



UNIVERSIDAD
DE MÁLAGA



Máster Universitario
en Simulación Numérica
en Ciencia e Ingeniería
con COMSOL Multiphysics

TRABAJO FIN DE MÁSTER

**Simulación de un dispositivo de refrigeración de paneles solares por
disipación de calor**

MÁSTER UNIVERSITARIO en

SIMULACIÓN NUMÉRICA EN CIENCIA E INGENIERÍA

CON COMSOL MULTIPHYSICS

Autor: Jorge Villena García

Tutor: Francisco Ángel Fernández Hernández

JULIO de 2020

1. Descripción General

El objetivo de este trabajo es simular la eficacia refrigerante de una instalación de energía solar con un dispositivo disipador de calor acoplado en el anverso de los paneles fotovoltaicos (FV). Uno de los grandes problemas que tienen las instalaciones fotovoltaicas es la pérdida de rendimiento que se produce debido a las altas temperaturas alcanzadas durante su funcionamiento. Refrigerar los paneles fotovoltaicos eficientemente proporcionaría un aumento de rendimiento que se traduciría en más energía generada [1]. Además, beneficiaría también la vida útil del panel al reducir los cambios bruscos de temperatura que generan dilataciones y contracciones de los materiales, desgastándolos.

Este dispositivo de disipación de calor será un depósito que contendrá agua y hará de disipador de las células FV haciendo disminuir notablemente la temperatura de trabajo de las células cuando estén expuestas a la radiación solar. Esta agua tocará directamente con el panel FV enfriándolo directamente sin necesidad de que ningún medio haga de intercambiador de calor. No existe ningún riesgo para el panel fotovoltaico, ya que como se puede ver en la siguiente imagen, el anverso de las células FV está protegido por un adhesivo llamado EVA y por un aislante llamado Tedlar:

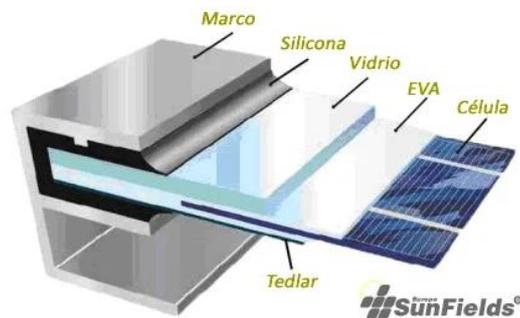


Ilustración 1. Esquema de la estructura de un panel fotovoltaico típico.

Las medidas de los paneles fotovoltaicos usados en este estudio son medidas que se usan para construir instalaciones fotovoltaicas actualmente [2].

El EVA tiene un grosor de unas 100micras, el vidrio tiene un grosor de entre 3 y 4mm, el grosor del Tedlar es de unos 2mm, y las células solares actuales tienen un grosor de 160micras. En total, el grosor del conjunto sin considerar la silicona y el marco es de unos 5.3mm. En total nuestros paneles miden 1001mm de ancho por 1645mm de largo con un grosor de unos 35mm.

Se ha diseñado un depósito rectangular con una altura de 35 mm desde la placa haciendo un espesor de agua que se cree es suficiente para que se aprecie la disipación de calor en el panel.

El material elegido para el depósito ha sido aluminio, principalmente porque tiene menor resistencia térmica para disipar con el ambiente y el peso es menor.

La entrada y salida de agua están en esquinas opuestas con una apertura de una pulgada. También dispone de tres vainas para medir la temperatura del agua en régimen transitorio y estacional, así como sondas de temperatura infrarrojas para conocer la temperatura de las células en 3 zonas diferentes. A continuación, se puede ver un esquema del depósito.

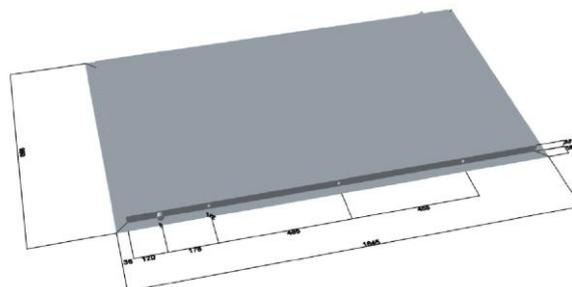


Ilustración 2. Estructura del depósito de agua.



El agua entrará en el depósito a temperatura ambiente, utilizando sólo sistemas pasivos como instalar una tubería de cobre a la sombra de los paneles. El agua se calentará llegando a una temperatura de equilibrio entre la temperatura del panel y la temperatura ambiente que se podría utilizar como agua caliente sanitaria o también se podría aumentar el rendimiento del panel enfriando esta agua a temperatura ambiente mediante un circuito hidráulico re-circulante.

Se van a estudiar dos métodos de refrigeración diferentes:

- Con el agua del depósito en reposo.
- Con el agua del depósito en movimiento renovándose continuamente.

Y se van a comparar los resultados con los datos que se obtendrían si no se refrigerase el panel fotovoltaico, para evaluar el rendimiento ganado.

Primero se hará un estudio con una irradiancia standard típica de 800W/m², a partir de la cual haremos los cálculos teóricos de caudal de agua necesario (en el caso de la refrigeración de agua en movimiento) para conseguir un salto de 5°C y del calor generado por la célula.

Posteriormente se realizará el mismo estudio, pero con datos de irradiancia y temperatura ambiente empíricos sacados de los informes meteorológicos de tres ciudades: Barcelona, Madrid y Sevilla, obtenidos de la base de datos de Metheonorm [3]. Con estos datos se realizarán las mismas simulaciones que en el caso standard y se evaluará el rendimiento ganado por refrigeración en cada caso.

2. Fundamento Teórico

Cálculo del calor generado por la placa y el caudal para conseguir un salto de 5°C

Para determinar el caudal necesario en el caso de la refrigeración con agua en movimiento, primero tendremos que saber cuál es la energía térmica que disipa el panel fotovoltaico con un salto térmico definido. Estipulamos un salto inicial bajo, de 5°C.

Usaremos la siguiente ecuación:

$$C = P / C_p \cdot d \cdot \Delta T$$

Donde: C = Caudal en litros/hora; P = Potencia nominal que transmite la instalación, en kcal/h; C_p = Calor específico del fluido en kcal/C*Kg (en el agua es 1), y d = Densidad (en el agua es 1); y ΔT = Diferencia de temperatura entre entrada y salida en °C

Simplificando nos queda:

$$C = P / \Delta T$$

Supongamos que el panel es isotérmico sin conducción de calor lateral, de espesor uniforme, sin absorción de luz por los materiales encapsulados y está sometido a condiciones climáticas y radiaciones solares uniformes.

