

Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

Análisis y desarrollo del modelo térmico de un
captador parabólico lineal

Autor: Sara Velasco Aguilar

Tutor: José Julio Guerra Macho

Dpto. de Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2019



Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

Análisis y desarrollo del modelo térmico de un captador parabólico lineal

Autor:

Sara Velasco Aguilar

Tutor:

José Julio Guerra Macho

Catedrático de Universidad

Dpto. de Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2019

Trabajo de Fin de Grado: Análisis y desarrollo del modelo térmico de un captador parabólico lineal

Autor: Sara Velasco Aguilar

Tutor: José Julio Guerra Macho

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2019

El Secretario del Tribunal

A mi familia

A mis maestros

Agradecimientos

A mi familia, en especial a mis padres y a mis hermanas, por haber sido mis referentes en todos los aspectos de mi vida y por apoyarme y ayudarme siempre. Gracias por todo vuestro cariño.

A mis amigas por acompañarme durante estos años y hacer de esta etapa la más bonita de mi vida.

Y a mis profesores de la escuela, en particular a mi tutor José Julio Guerra Macho, por su interés y ayuda continua a lo largo de este año.

Sara Velasco Aguilar

Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales,

Sevilla, 2019

Resumen

Este proyecto abarca el desarrollo e implementación del modelo térmico de un captador parabólico lineal mediante el software EES (del inglés, Engineering Equation Solver). Se pretende comparar el comportamiento establecido por este modelo con el real del colector.

En primer lugar, se expone una base teórica sobre tecnología solar y centrales termosolares, para posteriormente focalizarse en la tecnología cilindro parabólica, la cual será el objeto de estudio a lo largo de este informe.

En segundo lugar, se presentan las ecuaciones y balances que definirán el modelo térmico a implementar, estudiando detenidamente la transferencia de calor entre cada superficie.

A continuación, se recogen brevemente las características y configuraciones más comúnmente encontradas hoy en día en la industria termosolar.

Por último, se realiza un análisis de sensibilidad sobre diferentes parámetros, con el fin de estudiar la influencia de estas variables sobre la eficiencia y comportamiento del colector.

Abstract

This project covers the development and implementation of the thermal model of a parabolic trough solar collector through the software EES (Engineering Equation Solver). The aim is to compare the behavior established by this model with the real behavior of the collector.

First, a theoretical basis on solar technology and thermosolar power plants is exposed, to later focus on the parabolic trough solar technology, which will be the object of study throughout this report.

Secondly, the equations and balances that will define the thermal model are presented, carefully studying the heat transfer between each surface.

In third place, the characteristics and configurations most commonly found in the solar thermal industry are briefly summarized.

Finally, a sensitivity analysis is carried out on different parameters, in order to study the influence of these variables on the efficiency and behavior of the collector.

Agradecimientos	ix
Resumen	xi
Abstract	xiii
Índice	xv
Índice de Tablas	xviii
Índice de Figuras	xx
1 Introducción	1
1.1 <i>Energía solar</i>	1
1.2 <i>Sistemas termosolares de concentración</i>	2
1.2.1 Colectores cilindro-parabólicos	3
1.2.2 Receptores lineales de Fresnel	3
1.2.3 Torres de concentración	4
1.2.4 Discos parabólicos	5
1.2.5 Comparativa de las tecnologías termosolares	6
1.3 <i>Descripción de la tecnología CCP</i>	6
1.3.1 Campo solar	7
1.3.2 Fluido caloportador	8
1.3.3 Sistema de almacenamiento	8
1.4 <i>Componentes fundamentales de un colector cilindro-parabólico</i>	8
1.4.1 Reflector	9
1.4.2 Tubo absorbente	9
1.4.3 Estructura soporte	10
1.4.4 Sistema de seguimiento solar	10
1.5 <i>Plantas existentes y en construcción</i>	11
1.5.1 Tecnología termosolar empleada	17
2 Descripción del Modelo	19
2.1 <i>Modelo unidimensional</i>	19
2.1.1 Calor por convección entre el absorbedor y el HTF	22
2.1.2 Calor por conducción a través de la pared del absorbedor	23
2.1.3 Transferencia de calor entre el absorbedor y la cubierta de vidrio	24
2.1.4 Calor por conducción a través de la cubierta de vidrio	27
2.1.5 Transferencia de calor entre la cubierta de vidrio y el ambiente	28
2.1.6 Energía solar efectiva absorbida	30
2.1.7 Pérdidas de calor a través de la estructura soporte	32
3 Análisis de Mercado	37
3.1 <i>Tubo absorbente</i>	37
3.2 <i>Envoltura de vidrio</i>	37
3.3 <i>Colector</i>	38
3.4 <i>Fluido caloportador</i>	39
3.5 <i>Espacio anular</i>	40

4	Análisis del Modelo	41
4.1	<i>Software EES</i>	41
4.2	<i>Caso base</i>	41
4.3	<i>Análisis de parámetros</i>	45
4.3.1	Nivel de radiación incidente	46
4.3.2	Ángulo de incidencia de la radiación	47
4.3.3	Velocidad del viento	49
4.3.4	Reflectividad de los espejos	50
4.3.5	Temperatura del fluido a la entrada	51
4.3.6	Caudal de fluido	52
4.3.7	Longitud del tubo absorbente	55
4.3.8	Presión en el espacio anular	56
4.3.9	Gas anular	57
4.3.10	Pérdidas por la estructura soporte	58
5	Conclusiones	61
	Anexo A: Código ees	63
	Referencias	77
	Bibliografía	79

ÍNDICE DE TABLAS

- Tabla 1-1. Centrales en operación existentes a nivel mundial
- Tabla 1-2. Centrales en construcción a nivel mundial
- Tabla 2-1. Coeficientes correlación Zhuskauskas
- Tabla 2-2. Factores de eficiencia óptica
- Tabla 2-3. Coeficientes correlación Hilpert para conductos cuadrados
- Tabla 3-1. Conductividad térmica del tubo absorbente para diferentes materiales
- Tabla 3-2. Conductividad térmica del tubo absorbente para diferentes materiales
- Tabla 3-3. Diámetros característicos del absorbedor según el tipo de colector
- Tabla 3-4. Modificador del ángulo incidente según el tipo de colector
- Tabla 3-5. Propiedades termofísicas del Therminol VP1
- Tabla 3-6. Coeficientes y constantes en función del gas anular
- Tabla 4-1. Tabla paramétrica en función de la radiación incidente
- Tabla 4-2. Valores de referencia del caso base
- Tabla 4-3. Valores de las resistencias térmicas para el caso base.
- Tabla 4-4. Valores de referencia y rangos de variación para el estudio paramétrico.

ÍNDICE DE FIGURAS

- Figura 1-1. Esquema de una central termosolar de concentradores cilindro parabólicos
- Figura 1-2. Central termosolar de colectores cilindro-parabólicos
- Figura 1-3. Central termosolar de receptores lineales de Fresnel
- Figura 1-4. Central termosolar de tipo torre con configuración circular
- Figura 1-5. Central termosolar de discos parabólicos
- Figura 1-6. Distintas tecnologías termosolares
- Figura 1-7. Campo solar de CCP con lazos de 4 colectores
- Figura 1-8. Componentes de un colector cilindro-parabólico
- Figura 1-9. Tubo absorbedor con cubierta de vidrio
- Figura 1-10. Sistema de seguimiento colector cilindro-parabólico de un eje
- Figura 1-11. Plantas en operación por países
- Figura 1-12. Plantas en construcción por países
- Figura 1-13. Tecnología empleada en plantas operativas
- Figura 1-14. Tecnología empleada en plantas en construcción
- Figura 2-1. Balance energético unidimensional en una sección transversal del receptor
- Figura 2-2. Balance energético global en el receptor
- Figura 2-3. Estructura soporte del colector
- Figura 4-1. Ganancia y pérdidas de calor para el caso base
- Figura 4-2. Componentes de las pérdidas térmicas para el caso base
- Figura 4-3. Perfil de temperaturas en el colector para el caso base
- Figura 4-4. Modelo de resistencias térmicas
- Figura 4-5. Ganancia y pérdidas de calor en función de la radiación solar
- Figura 4-6. Eficiencia del colector en función de la radiación solar
- Figura 4-7. Ganancia y pérdidas de calor en función del ángulo incidente
- Figura 4-8. Eficiencia del colector en función del ángulo incidente
- Figura 4-9. Ganancia y pérdidas de calor en función de la velocidad del viento
- Figura 4-10. Eficiencia del colector en función de la velocidad del viento
- Figura 4-11. Ganancia y pérdidas de calor en función de la reflectividad de los espejos
- Figura 4-12. Eficiencia del colector en función de la reflectividad de los espejos
- Figura 4-13. Ganancia y pérdidas de calor en función de la temperatura de entrada
- Figura 4-14. Eficiencia del colector en función de la temperatura de entrada
- Figura 4-15. Ganancia y pérdidas de calor en función del caudal volumétrico de fluido
- Figura 4-16. Eficiencia del colector en función del caudal volumétrico de fluido

- Figura 4-17. Perfil de temperaturas en función del caudal volumétrico de fluido en una sección transversal del receptor
- Figura 4-18. Temperatura a la salida del colector en función del caudal volumétrico de fluido
- Figura 4-19. Ganancia y pérdidas de calor en función de la longitud del absorbedor
- Figura 4-20. Ganancia y pérdidas de calor en función de la presión anular
- Figura 4-21. Eficiencia del colector en función de la presión anular
- Figura 4-22. Eficiencia del colector en función del gas anular
- Figura 4-23. Componentes de las pérdidas térmicas en función de la temperatura de entrada al colector
- Figura 4-24. Ganancia y pérdidas de calor en función de las pérdidas a través de la estructura soporte
- Figura 4-25. Pérdidas térmicas en función de las pérdidas a través de la estructura soporte

1 INTRODUCCIÓN

*Los científicos estudian el mundo tal como es;
los ingenieros crean el mundo que nunca ha sido.*

- Theodore Von Karman -

Desde 1970, el mundo ha experimentado un rápido crecimiento en la demanda de energía. Los recursos convencionales, en particular el petróleo, el gas y el carbón, tuvieron una participación dominante y cubrieron la mayor parte de la demanda. En 2015, aún estos combustibles fósiles representaban más del 80% del consumo mundial de energía primaria, mientras que la contribución de energías renovables a la generación eléctrica total fue tan sólo del 23%, la misma cifra que en 1970.

No obstante, los desarrollos en las próximas décadas serán diferentes. El desafío más importante es lograr el objetivo de limitar el aumento de la temperatura global a menos de dos grados Celsius con respecto a los niveles industriales acordados en París a finales de 2015.

Es por ello que muchos países se han embarcado ya en el uso de energías renovables, con perspectivas de reducir esta dependencia hacia los combustibles fósiles y frenar, por tanto, las emisiones de gases contaminantes y el calentamiento global. Esta transición energética es fundamental para alcanzar muchos de los objetivos de desarrollo sostenible del mundo.

1.1 Energía solar

La energía solar es una fuente de energía renovable que se obtiene del sol y con la que se pueden generar electricidad y calor. Posee abundantes beneficios que la sitúan como una de las alternativas más prometedoras a los recursos convencionales, y numerosos países con altos niveles de radiación solar, como Egipto, México o Marruecos, se están centrando ya en ella para producir electricidad. Ha evolucionado hasta el punto de resultar competitiva con los recursos convencionales en varios países, y en apenas unas décadas se convertirá en una parte sustancial del sector energético a nivel mundial.

La energía solar es la fuente de energía más fácilmente disponible en la tierra, es sostenible y totalmente inagotable, a diferencia de los combustibles fósiles. Además, es una fuente no emisora de dióxido de carbono, y permite la descentralización de la producción energética al estar presente en toda la superficie terrestre.

Existen varias formas de beneficiarse de la radiación, que dan lugar a los distintos tipos de energía solar. El sol es una fuente de radiación electromagnética que aporta tanto luz como calor, y es posible generar energía de ambas maneras. La energía producida a raíz del aprovechamiento de la luz es conocida como energía solar fotovoltaica, mientras que la producida a partir del calor generado por el sol recibe el nombre de termosolar.

1.2 Sistemas termosolares de concentración

Los sistemas termosolares de concentración, o más comúnmente conocidos como sistemas CSP (del inglés, Concentrated Solar Power), son sistemas de producción de electricidad a partir de la concentración de energía solar. Los rayos solares son recogidos y dirigidos hacia un receptor con el fin de calentar un fluido caloportador que, posteriormente, accionará una turbina para generar electricidad. La concentración de los rayos solares permite que el fluido alcance temperaturas de trabajo en un rango desde 300 hasta 1000 °C y, por tanto, se obtenga un rendimiento aceptable de la planta.

La tecnología solar es, actualmente, la tecnología más compleja y con mayor potencial de desarrollo en España. De todas sus versiones, los sistemas CSP constituyen la solución más económica para la generación de electricidad empleando radiación solar. Su principal diferencia con otros sistemas de energía solar, como los sistemas fotovoltaicos ya mencionados, reside en el exclusivo aprovechamiento de la componente directa de la radiación solar, no beneficiándose las centrales termosolares de la radiación difusa. De esta forma, el beneficio máximo esperado durante el ciclo de vida de la planta tiende a limitarse a un determinado rango geográfico. Sin embargo, los sistemas CSP son capaces de alcanzar temperaturas más altas y, por consiguiente, rendimientos elevados. Además, su capacidad de almacenar energía térmica y de hibridarse con otras fuentes energéticas, le proporciona el plus de estabilidad que el sistema eléctrico requiere.

Las centrales termosolares se componen, fundamentalmente, de un sistema de captación, un sistema receptor y un sistema de conversión de potencia. De esta manera, en una planta solar pueden distinguirse claramente dos partes: una primera donde se recoge y absorbe la radiación solar produciendo calor, y una segunda en la que esa energía térmica es convertida en electricidad. Además, la mayoría de los sistemas utilizan almacenamiento térmico para abastecerse principalmente en períodos nublados o durante la noche. Un ejemplo muy común sería el uso de tanques de sales fundidas como almacenamiento de esa energía térmica, pudiendo ser aportada cuando fuese necesario; pues es un recurso barato, seguro y de fácil acceso. Por otro lado, algunas plantas solares se complementan con el aporte energético de un combustible fósil, dando lugar a centrales híbridas y pudiendo proporcionar, de esta manera, una estabilidad superior a las que carecen de este recurso.

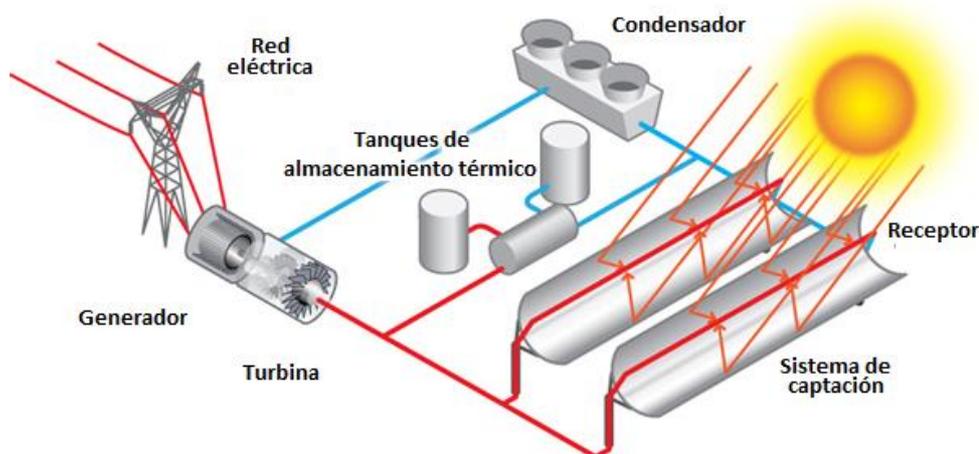


Figura 1-1. Esquema de una central termosolar de concentradores cilindro parabólicos [1].

El sistema de captación está compuesto por numerosos espejos o lentes, que captan y concentran la radiación solar sobre una superficie de menor área: el receptor. En él, tiene lugar la conversión de energía radiante en energía térmica, normalmente mediante el aumento de entalpía de un fluido caloportador que circula por su interior. El fluido entra por un extremo del campo solar a una temperatura determinada, y sale por el opuesto a una temperatura superior una vez absorbida la energía solar. El sistema de conversión de potencia es el encargado de transformar, mediante el accionamiento de una turbina, esa energía térmica

en electricidad. Por último, el vapor residual que queda a la salida de la turbina es condensado para volver a utilizarlo en el proceso.

Dependiendo de la manera en la cual se disponen los sistemas de captación y recepción, la tecnología termosolar se clasifica en cuatro categorías principales: sistemas de colectores cilindro parabólicos, receptores lineales de Fresnel, torres de concentración y sistemas de discos parabólicos.

Difieren entre ellas en el diseño óptico, la forma del captador y el receptor, la naturaleza del fluido caloportador y la capacidad para almacenar calor antes de que se convierta en electricidad. Asimismo, existe, para cada una de ellas, diversas variaciones de diseño y configuración.

Una de las diferencias principales entre estas tecnologías es la forma en la que concentran la radiación. Tanto los sistemas de colectores cilindro parabólicos como los sistemas Fresnel concentran la radiación en una línea focal, mientras que los sistemas de torre y los discos parabólicos la concentran en un foco puntual, pudiendo alcanzar por ello mayores relaciones de concentración.

La relación o razón de concentración es uno de los parámetros más importantes de un captador solar puesto que, para una misma temperatura de operación, el rendimiento de la planta será mayor cuanto mayor sea la relación de concentración. Es un parámetro fácilmente calculable, y el más utilizado es el cociente entre el área de captación A_c y la superficie absorbadora A_{abs} , denominado razón de concentración geométrica C_g .

1.2.1 Colectores cilindro-parabólicos

Las centrales de canales parabólicos (CCP) constituyen actualmente una de las tecnologías termosolares más maduras y probadas en el campo de la energía solar de alta temperatura. Es la más extendida de las cuatro arriba mencionadas y, por tanto, será el objeto principal de este estudio, explicándose más detalladamente en las secciones próximas.

La principal diferencia respecto al resto de tecnologías es el uso de espejos cóncavos para enfocar la radiación solar hacia un receptor tubular colocado a lo largo de la línea focal de la parábola. Puede operar eficientemente hasta temperaturas del orden de 400°C, proporcionando una eficiencia de aproximadamente el 15%.



Figura 1-2. Central termosolar de colectores cilindro-parabólicos [2].

1.2.2 Receptores lineales de Fresnel

Las centrales de colectores lineales Fresnel se caracterizan por poseer dos superficies reflectoras. La superficie reflectora primaria consiste en un campo de espejos planos orientados hacia el tubo absorbedor, al cual reflejan y concentran la radiación. El receptor se encuentra suspendido unos 8 metros por encima de dichos espejos.

Estos sistemas cuentan, además, con una segunda superficie reflectora que consta de un espejo cilíndrico colocado por encima del tubo absorbedor, con el fin de redirigir los rayos desviados que no han logrado alcanzar el receptor.



Figura 1-3. Central termosolar de receptores lineales de Fresnel [3].

El campo de espejos primarios es controlado con un sistema de seguimiento de un eje que garantiza que los reflectores sigan la trayectoria del sol a lo largo del día.

Estos sistemas trabajan con temperaturas de operación cercanas a los 270 °C y, por ello, presentan menores relaciones de concentración y rendimientos que los sistemas CCP. No obstante, el campo solar ocupa casi la mitad que una planta de colectores cilindro-parabólicos y es una tecnología mucho más simple y barata. Por ello, esta tecnología plantea una solución en aquellas situaciones en las que la superficie disponible es determinante. La eficiencia alcanzada por este tipo de centrales está en torno al 8 y el 10%.

1.2.3 Torres de concentración

Los sistemas de receptor central, o más comúnmente conocidos como sistemas de torre, son sistemas de concentración en tres dimensiones compuestos por espejos planos e individuales llamados heliostatos. Cada uno de ellos tiene total libertad de movimiento de tal manera que el rayo reflejado por todos ellos se concentre en un foco puntual. El receptor en este tipo de sistemas es un receptor central situado normalmente en una torre a una cierta altura del suelo, para así evitar problemas por sombras y bloqueos.

Existen dos posibles configuraciones: campo norte (o sur) y campo circular. La diferencia entre ellos reside en la disposición del campo solar alrededor de la torre. En el primero de ellos, los heliostatos se colocan al norte (o al sur) de la torre, en función de la latitud en que se encuentre, mientras que en el campo circular los espejos se sitúan alrededor de la torre.

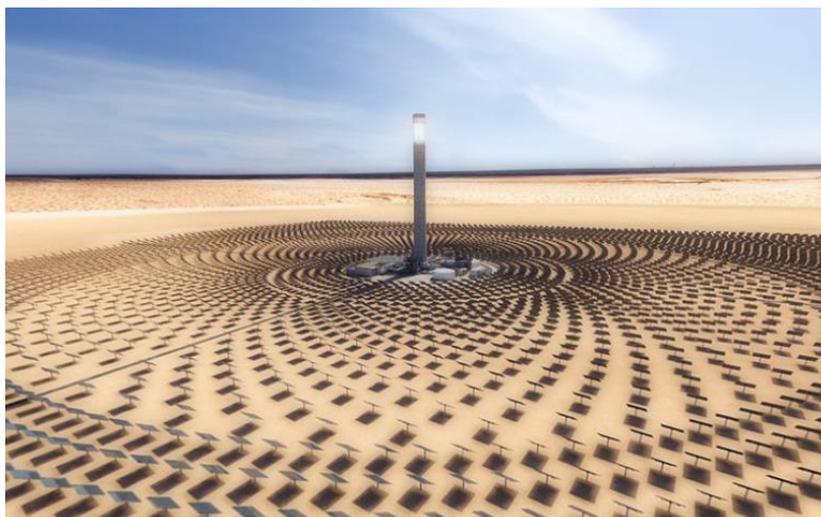


Figura 1-4. Central termosolar de tipo torre con configuración circular [4].

El hecho de que la radiación sea concentrada en un foco puntual permite alcanzar relaciones de concentración más elevadas y, por tanto, estos sistemas tienen la capacidad de operar eficientemente hasta temperaturas muy elevadas, por encima de los 1000 °C. Además, los espejos planos y la ausencia de un fluido caloportador favorecen a la simplicidad y, por tanto, el abaratamiento de esta tecnología. No obstante, estas centrales requieren de mayor superficie de terreno que las centrales CCP, lo cual puede ser determinante en algunas situaciones.

1.2.4 Discos parabólicos

Los sistemas de disco parabólico están constituidos básicamente por un reflector con forma de disco parabólico que refleja y concentra la radiación en un receptor situado en el foco de dicha parábola. Además, cuentan con un sistema de generación eléctrica compuesto por un motor o turbina y un alternador.



Figura 1-5. Central termosolar de discos parabólicos [5].

El campo solar cuenta con numerosas unidades autónomas que pueden alcanzar temperaturas de operación en torno a los 800 °C. Además, al no estar conectado mediante tuberías, el captador puede orientarse perfectamente perpendicular a la radiación solar mediante un sistema de seguimiento de dos ejes.

Se trata de un sistema de muy alto rendimiento, siendo actualmente la tecnología más eficiente de todas, alcanzando eficiencias del 25%. Sin embargo, a pesar de su alto rendimiento y autonomía, es el sistema menos desarrollado en la actualidad debido a su insuficiente fiabilidad y su elevado coste, por lo que son sistemas aún en fase de desarrollo.

1.2.5 Comparativa de las tecnologías termosolares

A continuación, se muestra una imagen a modo resumen de las diferentes tecnologías termosolares explicadas.

En la primera fila encontramos las tecnologías que concentran la radiación en dos dimensiones (línea focal) mientras que en la segunda aparecen aquellas que la concentran en tres (foco puntual).

De igual manera, la primera columna engloba las tecnologías con receptor móvil mientras que la segunda recoge aquellas en las que el receptor es fijo.

En resumen, de izquierda a derecha y de arriba abajo encontramos: tecnología de colectores cilindro-parabólicos, receptores lineales de Fresnel, sistemas de discos parabólicos y sistemas de receptor central.

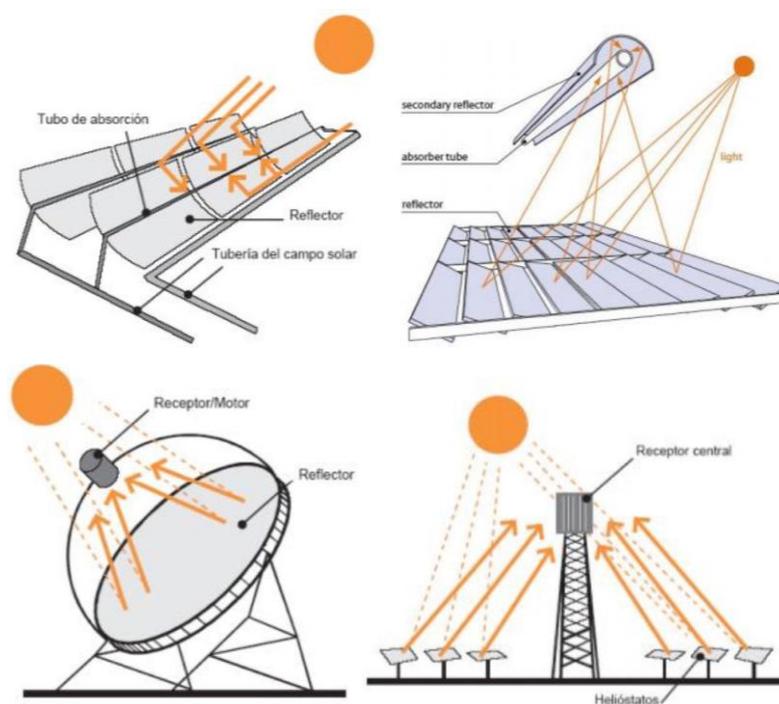


Figura 1-6. Distintas tecnologías termosolares [6].

1.3 Descripción de la tecnología CCP

Las centrales termosolares de colectores cilindro-parabólicos concentran la radiación solar mediante espejos cóncavos en un receptor situado en el eje focal de la parábola. Por el interior de dicho receptor circula un fluido caloportador, típicamente aceite térmico sintético, que se calienta hasta una temperatura algo inferior a 400 °C. El aceite caliente es posteriormente bombeado hacia el bloque de potencia, donde intercambiará el calor absorbido produciendo vapor sobrecalentado para accionar la turbina. Esta turbina está acoplada a un generador, produciendo así la electricidad que será vertida a la red. Por último, el fluido enfriado es redirigido al proceso.

Lo más común es enviar una parte del fluido caliente al ciclo, y otra a un tanque de almacenamiento, para

poder garantizar la autonomía de la planta en períodos nublados o durante la noche. De esta forma, se garantiza el funcionamiento de la planta en etapas de baja o nula radiación solar, pues la energía térmica previamente almacenada se descargará en estos períodos para seguir produciendo el vapor que alimenta la turbina.

1.3.1 Campo solar

La mayor superficie de la planta es ocupada por el campo solar, que está compuesto por numerosos captadores individuales dispuestos de cierta manera. Un captador o módulo tiene unas dimensiones estándar de 12,2 metros de longitud por 5,77 de anchura, y es capaz de elevar la temperatura del aceite circulante en aproximadamente 2°C en condiciones normales. Por ello, es necesario organizar los captadores de manera que se pueda alcanzar el incremento de temperatura deseado. De esta manera los módulos se unen en serie formando colectores, los cuales se agrupan a su vez en lazos.

Un lazo es el conjunto de colectores que se mueven conjuntamente en torno a un eje horizontal mediante un sistema de seguimiento con el fin de seguir la trayectoria del sol. El mecanismo empleado para realizar esta tarea es generalmente un equipo hidráulico.

El número de módulos que componen un colector es variable. Típicamente se emplean colectores de 8 módulos que tienen, por tanto, una longitud de aproximadamente 100 metros, o colectores de 12 módulos con una longitud de 150. La segunda configuración supone un ahorro en equipos hidráulicos y, por ello, en el coste de la planta, por lo que son más comúnmente empleados actualmente.

A la entrada de cada lazo, el fluido entra a una temperatura de aproximadamente 293°C, y a la salida de este se debe haber alcanzado una temperatura algo inferior a los 400, generalmente 393°. Por ello, teniendo en cuenta que cada módulo era capaz de aumentar la temperatura unos 2°C aproximadamente, serán necesarios unos 50 módulos. Una configuración típica sería emplear 4 colectores de 12 módulos para poder alcanzar la temperatura deseada a la salida del lazo.

