerado y hacia el intercambiador subterráneo en forma de U (6), donde el calor es disipado. Dado que se trata de un circuito cerrado, no se produce un consumo de agua adicional

una vez lleno el circuito. El sistema de refrigeración sería perfectamente compatible con instalaciones de ángulo de inclinación fijo con la incorporación de algunas modificaciones menores.

3. Descripción del prototipo

El diseño planteado ha sido fabricado, montado y puesto en marcha una instalación solar fotovoltaica aislada en Alcalá de Henares, Madrid, España, para demostrar la viabilidad del planteamiento. Se han empleado dos paneles solares de Si policristalino de ATERSA, modelo Ultra 270P, cuyas dimensiones son 1645 mm x 990 mm y presentan una potencia pico de 270 W_{RMS}. Su coeficiente de temperatura indicado por el fabricante es de $\gamma = 0.43\%/^{\circ}\text{C}$. Ambos paneles están montados en la estructura de soporte y son expuestos a las mismas condiciones ambientales durante las pruebas. El panel refrigerado integra en su parte trasera el intercambiador de calor, que está compuesto principalmente por un conjunto de 6 tubos de cobre en forma de U de $15 \pm 0,1$ mm de diámetro cada uno. Estos tubos fueron prensados en un molde antes de su ensamblaje, con el objetivo de aplanarlos y aumentar así la superficie de contacto con el panel. Los tubos resultantes presentan una sección cuasirectangular con dimensiones exteriores de 17 ± 0.5 mm de ancho y 9 ± 0.5 mm de alto. Todos los tubos de cobre aplanados en forma de U están conectados a colectores comunes de entrada y salida de 18 ± 0.1 mm de diámetro. Todos los tubos del intercambiador del panel están aislados del ambiente mediante una cobertura de espuma de polietileno expandido. El peso del intercambiador de calor del panel se estima en 12 ± 0.5 kg, aproximadamente un 60% del peso del propio panel.

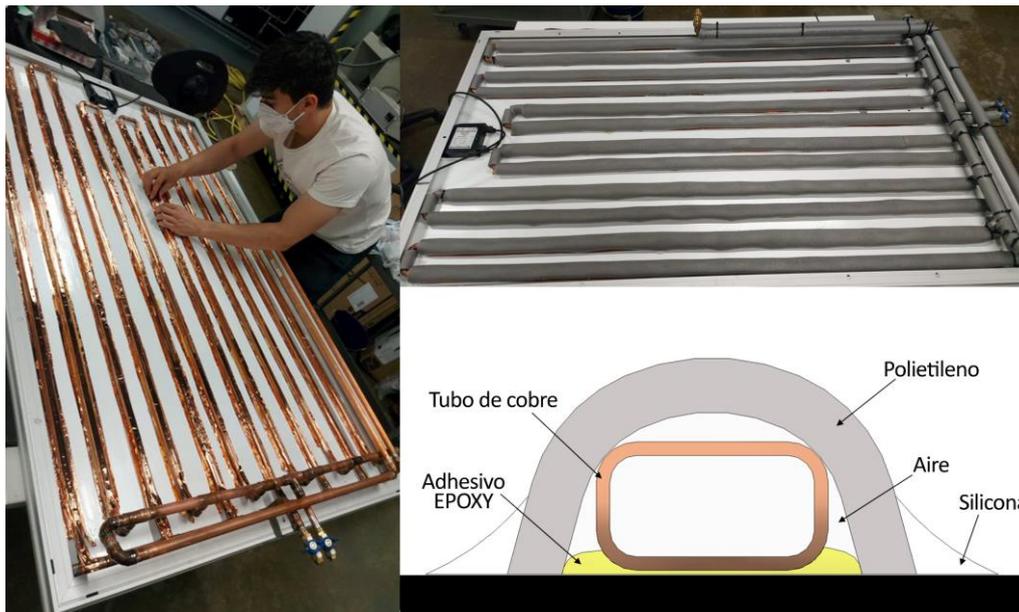


Figura 2. Construcción del intercambiador de calor del panel junto a un diagrama de la sección de un tubo.

Por lo tanto, el sistema propuesto reduce el peso de los elementos adheridos al módulo solar más de 13 veces en comparación con el desarrollo propuesto por Yang et al. [20]. La construcción del intercambiador del panel se muestra en la Figura 2.

