

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales
2018-2019

Trabajo Fin de Grado

“Estudio y mejora de la disipación de calor en un módulo fotovoltaico”

Lidia Bárez Álvarez

Tutor

Luis Miguel García Gutiérrez

Leganés, 7 de octubre de 2019



Esta obra se encuentra sujeta a la licencia Creative Commons **Reconocimiento – No Comercial – Sin Obra Derivada**

Resumen

Este trabajo estudia la transferencia de calor en una placa que simula un módulo fotovoltaico. El objetivo fundamental del trabajo es aumentar el rendimiento y la potencia proporcionada por el panel fotovoltaico mediante su refrigeración, de forma que el panel adoptará una configuración similar a la de un panel híbrido fotovoltaico-térmico.

Para ello se estudian diferentes modelos de refrigeración y se selecciona el mejor de ellos. El diseño final del sistema de refrigeración del panel consiste en una tubería en forma de serpentín por la que circula agua. Se calcularán las temperaturas máximas alcanzadas en los sistemas a partir de las condiciones de contorno impuestas. Para obtener estos valores se hará uso del software comercial Ansys Fluent.

A partir de las temperaturas obtenidas, se calcularán los valores de rendimiento y potencia de salida del panel en base a correlaciones publicadas. Se compararán los resultados con el fin de analizar la mejora que supone modificar el sistema fotovoltaico y se extraerán conclusiones en base a los datos que han derivado de este estudio.

Palabras clave: Panel fotovoltaico, refrigeración, rendimiento, potencia, paneles PVT, transferencia de calor, Simulación CFD.

Agradecimientos

Gracias a mi tutor, Luismi, por permitirme hacer este trabajo con él, también por las clases compartidas de Ingeniería Térmica y Transferencia de Calor, que abrieron el camino del que espero sea mi futuro. Gracias por orientarme y motivarme durante estos meses. Quiero agradecer también a Rafa su ayuda con Fluent, sin él esto tampoco habría sido posible. Gracias también a todos los profesores que me han formado para llegar hasta aquí.

Gracias a mis padres y familia, por haber hecho esto posible. A ti mamá, especialmente, por acompañarme en cada paso siempre, por confiar en mí y por luchar por las dos sin rendirte. A ti abuela, por ser como una madre para mí, por cuidarme y comprenderme en el día a día. Gracias a Diego, por ser como un hermano para mí. Gracias también a esa familia que no es propia, pero a la que quiero como si lo fuera, por acompañarme estos años.

Y por supuesto, a mis amigos, gracias por compartir conmigo esta locura llamada Ingeniería. A Jona, por toda nuestra andanza, la carrera no hubiese sido igual sin tu apoyo incondicional; a Lucía, por dar cada paso juntas desde primero hasta la defensa de este trabajo, con todo lo que sabes que hay detrás; a María José, por alegrarme cada día pase lo que pase; a Madi, por animarnos hasta en el peor de los momentos, y a Laura, por ser parte de nosotros.

Índice de contenidos

1.	Introducción	1
1.1.	Situación del mercado eléctrico actual	1
1.2.	Motivación	5
1.3.	Planteamiento del problema	7
1.4.	Estado del arte	7
1.4.1.	Paneles PVT.....	8
1.4.2.	Sistemas de refrigeración	9
1.5.	Marco regulador	10
1.6.	Entorno económico.....	11
2.	Fundamentos de la energía fotovoltaica	12
2.1.	Efecto fotoeléctrico	12
2.2.	Funcionamiento de la célula fotovoltaica	13
2.3.	Célula, panel y array fotovoltaico	14
2.4.	Condiciones de ensayo	14
2.4.1.	Condiciones Standard de Medida	14
2.4.2.	Condiciones Nominales de Operación (CNO).....	14
2.5.	Curvas características del módulo fotovoltaico	15
2.6.	Variaciones con la irradiación solar	16
2.7.	Variaciones con la temperatura	17
3.	Fundamentos de Transferencia de Calor	19
3.1.	Introducción a los modelos	19
3.2.	Conservación de la energía	19
3.3.	Propiedades térmicas y números adimensionales	20
3.4.	Conducción.....	21
3.4.1.	Ecuación de difusión.....	22
3.4.2.	Condiciones de contorno	23
3.4.3.	Conducción unidimensional	24
3.4.4.	Conducción bidimensional	24
3.5.	Convección.....	27
3.5.1.	Capa límite hidrodinámica	28
3.5.2.	Capa límite térmica.....	29
3.5.3.	Convección libre	30
3.6.	Radiación	30
3.7.	Descripción teórica del problema.....	33
4.	Análisis de los diseños de refrigeración	34

4.1.	Descripción del problema	34
4.1.1.	Hipótesis para el análisis	34
4.1.2.	Condiciones del problema	35
4.1.3.	Parámetro adimensional.....	35
4.1.4.	Aplicación del problema.....	36
4.2.	Casos estudiados	36
4.3.	Resultados	38
4.4.	Conclusiones del diseño de refrigeración	39
5.	Simulaciones del sistema refrigerado y del sistema sin refrigerar	41
5.1.	Objetivos y aplicaciones	41
5.2.	Balance de energía en la superficie superior	41
5.3.	Sistema sin refrigerar.....	42
5.3.1.	Geometría y malla	42
5.3.2.	Condiciones de contorno	43
5.3.3.	Simulaciones	44
5.4.	Sistema refrigerado	44
5.4.1.	Geometría y malla	44
5.4.2.	Condiciones de contorno	45
5.4.3.	Simulaciones	46
6.	Resultados de los modelos sin refrigeración y refrigerado	47
6.1.	Comparación de los sistemas sin refrigerar y refrigerado	47
6.1.1.	Simulaciones del sistema sin refrigerar modelo bidimensional	47
6.1.2.	Simulaciones del sistema sin refrigerar modelo tridimensional	48
6.1.3.	Simulaciones sistema refrigerado	50
6.1.4.	Resultados	55
6.2.	Análisis del sistema según la temperatura de entrada del refrigerante	58
6.2.1.	Simulaciones según la temperatura de entrada del refrigerante	59
6.2.2.	Resultados	62
6.3.	Conclusiones sobre las simulaciones	64
7.	Marco regulador y entorno socioeconómico.....	66
7.1.	Marco regulador energía fotovoltaica.....	66
7.1.1.	Normativa de sistemas fotovoltaicos aislados.....	66
7.1.2.	Normativa de sistemas fotovoltaicos conectados a red.....	67
7.2.	Análisis económico	68
7.2.1.	Mejora económica	68
7.2.2.	Análisis del proyecto.....	71
8.	Conclusiones y líneas de trabajo futuras	72

9. Bibliografía.....	74
ANEXO 1	76

Índice de figuras

Figura 1.1. Capacidad instalada de energías renovables a nivel mundial [2]	2
Figura 1.2. Capacidad fotovoltaica instalada a nivel mundial [3]	2
Figura 1.3. Obtención de energía según el combustible en la UE [5]	3
Figura 1.4. Generación de energía en la UE, fuentes renovables [5]	3
Figura 1.5. Potencia eléctrica instalada en 2018 [4].....	3
Figura 1.6. Cobertura de la demanda en 2018 [4].....	3
Figura 1.7. Emisiones de CO ₂ debidas a la generación no renovable [7]	4
Figura 1.8. Demanda para el día 14 de enero de 2019 [8]	4
Figura 1.9. Demanda para el día 14 de junio de 2019 [9].....	5
Figura 1.10. Previsión de generación fotovoltaica [11].....	6
Figura 1.11. Coste global de la electricidad a gran escala en generación renovable 2010/2017 [12].....	6
Figura 1.12. Media de costes de la instalación residencial fotovoltaica, por país 2010/2017 [12].....	7
Figura 1.13. Componentes del panel híbrido	8
Figura 2.1. Esquema de un módulo fotovoltaico	13
Figura 2.2. Esquema del dopado del Silicio con Fósforo y Boro	13
Figura 2.3. Curva I-V de un módulo fotovoltaico	15
Figura 2.4. Curvas I-V para distintas irradiaciones y temperatura de la célula de 25°C	17
Figura 2.5. Curvas I-V para distintas temperaturas de la célula e irradiación de 1000 W/m ²	18
Figura 3.1. Volumen de control diferencial en coordenadas cartesianas.....	22
Figura 3.2. Desarrollo de la capa límite térmica e hidrodinámica	28
Figura 4.1. Malla y distribución de temperatura para configuración de tubo recto	37
Figura 4.2. Malla y distribución de temperatura para configuración de serpentín tipo 1	37
Figura 4.3. Malla y distribución de temperatura para configuración de serpentín tipo 2	37
Figura 4.4. Malla y distribución de temperatura para configuración de bucle circular ..	37
Figura 4.5. Malla y distribución de temperatura para configuración de bucle cuadrado	38
Figura 4.6. Ilustraciones del artículo [10] para T	38
Figura 4.7. Verificación de modelos e influencia en el parámetro T	39
Figura 5.1. Balance de energía sobre la superficie	42
Figura 5.2. Malla modelo sin refrigerar tridimensional.....	43
Figura 5.3. Geometría del modelo con serpentín	45
Figura 5.4. Malla del modelo refrigerado con serpentín	45
Figura 6.1. Temperaturas de la placa bidimensional sin refrigerar con una irradiación de 200 W/m ²	47
Figura 6.2. Temperaturas de la placa sin refrigerar con una irradiación de 200 W/m ²	49
Figura 6.3. Temperaturas de la placa refrigerada con una irradiación de 200 W/m ² , $v =$ 0,5 m/s.....	51
Figura 6.4. Temperaturas de la placa refrigerada con una irradiación de 200 W/m ² , $v =$ 1 m/s.....	51
Figura 6.5. Temperaturas de la placa refrigerada con una irradiación de 600 W/m ² , $v =$ 0,5 m/s.....	52

Figura 6.6. Temperaturas de la placa refrigerada con una irradiación de 600 W/m^2 , $v = 1 \text{ m/s}$	52
Figura 6.7. Temperaturas de la placa refrigerada con una irradiación de 1000 W/m^2 , $v = 0,5 \text{ m/s}$	53
Figura 6.8. Temperaturas de la placa refrigerada con una irradiación de 1000 W/m^2 , $v = 0,5 \text{ m/s}$	53
Figura 6.9. Temperaturas de la parte inferior con una irradiación de 200 W/m^2 , $v = 0,5 \text{ m/s}$	54
Figura 6.10. Temperaturas de la parte inferior con una irradiación de 800 W/m^2 , $v = 0,5 \text{ m/s}$	54
Figura 6.11. Temperaturas de la parte inferior con una irradiación de 1000 W/m^2 , $v = 0,5 \text{ m/s}$	54
Figura 6.12. Comparación de los modelos sin refrigeración y refrigerado	56
Figura 6.13. Diferencia de temperaturas entre los sistemas.....	56
Figura 6.14. Resultados de los sistemas en el rendimiento y potencia del panel	57
Figura 6.15. Diferencia de rendimiento y potencia entre los modelos	57
Figura 6.16. Temperaturas de la placa refrigerada a 5°C , $v = 0,1 \text{ m/s}$	59
Figura 6.17. Temperaturas de la placa refrigerada a 5°C , $v = 1 \text{ m/s}$	59
Figura 6.18. Temperaturas de la placa refrigerada a 15°C , $v = 0,1 \text{ m/s}$	59
Figura 6.19. Temperaturas de la placa refrigerada a 15°C , $v = 1 \text{ m/s}$	60
Figura 6.20. Temperaturas de la placa refrigerada a 25°C , $v = 0,1 \text{ m/s}$	60
Figura 6.21. Temperaturas de la placa refrigerada a 25°C , $v = 1 \text{ m/s}$	60
Figura 6.22. Distribución de temperaturas en el serpentín $T_{ref, in} 5^\circ\text{C}$, $v = 0,1 \text{ m/s}$...	61
Figura 6.23. Distribución de temperaturas en el serpentín $T_{ref, in} 5^\circ\text{C}$, $v = 0,1 \text{ m/s}$	61
Figura 6.24. Temperaturas máximas y flujos de calor según $T_{ref, in}$	62
Figura 6.25. Rendimiento y potencia según $T_{ref, in}$	63
Figura 7.1. Energía mensual producida por el panel por unidad de área	69
Figura 7.2. Beneficio mensual económico por unidad de área	70
Figura 7.3. Diagrama de Gantt del TFG	71

Índice de tablas

Tabla 4.1. Propiedades del material.....	35
Tabla 4.2. Condiciones de simulación estudio inicial.....	36
Tabla 4.3. Resultados del parámetro T	38
Tabla 5.1. Condiciones de simulación sistema refrigerado	46
Tabla 6.1. Resultados para las temperaturas máximas alcanzadas.....	55
Tabla 6.2. Resultados para los flujos de calor incidentes	55
Tabla 6.3. Resultados variando la temperatura del refrigerante	62
Tabla 7.1. Mejoras obtenidas según la irradiación	69
Tabla 7.2. Presupuesto del proyecto.....	71

1. Introducción

Desde hace más de tres décadas el aumento masivo de la población, así como el auge industrial han derivado en una necesidad energética muy elevada. En un mercado global basado fundamentalmente en fuentes primarias fósiles, surgen dos problemas fundamentales: agotamiento de las reservas fósiles y elevadas emisiones de dióxido de carbono a la atmósfera, con la consecuente discusión sobre sus consecuencias climáticas.

La preocupación por esta situación ha llevado a los países y organizaciones a establecer una serie de objetivos y planes con el fin de tornar el sistema energético hacia un sistema más sostenible, reduciendo emisiones y favoreciendo la introducción de energías renovables en el sistema eléctrico. La UE asumió en 2007, con objetivo 2020, un paquete de medidas con tres objetivos fundamentales [1]:

- Reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero (un 20% con respecto a los niveles de 1990).
- Conseguir un sistema energético en la UE con una presencia del 20% de energías renovables. Además, obtener una presencia del 10% de energías renovables en el sector del transporte.
- Mejorar la eficiencia energética en un 20%.

En este contexto, se empieza a prestar más atención a las energías renovables, pues por concienciación y obligación surge la necesidad ingenieril de implantar su funcionamiento con los mínimos costes y con la mayor eficiencia posible.

Este trabajo se centrará en realizar un análisis que permita aumentar la eficiencia y potencia de paneles fotovoltaicos a través de su refrigeración, así como de evaluar el beneficio económico que supone esta mejora, por esta razón se prestará especial atención a la energía fotovoltaica dentro del mercado energético a lo largo de los siguientes apartados.

1.1. Situación del mercado eléctrico actual

Este apartado recoge varios gráficos que representan el crecimiento de la potencia instalada renovable a nivel mundial, europeo y nacional. También se analiza la cobertura de demanda en España por parte de la energía fotovoltaica para dos días tipo del año, en estaciones del año diferentes.

La primera figura que se presenta (Figura 1.1) muestra la capacidad mundial instalada de tecnologías renovables por continentes desde 2010 hasta 2018. La tendencia es claramente positiva, se observa que en ocho años ha aumentado casi en 1000 GW, superando en 2018 los 2000 GW instalados. Destaca el crecimiento en Asia y Europa por delante de los demás continentes.

La Figura 1.2 representa la capacidad fotovoltaica instalada a nivel mundial, que se calcula en el año 2018 en 500 GW, en este caso ha aumentado desde 2010 en 450 GW.

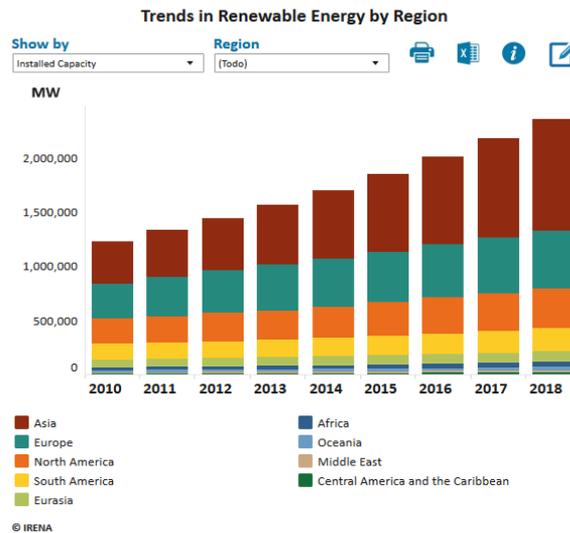


Figura 1.1. Capacidad instalada de energías renovables a nivel mundial [2]

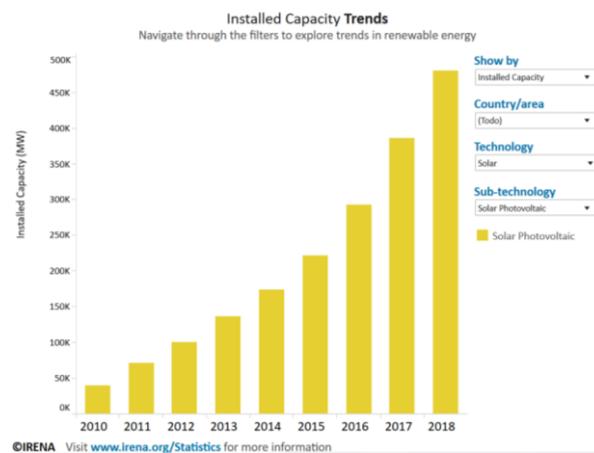


Figura 1.2. Capacidad fotovoltaica instalada a nivel mundial [3]

En el entorno europeo, los 36 países miembros de la Red Europea de Gestores de Redes de Transporte de Electricidad (ENTSO-E) alcanzan una demanda de energía eléctrica de 3.328 TWh en el año 2018, lo que supone un consumo per cápita de 6.171 kWh/habitante [4].

La tendencia mundial de crecimiento que se ha señalado en los párrafos anteriores también puede apreciarse en los 28 países miembros de la UE, las siguientes gráficas de las Figuras 1.3 y 1.4 muestran el progreso de la obtención de energía según la fuente desde el año 1990 al 2016 y cómo ha sido esta progresión para cada una de las energías renovables [5].

A partir de los datos de la Figura 1.3 podemos apreciar que, desde el año 2012 a nivel europeo, la producción de energía a partir de tecnologías renovables ya adelanta a otras tecnologías tradicionales como la energía nuclear, combustibles sólidos o combustibles gaseosos. En el año 2016 la producción era cercana a los 1000 TWh, de los cuales más de 100 TWh corresponden a la energía solar.

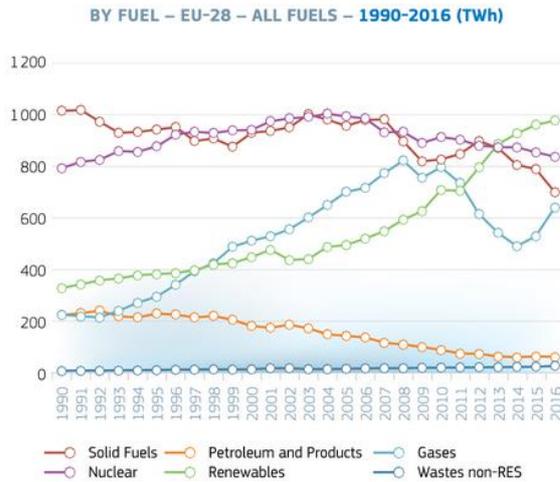
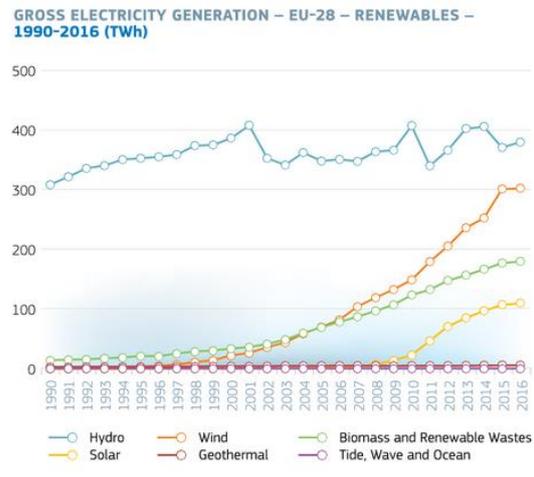


Figura 1.3. Obtención de energía según el combustible en la UE [5]



Source: Eurostat, May 2018

Figura 1.4. Generación de energía en la UE, fuentes renovables [5]

En España la potencia instalada en el 2018, así como la cobertura de demanda, se distribuye de acuerdo con los siguientes gráficos de las Figuras 1.5 y 1.6 [4]. La potencia instalada de energía solar fotovoltaica lleva desde el 2013 estable en 4,5 MW instalados, pero es posible que, con el abaratamiento y mejoras de esta tecnología, en los próximos años se invierta para aumentar la capacidad instalada. La energía solar fotovoltaica suele cubrir un 3% de la demanda eléctrica anual (cerca de los 8TWh), lo que supone un 8,4% dentro de las energías renovables.

Potencia eléctrica instalada a 31.12.2018 [%]
Sistema eléctrico peninsular

TURBINACIÓN BOMBEO	3,4
NUCLEAR	7,2
CARBÓN	9,7
CICLO COMBINADO	24,9
COGENERACIÓN	5,8
RESIDUOS NO RENOVABLES	0,5
RESIDUOS RENOVABLES	0,1
EÓLICA	23,4
HIDRÁULICA	17,3
SOLAR FOTOVOLTAICA	4,5
SOLAR TÉRMICA	2,3
OTRAS RENOVABLES	0,9

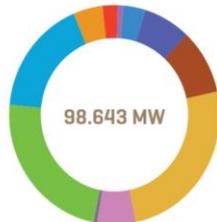
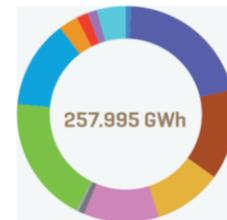


Figura 1.5. Potencia eléctrica instalada en 2018 [4]

Cobertura de la demanda de energía eléctrica eléctrica 2018 [%]
Sistema eléctrico peninsular

TURBINACIÓN BOMBEO ^[1]	0,8
NUCLEAR	20,6
CARBÓN	13,5
CICLO COMBINADO	10,2
COGENERACIÓN	11,2
RESIDUOS NO RENOVABLES	0,9
RESIDUOS RENOVABLES	0,3
EÓLICA	19,0
HIDRÁULICA	13,2
SOLAR FOTOVOLTAICA	2,9
SOLAR TÉRMICA	1,7
OTRAS RENOVABLES	1,4
SALDO IMPORTADOR	
INTERCAMBIOS INTERNACIONALES	4,3



[1] Turbinación de bombeo puro + estimación de turbinación de bombeo mixto.

Figura 1.6. Cobertura de la demanda en 2018 [4]

El sistema nacional ha evolucionado de un sistema de energías renovables/no renovables en proporciones 20/80% en el año 2007 hasta un 38/62% en el año 2018. Si esta evolución es de interés para el lector, se recomienda que consulte estos gráficos proporcionados por Red Eléctrica de España en la referencia [6].

Sin embargo, las emisiones de dióxido de carbono emitidas en la generación de energía eléctrica siguen alcanzando valores muy altos como muestra la Figura 1.7, en los últimos años se han situado por encima de los 60 millones de toneladas de CO2 anuales, siendo la más contaminante la generación a partir del carbón, seguida por el ciclo combinado.

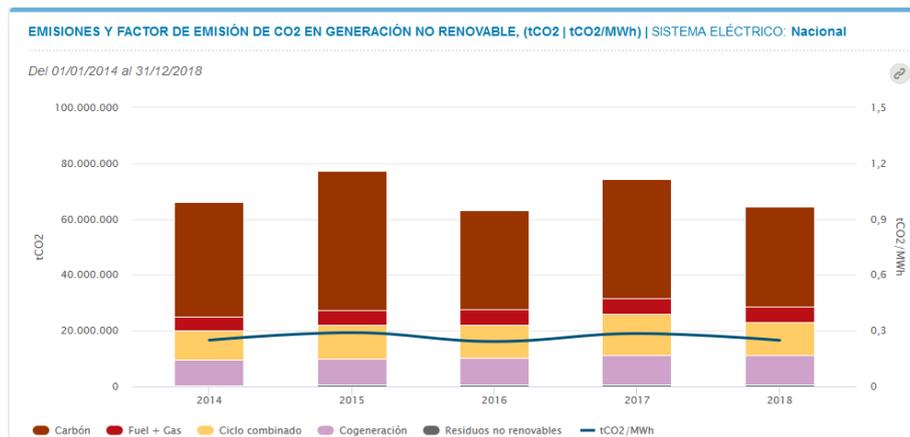


Figura 1.7. Emisiones de CO2 debidas a la generación no renovable [7]

Por último, cabe señalar que el principal problema de las energías renovables es su alta variabilidad en una sociedad de demanda permanente y bastante previsible. La generación no renovable tendrá siempre su sitio en el sistema eléctrico debido a que se debe asegurar llegar a la demanda prevista, y eso significa poner en marcha centrales nucleares, de ciclo combinado o de cualquier otro tipo.

La variabilidad eólica y fotovoltaica es muy pronunciada, no solo entre diferentes épocas del año, sino también a lo largo del día. Para destacar esta variación así como un gráfico general para dos días cualquiera se recogen estos gráficos de las Figuras 1.8 y 1.9, proporcionados por REE que muestran la distribución de demanda de los días 14 de enero y 14 de junio de 2019, se han elegido estos días de forma aleatoria para que estén centrados en el mes y el año en el que se redacta esta memoria.



Figura 1.8. Demanda para el día 14 de enero de 2019 [8]

En el extremo inferior derecho de ambas imágenes puede apreciarse la distribución de energía obtenida a partir de la tecnología fotovoltaica. Como puede comprobarse, se agrupa entorno a las horas centrales del día, en presencia de sol y no presenta inercia a diferencia otros sistemas térmicos.



Figura 1.9. Demanda para el día 14 de junio de 2019 [9]

1.2. Motivación

En este contexto energético se pueden señalar unas claras ventajas y desventajas de la energía fotovoltaica. Quizá su principal ventaja con respecto a otras tecnologías renovables sea su fácil instalación, la cual ha permitido que esta tecnología se acerque más al usuario particular, pues cada vez son más las viviendas que cuentan con algún panel fotovoltaico para autoconsumo sin excedentes o con compensación económica.

Sin embargo, la energía fotovoltaica se enfrenta a dos grandes problemas que están siendo ampliamente estudiados en las últimas décadas por investigadores de todo el mundo. El primer ámbito de estudio surge en la acumulación de la energía eléctrica generada, principalmente para su uso en horas en las que la generación sea baja o nula y el consumo elevado. El segundo reside en la baja eficiencia de los paneles (del 6-20%), las líneas de investigación de este campo estudian utilizar diferentes materiales en la célula fotovoltaica o sistemas de refrigeración que disminuyan la temperatura de la célula para que ésta alcance un mejor comportamiento eléctrico.

Este trabajo surgió a partir de un artículo que estudia un sistema de refrigeración para una placa cuyas aplicaciones pueden ser refrigeración de paneles fotovoltaicos o de dispositivos electrónicos [10].

Así, la idea fundamental del trabajo es conseguir la mejor configuración de un sistema refrigerante (dentro de las estudiadas) que permita conseguir temperaturas más uniformes sobre una placa que simula el módulo fotovoltaico en dimensiones reducidas, y comparar sus ventajas frente a un sistema sin refrigerar.

Otro aspecto motivador son las expectativas de futuro de esta tecnología. De acuerdo con la tendencia que observada del mercado energético hacia las energías sostenibles y que la inversión y primas en fotovoltaica están dando sus frutos en el abaratamiento de la tecnología, cabe esperar que en los próximos años esta sea una de las energías del futuro, como muestra el gráfico de la Figura 1.10, proporcionado por la Agencia Internacional de la Energía, el 16% del consumo eléctrico puede ser generado por energía fotovoltaica en 2050.

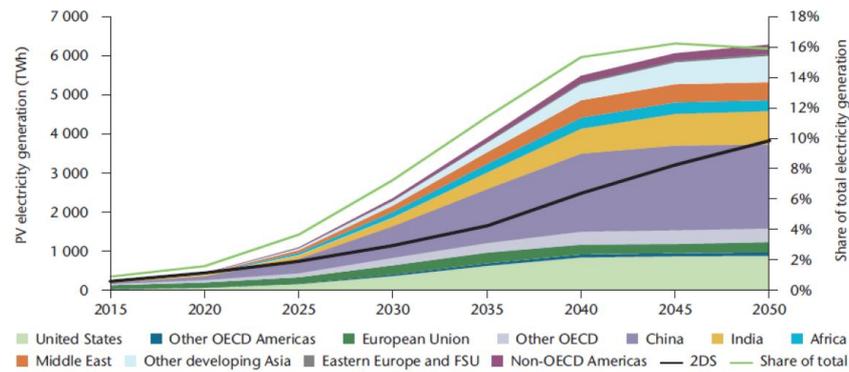


Figura 1.10. Previsión de generación fotovoltaica [11]

Además, el coste de energía fotovoltaica ya resulta competitivo con otros sistemas renovables y convencionales. El coste medio de la energía producida (Levelized Cost Of Energy, LCOE) para grandes plantas ya se encuentra entre 0,04-0,07€/kWh y para uso residencial entre 0,10-0,27€/kWh [11]. En la misma fuente pueden observarse otros gráficos que muestran de forma más detallada el abaratamiento de la tecnología. Por último, el tiempo de retorno energético se sitúa entre los 1,5 y 3,5 años, y las emisiones de gases de efecto invernadero asociadas a la generación en torno a 46 gCO₂/kWh.

Los siguientes gráficos de las Figuras 1.11 y 1.12 muestran la progresión de los costes de la tecnología fotovoltaica en los últimos años, para uso industrial y residencial [12]. Según la fuente consultada estos valores son ligeramente diferentes, por ejemplo, en la Figura 1.11 los valores para grandes instalaciones se estiman fundamentalmente entre 0,07 y 0,17 dólares/kWh. No obstante, todas las fuentes coinciden en señalar el claro abaratamiento de la tecnología, de forma que puede competir con otras tecnologías.



Source: IRENA Renewable Cost Database.

Figura 1.11. Coste global de la electricidad a gran escala en generación renovable 2010/2017 [12]

La Figura 1.12 muestra de una forma más visual esta tendencia de abaratamiento de la tecnología fotovoltaica para varios países. Desde 2007 hasta 2017 la tecnología ha reducido los costes medios de las instalaciones fotovoltaicas residenciales en todos los países, destaca Alemania, con un descenso del 78%. En España los costes se han reducido en un 48% de acuerdo con estos datos.