Los lazos suelen estar formados por 4 o 6 colectores, y el número de lazos en un campo solar oscila generalmente entre 90 y 165 lazos, dependiendo del tamaño de la planta. Es importante que los lazos mantengan una cierta distancia entre ellos, de forma que se minimicen las pérdidas por sombras y bloqueos, y para que los operarios puedan realizar más fácilmente sus tareas de mantenimiento.

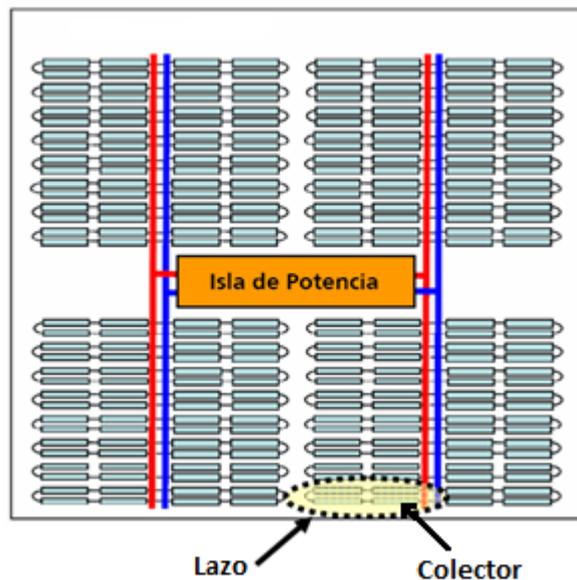


Figura 1-7. Campo solar de CCP con lazos de 4 colectores [7].

1.3.2 Fluido caloportador

Los fluidos de transferencia térmica, o más comúnmente conocidos como HTF (del inglés, Heat Transfer Fluid), empleados en este tipo de plantas son, fundamentalmente, aceites térmicos, agua y sales fundidas. El agua es abundante, barata, no contaminante y posee otras muchas ventajas, sin embargo, presenta grandes problemas cuando se trabaja con temperaturas superiores a 175°C, ya que, para evitar el cambio de estado de líquido a vapor, serían necesarias presiones muy altas. Con un fluido térmico sintético, las presiones necesarias serían mucho menores. Trabajar con presiones más bajas posibilita el empleo de materiales más económicos para las tuberías, y simplifica la instalación y sus medidas de seguridad.

Por otro lado, el uso de sales fundidas tendría la ventaja de poder almacenarse directamente sin necesidad de un intercambiador de calor. Sin embargo, estas sales solidifican a temperaturas inferiores a 220°C, lo que supone un gran inconveniente y es la principal razón de que su uso comercial no se haya realizado todavía.

Es por eso por lo que, en este tipo de plantas, el fluido más comúnmente usado son los aceites térmicos. La temperatura de trabajo del aceite oscila entre 150 y 400°C. Por debajo de 150°C, el rendimiento de la planta no sería suficiente para compensar los costes y se optaría por otras opciones más económicas. Por encima de 400°C, el aceite se degradaría provocando daños en los componentes y disminuyendo por tanto el rendimiento de la instalación.

Generalmente, el fluido entra al campo solar a una temperatura de aproximadamente 293°C, y sale del mismo a una temperatura de 393°C. El rendimiento depende fuertemente de la temperatura de salida del HTF y a mayor temperatura, mayor rendimiento. Sin embargo, se trabaja a temperaturas menores de 400°C para evitar la degradación del aceite y la pérdida de sus propiedades.

Existen multitud de aceites sintéticos en el mercado. En España, los más demandados en este tipo de plantas son el Therminol VP-1 y el Dowtherm A. Se profundizará sobre sus propiedades en las próximas secciones.

1.3.3 Sistema de almacenamiento

La mayoría de los sistemas termosolares de concentración CCP disponen de sistemas de almacenamiento que le proporcionan la suficiente autonomía que el sistema eléctrico exige. La forma más común de almacenamiento térmico empleada en este tipo de plantas es el uso de tanques de sales fundidas. El almacenamiento se realiza gracias a un intercambiador de calor y a dos tanques (uno para sales calientes y otro para sales frías) o mediante un único tanque con una interfaz termoclina móvil, en el que los fluidos se encuentran separados gracias al gradiente de densidad.

El método más común actualmente es emplear dos tanques aislados térmicamente, uno frío y otro caliente, conectados al fluido de transferencia mediante un intercambiador. Durante el proceso, una parte del HTF es dirigida hacia el ciclo de producción de potencia, y otra parte hacia el tanque caliente, de manera que la energía térmica se almacena para su posterior uso.

Durante la descarga, las sales calientes almacenadas ceden el calor con el fin de vaporizar el agua que accionará la turbina y, tras ser enfriadas, se almacenarán en el tanque frío.

1.4 Componentes fundamentales de un colector cilindro-parabólico

Desde el punto de vista estructural, este tipo de colectores se compone de cuatro elementos principales: la superficie reflectora, el tubo absorbedor, la estructura soporte y el sistema de seguimiento solar. A continuación, se profundizará en cada uno de estos conceptos.

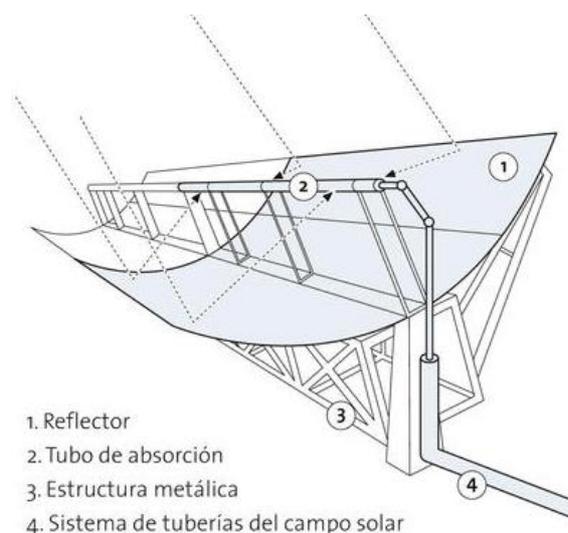


Figura 1-8. Componentes de un colector cilindro-parabólico [8].

1.4.1 Reflector

El colector está formado por numerosos espejos cuyo objetivo es reflejar correctamente la radiación incidente hacia la línea focal donde se encuentra el tubo absorbente. El requisito más importante a la hora de elegir los materiales con los que se va a diseñar es precisamente su capacidad de reflexión. Interesa que tengan una reflectividad muy alta, de manera que se pueda aprovechar la mayor cantidad de energía de los rayos solares.

Además de poseer unas elevadas prestaciones ópticas, es necesario que los espejos posean una elevada durabilidad a la interperie, de manera que no se estropeen con la humedad, las condiciones meteorológicas, etc.

Se utilizan películas de plata o aluminio colocadas sobre una capa soporte que le aporta la suficiente rigidez. Lo más común actualmente es emplear espejos de vidrio con un recubrimiento de plata, obteniendo un grosor total de entre 4 y 5 mm. En función del espesor del vidrio sobre el que se deposita la película de plata, se clasifican en espejos de vidrio grueso y espejos de vidrio delgado. Se consideran espejos de vidrio grueso aquellos cuyo espesor es igual o superior a 3 mm, mientras que, si el grosor del vidrio es inferior a 3, se clasifican como espejos de vidrio delgado. Actualmente, los más utilizados son los primeros arriba mencionados. La complejidad en los reflectores reside en lograr la forma cóncava adecuada que consiga concentrar la radiación en el punto adecuado.

1.4.2 Tubo absorbente

El receptor es uno de los elementos más influyentes en el rendimiento global del colector y por ello se analizará más detalladamente. Puede constar de un solo tubo o, más comúnmente, de dos tubos concéntricos: un tubo interior metálico rodeado por otro de vidrio que lo envuelve.

El tubo metálico lleva un recubrimiento que le proporciona una elevada absorptividad. Los más asequibles están formados por una película de cromo, níquel o cobalto negro. Estos recubrimientos son efectivos únicamente para temperaturas de trabajo moderadas, por debajo de los 280-300°C, ya que se degradan a partir de dichas temperaturas, perdiendo así sus propiedades. Por tanto, si las condiciones de trabajo implican temperaturas más elevadas, se recurre a recubrimientos selectivos que consiguen una absorptividad del 90-95% y una baja emisividad (alrededor del 15%), proporcionándole de esta manera un alto rendimiento.

La envoltura de vidrio tiene un objetivo dual. Se utiliza para proteger al receptor de posibles condiciones meteorológicas adversas y para ayudar a reducir las pérdidas térmicas por convección en el tubo absorbente.

El principal inconveniente de los recubrimientos selectivos es que se degradan en contacto con el aire cuando están calientes, por lo que en el espacio entre ambos tubos debe mantenerse el vacío. En este caso, los extremos del tubo de vidrio van soldados mediante un sellado vidrio-metal a un fuelle que, a su vez, va

soldado por su otro extremo al tubo metálico.

A la envoltura de vidrio suele aplicarse un tratamiento antirreflectante en ambas caras con el fin de aumentar su transmisividad y, por tanto, el rendimiento del colector al reducir de esta manera las pérdidas por reflexión. La capacidad de transmisión de la cubierta a la radiación solar es superior al 97%.

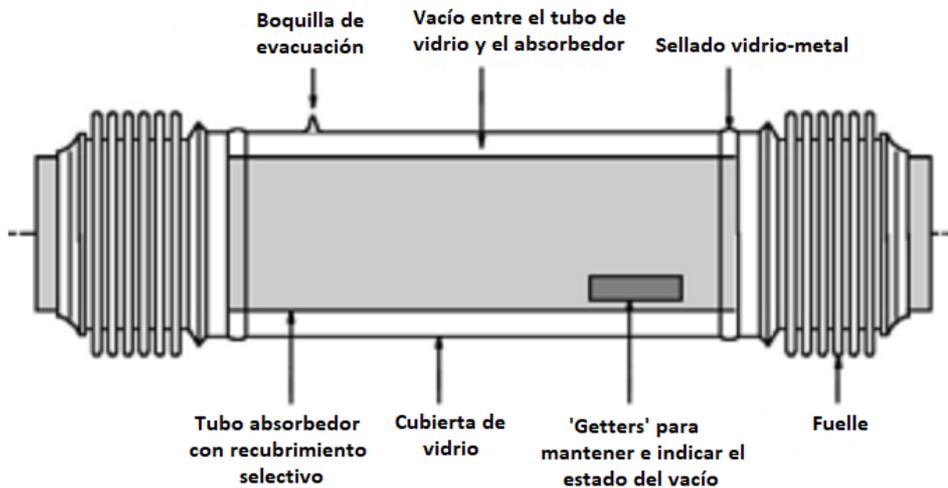


Figura 1-9. Tubo absorbedor con cubierta de vidrio [9].

Los 'getters' son unos indicadores que, además de absorber las moléculas de gas que quedan después del sellado, advierten del estado del vacío. Si el vacío se pierde, el getter cambia de color. Es importante tratar de mantener el vacío entre los tubos con el fin de evitar la degradación del revestimiento y reducir las pérdidas de calor por convección.

1.4.3 Estructura soporte

La estructura es el elemento soporte del captador, y su objetivo principal es dar rigidez al conjunto de elementos que lo componen. La gran mayoría de las estructuras en este tipo de tecnología son metálicas, aunque también es común construirlas en hormigón al igual que la cimentación.

1.4.4 Sistema de seguimiento solar

El sistema de seguimiento es necesario no sólo en sistema de colectores cilindro parabólicos, sino en cualquier sistema solar de concentración debido a que estos sistemas sólo pueden aprovechar la componente directa de la radiación solar. Por ello, es necesario un sistema que garantice que el colector se mueva conforme a la trayectoria del sol para optimizar el rendimiento de la planta.

El sistema de seguimiento más común es el de un solo eje, y consiste en un dispositivo que mueve los reflectores alrededor de un eje horizontal. El sistema está diseñado para girar conjuntamente todos los captadores de un mismo colector, minimizando así el número de mecanismos a utilizar.

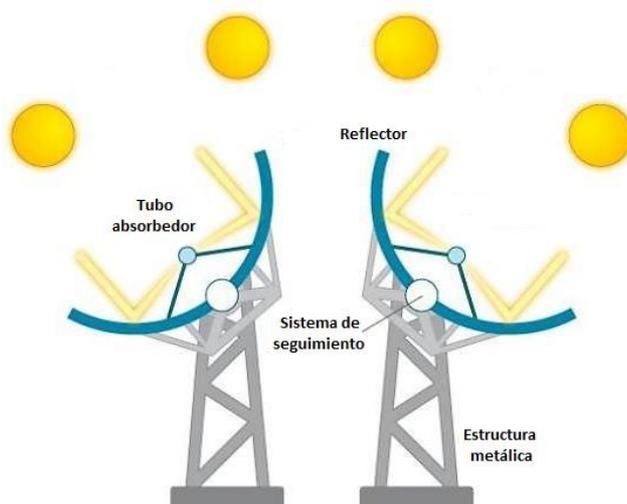


Figura 1-10. Sistema de seguimiento colector cilindro-parabólico de un eje [10].

La rotación del colector requiere de un mecanismo de accionamiento, ya sea eléctrico o hidráulico, que lo mueva alrededor del sol. Los mecanismos eléctricos son adecuados para colectores de pequeño o mediano tamaño, mientras que los colectores de mayor tamaño requieren mecanismos hidráulicos.

Todos estos aspectos técnicos de diseño se han presentado en este capítulo con el fin de facilitar la comprensión del modelo térmico que a continuación se desarrollará. Con este modelo se pretende calcular las transferencias de calor y los rendimientos obtenidos en las distintas situaciones que se analizarán.

1.5 Plantas existentes y en construcción

A nivel mundial, la potencia total instalada mediante centrales termosolares asciende actualmente a una cifra de 5.844 MWe. Europa y Norteamérica constituyen los continentes con mayor potencia instalada en todo el mundo, mientras que Asia y África son los líderes en lo referido a plantas en construcción.

En la actualidad existen 94 plantas en todo el mundo, de las cuales 50 se encuentran en España. De esta manera, España es actualmente el país con mayor número de centrales instaladas, contando con más del 50% de las plantas en operación distribuidas a lo largo de todo el mundo. España constituye por tanto una región de vital importancia para el desarrollo de la tecnología termosolar.

La tabla 1-1 recoge, por año de construcción, las plantas en operación que existen actualmente. En la tabla se indica, entre otros, la potencia instalada, el tipo de tecnología empleada y las horas de almacenamiento. En el caso de no poseer sistema de almacenamiento, esta última columna estará rellena con un 0.

CENTRALES EN OPERACIÓN						
Región	País	Nombre proyecto	Año inicio	Potencia instalada (MWe)	Tecnología	Almacenamiento (h)
USA	USA	SEGS III	1985	30	CCP	0,0
USA	USA	SEGS IV	1989	30	CCP	0,0
USA	USA	SEGS V	1989	30	CCP	0,0
USA	USA	SEGS VI	1989	30	CCP	0,0

CENTRALES EN OPERACIÓN						
Región	País	Nombre proyecto	Año inicio	Potencia instalada (MWe)	Tecnología	Almacenamiento (h)
USA	USA	SEGS VII	1989	30	CCP	0,0
USA	USA	SEGS VIII	1989	80	CCP	0,0
USA	USA	SEGS IX	1990	80	CCP	0,0
USA	USA	Nevada Solar One	2007	72	CCP	0,5
EUROPE	SPAIN	PS-10	2007	11	Receptor Central Torre	1,0
EUROPE	SPAIN	ANDASOL I	2008	50	CCP	7,5
EUROPE	SPAIN	La Risca	2009	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	PS-20	2009	20	Receptor Central Torre	1,0
EUROPE	SPAIN	ANDASOL II	2009	50	CCP	7,5
EUROPE	SPAIN	Ibersol Ciudad Real	2009	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	Puerto Errado I	2009	1	FRESNEL	0,0
EUROPE	SPAIN	EXTRESOL I	2009	50	CCP	7,5
EUROPE	Italia	Archimede	2010	5	CCP	8,0
MENA	Morocco	ISCC Ain Beni Mathar	2010	20	CCP	0,0
USA	USA	Martin	2010	75	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	Majadas	2010	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	Palma del Río II	2010	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	SOLNOVA I	2010	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	SOLNOVA III	2010	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	SOLNOVA IV	2010	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	MANCHASOL I	2010	50	CCP	7,5
EUROPE	SPAIN	EXTRESOL II	2010	50	CCP	7,5
EUROPE	SPAIN	La Dehesa	2010	50	CCP	7,5
EUROPE	SPAIN	La Florida	2010	50	CCP	7,5
EUROPE	SPAIN	Gemasolar	2010	20	Receptor Central Torre	15,0
MENA	Iran	Yazd ISCC	2010	17	CCP	
MENA	Algeria	ISCC Hassi R'mel	2011	20	CCP	0,0
MENA	EgyCilindro-Parabólico	ISCC Kuraymat	2011	20	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	Palma del Río I	2011	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	HELIOENERGY I	2011	50	CCP	0,0

CENTRALES EN OPERACIÓN						
Región	País	Nombre proyecto	Año inicio	Potencia instalada (MWe)	Tecnología	Almacenamiento (h)
EUROPE	SPAIN	ANDASOL III	2011	50	CCP	8,0
EUROPE	SPAIN	LEBRIJA I	2011	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	MANCHASOL II	2011	50	CCP	7,5
EUROPE	SPAIN	ARCOSOL-50	2011	50	CCP	7,5
EUROPE	SPAIN	TERMESOL-50	2011	50	CCP	7,5
EUROPE	SPAIN	Termosolar Borges	2012	23	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	Consol Orellana	2012	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	HELIOENERGY II	2012	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	HELIOS I	2012	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	HELIOS II	2012	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	SOLABEN II	2012	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	SOLABEN III	2012	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	Solarcor I	2012	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	Solarcor II	2012	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	ASTE 1A	2012	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	ASTE 1B	2012	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	ASTEXOL II	2012	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	Puerto Errado II	2012	30	FRESNEL	0,0
EUROPE	SPAIN	de Morón	2012	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	Olivenza I	2012	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	TERMOSOL I	2012	50	CCP	9,0
EUROPE	SPAIN	Soluz Guzman	2012	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	EXTRESOL III	2012	50	CCP	7,5
EUROPE	SPAIN	La Africana	2012	50	CCP	7,5
INDIA	India	Godawari Solar Project	2013	50	CCP	0,0
MENA	Dubai	Shams 1	2013	100	CCP	0,0
USA	USA	Solana Generating Station	2013	250	CCP	6,0
USA	USA	Genesis Solar Energy Project	2013	250	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	SOLABEN I	2013	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	SOLABEN VI	2013	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	TERMOSOL II	2013	50	CCP	9,0
EUROPE	SPAIN	Arenales	2013	50	CCP	7,0
EUROPE	SPAIN	Enerstar Villena	2013	50	CCP	0,0
EUROPE	SPAIN	Casablanca	2013	50	CCP	7,5

CENTRALES EN OPERACIÓN						
Región	País	Nombre proyecto	Año inicio	Potencia instalada (MWe)	Tecnología	Almacenamiento (h)
INDIA	India	Dhursar	2014	125	FRESNEL	0,0
INDIA	India	Megha Solar Plant	2014	50	CCP	0,0
USA	USA	Ivanpah 2	2014	126	Receptor Central Torre	0,0
USA	USA	Ivanpah 1	2014	126	Receptor Central Torre	0,0
USA	USA	Ivanpah 3	2014	126	Receptor Central Torre	0,0
MENA	Morocco	NOOR I	2015	146	CCP	3,0
SOUTH AFRICA	South Africa	KaXu Solar One	2015	100	CCP	2,5
USA	USA	Mojave Solar Project	2015	250	CCP	0,0
USA	USA	Crescent Dunes Solar Energy – Tonopah	2015	110	Receptor Central Torre	10,0
CHINA	China	SunCan Dunhuang Phase I	2016	10	Receptor Central Torre	15,0
CHINA	China	Supcon	2016	10	Receptor Central Torre	0,0
SOUTH AFRICA	South Africa	Bokpoort	2016	50	CCP	9,3
SOUTH AFRICA	South Africa	Khi Solar One	2016	50	Receptor Central Torre	2,0
CENTRAL AMERICA	Mexico	Agua Prieta II	2017	12	CCP	0,0
SOUTH AFRICA	South Africa	Xina Solar One	2017	100	CCP	5,5
MENA	Saudi Arabia	Waad Al Shamal	2018	50	CCP	0,0
SOUTH AFRICA	South Africa	Kathu Solar Park	2018	100	CCP	4,5
CHINA	China	CGN Delingha	2018	50	CCP	9,0
CHINA	China	Supcon Delingha	2018	50	Receptor Central Torre	6,0
CHINA	China	Shouhang Dunhuang	2018	100	Receptor Central Torre	11,0

CENTRALES EN OPERACIÓN						
Región	País	Nombre proyecto	Año inicio	Potencia instalada (MWe)	Tecnología	Almacenamiento (h)
EUROPE	France	SUNCNIM	2018	9	FRESNEL	4,0
INDIA	India	Dhursar	2018	100	FRESNEL	0,0
MENA	Kuwait	Shagaya	2018	50	CCP	10,0
MENA	Morocco	Noor II	2018	200	CCP	7,0
MENA	Morocco	Noor III	2018	150	Receptor Central Torre	7,0
SOUTH AFRICA	South Africa	Ilanga I	2018	100	CCP	5,0
POTENCIA TOTAL INSTALADA (MWe)				5844		

Tabla 1-1. Centrales en operación existentes a nivel mundial [11].

En la tabla 1-1 se observa que Estados Unidos es un fuerte competidor con España en cuanto a potencia instalada se refiere. España cuenta con 50 plantas en operación (53,2% del total) y Estados Unidos únicamente 16 (17%). No obstante, la potencia instalada no se aleja mucho entre un país y otro: España suma un total de 2305 MWe mientras que EE. UU. alcanza un valor de 695 MWe. Representando respectivamente el 39,5 y el 29% de la potencia total instalada a nivel mundial. Por tanto, entre ambos países poseen el 70,2% de las plantas existentes en la actualidad, y representan el 68,5% de la potencia instalada.

Las figuras 1-11 y 1-12 recogen el número de plantas en operación y la potencia instalada, en MWe, por países. En la figura 1-11 los valores que no poseen etiqueta representan valores en torno al 1%.

Plantas en operación por países

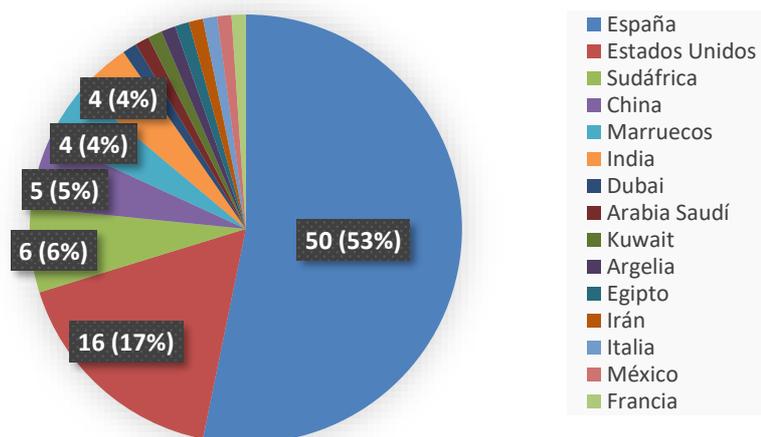


Figura 1-11. Plantas en operación por países.

Además, a pesar de ser España el país con mayor potencia instalada, la mayor potencia instalada dentro del país es de 50 MWe, mientras que países como EE.UU y Marruecos alcanzan los 250 y 200 MWe de potencia máxima. Estos países cuentan con un número de centrales de 16 y 4 respectivamente.

Por otro lado, se observa el crecimiento durante los últimos años de países como Sudáfrica o como China. Sudáfrica posee en la actualidad 6 plantas en operación que entraron en funcionamiento entre 2015 y 2018, y

China posee 5 plantas, las cuales han entrado en operación entre los años 2016 y 2018.

Esta tendencia de los últimos años se ha visto acentuada sobre todo en China. En la tabla 1-2 se observa que China posee actualmente 13 proyectos de plantas en construcción previstos para comenzar entre 2019 y 2020. De esta manera, China desempeñará un fuerte papel en el desarrollo de la tecnología termosolar.

La última planta que entró en operación en España fue en 2013, mientras que en EE.UU fue en el 2015.

De igual manera, la tabla 2-1 recoge el listado de plantas en construcción en la actualidad, indicando el año en el que se iniciará el proyecto.

CENTRALES EN COSTRUCCIÓN						
Región	País	Nombre Proyecto	Año inicio	Potencia proyectada (MWe)	Tecnología	Almacenamiento (h)
CHINA	China	Yumen	2019	50	Receptor Central Torre	6,0
CHINA	China	Gansu Akesai	2019	50	CCP	15,0
MENA	Israel	Ashalim 2	2019	110	CCP	4,5
MENA	Israel	Ashalim 1	2019	121	Receptor Central Torre	0,0
MENA	Saudi Arabia	ISCC Duba 1	2019	50	CCP	0,0
CHINA	China	Qinghai Gonghe	2019	50	Receptor Central Torre	6,0
CHINA	China	Hami	2019	50	Receptor Central Torre	13,0
CHINA	China	Golden Tower	2019	100	Receptor Central Torre	8,0
CHINA	China	64MWe Molten Salt Parabolic Trough CSP project	2019	64	CCP	16,0
CHINA	China	Yumen Town East	2019	50	CCP	7,0
CHINA	China	Urat Middle Banner	2019	100	CCP	4,0
CHINA	China	Dacheng Dunhuang	2019	50	FRESNEL	13,0
CHINA	China	Huaqiang Zhaoyang Zhangjiakou	2019	50	FRESNEL	14,0
CHINA	China	Huaqiang Zhaoyang Zhangjiakou	2019	50	FRESNEL	14,0
SOUTH AMERICA	Chile	Cerro Dominador. Atacama-1	2020	110	Receptor Central Torre	17,5
CHINA	China	Guliang–Zhonghaiyang	2019	100	CCP	7,0
CHINA	China	Gansu Yumen East town	2020	50	CCP	7,0
AUSTRALIA	Australia	Aurora	2020	150	Receptor Central Torre	7,0

CENTRALES EN COSTRUCCIÓN						
Región	País	Nombre Proyecto	Año inicio	Potencia proyectada (MWe)	Tecnología	Almacenamiento (h)
AUSTRALIA	Australia	Aurora	2020	150	Receptor Central Torre	7,0
SOUTH AFRICA	South Africa	Redstone Solar Thermal Power Plant	2020	100	Receptor Central Torre	12,0
MENA	Dubai	Noor Energy 1	2021	600	CCP	15,0
MENA	Dubai	Noor Energy 1	2021	100	Receptor Central Torre	15,0
POTENCIA TOTAL PROYECTADA				2305		

Tabla 1-2. Centrales en construcción a nivel mundial [11].

Los resultados obtenidos de esta tabla son muy distintos a los extraídos de la anterior. Siendo antes Europa y Norteamérica líderes en cuanto a potencia total instalada y operativa, en esta tabla destacan en la cabeza los países asiáticos y africanos.

En total hay 22 proyectos sobre la mesa: 14 de ellos ya han iniciarán su construcción a lo largo de este año, y los 8 restantes lo harán entre el 2020 y el 2021. Estos proyectos supondrán una potencial total instalada de 2305 MWe. El líder indiscutible será China, país que cuenta con 13 de los 22 proyectos previstos actualmente, representando el 59% del total. Se observa tanto en la tabla 1-2 como en la figura 1-12 que ni España ni EE.UU. se encuentran actualmente desarrollando nuevos proyectos termosolares. Los últimos de estos países se realizaron en 2013 y 2015 respectivamente.

Plantas en construcción por países

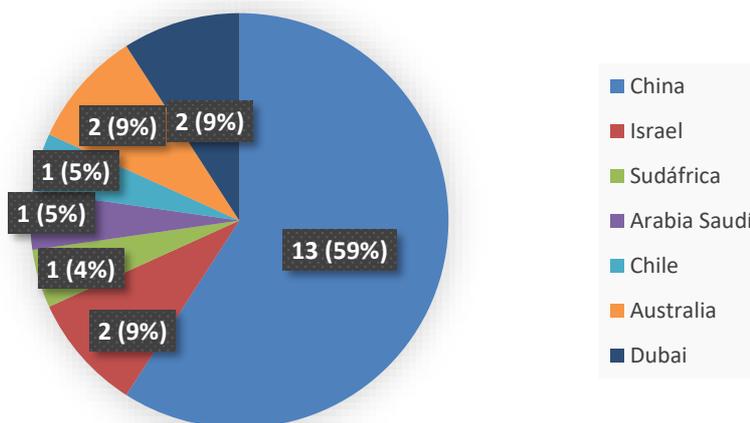


Figura 1-12. Plantas en construcción por países.