Como fluido caloportador se emplea una mezcla de agua y etilenglicol (80% - 20% en volumen), con una densidad calculada de 1019.9 kg/m^3 y un calor específico $C_p = 4058.16 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$. La temperatura de congelación de la mezcla se estima en $-7 \text{ }^\circ\text{C}$, por lo que puede emplearse durante todo el año en climas moderadamente fríos, con riesgos de heladas frecuentes en invierno. El fluido caloportador se recircula por el circuito mediante una bomba centrífuga de corriente continua con un caudal máximo de 35 l/min y una potencia máxima de 55 W . El fluido caloportador sale de la bomba hacia el intercambiador de calor del subsuelo, formado por una sola tubería de cobre en forma de U de $18 \pm 0,1 \text{ mm}$ de diámetro verticalmente introducida dentro de un pozo de inspección. El pozo tiene aproximadamente $15.5 \pm 0.1 \text{ m}$ de profundidad y $100 \pm 0.5 \text{ mm}$ de diámetro exterior y está reforzado por un tubo ranurado de PVC a lo largo de todo el pozo. El pozo se encuentra lleno con agua de forma natural hasta el nivel freático, localizado a unos 5 m de profundidad. El nivel freático y la temperatura dentro del pilote se miden cada día antes de encender el sistema de refrigeración de los paneles y ambos parámetros se mantienen estables durante toda la campaña de pruebas. Finalmente, el fluido caloportador se dirige a la entrada del intercambiador de calor en el panel solar. El proceso de construcción del pozo y ensamblaje del intercambiador de calor con el subsuelo se muestra en la Figura 3.

Los paneles están montados sobre una estructura de soporte ensamblada a un tubo de acero circular sostenido a su vez por dos rodamientos radiales de bolas que permiten su giro. Un actuador lineal, con capacidad de carga máxima de 6 kN , controla la rotación del tubo y por lo tanto la orientación de los paneles solares. De esta manera, el sistema permite orientar los paneles solares dentro de un rango de $\pm 45^\circ$ alrededor de la posición central (paneles orientados horizontalmente). De este modo se logra maximizar la irradiación sobre los paneles y, por lo tanto, la energía generada a lo largo del día.

Ambos paneles solares están conectados a idénticos reguladores MPPT Cynetic de 30A, que maximizan la potencia y distribuyen la energía generada entre una batería de almacenamiento y una carga de disipación. Se utilizan dos baterías de gel idénticas (una para cada panel) de 12 V y 55 Ah de capacidad de marca Ultracell. El exceso de energía producido se disipa en un grupo de lámparas incandescentes de 50 W .

4. Procedimiento de ensayo

4.1. Sensorización y sistema de adquisición

Se han instalado un conjunto de sensores para caracterizar los principales parámetros operativos del sistema (hidráulicos, eléctricos y térmicos).

Como parte del circuito hidráulico se integran dos sensores de presión absoluta piezoeléctricos de Honeywell modelo PX2 con un rango de medida de 2 bar y precisión de 5 mbar para caracterizar las pérdidas de presión a través del circuito y, por lo tanto, el incremento de presión generado por la bomba. También se emplea un caudalímetro de turbina del

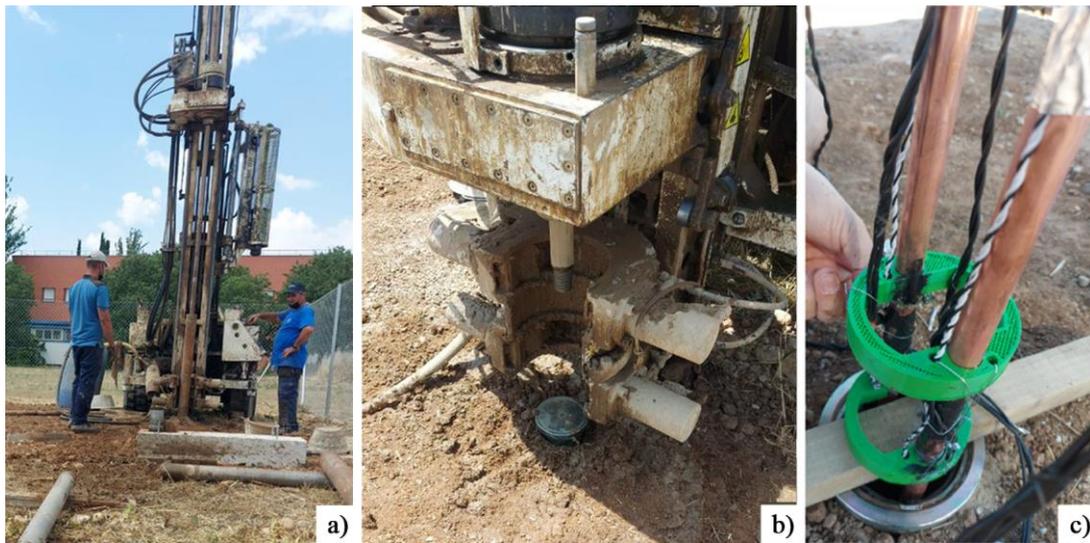


Figura 3. Proceso de construcción del intercambiador de calor con el subsuelo. Perforación (a y b) y ensamblaje (c)

