ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE MINAS Y ENERGÍA

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Trabajo Fin de Grado

"ESTUDIO DE CARACTERIZACIÓN DE COLECTORES SOLARES PLANOS MEDIANTE SOFTWARE DE MECÁNICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL."

"Flat solar collectors characterization by computational fluid dynamic software."

Para acceder al Título de:

GRADUADO EN INGENIERÍA DE LOS RECURSOS ENERGÉTICOS

Autores: Ana Calzada Meléndez

Mercedes Mantilla Puente

Tutor: Pablo Castro Alonso

Septiembre 2016





INDICE

1	INTI	INTRODUCCION1					
2	OBJ	OBJETIVO Y ALCANCE					
3	ESTADO DEL ARTE5						
	3.1	ANTECEDENTES INDUSTRIALES					
	3.2	SITUACIÓN ACTUAL DE LA ENERGÍA6					
	3.2.	1 SITUACIÓN ACTUAL EN EL MUNDO6					
	3.2.	2 SITUACIÓN ACTUAL EN LA UE7					
	3.2.	3 SITUACIÓN ACTUAL EN ESPAÑA8					
	3.3	ARTÍCULOS DE INVESTIGACIÓN9					
	3.3.	1 ARTÍCULO 1					
	3.3.	2 ARTÍCULO 210					
	3.3.	3 ARTÍCULO 311					
	3.3.	4 ARTÍCULO 412					
4	MO	DELO FÍSICO14					
	4.1	ENERGÍA SOLAR					
	4.1.	1 La constante solar14					
	4.1.	2 Distribución espectral de la radiación14					
	4.1.	3 Radiación solar en la superficie de la tierra16					
	4.1.	4 Radiación solar directa17					
	4.1.	5 Atenuación de la radiación directa18					
	4.1.	6 Aparatos de medida20					
	4.1.	7 Datos de radiación solar directa22					
	4.2	PRINCIPIOS BÁSICOS DE TERMODINÁMICA22					
	4.2.	1 Calor y Temperatura22					
	4.2.	2 Calor Específico23					
	4.2.	3 Primera Ley de la Termodinámica23					
	4.2.	4 Segunda Ley de la Termodinámica23					
	4.3	MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR25					
	4.3.	1 Conducción					



UNIVERSIDAD DE CANTABRIA ESCUELA POLITÉCNICA DE MINAS Y ENERGÍA



Estudio de caracterización de colectores solares planos mediante software de mecánica de fluidos computacional.

	4.3.2			Convección	.31
	4.3.3			Radiación	.33
	4.4 COL 4.4.1 4.4.2 4.4.3 4.4.4		COL	ECTORES SOLARES DE PLACA PLANA	.35
				Principios físicos del funcionamiento de un captador solar plano.	.36
				Funcionamiento del colector solar.	.37
				Componentes de un colector solar plano	.37
				Balance energético colectores de placa plana	.40
	4	1.4.5		Emitancia-Absorbancia (E _α)	.42
	4	1.4.6		Curva de rendimiento del colector solar plano	.45
	4	4.4.7	,	Otros tipos de captadores solares térmicos	.46
	4	1.4.8		Sistema de distribución	.48
	4	1.4.9)	Almacenamiento	.50
	4	1.4.1	.0	Sistema de apoyo convencional	.51
	4	1.4.1	11 Aprovechamiento		.51
	4.4.12 4.4.13		2	Sistemas mejorados de captación solar	.52
			.3	Mantenimiento	.53
4.5		.5 COLI		ECTORES SOLARES OBJETO DE ESTE ESTUDIO	.53
	4.5.1 4.5.2			Componentes de los colectores estudiados	.55
				Fluido de Trabajo	.57
	4	4.5.3		Características Técnicas del fabricante: Colector Vertical	.58
	4	4.5.4	-	Características Técnicas de fabricante: Colector Horizontal	.59
	4	4.5.5		Curvas de rendimiento de los colectores solares objeto de estudio	.60
5	Ν	MOD	DELO	NUMÉRICO	.61
	5.1		SOF	TWARE	.61
	5.2 MÉ		MÉT	ODO DE VOLÚMENES FINITOS	.61
5.3 M		MO	DELO MATEMÁTICO DEL PROBLEMA	.63	
	5.4		TRA	NSFERENCIA DE CALOR CON EL FLUIDO CALOPORTADOR EN RÉGIMEN LAMINA	AR
		•••••		64	
	5.5		GEO	METRÍA DE LOS COLECTORES OBJETO DE ESTUDIO	.64
	5.6		MAL	LADO	.69
	5	5.6.1		Definición de las caras	.69
	5.6.2			Definición de mallado	.74





	5.7	MODELO DE RADIACIÓN SOLAR						
	5.8	/ATERIALES	77					
	5.9	CONDICIONES DE CONTORNO	79					
6	RESU	TADOS	80					
	6.1	/ALIDACIÓN MODELO NUMÉRICO	80					
	6.1.:	Colector Vertical	80					
	6.1.2	Colector Horizontal	85					
	6.2	STUDIO PARAMÉTRICO	90					
	6 .2 .:	Análisis de sensibilidad de la radiación incidente	90					
	6.2.2	Análisis de sensibilidad de la temperatura de entrada del fluido	92					
	6.2.3	Análisis de sensibilidad a la variación del flujo	95					
	6.2.4	Sensibilidad de la variación del coeficiente convectivo de pérdidas en la cul	oierta 97					
	6.2.	Análisis de sensibilidad del coeficiente conductivo de pérdidas en el absobe	edor 100					
	6.2.0	Resultados numéricos del estudio paramétrico	102					
	6.2.	Estudio comparativo de los flujos de los dos colectores	103					
7	CON	CONCLUSIONES10						
8	REFI	REFERENCIAS						





LISTA DE TABLAS

Tabla 4-1 Conductividad de los materiales [9]	27
Тавla 4-2 Valores de к´/к[9]	30
Tabla 4-3 Tabla: valores de C y no para la fórmula [9]	31
TABLA 4-4 VALORES REPRESENTATIVOS DEL COEFICIENTE DE TRANSMISIÓN DE CALOR POR CONVECCIÓN [9]	32
TABLA 4-5 CLASIFICACIÓN DE LOS FLUIDOS SEGÚN EL NÚMERO DE PRANDTL[14]	33
TABLA 4-6 CLASIFICACIÓN DE LOS FLUIDOS SEGÚN EL NÚMERO DE RAYLEIGH[14]	33
TABLA 4-7 CARACTERÍSTICAS COLECTOR VERTICAL [15]	58
Tabla 4-8 características Colector Horizontal [15]	59
Tabla 5-1 Dimensiones panel Vertical [15]	65
Tabla 5-2 Dimensiones panel Horizontal [15]	65
TABLA 6-1 TÉRMINOS DEL RENDIMIENTO DEL FABRICANTE COLECTOR VERTICAL [15]	80
TABLA 6-2 RENDIMIENTO DEL FABRICANTE COLECTOR VERTICAL [15]	81
TABLA 6-3 TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO [16]	82
TABLA 6-4 FLUJO DEL COLECTOR VERICAL [16]	82
TABLA 6-5 RENDIMIENTO EXPERIMENTAL COLECTOR VERTICAL 1 [16]	83
TABLA 6-6 RENDIMIENTO EXPERIMENTAL COLECTOR VERTICAL 2 [16]	83
TABLA 6-7 CURVA DEL RENDIMIENTO EXPERIMENTAL DEL COLECTOR VERTICAL [16]	83
TABLA 6-8 RENDIMIENTO DEL FABRICANTE Y RENDIMIENTO EXPERIMENTAL DEL COLECTOR VERTICAL [16]	84
TABLA 6-9 CURVA DEL RENDIMIENTO DEL FABRICANTE Y EXPERIMENTAL DEL COLECTOR VERTICAL [16]	84
TABLA 6-10 RENDIMIENTO CURVA DEL FABRICANTE DEL COLECTOR HORIZONTAL [16]	85
TABLA 6-11 CURVA DEL RENDIMIENTO CURVA DEL FABRICANTE DEL COLECTOR HORIZONTAL [16]	86
TABLA 6-12 TABLA DE FLUJO DE COLECTOR HORIZONTAL 1 [16]	87
TABLA 6-13 TABLA DE FLUJO DE COLECTOR HORIZONTAL 1 [16]	87
TABLA 6-14 RENDIMIENTO EXPERIMENTAL DEL COLECTOR HORIZONTAL 1 [16]	88
TABLA 6-15 RENDIMIENTO EXPERIMENTAL COLECTOR HORIZONTAL 2 [16]	88
TABLA 6-16 CURVA RENDIMIENTO EXPERIMENTAL COLECTOR HORIZONTAL [16]	88
TABLA 6-17 RENDIMIENTO DEL FABRICANTE Y EXPERIMENTAL DEL COLECTOR HORIZONTAL [16]	89
TABLA 6-18 CURVA DEL RENDIMIENTO DEL FABRICANTE Y EXPERIMENTAL DEL COLECTOR HORIZONTAL [16]	89
Tabla 6-19 Radiación incidente colector Vertical [16]	90
TABLA 6-20 CURVA TEMPERATURA DE SALIDA-RADIACIÓN COLECTOR VERTICAL [16]	90
Tabla 6-21 Radiación incidente colector Horizontal [16]	91
TABLA 6-22 CURVA TEMPERATURA DE SALIDA-RADIACIÓN COLECTOR HORIZONTAL [16]	91
TABLA 6-23 TEMPERATURA DE ENTRADA DEL FLUIDO EN EL COLECTOR VERTICAL [16]	92
TABLA 6-24 TEMPERATURA DE SALIDA- TEMPERATURA DE ENTRADA COLECTOR VERTICAL [16]	93
TABLA 6-25 TEMPERATURA DE ENTRADA DEL FLUIDO EN EL COLECTOR HORIZONTAL [16]	94
TABLA 6-26 TEMPERATURA DE SALIDA- TEMPERATURA DE ENTRADA DEL COLECTOR HORIZONTAL [16]	94
TABLA 6-27 FLUJO DE ENTRADA EN EL COLECTOR VERTICAL [16]	95
TABLA 6-28 TEMPERATURA DE SALIDA- FLUJO COLECTOR VERTICAL [16]	95
TABLA 6-29 FLUJO DE ENTRADA DEL COLECTOR HORIZONTAL [16]	96
TABLA 6-30 TEMPERATURA DE SALIDA- FLUJO COLECTOR HORIZONTAL [16]	97
TABLA 6-31 SENSIBILIDAD DE LA VARIACIÓN DEL COEFICIENTE CONVECTICVO DE PÉRDIDAS EN CUBIERTA DEL COLECTOR	
Vertical [16]	98
TABLA 6-32 RENDIMIENTO – PÉRDIDAS CONVECTIVAS EN LA CUBIERTA DEL COLECTOR VERTICAL [16]	98
TABLA 6-33 SENSIBILIDAD DE LA VARIACIÓN DEL COEFICIENTE CONVECTICVO DE PÉRDIDAS EN CUBIERTA DEL COLECTOR	
HORIZONTAL [16]	99





TABLA 6-34 RENDIMIENTO – PÉRDIDAS CONVECTIVAS EN LA CUBIERTA DEL COLECTOR HORIZONTAL [16]	.99
TABLA 6-35 SENSIBILIDAD DE LA VARIACIÓN DEL COEFICIENTE CONVECTICVO DE PÉRDIDAS EN EL ABSORBEDOR DEL COLECTO	R
Vertical [16]	00
TABLA 6-36 RENDIMIENTO – PÉRDIDAS CONVECTIVAS EN EL ABSORBEDOR DEL COLECTOR VERTICAL [16] 1	01
TABLA 6-37 SENSIBILIDAD DE LA VARIACIÓN DEL COEFICIENTE CONVECTICVO DE PÉRDIDAS EN EL ABSORBEDOR DEL COLECTO	R
Horizontal [16]1	01
TABLA 6-38 RENDIMIENTO – PÉRDIDAS CONVECTIVAS EN EL ABSORBEDOR DEL COLECTOR HORIZONTAL [16]1	02
Tabla 6-39 Parámetros colector Vertical y colector Horizontal [16] 1	02
TABLA 6-40 ESTUDIO COMPARATIVO DE LOS FLUJOS DEL COLECTOR VERTICAL Y HORIZONTAL [16]1	03
TABLA 6-41 CURVAS DE RENDIMIENTO DE LOS COLECTORES VERTICAL Y HORIZONTAL [16]1	.04
Tabla 7-1 Parámetros colector Vertical y colector Horizontal [16] 1	06





LISTA DE FIGURAS

FIGURA 3-1 POTENCIA TOTAL EN OPERACIÓN EN 2009 (CAPTADORES PLANOS Y TUBOS DE VACÍO) [8]	6
FIGURA 3-2 DISTRIBUCIÓN DE CAPACIDAD INSTALADA MUNDIAL POR TIPO DE COLECTOR.[8]	7
Figura 3-3 Número de documentos al año [18]	13
Figura 3-4 Estado del arte por países. [18]	13
FIGURA 4-1 COMPARACIÓN DEL ESPECTRO DE RADIACIÓN EXTRATERRESTRE CON LA DE UN CUERPO NEGRO A 5800 K [10]	.14
FIGURA 4-2 RADIACIÓN SOLAR EXTRATERRESTRE. CTE SOLAR I _{0 (EXT}) = 1.353 KW/m ² [10]	15
Figura 4-3 Masa aire atmosférico [10]	16
Figura 4-4 Radiación solar [10]	18
Figura 4-5 Heliógrafo de Denis-Jordan[10]	20
Figura 4-6 Pirheliómetro de disco de plata de Abbot[10]	21
Figura 4-7Piranómetro de Kipp[10]	22
Figura 4-8 Rugosidad en superficies [9]	26
Figura 4-9 Conductividad térmica de metales y aleaciones[9]	28
FIGURA 4-10 CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DEL HIERRO PURO.[9]	29
FIGURA 4-11 FACTORES DE CORRECCIÓN DE LA CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE LOS ACEROS ALEADOS[9]	29
FIGURA 4-12 CONDUCTIVIDAD TÉRMICA LÍQUIDOS, GASES Y VAPORES.[9]	29
FIGURA 4-13 DISTRIBUCIÓN DE LA TEMPERATURA Y LA VELOCIDAD SOBRE UNA PLACA EN CONVECCIÓN FORZADA [9]	31
FIGURA 4-14 (A) CONFIGURACIÓN EN PARRILLA Y (B) CONFIGURACIÓN EN SERPENTÍN [15]	38
FIGURA 4-15 CARCASA DEL COLECTOR SOLAR PLANO [15]	40
Figura 4-16 Balance de energía en el captador [14]	40
FIGURA 4-17 IMAGEN EMITANCIA-ABSORBANCIA [19]	43
Figura 4-18 Emitancia Absorbancia [12]	44
Figura 4-19 Emitancia absorbancia (e=a) [13]	44
FIGURA 4-20 RELACIÓN ENTRE EMITANCIA Y ABSORBANCIA DE UN CUERPO CON LA LONGITUD DE ONDA [19]	45
FIGURA 4-21 CARACTERÍSTICAS DE LOS COLECTORES DEL ESTUDIO [15]	45
FIGURA 4-22 CURVA DE RENDIMIENTO DEL COLECTOR SOLAR PLANO [13]	46
FIGURA 4-23 COLECTORES OBJETO DE ESTE ESTUDIO [15]	54
FIGURA 4-24COMPONENTES DE LOS COLECTORES ESTUDIADOS [15]	55
FIGURA 4-25 CURVA DE RENDIMIENTO DE LOS COLECTORES VERTICAL Y HORIZONTAL [16]	60
FIGURA 4-26 PARÁMETROS RENDIMIENTO COLECTOR VERTICAL [16]	60
FIGURA 4-27 PARÁMETROS RENDIMIENTO COLECTOR HORIZONTAL [16]	60
Figura 5-1 Colector Vertical [16]	66
	66
Figura 5-2 Colector Horizontal [16]	66
Figura 5-2 Colector Horizontal [16] Figura 5-3 Serpentin colector Vertical [16]	66 67
Figura 5-2 Colector Horizontal [16] Figura 5-3 Serpentin colector Vertical [16] Figura 5-4 Serpentin colector Horizontal [16]	66 67 67
Figura 5-2 Colector Horizontal [16] Figura 5-3 Serpentin colector Vertical [16] Figura 5-4 Serpentin colector Horizontal [16] Figura 5-5 Geomettía colector Vertical [16]	66 67 67 68
Figura 5-2 Colector Horizontal [16] Figura 5-3 Serpentin colector Vertical [16] Figura 5-4 Serpentin colector Horizontal [16] Figura 5-5 Geomettía colector Vertical [16] Figura 5-6 Geometría colector Horizontal [16]	66 67 67 68 68
Figura 5-2 Colector Horizontal [16] Figura 5-3 Serpentin colector Vertical [16] Figura 5-4 Serpentin colector Horizontal [16] Figura 5-5 Geomettía colector Vertical [16] Figura 5-6 Geometría colector Horizontal [16] Figura 5-7 Inicio de Mallado en Fluent [16]	66 67 67 68 68 69
Figura 5-2 Colector Horizontal [16] Figura 5-3 Serpentin colector Vertical [16] Figura 5-4 Serpentin colector Horizontal [16] Figura 5-5 Geomettía colector Vertical [16] Figura 5-6 Geometría colector Horizontal [16] Figura 5-7 Inicio de Mallado en Fluent [16] Figura 5-8 Cara radiación panel Vertical [16]	66 67 67 68 68 69 69
FIGURA 5-2 COLECTOR HORIZONTAL [16] FIGURA 5-3 SERPENTIN COLECTOR VERTICAL [16] FIGURA 5-4 SERPENTIN COLECTOR HORIZONTAL [16] FIGURA 5-5 GEOMETTÍA COLECTOR VERTICAL [16] FIGURA 5-6 GEOMETRÍA COLECTOR HORIZONTAL [16] FIGURA 5-7 INICIO DE MALLADO EN FLUENT [16] FIGURA 5-8 CARA RADIACIÓN PANEL VERTICAL [16] FIGURA 5-9 CARA RADIACIÓN PANEL HORIZONTAL [16]	66 67 67 68 68 69 69 70
Figura 5-2 Colector Horizontal [16] Figura 5-3 Serpentin colector Vertical [16] Figura 5-4 Serpentin colector Horizontal [16] Figura 5-5 Geomettía colector Vertical [16] Figura 5-6 Geometría colector Horizontal [16] Figura 5-7 Inicio de mallado en Fluent [16] Figura 5-8 Cara radiación panel Vertical [16] Figura 5-9 Cara radiación panel Horizontal [16] Figura 5-10 Caras laterales colector Verical [16]	66 67 67 68 68 69 69 70 70
Figura 5-2 Colector Horizontal [16] Figura 5-3 Serpentin colector Vertical [16] Figura 5-4 Serpentin colector Horizontal [16] Figura 5-5 Geomettía colector Vertical [16] Figura 5-6 Geometría colector Horizontal [16] Figura 5-7 Inicio de Mallado en Fluent [16] Figura 5-8 Cara radiación panel Vertical [16] Figura 5-9 Cara radiación panel Horizontal [16] Figura 5-10 Caras laterales colector Horizontal [16]	66 67 68 68 69 69 70 70 71
Figura 5-2 Colector Horizontal [16] Figura 5-3 Serpentin colector Vertical [16] Figura 5-4 Serpentin colector Horizontal [16] Figura 5-5 Geomettía colector Vertical [16] Figura 5-6 Geometría colector Horizontal [16] Figura 5-7 Inicio de mallado en Fluent [16] Figura 5-8 Cara radiación panel Vertical [16] Figura 5-9 Cara radiación panel Horizontal [16] Figura 5-9 Cara radiación panel Horizontal [16] Figura 5-10 Caras laterales colector Verical [16] Figura 5-11 Caras laterales colector Horizontal [16] Figura 5-12 Entrada y salida de fluido colector Vertical [16]	66 67 67 68 68 69 69 70 70 71 72
FIGURA 5-2 COLECTOR HORIZONTAL [16] FIGURA 5-3 SERPENTIN COLECTOR VERTICAL [16] FIGURA 5-4 SERPENTIN COLECTOR HORIZONTAL [16] FIGURA 5-5 GEOMETTÍA COLECTOR VERTICAL [16] FIGURA 5-6 GEOMETRÍA COLECTOR HORIZONTAL [16] FIGURA 5-7 INICIO DE MALLADO EN FLUENT [16] FIGURA 5-8 CARA RADIACIÓN PANEL VERTICAL [16] FIGURA 5-9 CARA RADIACIÓN PANEL HORIZONTAL [16] FIGURA 5-10 CARAS LATERALES COLECTOR HORIZONTAL [16] FIGURA 5-11 CARAS LATERALES COLECTOR HORIZONTAL [16] FIGURA 5-12 ENTRADA Y SALIDA DE FLUIDO COLECTOR HORIZONTAL [16]	66 67 67 68 68 69 69 70 70 71 71 72 73