Entonces, se puede determinar la potencia térmica generada *q* en función de la radiación incidente *I_s*, la fracción de potencia reflejada *r* y de la fracción de potencia *α* que es absorbida por la célula solar (parte de ésta es entregada en potencia eléctrica, definido por el factor *η*), como se puede ver en el esquema siguiente:

Balance Energético en una célula solar encapsulada

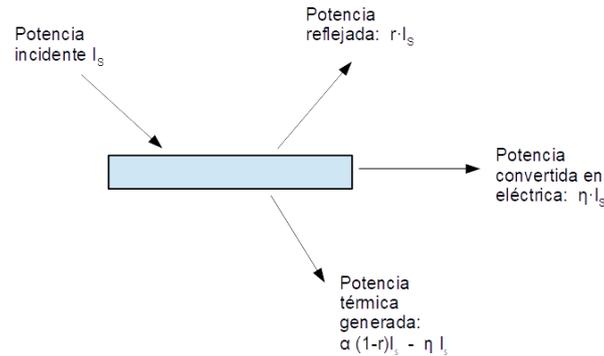


Ilustración 3. Esquema de balance energético en el panel solar

Tenemos que la potencia térmica neta será:

$$q = \alpha (1-r)I_s - \eta I_s$$

Para nuestro caso y para simplificar los cálculos, como hemos dicho antes, escogemos condiciones estándares utilizando una I_s de 800 W / m^2 . Aplicando los factores de nuestro panel solar (cada tipo de panel solar tiene sus propios factores) obtenemos que la generación térmica es de unos 576 W/m^2 . De estos 576 W/m^2 térmicos generados no todos se generan en la cara posterior. Mediante cálculos llegamos a que en total nos sale una generación de calor total en la cara posterior de 259 W / m^2

Como nuestro panel mide $1,6 \text{ m}^2$ tenemos = $414,41 \text{ W / panel}$

Por lo tanto, tenemos un caudal mínimo necesario de:

$$C = (356,4 \text{ Kcal/h}) / 5 = 71,28 \text{ litros/h}$$

En principio los 576 W/m^2 de calor generados en el panel y el caudal de $71,28 \text{ litros/h}$ serían nuestro punto de partida para realizar las simulaciones, tanto de agua en reposo como de agua en movimiento, y comprobar la refrigeración producida por el agua en los dos casos.

Cálculo del número de Reynolds:

En la simulación del caso de la refrigeración con agua en movimiento es muy importante determinar el número de Reynolds, ya que eso nos determinará el régimen del fluido a estudiar, y por tanto, el módulo de COMSOL que tendremos que usar en las simulaciones.

El número de Reynolds se calcula como:

$$Re = (d \cdot v) / \nu$$

En nuestro caso la tubería es rectangular, por lo que D será el diámetro eficaz calculado como:

$$Deq = 4A/P = 58,94 \text{ mm}$$

donde:

$$A = 1675\text{mm} \times 30\text{mm} = 50250\text{mm}^2$$

$$P = 1675\text{mm} + 1675\text{mm} + 30\text{mm} + 30\text{mm} = 3410\text{mm}$$

Por tanto, teniendo en cuenta que:

$$d = 1000 \text{ kg/m}^3 ; D = 58,94\text{mm} ; v = 0,033\text{m/s} ; \nu = 0,001002 \text{ Ps}^2\text{s}$$

Se obtiene que el número de Reynolds es:

$$Re = 1941,13772$$

Por tanto, se obtiene que $Re < 2300$, y podemos afirmar que el flujo, en el caso de la refrigeración por agua en movimiento, es laminar. En las simulaciones del modelo usaremos, por tanto, al módulo de flujo laminar.

Cálculo del rendimiento real de la placa:

Si η_R es el rendimiento de la célula solar encapsulada, referido a una radiación incidente de 1000 W/m^2 a una temperatura de referencia t_R (25°C), el rendimiento real η con temperatura de la placa t_C y una radiación incidente I_s viene dado por la siguiente expresión:

$$\eta = \eta_R(1 - b_1(t_C - t_R) + b_2 \ln(I_s/1000)) \quad (1)$$

dónde b_1 y b_2 son constantes dependientes del material de la célula solar (que para el silicio son $b_1 = 0.005$ y $b_2 = 0.052$ aprox.) y η_R para módulos planos de células de silicio monocristalino está actualmente entre el 10% y el 13% (en nuestro caso consideraremos el mejor caso posible, un rendimiento de referencia de 13%).

Con esta expresión podemos calcular la ganancia en rendimiento que se puede alcanzar si conseguimos refrigerar la placa, minimizando al máximo t_C , que es el objetivo del estudio de simulación.

3. Modelos de las simulaciones realizadas en el estudio

En los modelos que se van a describir a continuación, se busca simular la disipación de calor producida por una masa de agua en contacto con nuestra placa solar de dos formas distintas: con agua en reposo y con agua en movimiento. A continuación, se irán detallando los componentes principales del modelo:

Geometría y materiales:

Se ha elegido una geometría en 2D, que se correspondería con el plano de corte frontal del panel. En cuanto a los materiales usados, se ha usado Silica Glass para el vidrio, Silicon para la célula fotovoltaica, EVA para el envoltorio de la célula, Tedlar para el aislante debajo de la célula fotovoltaica y Aluminio para el depósito. Para simular correctamente la célula fotovoltaica se ha creado un material de capas finas que estaría situado entre el vidrio y el Tedlar, como se puede ver en la siguiente figura:

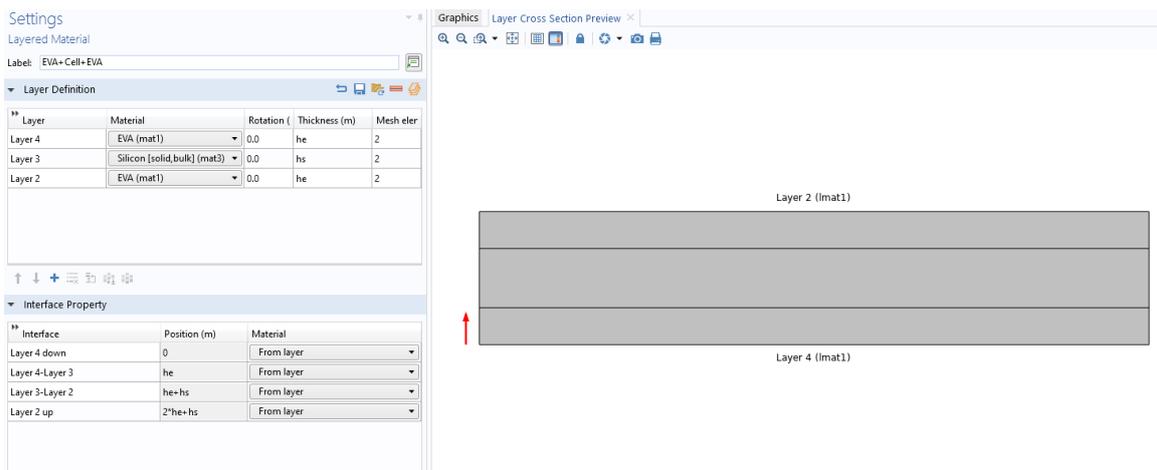


Ilustración 4. Material de capas finas realizado para recrear la célula fotovoltaica