modelo RS PRO 257-133 para medir el caudal de refrigerante de forma continua. En el prototipo se han instalado un total de 6 sensores de temperatura PT-1000 de clase A cuya ubicación se puede apreciar en la Figura 4. PT1 y PT2 miden la temperatura de los paneles solares enfriados y estándar respectivamente. Los sensores PT3 y PT4 miden la temperatura del refrigerante a la entrada y salida del intercambiador de calor del panel solar. Finalmente, PT5 y PT6 miden la temperatura a la entrada y salida del intercambiador de calor del subsuelo.

Para medir las condiciones ambientales (irradiancia, viento y temperatura ambiente) se instalan sensores adicionales. Se ensambla a la estructura junto a los paneles una célula solar calibrada y compensada en temperatura de ATERSA, con una sensibilidad de 1

W/m², permitiendo así medir con precisión la irradiancia global que incide sobre los paneles solares. La velocidad del viento se mide con un anemómetro Testo modelo 405i con una precisión de 0,1 m/s.

Para la adquisición de la temperatura ambiente se emplea un sensor PT-1000 de clase A adicional ensamblado en un sistema que fuerza la circulación de aire por el sensor y lo protege de la radiación solar.

La tensión y la corriente de los paneles solares se miden antes de conectarlos al controlador MPPT, por lo que las medidas de generación de energía no se ven afectadas directamente por la eficiencia eléctrica de los sistemas electrónicos.

La adquisición de datos y el control del actuador se realizan mediante tarjetas de adquisición de datos de

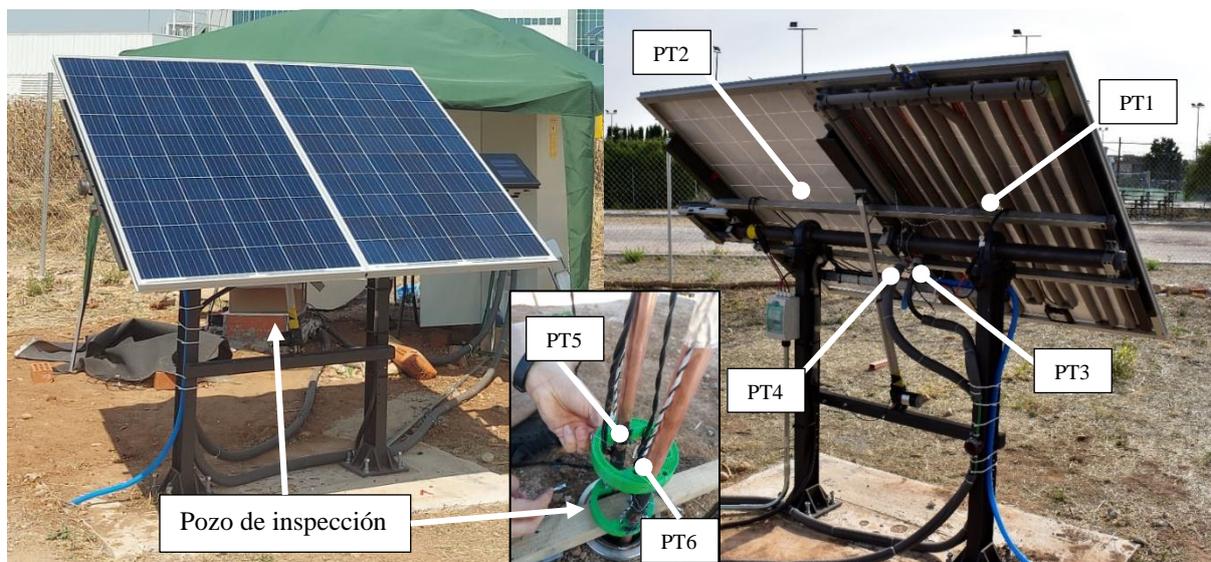


Figura 4. Vistas frontal y trasera del prototipo junto con la ubicación de los sensores de temperatura empleados en los ensayos.

National Instruments, modelos USB-6210 y USB-6001, con resolución de 16 bit y 14 bit respectivamente.