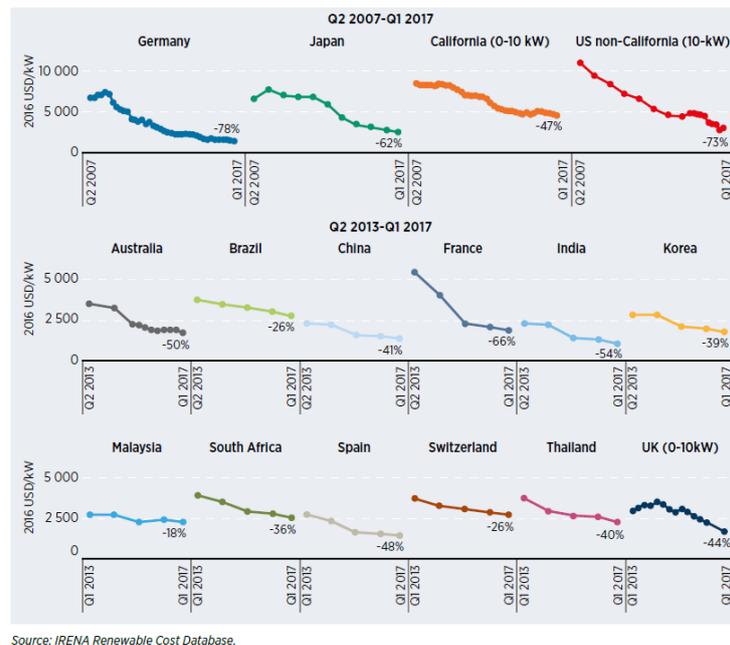


Figura 1.12. Media de costes de la instalación residencial fotovoltaica, por país 2010/2017 [12]

1.3. Planteamiento del problema

En base a las ideas planteadas en los apartados anteriores, este trabajo se fija los siguientes objetivos a lo largo de las ocho secciones descritas en el índice de contenidos.

- Investigar sobre los estudios de refrigeración de paneles fotovoltaicos.
- Entender el funcionamiento físico de la celda fotovoltaica.
- Comprender cómo influye la temperatura de la celda en su rendimiento.
- Estudiar los principales métodos de transferencia de calor en un panel.
- Analizar varias geometrías de refrigeración y seleccionar la mejor, en base a un criterio publicado.
- Simular y analizar un sistema refrigerado y sin refrigerar sometido a diferentes condiciones de contorno, comparar los resultados y extraer conclusiones.
- Calcular el beneficio económico que reporta la refrigeración del panel.

Los resultados obtenidos en este trabajo se centran en los dos últimos puntos. En el primero, se harán varias referencias al artículo que inspiró el trabajo, para verificar que la base del trabajo da los resultados que cabía esperar. En el segundo punto, de acuerdo con publicaciones recientes, se puede esperar un rango de mejora muy variado, según las condiciones impuestas, desde el 12 hasta casi un 60% de mejora [13].

1.4. Estado del arte

Con el objetivo de reducir las temperaturas del panel fotovoltaico para mejorar su rendimiento y vida útil, se han desarrollado varias tecnologías de refrigeración que se pueden clasificar de forma general en métodos activos y pasivos.

Los primeros consiguen una mayor reducción de temperatura, pero consumen potencia para ello, de forma que la mejora global se reduce por el consumo eléctrico de la bomba

o ventilador del sistema refrigerante. Estos sistemas típicamente consisten en una corriente de fluido (aire o agua) que refrigera la placa, por contacto directo o mediante tuberías.

Los sistemas pasivos no consumen un aporte extra de electricidad, pero a su vez la mejora que producen no es tan pronunciada. Además, suelen aumentar de forma considerable la complejidad de la instalación. Algunos métodos de refrigeración pasivo son la inmersión en fluido, diseños que favorezcan la convección natural o el empleo de materiales PCM (material con cambio de fase), de los que se hablará más adelante.

Otras tecnologías que están siendo estudiadas y que aumentan el calor evacuado por el fluido refrigerante es, por ejemplo, la elección de un nanofluido como fluido caloportador. Estos fluidos contienen partículas de metales que aumentan hasta en un 30% la conductividad del fluido, sin embargo, aún resulta muy difícil calcular los resultados de forma teórica debido a que se incorporan nuevas correlaciones para estimar sus propiedades térmicas. También se estudia la incorporación de nanoPCM, los cuales están siendo investigados en su comportamiento, así como en los costes que supondría su introducción en la industria [14].

1.4.1. Paneles PVT

El principal sistema que se está desarrollando son los paneles híbridos o paneles fotovoltaicos-térmicos. Los estudios recientes muestran que son una tecnología muy prometedora y que en los últimos años se está desarrollando considerablemente, sin embargo, debe ser más estudiada con el fin de reducir costes y mejorar su diseño y comportamiento [15][16].

Estos sistemas funcionan igual que un colector solar, con la diferencia de que el absorbedor es una placa fotovoltaica. De esta forma, se consigue sumar las prestaciones de ambos sistemas aumentando la complejidad la instalación. Además, aunque las temperaturas del refrigerante (agua) que circula por los tubos del colector son ligeramente mayores debido a su aplicación a ACS (agua caliente sanitaria), se consigue evacuar calor del absorbedor, mejorando también el comportamiento eléctrico. Asimismo, supone un ahorro de espacio y costes considerable, especialmente en viviendas donde la superficie de tejado disponible no es muy extensa.

El panel solar fotovoltaico-térmico (en inglés *photovoltaic and thermal combi-panel*, PVT) se compone, generalmente, de las siguientes partes que pueden apreciarse en la Figura 1.13, y que será útil para comprender la geometría del sistema de refrigeración que adoptamos en apartados posteriores.

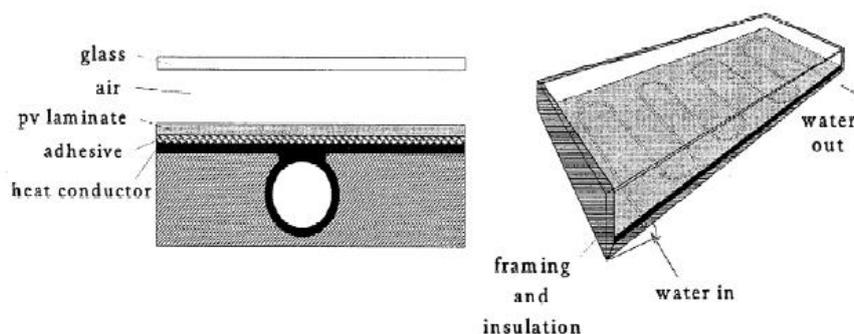


Figura 1.13. Componentes del panel híbrido

- Cubierta transparente: la cubierta consiste en un vidrio cuya función principal es dejar pasar la radiación solar y favorecer el efecto invernadero, minimizando pérdidas por convección con el exterior.
- Lámina fotovoltaica: se encarga de absorber la luz, mediante un adhesivo conductor se pone en contacto con el absorbedor, que transmitirá el calor al fluido.
- Absorbedor: se encarga de transmitir el calor de la lámina fotovoltaica al sistema de refrigeración.
- Circuito hidráulico: por él circula el fluido térmico. Según la configuración de la tubería puede ser en serie o paralelo. Las tuberías que componen el circuito se encuentran soldadas al absorbedor.
- Carcasa aislante: encierra todos los componentes y debe minimizar las pérdidas con el exterior, asegurando la estanqueidad del panel.

Además, la instalación se compone de otros elementos del sistema térmico como el tanque de almacenamiento, intercambiador de calor, bomba, tuberías de ACS, etc. Así como del sistema fotovoltaico como cables, inversor, batería/conexión a red, entre otros.

1.4.2. Sistemas de refrigeración

De acuerdo con la importancia de refrigerar los sistemas fotovoltaicos, y la preocupación por hacerlo de la forma más uniforme posible para evitar un mal comportamiento de las uniones en la célula [17], se han desarrollado diferentes sistemas, que pueden clasificarse fundamentalmente en los siguientes que se describen a continuación [18]:

- Sistema con seguimiento flotante concentrado (FTCC): incluye unos espejos reflectores que concentran la radiación. La instalación se realiza sobre una cuenca natural o artificial de forma que se permite el seguimiento solar en un eje. El enfriamiento se realiza pulverizando agua sobre los paneles.
- Enfriamiento por pulverizado de agua: el sistema incorpora una bomba centrífuga así como válvulas antiretorno y filtros que fuerzan la circulación. Finalmente, el agua se pulveriza utilizando un ventilador.
- Refrigeración termoeléctrico con disipador de calor: se basa en el efecto Peltier, a partir de dos semiconductores conectados en serie eléctricamente y en paralelo térmicamente. El gradiente de temperaturas entre ellos provoca una movilización de la carga del lado caliente (electrodo positivo) al frío. Puede anticiparse una diferencia de potencial y, por tanto, una corriente eléctrica, el sistema se conecta a un disipador que evacúa el calor.
- Circulación forzada de agua: es el sistema escogido en este trabajo, también utiliza una bomba que puede ser alimentada por la electricidad producida por el sistema fotovoltaico. El agua que circula por el circuito puede recogerse en un tanque para emplearlo en otros usos.
- Enfriamiento con materiales con cambio de fase (PCM) son materiales con alta densidad energética que almacenan calor en forma de calor latente, de forma que evacúan el calor que absorbe el panel. Estos materiales son buenos en zonas geográficas donde las temperaturas ambientales sean casi constantes a lo largo del año y se reciban altas irradiaciones [19].

- Enfriamiento por inmersión: se necesita un contenedor natural o artificial en el que pueda sumergirse el panel en el agua, presentan dificultades de mantenimiento debido a corrosión y posibles fallos eléctricos.
- Refrigeración con recubrimiento transparente: este método de enfriamiento consiste en tratar la superficie de las células con una capa que tiene la capacidad de reflejar el calor generado en las células en forma de luz infrarroja.
- Circulación forzada por aire: utiliza un sistema forzado con un ventilador, la convección es el mecanismo fundamental de transferencia de calor en estos sistemas a través de los canales.

1.5. Marco regulador

En el apartado 7 se recogerán leyes fundamentales que se aplican a la legislación de las instalaciones fotovoltaicas en España. Para comprender mejor el campo de aplicación de la normativa, es fundamental entender la clasificación en la que las instalaciones quedan divididas, atendiendo a su configuración y potencia del inversor.

Se entiende por autoconsumo la capacidad de consumir energía eléctrica generada por un sistema propio. Es importante señalar que el autoconsumo energético no implica que el sistema quede aislado de la red ni que produzca el 100% de su demanda por sí solo.

En el mercado español existen dos modalidades de autoconsumo: sin excedente o con excedente. El primero es el modo más simple, se recomienda en instalaciones de pequeña potencia (menores de 15 kW) o a instalaciones de más de 100 kW de potencia pero que no tengan grandes excedentes, por razones que se explicarán a continuación.

Las instalaciones con excedente tienen dos opciones a su vez, adoptar una postura simplificada de compensación mediante un balance neto establecido (RD 244/2019, ver apartado 7) si la instalación es de menos de 100 kW o bien, no acogerse a este método simplificado y adoptar un régimen de venta como productor.

Para potencias menores a 15 kW los trámites en materia de autoconsumo son sencillos, pues solo se precisa entregar certificado o memoria del proyecto a la Comunidad Autónoma y no es necesario pedir el punto de acceso a la compañía comercializadora.

Para industrias de más de 100 kW no está permitida la compensación simplificada, de forma que para obtener compensación económica deben declarar sus beneficios, pagar un peaje de acceso y pedir el acceso y conexión a red eléctrica (Ley 240/2013) con los trámites que ello implica (diseño del proyecto, informe de condiciones técnicas y contrato técnico de acceso). Por los costes asociados, es recomendable que solo sigan este trámite las instalaciones con grandes excedentes.

Por último, es importante conocer el precio acogido del mercado (PVPC: precio voluntario para el pequeño consumidor), que será el precio medio diario de la energía comprada a la hora en la que la instalación realiza el vertido a red. En otras palabras, es el precio al que se paga la energía excedente para la compensación económica. Este valor es público en la web de REE y será recogido en el apartado 7 de la memoria para realizar el análisis económico del proyecto. En este mismo apartado se desarrollarán las normativas de forma más detallada.

1.6. Entorno económico

A partir de las conclusiones obtenidas en base a los resultados, será interesante calcular la mejora en términos económicos que supone un sistema refrigerado frente a uno sin refrigerar. El estudio económico que se incluye no se aplica a una instalación dimensionada, puesto que no es objeto de este trabajo proyectar una instalación, sino que se traduce la mejora de potencia del panel fotovoltaico suponiendo su vertido a red, a precio de PVPC.

Los resultados económicos se incluyen en el apartado 7, donde también se recoge un breve análisis de las tareas, tiempos empleados y costes (presupuesto) asociados a la realización de este Trabajo Fin de Grado, desde su definición hasta la redacción y defensa de esta memoria.

2. Fundamentos de la energía fotovoltaica

En esta sección se revisarán algunos de los conceptos fundamentales del funcionamiento del panel fotovoltaico. Esencialmente, se analiza la influencia de la irradiación incidente y de la temperatura del panel en su comportamiento eléctrico (potencia y rendimiento).

2.1. Efecto fotoeléctrico

La energía fotovoltaica consigue transformar la radiación solar que incide en el panel en energía eléctrica por medio de un dispositivo electrónico, la célula fotovoltaica, cuyo funcionamiento se basa en el efecto fotoeléctrico.

El efecto fotoeléctrico fue estudiado a finales del siglo XIX por Heinrich Hertz, quien observó que, al exponer a un metal a una radiación electromagnética, el material emite electrones. El fenómeno experimental no pudo ser explicado a partir de la Teoría Ondulatoria conocida entonces y fue en 1905 cuando Einstein retomó el problema que le permitió, junto con sus aportaciones a la Física Teórica, ganar el Premio Nobel en 1921.

A partir de la Teoría Corpuscular de la luz de Planck, Einstein pudo justificar los experimentos considerando la hipótesis de que la radiación electromagnética está constituida por partículas, denominadas fotones, que aportan una energía incidente al material de valor:

$$E_{inc} = \frac{h \cdot c}{\lambda} = h \cdot f \quad (2.1)$$

Donde:

- h es la constante de Planck, 6.63×10^{-34} [J·s]
- c es la velocidad de la luz en el vacío [m/s]
- λ es la longitud de onda [m]
- f es la frecuencia de la onda [s^{-1}]

Esta expresión permite anticipar que la energía incidente es lineal con la frecuencia de la radiación. La energía cinética del electrón emitido tendrá un valor igual a la energía incidente del fotón menos la energía del gap (ϕ):

$$E_k = E_{inc} - \phi = h \cdot f - \phi \quad (2.2)$$

La energía del gap es la energía mínima necesaria de un fotón para poder extraer un electrón de un material semiconductor por efecto fotoeléctrico, y toma un valor diferente para cada material. Es decir, para poder arrancar un electrón del material es necesario aportar una energía mayor a su energía de gap. Toda la radiación incidente con una energía menor de su energía de gap calentará el módulo sin conseguir la emisión del electrón.

En las células fotovoltaicas suele emplearse Silicio, ya que es un material muy presente en la naturaleza, su precio es relativamente bajo y, lo que es más importante, tiene una energía de gap baja (1,1 eV) que corresponde a longitudes de onda menores de $1\mu\text{m}$. De esta forma, puede funcionar en la mayor parte del espectro solar: ultravioleta, visible y parte del infrarrojo, con longitudes de onda comprendidas entre $0,2\mu\text{m}$ y $2.6\mu\text{m}$.

Otros autores también trabajaron en el denominado efecto fotovoltaico, como por ejemplo Becquerel, quien observó que el voltaje que aparece entre dos electrodos inmersos en un electrolito dependía de la intensidad de luz que incidía sobre ellos (1839). Adams y Day (1879) observaron el mismo efecto, pero en un sólido, el Selenio [20].

2.2. Funcionamiento de la célula fotovoltaica

De acuerdo con el efecto fotoeléctrico explicado en el apartado anterior, en una célula tienen lugar procesos de generación y recombinación. El primer proceso ocurre cuando incide una radiación sobre el material semiconductor con una energía superior a su energía de gap, este emite un electrón y se crea un hueco que es ocupado por el siguiente electrón de la capa inferior.

Este movimiento se extiende en todo el espesor del módulo fotovoltaico, mediante procesos de recombinación, de forma que queda un hueco positivo en la parte inferior [21]. La circulación de electrones se cierra para no perder los electrones emitidos, formando un circuito eléctrico como el de la Figura 2.1.

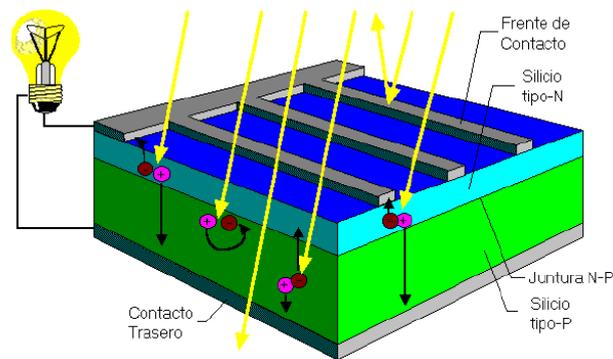


Figura 2.1. Esquema de un módulo fotovoltaico

La célula fotovoltaica queda compuesta por una región de tipo n, electronegativa, que cede electrones en la parte iluminada del panel, y una tipo p, electropositiva que acepta electrones. El flujo de electrones va desde la región tipo n hasta la tipo p. Para aumentar el número de electrones y huecos en las capas n y p, respectivamente, se dopa el Silicio (4 electrones en la capa de valencia) con Fósforo (5 electrones) y Boro (3 electrones).

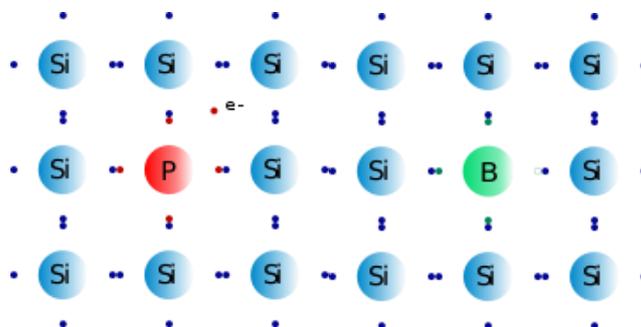


Figura 2.2. Esquema del dopado del Silicio con Fósforo y Boro

Como puede apreciarse en la Figura 2.2, en el enlace Si-P se utilizan 4 electrones dejando uno libre, carga negativa, mientras que en el enlace Si-B se utilizan 3 electrones, y queda sin completar un enlace, quedando un hueco, positivo.

2.3. Célula, panel y array fotovoltaico

Gracias a esta circulación de electrones la célula genera una corriente continua de 2-5 A y un voltaje en torno a 0,5 V. Dada la potencia de la célula para una tensión e intensidad determinada, pueden asociarse varias en serie o en paralelo para formar un panel o módulo fotovoltaico con las características eléctricas deseadas. También es posible asociar varios paneles para conseguir una mayor potencia, constituyendo un array fotovoltaico.

La electricidad generada por la célula puede utilizarse directamente en continua o transformarla a corriente alterna para autoconsumo. Otra opción es vender esta energía a una comercializadora.

2.4. Condiciones de ensayo

2.4.1. Condiciones Standard de Medida

En inglés *Standard Test Condition* (STC), son unas condiciones establecidas en la industria que permiten comparar la actuación de diferentes paneles fotovoltaicos ante las mismas condiciones de ensayo. Las curvas características del módulo que serán explicadas a continuación y, normalmente, las especificaciones del panel proporcionadas por el fabricante son medidas en STC [21]:

- Temperatura de la célula de 25°C.
- Irradiación solar de 1000 W/m².
- Distribución espectral AM 1,5 (masa de aire).
- Incidencia normal.

La masa de aire se refiere a la proporción de la atmósfera que debe atravesar la luz hasta llegar a la superficie, cuando el sol está en el cenit la masa de aire es de 1 AM.

2.4.2. Condiciones Nominales de Operación (CNO)

Debido a que la célula no permanece a 25°C en un entorno real (calentamiento de la célula) y que la irradiación solar no alcanza valores tan altos, se definen otras condiciones de ensayo en circuito abierto (NOCT: *Nominal Operating Cell Temperature*) [21]:

- Temperatura del aire ambiente 20°C.
- Irradiación solar de 800 W/m².
- Velocidad del viento 1m/s.
- Incidencia normal.

A partir de las condiciones NOCT se puede estimar la temperatura de la célula de acuerdo con la siguiente expresión:

$$T_{célula} (°C) = T_{aire} - \frac{T_{NOCT}-20}{800} \cdot I \quad (2.3)$$

T_{NOCT} puede tomar valores entre 33 y 58 °C, I representa la irradiación en mW/cm².

2.5. Curvas características del módulo fotovoltaico

Esta curva dibujada en verde en la Figura 2.3 representa la relación entre tensión y corriente del módulo para diferentes cargas, la potencia, representada en azul, puede calcularse como producto de los dos parámetros. La carga se va variando desde cortocircuito (resistencia cero) a circuito abierto (resistencia infinita). Se mide en condiciones estándar (STC).

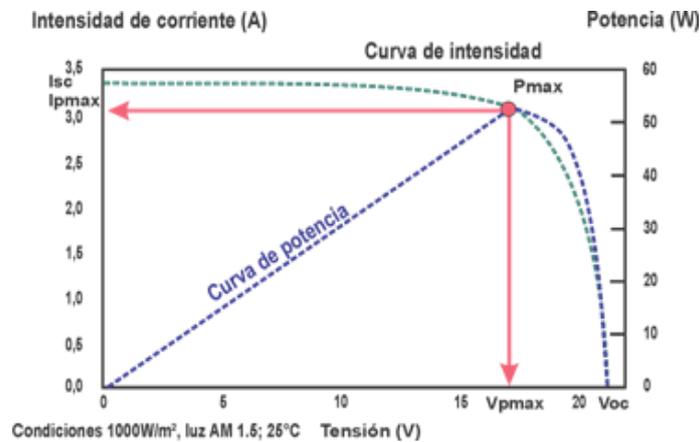


Figura 2.3. Curva I-V de un módulo fotovoltaico

Además, la curva I-V puede ser representada con bastante precisión por medio de la siguiente expresión [21]:

$$I = I_L - I_0 \left[\exp \left(\frac{V + IR_s}{m v_t} \right) - 1 \right] - \frac{V + IR_s}{R_p} \quad (2.4)$$

Donde I_L es la corriente fotogerada, I_0 es la corriente inversa de saturación del diodo, v_t es el cociente KT/e (K es la constante de Boltzman, $1,38 \cdot 10^{-23}$ J/K, T es la temperatura en Kelvin y e es la carga del electrón), m es un factor que indica cómo de ideal es el diodo empleado. La resistencia en serie lleva el subíndice 's' mientras que en paralelo se indica con una 'p'.

Esta ecuación suele manipularse en la práctica para ser escrita a partir de los parámetros del módulo y no de la célula. Para ello es fundamental entender que la intensidad del módulo dependerá del número de células en paralelo mientras que en el voltaje debemos conocer el número de células en serie.

A partir de la Figura 2.3 pueden definirse una serie de parámetros que determinan el funcionamiento de una célula solar:

- Tensión de circuito abierto (V_{oc}): es la máxima tensión que ofrece el panel cuando no hay ninguna carga conectada y el circuito está abierto. Ocurre cuando los procesos de recombinación y generación se igualan, de forma que no circula corriente por el circuito.
- Corriente de cortocircuito (I_{sc}): es la máxima intensidad que circula por el sistema cuando no hay ninguna carga y los bornes están cortocircuitados. Típicamente, toma el valor de decenas de miliamperios por cm^2 de la célula.
- Potencia máxima (P_{max}): es la máxima potencia que puede proporcionar el panel, tomando el valor del máximo producto de tensión-intensidad (V_{pmax}, I_{pmax}).

En el apartado 6 se calculará la potencia de salida del panel a partir de la siguiente correlación [22], el valor de β_{ref} se indicará más adelante:

$$P(W) = P_{STC} \cdot (I/I_{STC}) \cdot [1 - \beta_{ref}(T - T_{STC})] \quad (2.5)$$

- Factor de forma (*FF*): este parámetro se calcula como el cociente entre la potencia máxima que puede entregar la célula y el producto de $V_{OC} \cdot I_{SC}$. Su valor máximo es 1, y cuanto más cercano a la unidad sea su valor, mejor será su funcionamiento. Es decir, se conoce a partir de la expresión:

$$P_{max} = I_{max}V_{max} = (FF)I_{sc}V_{oc} \quad (2.6)$$

- Eficiencia (η): indica cuánta potencia obtenemos de la célula con respecto a la potencia solar incidente, definiendo su rendimiento de operación.

Típicamente la eficiencia del módulo toma valores del 6-20% y depende en gran medida del tipo de célula empleada y de las condiciones ambientales. Existen numerosas correlaciones para calcular la potencia y la eficiencia de un panel [22][23] en apartados posteriores se tomará la siguiente expresión para calcular el rendimiento del módulo:

$$\eta_c = \eta_{T,ref} [1 - \beta_{ref} (T_c - T_{ref}) + \gamma \log (I(t))] \quad (2.7)$$

Donde:

$\eta_{T,ref}$ representa el rendimiento a la T_{ref} para una irradiación de 1000 W/m².

β_{ref} representa el coeficiente de temperatura, que típicamente toma el valor de 0,004 K⁻¹. Este coeficiente no es igual factor β que se definirá en el apartado 3. Este factor depende del material del panel y de la temperatura tomada como referencia y puede calcularse como:

$$\beta_{ref} = \frac{1}{T_0 - T_{ref}} \quad (2.8)$$

γ representa el coeficiente de radiación solar, cuyo valor suele ser de 0,12. Sin embargo, en la literatura se señala que este término suele tomarse como cero (Evans, 1981), de forma que la expresión (2.7) queda reducida a:

$$\eta_c = \eta_{T,ref} [1 - \beta_{ref} (T_c - T_{ref})] \quad (2.9)$$

La expresión (2.9) también puede modificarse para estar en función de los valores en condiciones NOCT, debido a que no es sencillo medir la temperatura de la célula, así como a partir de valores promedio mensuales. En las mismas referencias indicadas arriba puede verse un resumen para el valor de los coeficientes, así como de las correlaciones existentes.

2.6. Variaciones con la irradiación solar

El voltaje de máxima potencia presenta variaciones muy pequeñas para diferentes valores de irradiancia, como puede verse en la Figura 2.4, mientras que la intensidad de cortocircuito varía de forma proporcional a la irradiación incidente (*E*), ecuación (2.10).

Un aumento en la intensidad de irradiación se traduce en un aumento en el número de fotones incidentes y por tanto de electrones arrancados, aumentando la intensidad del módulo. La siguiente expresión es válida para cambios de irradiación a temperatura constante, sin embargo, puede utilizarse para aproximar el valor de la corriente de cortocircuito pues el error que se comete es menor al 0,5% [21].

$$I_{sc}(E_2) = I_{sc}(E_1) \cdot \frac{E_2}{E_1} \quad (2.10)$$

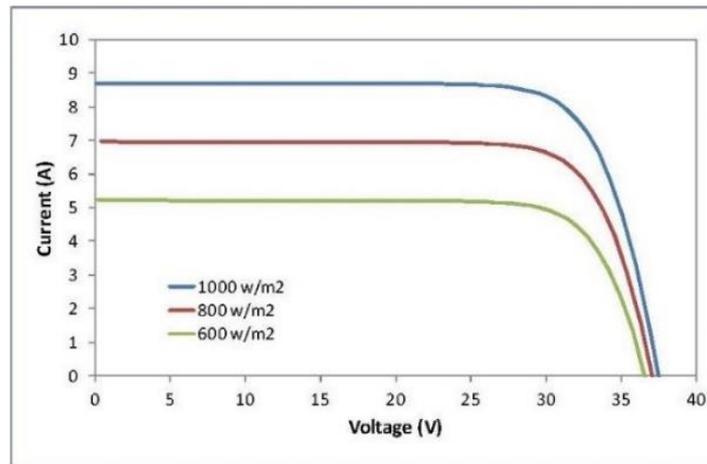


Figura 2.4. Curvas I-V para distintas irradiaciones y temperatura de la célula de 25°C

De esta forma, la potencia máxima del módulo, calculada como producto de la tensión e intensidad máximas, disminuirá para irradiaciones menores y aumentará para altas irradiaciones.

El rendimiento, calculado como cociente entre la potencia del módulo (P_{mod}) y la irradiación total incidente ($I \cdot A_{mod}$), debería ser el mismo al disminuir la irradiación, puesto que lo que disminuye la potencia y la intensidad es proporcional. Sin embargo, en la práctica las altas irradiaciones aumentan la temperatura de la célula y eso hace que disminuya el rendimiento, como se demuestra en los apartados 2.7 y 6.1.4.

2.7. Variaciones con la temperatura

La temperatura de la célula puede verse afectada por aspectos ambientales tales como la temperatura ambiente, irradiación y velocidad del viento. La siguiente expresión muestra cómo influyen estos factores sobre la celda, donde $T_1, T_2, \Delta T$ y b son parámetros que dependen del módulo y v_v es la velocidad del viento en m/s.

$$T_{cel} (^\circ\text{C}) = \frac{G}{1000} (T_1 \cdot e^{bv_v} + T_2 + \Delta T) + T_{amb} \quad (2.11)$$

Típicamente T_1 toma valores entre 19,6-25, T_2 entre 11,6-8,2, ΔT entre 3-2 y b entre -0,223 y 0,112 para módulos de vidrio/vidrio y vidrio/Tedlar, respectivamente [16].

La temperatura afecta fundamentalmente al voltaje, como puede apreciarse en la Figura 2.5 la tensión de circuito abierto disminuye a medida que aumenta la temperatura. También pueden apreciarse pequeñas variaciones en la corriente de cortocircuito, pero ya que la irradiación es constante, el número de fotones también lo es. Al disminuir la tensión del módulo es de esperar que disminuya la potencia y el rendimiento de este. Por este motivo, este trabajo pretende analizar un método de enfriamiento del panel para conseguir un mejor comportamiento del sistema.