En la siguiente imagen se puede ver la estructura de la geometría simulada, indicando a que material se corresponde cada parte:

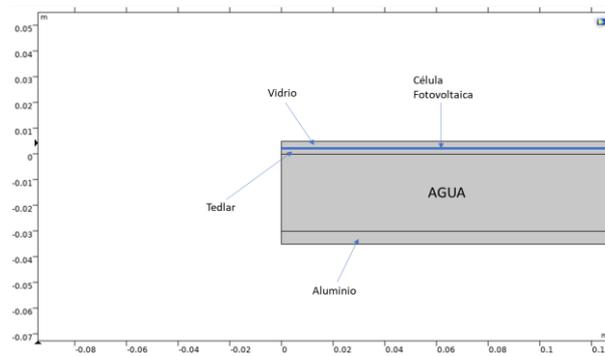


Ilustración 5. Captura de la geometría usada en el modelo, con los materiales usados señalados.

El grosor de cada capa de material se puede encontrar en Definiciones Globales, en los parámetros. La siguiente imagen es una captura de dichos parámetros con los grosores de cada capa:

Name	Expression	Value	Description
Lx	1001[mm]	1.001 m	Ancho del panel
Ly	hg+ht	0.005 m	Grosor Panel (sin contar...
Ld	35[mm]	0.035 m	Grosor Depósito
La	5[mm]	0.005 m	Grosor Aluminio depósito
hg	3[mm]	0.003 m	Grosor Vidrio
he	100[um]	1E-4 m	Grosor EVA
hs	160[um]	1.6E-4 m	Grosor Célula
ht	2[mm]	0.002 m	Grosor Tedlar
Qsource	576[W/(m^2)]	576 W/m ²	Calor generado por la cél...
Tw0	20[degC]	293.15 K	Temp inicial agua
Ta0	20[degC]	293.15 K	Temp inicial aluminio
Tex	30[degC]	303.15 K	Temp exterior
alpha1	25[deg]	0.43633 rad	Ángulo inclinación Panel
alpha2	90[deg]-alpha1	1.1345 rad	Ángulo Inverso inclinació...
v_viento	30[km/h]	8.3333 m/s	Velocidad del viento
g_emi	0.93	0.93	Emisividad del vidrio

Ilustración 6. Lista de parámetros usados en la simulación.

Físicas usadas:

a) Refrigeración con agua en reposo

Si el agua está en reposo, solo se usa una física, la de transferencia de calor en sólidos y fluidos. Esta física resuelve la ecuación de transferencia del calor, que tiene la siguiente forma, considerando que no existe intercambio de calor por convección y solo hay por conducción:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} - \nabla \cdot (k \nabla T) = Q$$

Donde ρ es la densidad del material, C_p es la capacidad calorífica a presión constante, k es la conductividad térmica y Q es una fuente de energía. Por tanto, los materiales usados en la simulación necesitan tener definidas tres propiedades clave: ρ , C_p y k . En la tabla siguiente se detallan estas propiedades para cada material usado:

Material	ρ (kg/m ³)	C_p (J/(kg·K))	K (W/(m·K))
EVA[4]	930	1400	0.34
Silica Glass	2203	730	1.38
Silicon	Función COMSOL	Función COMSOL	Función COMSOL
Tedlar[5]	1390	1090	0.1583
Aluminio	2700	900	238
Agua	Función COMSOL	Función COMSOL	Función COMSOL

Tabla 1. Tabla con los parámetros térmicos de cada material usado. Función COMSOL se refiere a que se usa una función de ese parámetro dependiente de la temperatura que ya está implementada por COMSOL en su librería de materiales.

En cuanto a las condiciones de contorno aplicadas al sistema, se pueden ver en la siguiente figura:

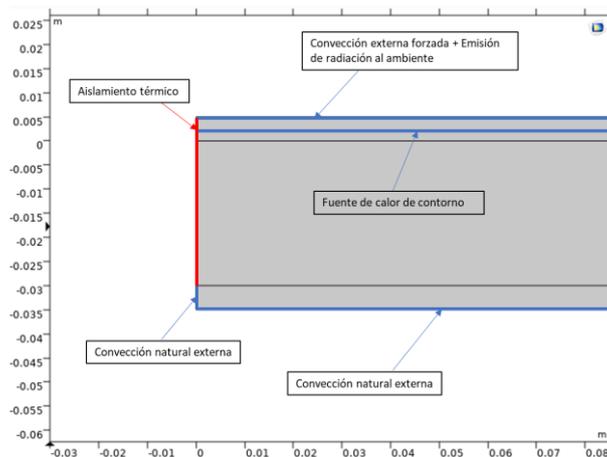


Ilustración 7. Condiciones de contorno aplicadas.

En la ilustración 6 solo se muestra un extremo de la placa, pero como es simétrica se pueden encontrar las mismas condiciones de contorno en el extremo opuesto de la placa. Como se puede ver, se aplica convección externa forzada en la zona superior del panel, debido a que el viento puede jugar un papel muy importante en la evacuación del calor producido por la placa. En cambio, en la zona inferior del panel solo se ha aplicado convección natural, ya que, al estar los paneles inclinados, por esa zona no circula el viento. También se ha aplicado la condición de emisión de radiación al ambiente, ya que el vidrio puede emitir parte del calor generado por la placa. En estos tres tipos de condiciones de contorno se hace muy importante el parámetro de temperatura exterior para evacuar más o menos calor.

b) Refrigeración con agua en movimiento:

En el caso del agua en movimiento, además del módulo de transferencia de calor antes mencionado y explicado, se tiene que añadir el módulo de flujo laminar, y acoplarlos, ya que queremos ver cómo afecta el flujo de agua a la refrigeración de la placa.

El módulo de flujo laminar solo lo vamos a aplicar al dominio del agua, ya que es el único fluido en nuestro modelo, y vamos a resolver las ecuaciones de Navier Stokes para un fluido laminar e incompresible (consideramos el agua como fluido incompresible). La ecuación a resolver con las suposiciones comentadas es la siguiente:

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho(u \cdot \nabla)u = \nabla \cdot [-pI + K] + F$$

$$\rho \nabla \cdot u = 0$$

Donde ρ es la densidad, u es el vector velocidad, p es la presión, K es el tensor de estrés viscoso y F es el vector de fuerza volumétrico. En nuestro caso, se ha cogido el agua de las librerías de COMSOL, y tiene definidos todos los parámetros necesarios (ratio de calores específicos y viscosidad dinámica) para resolver estas ecuaciones.