4.2. Descripción de los ensayos y postprocesado

Las pruebas se realizaron a lo largo del otoño 2022 en Alcalá de Henares, España. Alcalá de Henares está situada en el centro de la península ibérica, 30 km al noreste de Madrid y presenta un clima continental con influencia mediterránea. Inicialmente, ambos paneles solares fueron calibrados para identificar su funcionamiento normal y detectar cualquier diferencia entre su rendimiento antes de que el sistema de enfriamiento estuviera operativo.

Con el objetivo de evaluar el funcionamiento del sistema ante diferentes condiciones ambientales, se realizan ensayos durante los días 27 de septiembre, 26 de octubre y 17 de noviembre. Al inicio de cada ensayo, y antes de conectar el sistema de refrigeración, se mide la temperatura del subsuelo a 15 m de profundidad y el nivel del agua dentro del pozo. Para todos los ensayos que se presentan en este documento, la temperatura subterránea es de 15.7 ± 0.5 °C y el nivel del agua se encontraba a 5 ± 0.5 m de profundidad. Los ensayos se realizan manteniendo un caudal constante de fluido caloportador de 3 l/min y su duración viene determinada por las horas de sol disponibles en cada ensayo. Así la duración de los ensayos se ve reducida cuanto más cerca del solsticio de invierno se llevan a cabo.

El incremento neto de energía generada del panel solar refrigerado se obtiene restando la energía necesaria para recircular el fluido caloportador de la energía adicional generada por el módulo. La energía aportada al fluido por la bomba para que el sistema funcione se calcula pues como:

$$W_{hid} = \Delta P \cdot q \quad (1)$$

donde W_{hid} es la potencia hidráulica, ΔP es la caída de presión en [Pa], q es el caudal en [m³/s]. En aplicaciones reales, el consumo de energía de la bomba también se verá influenciado por su eficiencia para transformar la energía eléctrica en energía mecánica y aplicarla al fluido.

$$W_{bomba} = W_{hid} \cdot \eta \quad (2)$$

Las bombas industriales tienen eficiencias que a menudo superan el 80 % [21], sin embargo, la eficiencia de la bomba empleada en el prototipo alcanza un máximo del 20% a 8 l/min y depende en gran medida del caudal, siendo de tan solo un 8% para el caudal de 3 l/min empleado en los ensayos. Este bajo nivel de eficiencia es característico de las bombas de pequeño tamaño adaptadas para trabajar en un rango amplio de caudales. Para eliminar la dependencia de los resultados obtenidos con la eficiencia de la bomba utilizada en este prototipo en particular, se han presentado los resultados de incrementos netos de eficiencia o energía extra generada substrayendo siempre el consumo hidráulico (equivalente a una eficiencia de bombeo del 100%) de la potencia extra generada por el panel refrigerado.

$$\Delta W_{PV\ NET} = \Delta W_{PV} - W_{hid} \quad (3)$$

5. Resultados

5.1. Condiciones ambientales durante los ensayos

En la Figura 5 se muestran la irradiancia global incidiendo sobre los paneles y la temperatura ambiente durante los ensayos realizados los días 27 de septiembre, 26 de octubre y 17 de noviembre. Se observan valores de irradiancia de 740 ± 40 W/m², 600 ± 40 W/m², 490 ± 40 W/m² para septiembre, octubre y

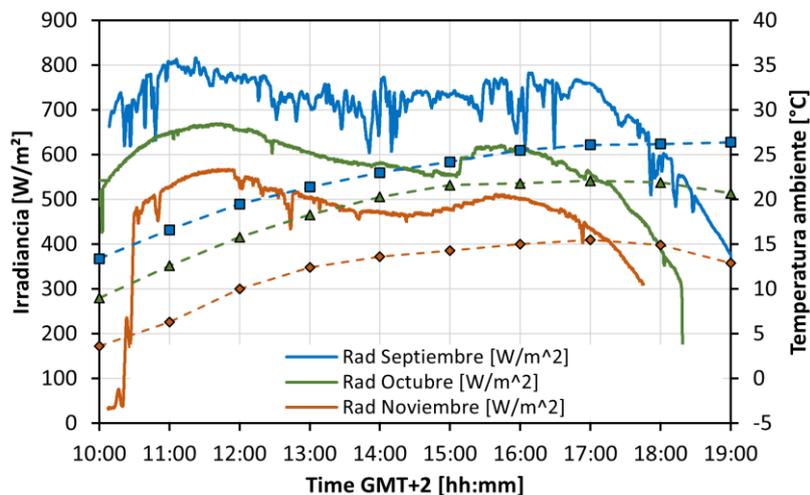


Figura 5. Irradiancia global incidiendo sobre la superficie de los paneles y temperatura ambiente durante los ensayos

noviembre respectivamente. Las temperaturas ambiente máximas durante los ensayos son 26.4 ± 0.5 °C, 22.1 ± 0.5 °C y 15.5 ± 0.5 °C respectivamente, mientras que las mínimas son 13.4 ± 0.5 °C, 9 ± 0.5 °C y 3.6 ± 0.5 °C.