1.5.1 Tecnología termosolar empleada

Las figuras 1-13 y 1-14 muestran la tecnología empleada por las centrales arriba mencionadas, tanto las que se encuentran ya operativas como las que están aún en construcción. Como se ha expuesto durante el capítulo 1, las tecnologías más empleadas actualmente son: centrales cilindro-parabólicas, centrales de tipo torre, centrales Fresnel y centrales de discos parabólicos.

En las plantas actualmente en operación se observa claramente una tendencia al uso de la tecnología cilindro parabólica, representando el 81% del total. En segundo lugar se encuentra la tecnología de receptor central tipo torre, con un 14%, y en último la tecnología Fresnel, representando un escaso 5%, no observándose aún ninguna planta en funcionamiento de discos parabólicos.

Hoy día la tecnología más empleada con diferencia es la CCP y, por tanto, este informe se centrará en el estudio de dicha tecnología.

Algo muy distinto sucede con las plantas que se encuentran hoy día en construcción. Frente al claro dominio marcado por las plantas CCP, los proyectos que tomarán lugar entre el 2019 y el 2021 apuestan casi de igual manera por la tecnología CCP y la tecnología de tipo torre, tomando importancia esta tecnología en el futuro de la termosolar gracias a los avances conseguidos en los últimos años.

Tecnología empleada - centrales operativas

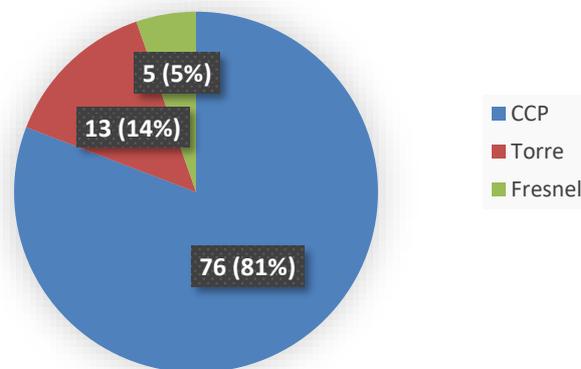


Figura 1-13. Tecnología empleada en plantas operativas.

Tecnología empleada - plantas en construcción

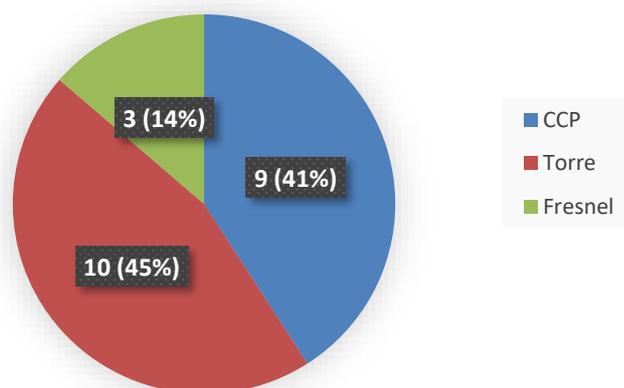


Figura 1-14. Tecnología empleada en plantas en construcción.

Otro aspecto interesante por estudiar sería el tipo y la capacidad de almacenamiento disponible en dichas plantas termosolares. No obstante, no es objeto de este trabajo y por tanto este informe no abarca este aspecto.

2 DESCRIPCIÓN DEL MODELO

Se describe a continuación el modelo térmico de un captador cilindro-parabólico con el fin de, posteriormente, implementarlo en el software EES (Engineering Equation Solver) y elaborar un análisis de los resultados. Se realizará un balance energético sobre el captador y el receptor, calculando la energía solar incidente en el reflector, las pérdidas ópticas y térmicas y, por tanto, la energía térmica ganada por el fluido de transferencia. Se desarrollará para ello un modelo térmico unidimensional. Todas las ecuaciones, correlaciones e hipótesis utilizadas se desarrollan en las siguientes secciones.

2.1 Modelo unidimensional

El análisis de transferencia de calor en los CCP se centra principalmente en la predicción del rendimiento térmico del captador. Para ello, es necesario calcular todos los términos presentes en las ecuaciones de balance que se mostrarán a continuación. Es importante notar que el rendimiento térmico del captador depende, fundamentalmente, del tipo del reflector elegido, de las propiedades ópticas y de las condiciones ambientales. La influencia de estos parámetros se analizará en el capítulo 4.

En la figura 2-1 están representados los distintos mecanismos de transferencia de calor que tienen lugar en una sección transversal del receptor, considerando que el fluido circula en régimen permanente. Todas las direcciones de flujo que se muestran en la figura son positivas. La energía solar entrante es absorbida por la envoltura de vidrio, q_{5abs} , y por el recubrimiento selectivo del absorbedor, q_{3abs} . Una parte de esa energía absorbida por el recubrimiento es conducida a través del absorbedor, q_{23cond} , y transferida al HTF por convección, q_{12conv} , mientras que la energía restante es transmitida a la cubierta de vidrio por convección, q_{34conv} , y radiación, q_{34rad} . Después, esta energía se transfiere por conducción a través de las paredes de la cubierta de vidrio, q_{45cond} , y se pierde por convección con el ambiente, q_{56conv} , y radiación con el cielo, q_{57rad} , junto con la energía solar absorbida q_{5abs} .

En la figura se muestra el tubo absorbedor rodeado por una envoltura de vidrio. Como se ha comentado en teoría, la carcasa de vidrio actúa de cubierta protectora ante condiciones meteorológicas adversas y ayuda a reducir las pérdidas térmicas, aumentando por tanto el rendimiento del colector. Si la cubierta de vidrio faltase, las pérdidas de calor del absorbedor se perderían directamente en el medio ambiente. A partir de este momento se estudiará únicamente el caso del tubo absorbente con una envoltura de vidrio.

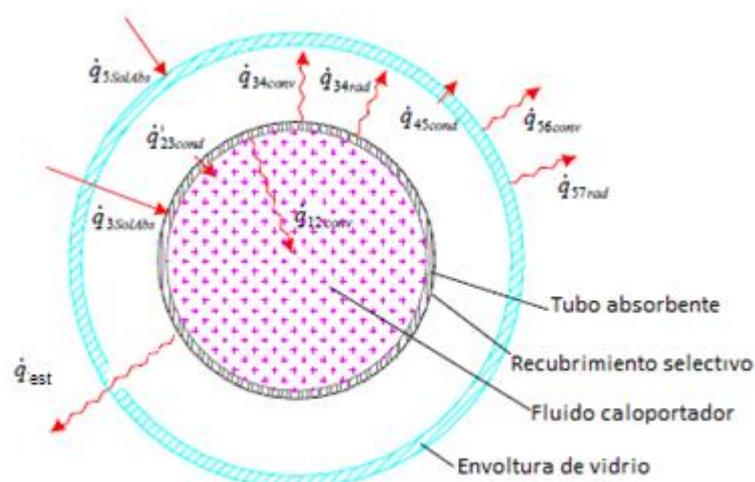


Figura 2-1. Balance energético unidimensional en una sección transversal del receptor [12].

A continuación, se muestran las ecuaciones resultantes de hacer balance en las superficies internas y externas del tubo absorbente y de la cubierta de vidrio. Las ecuaciones resultantes de la conservación de energía en cada una de las superficies mencionadas son:

$$q_{12conv} = q_{23cond}$$

$$q_{3abs} = q_{34conv} + q_{34rad} + q_{23cond} + q_{est}$$

$$q_{34conv} + q_{34rad} = q_{45cond}$$

$$q_{45cond} + q_{5abs} = q_{56conv} + q_{57rad}$$

Las pérdidas de calor se definen como:

$$q_{pérd} = q_{56conv} + q_{57rad} + q_{est}$$

Donde

q_{12conv} : calor por convección entre la superficie interna del tubo absorbente y el fluido térmico, W/m .

q_{23cond} : calor por conducción a través de la pared del absorbedor, W/m .

q_{3abs} : flujo de energía solar efectiva absorbida por el tubo absorbente, W/m .

q_{34conv} : calor por convección entre la superficie externa del absorbedor y la interna del vidrio, W/m .

q_{34rad} : calor por radiación entre la superficie externa del absorbedor y la interna del vidrio, W/m .

q_{45cond} : calor por conducción a través de la pared de la cubierta de vidrio, W/m .

q_{5abs} : flujo de energía solar efectiva absorbida por la cubierta de vidrio, W/m .

q_{56conv} : calor por convección entre la superficie externa del vidrio y el ambiente, W/m .

q_{57rad} : calor por radiación entre la superficie externa del vidrio y el cielo, W/m .

q_{est} : pérdidas de calor a través de la estructura soporte, W/m .

$q_{pérd}$: pérdidas de calor totales, W/m .

Todas ellas tienen como unidad el W/m , siendo por tanto flujos de calor por unidad de longitud del receptor. La irradiación solar se ha tratado como un flujo de calor para simplificar los términos de absorción y hacer que la conducción de calor a través del tubo absorbente y la envoltura de vidrio sea lineal. Aunque la absorción solar es un fenómeno volumétrico, su tratamiento como fenómeno superficial supone un error relativamente pequeño.

La quinta y última ecuación que empleará este modelo es la resultante del balance de energía global en el captador, teniendo en cuenta la energía del fluido a la entrada y a la salida, y la energía útil ganada por el mismo. Este balance permitirá conocer las propiedades del fluido a la salida del colector una vez hayan sido fijadas las condiciones a la entrada. El objetivo buscado es poder conocer el salto de temperaturas y el caudal volumétrico de fluido a la salida del captador. La figura 2-2 ilustra esta situación.

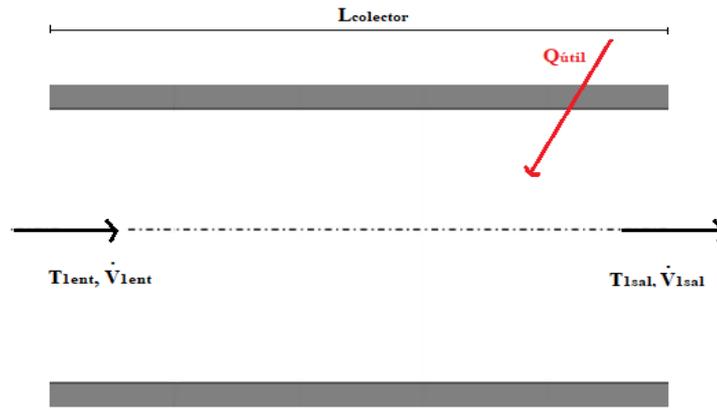


Figura 2-2. Balance energético global en el receptor.

El calor útil representa la ganancia de calor a lo largo del colector, calculándose como el producto del flujo de calor ganado por el fluido, q_{12conv} , por la longitud del colector, $L_{colector}$. Por tanto, la ecuación resultante del balance energético puede expresarse como:

$$\dot{m}_{ent} \cdot Cp_{ent} \cdot T_{1ent} + q_{12conv} \cdot L_{colector} = \dot{m}_{sal} \cdot Cp_{sal} \cdot T_{1sal}$$

Del balance de masa se obtiene que

$$\dot{m}_{ent} = \dot{m}_{sal} = \dot{m}$$

Pudiendo este calcularse por tanto como

$$\dot{m} = \rho_{1ent} \cdot v_{1ent} = \rho_{1sal} \cdot v_{1sal}$$

Donde,

- \dot{m} : caudal másico de fluido de transferencia, en kg/s .
- T_{1ent} : temperatura a la entrada del colector, en $^{\circ}C$.
- T_{1sal} : temperatura a la salida del colector, en $^{\circ}C$.
- Cp_{ent} : calor específico a la entrada, en J/kgK .
- Cp_{sal} : calor específico a la salida, en J/kgK .
- v_{1ent} : caudal volumétrico de fluido a la entrada, en m^3/s .
- v_{1sal} : caudal volumétrico de fluido a la salida, en m^3/s .
- ρ_{1ent} : densidad del fluido a la entrada, en kg/m^3 .
- ρ_{1sal} : densidad del fluido a la salida, en kg/m^3 .

Las ecuaciones arriba descritas nos permiten conocer el salto de temperatura en el captador, definido como $\Delta T = T_{1sal} - T_{1ent}$ y el caudal volumétrico de fluido a la salida del captador, v_{1sal} .

Esta ecuación, junto con las cuatro resultantes de los balances de conservación de energía en cada una de las cuatro superficies, nos permitirá el cálculo de las cinco incógnitas planteadas en este modelo: la temperatura a la salida del colector, T_{1sal} , la temperatura de las superficies interna y externa del tubo absorbedor, T_2 y T_3 , y la temperatura de las superficies interna y externa de la cubierta de vidrio, T_4 y T_5 . La temperatura a la entrada del colector, T_{1ent} , será un dato introducido al programa, cuya influencia se estudiará a lo largo del capítulo 4.

Se procede a continuación a calcular cada uno de los términos de las ecuaciones arriba mencionadas.

2.1.1 Calor por convección entre el absorbedor y el HTF

El calor transferido por convección, por unidad de longitud W/m , desde la superficie interna del absorbedor al fluido de transferencia es:

$$q_{12conv} = h_1 D_2 \pi (T_2 - T_1)$$

Donde:

h_1 : coeficiente de película a la temperatura T_1 , en $W/m^2 \cdot K$.

D_2 : diámetro interior del absorbedor, en m .

T_1 : temperatura media del fluido de transferencia, definida como $\frac{T_{1ent} + T_{1sal}}{2}$, en $^{\circ}C$.

T_2 : temperatura en la superficie interna del absorbedor, en $^{\circ}C$.

El modelo asume que las temperaturas, flujos de calor y propiedades termodinámicas son uniformes alrededor de la circunferencia del receptor. Esto será aplicable al resto de flujos de calor calculados en las próximas secciones.

El diámetro D_2 es una especificación geométrica que dependerá del tipo de captador elegido. El coeficiente de película se calcula a partir de la definición del número de Nusselt como sigue

$$h_1 = Nu_{D2} \frac{k_1}{D_2}$$

Donde:

k_1 : conductividad térmica del fluido de transferencia a la temperatura T_1 , en $W/m \cdot K$.

Nu_{D2} : número de Nusselt referido a D_2 , adimensional.

El número de Nusselt depende del tipo de flujo. En condiciones normales de operación, el flujo es siempre turbulento, si bien hay ocasiones en las que el flujo se vuelve laminar, como por ejemplo en horas de ausencia de radiación. Se considerará régimen turbulento en aquellos casos en los que el número de Reynolds sea mayor a 2300, mientras que en caso contrario se considerará régimen laminar.

2.1.1.1 Regimen turbulento

Si el fluido se encuentra bajo condiciones turbulentas, el número de Nusselt puede calcularse mediante correlaciones de convección forzada de flujo interno en conducto circular. En este estudio se empleará la siguiente correlación, desarrollada por Gnielinski:

$$Nu_{D2} = \frac{f_2/8 (Re_{D2} - 1000) Pr_1}{1 + 12.7 \sqrt{f_2/8} (Pr_1^{2/3} - 1)}$$

Donde:

f_2 : factor de fricción de la superficie interna del absorbedor, adimensional.

Re_{D2} : número de Reynolds referido a D_2 , adimensional.

Pr_1 : número de Prandtl evaluado a T_1 , adimensional.

El factor de fricción puede calcularse en función del número de Reynolds empleando la correlación de Petukhov:

$$f_2 = (0.790 \ln(Re_{D_2}) - 1.64)^{-2}$$

Por su parte, el número de Reynolds se calcula mediante su propia definición:

$$Re_{D_2} = \frac{\rho_1 v_1 D_2}{\mu_1}$$

De igual manera, el número de Prandtl:

$$Pr_1 = \frac{Cp_1 \mu_1}{k_1}$$

Donde:

ρ_1 : densidad del fluido de transferencia evaluada a T_1 , en kg/m^3 .

v_1 : velocidad del fluido de transferencia, en m/s .

μ_1 : viscosidad dinámica del fluido de transferencia evaluada a T_1 , en $Pa \cdot s$.

Cp_1 : capacidad calorífica del fluido evaluada a T_1 , en $J/kg \cdot K$.

Las correlaciones mostradas asumen un flujo de calor y temperatura uniformes, y son válidas para flujos turbulentos completamente desarrollados que cumplan las siguientes condiciones:

$$3000 < Re_{D_2} < 5 \cdot 10^6$$

$$0.5 \leq Pr_1 < 2000$$

$$\frac{L}{D_2} > 10$$

siendo L la longitud del receptor. Así mismo, en estas correlaciones se supone lisa la superficie interna del tubo.

2.1.1.2 Regimen laminar

Para finalizar este apartado, se procede a calcular el número de Nusselt en el caso de flujo laminar. En esta situación se simplifican mucho los cálculos, pues el número de Nusselt no depende ni del Reynolds ni del Prandtl. Si nos encontramos en los casos en el que el número de Reynolds es menor que 2300, el número de Nusselt puede estimarse igual a 4.36, considerando en todo momento que el flujo de calor es constante y el número de Prandtl mayor o igual a 0.6.

2.1.2 Calor por conducción a través de la pared del absorbedor

La transferencia de calor por conducción a través de las paredes del absorbedor puede calcularse como:

$$q_{23cond} = \frac{T_2 - T_3}{R_{CD}}$$

Donde R_{CD} es la resistencia conductiva, y para dos cilindros huecos concéntricos equivale a:

$$R_{CD} = \frac{\ln(D_3/D_2)}{2\pi k_{23}L}$$

Como nos interesa el flujo por unidad de longitud, dividiendo por L la ecuación de arriba, el flujo calor por conducción resulta finalmente en:

$$q_{23cond} = \frac{2\pi k_{23} (T_2 - T_3)}{\ln(D_3/D_2)}$$

Donde:

k_{23} : conductividad térmica del fluido evaluada a T_{23} , en $W/m \cdot K$.

T_3 : temperatura de la superficie externa del absorbedor, en K .

T_{23} : temperatura media entre la superficie interna, T_2 , y externa, T_3 , del absorbedor, en K .

D_3 : diámetro externo del absorbedor, en m .

D_3 , al igual que D_2 , es una especificación geométrica que dependerá del tipo de captador elegido. La conductividad térmica k_{23} se considera constante, por tanto, se evalúa a la temperatura media entre la superficie interna y externa del absorbedor, y su valor dependerá del material en que se fabrique el tubo absorbente. En el capítulo 3 se analizarán los materiales más comunes con los que se fabrican los distintos elementos del captador.

2.1.3 Transferencia de calor entre el absorbedor y la cubierta de vidrio

Entre el absorbedor y la cubierta de vidrio se transfiere calor por convección y radiación. La radiación ocurre debido a la diferencia de temperaturas entre ambas superficies, mientras que la transmisión por convección depende de la presión en el espacio anular. Cuando la presión anular sea inferior a 1 $mmHg$, se considerará vacío y, por tanto, la transmisión de calor sucederá mediante conducción molecular. Por otro lado, en aquellos casos en los que la presión sea superior a 1 $mmHg$ la transferencia de calor ocurrirá por convección natural.

2.1.3.1 Transferencia de calor por convección

Se presentarán a continuación las dos situaciones arriba mencionadas. En primer lugar, se estudiará el calor intercambiado en aquellos casos en los que exista el vacío (presiones menores a 1 $mmHg$) y, a continuación, las situaciones en las que exista una presión superior y, por tanto, se haya llegado a la pérdida del vacío.

2.1.3.1.1 Vacío en el espacio anular

Si la presión en el espacio anular es inferior a 1 $mmHg$ puede considerarse el vacío. En estas condiciones, la ecuación para calcular el calor por convección es:

$$q_{34conv} = h_{34} D_3 \pi (T_3 - T_4)$$

Donde,

T_4 : temperatura de la superficie interna de la envoltura de vidrio, en K .

h_{34} : coeficiente de película del gas anular evaluado a la temperatura T_{34} , en $W/m^2 \cdot K$

T_{34} : temperatura del gas anular, expresada como la media entre la superficie externa del absorbedor, T_3 , y la interna de la cubierta de vidrio, T_4 , en K .

Para un gas en condiciones próximas al vacío, las magnitudes de la trayectoria libre media molecular y el espacio anular determinan el coeficiente de transferencia de calor, en $W/m^2 \cdot K$, en dicho espacio, que se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$h_{34} = \frac{k}{r_3 \cdot \ln(r_4/r_3) + b \cdot \lambda \cdot (r_3/r_4 + 1)}$$

Donde,

k : conductividad térmica del gas anular en condiciones estándar (1 bar y 25°C), en $W/m \cdot K$.

r_3 : radio de la superficie externa del absorbedor, en m .

r_4 : radio de la superficie interna de la cubierta de vidrio, en m .

b : coeficiente de interacción, adimensional.

λ : trayectoria libre media entre colisiones de una molécula, en m .

Una expresión que permite calcular la trayectoria libre media de un gas en función de su temperatura y la presión del recinto viene dada por:

$$\lambda = \frac{2.331 \cdot 10^{-20} \cdot T_{34}}{P \cdot \delta^2}$$

Donde,

P : presión en el espacio anular, en $mmHg$.

δ : diámetro molecular del gas anular, en cm .

Por otro lado, el coeficiente de interacción puede calcularse según la siguiente expresión:

$$b = \frac{(2 - a)(9\gamma - 5)}{2a(\gamma + 1)}$$

Donde,

a : coeficiente de alojamiento, adimensional.

γ : razón de calores específicos del gas anular, adimensional. Se calculará como $\gamma = C_p/C_v$, con

C_p : calor específico del gas a presión constante, en $kJ/kg \cdot K$.

C_v : calor específico del gas a volumen constante, en $kJ/kg \cdot K$.

Los valores de γ y el diámetro molecular serán desarrollados en el capítulo 3, en función del gas que esté presente en el espacio anular.

2.1.3.1.2 Pérdida de vacío en el espacio anular

Cuando en el espacio anular se alcanzan presiones superiores a 1 $mmHg$, se considera pérdida de vacío, y

la transferencia de calor ocurre en este caso por convección natural. La correlación que rige el comportamiento de la convección natural entre dos cilindros horizontales concéntricos es:

$$q_{34conv} = \frac{2\pi k_{ef}(T_3 - T_4)}{\ln(D_4/D_3)}$$

Siendo,

$$\frac{k_{ef}}{k_{34}} = 0.386 \cdot \left(\frac{\dot{Ra} \cdot Pr_{34}}{0.861 + Pr_{34}} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$\dot{Ra} = \frac{[\ln(D_4/D_3)]^4}{\delta^3 \left(D_4^{-\frac{3}{5}} + D_3^{-\frac{3}{5}} \right)^5} \cdot Ra_\delta$$

Donde δ , en este caso, hace referencia a la diferencia, en m , entre los diámetros de los tubos concéntricos y, por tanto,

$$\delta = D_4 - D_3$$

y el número de Rayleigh evaluado en δ ,

$$Ra_\delta = \frac{g\beta(T_3 - T_4)(D_4 - D_3)^3}{\alpha_{34}v_{34}}$$

Donde,

g : aceleración gravitacional, en m/s^2 .

β : coeficiente de expansion volumétrica, en K^{-1} .

α : difusividad térmica del gas evaluada en T_{34} , en m^2/s .

v : viscosidad cinemática del gas evaluada en T_{34} , en m^2/s .

El coeficiente de expansion volumétrica representa la variación de la densidad del fluido con la temperatura a presión constante. Un valor grande de β para un fluido significa un cambio grande en la densidad con la temperatura, y viceversa.

Para un gas ideal a una temperatura dada, el coeficiente de expansion volumétrica β es equivalente a la inversa de dicha temperatura en K . En nuestro caso,

$$\beta = \frac{1}{T_{34}}$$

Esta correlación será válida siempre que se cumpla

$$10^2 \leq \dot{Ra} \leq 10^7$$

2.1.3.2 Transferencia de calor por radiación

La transferencia de calor por radiación entre dos superficies puede calcularse como:

$$q_{34rad} = k_{34} \cdot \sigma \cdot (T_3^4 - T_4^4)$$

Donde σ es la constante de Stefan-Boltzmann, cuyo valor es $5.67 \cdot 10^{-8}$, en $W/m^2 K^{-4}$. El término k_{34} se calcula en función del área de ambas superficies, sus respectivas emisividades y los factores de forma, resultando en:

$$k_{34} = \frac{1}{\frac{1 - \varepsilon_3}{\varepsilon_3 \cdot A_3} + \frac{1}{A_3 \cdot F_{34}} + \frac{1 - \varepsilon_4}{\varepsilon_4 \cdot A_4}}$$

Donde,

ε_i : emisividad de la superficie i , adimensional.

A_i : área de la superficie i , en m^2 . En nuestro caso, $A_i = \pi D_i L$.

El factor de forma F_{34} indica la fracción de la radiación que sale de la superficie 3 y llega directamente a la superficie 4. Aplicando las reglas de la suma y reciprocidad, la matriz de factores de forma para dos cilindros concéntricos es:

$$F_{ij} = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ \frac{D_3^2}{D_4^2} & 1 - \frac{D_3^2}{D_4^2} \end{pmatrix}$$

Interesa calcular el flujo por unidad de longitud, por lo que se dividirá por L la ecuación de arriba. Conociendo el valor de F_{34} igual a 1 y simplificando, el flujo calor por radiación resulta finalmente en:

$$q_{34rad} = \frac{\pi \cdot D_3 \cdot \sigma \cdot (T_3^4 - T_4^4)}{\frac{1}{\varepsilon_3} + \frac{D_3(1 - \varepsilon_4)}{\varepsilon_4 \cdot D_4}}$$

Para llegar a estas ecuaciones las superficies se han considerado isotermas, grises y difusas, además de suponer que el tubo es suficientemente largo. Estas hipótesis suponen errores pequeños en los cálculos.

2.1.4 Calor por conducción a través de la cubierta de vidrio

Se procede de igual manera que en la sección 2.1.2, resultando la transmisión de calor por conducción en:

$$q_{45cond} = \frac{2\pi k_{45} (T_4 - T_5)}{\ln(D_5/D_4)}$$

Donde:

k_{45} : conductividad térmica del fluido evaluada a T_{45} , en $W/m \cdot K$.

T_5 : temperatura de la superficie externa de la cubierta de vidrio, en K .

T_{45} : temperatura media entre la superficie interna, T_4 , y externa, T_5 , de la cubierta, en K .

D_5 : diámetro externo de la cubierta, en m .

La conductividad térmica k_{45} se considera constante, por tanto, se evalúa a la temperatura media entre la superficie interna y externa de la cubierta, y su valor dependerá principalmente del material en que se fabrique esta. No obstante, las cubiertas suelen ser generalmente de vidrio de borosilicato por lo que, en este caso, puede considerarse k_{45} constante e igual a $1.15 \text{ W/m}\cdot\text{K}$, considerando la cubierta fabricada con Pyrex 7740, material muy demandado en este tipo de aplicaciones.

2.1.5 Transferencia de calor entre la cubierta de vidrio y el ambiente

La transferencia de calor entre el vidrio y el ambiente sucede por convección y radiación. La radiación ocurre debido a la diferencia de temperaturas entre la cubierta y el cielo, mientras que la convección se produce entre dicha superficie y el aire exterior y será libre o forzada en función del viento. A continuación se desarrollarán ambos casos.

2.1.5.1 Transferencia de calor por convección

La transmisión de calor por convección entre la cubierta de vidrio y el aire ambiente supone la mayor fuente de pérdidas de calor. Estas pérdidas serán aun mayores si la convección es forzada debida al viento. La ecuación que rige esta transferencia de calor por convección es la siguiente:

$$q_{56conv} = h_{56} D_5 \pi (T_5 - T_6)$$

Donde,

h_{56} : coeficiente de película del aire evaluado a la temperatura T_{56} , en $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$

T_{56} : temperatura media entre la superficie externa del vidrio, T_5 , y el aire ambiente T_6 , en K .

El coeficiente de película se calculará a partir de la definición del número de Nusselt:

$$h_{56} = Nu_{D5} \frac{k_{56}}{D_5}$$

Siendo,

k_{56} : conductividad térmica del aire a la temperatura T_{56} , en $\text{W/m}\cdot\text{K}$.

Nu_{D5} : número de Nusselt referido al diámetro externo de la cubierta de vidrio D_5 , adimensional.

El número de Nusselt dependerá de si la convección es libre o forzada, que dependerá de la existencia o ausencia de viento. Se considerará convección forzada en aquellos casos en los que la velocidad del viento sea superior a 0.1 m/s , mientras que en el resto de las situaciones se considerará convección libre.