En este tipo de refrigeración las condiciones de contorno cambian ligeramente, ya que se tiene que añadir una entrada y una salida de fluido, tanto en el módulo de transferencia de calor en sólido y fluidos como en el módulo de fluidos, como se indica en la siguiente figura:

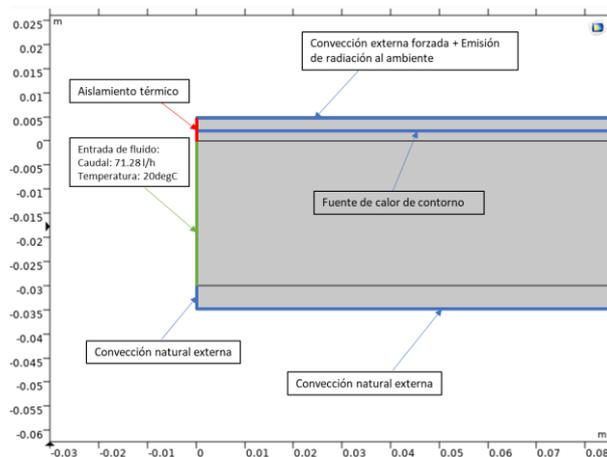


Ilustración 8. Condiciones de contorno aplicadas al caso de refrigeración con agua en movimiento. Se ha aplicado una entrada de fluido y una salida. La salida sería el contorno opuesto de la placa, que aquí no se indica porque la placa tiene una longitud muy grande y no se podría apreciar en una figura.

Existe una condición de contorno común a los dos tipos de refrigeración que falta por comentar, la fuente de calor de contorno. Esta fuente de calor es el calor producido por la célula fotovoltaica, que es el que se ha calculado en el apartado 2 de este estudio.

Se realizarán dos tipos de simulaciones para cada método de refrigeración:

- Con la fuente de calor que llamaremos standard calculada en el apartado 2 del estudio y con una temperatura externa de 30°C
- Con fuentes de calor calculadas a partir de datos experimentales de irradiancia y con temperaturas externas obtenidos de bases de datos meteorológicas de tres ciudades (Barcelona, Madrid y Sevilla) durante todo un día[3].

Mallado:

El mallado realizado es muy simple, un mapeado extremadamente fino de la geometría a evaluar, como se puede ver en la siguiente imagen:

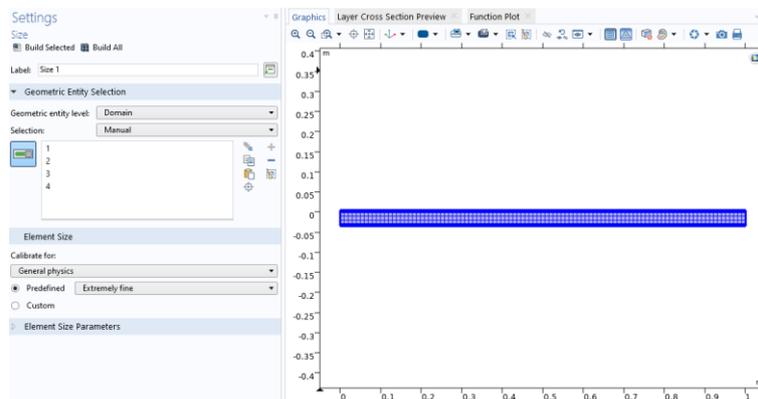


Ilustración 9. Mallado de la geometría.

Si comprobamos las estadísticas del mallado podemos comprobar que la calidad de la malla es inmejorable, ya que la mínima calidad alcanzada es de 1, el máximo.

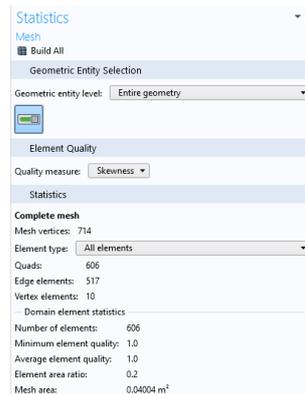
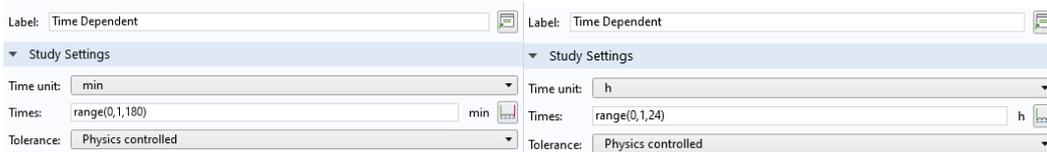


Ilustración 10. Estadísticas de la malla usada.

Estudio usado:

Para los dos tipos de refrigeración simulados se ha usado el mismo tipo de estudio, un estudio temporal. La única diferencia radica en los rangos usados: para el caso standard se ha realizado un estudio temporal de 180 minutos, mientras que cuando se han usado los datos empíricos se ha realizado un estudio temporal de 24 horas. En la siguiente imagen se pueden ver capturas de los dos tipos de estudios temporales usados:



4. Resultados Obtenidos

a) Modelo de refrigeración con agua en reposo

- Caso standard

A continuación, se presenta la gráfica de la temperatura máxima del Tedlar y las temperaturas promedio del agua y el tedlar en función del tiempo para las diferentes velocidades del viento simuladas en el caso standard (10, 20, 30, 40 y 50 km/h):

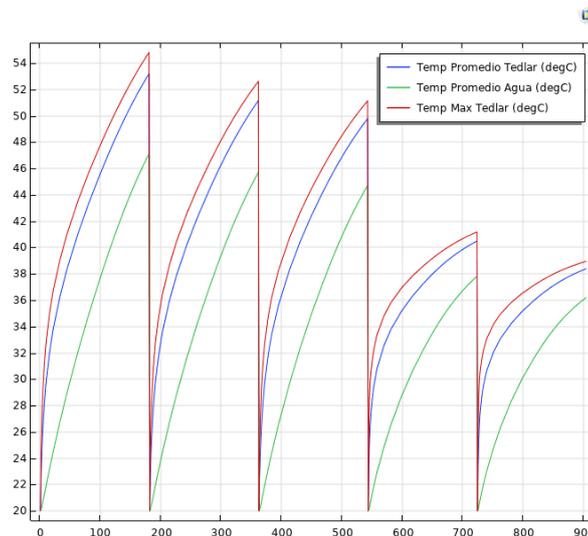


Ilustración 11. Temperaturas promedio del Tedlar y el Agua, y temperatura máxima del Tedlar, en función del tiempo (180 minutos cada caso) para cada velocidad del viento simulada.