La variación de la corriente de cortocircuito, voltaje de circuito abierto y potencia máxima con la temperatura suele representarse a partir de tres coeficientes: α , β y γ , respectivamente. Los valores de estos coeficientes suelen ser proporcionados por los

fabricantes del panel y, generalmente toman valores cercanos a los que se presentan a continuación, para silicio monocristalino [21]:

$$\alpha = \frac{\partial I_{sc}}{\partial T} \approx 1,5 \text{ mA}/^{\circ}\text{C} \quad (\approx 0,04\%)$$

$$\beta = \frac{\partial V_{oc}}{\partial T} \approx -2,3 \text{ mV}/^{\circ}\text{C} \quad (\approx -0,37\%)$$

$$\gamma = \frac{\partial P_{max}}{\partial T} \rightarrow \frac{\gamma}{P_{max}} \approx -0,00441 \text{ } (^{\circ}\text{C})^{-1} \quad (\approx -0,44\%)$$

En la Figura 2.5 apenas se aprecia la variación en la intensidad de cortocircuito, pero realmente este valor cambia ligeramente, al igual que lo hace el voltaje en circuito abierto para diferentes irradiaciones. Estas variaciones son pequeñas y suelen simplificarse en gráficos sencillos, para medidas experimentales o calculadas con más exactitud pueden apreciarse pequeñas diferencias.

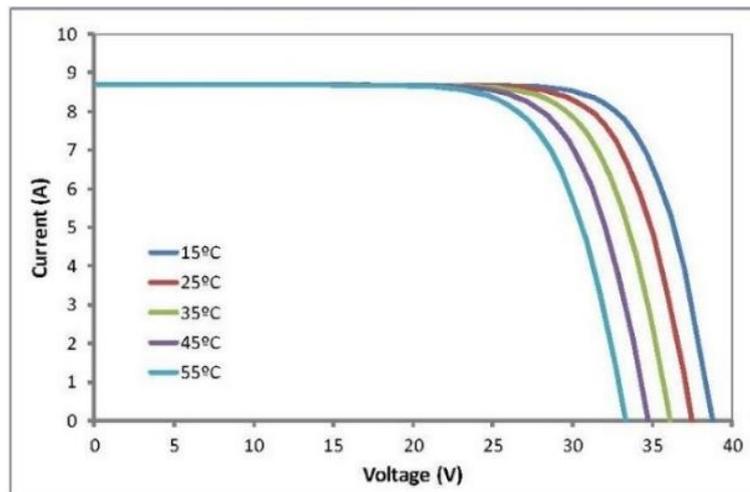


Figura 2.5. Curvas I-V para distintas temperaturas de la célula e irradiación de 1000 W/m^2

Como consecuencia de las variaciones de tensión, la potencia y el rendimiento del módulo se verán afectadas, como podrá comprobarse con las simulaciones llevadas a cabo en el apartado 6

3. Fundamentos de Transferencia de Calor

A lo largo de este apartado se recogen los conceptos, parámetros y ecuaciones esenciales para entender y abordar el problema de transferencia de calor que se plantea en este trabajo. Se prestará especial atención a los modelos de conducción, convección y radiación, aplicados al caso estudiado. Los conceptos explicados en esta sección se toman de la referencia [24].

3.1. Introducción a los modelos

En esta sección se resumen algunos conceptos de los modos de transferencia de calor. Un estudio termodinámico previo nos da información sobre los estados finales de la interacción de un sistema con sus alrededores en forma de trabajo y calor. Sin embargo, no nos explica la naturaleza de la interacción ni la rapidez con la que se produce.

Por esta razón, el primer concepto que debe definirse es la *transferencia de calor*, que se define como “la energía en tránsito debida a una diferencia de temperaturas” [24, capítulo 1]. A partir de esta definición, podemos hablar de tres modos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación, que serán explicados en profundidad en los siguientes apartados.

Brevemente, se entiende por *conducción* la transferencia a través de un medio cuando existe un gradiente de temperaturas en un medio estacionario. El segundo modo de transferencia es la *convección*, que es el intercambio de calor entre un fluido en movimiento y una superficie cuando existe una diferencia de temperatura entre ellos. Por último, la *radiación térmica* es la emisión de energía debida a una temperatura en forma de ondas electromagnéticas, en ausencia de un medio.

3.2. Conservación de la energía

Antes de aplicar la ley de conservación de la energía o primera ley de la termodinámica es importante identificar el volumen de control de nuestro problema, delimitado por la superficie de control, así como una base temporal que puede ser:

- En cualquier instante t , balance entre las velocidades de energía medidas en J/s (W).
- En cualquier intervalo de tiempo Δt , balance entre las cantidades de los intercambios de energía, medidos en J.

Según la base de tiempo escogida la primera ley tomará las siguientes formas, en un instante t o intervalo Δt , respectivamente:

$$\dot{E}_{ent} + \dot{E}_{gen} - \dot{E}_{sal} = \frac{dE_{alm}}{dt} = \dot{E}_{alm} \quad (3.1a)$$

$$E_{ent} + E_{gen} - E_{sal} = \Delta E_{alm} \quad (3.1b)$$

Los flujos de entrada y salida son fenómenos superficiales mientras que los términos de generación y almacenamiento son volumétricos. La generación de energía se asocia con la conversión de cualquier otra forma de energía a energía térmica, mientras que la

energía almacenada se debe a cambios en la energía interna, cinética y potencial en el volumen.

En un sistema cerrado en el cual la energía es transferida en forma de calor y trabajo, en un intervalo de tiempo Δt si el sistema recibe un flujo de entrada Q , realiza un trabajo W y no tiene lugar ninguna conversión de energía dentro del sistema o es despreciable, las ecuaciones (3.1a) y (3.1b) se reducen, respectivamente a:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{dU}{dt} \quad (3.1c)$$

$$Q - W = \Delta U \quad (3.1d)$$

En un sistema abierto, con un flujo de masa \dot{m} que atraviesa el sistema, la ecuación anterior toma la siguiente forma, donde puede distinguirse la variación de energía interna, cinética, potencial, el trabajo del flujo (p/ρ), y otros trabajos y calores aplicados en el sistema. Se ha considerado nulo el término de almacenamiento de energía.

$$\dot{m} \left(u + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz \right)_{ent} - \dot{m} \left(u + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz \right)_{sal} + \dot{Q} - \dot{W} = 0 \quad (3.1.e)$$

En la última expresión puede sustituirse $u + p/\rho$ por la entalpía, i .

En este trabajo, se hará el balance de energía sobre varias superficies. Para esta aplicación especial, los términos de generación y almacenamiento no son relevantes debido a que no se incluye una masa o volumen sino una superficie. Por tanto, debe prestarse especial atención a los flujos superficiales en la entrada y la salida.

De esta forma, el balance de energía sobre la superficie se reduce a un estudio de los tres métodos que se describen a continuación, y que se compensan en la forma:

$$q''_{cond} - q''_{conv} - q''_{rad} = 0 \quad (3.2)$$

3.3. Propiedades térmicas y números adimensionales

Para el estudio termodinámico o de transferencia de calor es importante definir algunas propiedades del transporte y termodinámicas. Por esta razón, en este apartado se recogen brevemente algunas de ellas:

- Conductividad térmica, κ (W/m·K): mide la capacidad de conducir el calor. Se define a partir de la ley de Fourier como cociente entre el flujo de calor y el gradiente de temperaturas.
- Densidad, ρ (Kg/m³): define la cantidad de masa en un volumen.
- Calor específico, C_p (J/Kg·K): es el calor que es necesario suministrar a un cuerpo para aumentar su temperatura un grado.
- Capacidad térmica volumétrica (J/m³·K): se calcula con el producto de la densidad y el calor específico y mide la capacidad de un material para almacenar energía térmica.
- Viscosidad dinámica, μ (Pa·s): es la relación entre el esfuerzo cortante y el gradiente de velocidades.
- Viscosidad cinemática, ν (m²/s): se calcula como el cociente de la viscosidad dinámica y la densidad, y es fundamental para la transferencia de momento en fluidos.

- Difusividad térmica, α (m^2/s): se calcula con el cociente entre la conductividad y la capacidad térmica volumétrica. Mide la relación entre la capacidad de un material para conducir y almacenar energía térmica.
- Coeficiente volumétrico de expansión térmica, β ($K^{-1}/^{\circ}C^{-1}$): representa la variación de densidad de un fluido con la temperatura, a presión constante. Para un gas ideal caloríficamente perfecto se calcula como la inversa de la temperatura. Para otros fluidos existen tablas que proporcionan su valor.

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$$

- Número de Reynolds (Re): relaciona los términos de inercia con los de fricción.

$$Re \equiv \frac{\rho v L_c}{\mu} \equiv \frac{v L_c}{\nu}$$

- Número de Prandtl (Pr): mide cómo de efectivo es el transporte de momento y energía por difusión. Este parámetro influye considerablemente en el crecimiento de capas límite.

$$Pr \equiv \frac{c_p \mu}{\kappa} \equiv \frac{\nu}{\alpha}$$

- Número de Nusselt (Nu): mide la transferencia de calor por convección en una superficie, y es igual al gradiente de temperatura adimensional. Es equivalente al coeficiente de fricción de capa límite hidrodinámica, pero para la capa límite térmica (estos conceptos serán introducidos más adelante en el trabajo).

$$Nu \equiv \frac{hL}{\kappa} \equiv \left. \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right|_{y^*=0}$$

- Número de Biot (Bi): relaciona la resistencia térmica interna de un sólido con la resistencia de la capa límite. Se define igual que el número de Nusselt pero con la conductividad térmica del sólido en lugar de con la del fluido.
- Número de Grashof (Gr): este número es fundamental en los cálculos de convección libre, relaciona las fuerzas de empuje y las fuerzas viscosas. El coeficiente β es el coeficiente de expansión volumétrica.

$$Gr \equiv \frac{g\beta (T_s - T_{\infty}) L}{\nu^2} \left(\frac{vL}{\nu} \right)^2 = \frac{g\beta (T_s - T_{\infty}) L^3}{\nu^2}$$

- Número de Rayleigh (Ra): se calcula como producto de los números de Grashof y Prandtl. Suele emplearse para determinar el régimen de una capa límite en convección libre, fijándose como valor crítico para el paso de laminar a turbulento el valor de 10^9 .

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g\beta (T_s - T_{\infty}) L^3}{\nu \alpha}$$

3.4. Conducción

La conducción es la transferencia de calor por difusión a través de un medio debido a un gradiente de temperatura, utilizando como mecanismo la actividad atómica y

molecular. De esta forma, se transfiere energía de las partículas más energéticas a las menos energéticas, por lo que la conducción ocurre en la dirección de temperatura decreciente.

La ecuación necesaria para predecir la cantidad de energía transferida por unidad de tiempo por conducción es la *ley de Fourier*, que toma la siguiente forma para una pared plana unidimensional:

$$q''_x = -\kappa \frac{\partial T}{\partial x} \quad (3.3)$$

En la que q''_x representa el flujo de calor, es decir, la velocidad del calor transferido en la dirección x por unidad de área perpendicular a la dirección de transferencia, medido en W/m^2 . Este flujo de calor es proporcional al gradiente de temperaturas en esta dirección; la constante de proporcionalidad, κ , es la conductividad térmica del material. El signo negativo indica que el calor se transfiere en la dirección de temperatura decreciente.

Cabe señalar que, dado que el flujo de calor es una magnitud vectorial, la *ley de Fourier* puede expresarse de forma más genérica en la forma:

$$\mathbf{q}'' = -\kappa \nabla T = -\kappa \left(\frac{\partial T}{\partial x} \mathbf{i} + \frac{\partial T}{\partial y} \mathbf{j} + \frac{\partial T}{\partial z} \mathbf{k} \right) \quad (3.4)$$

3.4.1. Ecuación de difusión

En este apartado se estudia conforme a la metodología del apartado 3.2 la transferencia de calor en un cubo de dimensiones dx,dy,dz con flujos de calor entrantes en cada una de las direcciones x,y,z y términos de energía almacenada y acumulada (Figura 3.1).

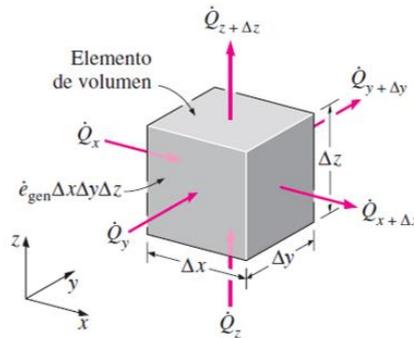


Figura 3.1. Volumen de control diferencial en coordenadas cartesianas

El calor por conducción en las caras opuestas se expresa como una expansión en series de Taylor sin órdenes superiores. De forma que el calor en $x+dx$ es igual al valor en esta componente q_x más la variación con respecto a x en el dx :

$$q_{x+dx} = q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx \quad (3.5a)$$

$$q_{y+dy} = q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} dy \quad (3.5b)$$

$$q_{z+dz} = q_z + \frac{\partial q_z}{\partial z} dz \quad (3.5c)$$

Los otros términos que aparecerán en la ecuación son la generación de energía térmica \dot{E}_{gen} y almacenamiento \dot{E}_{acum} , sin cambio de fase toman la forma:

$$\dot{E}_{gen} = \dot{q} \, dx \, dy \, dz \quad (3.6)$$

$$\dot{E}_{acum} = \rho \, C_p \, \frac{\partial T}{\partial t} \, dx \, dy \, dz \quad (3.7)$$

Donde la ecuación (3.6) toma valor positivo si es una fuente y negativo si es sumidero. Así, pueden sustituirse las expresiones en la ecuación de conservación de energía (3.1a):

$$q_x + q_y + q_z + \dot{q} \, dx \, dy \, dz - q_{x+dx} - q_{y+dy} - q_{z+dz} = \rho \, C_p \, \frac{\partial T}{\partial t} \, dx \, dy \, dz \quad (3.8)$$

Sustituyendo el calor que sale por las superficies opuestas con las ecuaciones (3.5) y calculando el calor a la entrada con la ley de Fourier con las ecuaciones (3.9) podemos llegar a la ecuación de calor o de difusión de calor para las coordenadas cartesianas, ecuación (3.10):

$$q_x = -\kappa \, dy \, dz \, \frac{\partial T}{\partial x} \quad (3.9a)$$

$$q_y = -\kappa \, dx \, dy \, \frac{\partial T}{\partial y} \quad (3.9b)$$

$$q_z = -\kappa \, dx \, dy \, \frac{\partial T}{\partial z} \quad (3.9c)$$

La ecuación de difusión de calor (3.10) indica que la rapidez de transferencia de energía por conducción en un volumen unitario, más la rapidez de generación de energía térmica debe ser igual a la rapidez de cambio de energía almacenada en el volumen. En la siguiente expresión se han dividido todos los términos por el volumen del sólido $dx \, dy \, dz$:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\kappa \, \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\kappa \, \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\kappa \, \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho \, C_p \, \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.10)$$

Esta ecuación de difusión puede expresarse también en coordenadas cilíndricas o esféricas a partir de un procedimiento similar. No se incluyen en este capítulo dado que las geometrías que se estudian en el trabajo son fundamentalmente en coordenadas cartesianas.

3.4.2. Condiciones de contorno

Puede comprobarse rápidamente que la ecuación del calor es de segundo orden en coordenadas espaciales y de primer orden en el tiempo. Esto implica que debemos tener dos condiciones de frontera en cada coordenada espacial y una condición inicial temporal.

En este apartado se recogen las principales condiciones espaciales que se pueden aplicar al caso de estudio, tomando $x = 0$:

- Temperatura constante en una superficie: $T(0,t) = T_s$
También denominada condición frontera de primera clase o condición de Dirichlet.
- Flujo de calor constante: puede tener un valor constante finito o tomar valor cero (condición de adiabaticidad). También se llaman condiciones de segunda clase o condiciones Neumann.

$$q_s'' = -\kappa \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} \quad \text{ó} \quad \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = 0 \quad (3.11a,b)$$

- Convección en la superficie: condiciones de frontera de tercera clase.

$$-\kappa \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = h [T_{\infty} - T(0,t)] \quad (3.12)$$

3.4.3. Conducción unidimensional

En este apartado se estudia la distribución de temperaturas en una pared plana, la ecuación del calor en este caso se simplifica para una única coordenada (3.13). Si se considera que no hay generación ni acumulación podemos integrar dos veces la ecuación del calor para llegar a la expresión que nos proporciona la distribución de temperaturas, lineal en la coordenada x (3.14). La longitud L es la distancia entre las caras 1 y 2:

$$\frac{d}{dx} \left(\kappa \frac{dT}{dx} \right) = 0 \quad (3.13)$$

$$T(x) = (T_{s,2} - T_{s,1}) \frac{x}{L} + T_{s,1} \quad (3.14)$$

Con la ley de Fourier puede conocerse también el flujo de calor en unidades de potencia o por unidad de área, a partir de la distribución de temperatura.

$$q_x'' = -\kappa \frac{dT}{dx} = \frac{\kappa}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \quad (3.15)$$

A partir de la ecuación (3.15) se introduce el concepto de resistencia térmica. Pueden definirse una resistencia térmica de conducción, de convección y de radiación, análogas a una resistencia eléctrica. Las resistencias pueden asociarse en serie o en paralelo de igual forma que en un circuito eléctrico, de forma que se calcula la resistencia térmica total y se define el coeficiente global de transferencia de calor, U ($W/m^2 \cdot K$) como la inversa de esta resistencia total.

$$R_{t,cond} = \frac{(T_{s,1} - T_{s,2})}{q_x} = \frac{L}{\kappa A} \quad (3.16)$$

$$R_{t,conv} = \frac{(T_s - T_{\infty})}{q} = \frac{1}{hA} \quad (3.17)$$

$$R_{t,rad} = \frac{(T_s - T_{alr})}{q_{rad}} = \frac{1}{h_r A} \quad (3.18)$$

De forma que se pueden escribir las siguientes expresiones equivalentes:

$$q_x = UA \Delta T \quad (3.19)$$

$$R_{t,total} = \sum R_t = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{U} \quad (3.20)$$

Se pueden calcular las soluciones unidimensionales para la ecuación del calor sin generación para pared cilíndrica o pared esférica con un procedimiento similar.

3.4.4. Conducción bidimensional

En esta sección se estudia la resolución de un caso bidimensional en estado estable sin generación ni acumulación de energía y de un sólido con conductividad térmica constante. La ecuación de difusión queda reducida a la siguiente ecuación diferencial en derivadas parciales:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0 \quad (3.21)$$

Esta ecuación puede ser resuelta con un método analítico (exacto), gráfico o numérico. Los dos últimos métodos de resolución aportan resultados aproximados en puntos discretos que son de gran utilidad en geometrías o problemas complejos.

Dada la complejidad geométrica de algunos de los casos que se estudian en este trabajo, se obtendrá la solución de la distribución de temperaturas con un software de simulación numérica Ansys Fluent v19.1. Por esta razón, se introducen a continuación algunos conceptos acerca de la técnica numérica de resolución de los problemas de conducción.

3.4.4.1. Punto nodal, red nodal

A partir de una solución numérica podemos saber la temperatura solo en ciertos puntos discretos. El plano estudiado se divide en varias regiones o celdas y se asigna un punto de referencia en el centro que tomará el nombre de nodo o punto nodal.

Los resultados que nos muestre el programa serán una medida promedia de la región próxima al nodo. La superficie creada en la extensión de los nodos se denomina malla o red nodal. Cuanto más afinada sea la definición de la malla, más precisos serán los resultados obtenidos.

3.4.4.2. Ecuación de calor en diferencias finitas

Una vez creada la malla, se ajusta la ecuación de calor para cada nodo con el fin de conocer la temperatura en ese punto. Todas las ecuaciones de la malla se resolverán de forma simultánea, acoplando los valores en los nodos. Para un punto nodal de coordenadas m,n la derivada se aproxima a:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \approx \frac{\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{m+1/2,n} - \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{m-1/2,n}}{\Delta x} \quad (3.22)$$

Donde los gradientes de temperatura en el entorno de m,n se expresan como:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{m+1/2,n} \approx \frac{T_{m+1,n} - T_{m,n}}{\Delta x} \quad (3.23)$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{m-1/2,n} \approx \frac{T_{m,n} - T_{m-1,n}}{\Delta x} \quad (3.24)$$

Sustituyendo las dos últimas ecuaciones en la (3.22), se obtiene la siguiente expresión para las coordenadas x e y :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \approx \frac{T_{m+1,n} + T_{m-1,n} - 2T_{m,n}}{(\Delta x)^2} \quad (3.25)$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \approx \frac{T_{m,n+1} + T_{m,n-1} - 2T_{m,n}}{(\Delta y)^2} \quad (3.26)$$

Si la red nodal cumple la condición $\Delta x = \Delta y$ (celda con lados iguales o similares), se puede obtener la siguiente ecuación algebraica que aproxima la ecuación del calor en diferencias finitas, aplicable en cualquier nodo interior a partir de los cuatro nodos de su entorno:

$$T_{m+1,n} + T_{m-1,n} + T_{m,n+1} + T_{m,n-1} - 4T_{m,n} = 0 \quad (3.27)$$

La expresión (3.27) puede complementarse con el término de generación si es relevante en el problema estudiado, se recomienda acudir a la bibliografía si es del interés del lector [24]. Sin embargo, la expresión (3.26) no es válida cuando el nodo no pueda considerarse interior, o las temperaturas no sean conocidas en la superficie bien por un caso convectivo o por la condición de aislamiento. En estos casos es necesario obtener la ecuación en diferencias finitas a partir del método que se explica en la siguiente sección.

Método del balance de energía

Este método supone que todo el flujo de calor es hacia el nodo, de forma que el balance se reduce, sin acumulación de energía, a que la suma de calor entrante y generado debe ser nula.

Aplicando la ley de Fourier en elementos finitos, podemos expresar la rapidez con la que se transfiere calor del nodo $m-1,n$ al nodo m,n con la siguiente expresión, donde $\Delta y \cdot 1$ es el área. La expresión desde los otros tres nodos cercanos es equivalente.

$$q_{(m-1,n) \rightarrow (m,n)} = \kappa (\Delta y \cdot 1) \frac{T_{m-1,n} - T_{m,n}}{\Delta x} \quad (3.28)$$

En un caso convectivo, la transferencia se expresaría de forma similar a la expresión (3.29), si el área expuesta a la convección es la mitad de la celda considerada antes y suponiendo uniformidad en las superficies expuestas de valor $T_{m,n}$.

$$q_{(\infty) \rightarrow (m,n)} = h(\Delta x/2 \cdot 1) (T_{\infty} - T_{m,n}) + h(\Delta y/2 \cdot 1) (T_{\infty} - T_{m,n}) \quad (3.29)$$

Puede ahora formularse la ecuación (3.27) para un nodo no interior, con convección en uno de los cuatro nodos de su entorno. Este desarrollo puede aplicarse de forma similar para otras condiciones y obtener la ecuación nodal en diferencias finitas para un caso concreto. Algunos resultados están resumidos en la bibliografía recomendada [24]).

$$T_{m+1,n} + T_{m-1,n} + \frac{1}{2} \cdot (T_{m,n+1} + T_{m,n-1}) + \frac{h \Delta x}{\kappa} T_{\infty} - \left(3 + \frac{h \Delta x}{\kappa}\right) T_{m,n} = 0 \quad (3.30)$$

Por último, cabe destacar que en algunos casos es útil expresar estas ecuaciones en función de resistencias térmicas, obtenidas a partir de un procedimiento similar al del apartado 3.4.3.

3.4.4.3. Solución de las ecuaciones de diferencias finitas

Una vez planteado el sistema de ecuaciones algebraicas lineales es preciso resolverlo por cualquier método numérico, bien sea directo, con un número fijo de operaciones aritméticas, o un método iterativo.

Un ejemplo de método numérico de resolución directa puede ser el método de inversión de matrices. A continuación, se explicará brevemente un método iterativo, pues suelen ser más eficientes a la hora de resolver problemas complejos en los que se desconoce la distribución de temperaturas.

coeficientes locales, de forma que se puede reformular la ecuación (3.31) en unidades de potencia (3.33):

$$\bar{h} = \frac{1}{A_s} \int_{A_s} h dA_s \quad (3.32)$$

$$q = \bar{h}A_s(T_s - T_\infty) \quad (3.33)$$

Como se anticipaba, la dificultad en un estudio convectivo reside en hallar el valor de este coeficiente. Para ello, la comprensión de los fenómenos de capa límite hidrodinámica y térmica son de gran ayuda, debido a que el movimiento volumétrico del fluido crece con la capa límite de velocidad a medida que se separa de la superficie, donde la velocidad es nula por la condición de adherencia, mientras que la temperatura se incrementa al acercarse a la superficie caliente y disminuye hasta alcanzar el valor de T_∞ lejos de la superficie. La Figura 3.2 muestra el desarrollo de la capa límite en convección:

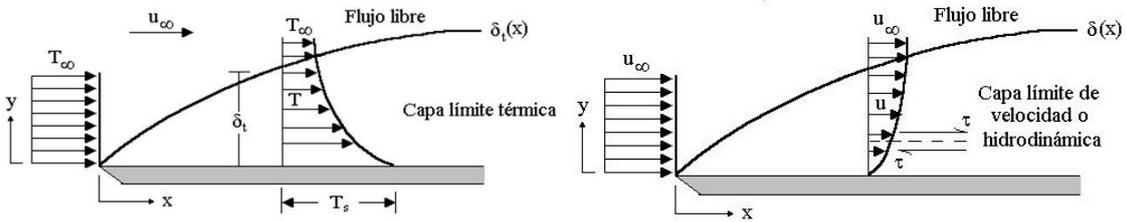


Figura 3.2. Desarrollo de la capa límite térmica e hidrodinámica

3.5.1. Capa límite hidrodinámica

Es aquella región de espesor δ en la que la velocidad crece desde valor nulo que adquiere la partícula próxima a la superficie hasta el valor de la velocidad del flujo libre, u_∞ (Figura 3.2). Se elige $y = \delta$ donde la velocidad alcance el valor de $0.99u_\infty$. En esta región los esfuerzos de fricción son considerables, así como el gradiente de velocidades.

Conviene definir un parámetro adimensional, el coeficiente de fricción local, C_f , que determina la fricción de la superficie. El esfuerzo cortante τ_s se calcula a partir de la viscosidad dinámica y el gradiente de velocidad en la superficie.

$$C_f \equiv \frac{\tau_s}{\rho u_\infty^2 / 2} \quad (3.34)$$

La capa límite puede ser laminar o turbulenta, según sean las condiciones del flujo. Entre estos regímenes existe un régimen de transición caracterizado por valores elevados en cuanto a coeficientes convectivos, espesor de la capa límite y esfuerzos cortantes en la pared. Mientras que en régimen laminar el flujo sigue un movimiento ordenado, en turbulento existen turbulencias que aumentan la transferencia de momento y energía y, en definitiva, la transferencia de calor. El parámetro fundamental que permite saber en qué régimen estamos es el número de Reynolds, definido en la sección 3.3. Suele considerarse que la capa es laminar si el $Re < 5 \cdot 10^5$.

Las ecuaciones esenciales para el estudio de la capa límite hidrodinámica son las ecuaciones de continuidad y cantidad de movimiento, que expresadas en forma

diferencial toman la forma de las ecuaciones (3.35) y (3.36) en coordenadas cartesianas, para dos dimensiones.

La primera ecuación explica que el flujo neto que atraviesa el volumen de control debe ser cero. La ecuación (3.36) se fundamenta en la segunda ley de Newton, y hace un balance de fuerzas de volumen y superficiales sobre el volumen y superficies de control. La suma de todas las fuerzas debe ser igual a la velocidad neta a la que fluye el momento a través del volumen de control.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (3.35)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} \right] + \rho f_{m_x} \quad (3.36a)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u_y}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left[\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} \right] + \rho f_{m_y} \quad (3.36b)$$

3.5.2. Capa límite térmica

De forma similar a la capa límite de velocidad, existe una región en el flujo, próxima a la superficie donde las partículas alcanzan equilibrio térmico con la temperatura de la superficie, T_s , mientras que a medida que nos alejamos se acerca al valor de la temperatura del flujo, T_∞ .

En esta región dominan los gradientes de temperatura y la transferencia de calor. El espesor en el que se produce este gradiente toma el valor δ_t , para el cual se cumple la relación: $(T_s - T)/(T_s - T_\infty) = 0.99$. Un aspecto que debe tenerse en cuenta es que en la superficie no hay movimiento del fluido y por tanto se produce conducción y se puede aplicar la ley de Fourier. A partir de esta ley y la ecuación (3.31) podemos expresar el coeficiente convectivo como:

$$h = \frac{-\kappa_f \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}}{T_s - T_\infty} \quad (3.37)$$

La ecuación fundamental para el estudio de la capa límite térmica es la ecuación de la energía, que realiza un balance entre la transferencia neta de energía por advección, conducción y las interacciones de trabajo realizado por las fuerzas. De esta forma, y expresado convenientemente para una sustancia determinada, como puede ser un líquido ideal, esta ecuación toma la forma diferencial, donde Φ_v es la disipación viscosa:

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u_x \frac{\partial T}{\partial x} + u_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \Phi_v + \kappa \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] + Q_r + Q_q \quad (3.38)$$

Por último, cabe señalar que las magnitudes de longitud, velocidad y temperatura pueden hacerse adimensionales a partir de una selección adecuada de los parámetros característicos del problema de forma que se puedan reducir las ecuaciones a un conjunto que solo depende de números adimensionales ampliamente conocidos y nombrados en la sección 3.3, como pueden ser el número de Reynolds y el número de Prandtl.

3.5.3. Convección libre

Un caso especial de convección es la convección libre o natural. En este modo de transferencia de calor intervienen las fuerzas inerciales, viscosas, la transferencia por advección y difusión y, además, las fuerzas de empuje.

Las corrientes por convección natural suelen ocurrir como consecuencia de diferencias de temperaturas, y por tanto de densidades, entre regiones que provocan una fuerza de empuje que resulta en dicha corriente. Por lo tanto, en convección libre se produce un movimiento del fluido como consecuencia de una fuerza de empuje debida a un gradiente de densidad en el fluido y una fuerza del cuerpo, generalmente gravitacional, proporcional a la densidad.