Adicionalmente, también se lleva a cabo la medición del viento durante los ensayos, registrándose velocidades promedio de 4 ± 1 km/h, 6 ± 1 km/h y 16 ± 1 km/h para los ensayos de septiembre octubre y noviembre, y valores máximos sostenidos de 7 ± 1 km/h, 11 ± 1 km/h y 21 ± 1 km/h respectivamente.

5.2. Disipación de calor de los paneles

En la Figura 6 se muestra el calor absoluto siendo extraído del panel por el sistema de refrigeración, que se obtiene de acuerdo a la siguiente ecuación.

$$Q = C_p \cdot q \cdot \rho \cdot (T_{PT4} - T_{PT3}) \quad (4)$$

Donde C_p es el calor específico del fluido caloportador, ρ su densidad y T_{PT3} y T_{PT4} las temperaturas del fluido caloportador a la entrada y salida del intercambiador de calor del panel solar respectivamente.

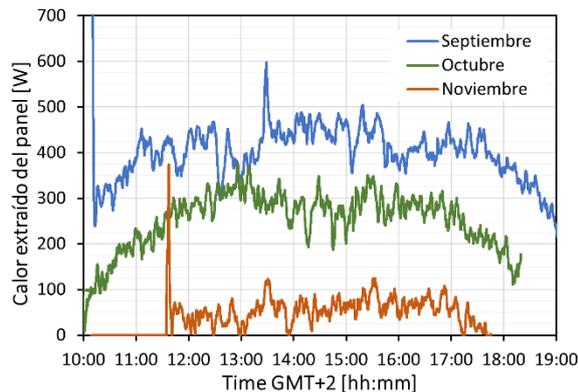


Figura 6. Calor extraído del panel refrigerado por el sistema de refrigeración.

El sistema de refrigeración se activa cuando el panel que incorpora el intercambiador de calor se encuentra por encima de 20 °C y por encima de la temperatura ambiente. Tanto en los ensayos de septiembre como de octubre, ambos paneles se encontraban por encima de dicha temperatura desde el inicio del ensayo, sin embargo, en el ensayo de noviembre, esta temperatura no se alcanzó hasta las 11:30 h. La baja temperatura alcanzada por los paneles durante el ensayo de noviembre, propiciada por las condiciones ambientales, resulta en una extracción de calor muy reducida de 60 ± 50 W. En los ensayos de septiembre y octubre, con una temperatura ambiente e irradiancia superiores y un viento menos intenso, se logra una mayor extracción de calor, de 430 ± 40 W y 280 ± 50 W respectivamente durante las horas centrales del día

(de 12:00 a 17:00). Esta mayor disipación de resulta en un mayor gradiente térmico entre el panel refrigerado y el estándar. Dichas diferencias de temperatura entre los paneles durante los ensayos se muestran en la Figura 7.

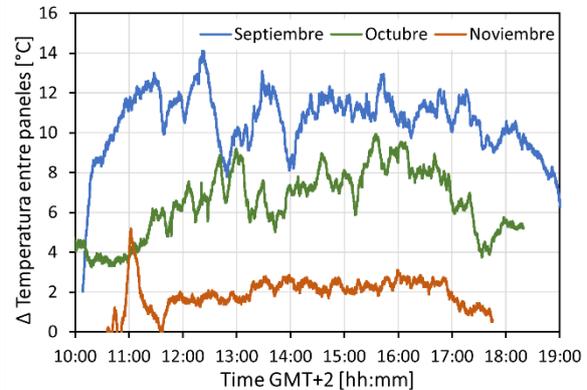


Figura 7. Gradiente térmico entre los paneles refrigerado y estándar.

Durante el ensayo de septiembre se logra alcanzar una reducción en la temperatura del panel refrigerado máxima de 14.3 ± 0.5 °C y un valor promedio de 11 ± 0.5 °C. En el ensayo de noviembre se aprecia un pico en la diferencia de temperatura al inicio del ensayo, antes de que se arrancara el sistema de refrigeración. Esta diferencia se debe a la incidencia previa del sol sobre el panel estándar mientras el panel refrigerado seguía parcialmente cubierto por la sombra de unos árboles lejanos, unido a la mayor inercia térmica del panel refrigerado. Este valor de diferencia térmica se descarta y por lo tanto el mayor gradiente térmico obtenido durante el ensayo de noviembre es de 3.1 ± 0.5 °C.