2.1.5.1.1 Convección libre

El número de Nusselt en convección libre para un cilindro largo horizontal puede estimarse con la correlación desarrollada por Churchill y Chu, como sigue:

$$\overline{Nu}_{D5} = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra_{D5}^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(0.559 / Pr_{56} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2$$

Para calcular el número de Rayleigh se procede de la misma manera que en la sección 2.1.3.1.2:

$$Ra_{D5} = \frac{g\beta(T_5 - T_6)D_5^3}{\alpha_{56}v_{56}}$$

Siendo

α_{56} : difusividad térmica del gas evaluada en T_{56} , en m^2/s .

v_{56} : viscosidad cinemática del gas evaluada en T_{56} , en m^2/s .

Y

$$\beta = \frac{1}{T_{56}}$$

Esta correlación es válida siempre que el número de Rayleigh pertenezca al siguiente rango de valores:

$$10^{-5} < Ra_{D5} \leq 10^{12}$$

2.1.5.1.2 Convección forzada

Si la convección es forzada, el número de Nusselt puede estimarse mediante la correlación de Zhukauskas:

$$Nu_{D5} = C \cdot Re_{D5}^m \cdot Pr_6^n \cdot \left(\frac{Pr_6}{Pr_5} \right)^{\frac{1}{4}}$$

Donde C , m y n son constantes conocidas en función del número de Reynolds y el Prantdl. Ambos números de Prantdl se calculan con la ecuación (2-11), evaluando las propiedades a su correspondiente temperatura, y el número de Reynolds se calcula mediante su definición. Todas las propiedades están evaluadas a la temperatura ambiente T_6 , excepto Pr_5 que está evaluada a T_5 .

$$Re_{D5} = \frac{\rho_6 v_6 D_5}{\mu_6}$$

El valor de n se escogerá en función del número de Prantdl mientras que para los parámetros C y m se hará en función del número de Reynolds. Se muestran a continuación los valores de estas variables:

$$n = 0.37 \text{ si } Pr_6 \leq 10$$

$$n = 0.36 \text{ si } Pr_6 > 10$$

Re_{D5}	C	m
1 – 40	0.75	0.4
40 – 10^3	0.51	0.5
$10^3 – 2 \cdot 10^5$	0.26	0.6
$2 \cdot 10^5 – 10^6$	0.076	0.7

Tabla 2-1. Coeficientes correlación Zhuskauskas.

Esta correlación es válida siempre que se cumplan las siguientes desigualdades:

$$1 < Re_{D5} < 10^6$$

$$0.7 < Pr_6 \leq 500$$

2.1.5.2 Transferencia de calor por radiación

Para calcular la transmisión de calor por radiación entre la cubierta de vidrio y la atmósfera, se procede de manera similar a la sección 2.1.3.2. No obstante los cálculos se simplificarán en este caso. Se considerará el vidrio como una superficie convexa radiando con un cuerpo negro (el cielo). Al ser el área de este infinitamente superior al área de la cubierta de vidrio ($A_7 \gg A_5$), el término k_{57} se reduce a:

$$k_{57} = A_5 \cdot \varepsilon_5 = \pi \cdot D_5 \cdot L \cdot \varepsilon_5$$

Es conveniente tratar la atmósfera como un cuerpo a una temperatura ficticia (menor que la del ambiente) que emite una cantidad equivalente de energía de radiación. Esta temperatura ficticia se llamará temperatura efectiva del cielo. El intercambio de calor radiante por unidad de longitud es:

$$q_{57rad} = \pi \cdot D_5 \cdot \varepsilon_5 \cdot \sigma \cdot (T_5^4 - T_7^4)$$

Donde ε_5 es la emisividad de la cubierta de vidrio y T_7 hace referencia a la temperatura del cielo. Esta temperatura depende de las condiciones atmosféricas y sus valores habituales varían desde 230 K en condiciones de cielo frío y claro hasta 285 K en condiciones de cielo cálido y con nubes. Para simplificar el modelo la temperatura se considerará uniforme y se aproximará en función de la temperatura ambiente, T_6 , según la siguiente correlación:

$$T_7 = 0.0553 \cdot T_6^{1.5}$$

2.1.6 Energía solar efectiva absorbida

La energía solar absorbida en el receptor se ve afectada por las propiedades ópticas y las imperfecciones del conjunto del colector. Estas imperfecciones en el reflector o en la forma del concentrador se explican mediante el factor de intercepción, γ , que representa la fracción de la radiación solar directa refleja por los espejos que alcanza la cubierta de vidrio. Los factores que afectan al factor de intercepción son:

- Sombras causadas por los diferentes elementos del colector, γ_1 .
- Errores de torsión y seguimiento, γ_2 .

- Precisión geométrica en la alineación de los espejos reflectores, γ_3 .
- Reflectividad del espejo limpio, ρ_{el} .
- Suciedad en los espejos, γ_4 .
- Suciedad en el resto de los elementos del colector, γ_5 .
- Factor misceláneo (resto de imperfecciones no contabilizadas), γ_6 .

Los valores típicos de los distintos factores se recogen en la tabla 2-2 adjunta:

Factor y propiedades ópticas	Valor
Sombras colector, γ_1	0.974
Error seguimiento, γ_2	0.994
Error alineación espejos, γ_3	0.980
Reflectividad del espejo limpio, ρ_{el}	0.935
Suciedad espejos, γ_4	$\frac{\rho_{esp}}{\rho_{el}}$
Suciedad otros elementos, γ_5	$\frac{1+\gamma_4}{2}$
Otras imperfecciones, γ_6	0.960

Tabla 2-2. Factores de eficiencia óptica [12].

Donde ρ_{esp} indica la reflectividad del espejo en condiciones de operación, el cual posee un valor típico de entre el 0.85 y 0.95. En el capítulo 4 se verá la influencia de este parámetro sobre la eficiencia de la planta.

El factor de intercepción se estima en función de estos factores como:

$$\gamma = \prod_{i=1}^6 \gamma_i$$

Notar que la eficiencia óptica en un colector se define en los casos en los que la radiación es normal al área de apertura del captador. En aquellas situaciones en las que la radiación no es normal a la superficie, se introducirá un factor corrector del ángulo incidente, K , para tener en cuenta las pérdidas ópticas debidas a un ángulo incidente distinto. Este modificador se calcula en función del ángulo de incidencia solar con respecto a la normal de la apertura del colector, θ . En función del tipo de colector elegido habrá una correlación que se ajuste mejor para calcular el término $K(\theta)$. Estas relaciones se detallarán en el capítulo 3.

2.1.6.1 Energía solar efectiva absorbida en la cubierta de vidrio

La razón a la cual la cubierta de vidrio absorbe la radiación solar se rige mediante la siguiente ecuación:

$$q_{5abs} = q_{sol} \cdot \alpha_5 \cdot \eta_5$$

Donde,

q_{sol} : irradiación solar sobre la superficie del captador, por unidad de longitud, en W/m .

α_5 : absorptividad de la cubierta de vidrio, adimensional.

η_5 : eficiencia óptica efectiva de la cubierta de vidrio, adimensional.

El término η_5 se estima como la combinación de los diferentes términos de eficiencia óptica individuales, relacionados con las pérdidas que tienen lugar en los diferentes elementos del captador, mientras que el término q_{sol} se calcula en función de la radiación solar directa y el área de apertura. Este último se dividirá por la longitud del colector L para obtener el flujo de calor por unidad de longitud, en W/m .

$$\eta_5 = \gamma \cdot \rho_{cl} \cdot K$$

$$q_{sol} = I \cdot W_{apert}$$

En la primera ecuación aparece el término ρ_{cl} , que representa la reflectividad del espejo cuando está limpio. Los factores γ y K se han definido previamente.

En la segunda ecuación, W_{apert} indica el ancho de apertura del captador. Es una especificación geométrica y dependerá del tipo de captador elegido. I es la radiación que incide sobre la superficie, en W/m^2 .

2.1.6.2 Energía solar efectiva absorbida en el absorbedor

Procediendo de igual manera, la absorción solar en el absorbedor se calcula como:

$$q_{3abs} = q_{sol} \cdot \alpha_3 \cdot \eta_3$$

En este caso, la eficiencia óptica efectiva del absorbedor se calcula en función de la eficiencia de la cubierta de vidrio y su transmisividad, τ_5 .

$$\eta_3 = \eta_5 \cdot \tau_5$$

Las propiedades ópticas de las superficies dependen principalmente del material en el que esté fabricado. En el capítulo 3 se aportará una lista detallada de los distintos valores en función del captador elegido.

2.1.7 Pérdidas de calor a través de la estructura soporte

El tubo absorbente se coloca en la línea focal del colector mediante soportes que se apoyan en la estructura del colector. En este análisis se considerará el soporte dividido en dos segmentos conectados en serie. El primero de ellos, una pestaña de conexión con sección transversal rectangular que conecta la base del absorbedor y el soporte metálico. El segundo es el soporte metálico, de sección cuadrada, que conecta la pestaña de conexión y la estructura del colector. La figura 2-2 muestra este plantemamiento.

Las pérdidas de calor a través de los soportes metálicos se consideran como la transferencia de calor por conducción para una aleta con una temperatura prescrita en la punta, que será igual a la temperatura ambiente, T_6 . Dada la geometría del colector solar, la longitud del soporte es lo suficientemente grande como para que sea apropiada una aproximación de aleta infinita. La transferencia de calor por conducción en una aleta infinita viene regida por la siguiente ecuación:

$$q_{est} = k \cdot A_t \cdot m \cdot (T_{base} - T_{\infty})$$

Donde

k : conductividad de la estructura soporte, en W/mK .

A_t : área transversal de la estructura, en m^2 .

T_{base} : temperatura en la base de la aleta, en $^{\circ}C$.

T_{∞} : temperatura en la punta de la aleta, en este caso igual a la temperatura ambiente T_6 , en $^{\circ}C$.

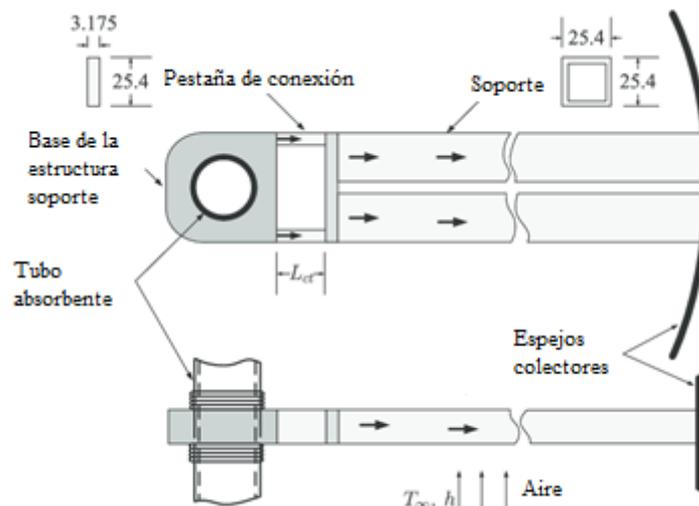


Figura 2-3. Estructura soporte del colector [13].

El parámetro m se calcula según la siguiente expresión:

$$m^2 = \frac{h \cdot P}{k \cdot A_t}$$

Siendo P el perímetro del soporte, en m , y h el coeficiente de película, en W/m^2K , del aire ambiente, que se calculará de una u otra forma en función de la existencia o ausencia de viento.

Sustituyendo la segunda ecuación en la primera, y dividiendo por la longitud de la estructura, L_{est} , las pérdidas de calor a través de la estructura soporte por unidad de longitud, W/m , puede calcularse como:

$$q_{est} = \frac{\sqrt{h \cdot P \cdot k \cdot A_t} \cdot (T_{base} - T_6)}{L_{est}}$$

La pestaña de conexión tiene una longitud perteneciente al rango $25.4 \leq L_{pc} \leq 50.8$ m. Los resultados obtenidos por Ricardo Vasquez al analizar el efecto de la longitud en las pérdidas de calor muestran que debe suponerse una longitud de 25.4 mm, basándose en las pérdidas de transferencia de calor máximas.

El perímetro del soporte es el perímetro alrededor de los dos tubos de sección cuadrada, obteniendo por tanto un valor de 0.2032 metros, y el área equivale a la sección transversal de las dos pestañas de conexión, resultando en un valor de 0.00016129 m^2 .

La temperatura de la base puede estimarse en 10°C menos que la temperatura del absorbedor T_3 , y la conductividad térmica k de la estructura soporte, que se supone fabricada en acero al carbono liso, puede calcularse en función de la temperatura mediante la siguiente ecuación obtenida de ajustar los datos facilitados por Incropera, F. P., 2006 a una línea recta.

$$k = -0.0419 \cdot T + 73.2357$$

La temperatura de película T , en K , se refiere a la temperatura media de la estructura soporte, la cual ronda un valor de aproximadamente $600 K$, dando lugar a una conductividad térmica de unos $48.1 W/mK$.

Para simplificar los cálculos, el coeficiente de calor por convección se calcula para el tubo cuadrado, al corresponder esta parte con más del 99% del área expuesta al ambiente. El coeficiente de película se obtiene en función del número de Nusselt.

$$h = Nu_D \cdot \frac{k}{D}$$

Para calcular el número de Nusselt se estudian dos métodos de transferencia de calor en función de la existencia o no de viento: convección forzada y convección natural. Se desarrollan a continuación las correlaciones utilizadas en ambas situaciones.

2.1.7.1 Convección natural

Como se comentó en la sección 2.1.5.1, se considerará convección natural en aquellos casos en los que la velocidad del viento esté limitada a $0.1 m/s$. En este caso se aproximará la geometría del soporte a una forma cilíndrica que tomará como diámetro efectivo D_{est} el valor de $50.8 mm$. El número de Nusselt para un cilindro horizontal en convección libre se estima mediante la correlación desarrollada por Churchill y Chu, como sigue:

$$Nu_{Dest} = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra_{Dest}^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(0.559 / Pr_{est} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2$$

Para calcular el número de Rayleigh se procede de la misma manera que en la sección 2.1.3.1.2:

$$Ra_{Dest} = \frac{g\beta(\overline{T}_{sop} - T_6)D_{est}^3}{\alpha_{est}v_{est}}$$

Siendo

α_{est} : difusividad térmica evaluada a la temperatura media de la estructura soporte T_{est} , en m^2/s .

v_{est} : viscosidad cinemática evaluada a T_{est} , en m^2/s .

Y

$$\beta = \frac{1}{T_{est}}$$

Todas las propiedades están evaluadas a la temperatura media entre la temperatura de la estructura soporte y la temperatura ambiente, T_{est} , siendo la temperatura media del soporte la estimada según la siguiente expresión:

$$\overline{T}_{sop} = \frac{T_{base} + T_6}{3}$$

Y, por tanto, las propiedades serán evaluadas en:

$$T_{est} = \frac{\overline{T}_{sop} + T_6}{2}$$

Se recuerda que esta correlación es válida siempre que el número de Rayleigh pertenezca al siguiente rango de valores:

$$10^{-5} < Ra_{Dest} \leq 10^{12}$$

2.1.7.2 Convección forzada

Se considerará convección forzada aquellas situaciones en las que la velocidad del viento sea superior a 0.1 m/s. El número de Nusselt para un conducto cuadrado en convección forzada se estima mediante la correlación desarrollada por Hilpert:

$$Nu_{Dest} = C \cdot Re_{Dest}^m \cdot Pr_{est}^{\frac{1}{3}}$$

Los números de Reynolds y Prantdl se calculan procediendo de la misma manera, sin embargo, los coeficientes de la correlación de Hilpert toman distintos valores en función de la geometría del conducto. En este caso se considerará un flujo de viento perpendicular a la estructura soporte que será tratada como una superficie cuadrada. Para esta geometría, los coeficientes C y m toman los valores recogidos en la tabla 2-3.

Geometría	Re_D	C	m
	$5 \cdot 10^3 - 10^5$	0.102	0.675

Tabla 2-3. Coeficientes correlación Hilpert para conductos cuadrados.

Notar que esta correlación es válida siempre el número de Reynolds pertenezca al rango señalado en la tabla 2-3 y el número de Prantdl sea igual o inferior a 0.7.

3 ANÁLISIS DE MERCADO

En este capítulo se presentarán los materiales más comúnmente empleados para la fabricación de colectores cilindro-parabólicos. La mayoría de las propiedades ópticas y geométricas dependen del tipo de captador elegido, por lo que es un factor de gran influencia en el rendimiento de este y en su dimensionado. Las distintas opciones aquí desarrolladas se emplearán en el capítulo 4 para realizar un análisis de sensibilidad en función del tipo de colector elegido.

3.1 Tubo absorbente

Como se ha comentado en el capítulo 2, la conductividad del tubo absorbente se considera constante y se evalúa a la temperatura media entre sus superficies interna y externa, en °C. En este estudio se incluyen los materiales más comunes en los que se fabrica el tubo absorbente, tres de acero inoxidable (304L, 316L y 321H) y uno de cobre. Para cada uno de ellos, la conductividad térmica se calcula como muestra la tabla 3-1.

<i>Material</i>	<i>k [W/mK]</i>
Acero 304L	$0.0130 T_{23} + 14.9732$
Acero 316L	$0.0130 T_{23} + 14.9732$
Acero 321H	$0.0151 T_{23} + 14.5837$
Cobre	400

Tabla 3-1. Conductividad térmica del tubo absorbente para diferentes materiales [12].

En cuanto al recubrimiento selectivo del absorbedor, los más utilizados son los recogidos en la tabla 3-2, con las correspondientes propiedades ópticas que conllevan. La emisividad del tubo absorbente se estima en función de la temperatura de la superficie, en °C.

Tipo de recubrimiento selectivo	Emisividad del absorbedor	Absortancia del absorbedor
Luz Black Chome	$5.333 \cdot 10^{-4} (T_3 + 273.15) - 0.0856$	0.94
Luz Cermet	$3.27 \cdot 10^{-4} (T_3 + 273.15) - 0.065971$	0.92
Solel UVAC	$1.907 \cdot 10^{-7} T_3^2 + 1.208 \cdot 10^{-4} T_3 + 0.06282$	0.955
Schott PTR 70	$2 \cdot 10^{-7} T_3^2 + 0.062$	0.95

Tabla 3-2. Conductividad térmica del tubo absorbente para diferentes materiales [14].

3.2 Envoltura de vidrio

En la mayoría de los casos la cubierta que envuelve al tubo absorbente está fabricada en vidrio de borosilicato, comúnmente conocido como vidrio Pyrex, el cual presenta una resistencia química muy alta además de resistir altas temperaturas sin deformarse (no se deforma por debajo de 550°C). Esto, unido a la baja dilatación térmica que presenta provocan que el Pyrex apenas tenga rivales en esta industria.

En este modelo, la absorptancia, transmitancia y emisividad de la envoltura de vidrio se suponen independientes de la temperatura, adquiriendo unos valores medios de 0.02, 0.97 y 0.86 respectivamente (Pyrex).

3.3 Colector

Los colectores más empleados actualmente en tecnología termosolar son: Luz LS, Eurotrough, ENEA, Solargenix Energy, SENER y otros. Se recogen a continuación algunas de las dimensiones características típicas de estos colectores, concretamente los diámetros internos y externos del tubo absorbente y la cubierta de vidrio que lo envuelve, en m .

Tipo de colector	D interior del absorbedor	D exterior del absorbedor	D interior del vidrio	D exterior del vidrio
LS-2	0.066	0.070	0.109	0.115
LS-3	0.066	0.070	0.115	0.121
IST	0.066	0.070	0.075	0.079
RoyalTech CSP	0.066	0.070	0.119	0.125

Tabla 3-3. Diámetros característicos del absorbedor según el tipo de colector [12].

A la hora de implementar el modelo en EES podrá elegirse entre emplear los datos de alguno de estos captadores o introducir libremente las dimensiones de estos por pantalla.

Como se mencionó en el capítulo 2, en aquellas situaciones en las que la radiación no es normal a la superficie debe introducirse un factor para corregir las pérdidas por ángulo incidente, K . Este modificador se calcula en función del ángulo de incidencia solar con respecto a la normal de la apertura del colector, θ .

Se muestran a continuación las distintas correlaciones empleadas para el cálculo de este factor corrector en función del colector seleccionado. Todas ellas se recogen en la tabla 3-4, introduciendo el ángulo de incidencia en grados.

Colector	Factor corrector del ángulo incidente, $K(\theta)$
LS-2	$1 + 0.000884 \frac{\theta}{\cos(\theta)} - 0.00005369 \frac{\theta^2}{\cos(\theta)}$
LS-3	$1 - 2.2307 \cdot 10^{-4} \cdot \theta - 1.1 \cdot 10^{-4} \cdot \theta^2 + 3.18596 \cdot 10^{-6} \cdot \theta^3 - 4.85509 \cdot 10^{-8} \cdot \theta^4$
IST	$1 + 0.0008843178 \frac{\theta}{\cos(\theta)} - 0.00003985 \frac{\theta^2}{\cos(\theta)}$
Euro Trough	$1 - 5.25097 \cdot 10^{-4} \frac{\theta}{\cos(\theta)} - 2.859621 \cdot 10^{-5} \frac{\theta^2}{\cos(\theta)}$

Tabla 3-4. Modificador del ángulo incidente según el tipo de colector [14].

El factor corrector del resto de colectores se estimará como:

$$K(\theta) = \cos(\theta) + 8.84 \cdot 10^{-4} \cdot \theta - 5.369 \cdot 10^{-5} \cdot \theta^2$$

3.4 Fluido caloportador

Otro parámetro influyente en la eficiencia de la planta termosolar es el fluido de transferencia utilizado y sus propiedades termofísicas. Algunos de los fluidos caloportadores más comúnmente empleados en la industria son:

- Therminol VP1
- Therminol 59
- Therminol 66
- Therminol XP
- Syltherm 800
- Xceltherm 600
- Dowtherm Q
- Downtherm XP
- Agua

Se muestra a continuación una imagen tomada de EES en la que se recogen las propiedades termofísicas del Therminol VP1 empleadas en dicho software para resolver el modelo planteado. La tabla 3-5 recoge los valores de dichas propiedades en función de la temperatura.

T [C]	ρ [kg/m ³]	Pv [Kpa]	Cp [J/kg*K]	μ [kg/m*s]	k [W/m*K]
12	1070	—	1523	0,00548	0,137
20	1064	0.001	1546	0,00429	0,1363
30	1056	0.004	1575	0,00328	0,1353
40	1048	0.009	1604	0,0026	0,1344
50	1040	0.019	1633	0,00212	0,1333
60	1032	0.041	1662	0,00176	0,1323
70	1024	0.081	1690	0,00149	0,1312
80	1015	0.153	1719	0,00128	0,13
90	1007	0.276	1747	0,00112	0,1289
100	999	0.477	1775	0,000985	0,1277
110	991	0.795	1803	0,000875	0,1264
120	982	1.28	1831	0,000784	0,1252
130	974	2	1858	0,000707	0,1239
140	965	3.05	1886	0,000642	0,1225
150	957	4.52	1913	0,000585	0,1212
160	948	6.56	1941	0,000537	0,1197
170	940	9.31	1968	0,000494	0,1183
180	931	13	1995	0,000457	0,1168
190	922	17.8	2021	0,000424	0,1153
200	913	23.9	2048	0,000395	0,1138

Tabla 3-5. Propiedades termofísicas del Therminol VP1.

3.5 Espacio anular

Como se comentó en el capítulo 2, la transferencia de calor en el espacio anular entre el tubo absorbente y la cubierta de depende de la presión y del gas existente en dicho espacio anular. Para su cálculo se requiere de diversos parámetros que son función del gas presente en dicho espacio, como el coeficiente de interacción, b , el diámetro molecular del gas, δ , y la razón de calores específicos del mismo, γ . Los valores de b mostrados han sido calculados para un valor del coeficiente de alojamiento, a , igual a 1. En la tabla 3-6 se recogen los valores de dichos parámetros para los tres gases más comúnmente empleados en este caso: aire, nitrógeno y argón.

<i>Gas anular</i>	b	$\delta \cdot 10^{-8}$ [cm]	γ
Aire	1.571	3.53	1.39
Hidrógeno	1.581	2.4	1.398
Argón	1.886	3.8	1.677

Tabla 3-6. Coeficientes y constantes en función del gas anular [12].

4 ANÁLISIS DEL MODELO

En este capítulo se desarrolla un análisis de sensibilidad de diferentes parámetros del colector con el fin de estudiar la repercusión que tiene dicha variación en el comportamiento del colector. Se estudiará la influencia de algunos parámetros citados en el capítulo 3 y otros adicionales.

4.1 Software EES

El modelo planteado en este informe ha sido implementado en el software Engineering Equation Solver, EES. EES es un programa de resolución numérica de ecuaciones que posee una gran biblioteca de propiedades termofísicas y que permite al usuario administrar datos adicionales de propiedades. Además de permitir la resolución de problemas significativos de ingeniería, EES facilita la realización de estudios paramétricos, herramienta que será ampliamente utilizada a lo largo de este capítulo. Se muestra a continuación, a modo de ejemplo, la tabla paramétrica en función del nivel de radiación incidente que se verá con más detalle en la sección 4.3.1.

1..10	1 I_b	2 $q_{ganancia}$	3 $q_{perd,ópticas}$	4 $q_{perd,term}$	5 $ef_{colector}$
Run 1	100	135.4	97.03	267.6	27.08
Run 2	200	528.5	194.1	277.4	52.85
Run 3	300	921.6	291.1	287.3	61.44
Run 4	400	1315	388.1	297.2	65.74
Run 5	500	1708	485.1	307	68.31
Run 6	600	2101	582.2	316.9	70.03
Run 7	700	2494	679.2	326.8	71.26
Run 8	800	2887	776.2	336.7	72.18
Run 9	900	3280	873.2	346.6	72.89
Run 10	1000	3673	970.3	356.5	73.46

Tabla 4-1. Tabla paramétrica en función de la radiación incidente.

El código completo puede consultarse en el apartado de Anexos.

4.2 Caso base

Previo al estudio paramétrico que se presentará más adelante, se realiza en primer lugar un estudio del caso base que se muestra a continuación. Se necesita establecer un valor de referencia para los siguientes parámetros sobre las condiciones del ambiente, características del colector, propiedades ópticas de los materiales y condiciones de operación.

- Radiación solar normal incidente, I [W/m^2].

- Velocidad del viento, v_6 [m/s].
- Temperatura ambiente, T_a [°C].
- Ángulo de incidencia solar, medido sobre la normal, θ [grados].
- Tipo de colector o, en su defecto, sus dimensiones características [m].
- Reflectividad de los espejos, ρ_{esp} .
- Tipo del material absorbente (aceros 304L, 316L, 321H o cobre) y el tipo de recubrimiento selectivo.
- Gas y presión, P_{anular} [mmHg] en el espacio anular.
- Fluido de transferencia utilizado.
- Caudal volumétrico de fluido, \dot{v} [m³/h].
- Salto de temperaturas en el colector, ΔT [°C].

Para establecer estos valores, se tomarán como referencia los proporcionados por *R. Forristall* en el NREL recogidos en la tabla 4-2.

$I \left[\frac{W}{m^2} \right]$	950	Material absorbente	321 H
$v_6 \left[\frac{m}{s} \right]$	0	Recubrimiento selectivo	Solel UVAC Cermet
T_a [°C]	22	Gas anular	Aire
θ	0	P_{anular} [mmHg]	0,0001
Tipo de colector	LS-2	Fluido caloportador	Therminol VP1
D_2 [m]	0,066	ρ_{esp}	0,9
D_3 [m]	0,070	$A_{apertura}$ [m]	4,8235
D_4 [m]	0,109	L_{abs} [m]	4,06
D_5 [m]	0,115		
Cubierta de vidrio:		$\dot{v} \left[\frac{m^3}{h} \right]$	31,8
α_{env}	0,02	Tubo absorbente:	0,955
τ_{env}	0,97		
ε_{env}	0,86	α_{abs}	
$k_{45} \left[\frac{W}{m K} \right]$	1,04	ΔT [°C]	0,8

Tabla 4-2. Valores de referencia del caso base.

En el documento se establece además una temperatura media del fluido de 350°C como valor de referencia, resultante de unas temperaturas de entrada y salida de 349,6 y 350,4°C respectivamente, resultando en el salto de temperaturas indicado en la tabla.

Las gráficas representadas a continuación están realizadas para dichas temperaturas a menos que se indique lo contrario.