En algunas de las simulaciones de este trabajo se considerará la condición de convección sobre una placa caliente inferior. Para cualquier placa horizontal la fuerza de empuje es perpendicular a la superficie, y en el caso de ser una placa caliente inferior rodeada por un entorno a una temperatura más fría, es la propia placa la que obstaculiza la transferencia de calor por convección. En consecuencia, el fluido asciende rodeando la placa como podrá comprobarse en el capítulo de resultados.

Se ha simulado una placa horizontal por simplicidad del problema, para la aplicación real de la placa inclinada en el tejado está ampliamente demostrado que pueden usarse las correlaciones de placa vertical multiplicando el término gravitatorio por el coseno del ángulo al que esté inclinada la placa, siempre que sea menor de 60°.

La norma general que nos permite saber si estamos ante un problema de convección natural o forzada es el valor del ratio de dos números adimensionales: Si $(Gr/Re^2) \ll 1$ los efectos de convección libre se pueden ignorar, mientras que si el cociente es mucho mayor que la unidad los efectos de la convección forzada pueden despreciarse de forma que el Nusselt solo dependa del Grashof y el Prandtl y no del Reynolds.

El problema de convección libre queda gobernado por tres ecuaciones acopladas, ya que para resolver la ecuación de cantidad de movimiento es necesario conocer el campo de temperaturas proporcionado como solución de la ecuación de la energía, que necesita a su vez de las otras para ser resuelta. Las tres ecuaciones deben ser resueltas, por tanto, simultáneamente.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.39)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = g\beta(T - T_{\infty}) + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (3.40)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (3.41)$$

Existen numerosas correlaciones para calcular los números adimensionales estudiados en convección natural, y con ello el coeficiente convectivo de acuerdo con la geometría del caso.

3.6. Radiación

Se define como radiación térmica la energía emitida por la materia por el hecho de encontrarse a una temperatura finita. A diferencia de los otros dos modos de

transferencia de calor, la radiación no precisa de un medio para esta transferencia, es más, se produce de forma más eficiente en el vacío.

El calor por radiación se transporta por medio de ondas electromagnéticas o fotones. Es por esto por lo que la radiación está relacionada con propiedades de las ondas tales como su frecuencia o longitud de onda, señaladas en el apartado 2.

Dentro de todo el espectro de radiación electromagnética, las longitudes de onda comprendidas entre 0,1 y 100 μm y que incluyen el espectro visible, infrarrojo y parte del ultravioleta son aquellas en las que se emite radiación térmica.

En este modo de transferencia es importante conocer algunos conceptos que se describen a continuación:

- **Ángulo sólido:**
Debido a que la radiación que emite y recibe una superficie se da en todas las direcciones posibles, se trabaja en coordenadas esféricas. Las expresiones desarrolladas a continuación dependerán de los ángulos cenital (θ) y azimutal (ϕ).
Se define como ángulo sólido diferencial ($d\omega$) aquel comprendido por los rayos de una esfera y se mide a partir de el área normal a la dirección (θ, ϕ) y el radio al cuadrado de la esfera. Se mide en unidades de estereorradián (sr):

$$d\omega = \frac{dA_n}{r^2} = \text{sen}(\theta) d\theta d\phi \quad (3.42)$$

- **Intensidad espectral:**
Se define como la energía radiante emitida a la longitud de onda λ en la dirección (θ, ϕ) por unidad de área normal a esta dirección, por unidad de ángulo sólido alrededor de esta dirección y por unidad de longitud $d\lambda$ alrededor de λ . Se mide en $W/m^2 \cdot sr \cdot \mu\text{m}$.

$$I_{\lambda,e}(\lambda, \theta, \phi) = \frac{dq}{dA_{sup} \cos(\theta) d\omega d\lambda} \quad (3.43)$$

- **Potencia espectral emisiva:**
Es la intensidad a la que se emite radiación desde una superficie con longitud de onda λ en todas las direcciones, por unidad de longitud de onda y de área superficial. Sus unidades son $W/m^2 \cdot \mu\text{m}$.

$$E_{\lambda}(\lambda) = \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} I_{\lambda,emit}(\lambda, \theta, \phi) \cos(\theta) \text{sen}(\theta) d\theta d\phi \quad (3.44)$$

- **Irradiación espectral:**
La irradiación espectral es la rapidez a la que la radiación de longitud de onda λ incide en una superficie, calculada por unidad de área y por unidad de longitud de onda $d\lambda$. Se mide en $W/m^2 \cdot \mu\text{m}$.

$$G_{\lambda}(\lambda) = \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} I_{\lambda,inc}(\lambda, \theta, \phi) \cos(\theta) \text{sen}(\theta) d\theta d\phi \quad (3.45)$$

- **Radiosidad espectral:**
La radiosidad tiene en cuenta toda la energía radiante que sale de una superficie, bien sea de forma directa o reflejada. Se define radiosidad espectral como la rapidez a la que la radiación de longitud de onda sale de una superficie, por unidad de área y de longitud de onda. Las unidades de esta magnitud son $W/m^2 \cdot \mu\text{m}$.

$$J_{\lambda}(\lambda) = \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} I_{\lambda,emit+reflej}(\lambda, \theta, \phi) \cos(\theta) \text{sen}(\theta) d\theta d\phi \quad (3.46)$$

- **Cuerpo negro:**
Se trata de una superficie ideal con tres propiedades fundamentales: absorbe toda la radiación incidente, a unas determinadas condiciones de T , λ emite la máxima energía posible, y lo hace de forma independiente de la dirección; es

decir, es un emisor difuso. Consiste pues en una superficie ideal que actúa como emisor y absorbedor perfecto.

- Radiación emitida:

La velocidad a la que se libera energía por unidad de área se denomina potencia emisiva superficial, E (W/m^2), cuyo valor está acotado superiormente por la *ley de Stefan-Boltzmann*, que determina la potencia emisiva de un radiador ideal o cuerpo negro:

$$E_b = \sigma T_s^4 \quad (3.47)$$

Donde T_s es la temperatura absoluta (K) de la superficie y σ es la constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5.67 \times 10^{-8} W/m^2 \cdot K^4$).

El flujo de calor emitido por una superficie real es esta potencia máxima, multiplicada por un factor comprendido entre 0 y 1, que mide la eficiencia de emisión de la superficie según su material y acabado superficial, este factor se denomina emisividad, ε .

$$E = \varepsilon \sigma T_s^4 \quad (3.48)$$

- Radiación incidente:

La velocidad a la que incide la radiación sobre el área de la superficie considerada se denomina irradiación, G . Dada una irradiación incidente sobre una superficie, tan solo una fracción de ella será absorbida por la misma. El factor que determina cuál es esta fracción se denomina absorptividad, α , y es otra propiedad del material y de la naturaleza de la radiación comprendida entre 0 y 1.

$$G_{abs} = \alpha G \quad (3.49)$$

- Radiación reflejada:

Es aquella energía radiante que la superficie refleja. Se relaciona con la irradiación a través de una propiedad llamada reflectividad, ρ :

$$G_{ref} = \rho G \quad (3.50)$$

- Radiación transmitida:

De igual forma, parte de la radiación puede ser transmitida si se trata de un material semitransparente. Para ello se define una nueva propiedad, la transmisividad, τ .

$$G_{tr} = \tau G \quad (3.51)$$

- Superficie gris, superficie gris difusa:

Se define una superficie gris como aquella para la que su absorptividad y emisividad son independientes de la longitud de onda sobre las regiones espectrales de la irradiación y emisión superficial. A su vez, se dice que es difusa si sus propiedades son independientes en las direcciones θ y ϕ .

A partir de un balance de radiación entre los términos reflejados, absorbidos y transmitidos para una irradiación, se pueden relacionar las propiedades definidas, de forma que se cumple la siguiente relación. Ha de tenerse en cuenta que, si el medio es opaco, su transmisividad es nula.

$$\rho + \alpha + \tau = 1 \quad (3.52)$$

De acuerdo con los conceptos anteriores, el flujo de calor neto transferido por radiación en una superficie sería, considerando que no hay parte reflejada ni transmitida:

$$q''_{rad} = \varepsilon \sigma T_s^4 - \alpha G \quad (3.53a)$$

Habitualmente, se estudia el intercambio entre una superficie pequeña a T_s y una superficie mucho más grande a temperatura considerada constante, T_{alr} . En esta situación puede aproximarse G como σT_{alr}^4 . Además, si se considera superficie gris ($\epsilon = \alpha$), la expresión anterior puede simplificarse, tomando la forma:

$$q''_{rad} = \epsilon\sigma(T_s^4 - T_{alr}^4) \quad (3.53b)$$

Por tanto, el flujo neto de calor por radiación es la diferencia entre la energía térmica emitida por estar a una temperatura finita y la absorbida de los alrededores. En ocasiones, se expresa la potencia neta por radiación linealizada con las temperaturas, buscando la similitud con la expresión de calor transferido por convección. Para ello, se define el coeficiente de transferencia de calor por radiación, h_r , con las mismas unidades que el coeficiente convectivo (W/m^2K).

$$q_{rad} = \epsilon\sigma(T_s + T_{alr})(T_s^2 + T_{alr}^2)A(T_s - T_{\infty}) = h_r A(T_s - T_{\infty}) \quad (3.54)$$

3.7. Descripción teórica del problema

A partir de los métodos de transferencia de calor resumidos en este apartado se puede analizar el problema que se abordará en los apartados 5 y 6.

Fundamentalmente, se estudia la transferencia de calor en una placa sometida a una irradiación que incide en su superficie superior. Los laterales del panel, de dimensiones $L \times e$ (lado de la placa \times espesor) se considerarán adiabáticos, de forma que el flujo incidente deberá atravesar el cuerpo en la dirección vertical. En la superficie inferior se modelizará convección natural, permitiendo que la placa ceda calor al ambiente.

El modelo sin refrigerar quedará determinado por los modos de conducción en la placa, convección con el exterior en la parte inferior, además de la radiación emitida como consecuencia de estar a una temperatura mayor que el ambiente.

El sistema refrigerado incluye además una tubería en su interior por la que circula agua. De esta forma, a los modos de transferencia de calor del párrafo anterior se añade convección en el interior de la tubería y conducción en el espesor de esta.

4. Análisis de los diseños de refrigeración

En este capítulo se pretende analizar, en base a los estudios de A.Bejan [10] el mejor diseño de refrigeración de una placa que recibe un flujo de calor sobre una de sus caras. Supone un análisis previo necesario para avanzar en el problema estudiado, haciéndolo más complejo y cercano a condiciones más reales.

4.1. Descripción del problema

Se desea hacer el estudio de la transferencia de calor en una placa cuadrada de lado L y espesor y . Se tendrá en cuenta, en primera aproximación, la conducción del calor a través del material de la placa en dos dimensiones.

Sobre la superficie superior de la placa se aplica un flujo de calor constante (W/m^2) y en el resto de la placa se consideran las condiciones que se indican en apartado 4.1.2. El estudio consiste en simular y analizar la disipación de calor en el módulo adoptando diferentes configuraciones del serpentín que refrigera la placa. En este documento se recogen los resultados obtenidos en el programa Fluent de Ansys (V.19.1) para cinco geometrías distintas: tubería recta, bucle circular, bucle cuadrado y dos configuraciones tipo serpentín.

El problema está inspirado en el artículo A.Bejan [10]. Se buscará la mejor configuración que proporcione una distribución de temperaturas en la placa más uniforme a través del parámetro adimensional definido en el artículo (expresión (4.2)). El mejor diseño será aquel en el que este parámetro sea mínimo.

La primera parte del estudio consistirá, por tanto, en analizar la influencia de parámetros como la longitud del conducto, la temperatura del refrigerante, el flujo de calor o la longitud del lado de la placa sobre este valor adimensional. Por esta razón se variarán las condiciones del problema para cada una de las configuraciones.

4.1.1. Hipótesis para el análisis

- Caras laterales y superficie inferior de la placa adiabáticas: $q'' = 0 \text{ W/m}^2$

Condiciones Neumann o de segunda clase.

- Comportamiento isotermo del canal: $T_{m,e}(x=0) = T_{m,s}(x=L) = T_c$

Condiciones Dirichlet o de primera clase.

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T \rightarrow \Delta T = \frac{Q}{\dot{m} C_p} \quad (4.1)$$

De la expresión (4.1) puede deducirse que, si circula un gasto másico elevado por el interior de la tubería, la variación de temperatura entre la entrada y la salida será despreciable para el fluido refrigerante. Esta simplificación podrá demostrarse en resultados posteriores.

Además, esta hipótesis permitirá simplificar la geometría y condiciones de los proyectos analizados en Fluent, gracias a que el canal refrigerante se comporta como un sumidero,

cuya temperatura en la superficie es constante. De esta forma, puede obviarse el espesor de la tubería y el fluido que circula por su interior para las simulaciones del apartado 4.

4.1.2. Condiciones del problema

- Propiedades del material de la placa: para comparar en una primera aproximación los resultados con algunos valores del artículo mencionado, se considerará el mismo metal que especifica dicho documento. Estos valores quedan recogidos en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1. Propiedades del material

PROPIEDADES DEL MATERIAL		
C	Calor específico	678 J/kgK
k_s	Conductividad térmica	34 W/mK
ρ_s	Densidad	2320 Kg/m ³

- Las proporciones geométricas del problema inicial se conservarán en todas las simulaciones, de esta forma el espesor de la placa será $y = 0.1L$ y el diámetro del conducto $D_c = 0.01L$, siendo L la longitud del lado de la placa. Se variará la longitud total del conducto refrigerante, L_c , analizando su influencia en el resultado del problema y el valor del parámetro L , tomando los valores de 80 y 160 mm.
- La superficie superior de la placa estará sometida a un flujo de calor cuyo valor será 200 u 800 W/m², dependiendo del caso estudiado.
- La segunda hipótesis nos permite considerar la temperatura del canal como constante, se variará su valor considerando $T_c = cte = 10^\circ\text{C}$ y $T_c = cte = 20^\circ\text{C}$ para las diferentes simulaciones.

4.1.3. Parámetro adimensional

El objetivo de las simulaciones es calcular la temperatura máxima alcanzada en la placa en estado estacionario bajo las condiciones impuestas en los apartados 4.1.1 y 4.1.2. Estos valores permitirán calcular, junto con los datos del problema, el parámetro adimensional definido en el artículo [10].

$$\bar{T} = \frac{\Delta T}{\Delta T_{escalado}} = \frac{T_{max} - T_c}{q'' y / k_s} \quad (4.2)$$

En la expresión (4.2) T_c representa la temperatura del sumidero, q'' la irradiación e y el espesor de la placa. En el siguiente apartado se especificará cada caso de estudio y más tarde los valores del parámetro adimensional obtenidos como resultado de las simulaciones.

4.1.4. Aplicación del problema

El análisis de la distribución de temperatura en la placa según las condiciones de flujo de calor, longitud del lado de la placa, temperatura y forma del canal pretende encontrar aquella configuración que proporcione una la distribución más uniforme y con temperaturas lo más bajas posibles. Este estudio está pensado para conseguir uniformidad en la superficie de un módulo fotovoltaico, evitando temperaturas pico que empeoren su actuación eléctrica como se explica en el apartado 2.

El resultado de la mejor configuración de esta sección se utilizará como modelo en el apartado 5 para un estudio más complejo del problema de transferencia de calor. Para ello se eliminará la condición de temperatura constante en el canal, de forma que se añada la tubería con espesor y un fluido en su interior. Además, añadirá convección en la parte inferior de la placa y las condiciones en la cara superior también se ajustarán a un balance de energía más complejo.

4.2. Casos estudiados

Para las cinco configuraciones diferentes se resuelve el problema bajo los parámetros de entrada especificados en la Tabla 4.2, de esta forma se simulan seis casos diferentes para cada configuración. La geometría de los modelos puede observarse en las Figuras 4.1-4.5.

Tabla 4.2. Condiciones de simulación estudio inicial

CONFIGURACIONES	Simulación	L (mm)	q'' (W/m ²)	T_c (K)
Tubería recta Tubería con serpentín tipo 1 Tubería con serpentín tipo 2 Bucle circular Bucle cuadrado	S1	80	200	293
	S2	80	800	293
	S3	80	200	283
	S4	160	200	293
	S5	160	800	293
	S6	160	200	283

Para buscar condiciones similares de simulación entre algunas de las geometrías estudiadas y las del artículo, se ha elegido la entrada y salida de fluido en las configuraciones tipo serpentín a una distancia de $0.2L$ del lado de la placa. Sin embargo, y dado que las simulaciones entre ambos estudios tendrán una configuración diferente, se aceptará cierta diferencia en los resultados obtenidos.

En las figuras 4.1-4.5 puede verse cómo la malla se afina en las superficies próximas al conducto. En el resto de la placa sigue una distribución bastante uniforme, configurada por tamaño de elemento.

Las longitudes de la tubería, L_c , para una placa de lado 80 mm son: 80 mm; 235,4 mm; 155,4 mm; 177,7 mm; 217,4 mm; para cada configuración.

En las siguientes figuras (4.1-4.5) se recoge una muestra de la distribución de temperaturas en la placa (imágenes tomadas para $q'' = 800\text{W/m}^2$ y $T_c = 293\text{K}$). Los valores numéricos cambian para cada caso, pero la distribución de temperaturas es

similar en todas ellas. El mapa de colores permite intuir la forma del canal en cada configuración.

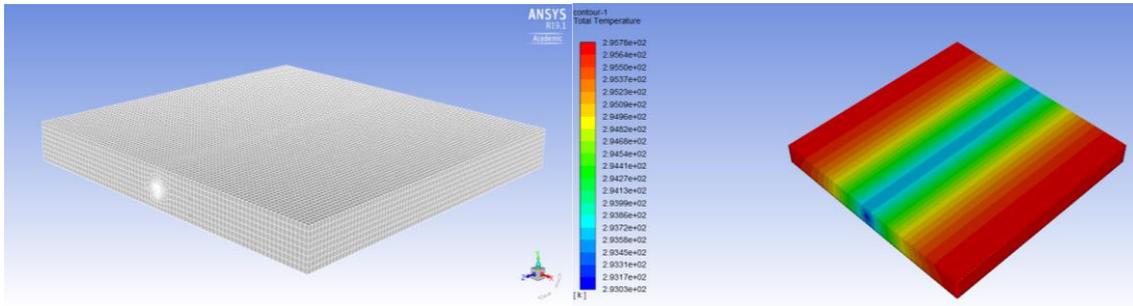


Figura 4.1. Malla y distribución de temperatura para configuración de tubo recto

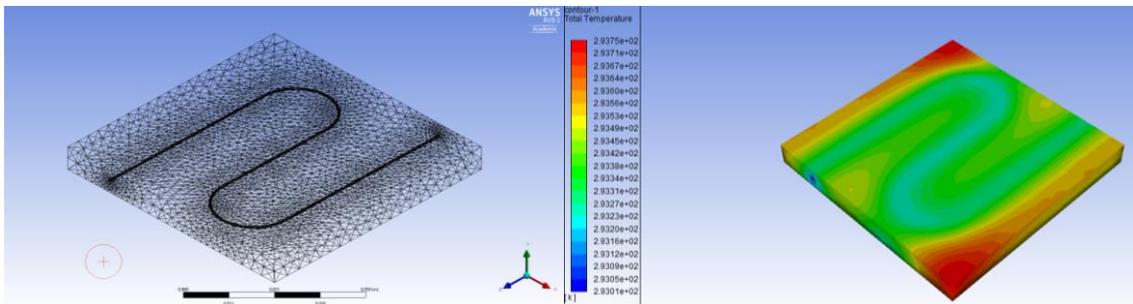


Figura 4.2. Malla y distribución de temperatura para configuración de serpentin tipo 1

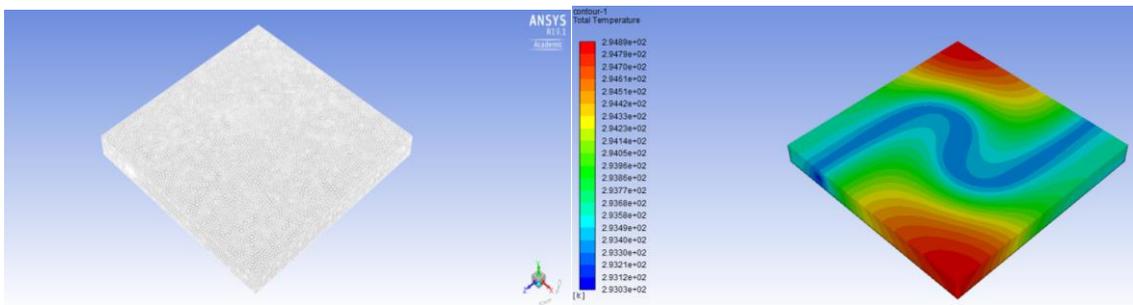


Figura 4.3. Malla y distribución de temperatura para configuración de serpentin tipo 2

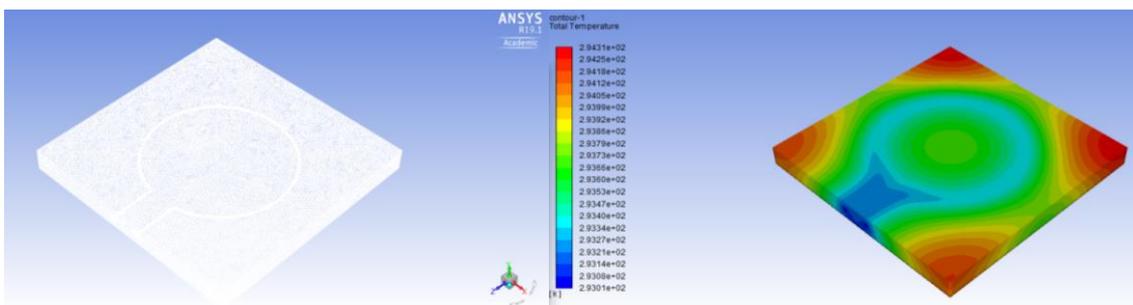


Figura 4.4. Malla y distribución de temperatura para configuración de bucle circular

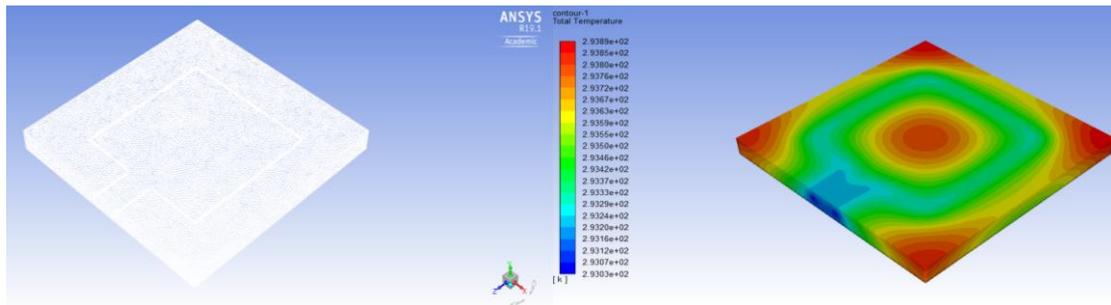


Figura 4.5. Malla y distribución de temperatura para configuración de bucle cuadrado

4.3. Resultados

En la siguiente tabla se recogen los resultados obtenidos para el parámetro \bar{T} definido en la expresión (4.2) para las cinco configuraciones, ordenadas conforme han sido nombradas en el apartado anterior, para las seis simulaciones especificadas en la Tabla 4.2.

Tabla 4.3. Resultados del parámetro \bar{T}

	\bar{T}							Ref [10]
	S1	S2	S3	S4	S5	S6	Media	
Conf. 1	14,88	14,76	14,89	14,76	14,70	14,76	14,79	-
Conf. 2	3,96	3,97	3,97	4,11	4,12	4,11	4,04	-
Conf. 3	10,07	10,02	10,04	9,77	9,76	9,77	9,90	12,5
Conf. 4	7,01	6,98	7,02	6,79	6,80	6,79	6,90	6,25
Conf. 5	4,75	4,73	4,75	4,50	4,49	4,50	4,62	5,1

De la Tabla 4.3 puede observarse, en primer lugar, que las simulaciones comparables a las del artículo (serpentín tipo 2, bucle circular y bucle cuadrado) nos están dejando resultados bastante similares a lo esperado, de acuerdo con los valores de las figuras 5 y 10 del mismo artículo [10] (que se añaden a continuación), en la que se entra con la relación del cociente entre la longitud del tubo L_c y el lado de la placa L y con la distancia de entrada y salida de la tubería al lateral de la placa.

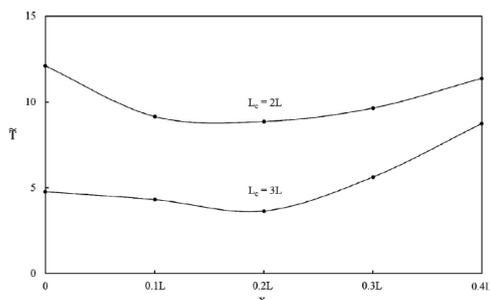


Fig. 5. The effect of the inlet and outlet position on the dimensionless temperature \bar{T} .

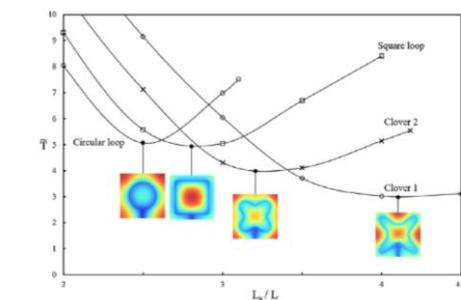


Fig. 10. The dimensionless temperature difference \bar{T} as function of L_c/L for the square, circular and clover leaf loops.

Figura 4.6. Ilustraciones del artículo [10] para \bar{T}

En segundo lugar, podemos ver que la configuración que nos proporciona una peor distribución de temperaturas es la tubería recta, mientras que las dos mejores son la configuración tipo serpentín 1 y el bucle cuadrado. Dado que la primera es ligeramente mejor, y tradicionalmente se extiende el uso de tuberías con distribución de serpentín, se escogerá este diseño para continuar el análisis a lo largo del trabajo.

Las gráficas de la Figura 4.7 muestran la variación en el parámetro \bar{T} según los dos valores de flujo de calor estudiados, así como su influencia con la longitud del lado de la placa o de la temperatura del sumidero.

Como puede observarse, y como ya se había anticipado en la Tabla 4.3, los valores son prácticamente iguales y los puntos se solapan para las diferentes situaciones. Esto permitirá extender los resultados para otros problemas con diferentes condiciones como, por ejemplo, al estudio de la célula fotovoltaica, con dimensiones diferentes y una radiación o temperatura del refrigerante distinta.

Además, para verificar el método de cálculo con el que han sido calculados estos resultados, se presenta en la Figura 4.7 una gráfica que muestra la comparación entre los resultados obtenidos en este trabajo y los recogidos en el artículo de A.Bejan [10], para modelos con geometrías y condiciones similares, estas son las configuraciones 3,4 y 5. Los valores aproximados pueden comprobarse en la Tabla 4.3.

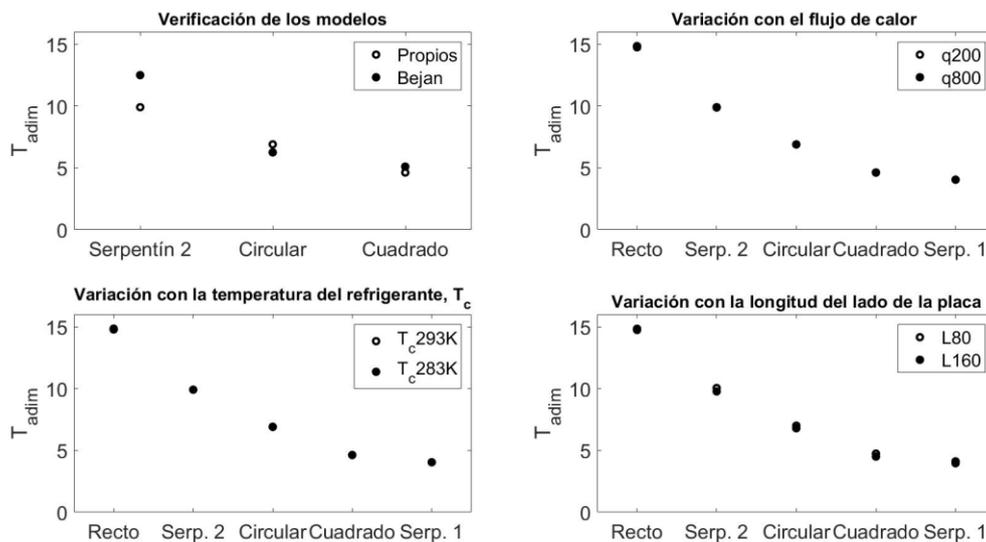


Figura 4.7. Verificación de modelos e influencia en el parámetro \bar{T}

4.4. Conclusiones del diseño de refrigeración

A lo largo de la sección 4 se han estudiado una serie de casos con el fin de obtener la mejor configuración de sistema de refrigeración de una placa que proporcione una distribución de temperaturas uniforme, con el menor valor posible, para obtener un mayor rendimiento del panel fotovoltaico como se explica en la sección 2.

El mínimo valor de \bar{T} se obtiene para la primera configuración tipo serpentín, tomando un valor aproximado de 4. Por este motivo, se escogerá este modelo como configuración óptima, dentro de las estudiadas. Sin embargo, este estudio puede desarrollarse para cualquier otra geometría que mejore este valor. De esta forma, las presentes y futuras

líneas de trabajo en este campo pueden ser infinitas, a la par que interesantes y cada vez más competitivas gracias al potencial de la fotovoltaica a nivel mundial en su carrera de disminución de costes y aumento de su rendimiento, como se indicaba en el capítulo introductorio.

El principal objetivo de este trabajo no es conseguir una configuración óptima, sino analizar algunas posibilidades y elegir la mejor entre ellas, hacer un estudio del problema de transferencia de calor y observar ciertos parámetros eléctricos del panel tales como rendimiento o potencia de salida. Los resultados se desarrollan en siguientes apartados.

5. Simulaciones del sistema refrigerado y del sistema sin refrigerar

En esta sección se exponen las condiciones y explicaciones necesarias para comprender en qué consisten los casos finales estudiados, así como las consideraciones y conclusiones que han ido derivando del análisis de varios casos en las simulaciones de Ansys Fluent. En la sección 6 se recogen los resultados de estas simulaciones.