5.3. Mejora de la eficiencia

Como resultado de la reducción de la temperatura del panel refrigerado, se obtiene un incremento en su eficiencia. Una vez sustraída la potencia aportada al fluido para la operación del sistema de enfriamiento de la potencia extra obtenida en el panel refrigerado en comparación con el estándar, se obtiene el incremento neto de potencia obtenido por el sistema, que se representa de manera porcentual en la Figura 8.

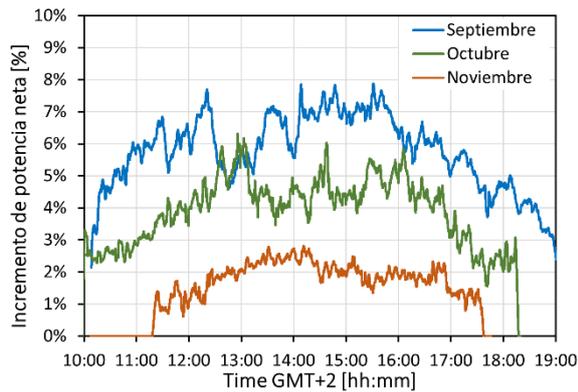


Figura 8. Incremento neto de la potencia generada por el panel refrigerado.

Se puede observar la clara correlación entre el incremento en potencia del panel refrigerado con la reducción de su temperatura (Figura 7), alcanzándose un incremento máximo de la eficiencia neta del sistema de hasta un 8.1% para el ensayo de septiembre, mientras que los ensayos de octubre y noviembre alcanzan valores máximos de 6.3% y 2.9% respectivamente.

Finalmente, la energía neta acumulada obtenida durante cada uno de los ensayos se representa en la Figura 9. Durante el ensayo de septiembre el panel refrigerado generó una cantidad neta de energía de 90 ± 1 Wh, mientras que, en los ensayos de octubre y noviembre, la energía extra generada fue de 49 ± 1 Wh y 16 ± 1 Wh, teniendo en cuenta la energía aportada al fluido por el sistema de bombeo (bomba 100% eficiente).

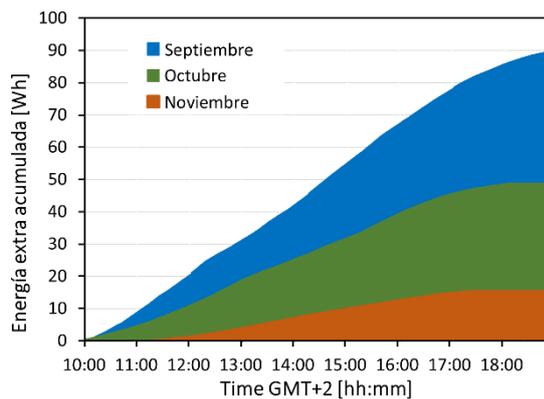


Figura 9. Energía extra neta generada por el panel refrigerado en comparación con el panel estándar.

5.4. Resumen de los resultados

En la tabla 1 se presenta un resumen de los resultados obtenidos a través de los tres días de ensayos descritos en este artículo.

Tabla 1. Resumen de los resultados obtenidos.

Día	27 sept.	26 oct.	17 nov.
Irradiancia promedio [W/m^2]	740	600	490
Temperatura ambiente máxima [$^{\circ}\text{C}$]	26.4	22.1	15.5
Velocidad del viento media [km/h]	4	6	16
Máxima reducción de temperatura [$^{\circ}\text{C}$]	14.3	11	3.1
Incremento neto de potencia promedio [%]	6.1	4.1	1.9
Incremento neto de potencia máximo [%]	8.1%	6.3%	2.9%
Energía extra neta generada [Wh]	91	49	16

Si bien se puede apreciar que en días más fríos y/o con niveles de irradiancia muy bajos, la conexión del sistema de refrigeración puede llegar a no ser interesante al considerar el consumo eléctrico del sistema de bombeo, se puede prever que el sistema propiciará un incremento significativo de la eficiencia neta de los paneles solares. Se espera que este incremento de eficiencia sea máximo durante aquellos meses en los que el recurso solar es mayor (meses de verano). En este artículo, se demuestra que el sistema puede ser beneficioso incluso en los meses otoñales.