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA ESCUELA POLITÉCNICA DE MINAS Y ENERGÍA





Estudio de caracterización de colectores solares planos mediante software de mecánica de fluidos computacional.

Figura 5-15 Caras del serpentín colector Horizontal [16]	.74
Figura 5-16 Mallado colector Vertical [16]	.75
FIGURA 5-17 MALLADO SERPENTÍN COLECTOR VERTICAL [16]	.75
FIGURA 5-18 MALLADO COLECTOR HORIZONTAL [16]	.75
FIGURA 5-19 MALLADO SERPENTÍN COLECTOR HORIZONTAL [16]	.76
FIGURA 5-20 MATERIALES COLECTOR VERTICAL [16]	.78
Figura 5-21 Materiales colector Horizontal [16]	.79





1 INTRODUCCIÓN

La energía solar térmica, denominada de baja temperatura, puede ser empleada para diversas aplicaciones que en conjunto, suponen un volumen muy importante del consumo energético total en España.

El agua caliente, constituye uno de los consumos energéticos principales en una vivienda, existiendo a nivel internacional numerosos estudios y en general se obtiene de todos ellos que el consumo medio es de 40 litros por día/persona y en los países en desarrollo este consumo constituye entre el 30 y el 40% del consumo de energía de un hogar, este porcentaje es mayor que en los países desarrollados, donde el consumo de energía para producir agua caliente sanitaria (ACS) se supone del 26% del consumo total de la vivienda. Pero, en general, a nivel mundial, se ha convertido en el segundo uso energético doméstico en importancia después de la calefacción y la refrigeración. Por esta razón, el calentamiento de agua mediante energía solar, más allá de ser una alternativa ecológica, se ha convertido en una tecnología económicamente atractiva y competitiva en muchos países. Las aplicaciones de este tipo de energía se muestran a continuación: [1]

- a) Producción de agua caliente sanitaria (ACS): Es una alternativa completamente madura y rentable. Esto es debido a que los niveles de temperaturas que se precisan alcanzar (normalmente entre 40 y 45 °C), coinciden con los más adecuados para el buen funcionamiento de los sistemas solares estándar que se comercializan en el mercado. Además, hacemos referencia a una aplicación que debe satisfacer a lo largo de todo el año, por lo que la inversión en el sistema solar se rentabilizará más rápidamente que en el caso de otros usos solares, como la calefacción, que sólo tienen utilidad durante los meses fríos.
- b) Con los sistemas de energía solar térmica hoy en día podemos cubrir el 100% de la demanda de agua caliente durante el verano y del 50 al 80% del total a lo largo del año; un porcentaje que puede ser superior en zonas con muchas horas de sol al año, como por ejemplo el sur de España.
- c) Sistemas de calefacción: Se cubre parcialmente la demanda de calefacción en una vivienda y se puede llegar a un ahorro energético de un 25%.
- d) Climatización de piscinas: La climatización del agua para piscinas constituye otra aplicación interesante de la energía solar, tanto si se trata de instalaciones cubiertas como a la intemperie. Estas últimas merecen especial atención al existir en gran número y al conseguir resultados más que satisfactorios con sistemas sencillos y baratos.





- e) De hecho, resulta bastante económico lograr una temperatura estable y placentera en piscinas al aire libre. En primer lugar porque, al circular el agua de la piscina directamente por los captadores solares, no es necesario utilizar ningún tipo de intercambiador de calor ni de sistema de acumulación. Y en segundo lugar, porque la temperatura de trabajo suele ser tan baja (en torno a los 30 °C) que permite prescindir de cubiertas, carcasas o cualquier otro tipo de material aislante. De esta manera, se consigue reducir el precio del captador sin excesivo prejuicio en su rendimiento.
- f) Refrigeración en edificios: El aprovechamiento de la energía solar para producir frío es una de las aplicaciones térmicas con mayor futuro, pues las épocas en las que más se necesita enfriar el espacio coinciden con las que se disfruta de mayor radiación solar. Además, esta alternativa a los sistemas de refrigeración convencionales es doblemente atractiva porque permite aprovechar las instalaciones solares durante todo el año, empleándolas en invierno para la calefacción y en verano para la producción de frío.

De las diversas fórmulas de aprovechar el calor solar para acondicionar térmicamente un ambiente, la más viable en términos de coste de la inversión y ahorro de energía es la constituida por el sistema de refrigeración por absorción, utilizada en el 60% de los casos. El funcionamiento de estos equipos se basa en la capacidad de determinadas sustancias para absorber un fluido refrigerante. Como absorbentes se utilizan principalmente el amoniaco o el bromuro de litio, mientras que como líquido refrigerante es el agua el más recomendado.

Los beneficios ambientales y económicos de la energía solar térmica, son numerosos, por lo que se destacan los más importantes: [2]

- No emite gases contaminantes perjudiciales para la salud.
- No emite gases de efecto invernadero que provocan el cambio climático.
- No produce ningún tipo de desperdicio o residuo peligroso de difícil eliminación.
- Su impacto sobre el medio ambiente es mínimo, y de producirse alguno ocurre exclusivamente durante la fase de fabricación de los equipos.
- Este tipo de instalaciones no dejan huella ecológica cuando finaliza el período de explotación.
- Es una energía que no corre peligro de agotarse a medio plazo, puesto que su fuente productora es el Sol.
- No requiere costosos trabajos de extracción, transporte o almacenamiento.
- Desde el mismo momento en que pongamos en marcha nuestra instalación solar, la factura del gas o la electricidad destinada a la producción de agua caliente sanitaria bajará. Esto se traduce en ahorros medios de entre unos 75 a 150 euros al año en una economía familiar, en función del combustible que se sustituya.





Con lo expuesto anteriormente, en los últimos años se está produciendo un aumento notable de instalaciones de energía solar térmica en el mundo; los avances tecnológicos permitieron la fabricación de sistemas de mejor calidad y a menor costo y la sociedad está entendiendo la necesidad de sustituir los combustibles fósiles.[3]

Entre las medidas para intensificar el uso de la energía solar térmica, destaca la ordenanza del código técnico de la edificación, que obliga a instalar un aporte de energía solar para agua caliente en todas las viviendas de nueva construcción, junto a las medidas ya puestas en marcha con anterioridad, darán un impulso definitivo a un mercado con excelentes perspectivas a medio y largo plazo.

Para calentar agua a temperatura media, para calefacción de espacios y para procesos industriales, las aplicaciones más utilizadas son los colectores planos, en los cuales el área de la superficie absorbedora es la misma que el área total del colector; o tubulares, en los que el absorbedor se encuentra dentro de un tubo de vidrio al vacío. Estos últimos pueden incluir, ya sea dentro o fuera del tubo, espejos cilindro-parabólicos para centrar la energía solar en el absorbedor. Temperaturas de 40° a 70°C son alcanzadas fácilmente por los colectores solares planos; el uso de superficies selectivas y reflectores junto a la retención de calor, hace que los colectores de tubos de vacío alcancen temperaturas significativamente más elevadas.

El tipo de colector debe ser seleccionado cuidadosamente de acuerdo a la temperatura del fluido que debe proporcionar, para la aplicación prevista y de acuerdo al clima del lugar en el cuál va a estar emplazado ya que un colector diseñado para aplicaciones en las que se necesitan fluidos a alta temperatura no resulta más eficiente cuando opera a bajas temperaturas.





2 OBJETIVO Y ALCANCE

El objetivo de este estudio es caracterizar dos colectores solares planos, con diferentes geometrías, con el fin de cuantificar como afectan diferentes factores estudiados a su funcionamiento y a su rendimiento, mediante un software de mecánica de fluidos computacional.

Para ello comenzamos el estudio introduciendo desde una perspectiva general la energía solar térmica, hasta ir acercándonos a los colectores solares planos, sus componentes y funcionamiento.

También se trata en este estudio el estado del arte de la energía solar térmica y en concreto de los colectores solares planos, en cuanto a antecedentes industriales y científicos se refiere.

En el estudio, además de los anteriormente mencionados, ejecutamos los siguientes aparatados:

- Construir ambos modelos de colectores, desde la geometría inicial y mallado, hasta la determinación de las características y condiciones con las que queremos simular en el programa de mecánica de fluidos ANSYS FLUENT [®].
- 2. Una vez obtenidos los modelos validados de los dos colectores, con parámetros y configuraciones geométricas diferentes, hemos modificado las condiciones de temperatura y flujo del agua de entrada, la radiación incidente y la capacidad del aislamiento, así como de convección, para llegar a obtener las condiciones de funcionamiento y las curvas de rendimiento de las dos configuraciones estudiadas y así poder realizar la comparativa entre ambas.
- 3. Análisis de los resultados de ambos colectores.
- 4. Conclusiones





3 ESTADO DEL ARTE

3.1 ANTECEDENTES INDUSTRIALES

En España el CTE (Código Técnico de la Edificación) [7] establece que todos los edificios de nueva construcción deben tener una instalación solar térmica que aporte una gran parte de energía necesaria para la producción de ACS (Agua Caliente Sanitaria) así como también para las piscinas cubiertas, es necesario que parte del aporte necesario para calentar el agua deberá ser de origen solar. En las instalaciones solares térmicas de obligado proyecto, debe tenerse en cuenta que el 25% de la superficie de los captadores instalada se utiliza para aplicaciones de tipo industrial y para apoyo de los sistemas de calefacción. En este caso las instalaciones se realizan con el objeto de recuperar la inversión realizada mediante ahorro de combustible o energía eléctrica.

En los últimos años se está viviendo un auge de la energía solar térmica en España y está previsto que este auge se amplíe poco a poco al resto de los países de la Unión Europea, ya que muchos de éstos están preparando normativas similares a nuestro Código Técnico. Los captadores solares planos se vienen empleando desde hace más de 30 años en muchas aplicaciones tanto residenciales como industriales. Los inicios de la energía solar térmica no fueron muy positivos debido a la baja calidad de los captadores empleados y a la reducida vida útil real conseguida. En la actualidad, los fabricantes ofrecen captadores de buena calidad capaces de soportar adecuadamente las duras condiciones exteriores.

Los captadores solares planos compiten con los captadores de vacío principalmente en aplicaciones de alta temperatura. Los captadores de vacío presentan generalmente un factor de pérdidas inferior a 3 w/m20C^oC, que proporcionan un mejor comportamiento a elevadas temperaturas del fluido térmico. Sin embargo, los captadores de vacío son frágiles, suelen tener problemas de estanqueidad que les hacen perder el vacío y en España hay constancia de captadores de este tipo que han fallado debido a las altas temperaturas presentes. Los técnicos del sector prefieren los captadores solares planos por su mayor robustez y resistencia a las inclemencias meteorológicas. El factor de pérdidas de los captadores solares térmicos se ha venido mejorando en los últimos años.

La mayoría de fabricantes ofrecen captadores con factores de pérdidas de 5 a 7 w/m20C°C, pero ya existen captadores solares planos con factores de pérdidas inferiores a 4 .w/m20C°C. La mejora de la eficiencia de los captadores solares planos es por tanto posible y el presente estudio pretende facilitar el conocimiento para estas mejoras sean una realidad. La mejora y optimización del diseño de los conductos es una cuestión de gran importancia para conseguir maximizar a eficiencia de los colectores.





3.2 SITUACIÓN ACTUAL DE LA ENERGÍA

3.2.1 SITUACIÓN ACTUAL EN EL MUNDO

La contribución de la solar térmica al consumo energético mundial sigue siendo muy escasa todavía, pese a que empiezan a percibirse ciertos síntomas de cambio que permiten ser más optimistas de cara al futuro. Al creciente interés de los ciudadanos por este tipo de soluciones hay que sumar las ayudas e incentivos que se han puesto en marcha en muchos países del mundo y la reducción de precios de los captadores solares en algunos mercados especialmente activos como China o Japón. Una situación que pone de manifiesto que estamos ante una tecnología madura que ha experimentado un significativo avance durante los últimos años.

La superficie instalada en el mundo alcanzaba a finales de 2011 los 172.4 GWt (giga vatios térmicos), que corresponden a 246 millones de m², de los que 151GWt corresponden a captadores vidriados planos y tubos de vacío mientras que 19.7 GWt a captadores no vidriados.



Figura 3-1 Potencia total en operación en 2009 (captadores planos y tubos de vacío) [8]

Como puede verse en la figura, China representa el mayor porcentaje, con casi un 58.9% del mercado mundial de captadores planos y tubos de vacío.

Los datos reflejan que en el caso de China, Europa y Asia, las instalaciones de captadores planos y tubos de vacío se destinan fundamentalmente a la preparación de agua caliente sanitaria (ACS) y calefacción, mientras que en Norte América (Estados Unidos y Canadá) y Australia la aplicación dominante es la climatización de piscinas mediante captadores no vidriados.





Según se observa en el gráfico existe una importante presencia de captadores de tubo de vacío en la capacidad total instalada a nivel mundial, y es debido a la preponderancia que este tipo de captador tiene en China, mientras que en EEUU y Australia el captador con mayor implantación es el captador no vidriado y en el resto de países el captador más utilizado es el captador plano. [8]



Figura 3-2 Distribución de capacidad instalada mundial por tipo de colector.[8]

3.2.2 SITUACIÓN ACTUAL EN LA UE

La Unión Europea ha adquirido el compromiso de aumentar la cuota global de energía procedente de fuentes renovables hasta un 20% en 2020 según se indica en la directiva 2009/28/CE. Dado que la demanda de calor representa en torno al 49% de la demanda total de energía, el sector solar térmico representará una gran contribución al cumplimiento de este objetivo.

El uso de captadores solares para producir agua caliente, al igual que ocurre en el resto del mundo, es la aplicación preferida por los europeos, seguidas de la calefacción y de forma muy poco significativa la climatización de piscinas.

El mercado solar térmico creció significativamente durante 2010, con un aumento de 4.75 millones de m² de área de captadores instalados (planos y tubos de vacío), lo que significa un 60% de incremento respecto de 2009. Posteriormente el mercado disminuyo un 10% en 2009 con valores todavía superiores a los 4 millones de m² y un 13% en 2012 debido a una recesión en el mercado de la construcción. Aunque el mercado alemán fue el gran artífice de este crecimiento, doblando sus cifras respecto de 2009, también se produjeron grandes avances en mercados más pequeños.