Se puede comprobar la gran importancia del viento en la extracción de calor mediante la convección forzada aplicada en la simulación. A más velocidad del viento más capacidad de extracción del calor y menos se calienta la placa. También se puede ver que el calor es muy homogéneo en el Tedlar, ya que la diferencia entre la temperatura promedio y la máxima es muy pequeña. La temperatura máxima del Tedlar es muy importante ya que es la temperatura que podemos considerar como la temperatura de la célula FV (es la temperatura que se encuentra en la interfaz entre Tedlar y célula). Se puede ver

como si que hay una diferencia de temperatura entre el agua y el Tedlar considerable, para todos los casos (aproximadamente unos 8degC).

- **Caso con datos empíricos de Barcelona, Madrid y Sevilla**

A continuación, se presentan las gráficas de temperatura del agua, del Tedlar y de la célula (temperatura máxima del Tedlar) para cada ciudad estudiada:

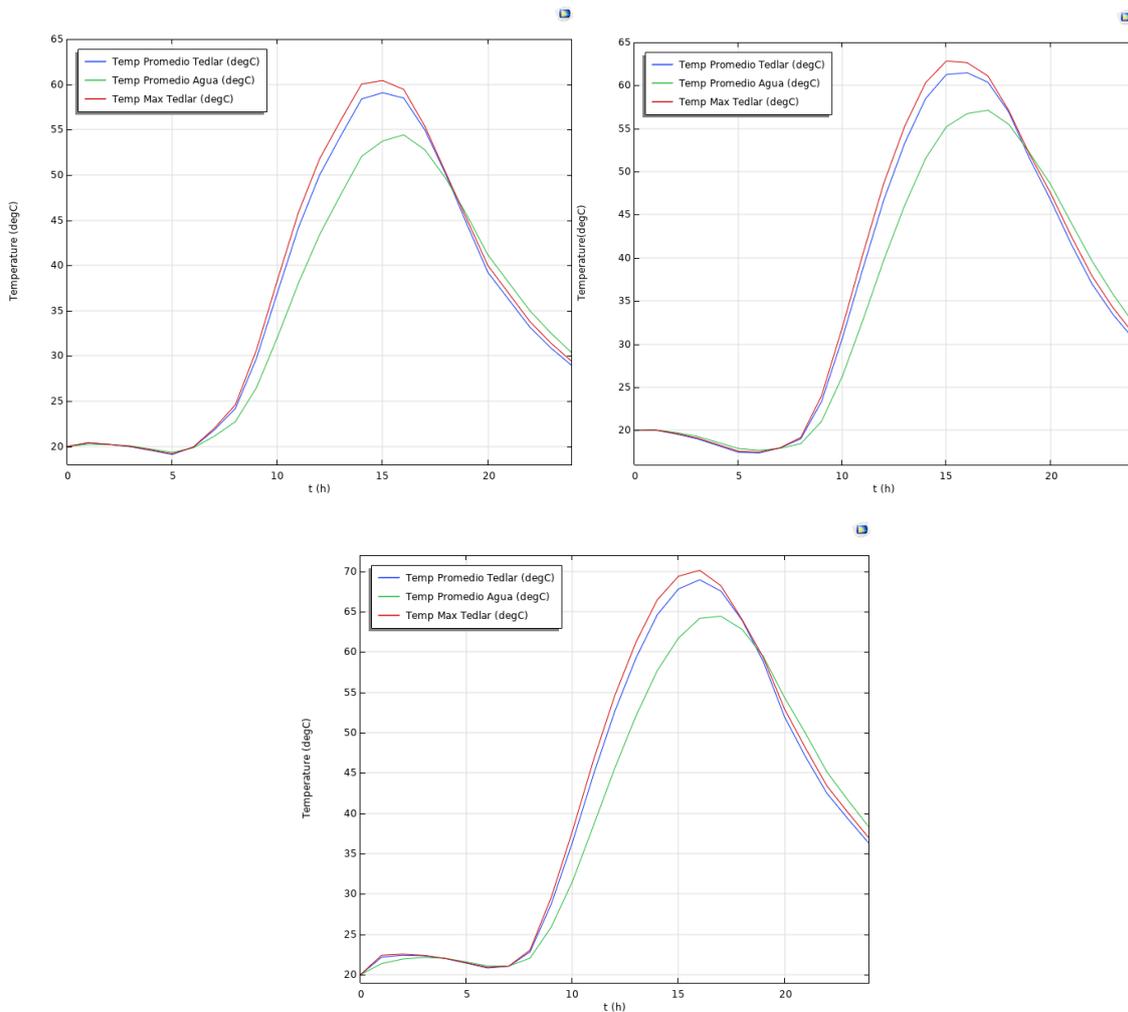


Ilustración 12. Resultados de la temperatura máxima del Tedlar y las temperaturas promedio del Tedlar y el agua en función de las horas del día para las tres ciudades estudiadas: Barcelona (izquierda arriba), Madrid (derecha arriba) y Sevilla (centro abajo).

Se puede apreciar perfectamente como las temperaturas estudiadas van aumentando y disminuyendo en función de la hora del día, debido a la diferencia de irradiancia solar recibida. Se confirma, como en el caso standard, que la diferencia entre la temperatura máxima y la promedio del Tedlar es muy pequeña. También se puede ver que la diferente latitud de cada ciudad hace que el máximo de temperatura alcanzado se en tiempos ligeramente diferentes. También se observa que la diferencia de temperatura entre el agua y el Tedlar va aumentando a medida que se llega al máximo de irradiancia. Al final del día, se puede como la placa baja de temperatura amucho más rápido que el agua y las tres temperaturas se igualan.

b) Modelo de refrigeración con agua en movimiento

- **Caso standard**

A continuación, se presentan los resultados de temperatura máxima del Tedlar(temperatura de la célula), temperatura promedio del Tedlar, y temperatura promedio del agua:

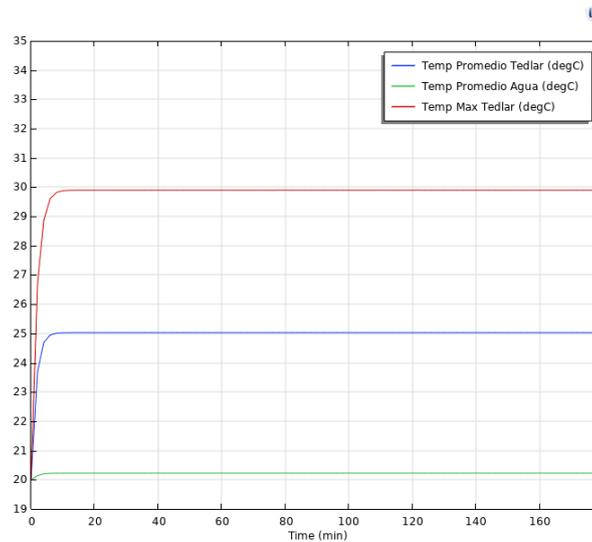


Ilustración 13. Gráfica en función del tiempo de las temperaturas máxima y promedio del Tedlar y la temperatura promedio del agua.