También se observó durante los ensayos el incremento de la inercia térmica del panel refrigerado aún con el sistema de enfriamiento apagado. Esto evita que su temperatura caiga drásticamente en las noches frías (comparado con el panel estándar) o que alcance temperaturas extremadamente altas durante el día. Se espera que un menor estrés térmico pueda tener una influencia positiva en la durabilidad de los paneles [22]. Durante la campaña de ensayos, las temperaturas máxima y mínima medidas en el panel refrigerado fueron de 39.4 ± 0.5 $^{\circ}\text{C}$ y 4 ± 0.5 $^{\circ}\text{C}$ respectivamente, mientras que en el panel estándar fueron 50.7 ± 0.5 $^{\circ}\text{C}$ y 0.5 ± 0.5 $^{\circ}\text{C}$.

Además, se minimiza el número de días en los que se produce la formación de escarcha sobre la superficie del panel, como se puede apreciar en la Figura 10, que muestra una foto de ambos paneles antes del inicio del ensayo del día 17 de noviembre. Dicha fotografía fue tomada a las 08:50 hora local (09:50 GMT+2).



Figura 10. Fotografía tomada antes de comenzar el ensayo del 17 de noviembre donde se aprecia la formación de escarcha solo en el panel estándar (dcha.)

6. Conclusiones

En este artículo se presenta un sistema de enfriamiento para mejorar la eficiencia de los paneles fotovoltaicos comerciales haciendo uso del subsuelo como disipador del calor extraído de los paneles. El sistema se ha verificado experimentalmente mediante su operación en una instalación aislada exterior con seguidor solar de un eje. La masa total del panel solar que incorpora el intercambiador de calor es de unos $32 \pm 0,5$ kg una vez lleno de fluido caloportador, solo un 60 % más que la masa original del panel solar. Además, dado que el sistema de refrigeración funciona en circuito cerrado, el consumo energético de la bomba se minimiza y no hay consumo de agua una vez que llenado el circuito.

Los ensayos se realizaron en octubre de 2021 en Alcalá de Henares, Madrid, España, en diferentes condiciones ambientales y utilizando un caudal de refrigerante constante de 3 l/min (1,8 l/min por metro cuadrado de panel solar). Como resultado, el panel solar refrigerado se enfría hasta 14.3 ± 0.5 °C, de acuerdo con el modelo teórico descrito. El 27 de septiembre, día de mayor temperatura ambiente, se mide un incremento de potencia neto máximo del 8.1%, con mejoras medias diarias en torno al 6.1%. Ese día, la energía extra neta generada por el módulo solar fue de 91 ± 1 Wh cuando se considera la energía aportada al fluido caloportador para llevar a cabo su circulación por el sistema ($\eta_{\text{bomba}}=100\%$).

Finalmente, se observó que la ganancia de potencia es más significativa los días que la radiación global y la temperatura ambiente son más altas. La mayor inercia térmica del panel refrigerado tiene un efecto positivo al reducir el salto térmico entre día y noche del panel y minimizando el estrés térmico del sistema. Este efecto se hizo patente en los días con las noches más frías, evitando la aparición de escarcha sobre el módulo

refrigerado durante la noche previa al ensayo del 17 de noviembre.

7. Financiación

Este trabajo ha sido financiado por el programa Ramón y Cajal del Ministerio de Ciencia e Innovación de España dentro de la ayuda con identificador RYC-2017-23684 y por la Comunidad de Madrid dentro de la ayuda con identificador CM/JIN/2019-026.

8. Referencias

- [1] Fraunhofer - ISE, "Photovoltaics Report," 27-Jul-2021. [Online]. Available: <https://www.ise.fraunhofer.de/en/publications/studies/photovoltaics-report.html>. [Accessed: 15-Dec-2021].
- [2] M. Libra, T. Petrik, V. Poulek, I. I. Tyukhov, and P. Kourim, "Changes in the Efficiency of Photovoltaic Energy Conversion in Temperature Range With Extreme Limits," *IEEE J. Photovoltaics*, vol. 11, no. 6, pp. 1479–1484, Nov. 2021.
- [3] M. C. Alonso García and J. L. Balenzategui, "Estimation of photovoltaic module yearly temperature and performance based on Nominal Operation Cell Temperature calculations," *Renew. Energy*, vol. 29, no. 12, pp. 1997–2010, Oct. 2004.
- [4] M. Dida, S. Boughali, D. Bechki, and H. Bouguettaia, "Experimental investigation of a passive cooling system for photovoltaic modules efficiency improvement in hot and arid regions," *Energy Convers. Manag.*, vol. 243, p. 114328, Sep. 2021.
- [5] F. Grubišić-Čabo, S. Nižetić, D. Čoko, I. Marinić Kragić, and A. Papadopoulos, "Experimental investigation of the passive cooled free-standing photovoltaic panel with fixed aluminum fins on the backside surface," *J. Clean. Prod.*, vol. 176, pp. 119–129, Mar. 2018.
- [6] J. G. Hernandez-Perez, J. G. Carrillo, A. Bassam, M. Flota-Banuelos, and L. D. Patino-Lopez, "A new passive PV heatsink design to reduce efficiency losses: A computational and experimental evaluation," *Renew. Energy*, vol. 147, pp. 1209–1220, Mar. 2020.
- [7] W. C. L. Kamuyu, J. R. Lim, C. S. Won, and H. K. Ahn, "Prediction Model of Photovoltaic Module Temperature for Power Performance of Floating PVs," *Energies* 2018, Vol. 11, Page