El mercado solar térmico europeo continúa siendo muy sensible a la situación económica general y a los precios energéticos. La caída del mercado solar en 2009 fue acusada, entre otras razones, por las duras condiciones económicas que golpearon el mercado de equipos.

Por otro lado, la subida de los precios energéticos fue una de las causas principales para el espectacular crecimiento de 2010. Por el contrario, la caída global de la actividad económica ha tenido un efecto muy adverso en las cifras de 2011 y 2012.

3.2.3 SITUACIÓN ACTUAL EN ESPAÑA

El desarrollo de la energía solar en España se ha producido a un ritmo muy desigual a lo largo de las últimas décadas. A finales de la década de los 70 y principios de los 80 se empezaron a dar los primeros pasos en el desarrollo de esta energía.

Durante los primeros años, coincidiendo con la crisis energética que se encontraba en su mayor intensidad entonces, se crearon unas expectativas sobre utilización de la energía solar quizás demasiado sobredimensionadas para las posibilidades reales de aquellos momentos.

Al abrigo de las buenas perspectivas del mercado surgieron un gran número de empresas, tanto de fabricación de captadores solares como de instaladores, que no en todos los casos contaban con las suficientes garantías técnicas de calidad y fiabilidad de los equipos para ofrecer este tipo de servicios. Esto provocó que algunas instalaciones no dieran los resultados previstos y, lo que es peor, la sensación de que la energía solar térmica ofrecía baja durabilidad, mal rendimiento y problemas frecuentes para el usuario.

Así durante el último tramo de este periodo se produjo un estancamiento del mercado y una selección natural tanto de los fabricantes como de los instaladores, que llevó al cese de sus actividades aquellos que no estaban lo suficientemente preparados para dar servicios de calidad de mercado.

Posteriormente, en el periodo que va desde 1985 a 1995, los precios energéticos sufrieron un fuerte descenso y la sensación de crisis energética desapareció. Las entidades relacionadas con las instalaciones solares que continuaban en el mercado se afianzaron y la demanda se estabilizó a un nivel de aproximadamente 10.000 m² por año.

Durante los años 2010 y 2011 España ha pasado de ser el segundo mercado europeo más importante de energía solar térmica, gracias al crecimiento experimentado en estos dos años. En 2010 se instalaron 468.564 m² (245.03 MWt) y el dato provisional de 2012 se cifra en 348.000m² alcanzándose una capacidad total acumulada en operación de 2.367 millones de m², es decir 1.657 MWt.

El descenso de actividad desde 2011 sufrido por el sector de la nueva edificación ha provocado una caída en torno al 25% en la instalación de nueva capacidad en 2011 respecto a 2010. Así mismo, los datos muestran para 2010 una reducción del mercado respecto a 2011, puesto que la nueva edificación ha seguido su senda descendente.





- El mercado de energía solar térmica alcanzó en 2012 una superficie nueva instalada de 468.564 m². Esta superficie instalada se enmarca en un escenario de intensa actividad del sector de la edificación, ya que corresponde a las obras iniciadas en 2007 y 2008. Volver a alcanzar esta cifra puede ser difícil a corto plazo.
- La caída de actividad de la edificación que comenzó en 2007 se trasladara al sector de energía solar térmica a partir de 2009, y probablemente continuará en corto plazo. La posible recuperación de la construcción residencial probablemente no tendrá efectos en el sector solar térmico antes de 2017.
- Esta caída de demanda de sistemas solares térmicos en vivienda de nueva construcción debe ser compensada en el sector de la edificación con una mayor demanda en otras áreas, como en rehabilitaciones de viviendas, para lo que puede ser necesaria la adopción de nuevas medidas de estímulo.

En España la aplicación más extendida es la de agua caliente sanitaria con un 98% del total, y el captador más utilizado es el captador plano con recubrimiento con un porcentaje del 90% sobre el total. [8]

3.3 ARTÍCULOS DE INVESTIGACIÓN

En este apartado se trata de recopilar información acerca del material publicado referente a los colectores solares de placa plana, interés de este estudio. A través de la búsqueda, es posible conocer la magnitud que tiene el tema del estudio en un marco global. Para ello se realiza la búsqueda de artículos, estudios y proyectos relacionados con la temática de nuestro estudio, los cuales se pueden encontrar en bases de datos especializadas.

Utilizaremos la base de datos Scopus. Se trata de una gran base de datos bibliográficos de literatura científica, multidisciplinar e internacional con análisis de citas desde 1996. Contiene 50 millones de referencias de documentos publicados en 21.000 revistas científicas. Cubre todas las ramas de conocimiento, incorporando de forma completa los archivos Medline y Compendex y ofrece enlaces a los textos completos de los documentos. En la búsqueda realizada con las palabras clave: flat solar collector, obtuvimos 3994 resultados.

Scopus			Scopus	SciVal	Logged in via Universidad de Cant	tabria - Logout Help -	
Search	Alerts	Lists				My Scopus	
TITLE-ABS-KEY (flat solar collector) 🤧 Edit 🔛 Save ဳ Set alert 🔝 Set feed							
3,994 documer	nt results View secondary do	cuments 📶 Analyze search results				Sort on:	

Analizando las diferentes publicaciones, pasamos a resumir 4 estudios representativos sacados de la base de datos anteriormente mencionada.





3.3.1 ARTÍCULO 1

<u>Título original</u>: Characterization of solar flat plate collectors [18]. <u>Título traducido</u>: Caracterización de colectores solares planos. <u>Palabras clave</u>: Characterization solar flat platecollector. <u>Referencias</u>: 55 <u>Autores</u>: Cruz-Peragon, F.,Palomar, J.M.,Casanova, P.J.,Dorado, M.P.,Manzano-Agugliaro, F. <u>Fecha:</u> 3 de Abril de 2012

<u>Resumen</u>: Este trabajo se basa en técnicas experimentales de caracterización y en la posterior validación de los modelos asociados. Ambas técnicas pueden adoptarse asumiendo diferentes grados de complejidad. En este trabajo, se presenta una metodología general para validar un modelo. Así se logra caracterizar el colector por medio de variables, como la convección, coeficiente de transferencia, absorción de la placa o la emisividad. La primera parte consiste en la identificación de los parámetros significativos que coinciden del modelo estudiado con los datos experimentales, a través de técnicas de optimización no lineal, aplicadas en condiciones de estado estacionario. En segundo lugar, las nuevas correlaciones que deben adoptarse, en los términos en que sea necesario. Por último, el modelo general debe comprobarse en régimen transitorio. Se ha simulado un colector solar plano, tomado como prototipo, hecho a medida, por medio del método de elementos finitos. Ambos estados, estacionario y transitorio, se han analizado bajo diferentes condiciones de operación. La identificación de parámetros se basa en la optimización del método de Newton. Los resultados avalan el método propuesto como punto de partida para optimizar los modelos aplicados a los colectores solares.

3.3.2 ARTÍCULO 2

<u>Título original</u>: Numerical model and simulation of a solar thermal collector with slurry Phase Change Material (PCM) as the heat transfer fluid. [18].

<u>Título traducido</u>: Modelo numérico y simulación de un colector solar térmico con Material con cambio de fase (PCM) como fluido de transferencia de calor.

<u>Palabras clave</u>: solar flat collector. <u>Referencias</u>: 59 <u>Autores</u>: erale, G.,Goia, F.,Perino, M.

Fecha: 1 de Septiembre de 2016

<u>Resumen</u>: El rendimiento de los colectores convencionales, a base de agua como fluido de transferencia de calor, está limitado por algunas variables, tales como la necesidad de altos niveles radiación o la pérdida de calor debido a la temperatura relativamente alta del fluido de transferencia de calor. Con el fin de eliminar estas limitaciones y para mejorar el rendimiento de los colectores solares térmicos, se puede proponer un tipo diferente de fluido de transferencia de calor, basándose en el aprovechamiento del calor latente de fusión y solidificación de las partículas en suspensión, que cambian su estado de agregación en una escala del micrón, pero mantener el estado líquido del fluido a una escala macroscópica. Los





materiales en fase de suspensión llamados, PCS, son ejemplos de este tipo de este material. Para evaluar la efectividad de tal concepto, basado en un modelo numérico PCS, se ha simulado en este trabajo de un colector solar térmico. Este modelo, se deriva del modelo Hottel-Whillier, pero se han aplicado variaciones, de modo que un cambio de fase del fluido de transferencia de calor puede ser manejado, así como las propiedades termofísicas de un fluido no newtoniano, como los de un PCS.

En el artículo, se recogen las ecuaciones que se han introducido para modificar el análisis numérico de Hottel-Whillier. El objetivo de estas simulaciones fue probar el supuesto y obtener una evaluación preliminar del comportamiento ante este concepto de fluido novedoso. Se adoptaron diferentes condiciones de contorno para evaluar el desempeño de la tecnología basada en PCS y compararla con la de un colector convencional. Los resultados de las simulaciones han demostrado la solidez del modelo y la posibilidad de utilizarlo para el análisis preliminar. También se demostró que la adopción de los PCS como un fluido de transferencia de calor puede conducir a un aumento de la explotación de la energía solar de diferente magnitud según el clima. El mayor beneficio se puede conseguir para los climas fríos. También se discuten las limitaciones del análisis (la velocidad de flujo no es óptima, por ejemplo).

3.3.3 ARTÍCULO 3

<u>Título original</u>: Optimizing flat plate solar collector geometry for a solar water heating system. [18]

<u>Título traducido</u>: La optimización de la geometría de un colector solar de placa plana para un sistema de calentamiento de agua.

Palabras clave: solar flat collector, geometricalorientation; solar energy.

Referencias: 10

<u>Autores</u>: Elhabishi, A., Gryzagoridis, J.

Fecha: 6 de Mayo de 2016

<u>Resumen</u>: Este trabajo presenta los resultados obtenidos al comparar el rendimiento de un sistema de calentamiento solar de agua equipado con paneles de placa plana de superficie numéricamente idéntica pero de diferente configuración geométrica. Los datos se obtuvieron en un laboratorio utilizando un simulador solar que consiste en una serie de lámparas halógenas. La cantidad de calor adquirido de colectores de energía solar depende principalmente de la superficie que está expuesta a la irradiación solar. Sin embargo, se pensaba que la geometría de los colectores (como lados largos verticalmente, horizontalmente largo, cuadrados o iguales) de afectar a la cantidad de calor, útil. El trabajo experimental consistió en probar colectores solares de placa plana de fabricación especial (proporcionado por un fabricante local). Los tres paneles tenían la superficie del colector idéntica pero diferente orientación geométrica y se unieron de forma individual a un sistema de calentamiento solar de agua. La circulación del agua del panel para el géiser era debido al efecto termo-sifón auto-inducido. La intensidad media de radiación solar era de medición en la





superficie del colector y, seis termopares se insertaron dentro del tanque a diferentes niveles para medir la temperatura del agua por hora durante el período de prueba (7 horas por día durante dos días consecutivos). Los resultados obtenidos indicaron que la eficiencia térmica del sistema era mejor cuando se utilizó el colector cuadrado. Un análisis dimensional utilizando el método de Buckingham que se realiza referente a parámetros que afectan a un colector solar de placa plana produjo tres números adimensionales que pueden conducir a una relación exponencial para mejorar el diseño de sistemas de calefacción de agua termosolar.

3.3.4 ARTÍCULO 4

<u>Título original</u>: Experimental study of water heating efficiency between aluminium and copper absorber plate in solar flat plate collector.

<u>Título traducido</u>: Estudio experimental de la eficiencia en calentamiento de agua entre una placa de absorción de aluminio o de cobre en el colector solar de placa plana.

Palabras clave: solar flat collector, geometricalorientation; solar energy.

<u>Referencias</u>: 7 Autores: Sup, B.A., Ali, T.Z.S., Zainudin, M.F., Bakar, R.A.

Fecha: 30 de Octubre de 2014

Resumen: El material para la placa de absorción en el FPC debe tener una buena conductividad térmica para asegurar un alto valor para la eliminación de calor pero capaz de almacenar el calor durante el período de la radiación solar mínima. En este estudio se analiza de manera experimental el calentamiento de agua utilizando el cobre y el aluminio como placa de absorción. Las placas fueron expuestas bajo intensa radiación solar más de 800w / m2. El análisis se realiza sobre la relación entre el la diferencia de temperatura del agua y el material. Los resultados representan la eficacia del calentamiento del agua, usando cada uno de los dos materiales anteriormente expuestos. El Aluminio tuvo la ganancia de calor de 1100.69W. El cobre tuvo la ganancia de calor de 1025.36W. La eficiencia de calentamiento de agua calculada para aluminio es 0,97 mientras que el cobre es 0,93. Finalmente, el artículo justifica que el aluminio es mejor opción que el cobre. Como observamos en la siguiente imagen, obtenida de la base de datos de Scopus, la energía solar interesa desde el año 1958, la investigación en este terreno fue creciendo en los años 70 y 80, tuvo su pico alrededor del año 2012 cuando las energías renovables recibían apoyo por parte del gobierno, pero es en estos últimos años, en los que su investigación está menguando, debido principalmente a la retirada de las ayudas anteriormente citadas.







Figura 3-3 Número de documentos al año [18]

En la siguiente imagen, podemos ver un resumen del estado del arte por países, y podemos comprobar que España se encuentra a la cabecera de publicaciones en materia de energía solar.



Figura 3-4 Estado del arte por países. [18]





4 MODELO FÍSICO

4.1 ENERGÍA SOLAR

La energía solar se define por su estructura y características térmicas. Primero se definirán en el exterior de la atmósfera y seguidamente en el interior, se observará que al atravesarla, la radiación queda muy atenuada y resulta de interés únicamente aquella cuya longitud de onda se encuentre entre 0,3 μ m y 3,0 μ m, es decir, la zona visible del espectro y parte de la infrarroja. [11]

4.1.1 La constante solar

La masa solar que se irradia al espacio cada segundo es de 5,6×1035 GeV, en forma de partículas de alta energía y radiación electromagnética; en el exterior de la atmósfera se recibe un total de 1,73×1014 kW, es decir, 1,353 kW/m². Este valor se denomina constante solar, aunque fluctúa con la distancia entre la Tierra y el Sol en un ±3% a lo largo del año. De lo anterior, únicamente el 47% de la energía solar incidente llega a la superficie terrestre; además solo el 31% lo hará de forma directa, el 16% restante habrá encontrado obstáculos como polvo, vapor de agua o moléculas de aire, con lo que llegará de forma difusa.

4.1.2 Distribución espectral de la radiación

Se puede considerar el Sol como un gran reactor de fusión nuclear, formado por diferentes gases retenidos en él por fuerzas gravitatorias. La energía emitida en forma de radiación electromagnética ha de ser transferida hasta las capas externas, y de ahí al espacio exterior; en el proceso de transferencia aparecen fenómenos de convección y radiación, al igual que numerosas capas de gases, dando lugar a un espectro de emisión continuo. La energía utilizada en los procesos térmicos es de una longitud de onda determinada, con lo que se puede simplificar la estructura que compone el Sol, modelizándolo como un cuerpo negro a una temperatura de 5762 K, ya que la distribución de energía para las longitudes de onda aprovechables en los procesos de interés del modelo coincide con la real.



Figura 4-1 Comparación del espectro de radiación extraterrestre con la de un cuerpo negro a 5800 K [10]





La constante solar, la intensidad de radiación en el límite exterior de la atmósfera, cuyo valor es prácticamente constante, se define como la energía solar por unidad de tiempo sobre una superficie perpendicular a la radiación de área unidad. En las últimas décadas, al disponer de satélites en el exterior de la atmósfera, ha sipo posible determinar la influencia de esta al paso de la radiación por ella, y se ha fijado un valor standard de la misma propuesto por Thekaekara y Drummond en 1979:

$I_0 = 1353 \text{ W/m}^2$

Es importante conocer la distribución espectral de la radiación solar, ya que su interacción con los diferentes elementos de la atmósfera será función de su longitud de onda. En la figura se observa dicho espectro de radiación extraterrestre, es decir, aquella que llegaría a la Tierra en ausencia de atmosfera. La distribución espectral de la radiación extraterrestre que se toma como standard, se basa en medidas realizadas a gran altitud en el espacio exterior; los valores se presentan en una tabla a continuación; se proporcionan los valores para cada anchura de banda, representada por su valor medio λ . E λ es el promedio de radiación solar comprendido en la anchura correspondiente; $\Delta\lambda$ representa el porcentaje de la constante solar que se asocia a longitudes de onda menores que λ . A partir de estos valores se puede hallar el valor de la constante de la radiación solar extraterrestre y la magnitud de dicha radiación para cada ancho de banda. Obteniendo los valores de $\Delta\lambda$ correspondientes a las longitudes de onda de 0,38 µm y 0,78 µm, límites de la zona visible, a partir de los cuales se halla el valor de la energía de banda.