Se puede ver que hay un salto de temperatura entre las temperaturas promedio del Tedlar y el agua. Además, se puede observar que el tiempo de estabilización térmico del sistema es muy corto. Esto indica que este tipo de refrigeración es muy eficaz evacuando el calor generado por la célula. Si miramos la temperatura del agua a la entrada (19,99°C) y a la salida (22,646°C), nos sale aproximadamente un ΔT de unos 2,5°C. En principio, el caudal calculado teórico estaba pensado para que hubiera un ΔT de 5°C. Esto quiere decir que este caudal hace que la refrigeración sea mejor de lo esperado. Si queremos un ΔT de 5°C, nos bastaría un caudal mas bajo, a costa de perder poder refrigerante.

Para asegurarnos de que la simulación está correctamente realizada vamos a comprobar que se cumple el balance de energía. El calor que genera la célula y que hay que evacuar (Q_{tedlar}) tiene que ser igual a el calor que se lleva el agua (Q_{water}) más el calor que se pierde por los dominios laterales ($Q_{lateral}$) y el que se pierde por debajo del sistema ($Q_{inferior}$). En el momento del equilibrio térmico se obtiene del modelo que $Q_{tedlar} = 333,6 \text{ W/m}^2$, $Q_{lateral} = 112 \text{ W/m}^2$ y $Q_{inferior} = 37 \text{ W/m}^2$ aproximadamente. Para calcular Q_{water} tenemos que aplicar la siguiente ecuación:

$$Q_{water} = m_{water} \cdot C_{p_{water}} \cdot A_{dep} \cdot (T_{winlet} - T_{wout})$$

Donde, m_{water} es el caudal de agua en kg/s, $C_{p_{water}}$ es el calor específico del agua en J/kgK evaluado a la temperatura promedio entre la entrada y salida, A_{dep} es el área del depósito en contacto con el Tedlar, correspondiente al área del captador en m², T_{winlet} es la temperatura de entrada del agua, en °C y T_{wout} es la temperatura de salida del agua, en °C. Teniendo que en el momento del equilibrio térmico $T_{winlet} = 19,999 \text{ °C}$ y $T_{wout} = 22,646 \text{ °C}$, podemos calcular Q_{water} . En este caso si se realizan los cálculos se obtiene que $Q_{water} = 212 \text{ W/m}^2$ aproximadamente. Si sumamos Q_{water} , $Q_{lateral}$ y $Q_{inferior}$ se obtienen 361W/m². Entre esta cifra y la esperada ($Q_{tedlar} = 333,6 \text{ W/m}^2$) solo hay un 9% de error relativo, cosa que confirma que la simulación es fiable.

- **Caso con datos empíricos de Barcelona, Madrid y Sevilla**

A continuación, se presentan las gráficas de temperatura del agua, del Tedlar y de la célula (temperatura máxima del Tedlar) para cada ciudad estudiada en el caso de refrigeración por agua en movimiento:

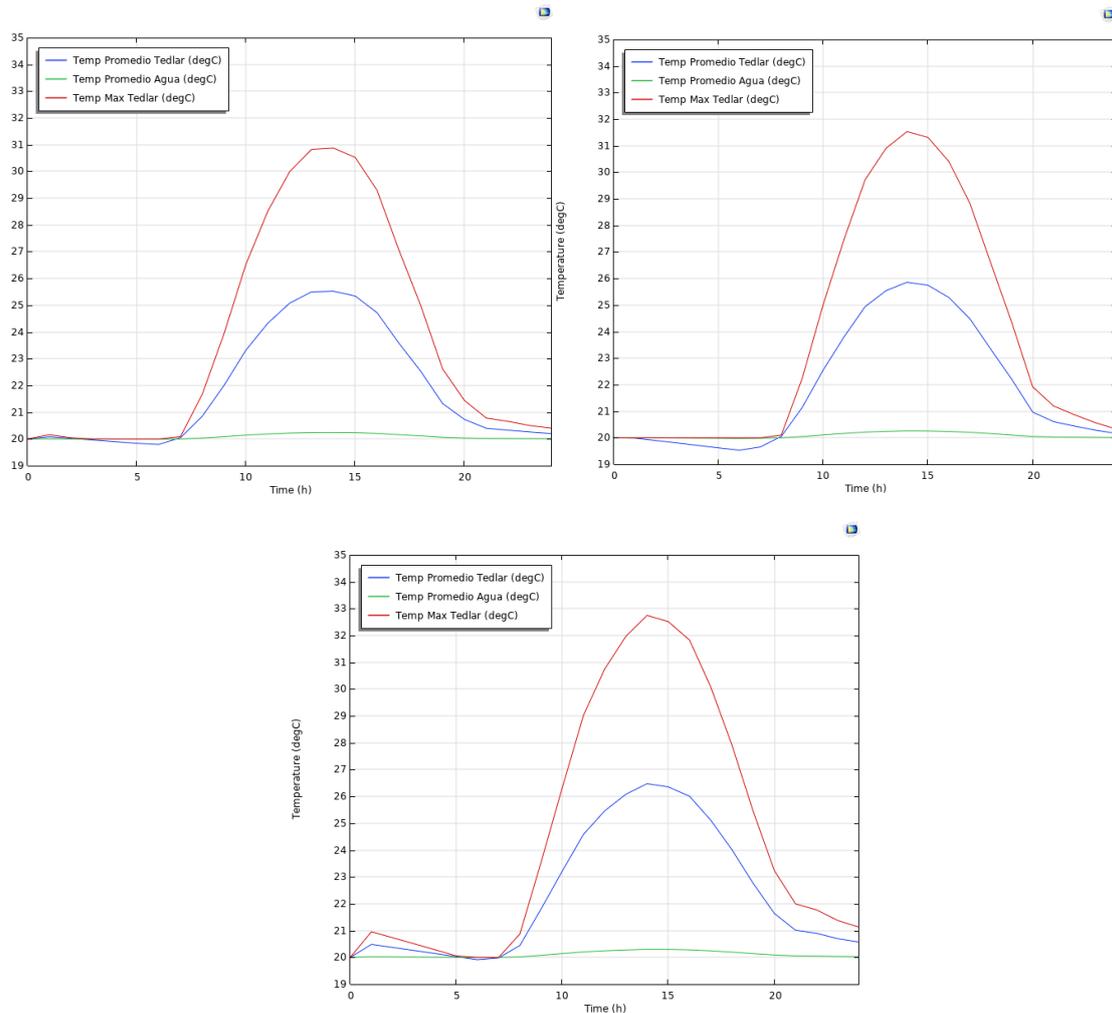


Ilustración 14. Resultados de la temperatura máxima del Tedlar y las temperaturas promedio del Tedlar y el agua en función de las horas del día para las tres ciudades estudiadas: Barcelona (izquierda arriba), Madrid (derecha arriba) y Sevilla (centro abajo).