Se procede ahora a representar los resultados obtenidos para el caso base descrito en esta sección, de manera que se obtenga una idea general del caso de referencia del que se parte. En la figura 4-1 se han representado la ganancia y pérdidas de calor por unidad de longitud de colector, en W/m , obtenidos a partir de las condiciones de referencia. Para dicho colector y condiciones de operación, las pérdidas ópticas equivalen al 19,4% del calor total, el cual posee un valor de $4582 W/m$; representando algo más del doble que las pérdidas térmicas, las cuales equivalen al 7,6% del calor total. De esta manera, el colector posee una eficiencia del 73%, calculándose esta como el cociente del calor ganado por el fluido y la energía total incidente en el colector.

En la figura 4-2 se muestran las componentes de las pérdidas térmicas del captador, las cuales son provocadas debido a la transferencia de calor tanto por convección como por radiación con el ambiente y al calor perdido por conducción a través de la estructura soporte. Las primeras mencionadas son las más acusadas, representando el 75% de las pérdidas térmicas totales.

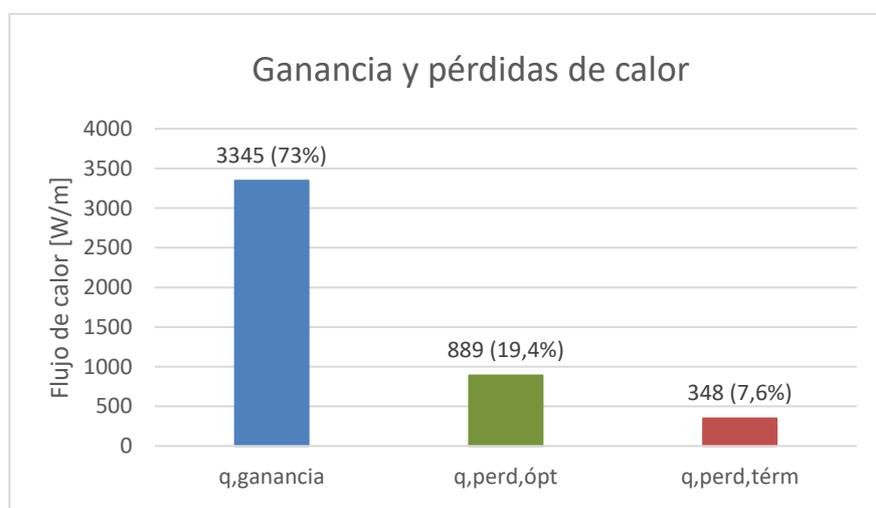


Figura 4-1. Ganancia y pérdidas de calor para el caso base.

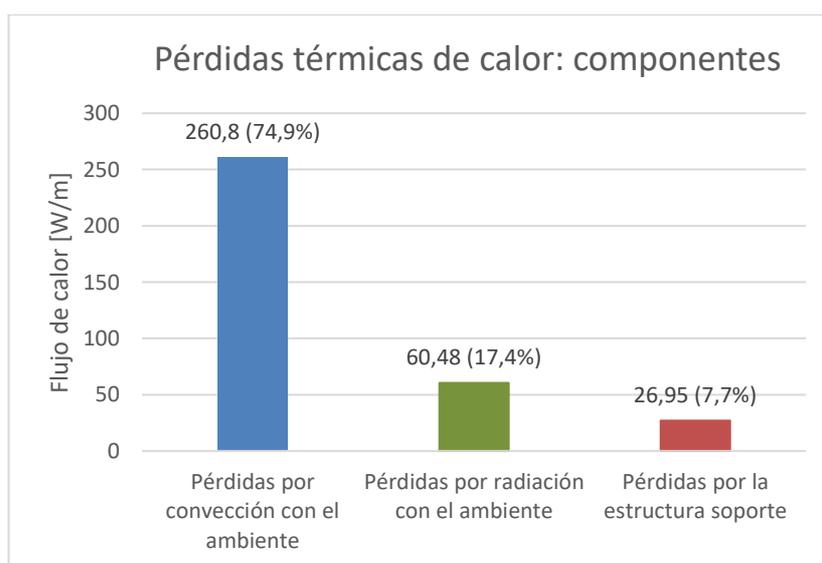


Figura 4-2. Componentes de las pérdidas térmicas para el caso base.

En esta situación, las pérdidas por convección en el espacio anular son prácticamente nulas (valor inferior a 1

W/m) debido a la situación de alto vacío que encontramos en dicho espacio. La transferencia de calor por radiación sí es importante, alcanzando un valor de $238,4 W/m$.

Se muestra a continuación la distribución del perfil de temperaturas del colector para una temperatura media del fluido de $350^{\circ}C$ (primer punto). Los siguientes valores destacados se corresponden con las temperaturas de las superficies interna T_2 y externa T_3 del tubo absorbedor, y la interna T_4 y externa T_5 de la cubierta de vidrio. En el eje de abscisas se indica la distancia, en cm , desde dichas superficies al origen de coordenadas de referencia tomado en el centro del absorbedor. Por último, resaltar que la temperatura del ambiente, T_6 , y la temperatura de cielo, T_7 , toman unos valores de 22 y $5,706^{\circ}C$ respectivamente.

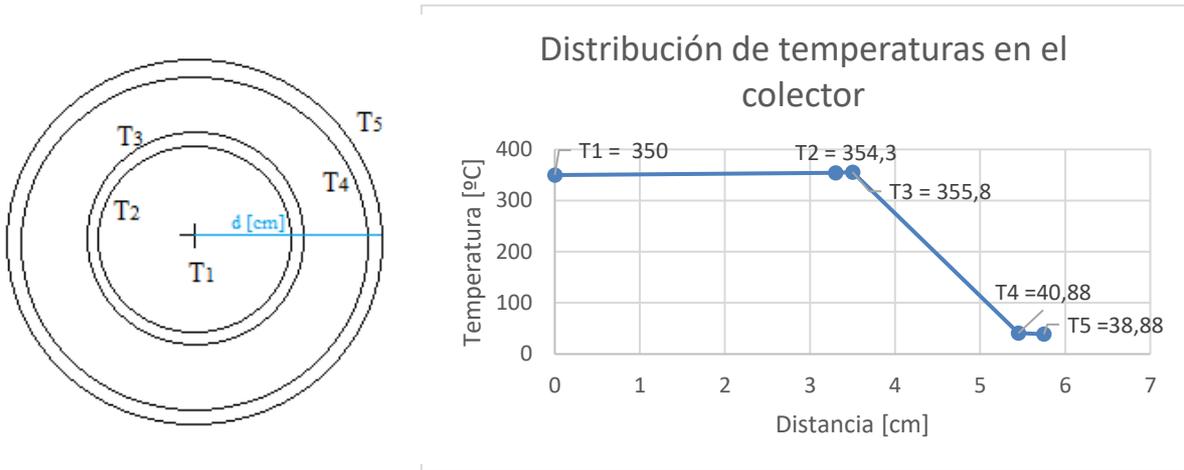


Figura 4-3. Perfil de temperaturas en el colector para el caso base.

Por último, la figura 4-4 muestra el modelo de resistencias térmicas para una sección transversal del colector, siendo R_{cond} , R_{conv} y R_{rad} las resistencias conductivas, convectivas y radiantes respectivamente entre las superficies indicadas con los subíndices. Conocidos los valores de las temperaturas y los flujos de calor, el cálculo de las resistencias térmicas, en $^{\circ}C/W$, es directo.

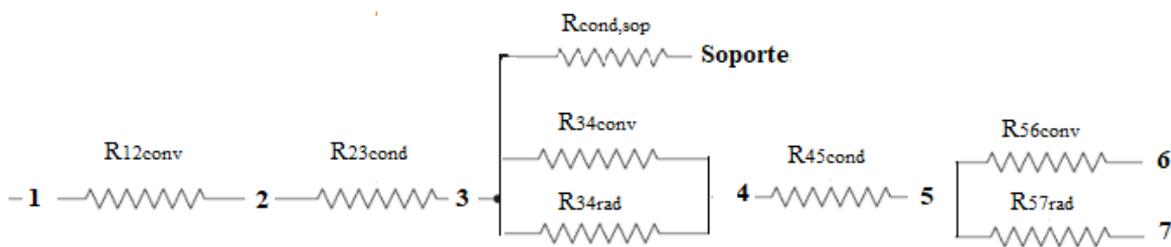


Figura 4-4. Modelo de resistencias térmicas.

El calor total intercambiado, Q_{12conv} , se calcula multiplicando el flujo de calor por unidad de longitud, q_{12conv} por la longitud del colector. A modo de ejemplo se plantea la ecuación utilizada para la resistencia convectiva entre las superficies 1 y 2. Se propone a la derecha una forma alternativa de cálculo.

$$R_{12conv} = \frac{T_2 - T_1}{Q_{12conv}} = \frac{1}{h_1 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot L_{colector}}$$

Resaltar que, para el cálculo de las resistencias radiantes, previamente se ha linealizado el flujo de calor por radiación. Esta aproximación es correcta en el intercambio radiante entre la cubierta de vidrio y el ambiente puesto que $T_5 - T_7$ es inferior a los 100°C . No obstante, en el intercambio radiante entre el tubo absorbente esta aproximación no es del todo cierta al existir un salto de temperaturas mayor. La tabla 4-3 recoge los valores que toman dichas resistencias para el caso de referencia, expresadas en $^\circ\text{C}/\text{W}$.

R_{12conv}	R_{23cond}	R_{34conv}	R_{34rad}	$R_{cond,sop}$	R_{45cond}	R_{56conv}	R_{57rad}
$3,166 \cdot 10^{-4}$	$1,105 \cdot 10^{-4}$	78,469	0,325	2,960	$2,058 \cdot 10^{-3}$	0,346	1,563

Tabla 4-3. Valores de las resistencias térmicas para el caso base.

Se observa que la resistencia dominante es, sin lugar a duda, la convectiva entre las superficies 3 y 4, es decir, la del espacio anular. Este alto valor se justifica con el alto vacío existente en dicho espacio, en el que se mantiene una presión de $0,0001 \text{ mmHg}$. Esto se traduce en una transferencia de calor por convección entre dichas superficies prácticamente nula, cuyo valor alcanza a duras penas los 4 W a lo largo del colector. Es por eso que la resistencia convectiva en el espacio anular alcanza un valor tan elevado.

Valores de resistencias elevados, como se acaba de ver, conducen generalmente a menores intercambios de calor (obviamente dependerá también del salto de temperaturas). En la tabla encontramos un par de valores del orden de 10^{-4} , los cuales efectivamente se corresponden con mayores intercambios de calor, concretamente ambos con un valor de $13580,7 \text{ W}$.

Prácticamente todas las resistencias son despreciables frente a la convectiva en el espacio anular, siendo esta la dominante en el caso de referencia.

4.3 Análisis de parámetros

Se procede a continuación a realizar el análisis de sensibilidad sobre diferentes parámetros del colector, estudiando la influencia de diferentes variables en el comportamiento del colector. Este informe llevará a cabo un estudio paramétrico de los siguientes parámetros:

- Nivel de radiación incidente, W/m^2 .
- Ángulo de incidencia de la radiación, *grados*.
- Velocidad del viento, *m/s*.
- Reflectividad de los espejos colectores.
- Temperatura a la entrada el colector, $^\circ\text{C}$.
- Caudal de fluido manejado, m^3/h .
- Longitud del tubo absorbente, *m*.
- Efecto de la pérdida de vacío, en función de la presión anular *mmHg*.
- Gas presente en el espacio anular.
- Efectos de despreciar las pérdidas por conducción a través de los soportes.

Los rangos de variación que se tomarán para evaluar la influencia de los parámetros arriba mencionados en la eficiencia del colector quedan recogidos en la tabla 4-4.

<i>Parámetro</i>	<i>Valor de referencia</i>	<i>Rango de variación</i>
Nivel de radiación incidente	950 W/m^2	100 - 1000 W/m^2
Ángulo de incidencia de la radiación	0°	0 - 70 °
Velocidad del viento	0 m/s	0 - 10 m/s
Reflectividad de los espejos colectores	0.9	0.85 - 0.935
Temperatura a la entrada el colector	350 °C	250 - 350 °C
Caudal de fluido manejado	31.8 m^3/h	7 - 30 m^3/h
Longitud del tubo absorbente	4.06 m	4.06, 8.12 y 12.18 m
Presión anular	0.0001 $mmHg$	0.0001 - 100 $mmHg$
Gas anular	Alto vacío	Aire, argón e hidrógeno

Tabla 4-4. Valores de referencia y rangos de variación para el estudio paramétrico.

Los apartados que proceden a continuación recogen el estudio paramétrico individual de cada uno de dichos parámetros, para los rangos de variación recogidos en la tabla 4-4.

4.3.1 Nivel de radiación incidente

Las figuras 4-5 y 4-6 muestran la influencia del nivel de radiación solar en el rendimiento del colector en un rango de 100 a 1000 W/m^2 . Suceden dos hechos notables. En primer lugar se observa que las pérdidas térmicas se mantienen prácticamente constantes y, en segundo lugar, que las pérdidas ópticas y la ganancia de calor aumentan al hacerlo el nivel de radiación incidente, creciendo estas últimas en mayor relación que las otras.

Un rango deseable de radiación solar implicaría valores por encima de los 750 W/m^2 , resultando en valores de transferencia de calor al fluido de entre 2800 y 3800 W/m y pérdidas ópticas por debajo de los 1000 W/m . Esto proporcionaría una eficiencia del colector de entre el 70 y el 73%. Se observa como para valores bajos de radiación la eficiencia cae notablemente. El caso más crítico es aquel en el que la radiación solar apenas llega a los 100 W/m^2 , cayendo la eficiencia por debajo del 30%.

Respecto al caso base, un aumento del 5% en la radiación incidente provocaría un aumento de casi el 10% en la ganancia de calor, suponiendo un aumento en el rendimiento del 1%. La eficiencia el colector es menos sensible a la radiación incidente que la ganancia de calor precisamente porque el rendimiento se mide respecto a la radiación solar que está incidiendo en el colector. Al ser ambos valores mayores, la eficiencia aumenta en menor medida. De esta manera, una disminución del 50% en la radiación solar (unos 475 W/m^2) provocaría una caída en la ganancia de calor del 50%, mientras que el rendimiento caería únicamente en un 8%.

A la vista de los resultados se demuestra que efectivamente el rendimiento del colector aumenta al hacerlo la radiación solar. El fenómeno de la radiación viene muy determinado por la presencia de nubes, el cual es un factor incontrolable, pero también por el nivel de contaminación presente en el aire, el cual sí es un factor que puede ser examinado. De esta manera, para la construcción de plantas termosolares se priorizarán

localizaciones debidamente alejadas de áreas contaminantes.

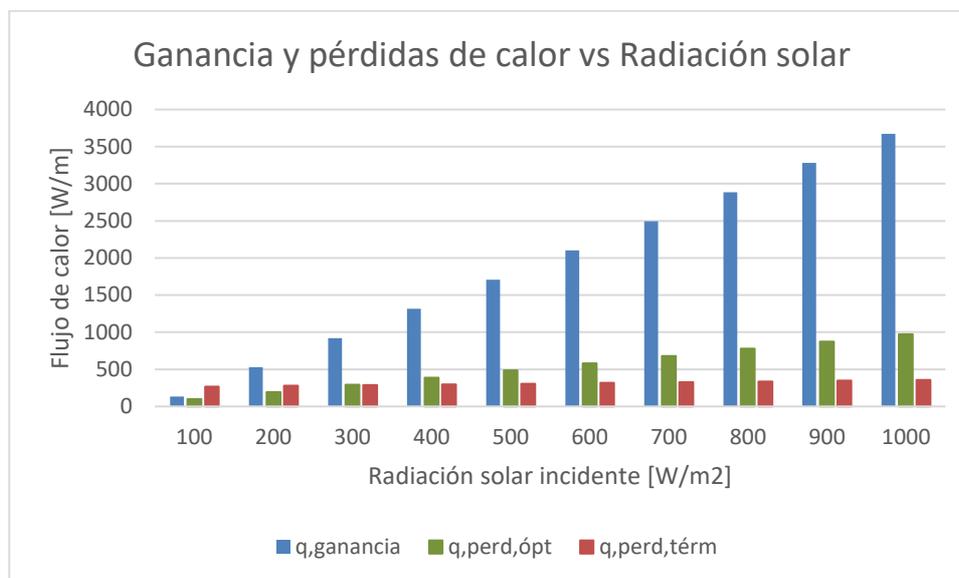


Figura 4-5. Ganancia y pérdidas de calor en función de la radiación solar.

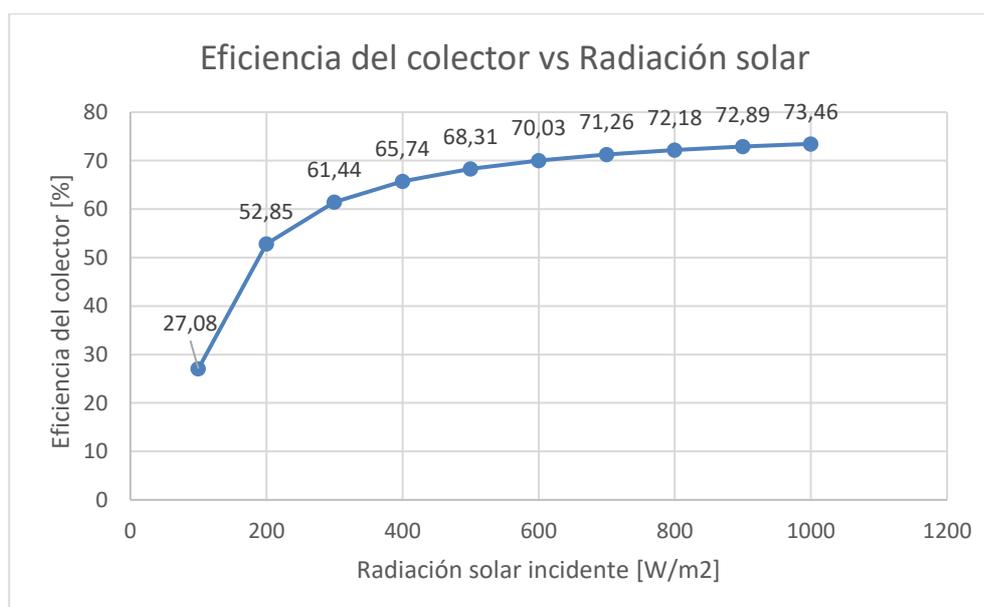


Figura 4-6. Eficiencia del colector en función de la radiación solar.

4.3.2 Ángulo de incidencia de la radiación

Las figuras 4-7 y 4-8 representan los efectos de la variación del ángulo de incidencia en la eficiencia del colector. Se han representado valores del ángulo incidente en un rango de 0 a 70°. Se observa que el caso más favorable es aquel en el que la radiación incidente es normal al captador, teniendo por tanto un ángulo de incidencia de 0°. En esta situación se maximiza la ganancia de calor por el fluido y se minimizan las pérdidas ópticas, obteniendo una eficiencia de aproximadamente el 73%.

Por otro lado, se aprecia que el hecho de que aumente el ángulo de incidencia provoca un fuerte efecto

negativo en el comportamiento del colector. A medida que este aumenta crecen las pérdidas ópticas, disparándose para ángulos de incidencia mayores de 40° , provocando con ello que la ganancia de calor vaya disminuyendo. Esto provocará una fuerte caída en la eficiencia del colector para valores mayores al mencionado, alcanzando valores prácticamente nulos para ángulos superiores o iguales a 70° .

Respecto al caso base, una variación de entre 10 y 20° provocaría una caída del rendimiento de entre el $1,3$ y el 7% . Por encima de estos valores, el rendimiento se ve fuertemente perjudicado. Si el ángulo variase 40° respecto al de referencia, la eficiencia se vería reducida en un 31% .

Este hecho conduce a recalcar la fuerte importancia del sistema de seguimiento de las plantas termosolares, siendo este un sistema clave para conseguir altas eficiencias en este tipo de plantas. Se intentará siempre que los espejos capten la radiación solar bajo un ángulo de 0° para maximizar su eficiencia.

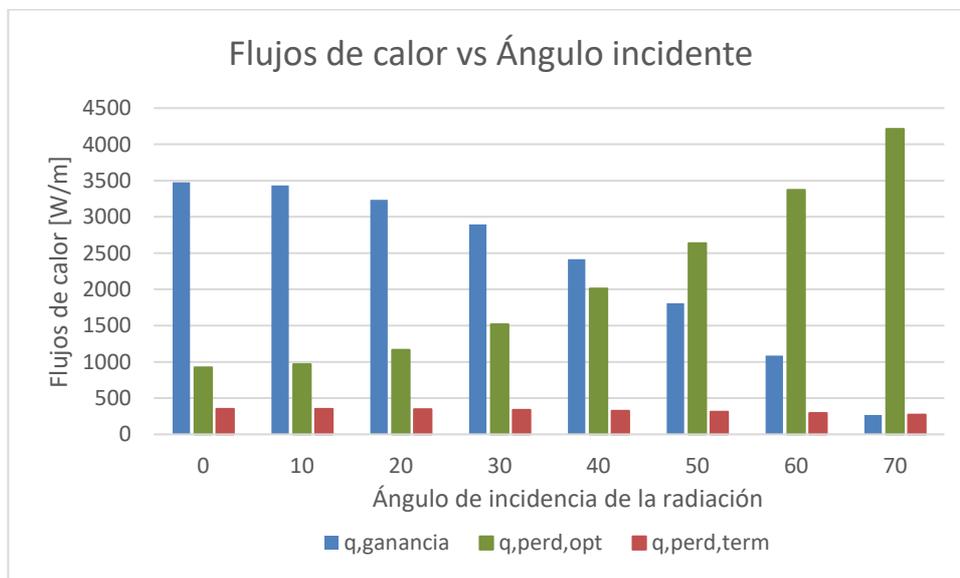


Figura 4-7. Ganancia y pérdidas de calor en función del ángulo incidente.

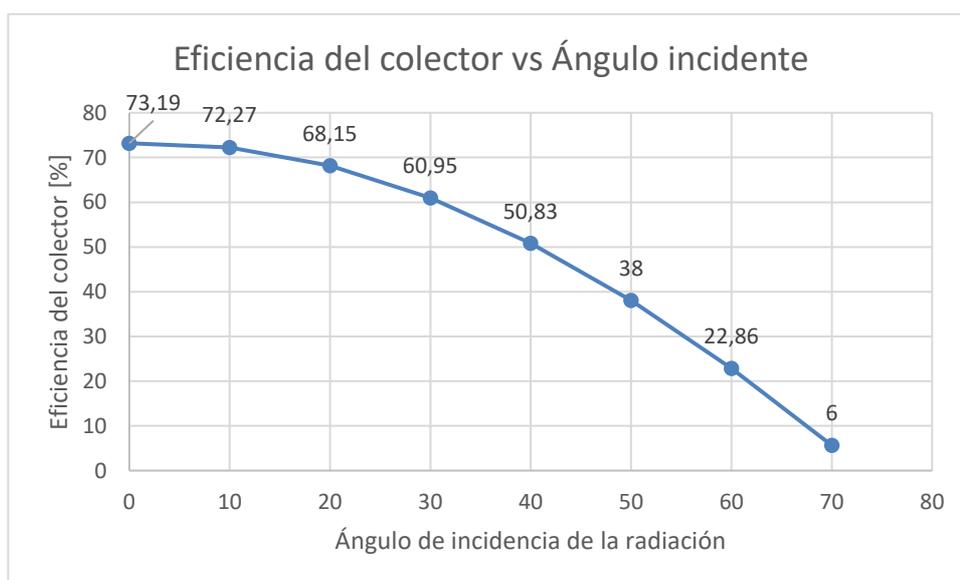


Figura 4-8. Eficiencia del colector en función del ángulo incidente.

4.3.3 Velocidad del viento

Se representa a continuación en las figuras 4-9 y 4-10 los efectos de la existencia del viento y su velocidad. Se muestra en primera instancia el caso de referencia, el cual sucede en ausencia de viento, representado con velocidad nula.

El caso más favorable es aquel en el que la velocidad del viento es inferior a 0,1 m/s o directamente nula, obteniéndose de esta manera la mayor ganancia de calor y eficiencia posibles. En esta situación, las pérdidas causadas por factores ópticos permanecen constantes, siendo únicamente las pérdidas térmicas las variables. Se observa como a medida que aumenta la velocidad del viento disminuye el calor ganado por el fluido debido a un aumento de las pérdidas térmicas.

No obstante, la velocidad del viento no es uno de los factores más determinantes en el comportamiento del colector, puesto que para velocidades del viento en torno a 10 m/s la eficiencia cae tan solo un 5% respecto al caso de referencia. Esto se debe principalmente a las bajas temperaturas de la cubierta de vidrio que, como se ha comentado al principio del capítulo, se encuentran en torno a los 40 °C.

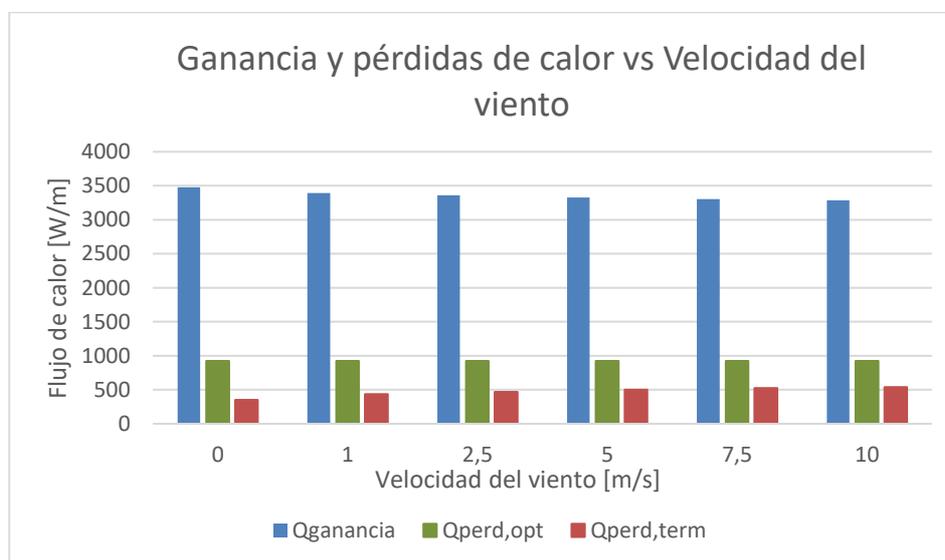


Figura 4-9. Ganancia y pérdidas de calor en función de la velocidad del viento.

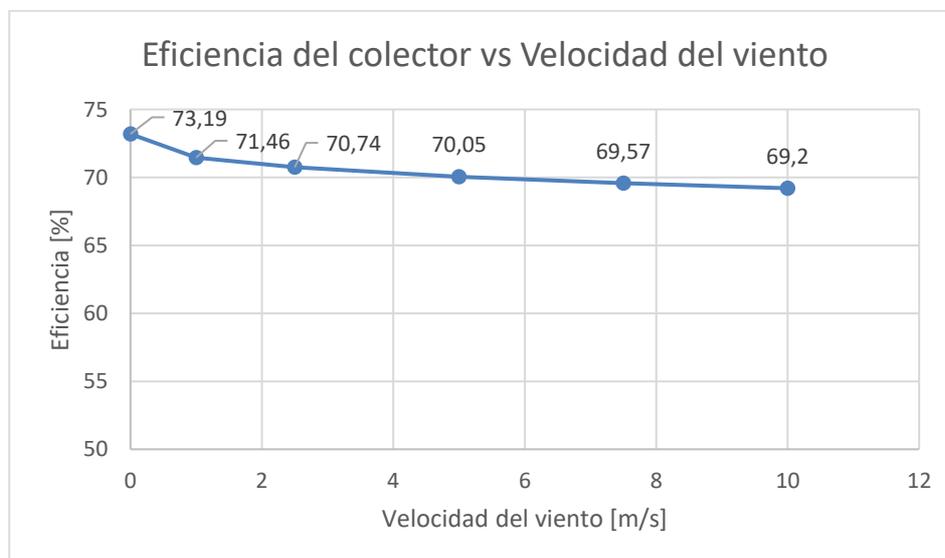


Figura 4-10. Eficiencia del colector en función de la velocidad del viento.

Una situación muy distinta sería aquella en la que no existiese dicha envoltura de vidrio, pues al estar el tubo absorbente (a unos 350 °C) en contacto directo con el ambiente (y por tanto el viento), las pérdidas de calor tomarían valores mucho mayores al existir una diferencia de temperatura tan grande entre la superficie y el ambiente, el cual se encuentra a aproximadamente 22 °C. De esta manera, la ganancia de calor se vería severamente reducida, sucediendo lo mismo con la eficiencia del colector.