5.1. Objetivos y aplicaciones

El estudio explicado en el capítulo anterior permitió seleccionar la mejor configuración para refrigerar una placa sometida a un flujo de calor. Sin embargo, estos cálculos fueron realizados en base a unas hipótesis y simplificaciones que no suministran datos de temperatura demasiado fieles a unas condiciones reales.

El objetivo fundamental de este capítulo es presentar un sistema de refrigeración de una placa por medio de una tubería con líquido a una temperatura menor que la temperatura ambiente, así como un sistema con las mismas condiciones ambientales que no dispone de este sistema refrigerante para, más tarde, comparar los resultados.

Para alcanzar este objetivo final, se han de afinar las condiciones impuestas para realizar los cálculos: crear una tubería con un espesor, introducir un gasto másico de un líquido por ella, y aproximar las condiciones en las superficies superior e inferior a condiciones más reales, haciendo un balance de energía y cambiando la condición de adiabaticidad por convección, respectivamente.

Recordemos que la aplicación fundamental a la que está dirigida este estudio no es otro que conseguir mantener el panel fotovoltaico a temperaturas más bajas, y conseguir así mejores condiciones eléctricas en su actuación.

5.2. Balance de energía en la superficie superior

A pesar de que a lo largo de todo el documento se habla de una irradiación incidente dentro del rango $200-1000 \text{ W/m}^2$, lo cierto es que no es ese valor el que entra en la placa. Sobre la superficie se realiza un balance de energía entre el calor por radiación emitido por la placa, la convección que tiene lugar y esta misma irradiación solar incidente.

La función definida, *user defined function*, nos permite introducir este balance en el programa, dando así valores más reales del verdadero flujo de calor que recibe la placa por su parte superior. Para su construcción, es necesaria la definición de ciertos parámetros que se han elegido en base a valores típicos. A continuación, se indican cuáles son estos valores y la forma que toma este balance, de acuerdo con los conceptos teóricos expuestos en la sección 3.

- Flujo de calor por convección: Se calcula como el producto del coeficiente convectivo, definido con valor de $2 \text{ W/m}^2\text{K}$ y la diferencia de temperaturas entre la superficie (T_s), calculada por el programa en cada iteración, y la temperatura

ambiente, definida en 27°C (300K). El valor del coeficiente convectivo ha sido elegido dentro de los valores típicos de este parámetro en convección natural.

$$q''_{conv} = h (T_s - T_{amb}) \quad (5.1)$$

- Flujo de calor por radiación: puede calcularse a partir de la expresión (3.53b) como producto de la emisividad, la constante de Stefan-Blotzman y la diferencia de temperaturas elevadas a la cuarta potencia entre la superficie y el ambiente. La emisividad se ha considerado con valor 0.89.

$$q''_{rad} = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_{amb}^4) \quad (5.2)$$

- Flujo de calor incidente: se calcula que solo una fracción de la irradiación incidente es capaz de ser absorbida por el material. Es decir, debemos multiplicar la irradiación incidente por el valor de la absorptividad, definida con valor 0.97. La irradiación I tomará valores 200,400,600,800 ó 1000 según la simulación en la que nos encontremos.

$$q''_{inc} = \alpha I \quad (5.3)$$

Una vez calculado cada uno de estos flujos, puede calcularse el balance sobre la superficie que muestra la Figura 5.1 siguiendo la expresión (5.4). De esta forma, la función definida volcará este perfil resultante sobre la placa superior dando un valor más real del calor neto absorbido en la cara superior y con ello de temperaturas alcanzadas. Será este valor el que se recoja en las tablas de resultados de la sección 6.

$$q''_{abs} = q''_{inc} - q''_{rad} - q''_{conv} \quad (5.4)$$

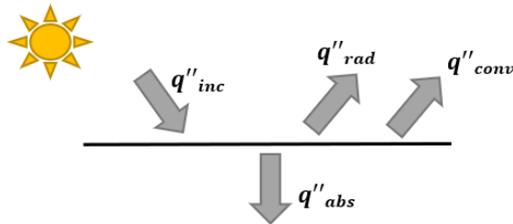


Figura 5.1. Balance de energía sobre la superficie

5.3. Sistema sin refrigerar

En este apartado se simulará el sistema de la placa para un modelo tridimensional y bidimensional. El segundo modelo incluye una parte de la placa maciza, debido a que no tiene tubería con refrigerante en su interior, y el entorno que rodea la pieza. Se hará uso de la simetría del objeto para reducir el número de nodos de la malla teniendo en cuenta que la versión de estudiante de Ansys Fluent presenta su limitación en 512.000.

5.3.1. Geometría y malla

En el modelo tridimensional la placa tendrá una planta cuadrada de lado 20 cm, y un espesor de 5 cm. Para el modelo en dos dimensiones, haciendo uso de la simetría de la placa, la geometría consiste en media placa con dimensiones 10 cm de lado y 5 cm

de espesor, y un entorno de dimensiones 100 cm x 50 cm. El objeto se encuentra centrado en el eje y a la derecha de todo de forma que aplicando simetría la placa queda rodeada y centrada en el entorno.

El mallado del modelo tridimensional cuenta con 137781 nodos y 128000 elementos, y puede verse en la Figura 5.2. La malla bidimensional puede apreciarse en los resultados del capítulo 6, puesto que se ven las celdas de ella. Cuenta con 14799 nodos y 9613 elementos.

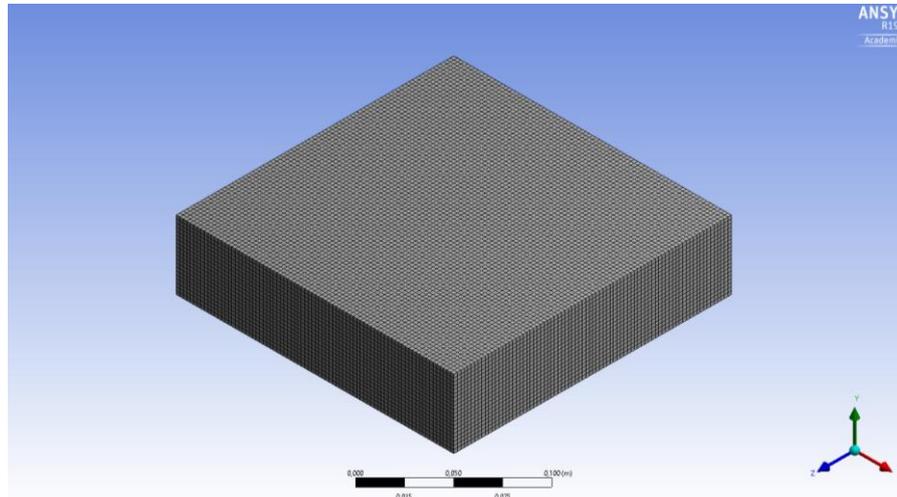


Figura 5.2. Malla modelo sin refrigerar tridimensional

5.3.2. Condiciones de contorno

- Modelo bidimensional

Cara superior: se introduce la función creada (user defined function, udf), que realiza un balance de energía entre el calor de radiación, convección y calor absorbido de la irradiación tal y como se ha explicado en el apartado 5.2.

Cara inferior: el modelo bidimensional consta de un entorno que rodea a la placa, de forma que esta superficie puede estar “acoplada” (opción *coupled* del programa) con el entorno, que se ha especificado a 300K. Gracias a este ajuste, se considerará convección en esta cara.

Caras laterales: debido a la pequeña dimensión de estas superficies comparada con el resto de las caras de la placa, se considerará que las pérdidas de calor son nulas en estas superficies, es decir, se configura la condición de adiabaticidad.

Región lateral del entorno: la superficie de la izquierda está lo suficientemente alejada para no considerar su influencia, se selecciona la condición *wall*. La superficie derecha, considerada el eje de simetría de la pieza y su entorno, se configura como *symmetry*.

Región de entrada y salida del entorno: se configura que entra aire a una velocidad de 0,5 m/s y a una temperatura de 27°C. Estas superficies son la inferior y superior del entorno, respectivamente.

- Modelo tridimensional

Cara superior: se realiza el balance energético gracias a la función definida descrita en el apartado 5.2.

Cara inferior: se permite la convección en esta superficie, fijando el valor del coeficiente convectivo en $10 \text{ W/m}^2\text{K}$ y la temperatura del entorno en 27°C , de acuerdo con los parámetros introducidos en la función udf.

Caras laterales: los laterales de la placa se considerarán adiabáticos puesto que la principal dirección en la que circula el flujo es a lo largo del espesor.

5.3.3. Simulaciones

Las simulaciones objetivo de este trabajo son aquellas que permitan comparar los resultados de los casos 5.3 y 5.4, los resultados del análisis de transferencia de calor y comportamiento eléctrico se recogerán en el siguiente capítulo.

En este caso, al no tener refrigeración las simulaciones se reducen a someter a la placa a las diferentes irradiaciones que se han especificado anteriormente, de forma que se pueda comparar las temperaturas máximas alcanzadas en este sistema con las simulaciones de tipo 1 indicadas en la Tabla 5.1 para el sistema con serpentín.

5.4. Sistema refrigerado

Para el sistema refrigerado escogido, en base a los resultados de la sección 4, se va a analizar su comportamiento en dos tipos de simulaciones diferentes: variando la irradiación incidente en la placa, a temperatura de refrigerante fija y, para una irradiación fija, cambiando la temperatura del refrigerante. Se simularán los resultados para dos velocidades de flujo diferentes.

5.4.1. Geometría y malla

La placa tendrá una planta cuadrada de lado 20 cm, y un espesor de 5 cm. El conducto por el que circulará el fluido refrigerante tendrá un diámetro interno de 1 cm con un espesor de tubería de 0,5 cm. Los materiales escogidos son los mismos que en los casos anteriores: metal con propiedades indicadas en la Tabla 4.1 y agua como fluido refrigerante.

Visto desde un corte realizado en el plano medio del espesor, puede verse la disposición del serpentín. Se ha seleccionado que la entrada y salida de fluido sea a 0,2 veces el lado de la placa, como en capítulos anteriores. Las curvas que seguirá el fluido son de diámetro 30 cm y los centros están distanciados 60 cm en el eje x y 10 cm en el eje z. La geometría de la pieza puede apreciarse en la Figura 5.3.

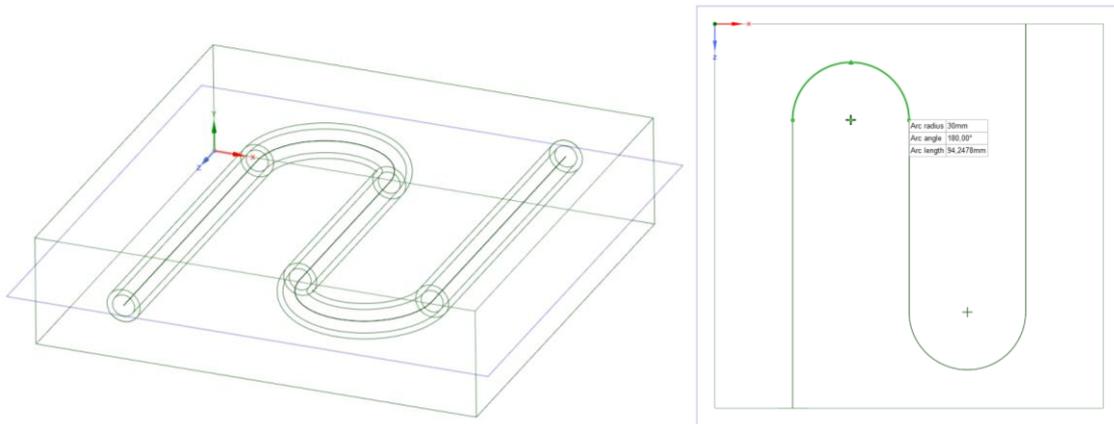


Figura 5.3. Geometría del modelo con serpentín

En la Figura 5.4 puede verse la malla de esta geometría. Se puede comprobar cómo los nodos se afinan cerca de la tubería con forma de serpentín. La malla cuenta con 251.409 elementos y 89.061 nodos.

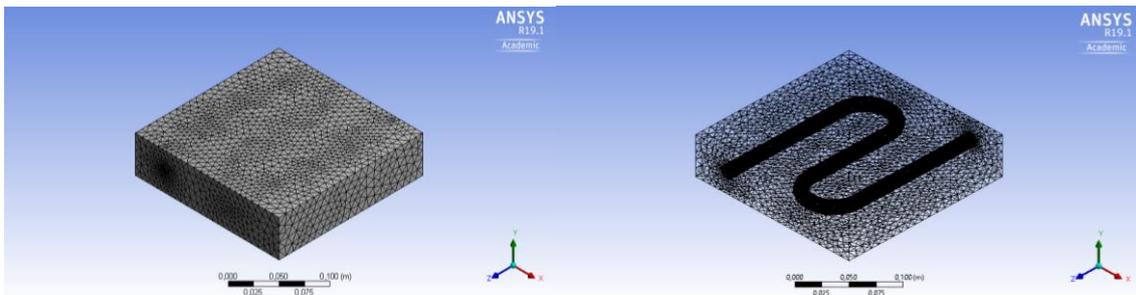


Figura 5.4. Malla del modelo refrigerado con serpentín

5.4.2. Condiciones de contorno

Cara superior: sobre esta superficie se aplica el balance de energía programado en la función definida, que volcará el valor del flujo incidente absorbido por la placa.

Cara inferior: sobre esta cara se aplica la condición de convección. Para ello es necesario introducir los valores del coeficiente convectivo y la temperatura de los alrededores. Se configura el coeficiente convectivo en $10 \text{ W/m}^2\text{K}$ y la temperatura del entorno se ajusta con la elegida en la función, definida a 27°C .

Caras laterales: en estas regiones se han tratado de forma diferente los laterales de entrada y salida de refrigerante (considerados adiabáticos) de los otros dos laterales, que se han calculado con la opción *symmetry* debido a que están en su mayoría en contacto con otras placas a temperatura similar.

Pese a que se han configurado de forma distinta, cabe decir que no hay mucha diferencia entre ambas opciones, puesto que la transferencia de calor es más pequeña cuanto más próximas se encuentren las temperaturas. Teniendo en cuenta que la placa se simula como una celda fotovoltaica y que se supone el mismo comportamiento para

todas, la transferencia de calor entre ellas es despreciable con respecto a la transferencia entre la placa y su entorno.

Entrada de fluido: esta sección se configura como la entrada de gasto másico definido a partir de la densidad del fluido, del área de la tubería de diámetro 1 cm y una velocidad que, tomará los valores 0,5 m/s ó 1 m/s para las simulaciones del apartado 6.1.3 y de 0,1 m/s ó 1 m/s para el apartado 6.2. La temperatura de entrada del refrigerante se elegirá según la simulación dentro del rango de 5 a 25°C. Estas configuraciones quedarán expuestas de una forma más clara en la Tabla 5.1.

5.4.3. Simulaciones

Como se adelantaba anteriormente, los resultados de las simulaciones de la configuración expuesta en este apartado 5.3 se recogen la sección 6. Antes de presentarlos, se indica en este apartado de forma más explícita en qué consisten estas simulaciones realizadas con los parámetros explicados en los puntos anteriores.

Las condiciones que varían de una simulación a otra se presentan en la Tabla 5.1. De este modo, se tendrán 10 simulaciones de cada tipo teniendo en cuenta que para cada simulación se configuran dos valores de velocidad diferentes.

Tabla 5.1. Condiciones de simulación sistema refrigerado

SIMULACIÓN	VELOCIDAD FLUIDO	CONDICIÓN FIJA	S1	S2	S3	S4	S5
TIPO 1	v = 0,5 m/s	$T_{ref} = 15^{\circ}\text{C}$	I = 200 W/m ²	I = 400 W/m ²	I = 600 W/m ²	I = 800 W/m ²	I = 1000 W/m ²
	v = 1 m/s						
TIPO 2	v = 0,1 m/s	I = 800 W/m ²	$T_{ref} = 5^{\circ}\text{C}$	$T_{ref} = 10^{\circ}\text{C}$	$T_{ref} = 15^{\circ}\text{C}$	$T_{ref} = 20^{\circ}\text{C}$	$T_{ref} = 25^{\circ}\text{C}$
	v = 1 m/s						

6. Resultados de los modelos sin refrigeración y refrigerado

En este capítulo se recogen los resultados de las temperaturas alcanzadas y los flujos de calor absorbidos por la placa para las configuraciones con y sin refrigeración descritas en el apartado anterior.

En base a esos datos se calculará el rendimiento y potencia de salida de un panel fotovoltaico, tomando como referencia los valores del panel fotovoltaico AP110 cuya hoja de características se incluye al final de la memoria como un anexo. Se extraerán las conclusiones a partir del análisis de los resultados de ambos casos.

6.1. Comparación de los sistemas sin refrigerar y refrigerado

En este apartado se incluyen algunos de los mapas de temperatura obtenidos en las simulaciones para ambas configuraciones. A su vez, se recogen tablas y gráficas que muestran claramente los resultados y, por último, las conclusiones que pueden extraerse del estudio.

6.1.1. Simulaciones del sistema sin refrigerar modelo bidimensional

En la primera simulación se introduce una irradiación de 200 W/m^2 en la función definida que calcula el balance de energía en la superficie superior, como se explicó en apartado 5.2. La solución se alcanza en 2000 iteraciones, donde los residuos de continuidad oscilan sobre el orden unidad mientras que los de velocidad están entre los órdenes 10^{-2} y 10^{-3} y en la ecuación de la energía los residuos alcanzan el orden de 10^{-7} .

La distribución de temperaturas puede verse en la Figura 6.1, donde puede observarse el ambiente a 300K, así como el espesor de la placa 10°C por encima de esta. Como resultado de esta diferencia de temperaturas, el flujo caliente rodea la placa y asciende por diferencia de densidades, como muestran los nodos representados en un azul más claro.

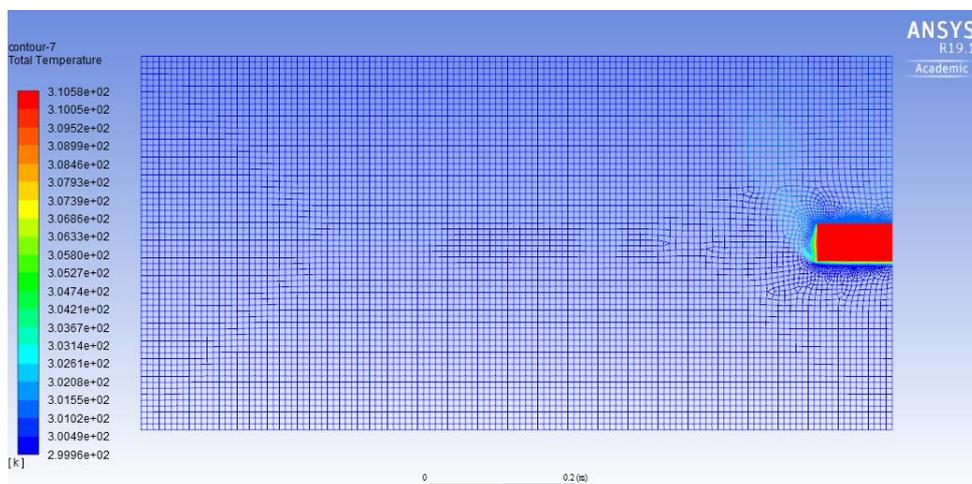


Figura 6.1. Temperaturas de la placa bidimensional sin refrigerar con una irradiación de 200 W/m^2

El flujo de calor máximo, que se da en la superficie superior, alcanza el valor de 227 W/m^2 aproximadamente, y el coeficiente convectivo cerca de esta superficie resulta finalmente de $22 \text{ W/m}^2\text{K}$. La temperatura máxima alcanzada es de $37,6^\circ\text{C}$.

En la segunda simulación, se aumenta la irradiación incidente a 400 W/m^2 . Se calcula la solución hasta las 2000 iteraciones, y se alcanzan valores para los residuos similares al caso anterior, aunque en la ecuación de la energía aumentan ligeramente. La distribución de temperaturas es similar al mapa obtenido en la Figura 6.1, por lo que no se añade esta imagen.

La temperatura máxima alcanzada resulta de $47,8^\circ\text{C}$ con un flujo entrante de 447 W/m^2 . Los valores son aproximados, sus valores exactos pueden verificarse en las tablas del apartado 6.1.4. El coeficiente convectivo sobre la placa superior es cercano a los $22 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Para la simulación con una irradiación de 600 W/m^2 en las mismas iteraciones, y con residuos del orden de los anteriores se alcanza una temperatura máxima en la placa de $57,7^\circ\text{C}$ para un flujo incidente resultante de 660 W/m^2 . El coeficiente convectivo toma el mismo valor que en los casos anteriores, $22 \text{ W/m}^2\text{K}$. La circulación de aire que representa la Figura 6.1 desde la superficie inferior hacia arriba se hace más evidente cuanto mayor es la temperatura de la placa y, por tanto, mayor diferencia de temperaturas existe con el ambiente.

En la cuarta simulación, la irradiación se configura en 800 W/m^2 . Con los parámetros ajustados como en los casos anteriores la temperatura máxima asciende hasta los $67,4^\circ\text{C}$, con un flujo de calor sobre la superficie de 867 W/m^2 , aproximadamente.

Para la irradiación de 1000 W/m^2 se alcanza una temperatura de $76,7^\circ\text{C}$, en la línea de los otros resultados, al aumentar la irradiación en 200 W/m^2 la temperatura máxima aumenta en 10°C aproximadamente, el valor del coeficiente convectivo está en torno a $22 \text{ W/m}^2\text{K}$ y el flujo convectivo resultado del balance es de 1067 W/m^2 . Los flujos calculados a partir de este balance aumentan en un rango de $30\text{-}70 \text{ W/m}^2$ con respecto a la irradiación solar supuesta.

6.1.2. Simulaciones del sistema sin refrigerar modelo tridimensional

En este apartado se simulará el sistema sin refrigerar para las cinco irradiaciones definidas, sin embargo, esta vez el sistema se diseña de modo tridimensional para analizar diferencias con el sistema simplificado en dos dimensiones del apartado 6.1.1.

Los resultados finales se compararán con el modelo tridimensional, puesto que ya ha sido simulado, pero, si los resultados son lo suficientemente exactos, se recomendará simplificar el modelo de estudio al caso bidimensional por el ahorro en cálculo computacional (simplicidad de la malla).

En la primera simulación, para una irradiación de 200 W/m^2 en la función definida la solución converge en 13 iteraciones, donde los residuos de la ecuación de la energía los residuos alcanzan el orden de 10^{-9} . La distribución de temperaturas puede observarse en la Figura 6.2.

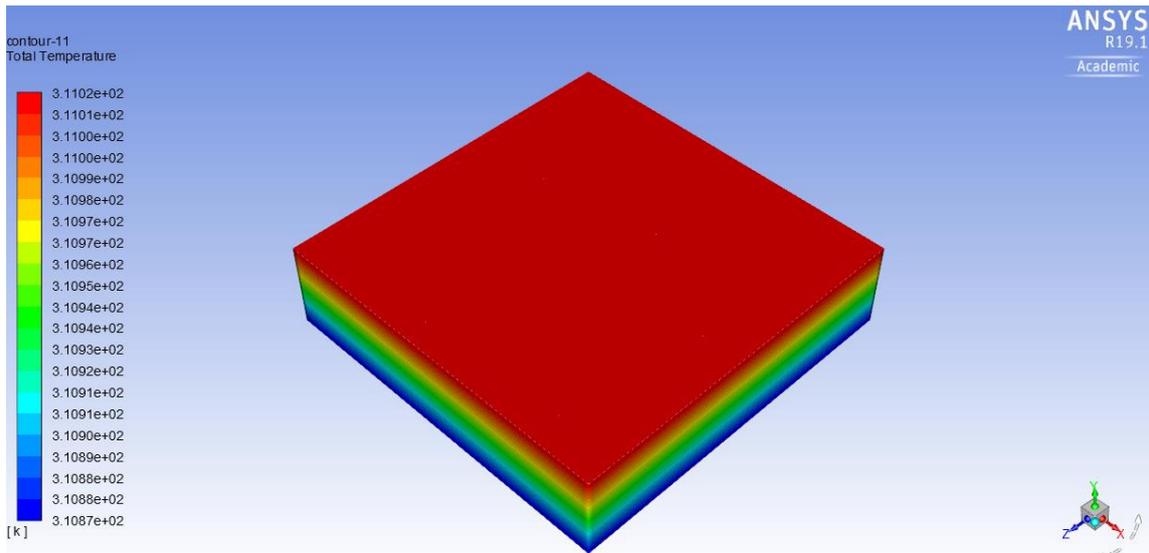


Figura 6.2. Temperaturas de la placa sin refrigerar con una irradiación de 200 W/m^2

La temperatura máxima alcanzada resulta de 38°C , que es bastante similar a los $37,6^\circ\text{C}$ que se alcanzaban en el modelo bidimensional con la misma irradiación. El gradiente de temperaturas en el eje y es en este caso de unos $0,15^\circ\text{C}$, aunque se muestre la leyenda en varios colores, puede comprobarse que la distribución es equivalente al otro modelo, en el que todo el espesor de la placa se encontraba en el mismo color, puesto que la diferencia de temperaturas es muy pequeña. El flujo de calor máximo en superficie superior alcanza el valor de $108,67 \text{ W/m}^2$.

En la segunda simulación, se aumenta la irradiación incidente a 400 W/m^2 , la solución converge en 17 iteraciones cuando los residuos de la ecuación de la energía alcanzan el valor de 10^{-9} . La temperatura máxima alcanzada en este caso resulta de $48,65^\circ\text{C}$ con un flujo entrante de $213,45 \text{ W/m}^2$. De nuevo, el valor es muy similar al otro sistema que alcanzaba $47,8^\circ\text{C}$, más adelante se comprobará que la principal diferencia entre los dos métodos de resolución está en el flujo de calor que incide finalmente en la placa, y que provoca como consecuencia pequeñas diferencias en las temperaturas máximas de ambas configuraciones.

En la tercera simulación, con una irradiación de 600 W/m^2 el problema converge en 23 iteraciones, con los mismos residuos de la ecuación de la energía que en los casos anteriores. En este caso se alcanza una temperatura máxima en la placa de $58,91^\circ\text{C}$ para un flujo incidente resultante de $314,63 \text{ W/m}^2$. La temperatura es cercana a los $57,7^\circ\text{C}$ que reflejaba la solución en el modelo bidimensional, pero el flujo de calor es considerablemente diferente a los 660 W/m^2 resultantes del balance de energía en la superficie.

La siguiente simulación, donde la irradiación se configura en 800 W/m^2 , se resuelve en 30 iteraciones. La temperatura toma el valor $68,79^\circ\text{C}$ con un flujo de calor sobre la superficie de 442 W/m^2 , aproximadamente. La diferencia de temperaturas entre el modelo bidimensional y tridimensional en este caso es de menos de 2°C . Sin embargo, se puede apreciar una diferencia de más de 400 W/m^2 entre ellos.

Finalmente, para la irradiación de 1000 W/m^2 la solución se alcanza en 47 iteraciones. La temperatura máxima es de $78,4^\circ\text{C}$, como en el apartado 6.1.1, al aumentar la irradiación en 200 W/m^2 la temperatura máxima también aumenta en unos 10°C . El flujo resultado del balance en la función definida es de $506,75 \text{ W/m}^2$ para este caso y el

gradiente de temperaturas en el espesor de la placa es de $0,71^{\circ}\text{C}$. El flujo en el modelo bidimensional supera al de este caso en 560 W/m^2 , y la temperatura es $1,7^{\circ}\text{C}$ superior en el modelo tridimensional.

Se ha comprobado que las diferencias en términos de temperatura no son muy significativas y que en cualquier caso son menos favorables en el modelo tridimensional, por esta razón se usarán sus resultados en el apartado 6.1.4 para ser comparado con el sistema refrigerado.

La configuración de los modelos es ligeramente diferente, como ha sido explicada en la sección 5 del documento, estos parámetros de entrada en el programa son clave para la solución que devuelve al usuario, por lo que se puede entender las diferencias en los flujos de calor.

6.1.3. Simulaciones sistema refrigerado

En este apartado la temperatura del refrigerante queda fija en 15°C , este valor es razonable puesto que es la temperatura media anual del agua del grifo en una ciudad como Madrid. Se recogen las simulaciones de tipo 1 que indica la Tabla 5.1, las de tipo 2 se incluyen en el punto 6.2 de este mismo capítulo.

Se simularán los resultados para dos velocidades de entrada de fluido diferentes a $0,5 \text{ m/s}$ y 1 m/s . Para la primera velocidad la solución se alcanza para 336 iteraciones mientras que para la segunda se resuelve en 331 iteraciones. Los residuos de continuidad alcanzan el valor de 10^{-4} , los de continuidad 10^{-6} y los de energía 10^{-12} en todas las simulaciones.

Cuando se simula con una velocidad de 1 m/s puede verificarse, con las temperaturas de entrada y salida del refrigerante finales, que la hipótesis inicial con la que se consideraba la temperatura constante en la pared de la tubería es lo suficientemente exacta como para ser aplicada con flujos másicos relativamente altos. En este caso, dada la densidad del agua y el área de entrada con un diámetro de 1 cm el gasto másico es de $0,078 \text{ Kg/s}$. En las Figuras 6.22 y 6.23 se puede observar la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del fluido a lo largo del serpentín según la velocidad.

Para la primera simulación con la irradiación de 200 W/m^2 puede observarse el mapa de contornos en las Figuras 6.3 ($v = 0,5 \text{ m/s}$) y 6.4 ($v = 1 \text{ m/s}$). Estas figuras muestran la distribución de temperaturas donde puede apreciarse la influencia del serpentín en la placa, ya que el perfil tiene temperaturas más bajas en las zonas cercanas al recorrido de la tubería.