λ	Eλ	Δλ	λ	Eλ	Δλ	λ	Eλ	$\Delta\lambda$
0,115	0,007	0,0001	0,43	1639	12,47	0,9	891	63,37
0,14	0,03	0,0005	0,44	1810	13,73	1	748	69,49
0.16	0,23	0,0006	0,45	2006	15,14	1,2	485	78,4
0,18	1,25	0,0016	0,46	2066	16,65	1,4	337	84,33
0,2	10,7	0,0081	0,47	2033	18,17	1,6	245	88,61
0,22	57,5	0,05	0,48	2074	19,68	1,8	159	91,59
0,23	66,7	0,1	0,49	1950	21,15	2	103	93,49
0,24	68	0,14	0,5	1942	22,6	2,2	79	94,83
0,25	70,9	0,19	0,51	1882	24,01	2,4	62	95,86
0,26	130	0,27	0,52	1833	25,38	2,6	48	96,67
0,27	232	0,41	0,53	1842	26,74	2,8	39	97,31
0,28	222	0,56	0,54	1783	28,08	3	31	97,83
0,29	482	0,81	0,55	1725	29,38	3,2	22,6	98,22
0,3	514	1,21	0,56	1695	30,65	3,4	16,6	98,5
0,31	689	1,66	0,57	1712	31,91	3,6	13,5	98,72
0,32	830	2,22	0,58	1715	33,18	3,8	11,1	98,91
0,33	1059	2,93	0,59	1700	34,44	4	9,5	99,06
0,34	1074	3,72	0,6	1666	35,68	4,5	5,9	99,34
0,35	1093	4,52	0,62	1602	38,1	5	3,8	99,51
0,36	1068	5,32	0,64	1544	40,42	6	1,8	99,72
0,37	1181	6,15	0,66	1486	42,66	7	1	99,82
0,38	1120	7	0,68	1427	44,81	8	0,59	99,88
0,39	1098	7,82	0,7	1369	46,88	10	0,24	99,94
0,4	1429	8,73	0,72	1314	48,86	15	0,048	99,98
0,41	1751	9,92	0,75	1235	51,69	20	0,015	99,99
0,42	1747	11,22	0,8	1109	56,02	50	0,00039	100

 $E\lambda$ es el promedio de radiación solar, centrada en la longitud de onda λ en W/cm²m $\Delta\lambda$ es el porcentaje de la constante solar asociada con longitudes de onda inferiores a λ .

Figura 4-2 Radiación solar extraterrestre. Cte solar I_{o (ext)} = 1.353 kW/m² [10]





4.1.3 Radiación solar en la superficie de la tierra

La radiación procedente del Sol ha de atravesar 9 km de capa atmosférica para llegar a la superficie terrestre. Esta radiación se ve difundida, absorbida o incluso reflejada por las moléculas en suspensión dentro de la atmósfera, por lo que cuanto mayor sea el número de partículas, mayor será la cantidad de radiación que encuentra obstáculo. Sin embargo existe cierta cantidad de radiación alcanza la superficie terrestre sin haber sufrido ningún cambio de dirección, se conoce como radiación directa. La radiación difusa es aquella radiación solar que se recibe en la Tierra después de que la reflexión y difusión de la capa atmosférica hayan cambiado su dirección. El camino recorrido por la radiación depende de la altura cenital del Sol, por ello se introduce el concepto de masa de aire atravesada por la radiación (m), definida como la distancia recorrida por la radiación a través de la atmósfera, tomando como valor unidad el paso vertical a nivel del mar cuando el Sol se encuentra en su cenit, su valor viene dado por la expresión:

 $m = sec(\alpha)$



Figura 4-3 Masa aire atmosférico [10]

Teniendo en cuenta que la presión media a nivel del mar son 760 mm de mercurio y siendo p la presión atmosférica del lugar de estudio, el valor de la masa de aire atmosférico en dicho lugar es:

$$m = \overline{OA} = \frac{p}{760}$$

Si la radiación recorre un camino genérico como \overline{OM} que forma un ángulo con la vertical, el valor de la masa de aire viene dado por:

$$m=\overline{OM} = \frac{p}{760\sin(\varphi)}$$





4.1.4 Radiación solar directa

La radiación que resulta útil en este tipo de central es la directa, aquella que llega a la superficie terrestre sin haber sufrido ningún cambio de dirección. Existen relaciones empíricas que permitirían calcular la energía de este tipo recibida por unidad de superficie y tiempo, así como de los porcentajes posibles de horas de Sol en función de la nubosidad. Sin embargo, debido a la dificultad que presenta definir un día claro, se supondrá en todo momento que los resultados obtenidos y datos utilizados son para días despejados con Sol brillante.

Mediante la ecuación de Benford y Bock presentada a continuación, es posible determinar las relaciones trigonométricas que existen entre un plano orientado de una forma cualquiera y la dirección de la radiación solar directa en ese momento: [11]

 $\begin{aligned} \cos (\Phi_s) = \sin(\delta) \times \sin(\Psi) \times \cos(\Psi) - \sin(\delta) \times \cos(\lambda) \times \sin(\Psi) \times \cos(\beta) + \cos(\delta) \times \cos(\lambda) \times \cos(\Psi) \times \\ \cos(\tau) + \cos(\delta) \times \sin(\Psi) \times \cos(\beta) \times \cos(\tau) + \cos(\delta) \times \sin(\Psi) \times \sin(\beta) \times \sin(\tau) \end{aligned}$

Los parámetros representados en esta fórmula son los siguientes:

δ: Declinación. Posición angular del Sol al mediodía solar respecto al plano del ecuador.

λ: Latitud. Se considerará positiva para el hemisferio norte

Ψ: Ángulo que forma el plano del terreno con la horizontal del lugar.

β: Ángulo acimutal. Medido respecto a la dirección N-S. Hacia el Este se considera negativo y hacia el Oeste positivo.

τ: Ángulo horario. Se considera negativo antes del mediodía solar y positivo después.

 Φ_s : Ángulo cenital solar. Se define a partir de la dirección de la componente directa de la radiación solar y por la vertical de lugar.

En caso de que el plano del terreno sea horizontal, $\Psi = 0$, con lo que la expresión se puede simplificar, quedando de la siguiente forma:

 $\cos(\Phi_s) = \sin(\delta) + \sin(\lambda) + \cos(\delta) \times \cos(\lambda) \times \cos(\tau)$

Tal que el ángulo de la componente directa del Sol respecto a la vertical (Φ_s) queda definido por la latitud del lugar, la declinación media del día y el ángulo hp horario.





Figura 4-4 Radiación solar [10]

Suponiendo que el punto *P* indica la posición del campo de heliostatos sobre el terreno, el arco definido por \overline{DE} centro *M* coincide con la latitud. El cenit del lugar se mide a partir de la vertical en *P*. En el momento en el que el Sol se encuentra en la posición S, la componente directa de la radiación solar tendrá la dirección SM. El ángulo cenital Φ_s , coincide con el ángulo que forman la vertical de lugar y el vector \vec{s} , que indica la posición del Sol. La declinación δ , es el arco \overline{VD} con centro en *M*. Por último, el ángulo horario τ , se puede medir sobre el Ecuador por el arco \overline{CD} , se define como el ángulo que ha de girar la Tierra para situar el meridiano que pasa por *P*, directamente bajo el Sol.

Utilizando la ecuación simplificada de Benford y Bock se puede calcular el ángulo de salida del Sol, sustituyendo el ángulo cenital por el valor que tendrá en ese momento, ($\Phi_s = \pi/2$) de lo que se obtiene:

$$\cos(\tau_{\rm s}) = \frac{-\sin\lambda \times \sin\delta}{\cos\lambda \times \cos\delta} = -\tan(\delta) \times \tan(\lambda)$$

En cuanto a la declinación, se calcula con una formula aproximada, tomando un valor constante, el del mediodía, para todo el día. En esta expresión, el valor Z es el día del año contado desde el 1 de Enero.

$$sin(\delta) = sin (23.45) \times cos ((Z-172) \times \frac{360}{365})$$

4.1.5 Atenuación de la radiación directa

La radiación directa recibida del Sol sobre la superficie de la Tierra depende de los siguientes factores: [9]

Distancia entre el Sol y la Tierra

El movimiento que realiza la Tierra alrededor del Sol sigue una órbita elíptica de escasa excentricidad, tal que la distancia entre ambos astros varía aproximadamente en un $\pm 3\%$.





Variación de la difusión debida a las moléculas en suspensión

Las moléculas de aire son muy pequeñas comparadas con la longitud de onda de la radiación. La difusión que producen puede estudiarse mediante la teoría de Rayleigh, según la cual el coeficiente de difusión varía aproximadamente según λ -4, siendo λ la longitud de onda de la radiación. Esto se puede verificar experimentalmente y a partir de los datos obtenidos se ha propuesto como factor de transmisión monocromática asociado a la difusión atmosférica el dado por la siguiente expresión:

 F_{λ} (moléculas aire) = 10^{-0.00389\lambda-4}

Donde el valor de λ se expresa en micras, la masa de aire es igual a la unidad y la presión atmosférica es de 760 mm de mercurio.

Por otro lado se encuentran las partículas de polvo, con unas dimensiones mucho mayores que las anteriores, y cuya concentración y tamaño varía con la altura, el lugar y el momento, con lo cual su difusión es más difícil de determinar. Se modelizará con un factor de transmisión desarrollado por Moon dado por la siguiente expresión:

$$F_{\lambda \text{ (polvo)}} = 10^{-0.00353\lambda - 0.75}$$

Donde el término medio de concentración de partículas de polvo es de 800 por cm³ a nivel del suelo, y de nuevo la masa de aire toma el valor unidad.

Por último se tienen en cuenta las partículas de vapor de agua, con el Sol en su cenit y una presión de saturación de 26 mbar (presión parcial promedio de vapor de agua en la atmósfera) la difusión asociada a ellas se puede escribir mediante la expresión:

$$F_{\lambda \, (vapor \, de \, agua)}$$
 =10 $^{-0.0075\lambda-2}$

Por lo tanto, el efecto total de la difusión sobre la radiación se expresa de forma aproximada de la siguiente forma:

$$F_{\text{total}} = F_{\lambda} (\text{moléculas de aire}) \frac{p}{760} + F_{\lambda} (\text{polvo}) \frac{d}{800} + F_{\lambda} (\text{vapo de agua}) \frac{w}{20}$$

Donde:

*F*_{total}, representa el valor de la transmitancia atmosférica monocromática para la radiación directa.

p, es la presión total de la atmósfera en mm de mercurio.

d, representa el valor de la concentración de partículas de polvo a nivel del suelo (partículas/cm3).

w, es la cantidad de agua precipitable en la atmósfera, por encima del lugar de observación, medido en mm de mercurio.

m, como ya se mencionó anteriormente es la masa de aire.





Absorción atmosférica por el O₃, H₂O y CO₂

El fenómeno de absorción de radiación solar a su paso por la atmósfera se debe principalmente al ozono en el ultravioleta y al vapor de agua en algunas capas del infrarrojo; debido a estos elementos, partir de 2,3 μ m la transmisión a través de la atmósfera es muy baja.

Las transmitancias por absorción han de combinarse de la misma forma que en el caso de la difusión, tal que la transmitancia monocromática resultante para la radiación directa se escribe como:

F= F_{Difusion} + F_{Absorción}= F_{Difusión}+ F_{Abs Ozono}+ F_{Abs Agua}

Cabe destacar que al menos uno de los dos factores de absorción toma el valor unidad, ya que las bandas de absorción no se solapan entre sí. [9]

4.1.6 Aparatos de medida

Los instrumentos de medida de la radiación solar pueden dividirse en tres categorías según la medida que realicen.[9]

<u>Heliógrafos</u>

Los heliógrafos se utilizan para medir la duración de la luz solar, determinan los periodos del día durante los cuales la intensidad de radiación directa sobrepasa un mínimo (120 W/m2). El intervalo de tiempo que transcurre entre la salida y la puesta de Sol es el máximo tiempo de radiación solar diaria posible, para un día concreto del año en un lugar determinado. En la figura se muestra el heliógrafo de Denis-Jordan, está formado por una fibra óptica acodada 90°, accionada por un motor de corriente continua y girando a una vuelta por cada 1/100 de hora; el extremo de la fibra recibe la radiación solar a través de un diafragma, en el otro extremo se sitúa una célula fotoeléctrica que produce una señal cuya magnitud es proporcional a la intensidad de la radiación recibida.



Figura 4-5 Heliógrafo de Denis-Jordan[10]





Pirheliómetros

Estos instrumentos miden la radiación solar directa, constan de una abertura colimada y una cara de recepción que ha de permanecer en todo momento normal a los rayos solares con lo que consta de un dispositivo automático de seguimiento del Sol. El aparato recibe energía únicamente del disco solar y de un estrecho anillo de cielo contiguo, a través de un tubo largo. El error que provoca una abertura excesiva, aumenta proporcionalmente a la cantidad de radiación admitida. El ángulo de abertura es de 5,7°. Un pirheliómetro típico de disco de plata, permite deducir la intensidad de radiación directa a partir de lecturas termométricas sucesivas, abriendo y cerrando la entrada del aparato. En este proceso han de seguirse unas normas muy estrictas en cuanto al tiempo de exposición, que ha de ser muy preciso.



Figura 4-6 Pirheliómetro de disco de plata de Abbot[10]

Piranómetros

Este tipo de aparatos sirve para medir la radiación global, directa y difusa recibida en todas direcciones; por esta razón el instrumento descansa sobre una base horizontal. El ancho de la banda de frecuencias medido por el piranómetro abarca desde 0,3 µm hasta 3 µm; en caso de estar protegido de la radiación directa por un anillo protector desvanecedor, medirá solo la radiación difusa. Su funcionamiento se basa en detectar la diferencia de temperaturas, entre una superficie blanca y otra negra mediante termopilas o células fotoeléctricas, estas han de estar protegidas del viento y compensadas para los cambios de temperatura ambientales que se puedan producir con una doble semiesfera de vidrio para eliminar los fenómenos de convección.







Figura 4-7Piranómetro de Kipp[10]

4.1.7 Datos de radiación solar directa

Los datos sobre radiación del lugar donde se desea construir la central son la fuente más fiable de información. En caso de no disponer de ellos, se pueden utilizar algunas relaciones empíricas para calcular la radiación a partir de las horas de Sol o porcentajes posibles de horas de Sol o nubosidad. Existe una tercera opción, realizar el cálculo para una localidad determinada mediante datos de localidades de similar latitud, clima y topografía. En principio es posible determinar la radiación directa a partir de las tablas adecuadas, que cubren un amplio intervalo de latitudes, en el caso del territorio español, se centran normalmente en las capitales de provincia. Además las consejerías correspondientes de comunidades autónomas como Andalucía, interesadas en albergar centrales termosolares, ponen a disposición del público los datos climatológicos necesarios.

4.2 PRINCIPIOS BÁSICOS DE TERMODINÁMICA

4.2.1 Calor y Temperatura

El <u>calor</u> es la transferencia de energía de un cuerpo de mayor temperatura a otro de menor temperatura. La cantidad de calor es una manifestación de la energía interna de un cuerpo.

A escala microscópica las moléculas que constituyen la materia tienen una energía cinética proveniente del movimiento aleatorio de las moléculas y una energía potencial proveniente de la fuerza de atracción de las moléculas entre sí. De allí que la energía interna de un cuerpo es la suma de estas dos energías. Por ejemplo, en un gas la energía interna es mayormente energía cinética, mientras que en un líquido o sólido es mayormente energía potencial.

<u>La temperatura</u> es entonces una medida directa de la energía cinética de un cuerpo. Al calentar un cuerpo se provoca un incremento de la energía cinética interna lo que se evidencia por un aumento de su temperatura. Si la temperatura de dos cuerpos es la misma, su energía cinética es igual, pero no significa que su energía interna sea igual.





4.2.2 Calor Específico

La cantidad de calor por una unidad de masa necesaria para elevar en un grado centígrado la temperatura de un cuerpo se conoce como calor específico. El calor específico del agua es de 4.186 J/kg °C, mientras que la del cobre es de 386 J/kg °C

La energía potencial interna del agua es mucho mayor que la del cobre. Se necesita más energía para calentar un gramo de agua que uno de cobre, mientras que la energía cinética es la misma pues el cambio de temperatura es igual.

El incremento de calor se representa por la fórmula:

$$Q = m \times C_p \times \Delta T$$

Donde:

Q = Incremento de calor (o energía) en Joules [J]

 C_p = Calor específico del cuerpo en [J/kg°C]

m = masa del cuerpo en kilogramos [kg]

 ΔT = Diferencia de temperatura = T_{final} - T_{inicial} en [°C]

4.2.3 Primera Ley de la Termodinámica

Hay dos maneras de transformar la energía interna de un cuerpo; a) mediante el incremento del trabajo introducido en ese cuerpo; y, b) mediante el incremento de temperatura. Esto se resume en la primera ley de la termodinámica que es la ley de conservación de energía aplicada a un proceso de calor y se expresa por la ecuación:

$$\Delta U = Q - W$$

Donde:

 ΔU = Cambio de la energía interna en Joules

Q = Calor añadido al sistema en Joules

W = Trabajo efectuado por el sistema en Joules

Recordemos que Trabajo (W) = Fuerza (F) x Distancia (d) y que Presión (P)= Fuerza (F)/ Área (A), entonces podemos escribir:

 $W = F.d = (F/A) A d = P \Delta V$, es decir que el Trabajo = Presión por cambio de Volumen. Este es un concepto básico en un motor de combustión interna y en los ciclos termodinámicos.

4.2.4 Segunda Ley de la Termodinámica

En realidad, un proceso energético tiene pérdidas y no toda la energía de entrada se transforma en trabajo. La segunda ley de la termodinámica establece un límite a la eficiencia de un proceso de calor y fija la dirección en que se puede dar la transferencia de calor. Si tomamos el caso de una *máquina de calor* que produce trabajo cuando se calienta (por





ejemplo, un motor de combustión o un colector solar), la segunda ley dice que es imposible extraer una cantidad de calor QH de un reservorio de calor y usarlo totalmente para producir trabajo, ya que una parte del calor QC va a un reservorio frío. Algo similar ocurre con la *bomba de calor* (por ejemplo, una refrigeradora o un aire acondicionado), donde para llevar una cantidad de calor de un cuerpo frío a uno más caliente debemos introducir un trabajo en el sistema.