Es por ello que prácticamente todas las plantas termosolares emplean cubiertas de vidrio para proteger al tubo absorbente y conseguir, por tanto, mejores rendimientos.

4.3.4 Reflectividad de los espejos

Se estudia a continuación, con la ayuda de las figuras 4-11 y 4-12, la influencia de la reflectividad de los espejos en el comportamiento del colector. Para ello se ha realizado un estudio paramétrico para un rango de valores de 0.85, 0.875, 0.9 y 0.935, coincidiendo este último valor con la reflectividad del espejo totalmente limpio, siendo este el caso más favorable.

Las figuras muestran una notable influencia de esta propiedad en el comportamiento del colector, pasando de eficiencias del orden del 73% en el caso de referencia a eficiencias del 62.5% para valores de la reflectividad de 0.85. Es decir, un decremento del 9% en la reflectividad provoca disminuciones del 15% en el rendimiento, provocando una caída de algo más de 10 puntos respecto a la eficiencia del caso base.

La reflectividad de los espejos es una propiedad que afecta al rendimiento a través del factor de interceptación, concretamente variando el factor de suciedad de los espejos. Es por tanto de vital importancia mantener los espejos en buenas condiciones, con el fin de aumentar el factor de interceptación y disminuir, de esta manera, las pérdidas ópticas. Esto desencadenará en mayores ganancias de calor y por tanto en mejores eficiencias de la planta. Las figuras 4-11 y 4-12 muestran lo descrito.

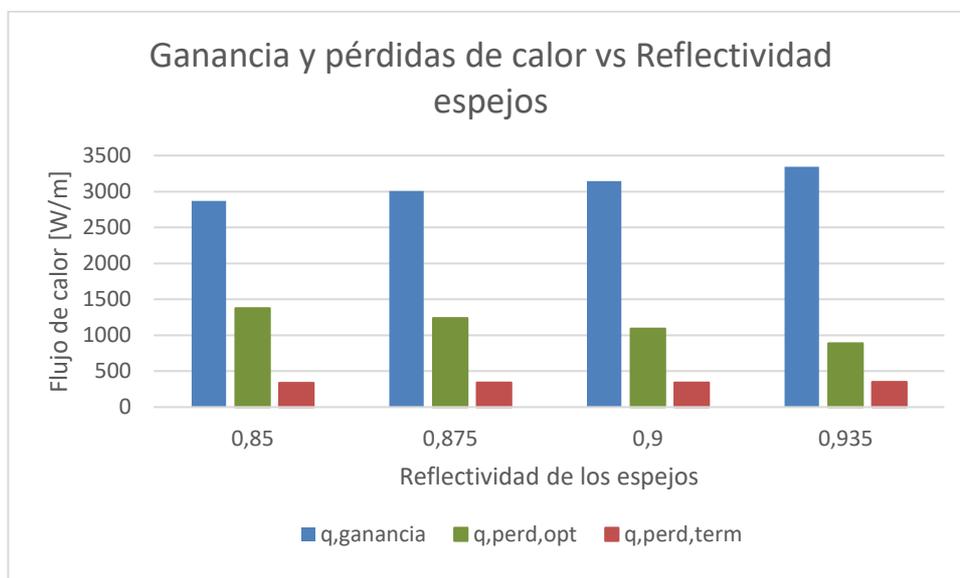


Figura 4-11. Ganancia y pérdidas de calor en función de la reflectividad de los espejos.

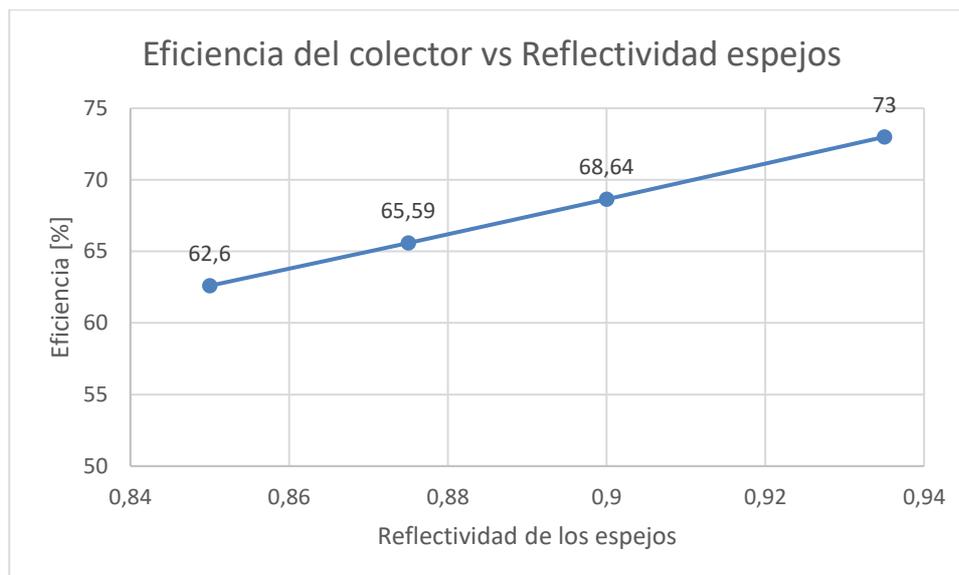


Figura 4-12. Eficiencia del colector en función de la reflectividad de los espejos.

4.3.5 Temperatura del fluido a la entrada

Se estudia a continuación la influencia de la temperatura de entrada en el comportamiento del colector. No obstante se realizarán algunos cambios en este apartado.

En el caso de referencia establecido se ha fijado un caudal de fluido de $31,8 \text{ m}^3/\text{h}$, correspondiéndose al valor marcado para el caso base por el NREL. No obstante, este valor es demasiado grande para apreciar con distinción los efectos que se quieren estudiar en este apartado. Esto se debe a que el colector objeto de estudio tiene una longitud de tan sólo $4,06 \text{ m}$, no dando apenas lugar al fluido a experimentar un adecuado salto de temperatura al estar manejando un caudal tan elevado (pues se atraviesa el colector en tan solo $1,61 \text{ segundos}$). Es por ello que en este apartado se establecerá un caudal de fluido de $15 \text{ m}^3/\text{h}$, de tal forma que se disminuya la velocidad del fluido y por tanto permanezca más tiempo en el interior del colector, permitiendo así un salto de temperatura más acorde con la teoría estudiada.

El valor de $15 \text{ m}^3/\text{h}$ se corresponde con el valor medio de los datos facilitados por la *Plataforma Solar de Almería*. De la misma manera, la temperatura de entrada se variará según los datos experimentales proporcionados, resultando en valores de entre 250 y $350 \text{ }^\circ\text{C}$. Por último se modificará la temperatura ambiente a $30 \text{ }^\circ\text{C}$ para obtener resultados más acordes.

Las figuras 4-13 y 4-14 recogen la información arriba descrita. En esta situación son las pérdidas ópticas las que se mantienen constantes al no estar variando ningún parámetro óptico o geométrico. Sin embargo sí se observa un incremento de las pérdidas térmicas al aumentar la temperatura a la entrada del colector, provocando una disminución en el calor ganado por el fluido y, por tanto, una correspondiente caída en el rendimiento.

Cuando la temperatura de entrada es de $250 \text{ }^\circ\text{C}$ se consigue una ganancia de calor de 3485 W/m , correspondiente con una eficiencia del $76,05\%$. Al aumentar la temperatura de entrada a $350 \text{ }^\circ\text{C}$, el calor aportado al fluido se reduce a 3320 W/m , provocando una eficiencia de $72,44\%$, suponiendo una caída de casi 4 puntos. En el primer caso las pérdidas térmicas se mantienen en $208,4 \text{ W/m}$ mientras que en el último ascienden a un valor de $373,5 \text{ W/m}$. Es decir, un aumento del 40% en la temperatura de entrada al colector supone una caída del 5% en el rendimiento.

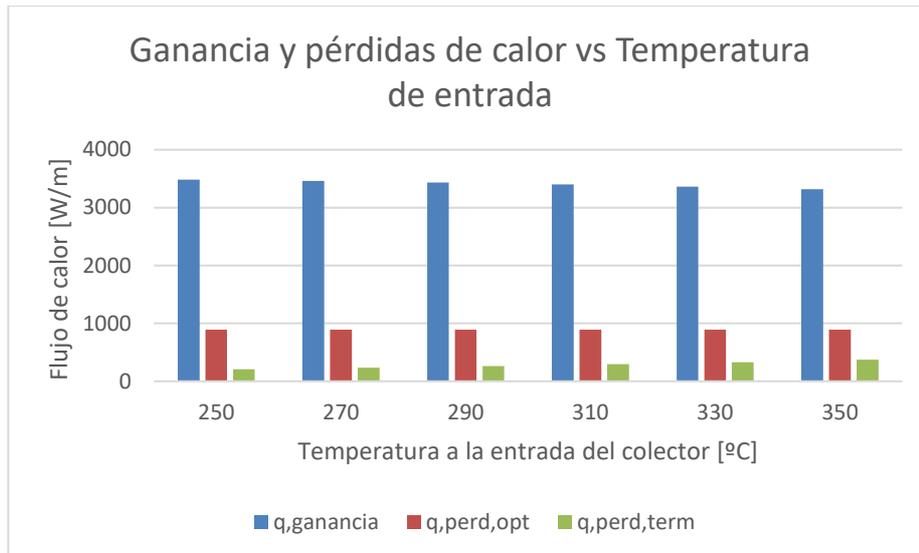


Figura 4-13. Ganancia y pérdidas de calor en función de la temperatura de entrada.

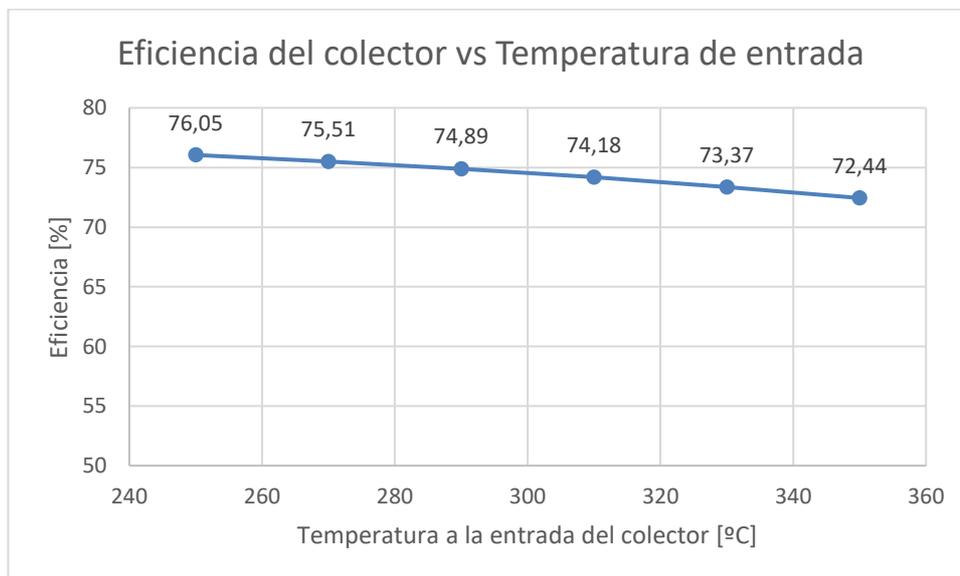


Figura 4-14. Eficiencia del colector en función de la temperatura de entrada.

El salto de temperatura en el colector para los distintos valores de T_{1ent} estudiados se encuentra en torno al 1,7-1,8 °C. Como se vió en el capítulo 1, un módulo individual aumenta la temperatura del fluido en aproximadamente 2 °C, por lo que para conseguir el aumento habitual deseado en este tipo de plantas (de aproximadamente 100 °C) se necesitarán unas 50 unidades. Una configuración típica consistiría en emplear 4 colectores de 12 módulos para alcanzar la temperatura deseada a la salida. La influencia de la longitud del colector se estudiará más detenidamente en la sección 4.3.7.

4.3.6 Caudal de fluido

Se procede ahora a estudiar cómo influye en el comportamiento del colector el caudal volumétrico de fluido manejado. Para ello, se volverá a tomar como caudal base el valor establecido en la subsección anterior igual a 15 m³/h. Para realizar el estudio paramétrico se tomarán los valores correspondientes al 50, 75, 125, 150, 175 y 200% del caudal de referencia. Las figuras 4-15 y 4-16 estudian los efectos sobre el calor ganado por el fluido de transferencia y el rendimiento del colector. La temperatura de entrada en este caso se ha fijado en 350 °C.

En la gráfica 4-15 se observa que la ganancia de calor se incrementa levemente al hacerlo el caudal volumétrico de fluido debido a la misma disminución en las pérdidas térmicas, las cuales pasan de un valor de $367,4 \text{ W/m}$ (para $7,5 \text{ m}^3/\text{h}$) a $341,6 \text{ W/m}$ (para $30 \text{ m}^3/\text{h}$). Este hecho se traduce en una leve mejora de la eficiencia del colector, como se observa en la figura 4-16.

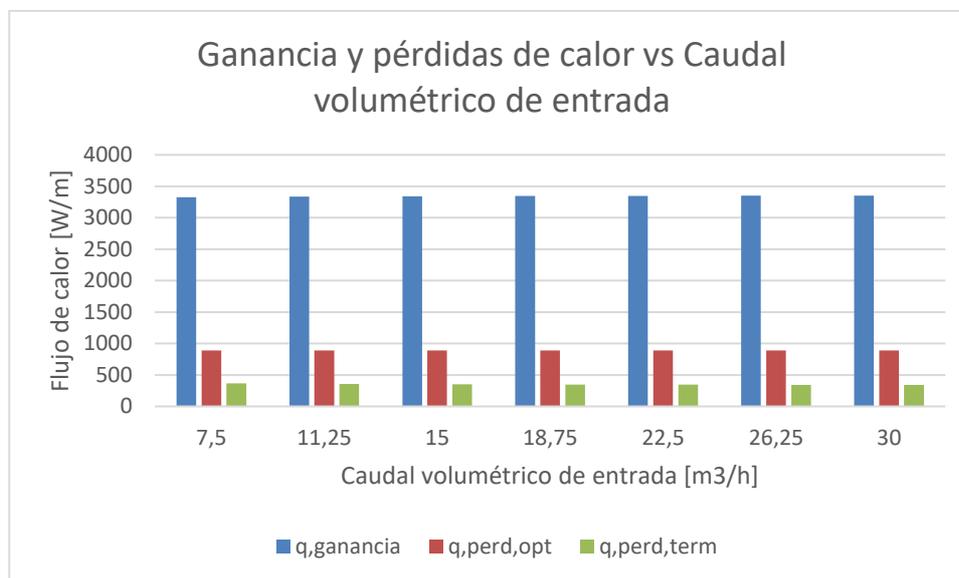


Figura 4-15. Ganancia y pérdidas de calor en función del caudal volumétrico de fluido.

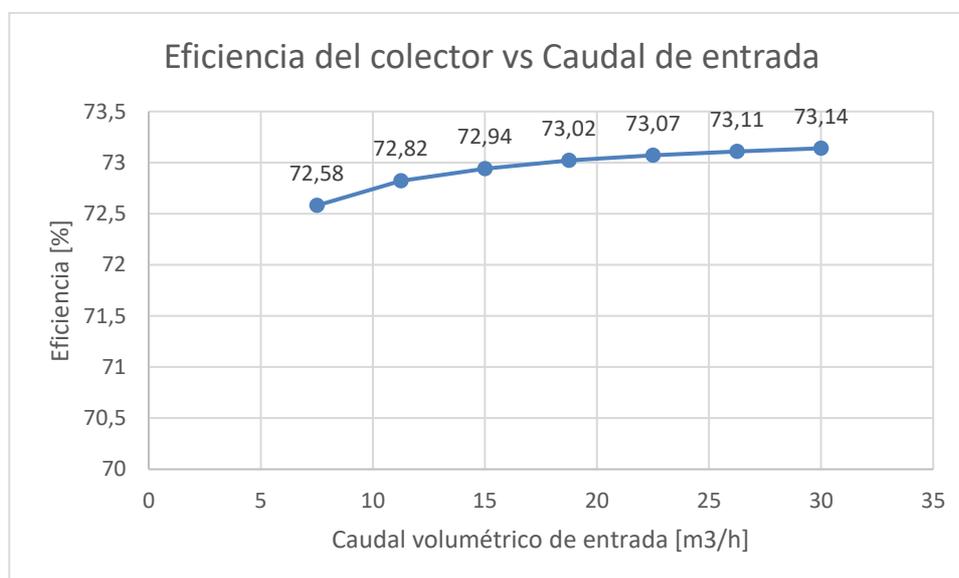


Figura 4-16. Eficiencia del colector en función del caudal volumétrico de fluido.

La disminución de las pérdidas térmicas sucede por el decremento de sus tres componentes: disminuyen las pérdidas a través de los soportes y las pérdidas por radiación y convección entre la cubierta de vidrio y el ambiente, siendo estas últimas las que se reducen en mayor medida. Esto sucede debido al menor perfil de temperaturas presente en el colector, el cual se encuentra representado en la figura 4-17 para una sección transversal del receptor.

Las temperaturas representadas son: la temperatura media del fluido, T_1 , las temperaturas de las superficies interna y externa del tubo absorbente, T_2 y T_3 , y las temperaturas de las superficies internas y externas de la cubierta de vidrio, T_4 y T_5 . Las etiquetas de datos representadas en la figura se corresponden con los valores de T_1 y T_5 .

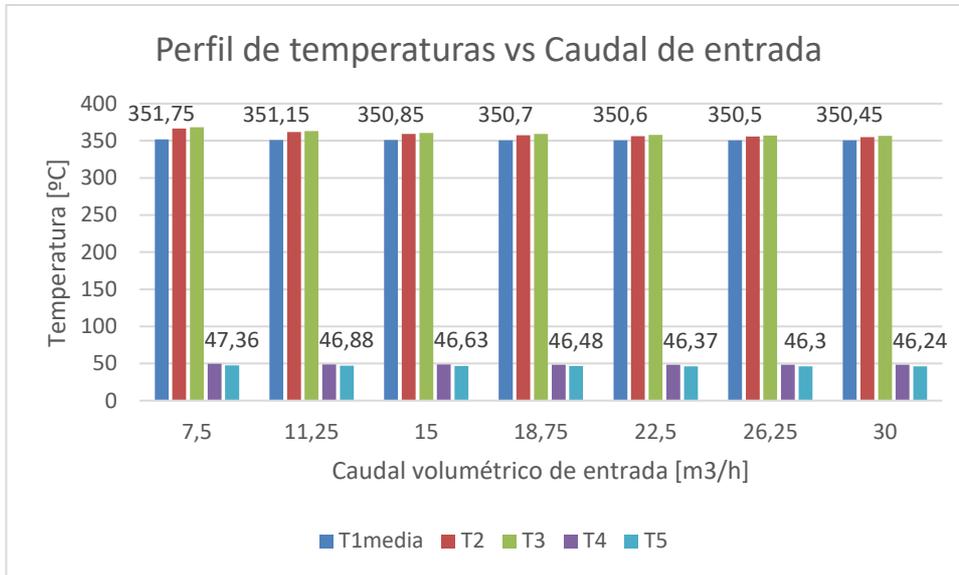


Figura 4-17. Perfil de temperaturas en función del caudal volumétrico de fluido en una sección transversal del receptor.

La figura 4-18 presenta en último lugar la influencia del caudal de fluido en la temperatura a la salida del colector. Como ya se ha mencionado, se observa como un aumento del caudal volumétrico provoca una disminución de la temperatura a la salida del colector. Este hecho es fácilmente explicable. Al aumentar el volumen de fluido manejado, y mantener la sección de paso constante, aumenta la velocidad con la que atraviesa el colector. Mayor velocidad implica menor tiempo de residencia en el interior del tubo, lo cual, a pesar de que la ganancia de calor se incrementa, se traduce en una menor temperatura de salida. Esto es debido a que la capacidad calorífica del fluido ha aumentado, necesitando por tanto más energía para conseguir el mismo aumento de temperatura. En otras palabras, el leve aumento en la ganancia de calor no compensa el notable incremento en el volumen de fluido manejado.

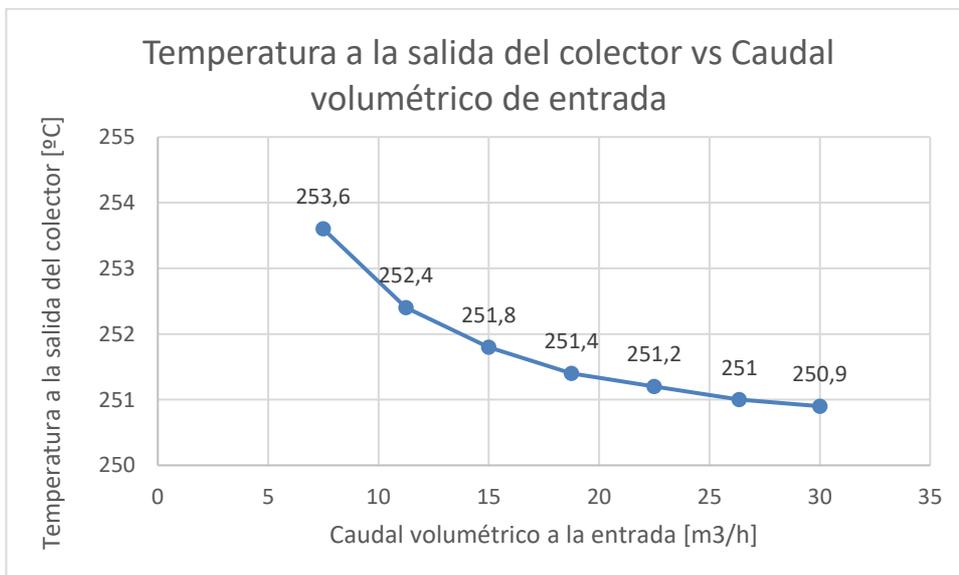


Figura 4-18. Temperatura a la salida del colector en función del caudal volumétrico de fluido.

Para un caudal volumétrico de $7,5 \text{ m}^3/\text{h}$ la velocidad del fluido por el interior del tubo resulta en $0,61 \text{ m/s}$, mientras que para un caudal de $30 \text{ m}^3/\text{h}$, la velocidad asciende a un valor de $2,44 \text{ m/s}$. De esta manera, los tiempos de permanencia en el interior del receptor entre el primer y último desciende de $6,66$ a $1,66$ segundos, resultando en una disminución de la temperatura de salida de $2,7 \text{ }^\circ\text{C}$.

4.3.7 Longitud del tubo absorbente

La figura 4-19 representa la influencia que tiene la longitud del receptor en el comportamiento del mismo. Para el caso de referencia desarrollado a lo largo de este capítulo se ha empleado un colector de $4,06 \text{ m}$ de longitud, consiguiendo saltos de temperaturas de $1,8 \text{ }^\circ\text{C}$ al manejar caudales de en torno a $15 \text{ m}^3/\text{h}$.

Para ver el efecto de la longitud se tomarán longitudes del doble y el triple de la establecida en el caso base, es decir, se estudiará el comportamiento de colectores de $8,12 \text{ m}$ y $12,18 \text{ m}$. Posteriormente se comparará el comportamiento con 2 y 3 colectores en serie.

La figura representa la ganancia y las pérdidas de calor totales para cada longitud del absorbedor estudiada. Las ganancias y pérdidas por unidad de longitud varían muy levemente: las pérdidas térmicas aumentan de $350,6 \text{ W/m}$ (para una longitud de $4,06 \text{ m}$) a $354,4 \text{ W/m}$ (para una longitud de $12,18 \text{ m}$) mientras que las ópticas se mantienen constantes. Por tanto, el calor aportado al fluido varía en la misma cantidad que las pérdidas térmicas. Esto se traduce en una breve disminución de la eficiencia: de $72,94$ a $72,86\%$.

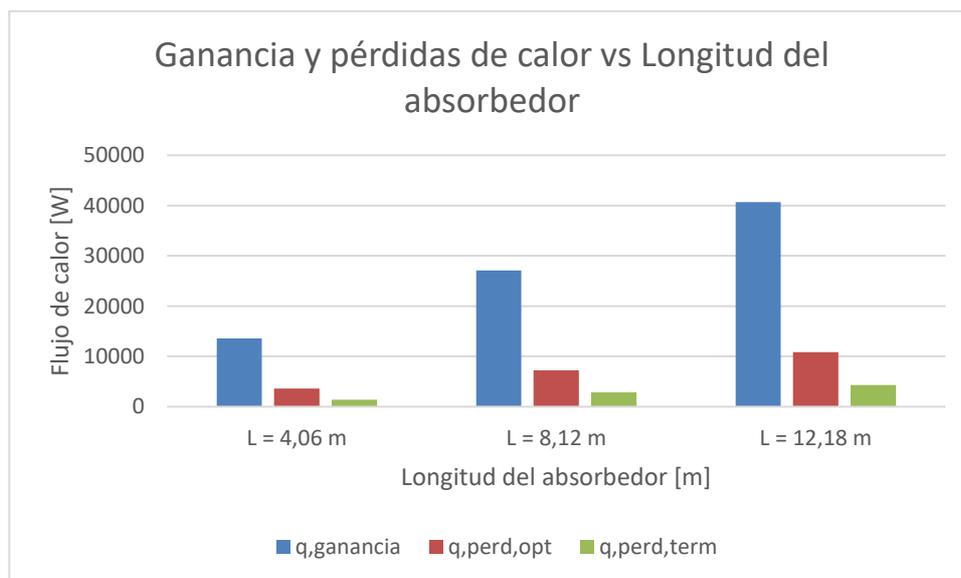


Figura 4-19. Ganancia y pérdidas de calor en función de la longitud del absorbedor.

Se comparan a continuación las temperaturas de salida obtenidas mediante un colector de $8,12 \text{ m}$ y $12,18 \text{ m}$ con las temperaturas obtenidas mediante 2 y 3 colectores de $4,06 \text{ m}$ en serie. La temperatura de entrada en todos los casos será igual a $350 \text{ }^\circ\text{C}$.

Para el colector de $8,12 \text{ m}$ de longitud, el valor de la temperatura de salida es de $353,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Con dos colectores de $4,06 \text{ m}$ en serie las temperaturas conseguidas serían: $351,7 \text{ }^\circ\text{C}$ a la salida del primer colector (y por tanto a la entrada del segundo), y $353,4 \text{ }^\circ\text{C}$ a la salida del conjunto. Para el colector de $12,18 \text{ m}$ de longitud, el valor obtenido de la temperatura de salida es de $355,2 \text{ }^\circ\text{C}$, mientras que tres colectores en serie proporcionarían unas temperaturas intermedias de $351,7$ y $353,4 \text{ }^\circ\text{C}$, derivando en una temperatura a la salida del conjunto de $355,1 \text{ }^\circ\text{C}$.

4.3.8 Presión en el espacio anular

Las figuras 4-20 y 4-21 muestran la influencia de la presión en el espacio anular. Se considerará la pérdida de vacío cuando en dicho espacio se encuentren presiones superiores a 1 mmHg .

Se observa que las condiciones más favorables son aquellas en las que se consigue un alto vacío entre el tubo y la cubierta de vidrio, obteniendo las máximas ganancias de calor y por tanto eficiencias para dichas condiciones.

La gráfica muestra cómo a medida que aumenta la presión en el espacio anular aumentan las pérdidas térmicas. Al perder el vacío en el espacio anular la transferencia de calor por convección entre la superficie absorbidora y la cubierta toma gran importancia, variando de valores prácticamente nulos (0.96 W/m para una presión de 10^{-4} mmHg) hasta alcanzar valores de 806 W/m para presiones de 100 mmHg . Esto deriva en un aumento de la temperatura de la cubierta de vidrio, disparándose las pérdidas térmicas en un 300% sobre el valor de referencia (alto vacío). Este hecho provoca una caída del rendimiento de casi el 25 % sobre el caso base.

Si la presión aumentase hasta un valor de 1 mmHg , se consideraría la pérdida de vacío entre las dos superficies, lo cual provocaría una disminución del 3% en la eficiencia del colector. Por encima de este valor, el rendimiento se vería más fuertemente afectado, cayendo entre un 8 y un 24% respecto al caso de referencia. No obstante, este valor dependerá del gas presente en dicho espacio.

Actualmente, los colectores cilindro-parabólicos se fabrican con una presión anular bajo un vacío de 0.0001 mmHg , por resultar en los mejores comportamientos del colector.