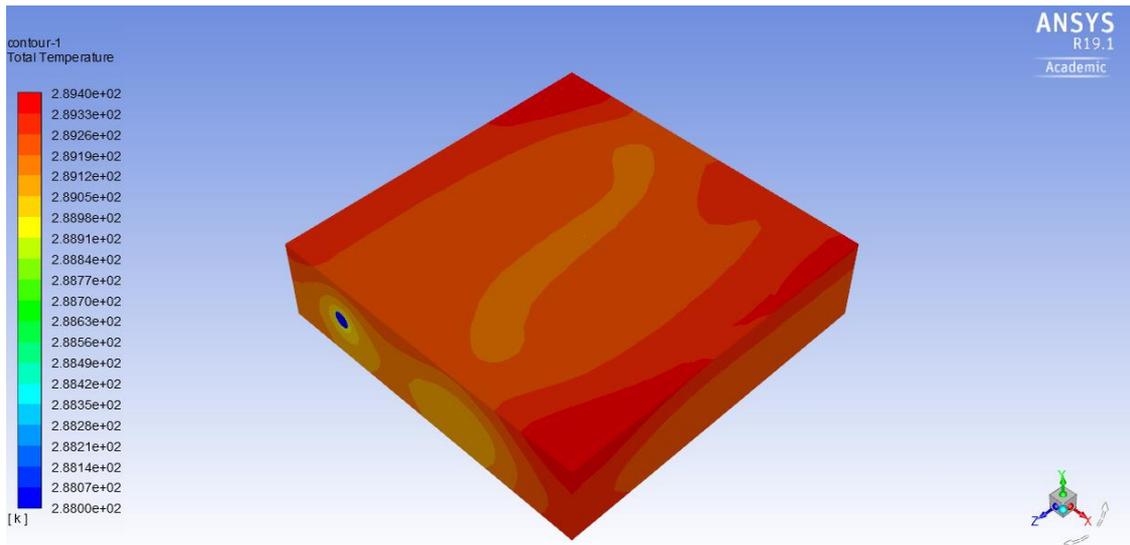


Figura 6.3. Temperaturas de la placa refrigerada con una irradiación de 200 W/m^2 , $v = 0,5 \text{ m/s}$

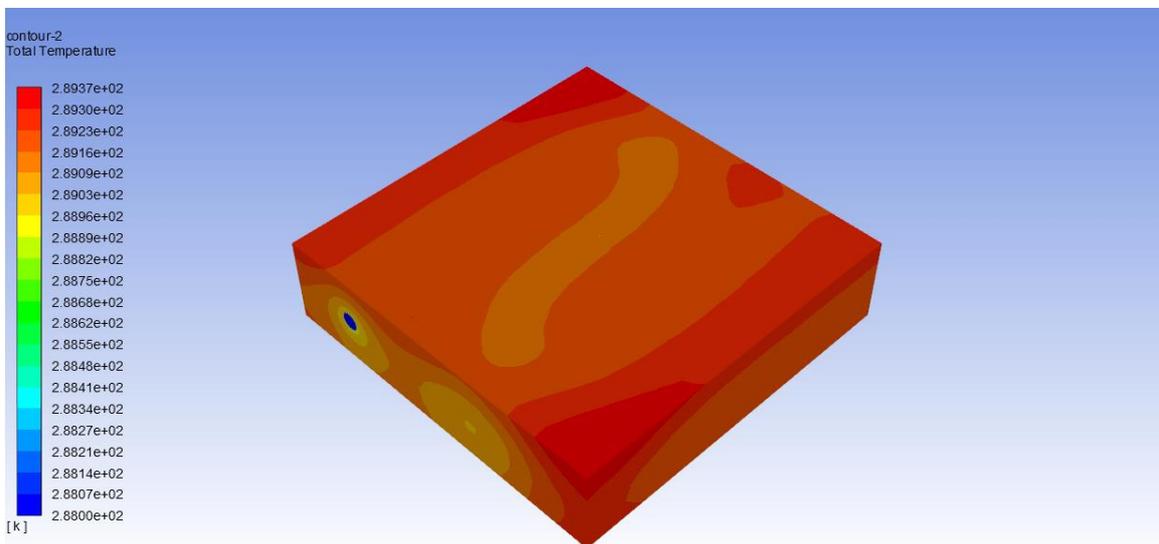


Figura 6.4. Temperaturas de la placa refrigerada con una irradiación de 200 W/m^2 , $v = 1 \text{ m/s}$

El refrigerante consigue bajar la temperatura de la placa en este caso hasta $16,40^\circ\text{C}$ y $16,37^\circ\text{C}$ para las velocidades de $0,5 \text{ m/s}$ y 1 m/s , respectivamente. Esto supone una diferencia de temperaturas de más de 20 grados entre los sistemas de este apartado y el anterior. El flujo de calor resultante del balance es de 271 W/m^2 , aproximadamente.

Para una irradiación mayor, de 400 W/m^2 , la placa alcanza temperaturas ligeramente más elevadas, hasta los $17,11^\circ\text{C}$ y $17,07^\circ\text{C}$ para flujos de calor cercanos a los 460 W/m^2 . A pesar de que se aumenta la irradiación en 200 unidades, la diferencia de temperaturas entre el caso anterior y este es de menos de 1 grado. Sin embargo, la diferencia de este caso con el equivalente en el caso sin refrigeración es de más de 30°C . Los resultados presentan una distribución de temperaturas similar al de las Figuras 6.3 y 6.4.

Con una irradiación media de 600 W/m^2 el balance de la función definida vuelca un perfil al programa con 651 W/m^2 . Sobre los mapas de contorno de temperaturas (Figuras 6.5 y 6.6) puede observarse cómo las zonas más frías empiezan a estrecharse para dar

paso a zonas más calientes, también puede apreciarse la temperatura de entrada de refrigerante como la más baja del sistema.

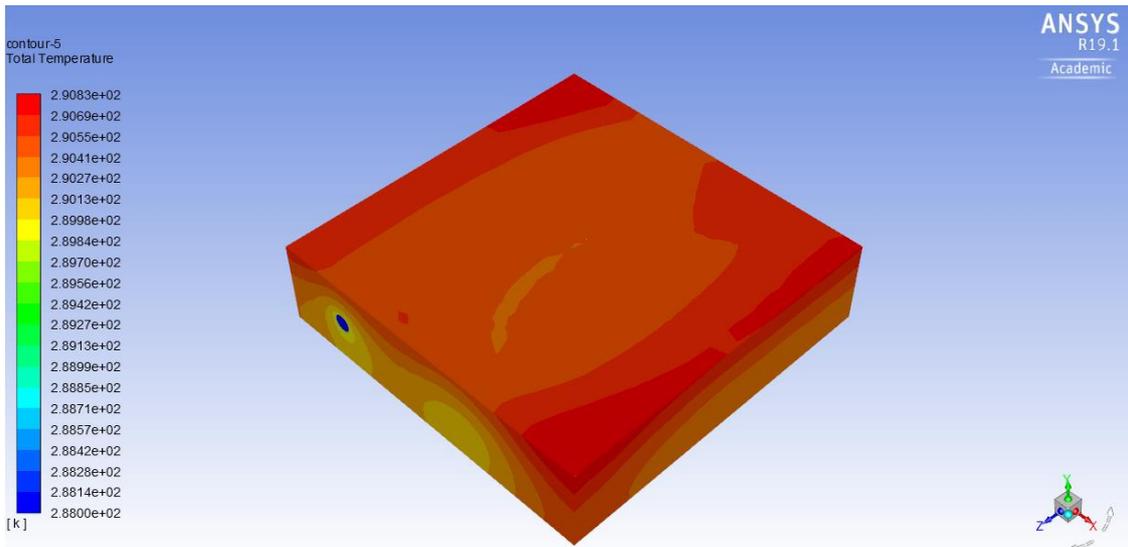


Figura 6.5. Temperaturas de la placa refrigerada con una irradiación de 600 W/m^2 , $v = 0,5 \text{ m/s}$

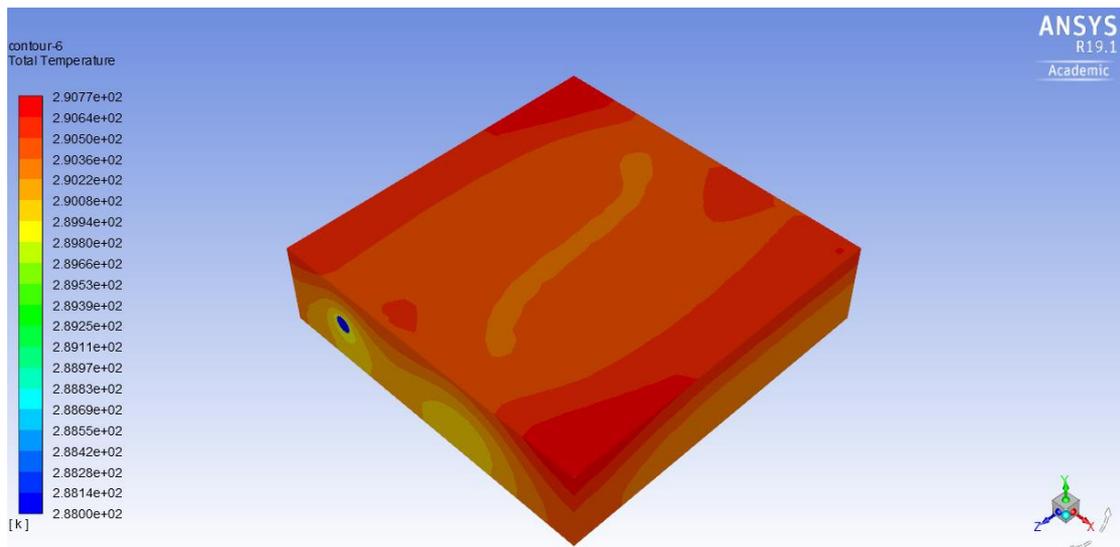


Figura 6.6. Temperaturas de la placa refrigerada con una irradiación de 600 W/m^2 , $v = 1 \text{ m/s}$

La temperatura máxima alcanzada aumenta unas décimas hasta $17,83^\circ\text{C}$ y $17,77^\circ\text{C}$. La diferencia con el caso sin refrigerar es de casi 40°C .

En la siguiente simulación, la irradiación supuesta es de 800 W/m^2 , el flujo de calor resultado del balance se ajusta a unos 840 W/m^2 . Con este flujo la temperatura máxima que alcanza la placa es de $18,55^\circ\text{C}$ y $18,48^\circ\text{C}$ en su parte superior y cerca de los bordes, debido a la condición de adiabaticidad de estos. La diferencia de temperaturas de este sistema y uno expuesto a las mismas condiciones, pero sin refrigerar, es de 50°C

Por último, configuramos los parámetros del sistema para introducir una irradiación inicial de 1000 W/m^2 . Puede apreciarse en las Figuras 6.7 y 6.8 cómo la región central de la superficie superior, que en los casos anteriores se encontraba a una temperatura ligeramente menor (en amarillo), ha desaparecido prácticamente en este caso y la placa superior queda por encima de los 18°C .

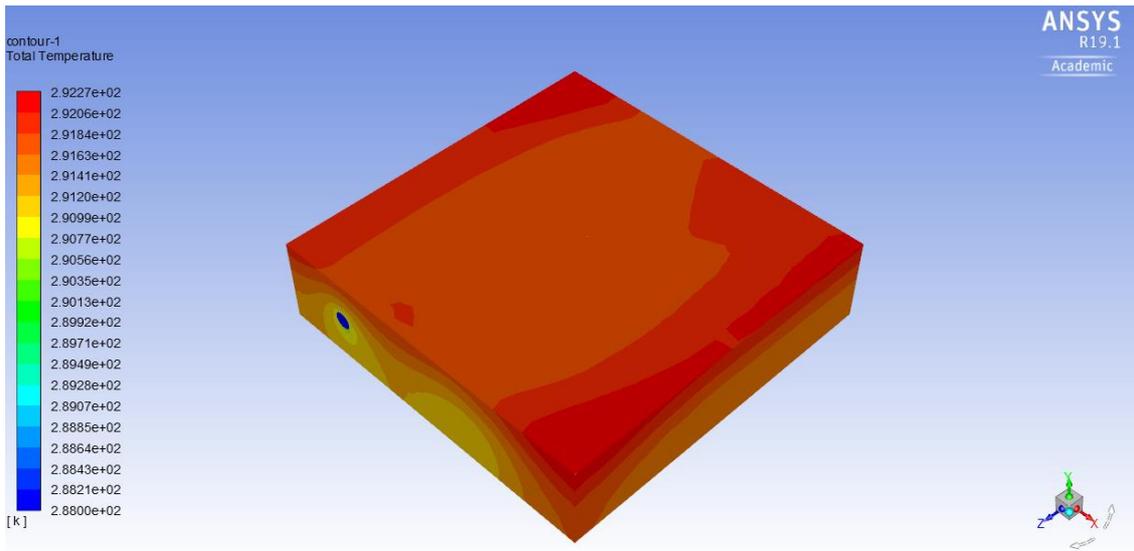


Figura 6.7. Temperaturas de la placa refrigerada con una irradiación de 1000 W/m^2 , $v = 0,5\text{m/s}$

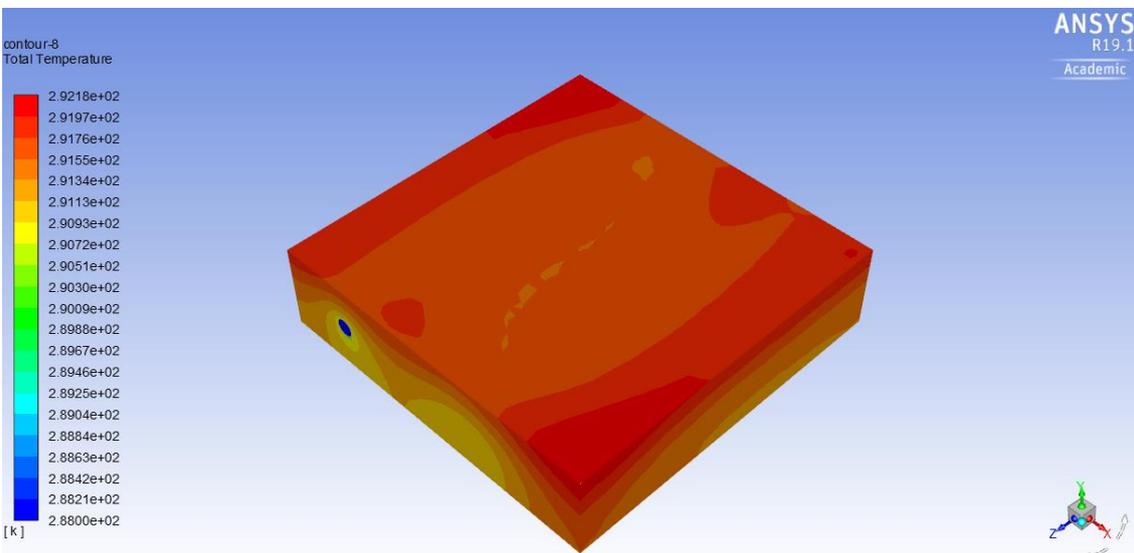


Figura 6.8. Temperaturas de la placa refrigerada con una irradiación de 1000 W/m^2 , $v = 0,5\text{m/s}$

Las temperaturas en este caso alcanzan los $19,27^\circ\text{C}$ y $19,18^\circ\text{C}$, lo que supone una diferencia de temperaturas con el caso sin refrigerar de 59°C . El flujo de calor real que alcanza la superficie es de 1030 W/m^2 .

En la Figuras 6.9, 6.10, 6.11 se muestra cómo es el perfil de temperatura en la parte inferior para los modelos a 200 , 800 y 1000 W/m^2 , respectivamente para una velocidad del fluido que circula por la tubería de $0,5 \text{ m/s}$.

Como cabía esperar, las temperaturas sobre esta superficie son más bajas que en la parte superior, en primer lugar, porque no recibe la irradiación directa, sino que la temperatura aumenta en ella por conducción de la placa y por radiación del ambiente y, en segundo lugar, porque permitimos la convección de esta región hacia el exterior, de forma que puede liberar calor al ambiente.

6. Resultados de los modelos sin refrigeración y refrigerado

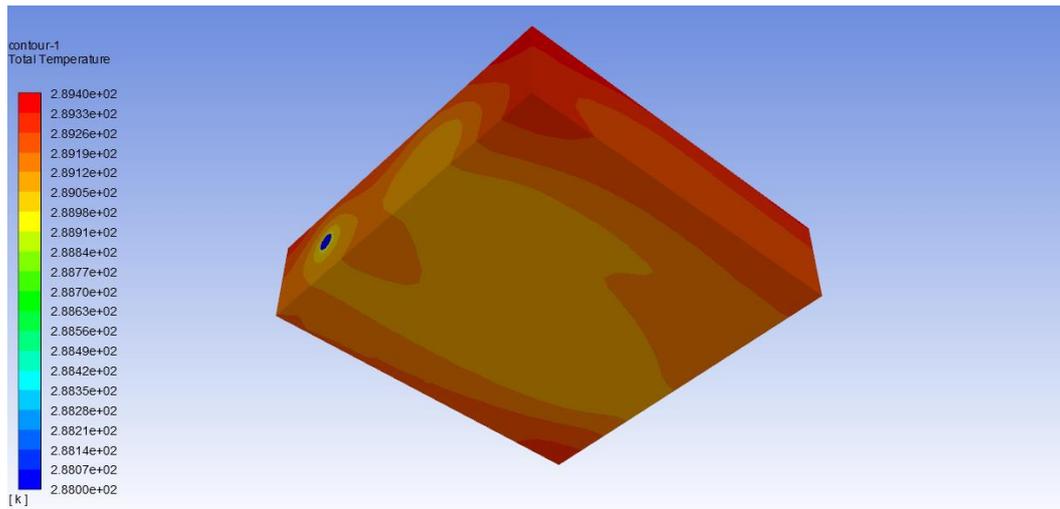


Figura 6.9. Temperaturas de la parte inferior con una irradiación de 200 W/m^2 , $v = 0,5 \text{ m/s}$

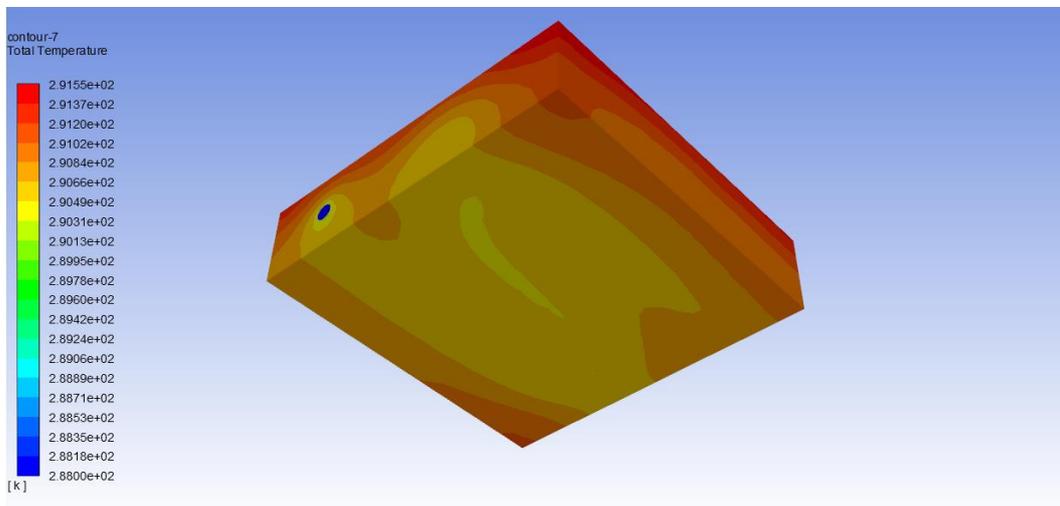


Figura 6.10. Temperaturas de la parte inferior con una irradiación de 800 W/m^2 , $v = 0,5 \text{ m/s}$

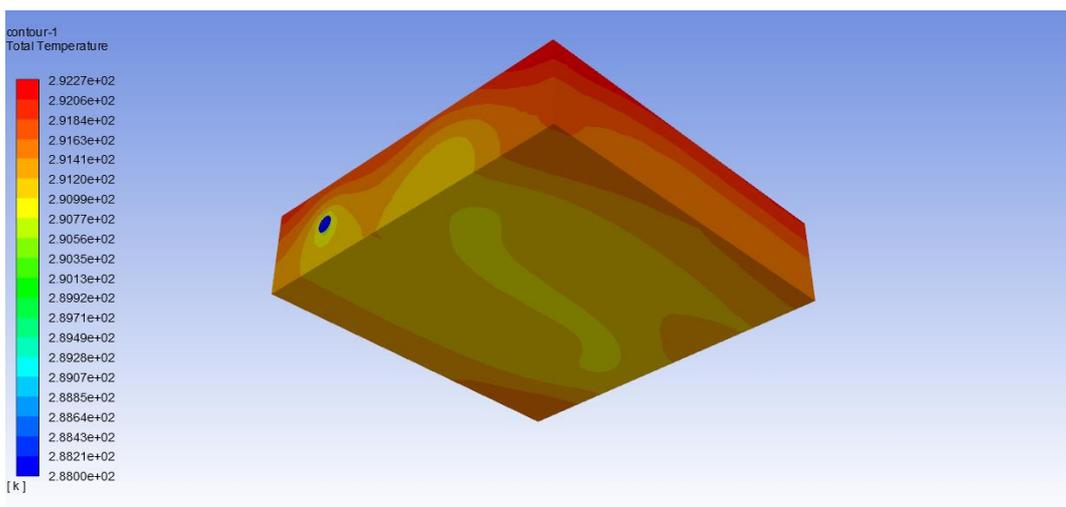


Figura 6.11. Temperaturas de la parte inferior con una irradiación de 1000 W/m^2 , $v = 0,5 \text{ m/s}$

6.1.4. Resultados

Finalmente, en este apartado se recogen los datos de salida más relevantes de las simulaciones de este apartado. En la Tabla 6.1 se reúnen todos los resultados de la temperatura máxima que se alcanza en cada simulación, así como la diferencia final de temperaturas entre los sistemas sin refrigeración tridimensional y refrigerado (media entre las dos velocidades simuladas), estos resultados se representan en las Figuras 6.12 y 6.13.

Tabla 6.1. Resultados para las temperaturas máximas alcanzadas

IRRADIACIÓN INCIDENTE (W/m ²)	TEMPERATURAS MÁXIMAS ALCANZADAS (K)				DIFERENCIA DE TEMPERATURAS MEDIA
	PLACA SIN REFRIGERACIÓN		SERPENTÍN CON REFRIGERANTE A 288K		
	2D	3D	v = 0,5 m/s	v = 1m/s	
200	310,58	311,02	289,40	289,37	21,64
400	320,84	321,65	290,12	290,07	31,55
600	330,77	331,91	290,83	290,77	41,11
800	340,40	341,79	291,55	291,48	50,27
1000	349,73	351,40	292,27	292,18	59,17

La Tabla 6.2 recoge los valores de flujo de calor resultantes del balance sobre la superficie superior de la placa cuando aplicamos el balance programado sobre la función definida explicada en el apartado 5.2.

Tabla 6.2. Resultados para los flujos de calor incidentes

IRRADIACIÓN INCIDENTE (W/m ²)	FLUJOS DE CALOR EN LA SUPERFICIE SUPERIOR (W/m ²)			
	PLACA SIN REFRIGERACIÓN		SERPENTÍN CON REFRIGERANTE A 288K	
	2D	3D	v = 0,5 m/s	v = 1 m/s
200	227,04	108,67	271,46	271,66
400	447,05	213,45	461,19	461,48
600	660,22	314,63	650,90	651,29
800	866,80	441,98	840,59	841,07
1000	1066,99	506,75	1030,30	1030,80

Puede comprobarse cómo el flujo de calor es ligeramente superior a la irradiación inicial, para el caso refrigerado. Esto es debido a que la temperatura que alcanza la placa es inferior a la del ambiente, por lo que el flujo va desde el ambiente a la placa, sumando los términos de radiación y convección en el balance de esta superficie. Para el sistema sin refrigeración los flujos resultantes obtenidos son muy diferentes entre los modelos bidimensional y tridimensional.

Las Figuras 6.12 y 6.13 representan los valores de las Tablas 6.1 y 6.2. Con los datos de temperatura alcanzada en la placa para cada irradiación podremos predecir el comportamiento eléctrico del panel y extraer conclusiones sobre la inversión económica y su reporte en términos de potencia. Las diferencias entre el sistema refrigerado con una velocidad del fluido de 0,5 m/s y 1 m/s son pequeñas como para verse en estas gráficas, por lo que los puntos coinciden.

6. Resultados de los modelos sin refrigeración y refrigerado

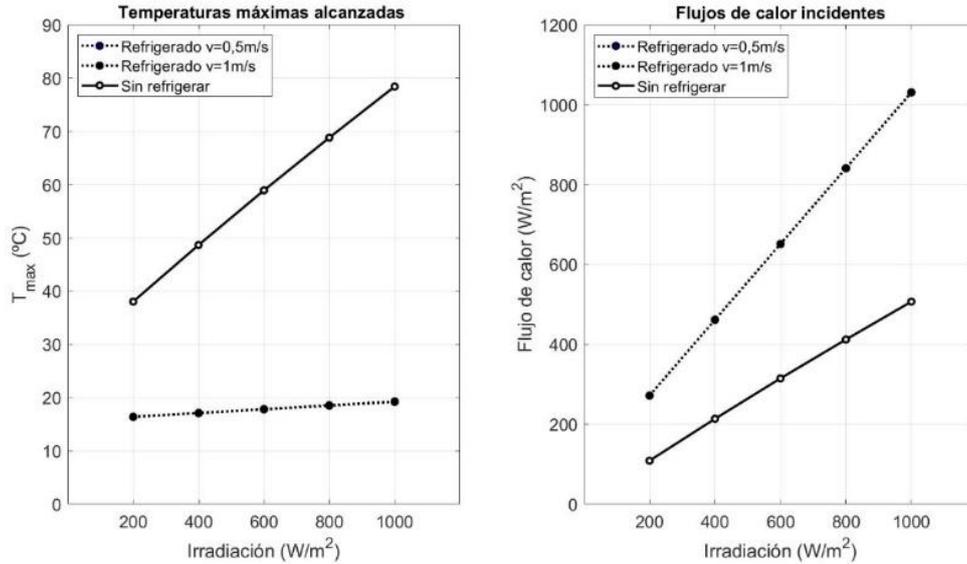


Figura 6.12. Comparación de los modelos sin refrigeración y refrigerado

La tendencia de las temperaturas con la irradiación es linealmente creciente, con un incremento de unos $40^{\circ}C$ para el sistema sin refrigerar y de menos de $10^{\circ}C$ para los sistemas refrigerados. Los flujos incidentes, como se adelantaba, son más elevados en el sistema refrigerado debido a que la diferencia de temperaturas entre la superficie y el ambiente es mayor que en los otros casos, siendo la temperatura de la placa menor que la del ambiente, de forma que la convección y radiación es hacia el sistema.

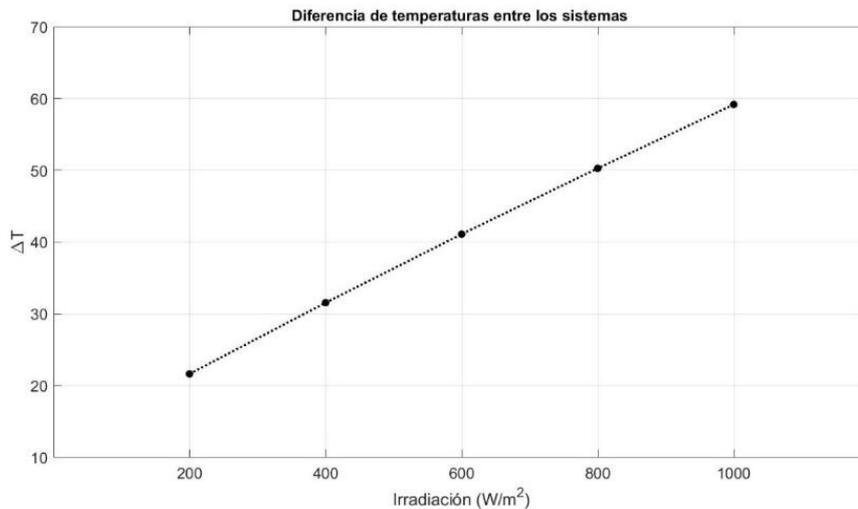


Figura 6.13. Diferencia de temperaturas entre los sistemas

En la Figura 6.12 se puede apreciar un aumento significativo de la temperatura a medida que la irradiación incidente es mayor, desde valores cercanos a los $38^{\circ}C$ hasta casi $78^{\circ}C$ para la placa maciza. Sin embargo, para el sistema refrigerado las temperaturas medias apenas varían, y, aunque la irradiación aumente consigue mantener sus valores entre 16 y $19^{\circ}C$. Esto supone una diferencia de temperaturas de más de $20^{\circ}C$ para irradiaciones bajas y de casi $60^{\circ}C$ para irradiaciones de $1000 W/m^2$, como muestra la Figura 6.13.

La Figura 6.14 representa el rendimiento y potencia de salida del panel sin refrigerar y refrigerado a las dos velocidades del fluido consideradas. De nuevo, coinciden

prácticamente los datos entre estos dos últimos, debido a la similitud de sus valores de temperatura.

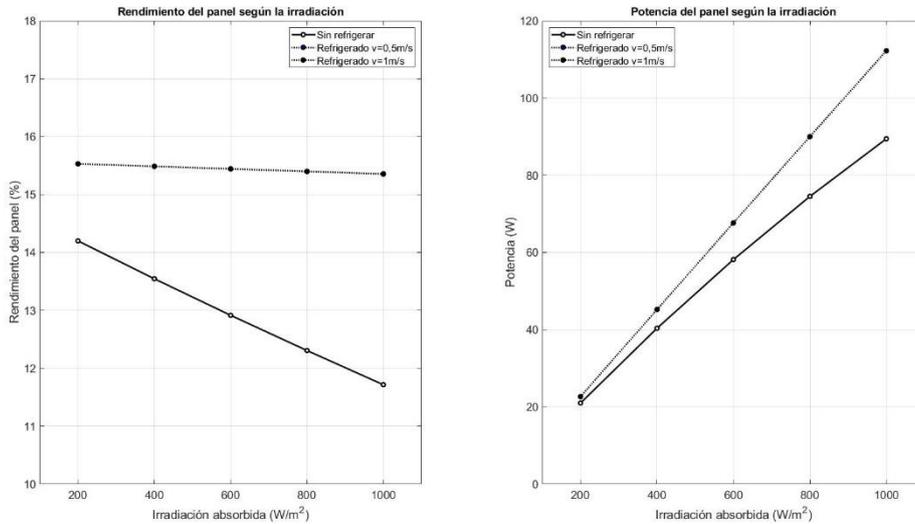


Figura 6.14. Resultados de los sistemas en el rendimiento y potencia del panel

Puede observarse que el rendimiento de los dos sistemas cae linealmente con la irradiación. Mientras que el sistema refrigerado cae 0.18 puntos, manteniéndose cercano al 15,4% de rendimiento, el sistema sin modificar cae casi 2.5 puntos desde irradiaciones bajas hasta más elevadas, donde alcanza un rendimiento del 11,72%.