En las horas de máxima irradiación solar se puede ver que el comportamiento de las temperaturas es muy similar al caso standard: hay una diferencia de entre 5 y 6 degC entre la temperatura promedio del agua y del Tedlar, y la temperatura máxima del Tedlar sube ligeramente por encima de los 30 degC, dependiendo de la ciudad. Esta diferencia entre ciudades se debe a las diferentes irradiancias registradas en cada una de ellas. Por ejemplo, en Sevilla al haber mayor irradiación y temperatura ambiente que en Madrid y Barcelona, se alcanzan temperaturas máximas del Tedlar más elevadas, y se genera seguramente más pérdida de rendimiento.

c) Comparativa sin refrigerar

Primero se analizan los resultados sin refrigerar del caso standard. Se presentan la Temperatura promedio y máxima del Tedlar a diferentes velocidades del viento simuladas (10, 20, 30, 40 y 50 km/h):

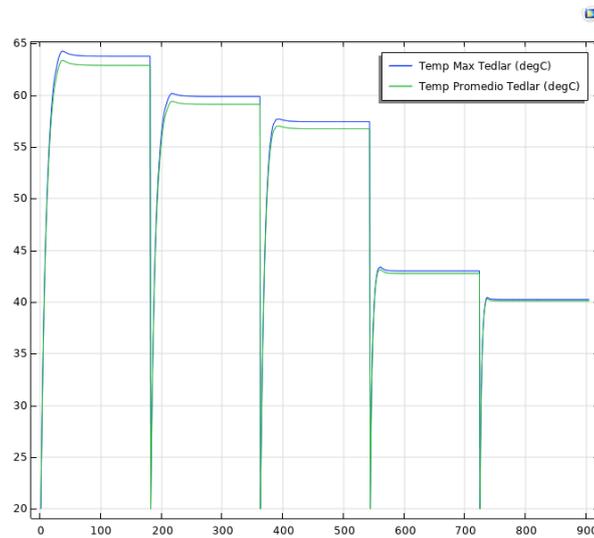


Ilustración 15. Temperaturas promedio y máxima del Tedlar en función del tiempo (180 minutos cada caso) para cada velocidad del viento simulada.

Si comparamos con las ilustraciones 11 y 13, se puede ver como la temperatura del Tedlar sin refrigerar es claramente más alta que si se refrigerara con el agua en reposo o con agua en movimiento. Si, por ejemplo, consideramos un viento de 10km/h, hay una diferencia de unos 10degC entre el caso de refrigeración por agua en reposo y el caso que no se refrigerara, y más de 30degC con respecto al agua en movimiento. Esto traducido en rendimiento para las dos refrigeraciones y el caso sin refrigerar sería del estilo (teniendo en cuenta un rendimiento standard de un 13% a los 25degC y usando la ecuación (1)):

Rendimiento con refrigeración de agua estática:

$$\eta = 10,9\%$$

Rendimiento con refrigeración de agua en movimiento:

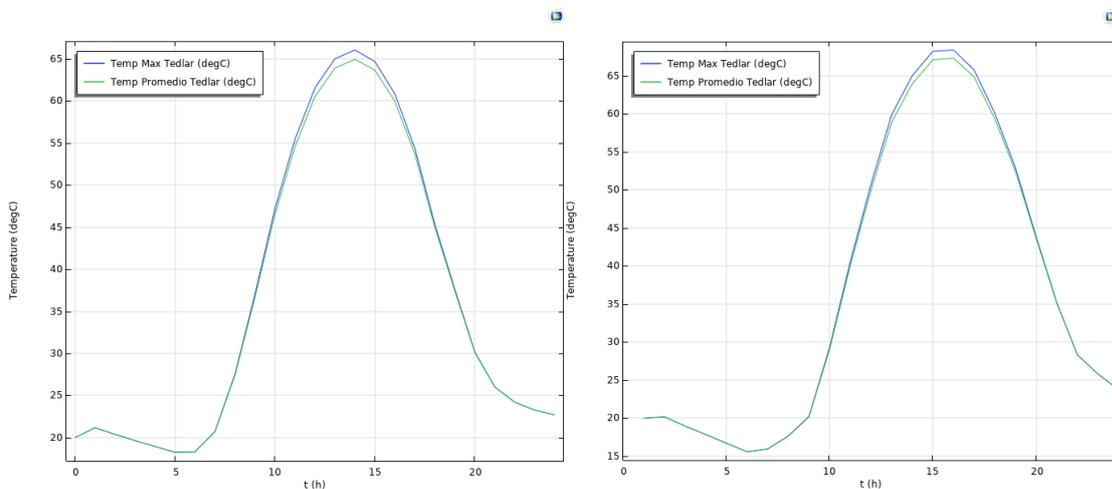
$$\eta = 12,5\%$$

Rendimiento sin refrigeración:

$$\eta = 10,2\%$$

Se gana un 0,7% de rendimiento aproximadamente refrigerando el sistema con agua en reposo y un 2,5% con el agua en movimiento teniendo en cuenta un viento con velocidad baja de 10km/h.

Ahora se presentan los datos de temperatura máxima y promedio del Tedlar sin refrigerar para el caso en el que se introducen los datos empíricos de las tres ciudades estudiadas:



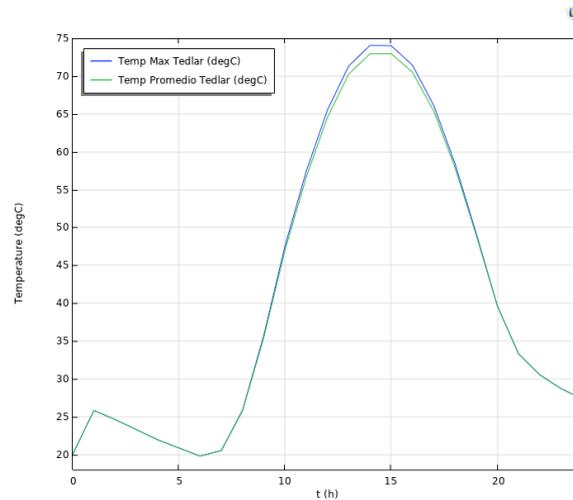


Ilustración 16. Resultados de la temperatura máxima y promedio del Tedlar sin refrigeración en función de las horas del día para las tres ciudades estudiadas: Barcelona (izquierda arriba), Madrid (derecha arriba) y Sevilla (centro abajo).