- 447, vol. 11, no. 2, p. 447, Feb. 2018.
- [8] M. Dörenkämper, A. Wahed, A. Kumar, M. de Jong, J. Kroon, and T. Reindl, “The cooling effect of floating PV in two different climate zones: A comparison of field test data from the Netherlands and Singapore,” *Sol. Energy*, vol. 214, pp. 239–247, Jan. 2021.
- [9] R. Thaib, S. Rizal, Hamdani, T. M. I. Mahlia, and N. A. Pambudi, “Experimental analysis of using beeswax as phase change materials for limiting temperature rise in building integrated photovoltaics,” *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 12, pp. 223–227, Sep. 2018.
- [10] J. Duan, “The PCM-porous system used to cool the inclined PV panel,” *Renew. Energy*, vol. 180, pp. 1315–1332, Dec. 2021.
- [11] D. González-Peña, I. Alonso-deMiguel, M. Díez-Mediavilla, and C. Alonso-Tristán, “Experimental analysis of a novel PV/T panel with PCM and heat pipes,” *Sustain.*, vol. 12, no. 5, Mar. 2020.
- [12] R. Mazón-Hernández, J. R. García-Cascales, F. Vera-García, A. S. Káiser, and B. Zamora, “Improving the electrical parameters of a photovoltaic panel by means of an induced or forced air stream,” *Int. J. Photoenergy*, vol. 2013, 2013.
- [13] S. Nižetić, D. Čoko, A. Yadav, and F. Grubišić-Čabo, “Water spray cooling technique applied on a photovoltaic panel: The performance response,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 108, pp. 287–296, Jan. 2016.
- [14] A. Hadipour, M. Rajabi Zargarabadi, and S. Rashidi, “An efficient pulsed- spray water cooling system for photovoltaic panels: Experimental study and cost analysis,” *Renew. Energy*, vol. 164, pp. 867–875, Feb. 2021.
- [15] S. Jakhar, M. S. Soni, and N. Gakkhar, “Exergy analysis of a photovoltaic thermal system with earth water heat exchanger cooling system based on experimental data,” *Int. J. Exergy*, vol. 23, no. 4, pp. 367–387, 2017.
- [16] A. N. Shmroukh, “Thermal regulation of photovoltaic panel installed in Upper Egyptian conditions in Qena,” *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 14, Dec. 2019.
- [17] S. R. Reddy, M. A. Ebadian, and C. X. Lin, “A review of PV–T systems: Thermal management and efficiency with single phase cooling,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 91, pp. 861–871, Dec. 2015.
- [18] T. Katsura, Y. Sakata, L. Ding, and K. Nagano, “Development of simulation tool for ground source heat pump systems influenced by ground surface,” *Energies*, vol. 13, no. 17, Sep. 2020.
- [19] M. R. Alam, M. F. M. Zain, A. B. M. A. Kaish, and M. Jamil, “Underground soil and thermal conductivity materials based heat reduction for energy-efficient building in tropical environment,” *Indoor Built Environ.*, vol. 24, no. 2, pp. 185–200, Apr. 2015.
- [20] L. H. Yang, J. De Liang, C. Y. Hsu, T. H. Yang, and S. L. Chen, “Enhanced efficiency of photovoltaic panels by integrating a spray cooling system with shallow geothermal energy heat exchanger,” *Renew. Energy*, vol. 134, pp. 970–981, Apr. 2019.
- [21] A. Martin-Candilejo, D. Santillán, and L. Garrote, “Pump Efficiency Analysis for Proper Energy Assessment in Optimization of Water Supply Systems,” *Water 2020, Vol. 12, Page 132*, vol. 12, no. 1, p. 132, Dec. 2019.
- [22] A. Perez, L. G. Marín, F. Fuentes, P. Mendoza, G. Jimenez, and M. Orchard, “Performance of photovoltaic modules after an accelerated thermal cycling degradation test,” *Proc. Annu. Conf. Progn. Heal. Manag. Soc. PHM*, vol. 11, no. 1, Sep. 2019.