La potencia del sistema refrigerado aumenta con la irradiación linealmente mientras que el modelo sin refrigerar aumenta de forma cuadrática, y responde de una forma más lenta a la potencia incidente.

Así, puede observarse una mejora apreciable en el sistema refrigerado frente al otro sistema, con diferencias de hasta xxx W para altas irradiaciones. En el apartado 7 serán necesarias las ecuaciones que ajustan estas gráficas para calcular la compensación económica de los watios extra que proporciona el sistema modificado.

La Figura 6.15 recoge estas diferencias entre los modelos de forma más explícita para la potencia y el rendimiento.

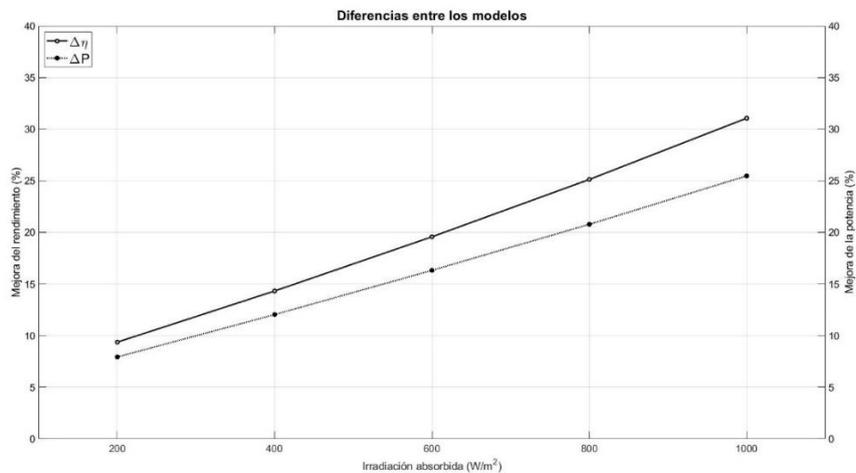


Figura 6.15. Diferencia de rendimiento y potencia entre los modelos

Conviene recordar que el rendimiento típico de un panel puede variar del 10 al 20%, dependiendo del material de la célula y las condiciones ambientales. Gracias a la refrigeración de la placa se ha conseguido que el rendimiento esperado se mantenga casi constante en torno al 15,4% con una bajada de menos del 2%. Sin embargo, para el caso sin refrigeración el rendimiento cae a medida que aumenta la irradiación desde 14,2% hasta 11,72%, lo que supone una bajada relativa de más del 17%.

Como se puede comprobar en la Figura 6.15 la instalación de un sistema refrigerante en el panel ha reportado en este estudio en mejoras desde el 9,4% de rendimiento para irradiaciones bajas hasta del 31% para irradiaciones de 1000 W/m².

El valor del rendimiento ha sido calculado como se explicaba en el capítulo 2, a partir de la correlación de Evans Florschuetz (1977) tomando la temperatura de referencia en 25°C, el rendimiento típico a esta temperatura de referencia del 15% y el coeficiente de expansión térmica con 0,0041. De esta forma, la expresión 2.9 toma la forma:

$$\eta (\%) = [0,15 (1 - 0,0041(t - 25))] \cdot 100 \quad (6.1)$$

La potencia se ha calculado a partir de la expresión (6.2), para un panel fotovoltaico con potencia en las condiciones STC de 110W (modelo del panel AP110, cuya hoja de características se adjunta al final de la memoria). La correlación se incluye en el mismo artículo que la expresión (6.1) [22] y es de los autores Menicucci y Fernández (1988). Tomando como valor 0,0035 para el coeficiente de temperatura para la potencia y las condiciones STC a 25°C y 1000 W/m², la expresión 2.5 queda de la siguiente forma:

$$P (W) = 110 \cdot (I/1000) \cdot [1 - 0,0035(t - 25)] \quad (6.2)$$

En este trabajo, para el caso refrigerado la potencia aumenta desde los 22,6 W hasta 112,2 W a medida que aumenta la irradiación de 200 a 1000 W/m² mientras que el otro diseño toma valores de 21 y 89,4 W, respectivamente. La diferencia entre los sistemas en términos de incremento de potencia ha reportado un 7,9% de mejora de la potencia para irradiaciones bajas y hasta un 25,5% para irradiaciones altas, como puede verse en la Figura 6.15.

6.2. Análisis del sistema según la temperatura de entrada del refrigerante

Una vez comparados los sistemas y tras analizar si resulta o no interesante instalar un sistema de refrigeración a la placa, la siguiente pregunta que puede plantearse es cómo influye en el comportamiento del panel la temperatura a la que el gasto másico que permite refrigerar el sólido entra a la tubería.

Por esta razón, en este apartado se recogen las simulaciones de tipo 2 indicadas en la Tabla 5.1, es decir, con una irradiación fija en 800 W/m² se varía la temperatura del refrigerante dentro del rango 5-25°C para velocidades de 0,1 m/s y 1 m/s. Se presentará el mapa de temperaturas de algunos casos significativos y más tarde se analizarán los resultados de las simulaciones.

6.2.1. Simulaciones según la temperatura de entrada del refrigerante

A continuación, se presentan las Figuras 6.16-6.21 con los mapas de contorno de temperaturas de la placa para las temperaturas de entrada de refrigerante de 5, 15 y 25°C y para las dos velocidades de flujo seleccionadas. La Tabla 6.3 recoge el valor de los resultados además del valor del flujo de calor incidente en la superficie.

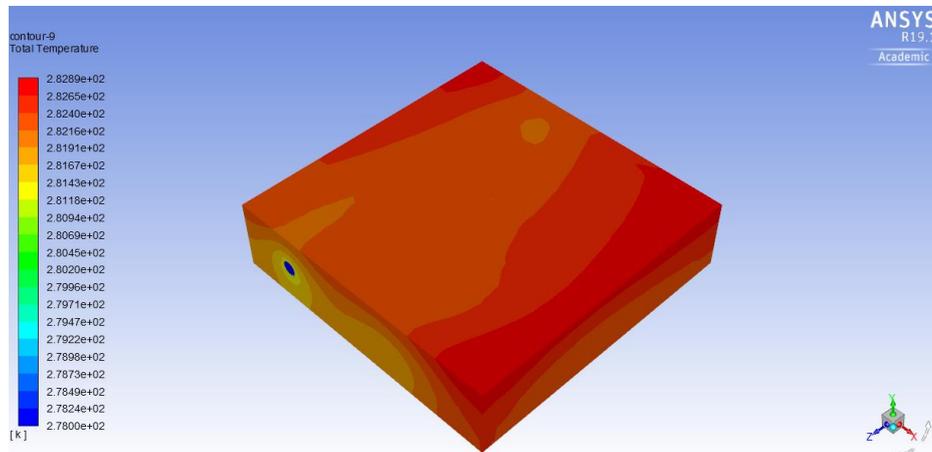


Figura 6.16. Temperaturas de la placa refrigerada a 5°C, $v = 0,1$ m/s

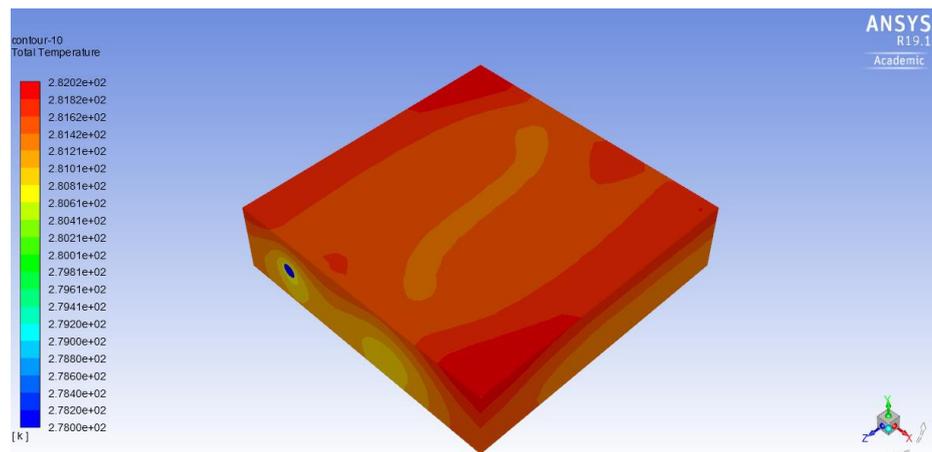


Figura 6.17. Temperaturas de la placa refrigerada a 5°C, $v = 1$ m/s

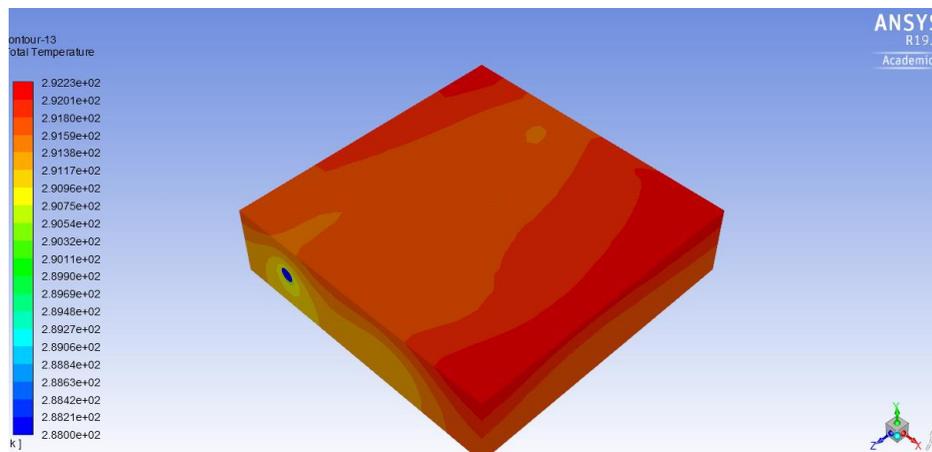


Figura 6.18. Temperaturas de la placa refrigerada a 15°C, $v = 0,1$ m/s

6. Resultados de los modelos sin refrigeración y refrigerado

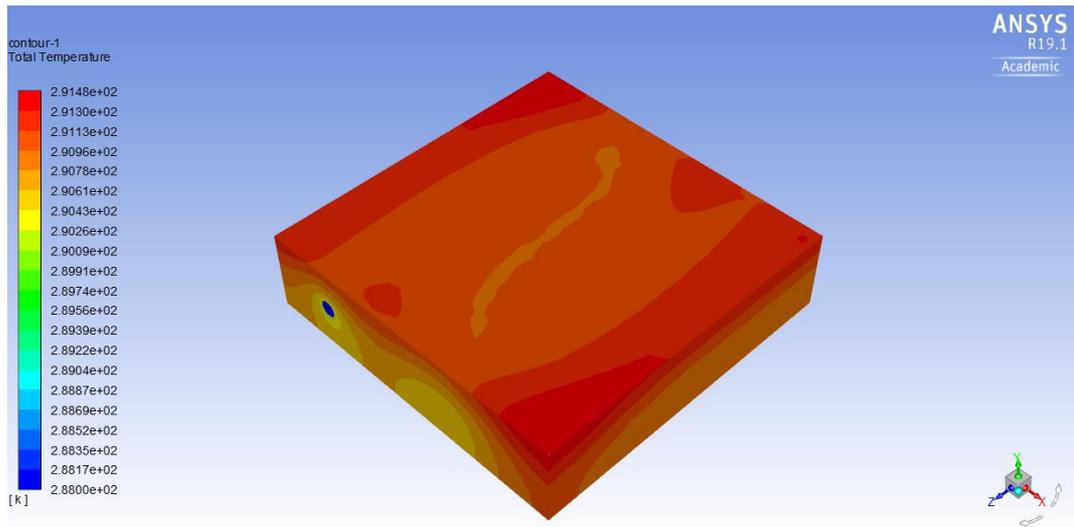


Figura 6.19. Temperaturas de la placa refrigerada a 15°C, $v = 1$ m/s

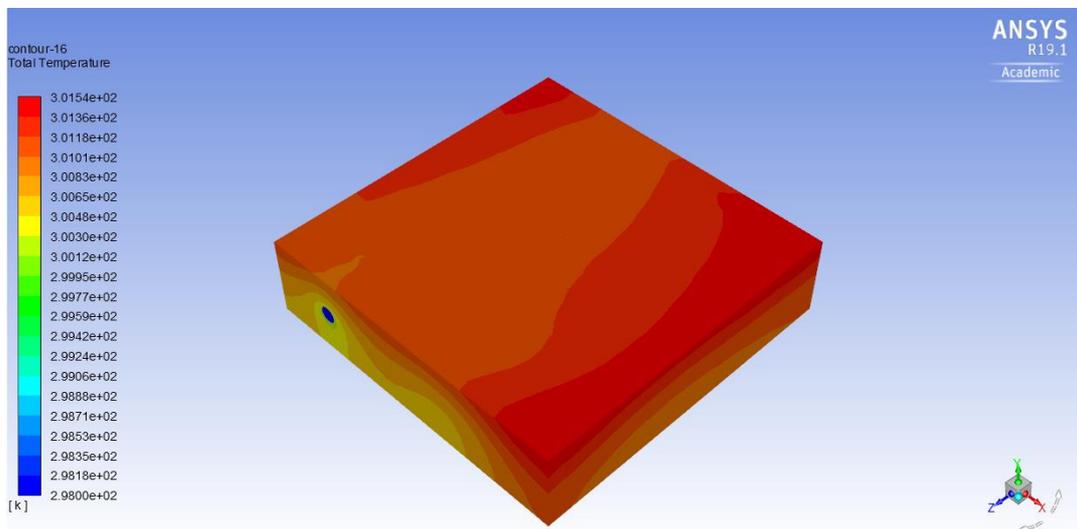


Figura 6.20. Temperaturas de la placa refrigerada a 25°C, $v = 0,1$ m/s

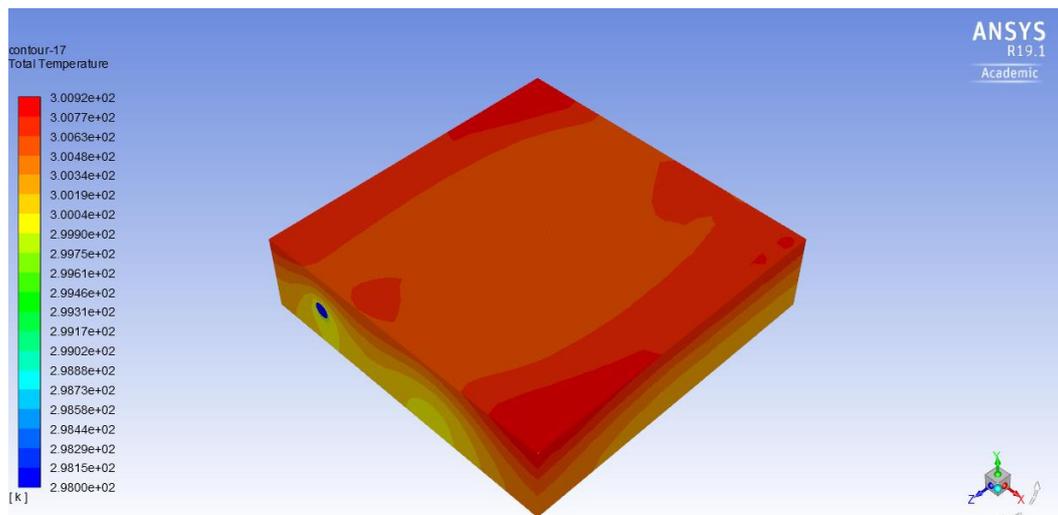


Figura 6.21. Temperaturas de la placa refrigerada a 25°C, $v = 1$ m/s

En las Figuras 6.16-6.21 puede comprobarse cómo, a medida que aumenta la temperatura del refrigerante desde 5°C hasta 25°C la placa alcanza temperaturas máximas desde 9°C hasta 28°C, respectivamente. La temperatura máxima de la placa es en todos los casos unos 3-4°C superior a la temperatura a la que entra el refrigerante. Este estudio también permite ver la influencia de la refrigeración en serie, puesto que en grandes sistemas el líquido puede calentarse a su paso por varias placas.

Las Figuras 6.22 y 6.23 muestran la evolución de la temperatura a lo largo de la tubería. Están tomadas para una temperatura de entrada de refrigerante de 5°C para las velocidades de 0,1 m/s y 1 m/s. Puede comprobarse que a bajas velocidades el fluido tiene tiempo de calentarse más, y por tanto de evacuar menos calor de la superficie caliente, presentando un gradiente a lo largo del serpentín de 2°C.

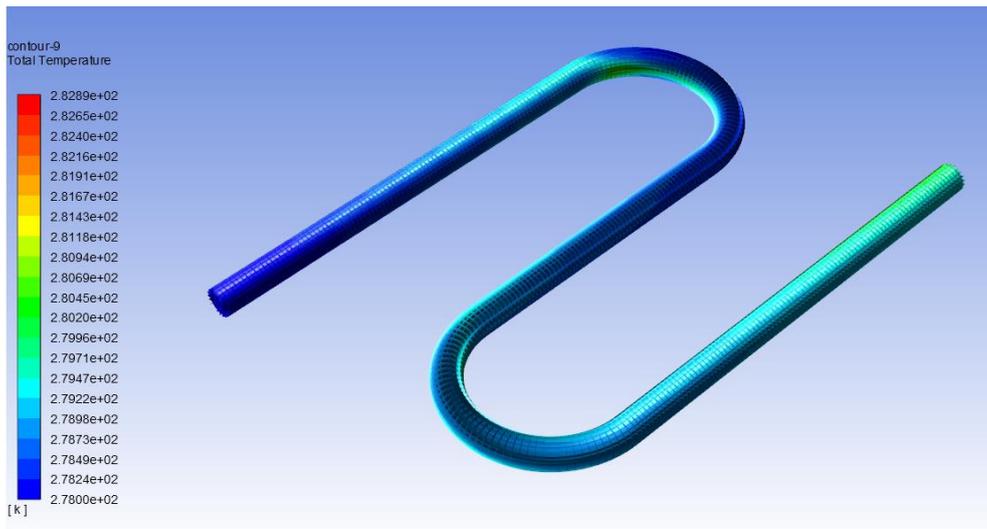


Figura 6.22. Distribución de temperaturas en el serpentín $T_{ref,in} 5^{\circ}\text{C}$, $v = 0,1 \text{ m/s}$

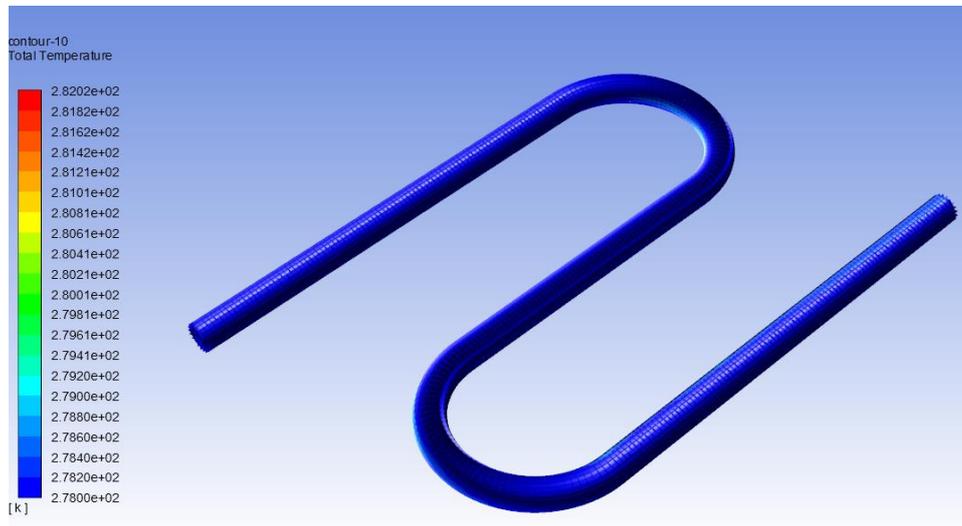


Figura 6.23. Distribución de temperaturas en el serpentín $T_{ref,in} 5^{\circ}\text{C}$, $v = 0,1 \text{ m/s}$

Cuando la velocidad es mayor, en este caso en un orden de magnitud, el gasto másico es mayor y, como se adelantó en el apartado 4.1.1, la hipótesis de considerar la temperatura constante en el conducto es lo suficientemente válida como muestra el perfil de temperaturas de la Figura 6.23. Para las demás soluciones los perfiles de temperatura son similares.

6.2.2. Resultados

La Tabla 6.3 que se presenta a continuación recoge los valores de flujos y temperaturas máximas en la superficie del panel para las dos velocidades escogidas, estos valores serán representados en la Figura 6.24.

Tabla 6.3. Resultados variando la temperatura del refrigerante

TEMPERATURA DE ENTRADA DE REFRIGERANTE (K)	FLUJOS DE CALOR		TEMPERATURA MÁXIMA (K)	
	v = 0,1 m/s	v = 1 m/s	v = 0,1 m/s	v = 1 m/s
278	900,68	905,39	282,89	282,02
283	869,26	873,79	287,56	286,75
288	836,76	841,07	292,23	291,48
293	803,14	807,21	296,89	296,20
298	768,37	772,17	301,54	300,92

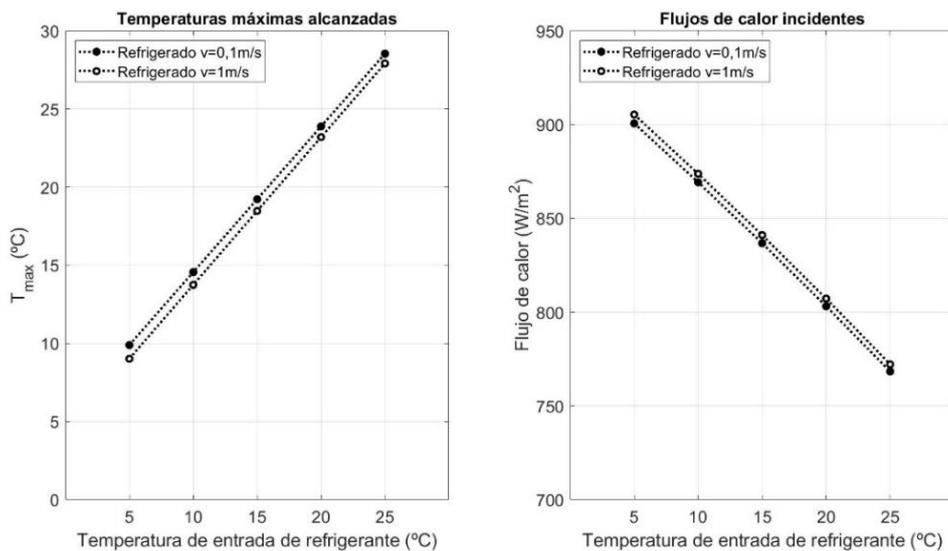


Figura 6.24. Temperaturas máximas y flujos de calor según $T_{ref,in}$

La Figura 6.24 muestra una relación lineal entre la temperatura máxima que alcanza la placa y la temperatura del refrigerante, así como del flujo de calor resultante del balance sobre la superficie superior y esta temperatura de entrada.

Las simulaciones han sido realizadas para dos velocidades diferentes. Se puede predecir cuál sería la tendencia para diferentes velocidades, puesto que las rectas tienen una pendiente muy parecida y distinta ordenada en el origen. No obstante, debe tenerse en cuenta que las simulaciones se diferencian en un orden de magnitud para la velocidad, y que la diferencia en los resultados no es muy significativa.

A continuación, se analiza la influencia de la temperatura de la placa en el comportamiento eléctrico del panel. De esta forma se podrá saber si enfriar el agua antes de introducirla en el sistema supone una verdadera ventaja y si compensa el beneficio eléctrico a pesar de emplear trabajo para enfriar la corriente. La Figura 6.25

muestra la dependencia del rendimiento y de la potencia de salida para las diferentes temperaturas de entrada de refrigerante.

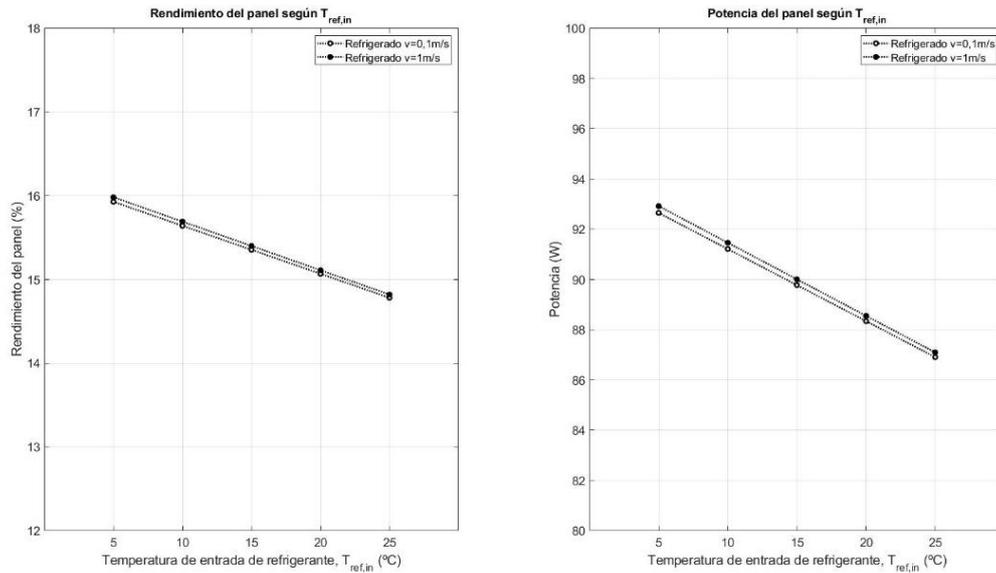


Figura 6.25. Rendimiento y potencia según $T_{ref,in}$

El rendimiento del panel alcanza el 15,93% para una temperatura del fluido refrigerante de 5°C y va descendiendo a medida que aumentamos esta temperatura hasta 14,78% para agua a 25°C cuando el fluido circula a 0,1 m/s. Para la segunda velocidad simulada los valores son similares: 15,98% y 14,82% respectivamente.

Estos datos suponen una bajada de rendimiento relativo del 7%, entre los casos más extremos. Sin embargo, habría que tener en cuenta los gastos asociados a enfriar 10°C la corriente de red antes de su paso por el sistema. Se puede observar que el valor del rendimiento para la temperatura media anual del agua del grifo considerada (15°C) cae un 3,6% a medida que aumenta la temperatura del fluido.

En términos de potencia, el sistema funciona de forma parecida. A medida que asciende la temperatura de entrada del refrigerante, las temperaturas de la placa son mayores debido a que no se evacúa tanto calor y, por tanto, la potencia de salida es menor como se había explicado.

En estos casos baja desde 92,65 W para el mejor de los casos hasta 86,91 W para el peor de ellos, lo que supone una bajada del 6,2%, para las simulaciones con 1 m/s presenta un descenso similar. Para realizar un buen análisis particular, habría que estudiar si aumentar la potencia del panel para una instalación determinada puede suponer un ahorro a la hora del número de paneles necesarios a pesar de tener en cuenta los costes relacionados con el sistema de refrigeración (complejidad del panel, posible enfriamiento del agua de red, etc.)

6.3. Conclusiones sobre las simulaciones

De acuerdo con las simulaciones realizadas en el documento, el rendimiento ha presentado una mejora desde el 9% hasta el 31% a medida que aumenta la irradiación incidente en la placa.

En términos de potencia, se ha conseguido una mejora desde el 8% para irradiaciones bajas hasta el 25% para altas irradiancias. Lo que demuestra que un sistema de refrigeración del panel supondrá una mejora eléctrica considerable con respecto al sistema convencional.

Los resultados que cabían esperar eran una mejora comprendida entre el 12-60% en base a los artículos publicados que prueban, la mayoría de forma experimental, modelos de refrigeración variados en condiciones de ensayo muy diferentes. Para irradiaciones a partir de los 400 W/m^2 se han obtenido los resultados esperados.

La primera conclusión que podemos extraer gracias a varios artículos relacionados con esta materia, es que los resultados varían de forma muy significativa según el panel ensayado, las condiciones ambientales (temperatura ambiente, irradiación, velocidad del viento), la selección del modo de refrigeración (refrigeración por aire, por agua líquida, hielo o cualquier otro fluido o material en investigación como los PCM o los nanofluidos) así como con la configuración del sistema refrigerante, bien sea aplicado directamente mediante pulverización, con una placa de hielo, una corriente superficial de agua, un sistema de tuberías, etc. Se recomienda en la bibliografía el artículo [25], que realiza un análisis similar al de este trabajo.

No obstante, como se recogía en el estado del arte, hay muchas investigaciones relacionadas con el tema que trata este estudio, no solo para paneles fotovoltaicos sino también en otros sectores de la industria como puede ser en la electrónica, con la refrigeración de dispositivos de pequeño tamaño. Pese a la diferencia en los resultados numéricos entre artículos, en todos ellos puede demostrarse una mejora.

A continuación, se recogen las principales observaciones que se pueden extraer de los resultados obtenidos en la primera parte del capítulo:

- Se ha observado una tendencia lineal en la temperatura máxima que alcanza el panel con la irradiación incidente, con pendiente de $0,36^\circ\text{C}/100 \text{ W/m}^2$ para el modelo refrigerado y de $5^\circ\text{C}/100 \text{ W/m}^2$ para el modelo sin refrigerar. La tendencia entre el flujo de calor resultante del balance de energía en la superficie y la irradiación incidente también presenta una relación lineal.
- Esta tendencia en la temperatura se traduce en un descenso lineal del rendimiento con la irradiación. El rendimiento disminuye un $0,02\%/100\text{W/m}^2$ para el sistema refrigerado y un $0,31\%/100\text{W/m}^2$ para el sistema sin refrigerar.
- La potencia aumenta con la irradiación absorbida de forma lineal para el modelo refrigerado, con una pendiente de $11,2 \text{ W}/100\text{W/m}^2$ y de forma cuadrática para el modelo sin refrigeración, de forma que aumenta más lentamente.