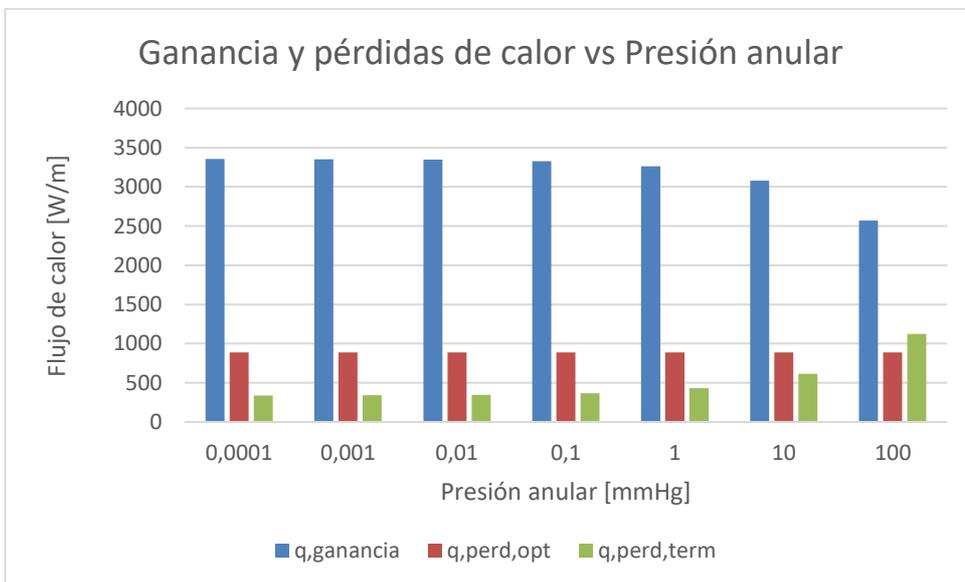


Figura 4-20. Ganancia y pérdidas de calor en función de la presión anular.

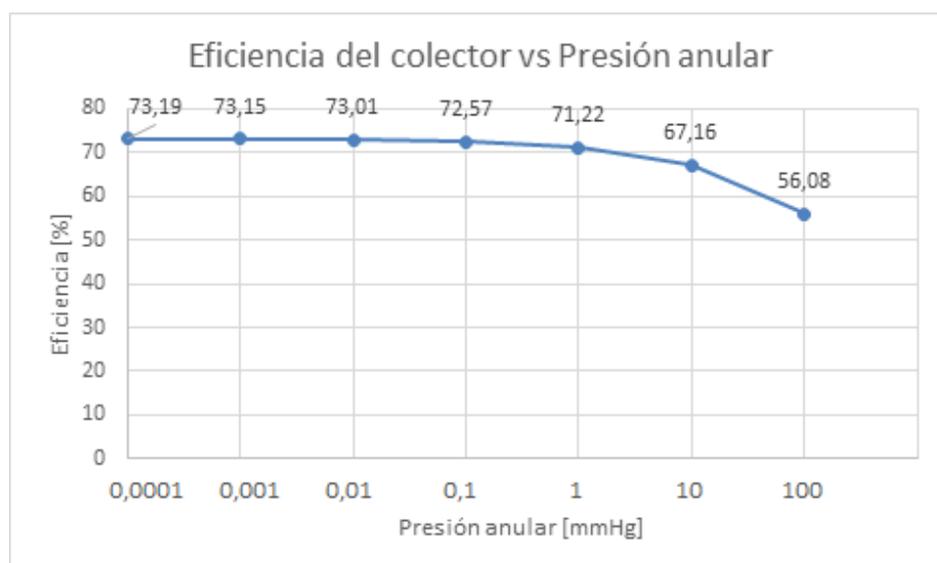


Figura 4-21. Eficiencia del colector en función de la presión anular.

4.3.9 Gas anular

Las figuras 4-22 y 4-23 representan la influencia del gas anular sobre el rendimiento del colector. Los gases elegidos para el análisis paramétrico han sido: aire, argón e hidrógeno. La figura 4-22 representa la eficiencia del colector en función de la temperatura de entrada al mismo, cuando existe una presión de 10 *mmHg* para dichos gases, comparándolos con la situación de vacío.

Como se ha comentado en la sección 4.3.8, los colectores cilindro-parabólicos se fabrican en la actualidad con una presión bajo vacío de 0.0001 *mmHg*, debido a que proporcionan los mejores resultados. No obstante, el mayor problema con el vacío es mantenerlo. Para ello es necesario un buen sellado en la superficie vidrio-metal, así como evitar que la penetración de hidrógeno. Como se explico en el capítulo 1, los colectores cuentan con un dispositivo conocido como “getter”, que indica del estado del vacío. Si este se llega a perder, el getter cambia de color para advertir de dicha pérdida. El hidrógeno se incluye en este estudio por ser un gas que penetra de forma natural en el espacio anular del colector, disminuyendo su eficiencia.

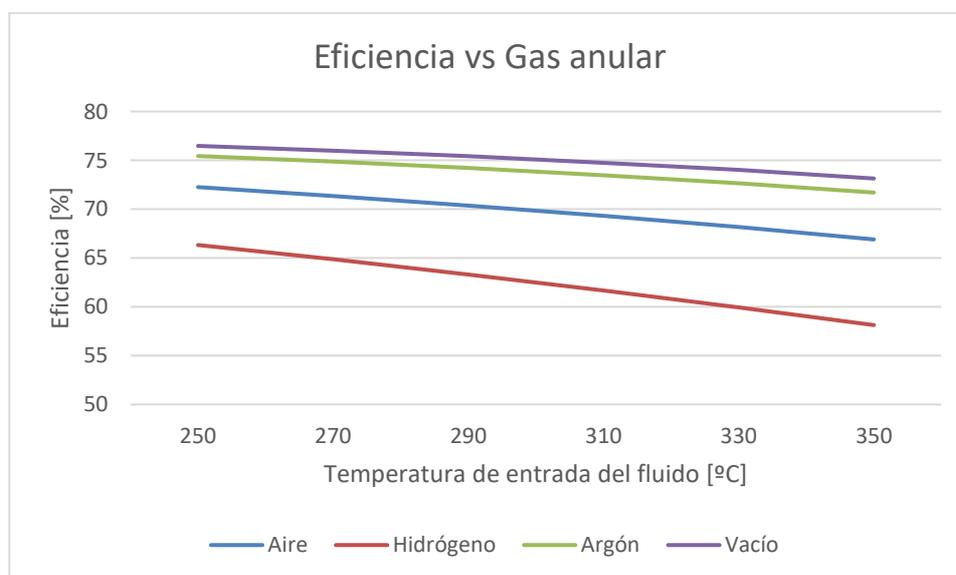


Figura 4-22. Eficiencia del colector en función del gas anular.

La mejor opción para el rendimiento de la instalación sería la existencia de vacío en el espacio anular. No obstante, se considera y estudia la influencia de las tres alternativas arriba mencionadas: argón, aire e hidrógeno. Como se observa en la figura, la mejor opción (después del vacío) es emplear argón. El argón es un gas inerte con una baja conducción térmica, resultando de esta manera en una posible alternativa al vacío.

Para una temperatura de 250 °C, la mejora del argón con respecto al aire es de un 4,4%, mientras que a 350 °C la mejora asciende al 7%. Con respecto al hidrógeno, estos valores ascienden a una mejora del 13,7% para 250 °C y del 23,3% para 350 °C. El hidrógeno, por tanto, disminuye significativamente la eficiencia del colector.

El argón supone, frente a la situación de vacío, una disminución del rendimiento del 1,4% a 250 °C y del 2% a 350 °C. Es por ello que actualmente se considera como la mejor alternativa en caso de no poder mantener el vacío.

4.3.10 Pérdidas por la estructura soporte

Tal como se mostró en la sección 4.3.5, un aumento en la temperatura a la entrada se traducía en un aumento de las pérdidas térmicas. La figura 4-23 representa la evolución de las pérdidas térmicas desglosadas por componentes para ese mismo rango de temperaturas de entrada.

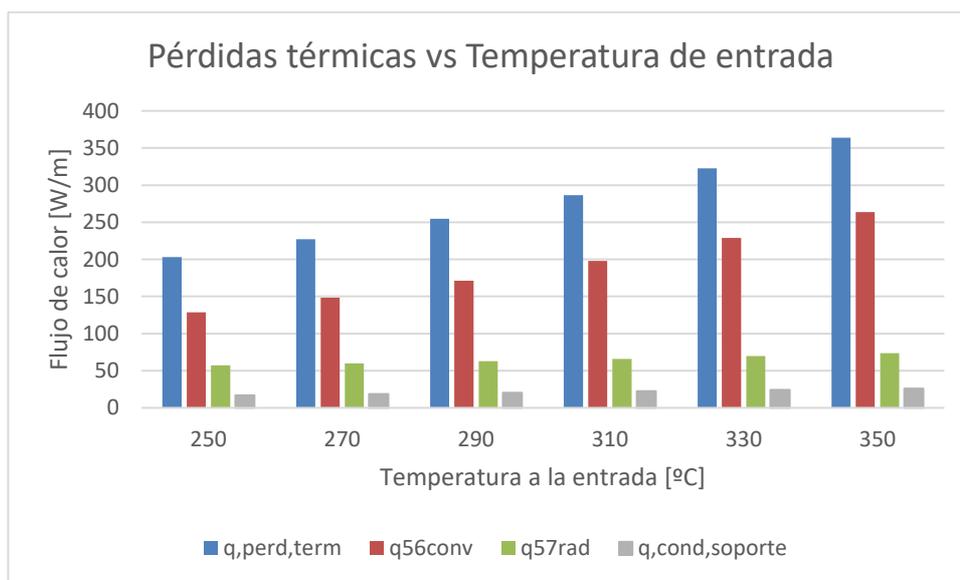


Figura 4-23. Componentes de las pérdidas térmicas en función de la temperatura de entrada al colector.

Para una temperatura de 250 °C se obtiene un valor de las pérdidas térmicas de 203 W/m , desglosadas de la siguiente manera:

- Pérdidas por convección con el ambiente: 128,6 W/m
- Pérdidas por radiación con el ambiente: 57,5 W/m
- Pérdidas por conducción a través de los soportes: 16,89 W/m

Mientras que para una temperatura de 350 °C las pérdidas ascienden a 363,8 W/m , algo menos del doble que el caso arriba mencionado. Las componentes alcanzarían en este caso unos valores de 263,9, 73,86 y 25,98 W/m respectivamente.

Se aprecia por tanto un aumento en las tres componentes debido a la mayor diferencia de temperatura entre las

superficies, lo que se traduce en un mayor intercambio de calor. Se observa que el aumento más acusado sucede en las pérdidas de calor por convección, consolidando estas la principal fuente de pérdidas de calor.

A pesar de que las pérdidas a través de la estructura soporte se han incrementado en un 53,8%, los valores máximos alcanzados son del orden de 25 W/m , representando el 7% de las pérdidas térmicas totales. Por tanto podría ser razonable la hipótesis de despreciar estas pérdidas. Las figuras 4-24 y 4-25 muestran los efectos que esto ocasionaría.

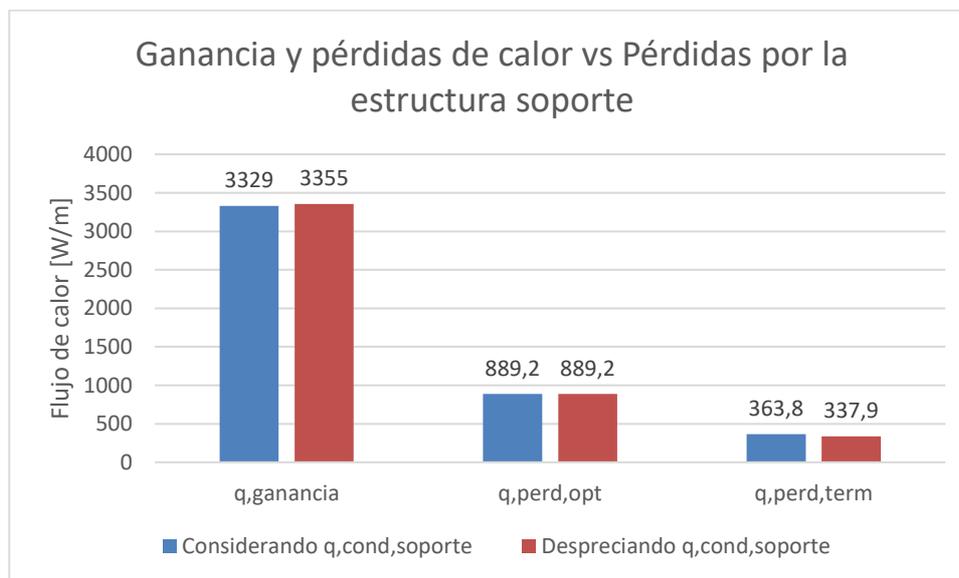


Figura 4-24. Ganancia y pérdidas de calor en función de las pérdidas a través de la estructura soporte.

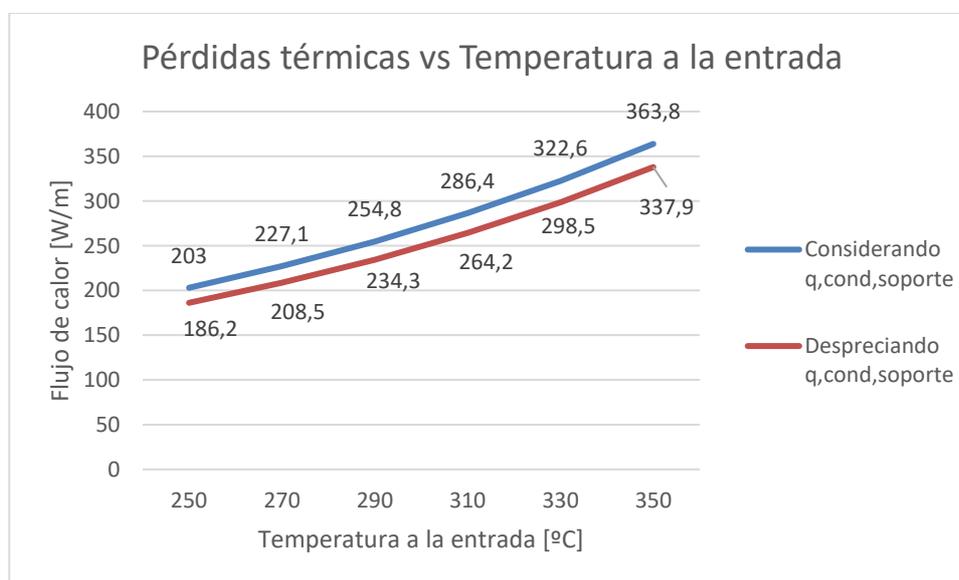


Figura 4-25. Pérdidas térmicas en función de las pérdidas a través de la estructura soporte.

5 CONCLUSIONES

Las especies que sobreviven no son las más fuertes, ni las más rápidas, ni las más inteligentes; sino aquellas que se adaptan mejor al cambio.

- Charles Darwin-

EL objetivo de este proyecto era desarrollar un modelo matemático de transferencia de calor para el análisis térmico de captadores cilindro-parabólicos. Los resultados obtenidos reflejan una buena concordancia con los datos reales, por lo que puede concluirse en que este modelo es adecuado para cálculo de los intercambios de calor y la eficiencia del colector.

Además de proporcionar resultados en diferentes condiciones de operación, este estudio permite determinar sobre qué parámetros se ha de actuar para conseguir una mejor eficiencia en el colector. Tras la finalización de este informe, se ha podido llegar a diversas conclusiones. Las más importantes se recogen en este capítulo.

En primer lugar, se ha podido comprobar el fuerte dominio que ejerce la tecnología cilindro-parabólica a nivel mundial y nacional, así como la importante apuesta que hace España en el desarrollo de este sector. La tecnología CCP se encuentra a la cabeza en la clasificación mundial, estando presente en el 81% de las plantas en operación en la actualidad. En España, país líder en cuanto a número de centrales operativas, 45 de las 50 plantas en funcionamiento utilizan esta misma tecnología.

Otras tecnologías como las centrales de receptor tipo torre o las centrales Fresnel están previstas para empezar a tener cada vez más importancia (sobre todo las primeras), mientras que a la tecnología de discos parabólicos aún le espera camino por delante para formar parte de plantas comerciales.

Tras analizar los resultados se ha observado la mayor o menor influencia que ejercen los distintos parámetros sobre el comportamiento del colector. Por encima de todo destacan los efectos provocados por el ángulo de incidencia y por las propiedades ópticas del colector, considerándose estos parámetros los más influyentes en el rendimiento del colector. Respecto al caso de referencia establecido en este informe, una variación de 40° en el ángulo de incidencia reduciría la eficiencia en algo más de un 30%. Por otro lado, un decremento del 9% en la reflectividad de los espejos provocaría una disminución del 15% en el rendimiento.

Es por ello que se recomienda un debido control en el sistema de seguimiento, así como la realización de pruebas adicionales que comprueben el estado del recubrimiento selectivo y la suciedad presente en los espejos colectores, con el fin de mejorar la captación y las propiedades ópticas, suponiendo por tanto una mejora del rendimiento. Esto último es especialmente importante en plantas que lleven operando un considerable período de tiempo.

Otro aspecto notable es la importancia de mantener un alto vacío en el espacio existente entre el tubo absorbente y la cubierta de vidrio. Para ello es esencial realizar un buen sellado vidrio-metal, así como evitar la penetración de hidrógeno en dicho espacio. En situaciones donde fuese difícil mantener un alto vacío, la alternativa será introducir argón en dicho espacio anular. Al ser el argón un gas inerte con baja conductividad es la siguiente mejor opción. Estableciendo como referencia la situación de vacío, a 350 °C, el uso de argón como gas anular implicaría, una disminución del 2%, mientras que el aire y el hidrógeno supondrían reducciones del 8,5 y 20% respectivamente. Se priorizará por tanto el uso de argón ante la dificultad de mantener el vacío en el espacio anular.

Por otro lado, la hipótesis de despreciar las pérdidas por el soporte supondría una disminución del 7% en las pérdidas térmicas, lo cual resultaría en una mejora en la eficiencia calculada por el modelo. A la vista de los resultados es clara la baja influencia de esta hipótesis sobre el comportamiento del colector. No obstante, el hecho de no considerarlas supondría un error en el modelo, por lo que será siempre preferible tenerlas en consideración.

Otro aspecto destacable es el dominio que ejerce la resistencia convectiva del espacio anular sobre el resto de las resistencias térmicas del modelo. Esta resistencia alcanza un valor de $78,5 \text{ }^\circ\text{C/W}$ en el caso base, siendo la siguiente la resistencia conductiva entre el soporte con un valor de $2,96 \text{ }^\circ\text{C/W}$. El alto valor de dicha resistencia se debe al alto vacío existente en el espacio anular, conduciendo a valores prácticamente nulos de flujo convectivo.

Por último, mencionar la fuerte relación existente entre el caudal de fluido manejado y el salto de temperatura experimentado por el mismo. Para el caso base se ha obtenido un salto de temperatura de $0,8 \text{ }^\circ\text{C}$ en un colector de longitud $4,06 \text{ m}$. Al disminuir el valor del caudal un 50% sobre el de referencia, el salto de temperatura conseguido ascendía a $1,8 \text{ }^\circ\text{C}$, suponiendo un incremento del 125%. Este salto es el experimentado por cada colector, por lo que para conseguir el aumento habitual deseado en este tipo de plantas (de aproximadamente $100 \text{ }^\circ\text{C}$) se necesitarán unas 50 unidades. Una configuración típica consistiría en emplear 4 colectores de 12 módulos para alcanzar la temperatura deseada a la salida.

Para finalizar comentar que resulta más eficiente encontrar menores temperaturas a la entrada del colector. Aunque en menor medida que los parámetros arriba descritos, un aumento del 40% en la temperatura de entrada al colector supone una caída del 5% en el rendimiento.

En lo referido al modelo es importante mencionar las numerosas limitaciones que se han encontrado a la hora de generar el código. Por ejemplo, el modelo no tiene en cuenta la falta de uniformidad en la radiación solar sobre el colector, y otros factores como la irregularidad en la superficie reflectora o la distribución desigual de la suciedad no pueden ser evaluados.

No obstante, a la vista de los resultados, este modelo se considera apropiado para predecir las pérdidas en un colector bajo diferentes condiciones de operación y meteorológicas y, por consiguiente, su debida repercusión en el rendimiento.

ANEXO A: CÓDIGO EES

```
$Keyboard US
$UnitSystem SI mass deg kPa C J
```

```
{!-----
-----}
```

FUNCIÓN: Cálculo del calor por convección desde el fluido caloportador hacia la parte interna del tubo absorbedor: q_12conv

```
-----
-----}
```

Procedure pq_12conv (Fluido\$, T_1ent, T_1sal, T_2: q_12conv)

\$Common D_2, v_1, L_colector, v_1volm

T_1media=(T_1ent+T_1sal)/2

If (Fluido\$ = 'Therminol VP1') **Then**

If (T_1media < 12) or (T_1media > 400) **Then Call** WARNING ('La temperatura introducida está fuera del rango recomendado. Por favor, introduzca una temperatura adecuada para el Therminol VP1: 12 < T < 400 °C')

Endif

If (Fluido\$ = 'Water') **Then**

If (T_1media < 0) or (T_1media > 100) **Then Call** WARNING ('La temperatura introducida está fuera del rango recomendado. Por favor, introduzca una temperatura adecuada para el agua líquida: 0 < T < 100 °C')

Endif

{!Cálculo de las propiedades del fluido: densidad, viscosidad, calor específico y conductividad}

rho_1 = interpolate (Fluido\$, 'rho', 'T', T=T_1media)

mu_1 = interpolate (Fluido\$, 'mu', 'T', T=T_1media)

cp_1 = interpolate (Fluido\$, 'cp', 'T', T=T_1media)

k_1 = interpolate (Fluido\$, 'k', 'T', T=T_1media)

"Propiedades a la entrada y salida del colector"

rho_1ent = interpolate (Fluido\$, 'rho', 'T', T=T_1ent)

cp_1ent = interpolate (Fluido\$, 'cp', 'T', T=T_1ent)

rho_1sal = interpolate (Fluido\$, 'rho', 'T', T=T_1sal)

cp_1sal = interpolate (Fluido\$, 'cp', 'T', T=T_1sal)

{!Cálculo del número de Reynolds y Prandtl}

Re_D2 = (rho_1*D_2*v_1) / (mu_1)

Pr_1 = (cp_1*mu_1) / (k_1)

{!Flujo: régimen laminar o turbulento}

{!Laminar: si Re<=2300}

If (Re_D2 <= 2300) **Then**

Nusselt_D2 = 4.3636

Else

"Aviso por pantalla de error si el número de Prantel o el de Reynolds están fuera del rango adecuado:"

If (Pr_1 <= 0.5) or (2000 <= Pr_1) **Then Call** WARNING ('El numero de Prandtl introducido está fuera del rango recomendado. Por favor, introduzca un valor adecuado: 0.5 < Pr < 2000.')

If (Re_D2 <= 2300) or (5*10^6 <= Re_D2) **Then Call** WARNING ('El numero de Reynolds introducido está fuera del rango recomendado. Por favor, introduzca un valor adecuado: 2300 < Re_D2 < 5*10^6.')

{!Turbulento y transitorio: si Re>2300}

f = (1.82 * log10(Re_D2) - 1.64)^(-2) "Factor de fricción de la parte interna del absorbedor"

Nusselt_D2 = (f / 8) * (Re_D2 - 1000) * Pr_1 / (1 + 12.7 * (f / 8)^(0.5) * (Pr_1^(0.6667) - 1))

Endif

{!Cálculo del coeficiente de película}

h_1= Nusselt_D2*(k_1/D_2) "W/m2*K"

{!Cálculo del Qconv desde el fluido caloportador hacia la parte interna del tubo absorbedor}

q_12conv=h_1*D_2*pi*(T_2-T_1media) "W/m"

End

FUNCIÓN: Cálculo del calor por convección desde la parte externa del absorbedor hacia la parte interna de la envoltura de vidrio: q_34conv

Function fq_34conv(T_3, T_4)

\$Common D_3, D_4, P_a, T_0, g, T_std, GasAnular\$

P_a1= P_A*convert(torr,Kpa) "kPa"

T_34=(T_3+T_4)/2 "C"

If (GASANULAR\$='Argon') **Then**

mu_34=interpolate('Argon','mu','T', T= (T_34 + T_0)) "kg/m-s"

cp_34=interpolate('Argon','cp','T', T= (T_34 + T_0)) "kJ/kg-K"

cv_34=interpolate('Argon','cv','T', T= (T_34 + T_0)) "kJ/kg-K"

rho_34= P_a1 / (0.20813*(T_34 + T_0)) "kg/m^3"

k_34=interpolate('Argon','k','T', T= (T_34 + T_0)) "W/m-K"

k_std=interpolate('Argon','k','T', T= (T_std + T_0)) "W/m-K"

Else If (GASANULAR\$='Hydrogen') **Then**

mu_34=viscosity(GASANULAR\$, T= T_34, P=P_a1) "kg/m-s"

cp_34=cp(GasAnular\$, T= T_34, P=P_a1) "kJ/kg-K"

cv_34=cv(GASANULAR\$, T= T_34, P=P_a1) "kJ/kg-K"

k_34=conductivity(GASANULAR\$, T= T_34, P=P_a1) "W/m-K"

rho_34=density(GASANULAR\$, T= T_34, P=P_a1) "kg/m^3"

k_std=conductivity(GASANULAR\$, T= T_STD, P=P_a1) "W/m-K"

Else

mu_34=viscosity(GasAnular\$, T= T_34) "kg/m-s"

cp_34=cp(GasAnular\$, T= T_34) "kJ/kg-K"

cv_34=cv(GasAnular\$, T= T_34) "kJ/kg-K"

k_34=conductivity(GasAnular\$, T= T_34) "W/m-K"

rho_34=density(GasAnular\$, T= T_34) "kg/m^3"


```
{!-----
-----}
```

FUNCIÓN: Cálculo del calor por radiación entre la parte externa del absorbedor y la parte interna de la envoltura de vidrio: q_34conv

```
-----}
-----}
```

Function fq_34rad(T_3, T_4)
\$COMMON D_3, D_4, T_0, sigma, EPSILON_3, EPSILON_4

fq_34rad = pi * D_3 * SIGMA * ((T_3 + T_0)^4 - (T_4 + T_0)^4) / (1 / EPSILON_3 + D_3 / D_4 * (1 / EPSILON_4 - 1)) "[W/m]"

End

```
{!-----
-----}
```

FUNCIÓN: Cálculo del calor por convección entre la parte externa de la envoltura de vidrio y el aire ambiente: q_56conv

```
-----}
-----}
```

Function fq_56conv(T_5, T_6)
\$Common D_5, P_6, v_6, g, T_0

T_56 = (T_5 + T_6)/2 "[C]"

"Propiedades del aire "

MU_5 = viscosity(Air, T=T_5) "[kg/m-s]"

MU_6 = viscosity(Air, T=T_6) "[kg/m-s]"

MU_56 = viscosity(Air, T=T_56) "[kg/m-s]"

k_5 = conductivity(Air, T=T_5) "[W/m-K]"

k_6 = conductivity(Air, T=T_6) "[W/m-K]"

k_56 = conductivity(Air, T=T_56) "[W/m-K]"

Cp_5 = specheat(Air, T=T_5) "[kJ/kg-K]"

Cp_6 = specheat(Air, T=T_6) "[kJ/kg-K]"

Cp_56 = cp(Air, T=T_56) "[kJ/kg-K]"

Rho_5 = density(Air, T=T_5, P=P_6) "[kg/m^3]"

Rho_6 = density(Air, T=T_6, P=P_6) "[kg/m^3]"

Rho_56 = density(Air, T=T_56, P=P_6) "[kg/m^3]"

"Caso 1: ausencia de viento o viento muy suave:"

If (V_6 <= 0.1) **Then**

"Coeficientes de Churchill y Chu para convección natural"

NU_56 = MU_56 / Rho_56 "[m^2/s]"

Alpha_56 = k_56 / (Cp_56 * Rho_56 * 1000) "[m^2/s]"

Beta_56 = 1 / (T_56 + T_0) "[1/K]"

$$Ra_{D5} = G * Beta_{56} * \text{abs}(T_5 - T_6) * (D_5)^3 / (\text{Alpha}_{56} * NU_{56})$$

"Aviso de error si el número de Rayleigh está siendo usado en un rango incorrecto"

If (Ra_D5 <= 10⁽⁻⁵⁾) or (Ra_D5 >= 10⁽¹²⁾) **Then Call warning**('El número de Rayleigh introducido está fuera del rango recomendado. Por favor, introduzca un valor adecuado: 10⁽⁻⁵⁾ < Ra_D5 < 10⁽¹²⁾')