La máxima eficiencia que podemos obtener de una máquina de calor viene dada por la **eficiencia de Carnot**, que dice:

$$\eta_C = \frac{W}{Q_H} = \frac{Q_H - Q_C}{Q_H}$$

Donde:

η_c = Eficiencia de Carnot

W = Trabajo

 Q_{H} = Calor ingresado al sistema

 Q_{C} = Calor perdido por el sistema

Si la masa de un cuerpo no varía en el proceso, la cantidad de calor Q es directamente proporcional a la temperatura, por lo que podemos expresar la ecuación anterior de eficiencia de Carnot en función de la temperatura como:

$$\eta C = \frac{W}{T_H} = \frac{T_H - T_C}{T_H}$$

Donde:

 T_H = Temperatura inicial (reservorio de calor) en (K)

T_c = Temperatura final (reservorio de frío) en (K)

En un proceso termodinámico irreversible de un gas ideal la eficiencia de Carnot es del 57%.

4.2.5 Tercera Ley de la Termodinámica

Más adecuadamente Postulado de Nernst afirma que no se puede alcanzar el <u>cero absoluto</u> en un número finito de procesos. Sucintamente, puede definirse como:

- "Al llegar al cero absoluto, 0 K, cualquier proceso de un <u>sistema físico</u> se detiene."
- "La entropía de cualquier sustancia pura en equilibrio termodinámico tiende a cero a medida que la temperatura tiende a cero".
- "La primera y la segunda ley de la termodinámica se pueden aplicar hasta el límite del cero absoluto, siempre y cuando en este límite las variaciones de entropía sean nulas para todo proceso reversible".





4.3 MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

En el receptor donde se concentran los rayos solares reflejados por los heliostatos tienen lugar numerosos procesos de transferencia de calor, tanto entre los elementos que lo forman como con los fluidos que están en contacto con ellos. El receptor está formado por sólidos opacos, con lo que el calor se transmitirá entre ellos por conducción, mientras que cuando dicha transferencia se produzca entre un sólido y un fluido en contacto con él, ocurrirá mediante convección. Además, al estar trabajando a temperaturas altas, no se puede despreciar el calor transmitido por radiación. A continuación se explicaran los mecanismos de transmisión de calor mencionados.[14]

4.3.1 Conducción

La conducción es un mecanismo de transmisión de calor entre sólidos opacos en contacto entre los que existe un gradiente de temperatura. El calor se transmite siempre de la región a mayor temperatura a la de menor temperatura, su valor es proporcional al gradiente y a la superficie de contacto, además también depende del tipo de material según su conductividad térmica:

$$Q_k = -k_{material} \times A_{contacto} \times \frac{dT}{dx}$$

El signo negativo en la expresión es necesario para que el flujo de calor tenga sentido contrario al gradiente de temperatura. Este proceso puede compararse con la conducción eléctrica, permitiendo analizar situaciones más complejas con conceptos desarrollados en la teoría de circuitos eléctricos. La temperatura de cada punto del problema sería la magnitud análoga al potencial eléctrico y el flujo de calor a la intensidad, tal que la expresión se puede escribir en forma semejante a la ley de Ohm:

$$Q_{k} = \frac{\Delta T}{R_{k}} = \frac{T_{1} - T_{2}}{\frac{L}{k_{material} \times A_{contacto}}}$$

Resistencia de contacto

La resistencia que se ha tenido en cuenta hasta ahora es la que encuentra el flujo de calor entre dos regiones de un mismo sólido o entre dos sólidos perfectamente acoplados, sin embargo, si las dos superficies a distintas temperaturas no ajustan perfectamente se puede introducir entre ellas una fina capa de fluido con lo que aparece lo que se representa como resistencia de contacto. Esta resistencia al paso del calor depende de varios factores, la rugosidad de las superficies, la presión que las mantiene en contacto, la naturaleza del fluido que se encuentra entre ambas y las temperaturas de los medios sólidos y fluidos. En la interfase, el mecanismo por el que se transmite el calor y su determinación son complejos, la conducción de calor ocurre a través de los puntos de contacto entre los sólidos, la radiación entre las superficies y la convección a través del fluido. El calor puede expresarse de la siguiente forma:





$$\mathbf{Q} = \mathbf{h}_{ci} \times \mathbf{A} \times \Delta T = \frac{\Delta T_i}{\frac{1}{h_{Ci} \times A}} = \frac{\Delta T_i}{R_i}$$

Siendo h_{ci} una conductancia interfacial, A el área de contacto y ΔT_i la diferencia de temperatura entre las superficies sólidas.

En los sólidos mecánicamente unidos, no se suele considerar la resistencia de la interfase a pesar de que siempre esté presente. Sin embargo es necesario conocer la existencia de dicha resistencia y la diferencia de temperaturas que resulta de ella, ya que en casos de presiones de contacto bajas y superficies rugosas puede llegar a ser dominante. El problema es que no existe ninguna teoría o base empírica que la describa exactamente para situaciones de interés industrial. El cálculo de la transmisión de calor entre pareces compuestas se complica debido a que las conductividades térmicas pueden ser función de la temperatura. En resumen, hay varias opciones para considerar las resistencias de contacto; pueden englobarse en los coeficientes de convección, o también es posible considerar la caída de temperatura, utilizando una conductividad térmica equivalente del medio que separa las superficies.

La resistencia de contacto tendrá mayor o menor importancia, dependiendo del contexto en el que se esté trabajando, por ejemplo, si se trata de aislamientos, ayuda a evitar las pérdidas de calor no deseadas; sin embargo, si el objetivo es extraer calor de un sistema con flujos térmicos elevados, la resistencia de contacto debe ser baja, evitando con ello un gradiente de temperaturas pronunciado.

Es posible establecer casos límite para el valor de la resistencia de interfase en función del número de puntos de contacto; si son muchos será una resistencia baja y si son pocos la resistencia será muy elevada. Esto dependerá en parte de la rugosidad de los materiales en contacto. En la siguiente figura se muestra el perfil del un material en el que el grado de rugosidad viene dado por los valores de ε :



Figura 4-8 Rugosidad en superficies [9]

Siendo:

$$R_{a} = \frac{\varepsilon_{1}^{2} + \varepsilon_{2}^{2} + \dots + \varepsilon_{n}^{2}}{n}$$
$$R_{a} = \sqrt{\frac{\varepsilon_{1}^{2} + \varepsilon_{2}^{2} + \dots + \varepsilon_{n}^{2}}{n}}$$





El contacto entre superficies será tanto mejor cuanto menor sea el valor de x , ya que menor será la rugosidad de la superficie. Para materiales duros la unión es menor que para materiales blandos aunque la presión, la temperatura y el tiempo favorecen el contacto en ambos casos.

La resistencia térmica de contacto también varía con el estado de la superficie, tal que si se producen cambios debido al medio o a las condiciones de operación, puede variar la transferencia de calor; para volver a las condiciones de partida será necesario detener el sistema y hacer una limpieza, eliminando la capa de suciedad. Sin embargo también se pueden utilizar sistemas auxiliares de purificación para evitar que el espesor aumente de forma excesiva sin necesidad de detener la instalación. Otras alteraciones que pueden producirse en la superficie son pequeñas grietas o desprendimiento de capas, en todo caso, cualquiera de estos cambios afecta a las condiciones del sistema.

Conductividad térmica

La conductividad térmica, normalmente llamada con la letra t, es la propiedad de los materiales que define la facilidad con la que los atraviesa un flujo de calor, excepto en los gases a bajas temperaturas, es imposible predecir su valor analíticamente, con lo que la información de la que se dispone se basa en medidas experimentales. Además en general es una propiedad que varía con la temperatura, aunque en la mayor parte de los casos se puede tomar un valor medio constante y conseguir resultados satisfactorios. En la tabla que se muestra a continuación se presentan algunos valores típicos de conductividad térmica a una temperatura determinada para dar una idea del orden de magnitud que se maneja:

MATERIAL	K(w/M×K) a 300 K
Cobre	386
Aluminio	204
Vidrio	0.75
Plástico	0.2-0.3
Agua	0.6
Aceite de motores	0.15
Freón (Líquido)	0.07
Aire	0.026

Tabla 4-1 Conductividad de los materiales [9]

Los materiales se pueden clasificar en conductores o aislantes térmicos, en función de su valor de conductividad. En los materiales conductores, la transmisión de calor por conducción se asocia al movimiento de los electrones libres y las vibraciones de la estructura reticular, por lo que en general también serán buenos conductores de la electricidad (cobre, plata, aluminio...). En el caso de los materiales aislantes se suele encontrar una estructura porosa con un gas atrapado en ella, serán también buenos aislantes eléctricos. En este tipo de materiales la transferencia de calor se puede producir por diferentes mecanismos, conducción por la estructura porosa o fibrosa, conducción y convección entre el fluido atrapado y la estructura, y por último radiación entre porciones de la estructura porosa, lo que tomará mayor importancia en caso de altas temperaturas o recintos vacíos.







En caso de que sea necesario tener en cuenta la variación de t con la temperatura, se puede plantear la siguiente expresión, siendo β una constante y k_o el valor de la conductividad de referencia:

$$k = k (T) = k_o (1 + \beta \times T)$$

En ese caso la integral de Fourier proporciona:

$$Q_{k} = -\int_{T_{1}}^{T_{2}} A \times k_{o} (1 + \beta T) dT = \frac{k_{o} \times A}{L} [T_{1} - T_{2} + \frac{\beta}{2} (T_{1}^{2} - T_{2}^{2})]$$
$$Q_{k} = \frac{K_{m} \times A}{L} (T_{1} - T_{2})$$

Siendo k_m el valor de la conductividad a la temperatura media. En la siguiente gráfica se puede observar como varía la conductividad con la temperatura para algunos materiales.



Figura 4-9 Conductividad térmica de metales y aleaciones[9]

A continuación se analiza la conducción para materiales en los tres estados de la materia. En el caso de los sólidos se van a considerar las aleaciones metálicas, ya que son las que se van a utilizar, normalmente la conductividad de una aleación se puede determinar con la siguiente expresión:

$$k = \frac{ko}{1+\xi_1+\xi_2+\dots+\xi_n}$$

Siendo los valores de ξ los factores de corrección de dicha conductividad, propios de cada metal presente en la aleación y ko la conductividad del metal base. Las dos siguientes gráficas representan la conductividad térmica del hierro puro, y los factores característicos de los metales adicionales que se utilizan en la composición del acero aleado.


Figura 4-11 Factores de corrección de la conductividad térmica de los aceros aleados[9]

La conductividad en las sustancias líquidas decrece a medida que la temperatura aumenta, con la excepción del agua, sin embargo, el cambio es tan pequeño que para ciertos intervalos de temperatura puede considerarse constante, además en los líquidos al ser prácticamente incompresibles, la conductividad no es función de la presión.



Figura 4-12 Conductividad térmica líquidos, gases y vapores.[9]

La expresión que se utiliza para determinar la difusividad térmica en los líquidos es:

$$\alpha = \frac{k}{p \times C_p} = \frac{5}{4} \sqrt[3]{\frac{p}{M}}$$



No.

Estudio de caracterización de colectores solares planos mediante software de mecánica de fluidos computacional.

Donde M es la masa molecular, p la densidad del líquido y C_p el calor específico. Por otro lado, para definir la variación de k con la temperatura, Riedel propone la expresión:

$$k = k_k \times [1 - 6.7 \times (1 - T_r)^{2/3}]$$

Siendo *k* la conductividad térmica a la temperatura $T=T_rT_k$ en k, k_k la conductividad a la temperatura crítica T_k en K y T_r la temperatura reducida igual a $\frac{T}{T_k}$. En caso de que el valor de k_k Se desconozca, se puede emplear la expresión anterior para determinar la conductividad a una temperatura para la que no existen resultados de medida, tal que el valor de k_k se calcula en unas condiciones paran las que T_k sea conocida. Si T_k también es desconocida se puede determinar junto con el valor de k_k realizando dos medidas de *k* a temperaturas suficientemente separadas entre sí. Hay que tener en cuenta que la ecuación puede utilizarse para temperaturas reducidas del orden de 0,9 aproximadamente. Además la conductividad de los líquidos varía con la temperatura, al acercarse al punto crítico disminuye con mayor rapidez, ya que la conductividad en estado gaseoso siempre es menor. En el caso de conocer el valor de t para el vapor saturado seco y la temperatura T_k , la conductividad del líquido para la temperatura de saturación se puede determinar mediante la siguiente tabla y expresión:

$$\frac{k'}{k} = f(\frac{T}{T_k})$$

T/ T _k	0.4	0.5	0.6	0.7	0.75	0.8	0.85	0.9	1
k´/ k	38	33	27	19.3	15.5	12	9.3	4.3	1

Tabla 4-2 Valores de k´/k[9]

Por último se va a estudiar la conducción en gases y vapores, la cual crece con la presión, aunque a presiones normales el aumento es tan pequeño que puede despreciarse, excepto en un caso próximo al punto crítico y con valores de presión extremos. Por analogía con el proceso de transferencia de calor y apoyado en la teoría molecular, se propone la siguiente relación entra la conductividad y la viscosidad dinámica de un gas:

$$k = \tau \times C_v \times \eta_o \times \frac{1 + \frac{C}{e_o}}{1 + \frac{C}{T}} \times \sqrt{\frac{T}{To}}$$

Siendo C constante y con dimensiones de temperatura, y τ el módulo de Maxwell, que depende del número de átomos • que haya contenidos en la molécula según la siguiente expresión:

$$\tau=1+\frac{4.5}{1+2n}$$

Para finalizar, en la siguiente tabla se presentan los valores de la constante y la viscosidad dinámica para los gases más utilizados a nivel industrial:





Fluido	C	n ₀ (kg s / m ²)
Aire	114	0.166
Oxígeno	128	0.18
hidrógeno	74	0.083
Nitrógeno	110	0.16
Anhídrido carbónico	260	0.137
Monóxido de carbono	-	0.16
Vapor de agua	673	0.087

Tabla 4-3 Tabla: valores de C y no para la fórmula [9]

4.3.2 Convección

Esté mecanismo de transferencia de calor ocurre al poner en contacto un fluido a temperatura T_F con un sólido a diferente temperatura. Existen dos tipos de convección, libre o natural y forzada. La convección natural es aquella en la que la fuerza que desplaza el fluido procede del contacto con una superficie a diferente temperatura, ya que esto genera fuerzas ascensionales; el fluido próximo a la superficie aumenta su velocidad de desplazamiento debido a una diferencia de densidades al variar su temperatura. En contraposición, en la convección forzada actúan fuerzas motrices externas que desplazan el fluido a una velocidad u_F sobre una superficie que se encuentra a una temperatura T_{pF} distinta a la del fluido. Al ser la velocidad mayor que en el caso de la convección natural, la transferencia de calor también es mayor. En la siguiente figura se muestra la distribución de temperaturas y velocidades sobre una placa plana para una situación de convección forzada:



Figura 4-13 Distribución de la temperatura y la velocidad sobre una placa en convección forzada [9]

La cantidad de calor que se transmite por convección se puede expresar mediante la Ley de Newton independientemente de que sea natural o forzada:

$$Q_{c} = h_{cF} \times A \times (T_{pF} - T_{F})$$

Siendo h_{cF} la conductancia convectiva térmica unitaria y A el área de contacto entre ambos medios. Esta ecuación sirve además como definición del coeficiente de transmisión de calor





por convección h_{Cf} cuyo valor ha de ser determinado analítica o experimentalmente. En la siguiente tabla se relacionan algunos de sus valores:

Condición	Hc (W/mK)	
Convección natural aire	6 a 30	
Convección natural agua	18 a 100	
Convección forzada aire	30 a 300	
Convección forzada vapor	1800 a 4800	
Convección forzada aceite	30 a 1800	
Convección forzada agua	300 a 12000	
Vaporización agua	3000 a 120000	
Condensación agua	5000 a 120000	

Tabla 4-4 Valores representativos del coeficiente de transmisión de calor por convección [9]

En la distribución de la velocidad del fluido cercano a una placa plana mostrado en la figura anterior, se observa que esta es menor cuanto más cerca se encuentra el fluido de la superficie, esto se debe a la viscosidad que da lugar a una fuerza de rozamiento. Como la velocidad del fluido en contacto con la placa es nula, la transmisión de calor por unidad de superficie entre la placa y el fluido se puede considerar debida únicamente a la conducción:

$$\frac{Q_c}{A} = - k_F \left(\frac{T}{Y}\right)_{y=0} = h_{cF} (T_{pF} - T_F)$$

Según esta fórmula, aparentemente el proceso podría ser completamente conductivo, pero el gradiente de temperatura en la zona cercana a la superficie viene determinado por la velocidad con la que el fluido que se encuentra más lejos de la pared puede transportar la energía a la corriente principal. El gradiente de temperaturas depende del campo de velocidades, tal que a mayor velocidad, mayor gradiente de temperaturas con lo que se produce también una mayor transferencia de calor, se deduce entonces que para este proceso, convección y conducción son igualmente importantes. En el caso de convección natural lo que ocurre es muy similar, sin embargo la velocidad del fluido depende de sus propiedades. En el caso de los gases, un aumento de temperatura provoca que la densidad disminuya y la viscosidad aumente, sin embargo para los líquidos, ambas propiedades disminuyen. En la convección natural, si el fluido se encuentra en estado líquido la velocidad en la zona cercana a la placa crecerá al alejarse de ella, pero al alcanzar una velocidad máxima, este fenómeno se invierte hasta que la velocidad del fluido alcanza de nuevo el valor nulo que también tenía el que queda en contacto directo con la placa.