Es decir, la ventaja obtenida al añadir un sistema de refrigeración a la placa simulada se traduce, suponiendo un comportamiento igual para un panel de mayores dimensiones, en una mejora significativa del rendimiento y de la potencia.

Este efecto es más notable en irradiaciones mayores, que aumentan la temperatura de la placa considerablemente, como se ha demostrado a lo largo de este capítulo. Para irradiaciones medias de 800 W/m^2 se puede obtener una mejora del rendimiento del

25% para un sistema refrigerado, comparado con el sistema convencional. Esta mejora puede alcanzar el 31% para irradiaciones cercanas a 1000 W/m^2 .

En términos de potencia el efecto también es notable. Así, se consiguen mejoras del 8% para irradiaciones de 200 W/m^2 , del 20,8% para irradiaciones de 800 W/m^2 y, finalmente, del 25,5% para irradiaciones de 1000 W/m^2 . En la sección 7 se analizará la repercusión económica de esta mejora en el sistema.

En la segunda parte del capítulo, variando la temperatura de entrada del fluido refrigerante, se ha observado que la temperatura máxima obtenida en la placa es unos $3\text{-}4^\circ\text{C}$ superior a las de entrada del fluido refrigerante en la tubería.

- Este hecho implica que, cuanto menor sea la temperatura del líquido, se obtendrán menores temperaturas y con ello un mejor comportamiento eléctrico del panel. Así, el rendimiento y la potencia disminuyen linealmente un $0,058\%/^\circ\text{C}$ $0,29 \text{ W}/^\circ\text{C}$, respectivamente. Se puede extraer la conclusión de que es interesante, a la hora de realizar una instalación de paneles fotovoltaicos refrigerados, añadir un estudio según la temperatura del fluido, analizando costes asociados y beneficios reportados.
- Los resultados obtenidos para varias velocidades de entrada del fluido refrigerante han resultado muy similares, por lo que no se considera interesante invertir en aumentar el gasto másico que circula por el sistema.

Si tenemos en cuenta que uno de los principales problemas a los que se ha enfrentado la tecnología fotovoltaica desde sus inicios es su bajo rendimiento, puede concluirse que supone un alto interés invertir en un sistema de refrigeración que mejore sus prestaciones a la vez que mejora significativamente su periodo de amortización si se emplea el fluido refrigerante para otros usos en la instalación.

7. Marco regulador y entorno socioeconómico

Este capítulo recoge algunas de las leyes que componen el marco regulador de la tecnología fotovoltaica en España, pueden consultarse en el Boletín Oficial del Estado, disponible en [26]. Además, se traduce la mejora de potencia del sistema fotovoltaico obtenida en la sección 6 en términos económicos, para cualquier instalación.

Por último, se realiza un breve análisis de los costes y tiempos empleados para llevar a cabo este trabajo.

7.1. Marco regulador energía fotovoltaica

El marco regulador en materia de energía fotovoltaica es extenso y cambiante. Debido a la preocupación medioambiental actual desarrollada en la introducción de esta memoria, es frecuente que las leyes sean modificadas o derogadas para ser sustituidas por nuevos decretos.

En este apartado se recogen algunas leyes fundamentales que regulan el mercado fotovoltaico diferenciando los sistemas aislados (tipo 1) de los conectados a red (tipo 2), según los tramos de potencia instalada y si son con o sin excedente. Se añade una pequeña descripción de sus contenidos y marcos de aplicación.

7.1.1. Normativa de sistemas fotovoltaicos aislados

- RD 842/2002:

El Real Decreto 842/2002, de 2 de agosto, aprueba el Reglamento Electrotécnico para Baja Tensión y sus Instrucciones Técnicas Complementarias (ITC) desde la BT 01 a BT 51.

Deroga el RD 2413/1973, y continúa la línea de trabajo de la Ley 21/1992 en materia de seguridad industrial. Una de las novedades de este documento es la definición nuevas categorías de instaladores, atendiendo a la formación y experiencia de los mismos en el sector. También se introducen nuevos tipos de instalaciones y se aumenta el número mínimo de circuitos en viviendas.

Establece que, para la ejecución y puesta en marcha de la instalación, se requerirá documentación técnica (proyecto o memoria) que deberá ser registrada en la Comunidad Autónoma donde se sitúe la instalación. Se fija un sistema de inspecciones con el fin de mantener los sistemas en buen estado, en especial aquellas instalaciones cuya seguridad sea más importante. Las instrucciones más relevantes son la BT ITC 04 y 40.

- BT ITC 40

Esta Instrucción Técnica Complementaria (ITC) establece las condiciones de conexión de instalaciones generadoras de baja tensión. Algunos temas que trata esta instrucción son en materia de cableado, protecciones, puesta a tierra y puesta en marcha de la instalación.

- BT ITC 04

Establece la documentación técnica necesaria para la puesta en servicio de las instalaciones de baja tensión, incluyendo su ejecución y tramitación. Según la importancia o características de la instalación, la documentación deberá presentarse en la modalidad de proyecto o de memoria técnica de diseño (MTD).

PROYECTO: debe ser redactado y firmado por un técnico titulado, en el documento deben aparecer datos sobre el propietario, uso al que se destina, características y secciones de los conductores y tubos, sistemas de seguridad, esquema unifilar de la instalación, croquis y cálculos del diseño, entre otros requisitos. Se aplica en instalaciones más de 10kW.

MTD: es determinada por el órgano correspondiente de la Comunidad Autónoma. En ella se incluye información sobre el propietario, profesional que firma la memoria, emplazamiento y uso de la instalación, cálculos justificativos, memoria descriptiva, esquema unifilar y croquis del trazado de la instalación. Esta memoria técnica es para instalaciones de potencia menor o igual a 10kW.

7.1.2. Normativa de sistemas fotovoltaicos conectados a red

Dentro de los sistemas conectados a red se puede distinguir entre sistemas de autoconsumo y centrales fotovoltaicas.

- Ley 24/2013

Se aplica en sistemas fotovoltaicos conectados a red y en centrales fotovoltaicas de más de 100kW de potencia sin excedente.

Esta ley incluye regulación en el sector eléctrico para garantizar el suministro de energía eléctrica de forma segura, eficiente, segura y al mínimo coste. Añade medidas para la retribución de la producción, redes y comercialización.

7.1.2.1. Sistemas de autoconsumo

- RDL 15/2018

El Real Decreto-Ley 15/2018, de 5 de octubre, aprueba unas medidas urgentes para la transición energética y la protección de los consumidores en pobreza energética. Para ello, establece medidas para los consumidores además de modificar algunas leyes de autoconsumo. Como proceso de transición energética recoge medidas relacionadas con la integración de renovables y movilidad sostenible.

- RD 244/2019

El 5 de abril de 2019 se dispuso del Real Decreto 244/2019, por el que se simplifican las condiciones administrativas, técnicas y económicas del autoconsumo de energía eléctrica.

Este RD incluye una nueva definición de autoconsumo y de sus modalidades (incorpora el autoconsumo colectivo). También simplifica la normativa, pues elimina las barreras para los sistemas sin excedente y establece compensaciones para aquellas que sí lo

tengan. La compensación puede ser a través de descuentos en la factura o como generador (venta de energía).

Las instalaciones sin excedente o con potencias menores o iguales a 15 kW no precisan de permiso de acceso y conexión y se regulan a partir del proceso abreviado del RD 244/2019. Las instalaciones de autoconsumo con excedentes y potencias mayores de 15 kW (hasta 100kW) precisan de permisos acceso y conexión y se regulan a partir del procedimiento ordinario.

- RD 1955/2000

Real Decreto 1955/2000, de 1 de diciembre, regulan las actividades de operación y mantenimiento de las instalaciones de transporte y distribución, comercialización, suministro y procedimientos de autorización de instalaciones de energía eléctrica.

Este RD se aplica en instalaciones de autoconsumo para potencias entre 15-100kW (aplicación de alta tensión, AT) así como para centrales fotovoltaicas de más de 100 KW bien sea con excedente o sin él.

7.1.2.2. Centrales fotovoltaicas

- RD 413/2014

Real Decreto 413/2014, de 6 de junio, regula la actividad de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos. Su contenido se centra en establecer regímenes retributivos para que las instalaciones puedan cubrir parte de los costes y permitir así la competitividad en el mercado con el resto de las tecnologías.

Para ello, se determina la metodología de cálculo y se establecen periodos regulatorios de seis años para su revisión, así como límites para la estimación del precio de la energía.

- RD 1699/2011

Real Decreto 1699/2011, de 18 de noviembre, regula la conexión a red de instalaciones de producción de energía eléctrica de pequeña potencia (menor o igual a 100 kW).

Incluye información sobre las condiciones técnicas de las instalaciones, así como del procedimiento de medida y facturación. También regula en materia de acceso y conexión de las instalaciones a la red de distribución.

7.2. Análisis económico

7.2.1. Mejora económica

En el estudio teórico realizado en este trabajo se ha conseguido a una mejora de rendimiento, así como de potencia para un sistema refrigerado frente a un sistema convencional fotovoltaico dependiendo de la irradiación incidente. Los valores obtenidos se resumen en la Tabla 7.1.

Tabla 7.1. Mejoras obtenidas según la irradiación

Irradiación	% mejora del rendimiento	% mejora de la potencia
200	9,4	7,9
400	14,3	12
600	19,6	16,3
800	25,1	20,8
1000	31,1	25,5

Para calcular el reporte económico de estas mejoras en cualquier instalación, sin tener en cuenta la superficie de paneles fotovoltaicos instalados, deben evaluarse estos valores para las irradiaciones tipo a lo largo de un año. Se han tomado estos datos de la irradiación por metro cuadrado en Madrid promediada por horas a lo largo de todos los días de cada mes [27].

Si se realiza un ajuste de las gráficas de la potencia según la irradiación (Figura 6.14), se obtiene una expresión lineal y cuadrática para el sistema refrigerado y sin refrigerar, respectivamente, que permite obtener el valor de la potencia de los dos modelos para cualquier irradiación.

En los cálculos de la energía producida que se recogen a continuación no se han tenido en cuenta las irradiaciones menores a 50 W/m^2 , de forma que se considera nula la potencia por debajo de ese umbral y no contabiliza para los beneficios económicos.

Para la base de tiempos seleccionada, es decir, para cada franja horaria, y con la potencia calculada para cada sistema se obtiene la energía promedio diaria en cada mes del año. Sumando todos los términos resulta la energía mensual por unidad de área ($\text{W}\cdot\text{h/m}^2$) que producirá el panel para el sistema refrigerado y sin refrigerar. Los valores pueden apreciarse en el histograma de la Figura 7.1.

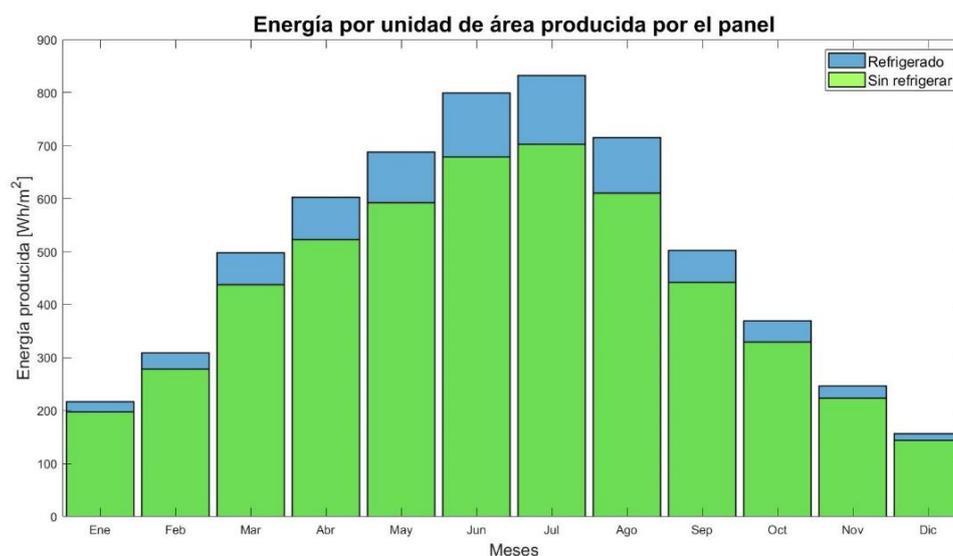


Figura 7.1. Energía mensual producida por el panel por unidad de área

En esta imagen puede apreciarse la diferencia de potencias, o de energías producidas (ya que la base de tiempo es una hora) entre ambos sistemas. La diferencia es mayor cuanto mayor es la irradiación y, por tanto, en los meses centrales del año.

Una vez calculada la diferencia de energía mensual producida, puede obtenerse el reporte económico suponiendo que esta energía fuese vertida a la red mediante compensación económica como se explicó en el apartado 1.6 de la introducción y 7.1 de este mismo capítulo.

En la página web de la REE [28] se recoge el valor del PVPC por horas, días o meses, según se seleccione. Se elegirá el valor de 5 céntimos de euro/kWh para calcular el beneficio mensual que puede reportar la instalación refrigerada, por unidad de área de panel. La Figura 7.2 se presenta en unidades de céntimos de euro.

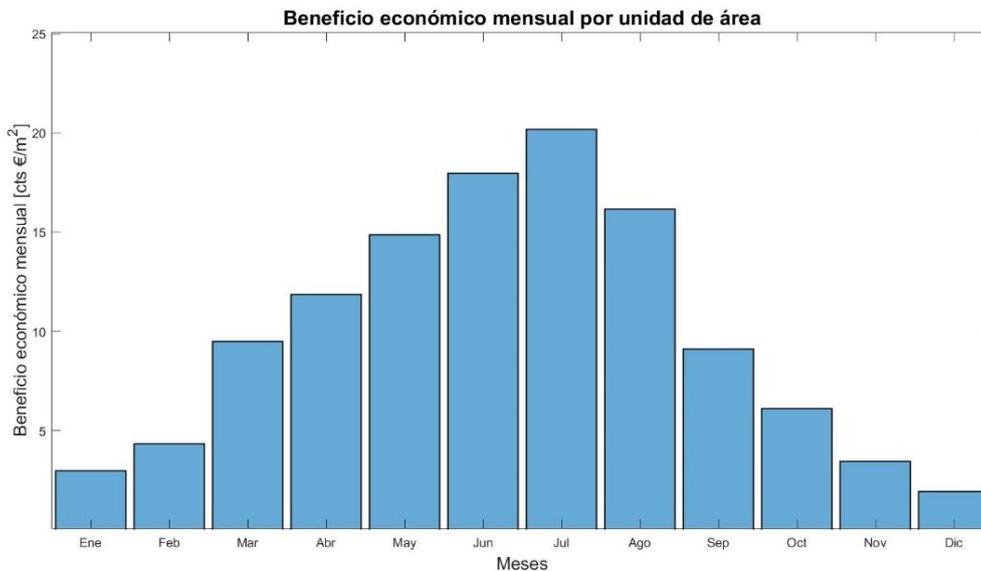


Figura 7.2. Beneficio mensual económico por unidad de área

Para un proyecto determinado, deberán ser estudiadas las condiciones de la instalación para dimensionar todo el sistema fotovoltaico. Una vez calculado el número de paneles necesarios, se pueden calcular los costes asociados y comparar, nuevamente, los costes de una instalación fotovoltaica tradicional y de una instalación con un sistema de refrigeración como el que se presenta en esta memoria.

No obstante, la materia de estudio de este trabajo no es el dimensionado de una instalación, con costes asociados al montaje y fabricación del sistema, sino que se pretende calcular el reporte económico que supondría la mejora de potencia del sistema estudiado.

Para los meses de invierno, donde las irradiaciones son bajas, el beneficio es menor a 5 céntimos por metro cuadrado, lo que significa que en estos meses el sistema refrigerado no aporta grandes beneficios. Sin embargo, para los meses de verano los beneficios son superiores a los 15 céntimos por metro cuadrado.

A pesar de que los números pueden parecer pequeños, debe tenerse en cuenta que no están aplicados para una instalación determinada, lo que permitiría sumar las contribuciones y aumentar los valores. Debe considerarse que la mejora en potencia está comprendida entre el 8 y el 25%, que son resultados bastante significativos

8. Conclusiones y líneas de trabajo futuras

A lo largo de este trabajo se han podido abordar los objetivos que se planteaban en el apartado 1.3. Se han podido extraer las siguientes conclusiones sobre ellos:

- Las energías renovables son un campo de investigación interesante para las próximas décadas, especialmente la energía fotovoltaica, debido a la tendencia de la tecnología en reducción de costes y mejora de su rendimiento.
- Se han analizado varias geometrías y se ha elegido finalmente un sistema de tuberías de refrigeración tipo serpentín, adoptando un modelo muy similar al panel solar fotovoltaico-térmico.
- Se ha comprendido que la irradiación afecta a la corriente que genera la célula fotovoltaica y con ello a la potencia del módulo. Además, las altas irradiaciones calientan el módulo, disminuyendo la tensión de salida, y empeorando el rendimiento del panel.
- Se han estudiado los fundamentos de transferencia de calor y se han aplicado a los resultados obtenidos mediante simulación numérica gracias al programa Ansys Fluent.

A continuación, se señalan las conclusiones derivadas de los resultados numéricos, así como del análisis económico del proyecto:

- Se recomienda la implantación de un sistema refrigerante en aquellas instalaciones con mucha superficie fotovoltaica instalada y en lugares con altas irradiaciones.
- Además, para mejorar el rendimiento global de la instalación, conviene hacer uso del agua que circula por el circuito de refrigeración para otros usos industriales o residenciales, puesto que el agua puede precalentarse ligeramente y no se ve contaminada al paso por el sistema.
- El aumento del gradiente de temperaturas en la tubería es mayor cuanto más despacio circule el fluido, esto puede suponer una ventaja para el sistema térmico de ACS pero una desventaja para el sistema fotovoltaico. Deberá darse prioridad según la instalación elegida en sistemas híbridos.
- Con el fin de disminuir la temperatura de la superficie del panel fotovoltaico se recomienda estudiar la viabilidad económica de refrigerar el agua de red antes de pasar por el sistema fotovoltaico.
- Los resultados de mejora obtenidos en esta memoria son satisfactorios y entran dentro de los valores que obtienen otros autores, estos se resumen en la Tabla 7.1. A lo largo de la sección 7 se ha traducido la mejora de potencia a una hipotética compensación económica suponiendo el vertido de la potencia extra que proporciona el sistema refrigerado frente al sistema convencional.
- Se recomienda, en líneas futuras, implementar este trabajo a una instalación industrial y residencial para comprobar el verdadero reporte económico de la instalación, así como el beneficio a largo plazo y el tiempo de retorno de la inversión.

Por último, se presentan algunas posibles líneas de continuación de este trabajo. La primera opción que se plantea es estudiar diferentes geometrías, el artículo [10] recomendaba una tubería con un bucle en forma de trébol como una buena solución al problema.

Otra posible línea de investigación es estudiar cómo influyen otros parámetros externos como la velocidad del aire exterior, temperatura ambiente o coeficientes convectivos sobre la temperatura de la célula, de forma que se deba mejorar las condiciones del sistema refrigerado para compensar efectos de calentamiento.

Finalmente, una línea de trabajo interesante sería combinar el estudio de transferencia de calor en el panel con la simulación de materiales de la celda fotovoltaica más eficientes. Además, podrían compararse los resultados para otros fluidos caloportadores como, por ejemplo, nanofluidos, de forma que se aumentase la eficiencia de la celda de varias formas simultáneamente.

9. Bibliografía

- [1] European Commission (2019). "Paquete de medidas sobre clima y energía hasta 2020" [Online]. Available: https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2020_es. (Último acceso: 23 agosto 2019).
- [2] IRENA (2018). "Trends in Renewable Energy by Region" [Online]. Available: <http://resourceirena.irena.org/gateway/dashboard/?topic=4&subTopic=17>. (Último acceso: 23 agosto 2019).
- [3] IRENA (2018). "Installed Capacity Trends" [Online]. Available: <https://www.irena.org/solar>. (Último acceso: 23 agosto 2019).
- [4] Red Eléctrica de España, "Informe del Sistema Eléctrico Español 2018," REE, 28/06/2019, 2019.
- [5] Directorate-General for Energy (European Commission), "EU energy in figures. Statistical pocketbook 2018 ", 25/09/2018.
- [6] Red Eléctrica de España, "Evolución de la generación renovable y no renovable" [Online]. Available: <https://www.ree.es/es/datos/generacion/evolucion-renovable-no-renovable>. (Último acceso: 30 agosto 2019).
- [7] Red Eléctrica de España, "Emisiones y factor de emisión de CO2 en generación no renovable" [Online]. Available: <https://www.ree.es/es/datos/generacion/no-renovables-detalle-emisiones-CO2> (Último acceso: 30 agosto 2019).
- [8] Red Eléctrica de España, "Seguimiento de la demanda de energía eléctrica, 14 enero 2019" [Online]. Available: <https://demanda.ree.es/visiona/peninsula/demanda/total/2019-01-14> (Último acceso: 30 agosto 2019).
- [9] Red Eléctrica de España, "Seguimiento de la demanda de energía eléctrica, 14 junio 2019" [Online]. Available: <https://demanda.ree.es/visiona/peninsula/demanda/total/2019-06-14> (Último acceso: 30 agosto 2019).
- [10] A. Almerbati, S. Lorente and A. Bejan, "The evolutionary design of cooling a plate with one stream," International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 116, pp. 9-15, 2018. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.08.122>.
- [11] Instituto de Energía Solar. UPM, "Gráficos significativos energía solar fotovoltaica, octubre 2018". Available: <https://www.ies.upm.es/sfs/IES/IES-UPM/Portada/2018/PV/España>.
- [12] IRENA, "Renewable Power Generation Costs in 2017," pp. 2019, enero 2018. Available: <https://www.irena.org/publications/2018/Jan/Renewable-power-generation-costs-in-2017>. (Último acceso: 30 agosto 2019).
- [13] Z. Peng, M. R. Herfatmanesh and Y. Liu, "Cooled solar PV panels for output energy efficiency optimisation," Energy Conversion and Management, vol. 150, pp. 949-955, 2017. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.07.007>.

[14] A. S. Abdelrazik et al, "A review on recent development for the design and packaging of hybrid photovoltaic/thermal (PV/T) solar systems," Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 95, pp. 110-129, 2018. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.07.013>.

[15] S. M. Sultan and M. N. Ervina Efzan, "Review on recent Photovoltaic/Thermal (PV/T) technology advances and applications," Solar Energy, vol. 173, pp. 939-954, 2018. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.08.032>.

[16] F. Checa Cabrero, "PFC Características Térmicas y Eléctricas De Un Panel Solar fotovoltaico-térmico.", Universidad Carlos III Madrid.

[17] H. M. S. Bahaidarah, A. A. B. Baloch and P. Gandhidasan, "Uniform cooling of photovoltaic panels: A review," Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 57, pp. 1520-1544, 2016. . DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.064>.

[18] J. Siecker, K. Kusakana and B. P. Numbi, "A review of solar photovoltaic systems cooling technologies," Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 79, pp. 192-203, 2017. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.053>.

[19] A. López Román, "TFG Potencial De Refrigeración De Un Panel Fotovoltaico. Aplicación a PCM." Dep. Ingeniería Energética Escuela Técnica Superior de Ingeniería Universidad de Sevilla, Sevilla, 2018.

[20] A. Martí. Instituto de Energía Solar.UPM, "Fundamentos de la conversión fotovoltaica: La célula solar", Fundamentos, Dimensionado y Aplicaciones De La Energía Solar Fotovoltaica (Volumen I) Madrid: CIEMAT, 2005.

[21] M. C. Alonso, "El generador fotovoltaico," Fundamentos, Dimensionado y Aplicaciones De La Energía Solar Fotovoltaica (Volumen I) Madrid: CIEMAT, 2005.

[22] E. Skoplaki and J. A. Palyvos, "On the temperature dependence of photovoltaic module electrical performance: A review of efficiency/power correlations," Solar Energy, vol. 83, (5), pp. 614-624, 2009. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2008.10.008>.

[23] S. Dubey, J. N. Sarvaiya and B. Seshadri, "Temperature Dependent Photovoltaic (PV) Efficiency and Its Effect on PV Production in the World – A Review," Energy Procedia, vol. 33, pp. 311-321, 2013. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2013.05.072>.

[24] F.P. Incropera and D. P. DeWitt, "Fundamentos De Transferencia De Calor". (Cuarta Edición ed.) Prentice Hall.

[25] M. Usama Siddiqui et al, "Three-dimensional thermal modeling of a photovoltaic module under varying conditions," Solar Energy, vol. 86, (9), pp. 2620-2631, 2012. . DOI: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2012.05.034>.

[26] Boletín Oficial del Estado. Available: <https://www.boe.es/>.

[27] "Weather Data by Location Madrid". Available: <https://energyplus.net/weather>. (Último acceso: 10 septiembre 2019).

[28] "Término de facturación de energía activa del PVPC" [Online]. Available: <https://www.esios.ree.es/es/pvpc>

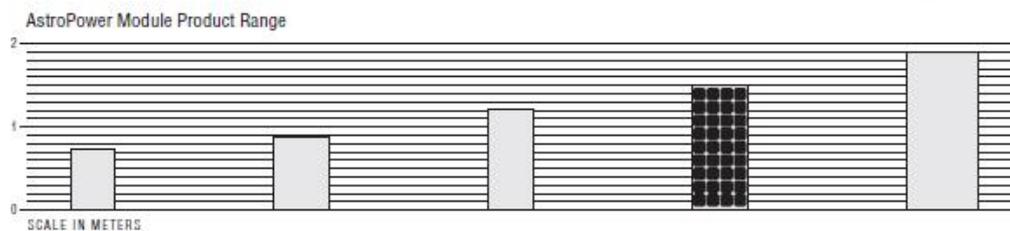
ANEXO 1

AP-110 PHOTOVOLTAIC MODULE

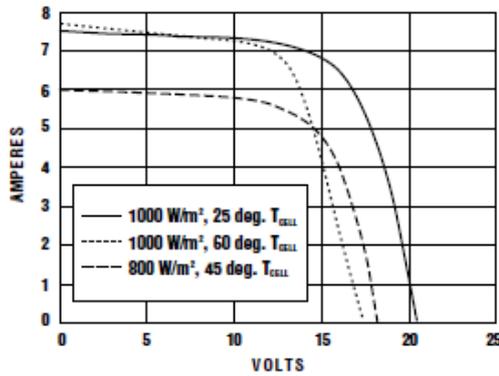
- More than 6.6 amps of battery-charging current in full sunlight.
- Ideal for AC and DC installations up to 600 Vdc (nominal).
- Weather-resistant junction box for easy and safe field installation.
- Dual low-loss bypass diodes for superior protection and minimum power loss when partially shaded.
- 100% factory inspected to ensure quality and electrical performance.
- Heavy-duty anodized aluminum frame provides strength and convenient mounting access.
- Overall dimensions and mounting hole pattern conform to industry standards.
- Certified to IEC-61215, the highest industry standard.
- UL listed.
- 20-year warranty.



The AP-110 is a high-power multi-purpose module, well suited for multi-kW arrays where higher individual module power reduces interconnection and installation labor costs. The AP-110 is available with a white or blue backsheet.



AP-110 ELECTRICAL/MECHANICAL CHARACTERISTICS



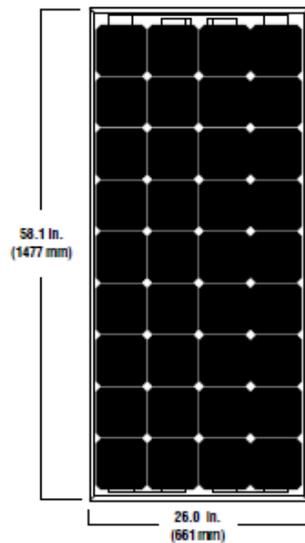
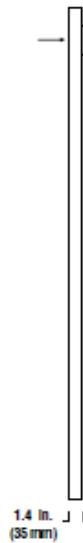
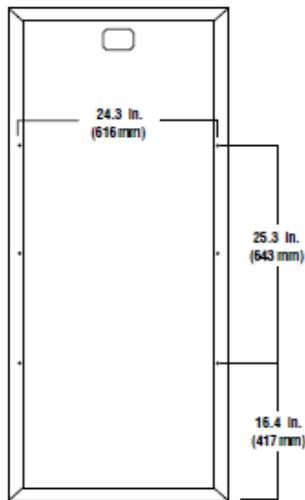
TYPICAL ELECTRICAL PARAMETERS

Peak Power (W_p)	Watts	110
Open Circuit Voltage (V_{oc})	Volts	20.7
Max. Power Voltage (V_{mp})	Volts	16.7
Short Circuit Current (I_{sc})	Amps	7.5
Max. Power Current (I_{mp})	Amps	6.6
Short Circuit Temp. Coefficient	$mA/^\circ C$	+3.4
Open Circuit Voltage Coefficient	$V/^\circ C$	-0.08
Max. Series Fuse	Amps	15

@ Standard Test Conditions (defined as: irradiance = 1000 W/m²; cell temperature = 25°C; AM 1.5G solar spectrum.)
 *rated power tolerance ±10%

TYPICAL OPERATIONAL SPECIFICATIONS

Nominal Operating Cell Temp. (NOCT)	45°C (Determined under: Irradiance = 800 W/m ² ; ambient temperature = 20°C; wind speed = 1m/s)
Weight (Wind) Bearing Potential	50 lbs/ft ² (125 mph equiv.)
Hailstone Impact Resistance	1" @ 50 mph (25.4 mm @ 80.5 kph)
Weight	26.1 lbs. (11.9 kg)
Dimensions	26.0 x 58.1 x 1.4 in. (661 x 1477 x 35 mm)



Note: Mounting hole diameter is .26" (6.6 mm).



AstroPower, Inc., 300 Executive Drive, Newark, DE 19702 USA
 tel 302-366-0400 fax 302-368-6474 www.astropower.com

©Copyright 2002, AstroPower, Inc. All rights reserved. Printed in USA on recycled and recyclable paper.
 MKTC-2002-007-020601-10M