"Cálculo del Prantdl y el Nusselt:"

$$Pr_{56} = NU_{56} / \text{Alpha}_{56}$$

$$\text{Nusselt_bar} = (0.60 + (0.387 * Ra_{D5}^{(0.1667)}) / (1 + (0.559 / Pr_{56})^{(0.5625)})^{(0.2963)})^2$$

"Cálculo del coef de película:"

$$h_{56} = \text{Nusselt_bar} * k_{56} / D_5 \quad \text{"[W/m^2-K]"}$$

"Cálculo del calor intercambiado por convección:"

$$fq_{56conv} = h_{56} * PI * D_5 * (T_5 - T_6) \quad \text{"[W/m]"}$$

Else

"Caso 2: viento --> convección forzada"

"Cálculo de los coeficientes para la correlación de Zhukauskas's: c, m, n"

$$\text{Alpha}_5 = k_5 / (\text{Cp}_5 * \text{Rho}_5 * 1000) \quad \text{"[m^2/s]"}$$

$$\text{Alpha}_6 = k_6 / (\text{Cp}_6 * \text{Rho}_6 * 1000) \quad \text{"[m^2/s]"}$$

$$NU_5 = MU_5 / \text{Rho}_5 \quad \text{"[m^2/s]"}$$

$$NU_6 = MU_6 / \text{Rho}_6 \quad \text{"[m^2/s]"}$$

$$Pr_5 = NU_5 / \text{Alpha}_5$$

$$Pr_6 = NU_6 / \text{Alpha}_6$$

$$Re_{D5} = V_6 * D_5 * \text{Rho}_6 / MU_6$$

"Error por pantalla si los valores introducidos no están en el rango adecuado de la correlación: "

If (Pr_6 <= 0.7) or (Pr_6 >= 500) **Then Call warning**('El número de Prantdl introducido está fuera del rango recomendado. Por favor, introduzca un valor adecuado: 0.7 < Pr_6 < 500')

If (Re_D5 <= 1) or (Re_D5 >= 10⁽⁶⁾) **Then Call warning**('El número de Reynolds introducido está fuera del rango recomendado. Por favor, introduzca un valor adecuado: 1 < Re_D5 < 10⁽⁶⁾')

"Correlación de Zhukauskas: cilindro largo horizontal"

"Cálculo de n:"

If (Pr_6 <= 10) **Then**

$$n = 0.37$$

Else

$$n = 0.36$$

Endif

"Cálculo de C y m:"

If (Re_D5 < 40) **Then**

$$C = 0.75$$

$$m = 0.4$$

Else

If (40 <= Re_D5) and (Re_D5 < 10⁽³⁾) **Then**

$$C = 0.51$$

$$m = 0.5$$

Else

If (10⁽³⁾ <= Re_D5) and (Re_D5 < 2*10⁽⁵⁾) **Then**

$$C = 0.26$$

$$m = 0.6$$

Else

If (2*10⁽⁵⁾ <= Re_D5) and (Re_D5 < 10⁽⁶⁾) **Then**

$$C = 0.076$$

$$m = 0.7$$

Endif

Endif

Endif
Endif

$Nusselt_6 = C \cdot Re_{D5}^m \cdot Pr_6^n \cdot (Pr_6/Pr_5)^{0.25}$

$h_6 = Nusselt_6 \cdot k_6 / D_5$ "[W/m^2-K]"
 $f_{q_56conv} = h_6 \cdot PI \cdot D_5 \cdot (T_5 - T_6)$ "[W/m]"

Endif

End

{!-----
-----}

FUNCIÓN: Cálculo del calor por radiación entre la parte externa de la envoltura de vidrio y el cielo:
 q_{57rad}

-----}

Function $f_{q_57rad}(T_5, T_7)$
\$COMMON EPSILON_5, D_5, sigma, T_0

$f_{q_57rad} = EPSILON_5 \cdot PI \cdot D_5 \cdot SIGMA \cdot ((T_5 + T_0)^4 - (T_7 + T_0)^4)$ "[W/m]"

End

{!-----
-----}

FUNCIÓN: Calor absorbido por la envoltura de vidrio: $q_{5SolAbs}$

-----}

Function $f_{q_5solabs}(q_i)$
\$COMMON Alpha_env, ef_opt_env

$f_{q_5solabs} = q_i \cdot EF_OPT_ENV \cdot ALPHA_ENV$ "[W/m]"

End

{!-----
-----}

FUNCIÓN: Cálculo de: q_{45cond} . Se va a calcular a partir del balance de energía en la parte interna de la envoltura de vidrio

-----}

Procedure $p_{q_45cond}(q_{34conv}, q_{34rad}: q_{45cond})$

$q_{45cond} = q_{34conv} + q_{34rad}$ "[W/m]"

End

```
{!-----
-----}
```

FUNCIÓN: Cálculo de: q_56conv. Se va a calcular a partir del balance de energía en la parte externa de la envoltura de vidrio

```
-----}
-----}
```

Procedure pq_56conv(q_45cond, q_5SolAbs, q_57rad: q_56conv)

q_56conv = q_45cond + q_5SolAbs - q_57rad "[W/m]"
End

```
{!-----
-----}
```

FUNCIÓN: Cálculo de la eficiencia del captador: ef_colector

```
-----}
-----}
```

Function fef_colector(q_12conv, q_i)

If (q_i =0) **Then**

fef_colector = 0

Else

If ((q_12conv/q_i)<=0.001) **Then**

fef_colector = 0

Else

fef_colector =q_12conv/q_i

Endif

Endif

End

```
{!-----
-----}
```

FUNCIÓN: Cálculo de la conductividad absorbedor: k_23

```
-----}
-----}
```

Function fk_23(T_2, T_3)

\$COMMON MaterialAbsorbente\$

T_23 = (T_2 + T_3) / 2 "[C]"

If (MaterialAbsorbente\$ = '304L') or (MATERIALABSORBENTE\$ = '316L') **Then**

fk_23 = 0.013 * T_23 + 15.2 "[W/m-K]"

Endif

If (MATERIALABSORBENTE\$ = '321H') **Then**

fk_23 = 0.0153 * T_23 + 14.775 "[W/m-K]"

Endif

If (MATERIALABSORBENTE\$ = 'B42 Copper Pipe') **Then**

fk_23 = 400 "[W/m-K]"

Endif

End

```
{!-----
-----}
```

FUNCIÓN: Cálculo de las propiedades del recubrimiento elegido: emisividad y absortancia

```
-----}
-----}
```

Procedure ppropsrecubrimientoselectivo(T_3: EPSILON_3, Alpha_abs)
\$COMMON RecubrimientoSelectivo\$, T_0

"Cálculo de la emisividad y determinación de propiedades ópticas en función del recubrimiento elegido"

If (RECUBRIMIENTOSELECTIVO\$ = 'Black Chrome (SNL test)') **Then**

Alpha_abs = 0.94

EPSILON_3 = 0.0005333 * (T_3+T_0) - 0.0856

If (EPSILON_3 < 0.11) **Then**

EPSILON_3 := 0.11

Endif

Endif

If (RECUBRIMIENTOSELECTIVO\$ = 'Luz Cermet (SNL test)') **Then**

Alpha_abs = 0.92

EPSILON_3 = 0.000327 * (T_3+T_0) - 0.065971

If (EPSILON_3 < 0.05) **Then**

EPSILON_3 = 0.05

Endif

Endif

If (RECUBRIMIENTOSELECTIVO\$ = 'Solel UVAC Cermet (SNL test avg)') **Then**

Alpha_abs = 0.955

EPSILON_3 = 1.907*10⁽⁻⁷⁾*(T_3)² + 1.208*10⁽⁻⁴⁾*T_3 + 6.282*10⁽⁻²⁾

Endif

End

```
{!-----
-----}
```

FUNCIÓN: Cálculo de las eficiencias ópticas en función del tipo de colector elegido: ef_opt_env, ef_opt_abs

```
-----}
-----}
```

Procedure pef_optica(tipocolector\$: ef_opt__env, ef_opt__abs)
\$COMMON K, reflec_espj, TAU_env

If (tipocolector\$ = 'LS-2') **Then**

f_sombras=0.974

f_seguim=0.994

f_geom=0.98

reflect_espj_limpio=0.935

limpio"

REFLEC_ESPJ=0.935

"factor de intercepción 1"

"factor de intercepción 2"

"factor de intercepción 3"

"reflectividad si el espejo estuviese totalmente

"reflectividad real medida"

```
f_suc_espj=REFLEC_ESPJ/reflect_espj_limpio      "factor de intercepción 4"
f_suc_colec=(1+f_suc_espj)/2                  "factor de intercepción 5"
f_error=0.96                                  "factor de intercepción 6"
Endif
```

```
If (tipocolector$ = 'LS-3') or (tipocolector$ = 'IST') Then
f_sombras=0.974
f_seguim=0.994
f_geom=0.98
reflect_espj_limpio=0.935
REFLEC_ESPJ=0.935
f_suc_espj=REFLEC_ESPJ/reflect_espj_limpio
f_suc_colec=(1+f_suc_espj)/2
f_error=0.96
Endif
```

Endif

"Cálculo de las eficiencias ópticas:"

"Envoltura de vidrio:"

$ef_{opt_env} = f_{sombras} * f_{seguim} * f_{geom} * f_{suc_colec} * reflect_espj_limpio * f_{suc_espj} * f_{error} * K$

"Absorbedor:"

$ef_{opt_abs} = ef_{opt_env} * TAU_ENV$

End

```
"-----"
"-----"
```

{!FUNCIÓN}

{!Pérdidas de calor por conducción a través de los soportes del colector: q_cond_soporte)}

```
"-----"
"-----"
```

Function fq_cond_soporte(T_3)

\$COMMON T_6, T_0, P_6, v_6, g, L_colector

"Perímetro efectivo del soporte"

$P_{soporte} = 0.2032$ "[m]"

"D efectivo del soporte (2 x 1in) "

$D_{soporte} = 0.0508$ "[m]"

"Área mínima transversal del soporte, para el calor por conducción"

$A_{trans_soporte} = 0.00016129$ "[m^2]"

"Conductividad del carbon steel a 600 K"

$k_{soporte} = 48$ "[W/m-K]"

"Tª efectiva de la base (de la aleta)"

$T_{base} = T_3 - 10$ "[C]"

"Tª media estimada del soporte"

$T_{soporte} = (T_{base} + T_6) / 3$ "[C]"

"Tª estimada media de la aleta"

$T_{soporte6} = (T_{soporte} + T_6) / 2$ "[C]"

"Coeficiente de convección para caso con/sin aire"

If (V_6 <= 0.1) **Then**

MU_sop6 = **viscosity**(Air, T=T_soporte6) "[N-s/m^2]"

Rho_sop6 = **density**(Air, T=T_soporte6, P=P_6) "[kg/m^3]"

Cp_sop = **cp**(Air, T=T_soporte6) "[kJ/kg-K]"

k_sop6 = **conductivity**(Air, T=T_soporte6) "[W/m-K]"

NU_sop6 = MU_sop6 / Rho_sop6 "[m^2/s]"

Alpha_sop6 = k_sop6 / (Cp_sop6 * Rho_sop6 * 1000) "[m^2/s]"

Beta_sop6 = 1 / (T_soporte6 + T_0) "[1/K]"

Ra_Dsop = G * Beta_sop6 * **abs**(T_soporte - T_6) * (D_soporte)^3 / (Alpha_sop6 * NU_sop6)

"Aviso por pantalla si la correlación para el Nusselt está fuera de rango"

If (Ra_Dsop <= 10^(-5)) or (Ra_Dsop >= 10^12) **Then Call warning**('El resultado puede no ser adecuado debido a que el número de Rayleigh está fuera del rango recomendado, 10^(-5) < Ra_Dsop < 10^12.')

"Correlación de Churchill and Chu para convección natural en un cilindro largo horizontal"

Pr_sop6 = NU_sop6 / Alpha_sop6

Nusselt_bar = (0.60 + (0.387 * Ra_Dsop^(0.1667))) / (1 + (0.559 / Pr_sop6)^(0.5625))^(0.2963) ^2

h_soporte6 = Nusselt_bar * k_brac6 / D_soporte "[W/m^2-K]"

Else

"Propiedades del aire"

MU_brac = **viscosity**(Air, T=T_soporte) "[N-s/m^2]"

MU_6 = **viscosity**(Air, T=T_6) "[N-s/m^2]"

Rho_6 = **density**(Air, T=T_6, P=P_6) "[kg/m^3]"

Rho_brac = **density**(Air, T=T_soporte, P=P_6) "[kg/m^3]"

k_brac = **conductivity**(Air, T=T_soporte) "[W/m-K]"

k_6 = **conductivity**(Air, T=T_6) "[W/m-K]"

k_brac6 = **conductivity**(Air, T=T_soporte6) "[W/m-K]"

Cp_brac = **cp**(Air, T=T_soporte) "[kJ/kg-K]"

Cp_6 = **cp**(Air, T=T_6) "[kJ/kg-K]"

NU_6 = MU_6 / Rho_6 "[m^2/s]"

NU_brac = MU_brac / Rho_brac "[m^2/s]"

Alpha_brac = k_soporte / (Cp_brac * Rho_brac * 1000) "[m^2/s]"

Alpha_6 = k_6 / (Cp_6 * Rho_6 * 1000) "[m^2/s]"

Re_Dbrac = V_6 * D_soporte / NU_6

Pr_brac = NU_brac / Alpha_brac

Pr_6 = NU_6 / Alpha_6

"Aviso por pantalla si la correlación para el Nusselt está fuera de rango permitido"

If (Re_Dsop <= 1) or (Re_Dsop >= 10^6) **Then Call warning**('El resultado puede no ser adecuado debido a que el número de Rayleigh está fuera del rango recomendado, 1 < Re_Dsop < 10^6')

If (Pr_6 <= 0.7) or (Pr_6 >= 500) **Then Call warning**('El resultado puede no ser adecuado debido a que el número de Rayleigh está fuera del rango recomendado, 0.7 < Pr_6 < 500')

"Coeficientes de la correlación de Zhukauskas para convección forzada externa"

If (Pr_6 <= 10) **Then**

n = 0.37

Else

n = 0.36

Endif

If (Re_Dsop < 40) **Then**

C = 0.75

m = 0.4

Else

```

If (40 <= Re_Dsop) and (Re_Dsop < 10^3) Then
C = 0.51
m = 0.5
Else
If (10^3 <= Re_Dsop) and (Re_Dsop < 2*10^5) Then
C = 0.26
m = 0.6
Else
If (2*10^5 <= Re_Dsop) and (Re_Dsop < 10^6) Then
C = 0.076
m = 0.7
Endif
Endif
Endif
Endif

"Correlación de Zhukauskas para convección externa, forzada, cilindro "
Nusselt_bar = C * (Re_Dsop)^m * (Pr_6)^n * (Pr_6 / Pr_sop)^(0.25)

h_soporte6 = Nusselt_bar * k_sop6 / D_soporte "[W/m^2-K]"

Endif

"Flujo de calor perdido por conducción a través de la estructura soporte"
fq_cond_soporte = sqrt(h_soporte6 * P_soporte * k_soporte * A_trans_soporte) * (T_base - T_6)/
L_COLECTOR "[W/m]"

End

"-----"
"-----"
{!FUNCIÓN}
{!Pérdidas de calor totales: q_perd)}
"-----"
"-----"

Function fq_perd (q_56conv, q_57rad, q_cond_soporte)

fq_perd = q_56conv + q_57rad + q_cond_soporte "[W/m]"

End

"-----"
"-----"
{!Programa principal}
"-----"
"-----"
"-----"
"-----"

"Valores a cambiar durante el estudio paramétrico"

```

```

"-----"
"-----"

I_b=950           "Irradiación solar directa [W/m2]"
v_6=0            "velocidad del viento [mph]"
T_6=22           "Temperatura del ambiente [C]"
theta=0          "Ángulo incidencia [°]"

D_2 = 0.066      "diámetro interno tubo abs [m]"
D_3=0.07         "diámetro externo tubo abs [m]"
D_4=0.109        "diámetro interno env [m]"
D_5=0.115        "diámetro externo env [m]"
W_apertura=4.8235 "Ancho de apertura del colector [m]"
L_colector=4.06  "Longitud del colector [m]"
L_abs=4.06*3     "Longitud del absorbedor [m], 3 módulos"

MaterialAbsorbente$='321H'
f_sombras=0.974  "factor de intercepción 1"
f_seguim=0.994   "factor de intercepción 2"
f_geom=0.98      "factor de intercepción 3"
reflect_espj_limpio=0.935 "reflectividad si el espejo está totalmente limpio"
reflec_espj=0.935 "reflectividad real medida"
f_suc_espj=reflec_espj/reflect_espj_limpio "factor de intercepción 4"
f_suc_colec=(1+f_suc_espj)/2 "factor de intercepción 5"
f_error=0.96     "factor de intercepción 6"

GasAnular$='Air' "Gas en el espacio anular"
P_a= 0.0001      "presión espacio anular [mmHg]"
recubrimientoselectivo$='Solel UVAC Cermet (SNL test avg)'

v_1volg = 140    "Caudal volumétrico de fluido [gpm]"
Fluido$ = 'Therminol VP1' "Fluido de transferencia"

T_1ent=350       "Temp media del fluido a la entrada y salida del
captador [C]"

"-----"
"-----"
"Constantes:"
"-----"
"-----"

sigma = 5.67*10^(-8) "Cte de Stefan-Boltzmann [W/m2K4]"
T_0 = 273.15         "Variable auxiliar empleada para convertir de C
a K"
g = 9.81             "Gravedad [m/s2]"

"-----"
"-----"
"Propiedades ópticas:"
"-----"
"-----"

"Absortividad, emisividad y transmisividad de la envoltura de vidrio"
Alpha_env = 0.02
epsilon_4 = 0.86

```

epsilon_5 = 0.86
 Tau_env=0.97

"Propiedades ópticas del recubrimiento selectivo"

Call ppropsrecubrimientoselectivo(T_3:epsilon_3, alpha_abs)

"Corrección del ángulo de incidencia"

$K = \cos(\theta) + 0.000884 * \theta - 0.00005369 * (\theta)^2$

"-----"

"Condiciones del ambiente:"

"-----"

$T_7 = 0.0553 * T_6^{1.5}$

"Temperatura de cielo [C]"

$P_6 = 0.83 * \text{convert}(\text{atm}, \text{kPa})$
 valor salida [kPa]"

"Convierte la presión ambiente de atm a kPa,

$T_{\text{std}} = 25$

"Temp estándar del ambiente [C]"

$q_i = I_b * W_{\text{apertura}}$
 unidad de long [W/m]"

"Radiación solar incidente en el captador por

"-----"

"Velocidad y caudal de fluido:"

"-----"

$A_{\text{trans}} = (\pi * (D_2)^2) / 4$

"Área transversal [m2]"

$v_{1\text{volm}} = v_{1\text{volg}} * \text{convert}(\text{gpm}, \text{m}^3/\text{s})$
 unidad de salida [m3/s]"

"Convierte el caudal volumétrico de gpm a m3/s,

$v_1 = v_{1\text{volm}} / A_{\text{trans}}$

"Velocidad del fluido [m/s]"

"-----"

"Transferencias de calor que tienen lugar en el colector :"

"-----"

{!Cálculo de q_12conv:}

Call pq_12conv (Fluido\$, T_1media, T_2: q_12conv) "[W/m]"

{!Cálculo de q_23cond:}

$k_{23} = \text{fk}_{23}(T_2, T_3)$

"Conductividad térmica del tubo absorbente,

[W/mK]"

$q_{23\text{cond}} = 2 * \pi * k_{23} * (T_3 - T_2) / \ln(D_3 / D_2)$

{!Cálculo de q_34conv:}

$q_{34\text{conv}} = \text{fq}_{34\text{conv}}(T_3, T_4)$

"[W/m]"

{!Cálculo de q_34rad:}

$q_{34\text{rad}} = \text{fq}_{34\text{rad}}(T_3, T_4)$

"[W/m]"

{!Cálculo de q_45cond:}

$K_{45} = 1.04$

"Conductividad de la envoltura de vidrio"

$q_{45\text{cond}} = 2 * \pi * K_{45} * (T_4 - T_5) / \ln(D_5 / D_4)$

"[W/m]"

{!Cálculo de q_56conv:}

$q_{56conv} = \mathbf{fq_56conv}(T_{5}, T_{6})$ "[W/m]"

{!Cálculo de q_57rad:}

$q_{57rad} = \mathbf{fq_57rad}(T_{5}, T_{7})$ "[W/m]"

{!Cálculo de q_3SolAbs:}

$q_{3SolAbs} = q_i * ef_{opt_abs} * Alpha_{abs}$ "[W/m]"

{!Cálculo de q_5SolAbs:}

$q_{5SolAbs} = \mathbf{fq_5solabs}(q_i)$ "[W/m]"

{!Cálculo de q_cond_soporte:}

$q_{cond_soporte} = \mathbf{fq_cond_soporte}(T_{3})$ "[W/m]"

{!Modelo unidimensional: balances de conservación energética en cada una de las superficies}

Call pq_45cond(q_34conv, q_34rad: q_45cond) "[W/m]"

Call pq_56conv(q_45cond, q_5SolAbs, q_57rad: q_56conv) "[W/m]"

$q_{12conv} = q_{23cond}$ "[W/m]"

$q_{3SolAbs} - q_{23cond} - q_{34conv} - q_{34rad} - q_{cond_soporte} = 0$ "[W/m]"

{!Temperatura y caudal a la salida del campo de colectores}

$\rho_{1ent} = \text{interpolate}(\text{FLUIDO}\$, 'rho', 'T', T=T_{1ent})$

$cp_{1ent} = \text{interpolate}(\text{FLUIDO}\$, 'cp', 'T', T=T_{1ent})$

$\rho_{1sal} = \text{interpolate}(\text{FLUIDO}\$, 'rho', 'T', T=T_{1sal})$

"Temperatura [C]"

$T_{1sal} = (V_{1VOLM} * \rho_{1ent} * cp_{1ent} * T_{1ent} + q_{12conv} * L_{abs}) / (V_{1VOLM} * \rho_{1ent} * cp_{1ent})$

"Caudal [m3/s]"

$v_{1sal} = v_{1volm} * (\rho_{1ent} / \rho_{1sal})$ "[m3/s]"

$q_{perd_term} = \mathbf{fq_perd}(q_{56conv}, q_{57rad}, q_{cond_soporte})$ "[W/m]"

$q_{perd_term_W} = q_{perd_term} / W_{apertura}$ "[W/m2]"

{!Cálculo de la eficiencia del colector:}

$ef_{colector} = \mathbf{fef_colector}(q_{12conv}, q_i) * 100$ "[%]"

$ef_{opt_env} = f_{sombras} * f_{seguim} * f_{geom} * f_{suc_colec} * reflect_espij_limpio * f_{suc_espij} * f_{error} * K$

$ef_{opt_abs} = ef_{opt_env} * tau_{env}$

$ef_{opt_ef} = (ef_{opt_abs} * Alpha_{abs} + ef_{opt_env} * Alpha_{env}) * 100$ "[%]"

$q_{perd_opticas} = q_i * (1 - ef_{opt_ef} / 100)$ "[W/m]"

$q_{ganancia} = q_{12conv}$ "[W/m]"

REFERENCIAS

- [1] John Kenny. Solar Power Plant Schematic. [En línea]. Disponible en: <http://somurich.com/design/solar-power-plant-schematic.php>
- [2] Plataforma Solar de Almería (PSA). [En línea]. Disponible en: <http://www.psa.es/es/index.php>
- [3] 4echile. Tecnología CSP Fresnel. [En línea]. Disponible en: <http://4echile.cl/biblioteca/la-tecnologia-csp-fresnel/>
- [4] Tecpa. Tipos de centrales termosolares. [En línea]. Disponible en: <https://www.tecpa.es/tipos-de-centrales-termosolares/>
- [5] CSP today. [En línea]. Disponible en: <http://es.csptoday.com/mercados/%C2%BFqu%C3%A9-ha-ocurrido-con-los-proyectos-de-tessera-solar>
- [6] Structuralia. [En línea]. Disponible en: <https://blog.structuralia.com/tecnologias-solares-termoelectricas>
- [7] Solnova. [En línea]. Disponible en: <https://themorningstarg2.wordpress.com/tag/colectores-cilindro-parabolicos/>
- [8] Sollar Millenium. [En línea]. Disponible en: <http://www.solarmillennium.de/espa%C3%B1ol/archiv/tecnologia/centrales-cilindro-parabolicas/campo-solar/index.html>
- [9] S. A. Kalogirou, “Solar thermal collectors and applications, Prog,” Energy Combust.Sci., vol. 30, pp. 231–295, 2004.
- [10] CC San Martín. [En línea]. Disponible en: <https://tecnoblogsanmartin.wordpress.com/tag/parabolicos/>
- [11] Protermosolar. [En línea]. Disponible en: <https://www.protermosolar.com/la-energia-termosolar/el-sector-en-cifras/>
- [12] Ricardo Vasquez Padilla. Tesis doctoral: Simplified Methodology for Designing Parabolic Trough Solar Power Plants. [En línea]. Disponible en: <https://scholarcommons.usf.edu/cgi/viewcontent.cgi?referer=https://www.google.com/&httpsredir=1&article=4585&context=etd>
- [13] Ricardo Vasquez Padilla. Tesis doctoral: Simplified Methodology for Designing Parabolic Trough Solar Power Plants. [En línea]. Disponible en: <https://scholarcommons.usf.edu/cgi/viewcontent.cgi?referer=https://www.google.com/&httpsredir=1&article=4585&context=etd>
- [14] Touria Moudakkar, Z. El Hallaoui, S. Vaudreuil, T. Bounahmidi. Modeling and performance analysis of a PTC for industrial phosphate

BIBLIOGRAFÍA

1. Ricardo Vasquez Padilla. Tesis doctoral: Simplified Methodology for Designing Parabolic Trough Solar Power Plants. [En línea]. Disponible en: <https://scholarcommons.usf.edu/cgi/viewcontent.cgi?referer=https://www.google.com/&httpsredir=1&article=4585&context=etd>
2. R. Forristall. Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver (2013). [En línea]. Disponible en: <http://fac.ksu.edu.sa/sites/default/files/34169.pdf>
3. Manuel A. Silva Pérez, «Sistemas Termosolares de Concentración», Apuntes de la asignatura Energías Renovables. ETSI de Sevilla (2002).
4. Incropera, DeWitt, Bergman and Lavine. Fundamentals of heat and mass transfer. 6th edition.
5. Warren M. Rohsenow, James P. Harnett and Young I. Cho. Handbook of heat transfer. McGraw-Hill, 3rd edition.
6. Soteris A. Kalogirou. A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver receiver.
7. Omar Behar, Abdallah Khellaf and Kamal Mohammedi. A novel parabolic trough solar collector model – Validation with experimental data and comparison to Engineering Equation Solver (EES)
8. Evangelos Bellos and Christos Tzivanidis. Analytical Expression of Parabolic Trough Solar Collector Performance (2018).
9. A.Z. Hafez, A.M. Attia, H.S. Eltwab, A.O. ElKousy. Design analysis of solar parabolic trough thermal collectors.
10. A. C. Ratzel, C. E. Hickox and D. K. Gartling. Free molecular convection.
11. World Energy Council's Global Energy Scenarios to 2060. [En línea]. Disponible en: <https://link.springer.com/article/10.1007%2Fs12398-018-0225-3>
12. International Energy Agency. Solar thermal electricity [En línea]. Disponible en: https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/technologyroadmapsolarthermalelectricity_2014edition.pdf
13. Marina Rosales Martínez. Análisis de las Tecnologías Termosolares. [En línea]. Disponible en: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/70221/fichero/4+Análisis+de+las+Tecnolog%C3%ADas+Termosolares.pdf>
14. Pablo B. Castro Alonso. Trabajo Fin de Grado. [En línea]. Disponible en: <https://repositorio.unican.es/xmlui/bitstream/handle/10902/8543/DAA.pdf;jsessionid=5BEDF4C3900115461D72C00B855338C8?sequence=1>
15. Touria Moudakkar, Z. El Hallaoui, S. Vaudreuil, T. Bounahmidi. Modeling and performance analysis of a PTC for industrial phosphate.

16. İbrahim Halil Yılmaz and Aggrey Mwesigye. Modeling, simulation and performance analysis of parabolic trough solar.
17. Jiangfeng Guo, Xiulan Huai and Zhigang Liu. Performance investigation or parabolic trough solar receiver.