La distribución de temperaturas tiene una forma muy similar al caso de convección forzada. Hay que tener en cuenta que en la figura se ha supuesto una placa a mayor temperatura que el fluido en contacto con ella. El coeficiente de transmisión de calor por convección forzada depende normalmente de las propiedades del fluido, es decir:

$$h_{cF}=f(p, n, u_{F,}k, C_p)$$





Además la velocidad vendrá determinada por el sistema por lo que es posible medirla directamente. Sin embargo en el caso de convección natural es necesario calcularla, teniendo en cuenta que es función de la diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido (Δ T), el coeficiente de dilatación térmica (β) y el campo de fuerzas exteriores (g). En el estudio de procesos térmicos se determinan una serie de números adimensionales para caracterizar algunos parámetros. El que caracteriza el tipo de fluido es el número de Prandtl, el cual representa un cociente de velocidades, la de difusión de la cantidad de movimiento entre la de difusión del calor, según su valor, los fluidos se pueden clasificar en cuatro grandes grupos:

Tipo de fluido	Número de Prandtl	
Gases	Pr=1	
Líquidos	Pr>1	
Aceites a bajas temperaturas	Pr>100	
Metales líquidos	Pr<<1	

Tabla 4-5 Clasificación de los fluidos según el número de Prandtl[14]

El correspondiente a la convección natural es el número de Grashoff:

$$Gr = \frac{g \times \beta}{v^2} \times \Delta T \times L^3$$

La expresión viene dada por el cociente entre las fuerzas de flotación y las de viscosidad. Además, en el caso de convección natural, para determinar si el flujo es laminar o turbulento se utiliza el número de Rayleigh, que resulta del producto del número de Grashoff por el número de Prandtl:

$$Ra = \text{Gr} \times \text{Pr} = \frac{g \times \beta}{v^2} \times \Delta \text{T} \times L^3 \times \frac{C_p \times u}{k}$$

Número de Rayleigh	Ra < 10 ⁷	Ra > 10 ⁹
Régimen del fluido	Laminar	Turbulento

Tabla 4-6 Clasificación de los fluidos según el número de Rayleigh[14]

La convección forzada se caracteriza mediante el número de Reynolds, el cociente entre las fuerzas de inercia y las de viscosidad:

$$Re = \frac{u_F \times L}{v}$$

Su valor determina el tipo de régimen en el que se encuentra el fluido en el interior de una tubería, en caso de estar por encima de 8000, el régimen es turbulento, sin embargo para valores menores que 2000, el fluido se encuentra en régimen laminar.

4.3.3 Radiación

La radiación es el único medio de transferencia de calor que puede tener lugar a través del vacío o de un fluido, ya que se propaga en forma de ondas electromagnéticas. La energía que radia una superficie es función de su naturaleza y su temperatura en el instante dado. Los







cuerpos se pueden clasificar según su poder emisivo. Un radiador perfecto se denomina cuerpo negro, y emite una cantidad de energía radiante de su superficie dad por la expresión:

$$Q_r = \sigma \times A \times T^4 = A \times E_b$$

Siendo E_b el poder emisivo del radiador. El calor se expresa en W y la temperatura en grados Kelvin. La constante dimensional de Stefan-Boltzman en unidades del sistema internacional toma el valor:

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$$

Según la expresión, toda superficie negra irradia calor proporcionalmente a la cuarta potencia de su temperatura absoluta, sin embargo hay que tener en cuenta también las condiciones del medio ya que la transferencia de energía requiere otro cuerpo o superficie que la reciba, y cuya temperatura absoluta sea menor que la del emisor. Suponiendo un cuerpo a temperatura T₁ que irradia calor en el interior de un recinto cerrado cuyas paredes se encuentran a una temperatura T₂, estando ambos formados por superficies negras, el recinto absorbe toda la energía emitida por el cuerpo, cuyo valor viene dado por:

$$Q_r = \sigma \times A \times (T_1^4 - T_2^4)$$

Sin embargo esta es una situación muy concreta, normalmente los cuerpos tienen una relación geométrica según la cual existe una parte de energía radiada por el cuerpo emisor que no es recibida por el cuerpo receptor. Esta relación se determina mediante un factor de forma F_{emisor-receptor}, con lo que el calor emitido por el cuerpo 1 que llega a 2 puede escribirse como:

$$Q_r = Q_{12} = \sigma \times A \times F_{12} \times (T_1^4 - T_2^4)$$

Además los cuerpos reales no serán nunca radiadores ideales, ya que emiten la radiación a un ritmo menor que los cuerpos negros. Si para una misma temperatura, emiten una fracción constante de la energía que emitiría un cuerpo negro para cada longitud de onda, se denominan cuerpos grises. La emisividad es la propiedad de los materiales que determina lo próximo que se encuentran del radiador ideal, es necesario tener en cuenta que varía con la temperatura. Análogamente al cuerpo negro, un cuerpo gris emite:

$$Q_r = E \times \sigma \times A \times T^4$$

Estudiando de nuevo la transferencia de calor entre dos cuerpos, no siendo negro ninguno de los dos, pero que poseen una relación geométrica, el calor neto transferido entre ambos se puede escribir como:

$$Q_{12} = \sigma \times A_1 \times F_{12} (T_1^4 - T_2^4) = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{p_1}{\epsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{A_1 p_1}{A_2 \epsilon_1}}$$





Donde las emitancias se han tenido en cuenta junto con el factor de forma F_{12} . Tanto los factores de forma como las emisividades se pueden encontrar en tablas, asociados a geometrías simples y a distintos materiales.

4.4 COLECTORES SOLARES DE PLACA PLANA

Tratamos en este apartado el elemento fundamental de una instalación térmica, el colector. Un colector solar transforma la energía solar incidente en otra forma de energía útil. Difiere de un intercambiador de calor convencional en que en éstos se realizan intercambios térmicos entre fluidos con elevados coeficientes de transferencia térmica, y en los que la radiación es un factor sin apenas importancia; en un colector solar, la transferencia térmica se realiza desde una fuente energética, (el Sol), a un fluido, sin concentración de energía solar, por lo que el flujo incidente puede ser del orden de 1 kW/m² variable con una serie de parámetros.

La gama de longitudes de onda que se aprovecha está comprendida entre 0,3 µm y 3,0 µm, que es una franja de radiación considerablemente más pequeña que la de la radiación emitida por la mayoría de las superficies que absorben energía.

El análisis de los colectores solares implica problemas particulares de flujos de energía, bajos y variables, así como una gran relevancia de los fenómenos de radiación.

En los colectores de placa plana, la superficie que absorbe la radiación solar es igual a la superficie que la capta.

Se pueden diseñar colectores de placa plana para trabajar con temperaturas de placa absorbente comprendidas entre 40°C y 130°C.

Estos colectores utilizan tanto la radiación solar directa como la difusa, no requieren de sistemas de seguimiento solar y prácticamente no precisan de mantenimiento.

Sus aplicaciones van enfocadas a sistemas de calentamiento de agua, calefacción de edificios, etc.

Los captadores solares, como núcleo de las instalaciones solares térmicas, deben cumplir unos requisitos mínimos de calidad.

Estas prestaciones son certificadas por algún laboratorio acreditado y deben seguir un protocolo de ensayo definido.

La información técnica que hay que conocer sobre un captador solar es la siguiente:

Curvas de rendimiento instantáneo realizadas por un laboratorio acreditado.

- Superficie útil de captación.
- Peso.
- Instrucciones de transporte y manipulación del captador.
- Capacidad y tipo de líquido caloportador recomendado por el fabricante.
- Caudales recomendados y pérdidas de carga.
- Presión máxima de servicio y presión de prueba.
- Materiales de constitución del absorbedor y del circuito del líquido.
- Materiales de constitución de la cubierta y de la caja.
- Sistema de sellado.
- Tipos y espesores del aislamiento.





- Temperatura de estancamiento.
- Requisitos para el mantenimiento.

4.4.1 Principios físicos del funcionamiento de un captador solar plano.

El captador solar funciona a partir de la aplicación de los modelos físicos siguientes:

4.4.1.1.1 El cuerpo negro (el absorbedor)

La radiación solar incidente es parcialmente absorbida por los cuerpos. El resto es reflejada o los atraviesa. La relación entre estos efectos depende de:

- La naturaleza del cuerpo.
- El estado de la superficie.
- El grueso del cuerpo.
- El tipo de radiación.
- La longitud de onda.
- El ángulo de incidencia de los rayos solares.

Los cuerpos oscuros y mates captan mejor la radiación solar que cualquier otro color; por eso el absorbedor del captador solar suele ser de colores oscuros, para aprovechar al máximo la radiación solar.

4.4.1.1.2 El efecto invernadero

Este efecto se genera en algunos cuerpos transparentes, que normalmente sólo son atravesados por radiaciones con longitud de onda entre 0,3 y 3 micras.

Dado que la mayor parte de la radiación solar está comprendida entre 0,3 y 2,4 micras, la luz solar puede atravesar un vidrio.

Una vez atravesado, la radiación encuentra el absorbedor, que se calienta por la radiación solar y emite radiaciones comprendidas entre los 4,5 y 7,2 micras para las que el vidrio es opaco.

Esta radiación que no puede salir es reflejada hacia el interior de nuevo.

Una parte de esta energía calienta el vidrio y el cristal la remite hacia dentro y hacia fuera.

Algunos plásticos (como el policarbonato) tienen un comportamiento similar al vidrio (dejan pasar las radiaciones de onda corta procedente del Sol y detienen las emisiones de onda larga que proceden de la placa absorbedora).

4.4.1.1.3 El aislamiento

El tercero de los principios físicos que intervienen en el funcionamiento de los captadores es el aislamiento del conjunto respecto del exterior, formado normalmente por un revestimiento interno de la caja contenedor.





4.4.2 Funcionamiento del colector solar.

El funcionamiento de un captador es muy básico. De hecho, cualquier cuerpo expuesto al Sol recibe un flujo energético que la calienta y, por tanto, hace que aumente la temperatura.

Un cuerpo a una temperatura dada emite energía a su alrededor, en forma de radiación, y ésta depende directamente de la diferencia de temperaturas entre la temperatura del cuerpo y la temperatura ambiente.

Si refrigeramos el captador haciéndole pasar un fluido por el interior, se aprovecha este calor, con lo que se consigue que una parte de la energía captada se transmita hacia este fluido como energía útil.

El resto de energía se sigue perdiendo en forma de radiación desde el captador hacia el ambiente exterior.

En este caso, la temperatura de trabajo es siempre inferior a la de equilibrio.

Si queremos obtener un buen rendimiento, hay que trabajar los captadores a la temperatura más baja posible, siempre que sea suficiente para el uso que se quiera dar.

La energía aprovechada se saca del captador mediante el fluido caloportador, generalmente formado por una mezcla de agua con anticongelante e inhibidores de la corrosión.

4.4.3 Componentes de un colector solar plano

El captador solar plano con cubierta vidriada es el más empleado para instalaciones de producción de agua caliente sanitaria.

Este equipo está formado por los elementos siguientes:

4.4.3.1 Absorbedor

Es el elemento que intercepta la radiación solar en el interior del captador y es el encargado de transformar la energía solar en energía térmica.

El absorbedor está formado, habitualmente, por una lámina metálica, normalmente de cobre (buen conductor térmico) que se oscurece básicamente con:

- 1. Una fina película de pintura negra calórica, que resiste temperaturas de trabajo superiores a los 100ºC.
- Un tratamiento selectivo, basado en deposiciones electroquímicas o pinturas con óxidos metálicos que tienen una alta absorción de la radiación solar (onda corta) y una baja emisividad del calor (onda larga).

Existen diferentes modelos, siendo los más usuales:

- a) Dos placas metálicas separadas unos milímetros entre las cuales circula el fluido caloportador.
- b) Placa metálica sobre la cual están embebidos los tubos por los que circula el fluido caloportador. En lugar de una placa metálica se puede dotar de unas aletas de aluminio a los tubos de cobre.





- c) Dos láminas de metal unidas a gran presión excepto en los lugares que forman el circuito del fluido caloportador.
- d) Placas de plásticos, usadas exclusivamente en climatización de piscina.

El absorbedor incorpora una parrilla de conducciones por donde circulará el fluido caloportador.

Además, estos colectores planos, según su diseño constructivo se puede diferenciar por la distribución de los tubos entre colectores planos en serpentín y colectores planos en parrilla, estas configuraciones se pueden ver en la figura siguiente donde se muestran, esquemáticamente la distribución de las tuberías y de la configuración de sistemas de colectores.



Figura 4-14 (a) Configuración en parrilla y (b) Configuración en serpentín [15]

Un colector en parrilla está compuesto de un haz de tubos paralelos soldados a otros dos tubos que son la entrada y la salida de agua del colector. Mientras que un colector solar plano con serpentín está formado por un único tubo contínuo con codos por el que circula el agua de refrigeración. Las pérdidas de carga suelen ser menores en los sistemas de parrilla, además como se puede ver en la Figura 4-14 los colectores en parrilla se suelen emplear para montajes en serie y los colectores en serpentín para configuraciones en paralelo.

En los absorbedores de tipo serpentín todo el fluido de trabajo pasa por un solo tubo en forma de serpentín. Debido a su configuración presentan una mayor pérdida de carga que el de tipo parrilla.

Las ventajas de este tipo de absorbedor son:

- La sencillez en fabricación.
- La posibilidad de conexionado en paralelo de mucho captadores.
- La factibilidad de operación de captadores individuales bajo condiciones de bajo flujo.

4.4.3.2 Cubierta transparente

Tiene la función de aislar el captador de las condiciones ambientales exteriores aunque deja pasar la radiación solar que provocan el efecto invernadero.

Normalmente está formada por una sola lámina de vidrio templado (resistente) con bajo contenido en hierro (muy transparente) de 4 mm de espesor aproximadamente.





4.4.3.3 Aislamiento

Este elemento, tal como ocurre en el resto de aplicaciones, cumple la función de evitar las pérdidas de calor del interior del captador -concretamente del absorbedor- hacia el exterior y está formado normalmente por planchas de espumas sintéticas (poliuretano, cianurados, fibra de vidrio, etc.) ubicadas a los lados y en la parte posterior del captador. Tiene que reunir las siguientes características:

- Resistir altas temperaturas sin deteriorarse, lo que muchas veces se consigue colocando entre la placa y el aislante, una capa reflectante, que impida que el aislante reciba directamente la radiación.
- Desprender pocos vapores al descomponerse por el calor y en caso de ocurrir que no se adhieran a la cubierta.
- No degradarse por el envejecimiento u otro fenómeno a la temperatura habitual de trabajo.
- Soportar la humedad que se pueda producir en el interior de los paneles sin perder sus cualidades.
- Los materiales más usados son lana de vidrio, espuma rígida de poliuretano y poliestireno expandido.

4.4.3.4 Carcasa

La carcasa tiene la función de alojar el resto de componentes.

Este cierre normalmente está formado por un perfilado de aluminio anodizado que garantizará una resistencia del conjunto, incluso, en las condiciones extremas de trabajo.

Asimismo, la carcasa, dispondrá de unas perforaciones de desagüe de condensados, en la parte inferior.

La carcasa además tiene que reunir las siguientes características:

- Rigidez y resistencia estructural que asegure la estabilidad. Estas cualidades son de suma importancia ya que debe resistir la presión del viento.
- Resistencia de los elementos de fijación: mecánica para los esfuerzos a transmitir, y química para soportar la corrosión.
- Resistencia a la intemperie, a los efectos corrosivos de la atmósfera y a la inestabilidad química debido a las inclemencias del tiempo.
- Aireación del interior del colector para evitar que allí se condense el agua.
- Evitar toda geometría que permita la acumulación de agua, hielo o nieve en el exterior del colector.
- Facilitar el desmontaje de la cubierta para poder tener fácil acceso a la placa captadora.







Figura 4-15 Carcasa del colector solar plano [15]

4.4.4 Balance energético colectores de placa plana

Si hacemos balance de energía en el captador solar Figura 4-16 la energía útil no es más que la energía incidente sobra la placa absorbente, menos las pérdidas térmicas, tanto por convección, por radiación, como por conducción, referidas desde la superficie absorbente hacia una misma temperatura exterior (T_{amb}). Estas se expresan como el producto de un coeficiente de pérdidas (U_L) y la diferencia de temperaturas entre la temperatura media de la placa y la temperatura ambiente:

 $Q_u = Energía incidente - Pérdidas térmicas = A \times I(\tau \alpha) - U_L \times A \times (T_p - T_{amb})$

Siendo:

A (m²) Área del captador

I (W/m²) Irradiancia incidente del captador

- $\tau \alpha$ El producto transmitancia-absorbancia
- *T_p* Temperatura media de la placa absorbedora
- Tamb Temperatura ambiental



Figura 4-16 Balance de energía en el captador [14]





×××

Estudio de caracterización de colectores solares planos mediante software de mecánica de fluidos computacional.

El problema de esta ecuación es que la temperatura media de la placa es difícil de calcular, por lo que es interesante reformular la anterior ecuación refiriéndola a la temperatura de entrada (T_{fe}), que sí es conocida:

$$Q_{U} = A \times I \times F_{R}(\tau \alpha) - A \times F_{R} \times U_{L}(T_{fe} - T_{amb})$$

Tenemos que definir por tanto el concepto de factor de evacuación del calor del captador solar (F_R) . Se define como la relación entre el calor transferido, y el que se transmitiría si la placa se encontrara a la temperatura de entrada:

$$F_{R} = \frac{Q_{u}}{A \times I \times (\tau \alpha) - A \times U_{L} \times (T_{fe} - T_{amb})}$$

Si hacemos balance en el fluido caloportador la ecuación de la ganancia quedaría:

$$Q_U = G \times A \times C_P \times (T_{fs} - T_{fe})$$

Donde G (kg/m²) es el caudal específico del fluido caloportador que circula por el circuito del captador:

$$G=\dot{m} \times A$$

Siendo \dot{m} (kg/seg) el calor del fluido caloportador.