Comparando con los resultados mostrados en las ilustraciones 12 y 14, y aplicando la ecuación (1) para calcular el rendimiento para cada ciudad en función de las horas del día, se obtienen las siguientes curvas de rendimiento en función del tiempo para cada ciudad estudiada y para los dos tipos de refrigeración simulados:

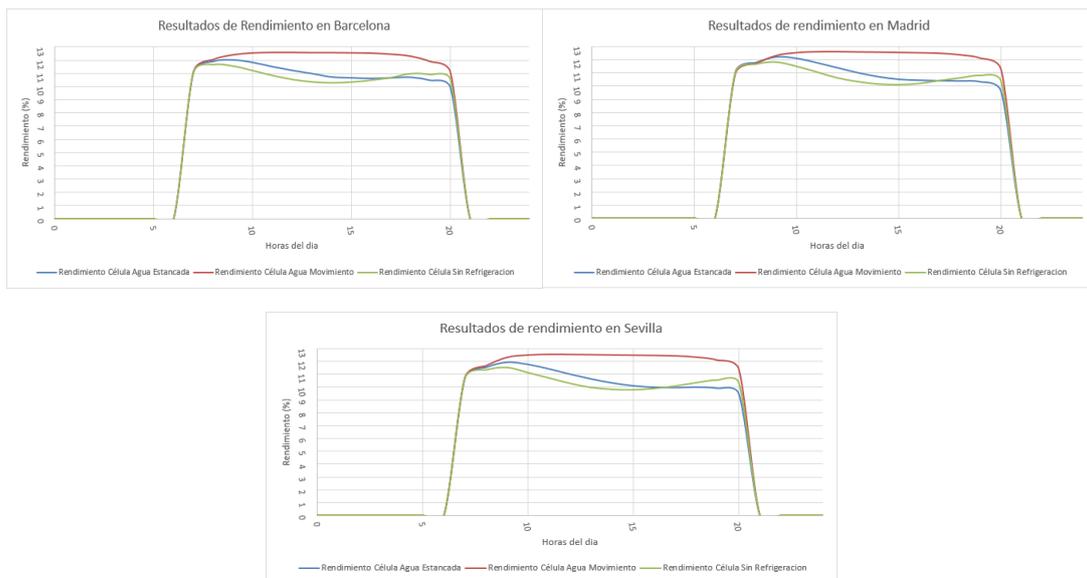


Ilustración 17. Curvas del rendimiento del panel en función de las horas del día

Se puede ver que la diferencia de rendimiento entre la refrigeración por agua en reposo y no refrigerar no es exagerada, pero puede llegar como máximo hasta un 0,7% en las tres ciudades, como en el caso standard. Sin embargo, la refrigeración por agua en movimiento si que presenta una clara mejoría respecto a la no refrigeración en las tres ciudades, con una diferencia máxima de hasta un 2,5% a favor de la refrigeración por agua en movimiento, corroborando los resultados del caso standard. También se puede ver que, a partir de cierto punto de la tarde, cuando la irradiancia va menguando, la refrigeración por agua en reposo no produce mejora de rendimiento, al contrario, incluso lo resta ligeramente. Esto se debe a que el agua se enfría más lentamente que el panel, llegando incluso en algún momento de la tarde/noche a calentar el panel para conseguir el equilibrio térmico del sistema, como se ha visto en la ilustración 5. En la siguiente tabla se pueden analizar con mas detenimiento estas diferencias de rendimiento en función de la hora para cada ciudad estudiada:

	Agua estancada BCN	Agua movimiento BCN	Agua estancada Madrid	Agua movimiento Madrid	Agua estancada Sevilla	Agua movimiento Sevilla
Horas	Diferencia Respecto No Agua					
0	-	-	-	-	-	-
1	-	-	-	-	-	-
2	-	-	-	-	-	-
3	-	-	-	-	-	-
4	-	-	-	-	-	-
5	-	-	-	-	-	-
6	-	-	-	-	-	-
7	-0,08	0,04	-0,02	-0,15	-0,04	0,03
8	0,19	0,38	0,07	0,01	0,18	0,32
9	0,42	0,85	0,35	0,46	0,40	0,79
10	0,57	1,34	0,56	1,01	0,63	1,38
11	0,62	1,75	0,66	1,51	0,70	1,85
12	0,64	2,05	0,72	1,96	0,71	2,26
13	0,59	2,22	0,63	2,22	0,66	2,56
14	0,39	2,29	0,51	2,39	0,49	2,69
15	0,28	2,22	0,36	2,41	0,30	2,70
16	0,09	2,05	0,20	2,30	0,09	2,58
17	-0,07	1,77	-0,06	2,03	-0,13	2,34
18	-0,32	1,32	-0,27	1,71	-0,36	1,99
19	-0,49	0,97	-0,53	1,27	-0,65	1,55
20	-0,64	0,57	-0,80	0,86	-0,86	1,07
21	-	-	-	-	-	-
22	-	-	-	-	-	-
23	-	-	-	-	-	-
24	-	-	-	-	-	-

Tabla 2. Diferencias de rendimiento entre los dos tipos de refrigeración simulados y el rendimiento sin refrigerar para las tres ciudades estudiadas.

5. Conclusiones

A tenor de los resultados vistos se puede decir que la refrigeración con agua en reposo puede aportar una ganancia de rendimiento que a priori parece pequeña (0,7%) pero que para instalaciones fotovoltaicas medianas y grandes se puede traducir en un aumento de energía generado considerable.

En el caso de la refrigeración por agua en movimiento, los resultados son extremadamente buenos, ya que se puede ganar hasta un 2,5% de rendimiento, y se llega al régimen estacionario en un periodo de tiempo muy corto, indicando que la capacidad de evacuar calor del sistema es muy buena.

Hay que tener en cuenta que los resultados de las simulaciones realizadas en este estudio siempre se tendrán que validar con resultados experimentales. En cualquier caso, la validación del balance de energía (solo un 9% de error relativo) aporta cierta validez a los resultados.

6. Referencias

- [1] J. Siecker, K. Kusakana, H.P. Numbi. A review of solar photovoltaic systems cooling technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 79 (2017), 192-203.
- [2] Leonardo Jonas Piotrowski, Marcelo Godoy Simões, Felix Alberto Farret. Feasibility of water-cooled photovoltaic panels under the efficiency and durability aspects. *Solar Energy* 207 (2020) 103-109.
- [3] Typical Meteorological Year data TMY2. U.S. National Renewable Energy Laboratory (NREL). <https://meteonorm.com/en/>
- [4] <https://www.makeitfrom.com/material-properties/Ethylene-Vinyl-Acetate-EVA>
- [5] E. Ruiz-Reina , M. Sidrach-de-Cardona , M. Piliouguine. Heat Transfer and Working Temperature Field of a Photovoltaic Panel Under Realistic Environmental Conditions. University of Málaga, Málaga, Spain (2014)