Suponiendo conocidos los datos de caudal, área y condiciones del fluido a la entrada, para conocer la ganancia del captador sólo nos haría falta conocer la temperatura de salida del fluido, objeto de este estudio para varias hipótesis de trabajo.

Un modelo adecuado de análisis térmico de un colector de placa plana puede considerar las siguientes hipótesis simplificadoras:

- El colector está térmicamente aislado en estado estacionario.
- La caída de temperatura entre la parte superior e inferior de la placa es despreciable.
- El flujo térmico se puede considerar monodimensional, tanto a través de las cubiertas, como de los aislamientos laterales.
- Los cabezales que conectan los tubos cubren solamente una pequeña superficie de la placa colectora y proporcionan un flujo térmico uniforme a los tubos.
- El cielo se puede considerar como si fuese una fuente térmica equivalente a un cuerpo negro, en lo que respecta a la radiación infrarroja, a una temperatura del cielo equivalente
- Se supondrá que la radiación, Is=IOs, sobre la placa plana absorbente del colector es uniforme.

Como veremos más adelante dentro del apartado de modelo numérico, en nuestro caso, no tenemos en cuenta las pérdidas anteriormente descritas para la simulación.





4.4.5 Emitancia-Absorbancia (E_α)

Sobre la superficie de un cuerpo incide constantemente energía radiante, tanto desde el interior como desde el exterior, la que incide desde el exterior procede de los objetos que rodean al cuerpo. Cuando la energía radiante incide sobre la superficie una parte se refleja y la otra parte se transmite.

Un cuerpo absorbe parte de la radiación que incide en él, aumentando así su energía. Ese mismo cuerpo a su vez está emitiendo radiación, perdiendo energía por esta vía. Si la energía que absorbe es mayor que la que emite, aumenta su temperatura, si ocurre lo contrario su temperatura disminuye.[19]

Esto se mide por 2 parámetros: la absorbancia y la emitancia.

- La absorbancia (α) es el porcentaje de la radiación incidente que es absorbida por el cuerpo (en tanto por uno).
- La emitancia (ε) es el porcentaje de energía que emite respecto el máximo teórico de un "cuerpo negro".

La relación entre α de absorción y emisión ϵ se define por la ley de Kirchoff.

La materia con una alta capacidad de absorción dentro de un rango definido de onda también, tiene una alta capacidad de emisión dentro de ese mismo rango de onda.

- El coeficiente de reflexión (ρ) describe la relación de la radiación reflejada y la incidente.
- El coeficiente de transmisión (τ) define la relación de la transmisión a través de un materialdado a la totalidad de la radiación incidente.

La suma de la absorción, la transmisión y la reflexión es 1.

 $\alpha + \rho + \tau = 1$









Figura 4-17 Imagen emitancia-absorbancia [19]

Si la superficie es lisa y pulimentada, como la de un espejo, la mayor parte de la energía incidente se refleja, el resto atraviesa la superficie del cuerpo y es absorbido por sus átomos o moléculas.

Si r es la proporción de energía radiante que se refleja, y a la proporción que se absorbe, se debe de cumplir que r+a=1.

La misma proporción r de la energía radiante que incide desde el interior se refleja hacia dentro, y se transmite la proporción a=1-r que se propaga hacia afuera y se denomina por tanto, energía radiante emitida por la superficie.

En la figura, se muestra el comportamiento de la superficie de un cuerpo que refleja una pequeña parte de la energía incidente. Las anchuras de las distintas bandas corresponden a cantidades relativas de energía radiante incidente, reflejada y transmitida a través de la superficie.

Comparando ambas figuras, vemos que un buen absorbedor de radiación es un buen emisor, y un mal absorbedor es un mal emisor. También podemos decir, que un buen reflector es un mal emisor, y un mal reflector es un buen emisor.

Una aplicación práctica está en los termos utilizados para mantener la temperatura de los líquidos como el café. Un termo tiene dobles paredes de vidrio, habiéndose vaciado de aire el espacio entre dichas paredes para evitar las pérdidas por conducción y convección. Para reducir las pérdidas por radiación, se cubren las paredes con una lámina de plata que es altamente reflectante y por tanto, mal emisor y mal absorbedor de radiación.









La superficie de un cuerpo negro es un caso límite, en el que toda la energía incidente desde el exterior es absorbida, y toda la energía incidente desde el interior es emitida.





Por todo lo desarrollado anteriormente:

Los absorbedores tienen que absorber la radiación y convertirla en calor. Estos se caracterizan por ser opaco para la radiación ($\tau = 0$).

Un absorbedor ideal no refleja ninguna radiación de onda corta ($\rho = 0$) por lo que absorbe la radiación por completo dentro de este rango de onda ($\alpha = 1$).

Para la radiación de onda larga por encima de una cierta longitud de onda límite, la situación es exactamente lo contrario. Teniendo en cuenta un absorbedor ideal, refleja toda la radiación y no absorbe nada. En consecuencia, la emisión en este rango de onda (la ley de Kirchhoff) es cero.





Como escenarios ideales no pueden ser completamente recreados en la vida real. Las denominadas superficies selectivas (o recubrimientos selectivos) se encuentran cerca de las características óptimas de absorción.



Figura 4-20 Relación entre emitancia y absorbancia de un cuerpo con la longitud de onda [19]

En nuestros casos de estudio tratamos a la superficie absorbente del colector, como un cuerpo gris.

PARÁMETRO	COLECTOR VERTICAL	COLECTOR HORIZONTAL
ABSORCIÓN	95%	95%
EMISIÓN	5%	5%
TRANSMISIÒN DE LA CUBIERTA	88%	91%

Figura 4-21 Características de los colectores del estudio [15]

4.4.6 Curva de rendimiento del colector solar plano

$$n = n_o - \frac{k_1 \times (T_m - T_a)}{l} - \frac{k_2 \times (T_m - T_a)^2}{l}$$

Donde:

- T_m Temperatura media del colector
- T_a Temperatura ambiente
- I Radiación (W/m²)
- no Rendimiento óptico
- K₁ Coeficiente pérdida de calor
- K₂ Coeficiente pérdida de calor





Representación de la curva:



Figura 4-22 Curva de rendimiento del colector solar plano [13]

4.4.7 Otros tipos de captadores solares térmicos

4.4.7.1 Captadores planos sin cubierta

Tal como su nombre indica, los captadores sin cubierta constan básicamente del elemento absorbedor, formado generalmente por un conjunto de tubos de material plástico, EPDM, caucho o polipropileno.

Este tipo de captadores solares son muy económicos y fáciles de instalar ya que habitualmente presentan configuraciones flexibles que permiten colocarlos sobre cualquier superficie. Además, son resistentes a la corrosión y permiten configuraciones de calentamiento directo como en el caso del calentamiento de piscinas.

En contrapartida, los captadores sin cubierta con absorbedor sintético suelen tener curvas de rendimiento muy inclinadas ya que, al no tener vidrio tienen muy buen comportamiento óptico pero, en cambio, pierden rápidamente su rendimiento cuando la temperatura ambiente está por debajo de la temperatura de trabajo o con una velocidad de viento elevada.

Por ello, este tipo de captadores, sólo son aconsejables en aplicaciones a baja temperatura en que la temperatura de trabajo esté próxima a la temperatura ambiente como, por ejemplo, para alargar la temporada de baño en piscinas descubiertas.

Una variable de este tipo de captadores sin cubierta son los captadores de plancha metálica embutida y decalada, diseñados específicamente para aplicaciones en circuito cerrado.

Esta variante presenta un mejor rendimiento térmico del captador y permite usarlo para producir agua caliente sanitaria u otras aplicaciones de baja temperatura.

Otro ejemplo de este tipo de captador disponible en nuestro mercado, consiste en una cubierta multifuncional que combina las cualidades de una cubierta metálica de acero inoxidable sin mantenimiento con la eficiencia de un captador solar de superficie selectiva.





4.4.7.2 Captadores solares de cilindro parabólico

Los sistemas solares de concentración están diseñados especialmente para obtener altas temperaturas.

Su principio de funcionamiento se basa en la proyección de toda la radiación incidente de una superficie reflectante sobre un punto concreto.

Hasta hace poco, la utilización de sistemas solares térmicos de concentración CCP estaba restringida al campo de la investigación, la industria o la generación de electricidad, ya que esta tecnología requería sistemas complejos de seguimiento y grandes superficies para ubicarlos. En el ámbito doméstico, no era justificable instalar captadores con estos requisitos para alcanzar temperaturas altas de más de 200ºC.

Pero actualmente disponemos, en el mercado, de captadores de concentración "de cilindro parabólico compactos" (CPC) que presentan un formato y unas dimensiones similares a las de los captadores planos.

Los captadores están formados por unas conducciones con un revestimiento selectivo que recorren longitudinalmente el captador y que actúan de absorbedor. Estas conducciones reciben la radiación solar reflejada por las paredes curvas que las rodean, logrando así una cantidad de energía superior por unidad de superficie de absorbedor (W / m²).

El resultado de todo ello es un captador capaz de generar temperaturas altas hasta 200ºC con niveles estándares de radiación.

Por lo tanto, este tipo de captadores sirven, tanto para producir agua caliente sanitaria como de apoyo de calefacción o para alimentar equipos de frío por adsorción o absorción.

4.4.7.3 Captadores solares de tubos de vacío

Este captador consta de un conjunto de tubos cilíndricos, formados por un absorbedor selectivo, situado sobre un asentamiento reflector y rodeado de un cilindro de vidrio transparente.

Entre el tubo exterior transparente y el absorbedor interior se ha hecho el vacío.

Con ello, se evita las pérdidas por conducción y por convección desde la superficie absorbente y este hecho permite alcanzar temperaturas de más de 100°C y aprovechar mucho más la radiación solar.

Actualmente, hay dos tipos de estos captadores, con técnicas bastante diferenciadas en cuanto a la transmisión del calor desde el tubo de vacío hasta el circuito primario.

Por una parte, los captadores de vacío con fluido directo, disponen de un captador principal del circuito primario en la parte superior del captador; cada tubo se conecta con este captador mediante un circuito de ida y otro de regreso.

Por este circuito se hace circular el fluido del circuito primario que se calentará durante el recorrido.

Los circuitos interiores de los tubos presentan dos configuraciones básicas: el circuito concéntrico o circuito separado.

La otra tendencia de transmisión de calor en los tubos de vacío se llama heat pipe.





En este sistema, como en el caso anterior, los captadores disponen de un captador principal del circuito primario en la parte superior pero, en este caso, el tubo de vacío dispone de un tubo de cobre central sellado y lleno de una mezcla alcohólica.

Se conecta este tubo en el absorbedor del captador solar mediante una pipeta condensadora, que hará la función de elemento transmisor del calor hacia el circuito primario.

La radiación solar hace calentar el absorbedor y evapora la mezcla alcohólica de su interior, que sube hasta el condensador situado en el captador.

En este punto, cederá el calor en el circuito primario y se condensa la mezcla alcohólica que volverá a la parte inferior del captador por su propio peso.

Una de las características específicas de este tipo de captadores es la posibilidad, según el modelo, de inclinarse individualmente cada tubo.

Esta característica es muy útil en las ubicaciones que, por requisitos del edificio, sea necesario montar los captadores desorientados del sur.

4.4.8 Sistema de distribución

El sistema de distribución es el que se encarga de transportar el fluido caliente contenido en los captadores solares hasta el punto de consumo. Existen diferentes circuitos de distribución, dependiendo de las necesidades que pretendamos satisfacer o las condiciones climáticas del lugar donde vamos a realizar la captación.[12]

En España, los más utilizados para viviendas son los sistemas de distribución de circuito cerrado, ya sean con termosifón (consiste en instalar un tanque de almacenamiento de agua a una altura superior del colector) o circulación forzada. Es decir, aquellos que cuentan con un sistema de doble circuito en el que el fluido que transita por el captador es diferente al que corre a través del tanque de almacenamiento.

Pero sepamos algo más sobre los diferentes sistemas de circulación disponibles en el mercado que tienen como principal cometido impedir que se pierda la energía térmica obtenida en los captadores solares:

Instalaciones de circuito abierto. Estos sistemas transfieren directamente el agua caliente producida en el captador solar hacia el depósito de acumulación. El funcionamiento de estos equipos es muy simple: cuando el captador es calentado por el Sol, el agua aumenta de temperatura desplazándose hacia arriba. Una vez en el depósito de almacenamiento, éste se vacía con una cantidad equivalente de agua más fría que se dirige al captador.

La principal ventaja de los sistemas de estas características es que resultan más económicos, más sencillos de fabricar, de instalar e incluso obtienen mejores rendimientos energéticos. Por el contrario, el principal inconveniente de las instalaciones de circuito abierto es que al utilizar como único fluido de circulación el agua se corre el riesgo de rotura en periodos de heladas o la posibilidad de graves problemas de incrustaciones por la calidad de las aguas.





Para evitar este tipo de problemas, en el caso de las obstrucciones en el sistema de captación habrá que utilizar ciertos aditivos o dispositivos electrónicos. Por su parte, ante las heladas estacionales será necesario vaciar el circuito durante la época más fría del año, ya que el volumen del hielo es mayor que el del agua líquida y puede llegar a producir daños importantes en el equipo. Por este motivo, las instalaciones de circuito abierto son empleadas en lugares donde no se dan heladas a lo largo del año (zonas costeras de países cálidos), o bien en aplicaciones temporales (establecimientos de hostelería de temporada, piscinas descubiertas...).

- **Instalaciones de circuito cerrado**. En este caso existen dos circuitos: el circuito primario del sistema captador y el circuito secundario donde se encuentra el sistema de almacenamiento. En el circuito primario se introduce un líquido especial que circula por dentro del captador y transmite calor al agua del tanque de almacenamiento por medio de un intercambiador de calor. Lo que se pretende con el sistema de doble circuito es evitar que el agua del depósito se pueda mezclar con el líquido del captador. Así, es posible colocar un componente anticongelante que permita su uso en zonas donde las temperaturas bajen de cero grados.
- Circulación forzada de agua. Los sistemas de circulación forzada están basados en una bomba de impulsión movida por un aporte exterior de energía eléctrica; un gasto que deberemos tener en cuenta a la hora de optar por este tipo de mecanismos. La bomba de circulación colocada en el sistema de captación tiene como principal función transferir el fluido circulante más rápidamente, impidiendo así que se pueda perder parte de las calorías ganadas en el proceso de distribución.

La utilización de esta bomba también permite interrumpir la transferencia de calor cuando el agua de los captadores no circule más caliente que la que se encuentra en el depósito. Este sistema es muy común en climas fríos, donde cualquier pérdida de calorías puede restar eficacia a la instalación solar. Este tipo de circulación se utiliza para instalaciones solares de cualquier tamaño.

 Circulación natural o con termosifón. El calentamiento con termosifón consiste en instalar un tanque de almacenamiento de agua a una altura superior del colector. El agua caliente del colector, por ser menos densa, se desplaza hacia arriba y esta se almacena en el tanque. El tanque es aislado para mantener la temperatura del agua para su posterior uso. Por gravedad, el agua fluye luego hacia las salidas de agua caliente en la residencia.

Entre las *ventajas* se puede mencionar que es un sistema simple, de fácil instalación, tiene un precio bajo y no cuenta con bombas de impulsión, aprovecha la circulación natural del agua caliente, que por naturaleza tiende a ascender.





En cambio, sus desventajas son:

Depende de la presión de agua de ingreso a la residencia para la circulación de agua por el colector.

- Si entra aire al sistema se interrumpe el flujo de agua.
- Depende totalmente de la radiación solar para la disponibilidad de agua.
- Al estar expuesto el tanque al ambiente exterior está sujeto a una mayor pérdida del calor almacenado.
- La temperatura del agua no tiene control.
- Necesita de un elemento adicional para calentamiento con gas o electricidad.

4.4.9 Almacenamiento

Sin duda, la energía que se recibe del Sol no siempre coincide con las épocas de mayor consumo. Por ese motivo, si se quiere aprovechar al máximo la energía que nos concede el Sol, será necesario acumular la energía en aquellos momentos del día que más radiación existe, para utilizarla posteriormente cuando se produzca la demanda.[13]

Lo habitual es almacenar la energía en forma de calor en depósitos especialmente diseñados para este fin. Según las características específicas del tanque de almacenamiento y los materiales con los que haya sido fabricado, podremos conseguir guardar las calorías ganadas durante más o menos tiempo; desde unas horas (ciclo de la noche al día), hasta dos días como máximo.

Por norma general, darán mejores resultados aquellos depósitos que tienen forma cilíndrica, en proporciones de uno de ancho por dos de alto. Esto se debe al fenómeno de estratificación por el que el agua caliente disminuye su densidad y tiende a ascender por encima del agua fría, que pesa más. Cuanto mayor sea la altura del depósito, mayor será también la diferencia de temperatura entre la parte superior e inferior del tanque de almacenamiento.

Del mismo modo, también será importante tener en cuenta la capacidad de acumulación del depósito a utilizar, que deberá mantener un equilibrio conforme a la superficie de captación solar. Si el depósito fuera demasiado pequeño se desperdiciaría parte de la energía obtenida, mientras que si fuera demasiado grande no conseguiríamos alcanzar las temperaturas adecuadas de funcionamiento. Por eso existe una proporción adecuada entre los metros cuadrados de la superficie de captación y las dimensiones del tanque de almacenamiento. El depósito de acumulación más apropiado para los niveles de radiación que se dan en España y para agua caliente sanitaria, es el de 60 litros por metro cuadrado en las regiones con menos horas de sol y de 100 litros por m2 en las zonas con mayor intensidad de soleamiento.

Pueden encontrarse muchos tipos de depósitos para agua caliente en el mercado, siendo los materiales de construcción más adecuados el acero, el acero inoxidable, el aluminio y la fibra de vidrio reforzado. La adecuada elección del material de construcción tiene especial importancia porque uno de los problemas más importantes de las instalaciones solares es la



calidad del agua, que puede producir corrosiones en el tanque de almacenamiento. En general no es aconsejable efectuar una instalación solar con dos materiales de distinta naturaleza, ya que se favorece la creación de pares galvánicos. La corrosión puede prevenirse también mediante sistemas electrónicos especificados en las características de diseño, o insertando el denominado "ánodo de sacrificio" que debe ser cambiado periódicamente.

Los depósitos acumuladores, con el fin de disminuir las pérdidas, están recubiertos de un material aislante, pudiendo además recubrirse con una funda para incrementar su durabilidad.

4.4.10 Sistema de apoyo convencional

El sistema de energía auxiliar es un elemento imprescindible en toda instalación solar si no se quieren sufrir restricciones energéticas en aquellos periodos en los que no hay suficiente radiación y/o el consumo es superior a lo previsto. Para prevenir estas situaciones, casi la totalidad de los sistemas de energía solar térmica cuentan con un apoyo basado en energías "convencionales".[12]

La fuente de apoyo es muy variable, aunque en general es recomendable que se encuentre vinculada a un sistema de control.

Algunos sistemas de apoyo son:

- Eléctricos, sobre todo para equipos pequeños, en los que la energía se suministra dentro del acumulador mediante una resistencia.
- Calderas de Gas o Gasóleo. Este tipo de apoyos, según el diseño de la instalación, pueden provenir de las instalaciones preexistentes (adecuadamente modificadas) o bien realizarse de modo simultáneo a la instalación solar.

En todo caso, y dependiendo de las demandas a satisfacer (puntuales, prolongadas, estacionales...) es posible emplear sistemas de calentamiento instantáneo o sistemas provistos de acumulador independiente u otros acumuladores intermedios.

En cualquier caso, siempre será necesario que exista un mecanismo de control adecuado que gestione correctamente la instalación, con el fin de reducir al máximo la entrada en funcionamiento del sistema de energía de apoyo.

El sistema de control estará basado en un conjunto de sondas y/o válvulas automáticas, que en función de la temperatura del acumulador solar, de la temperatura del acumulador auxiliar si lo hubiera, y de la temperatura de uso activarán el sistema auxiliar o no y en diferente grado en el caso de los sistemas modulantes.

4.4.11 Aprovechamiento

El aprovechamiento de la energía solar se puede llevar a cabo de dos formas: el aprovechamiento pasivo y el activo.





El <u>aprovechamiento pasivo</u> de la energía solar no requiere ningún dispositivo para captarla. Por ejemplo, se usa en la arquitectura para sistemas de calefacción en climas fríos, a través de grandes ventanas orientadas hacia donde el sol emite sus rayos durante la mayor parte del día. Otras aplicaciones comunes son el secado de productos agrícolas y de ropa.

Sin embargo, el uso o *aprovechamiento activo* ofrece soluciones más interesantes, pues ofrece alternativas para el uso de los recursos naturales que, comparadas con otras fuentes de energía, logran beneficios económicos sin deteriorar tales recursos.

Los sistemas activos se basan en la captación de la radiación solar por medio de un elemento denominado "colector".

El aprovechamiento térmico de la energía solar se divide en tres áreas:

- Aprovechamiento de baja temperatura (menos de 90°C): aplicado para calentamiento de agua y preparación de alimentos.
- Aprovechamiento de mediana temperatura (menos de 300°C): para aplicaciones industriales.
- Aprovechamiento de alta temperatura (hasta 4.000°C): aplicado para la generación de electricidad. [6]

4.4.12 Sistemas mejorados de captación solar

Se puede aumentar el flujo medio de radiación incidente substituyendo la instalación fija por un sistema de seguimiento del Sol. Otras posibles mejoras del colector plano incluyen el revestimiento de las paredes del colector para reducir las pérdidas por reflexión en la cara externa e incrementar la reflexión en las superficies interiores. Las pérdidas por convección se pueden reducir instalando protecciones en los bordes para evitar el efecto del viento. Estas pérdidas se pueden reducir drásticamente haciendo el vacío entre la superficie absorbente y la de cobertura del colector.

Los colectores de vacío no tienen una superficie de captación plana sino que utilizan dispositivos cilíndricos y de concentración. A pesar de ello, la disposición constructiva de los tubos de vacío en el captador le da una apariencia parecida a la de un colector plano.

Los sistemas de concentración constituyen un tipo distinto de colectores solares. Son imprescindibles si se requieren elevadas temperaturas (superiores a 100oC), que un colector plano nunca podrá suministrar.

Entre ellos existen los colectores que concentran en un punto y los que concentran en una línea. En ellos la superficie absorbente corresponde a la imagen del Sol reflejada en la superficie de captación. Estos sistemas necesitan dispositivos de seguimiento del Sol a lo largo de su trayectoria diaria.[12]





4.4.13 Mantenimiento

Una instalación solar bien diseñada y correctamente instalada no tiene porqué ocasionar problemas al usuario. De hecho, el grado de satisfacción entre los usuarios actuales es muy elevado.

El hecho de introducir este apartado obedece más bien a que en una instalación solar es conveniente realizar unas ciertas labores de mantenimiento, de un alcance parecido a las correspondientes a cualquier otro tipo de sistemas de calefacción o de agua caliente sanitaria. Este factor conviene tenerlo presente a la hora de valorar la posibilidad de adquirir una instalación solar.

Como ocurre con cualquier otra tecnología, la situación y conservación del equipo dependerá del uso que se haga de él. Con un breve seguimiento rutinario será suficiente para poder garantizar el correcto funcionamiento del sistema durante toda su vida útil.

Las revisiones a cargo del propietario consistirán en observar los parámetros funcionales principales, para verificar que no se ha producido ninguna anomalía con el paso del tiempo. Por su parte, la empresa instaladora tendrá la responsabilidad de intervenir cuando se produzca alguna situación anormal y efectuar un mantenimiento preventivo mínimo periódicamente. Este mantenimiento implicará la revisión anual de aquellas instalaciones con una superficie de captación inferior a 20m , o una revisión cada seis meses para instalaciones con superficie de captación superior a 20m .

En las revisiones que lleve a cabo la empresa instaladora no se contempla la inspección del sistema de energía auxiliar propiamente dicho. Dado que no forma parte del sistema de energía solar, sólo será necesario realizar las actuaciones previstas para asegurar el buen funcionamiento entre ambos sistemas, así como comprobar el correcto estado de sus conexiones, derivando a la empresa responsable del sistema adicional la inspección del mismo.

En cualquier caso, el plan de mantenimiento debe realizarse por personal técnico especializado que conozca la tecnología solar térmica.

Con la instalación también se facilitará un libro de mantenimiento en el que se reflejan las operaciones más importantes a realizar, así como la forma de actuar ante posibles anomalías. [7]

4.5 COLECTORES SOLARES OBJETO DE ESTE ESTUDIO

En este apartado pasamos a describir los dos colectores estudiados.

En el estudio se lleva cabo la caracterización de dos colectores solares planos con distintas configuraciones de serpentín, en cuanto a la disposición del mismo, y con características geométricas y régimes de trabajo diferentes.

Ambos casos están basados en modelos de colectores solares planos reales, pertenecientes a la empresa KBB Solar Collectors. Empresa especializada en el desarrollo y suministro de los







componentes más importantes de los sistemas de energía solar térmica: captadores, absorbedores de superficie completa y los accesorios para su montaje.

Se trata de colectores denominados K4, cuya tecnología se basa en absorbedores de alto rendimiento de cobre o aluminio.

Entre las prestaciones de los colectores estándar K4 destacan:

- El innovador montaje suspendido y fijado del absorbedor se ha optimizado para los absorbedores de aluminio y cobre.
- Perfil de marco de aluminio curvado a partir de una sola pieza.
- Marco recubierto de polvo en los 3 colores RAL antracita, plateado y marrón.
- Cantoneras de PVC multifuncionales: sólidos y a juego con los colores.

Indicar que hemos denominado, según podemos observar en la siguiente figura:

- A. <u>Colector Vertical</u>: panel con el serpentín dispuesto de forma vertical.
- B. -<u>Colector Horizontal</u>: panel con el serpentín dispuesto de forma horizontal.



Colector Vertical

Colector Horizontal

Figura 4-23 Colectores objeto de este Estudio [15]





4.5.1 Componentes de los colectores estudiados



Figura 4-24 Componentes de los colectores estudiados [15]

A. Vidrio solar

Un diseño innovador de ventilación y drenaje debajo del marco permite que el colector se seque muy rápido, incluso con niveles elevados de humedad. La condensación del panel de vidrio se elimina casi por completo.

B. Chapa absorbedor de aluminio o cobre

Los colectores K4 están disponibles con diferentes tipos de absorbedores en tamaños de 1,4 a 2,3 m2 de superficie útil. El diseño del absorbedor, ofrece la mejor conexión posible entre la tubería y la placa del absorbedor, así como una transmisión idónea del calor. La solidez de la conexión mediante soldadura láser entre la tubería de aluminio o cobre y la lámina de aluminio o cobre se garantiza mediante 800-1000 puntos de soldadura por metro de cordón de soldadura.

La chapa de aluminio es considerablemente más económica que la chapa de cobre. Esta ventaja en cuanto a precio, de un 10% de media por colector. Los mayores grosores de chapa en los absorbedores de aluminio permiten un mejor transporte térmico, lo que puede aumentar el coeficiente de rendimiento de los colectores hasta un 2%

C. Marco de aluminio con recubrimiento de polvo

El marco del colector consta de un solo perfil de aluminio curvado. Se eligió una aleación de aluminio resistente al agua del mar como material del marco, para una estabilidad elevada. El marco está disponible en aluminio de acabado natural o con un recubrimiento electrostático resistente al agua en los colores RAL antracita y plata.

D. Tubo colector





E. Aislamiento de lana mineral

Características principales de la lana mineral:

- Propiedades de aislante térmico: La lana mineral tiene una excelente conductividad térmica.
- Incombustibilidad: De acuerdo con los estándares europeos la lana mineral presume de tener la mejor clasificación a fuego posible Euroclase A1, (punto de fusión superior a 1.000 °C).
- Ahorro energético: Menor consumo de energía y por tanto reducción de las emisiones de CO₂.
- Permeabilidad al vapor: Debido a su estructura fibrosa, la lana mineral es permeable al vapor.
- Repelente al agua: Las fibras de la lana mineral son permanentemente repelentes al agua.
- Altamente Sostenible: La lana mineral no es peligrosa ni para la salud, ni para el medio ambiente. Está totalmente libre de CFC, HCFC y todos los demás materiales que disminuyen el ozono, tanto en la fabricación como en el producto final, no presenta amenaza conocida para el medio ambiente.
- Dimensiones permanentemente estables: Los productos de lana mineral permanecen estables y no cambian de forma o fluctúan en dimensiones (longitud o achura), pese a los cambios de humedad o temperatura.
- Resistencia a los microorganismos: La lana mineral se mantiene limpia e higiénicamente en buen estado, no es higroscópica, es imputrescible, y no alimenta alimañas ni estimula el crecimiento de hongos, mohos o bacteria.

F. Tubo de meandro

Meandro simple de cobre de diferentes diámetros.

G. Cubierta de absorbedor altamente selectiva

La carcasa acepta absorbedores de cobre y aluminio soldados por rayo láser de dos o cuatro conexiones. Evitamos de manera consecuente los puentes transmisores de calor para maximizar el rendimiento.

H. Chapa de fondo de aluminio

I. Fijación segura del vidrio:

Los listones de vidrio de aluminio y el sellado de silicona ancho, con forma de circunferencia y protegido contra los rayos UV garantizan una fijación segura del vidriado y contribuyen a estabilizar el colector. El diseño patentado de la fijación del absorbedor garantiza que éste





permanezca en la posición correcta en todas las condiciones. La moldura interna con forma de circunferencia evita la disminución del rendimiento de los puentes transmisores de calor y el desgaste de la superficie del absorbedor. Las elegantes cantoneras para las esquinas, fáciles de sustituir, evitan daños en caídas desde poca altura.

J. Ranura de fijación periférica

-Entradas y salidas de fluido:

Ambos colectores presentan una única entrada de fluido y una única salida de fluido.

4.5.2 Fluido de Trabajo

Se detalla el fluido que interviene en la transferencia de calor en el colector:

El medio caloportador recomendado en este tipo de colectores es agua líquida con una mezcla de protección de helada en la base de propilenglicol.





4.5.3 Características Técnicas del fabricante: Colector Vertical

COLECTOR VERTICAL		
TIPO DE CONSTRUCCIÓN	Colector plano para montaje sobre tejados	
	inclinados y planos,cubierta y fachada plana.	
DIMENSIONES (mm)	1870 x 1150	
SUPERFICIE DE ABSORCIÓN (m ²)	2,15	
ALTURA (mm)	75	
PESO TOTAL(Kg)	37	
CONTENIDO LÍQUIDO (I)	1,73	
FLUJO NOMINAL (I/h)	80 (bajo flujo: 40)	
	160 (bajo flujo: 80 mezcla de agua y	
PÉRDIDA NOMINAL DE PRESIÓN (mbar)	propilenglicol 20°C)	
CONEXIÓN HIDRAÚLICA	Conexión en serie de colectores situados uno	
	al lado del otro	
CONEXIÓN DEL COLECTOR	2 racores de compresión de 12mm	
	Absorbedor KBB con chapa de alumnio y	
TIPO DE ABSORBEDOR	conexión hidraúlica de cobre, absorbedor de	
	1 meandro de 12mm de diámetro.	
RECUBRIMIENTO ABSORBEDOR	Eta plus_Al, de alta selectividad	
ABSORCIÓN/EMISIÓN	95%/5%	
CUBIERTA	Vidrio transparente de bajo contenido en	
	hierro	
TRANSMISION DE LA CUBIERTA	88%	
RESISTENCIA AL IMPACTO DE LA CUBIERTA	Según EN 12975-2	
AISLAMIENTO TÉRMICO	Lana mineral de 30 mm	
CARCASA DEL COLECTOR	Marco de aluminio recubierto de polvo	
COEFICIENTE DE RENDIMIENTO	Eta: 77,6%	
COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE CALOR (W/m ² K ²)	a1 (K1) 3,95	
COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE CALOR (W/m ² K ²)	a2 (K2) 0,0165	
TEMPERATURA MÁXIMA EN REPOSO (ºC)	191	
PRESIÓN DE SERVICIO ADMISIBLE (bar)	10	
GARANTÍA COMERCIAL	6 años sobre el funcionamiento y la	
	resistencia a la intemperie	

Tabla 4-7 Características Colector Vertical [15]





4.5.4 Características Técnicas de fabricante: Colector Horizontal

COLECTOR HORIZONTAL		
TIPO DE CONSTRUCCIÓN	Colector plano para montaje sobre tejados	
	inclinados y planos, cubierta y fachada plana.	
DIMENSIONES (mm)	1870 x 1150	
SUPERFICIE DE ABSORCIÓN (m ²)	2,15	
ALTURA (mm)	95	
PESO TOTAL(Kg)	39	
CONTENIDO LÍQUIDO (I)	1,70	
FLUJO NOMINAL (I/h)	120 (bajo flujo: 50)	
	280 (bajo flujo: 90 mezcla de agua y	
PÉRDIDA NOMINAL DE PRESIÓN (mbar)	propilenglicol 20°C)	
CONEXIÓN HIDRAÚLICA	Conexión en serie de colectores situados uno	
	al lado del otro	
CONEXIÓN DEL COLECTOR	Sistema de enchufe con junta doble de anillo	
	Absorbedor KBB con chapa de alumnio y	
TIPO DE ABSORBEDOR	conexión hidraúlica de cobre, absorbedor de	
	1 meandro de 9 mm de diámetro.	
RECUBRIMIENTO ABSORBEDOR	Eta plus_Al, de alta selectividad	
ABSORCIÓN/EMISIÓN	95%/5%	
CUBIERTA	Vidrio transparente de bajo contenido en	
	hierro	
TRANSMISIÓN DE LA CUBIERTA	91%	
RESISTENCIA AL IMPACTO DE LA CUBIERTA	Según EN 12975-2	
AISLAMIENTO TÉRMICO	Lana mineral de 50 mm	
CARCASA DEL COLECTOR	Marco de aluminio recubierto de polvo	
COEFICIENTE DE RENDIMIENTO	Eta: 77,5%	
COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE CALOR (W/m ² K ²)	a1 (K1) 3,73	
COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE CALOR (W/m ² K ²)	a2 (K2) 0,0152	
TEMPERATURA MÁXIMA EN REPOSO (ºC)	205	
PRESIÓN DE SERVICIO ADMISIBLE (bar)	10	
GARANTÍA COMERCIAL	6 años sobre el funcionamiento y la	
	resistencia a la intemperie	

Tabla 4-8 características Colector Horizontal [15]





4.5.5 Curvas de rendimiento de los colectores solares objeto de estudio

A continuación, se muestra una comparativa de las curvas de rendimiento de los dos colectores, así como los parámetros de las dos curvas:



Figura 4-25 Curva de rendimiento de los colectores Vertical y Horizontal [16]

COLECTOR VERTICAL			
Rendimiento óptico (n₀)	77,6 %		
Coeficiente pérdida de calor(K ₁)	3,95 W/m²K		
Coeficiente pérdida de calor(K ₂)	0,0165 W/m²K		

Figura 4-26 Parámetros rendimiento colector Vertical [16]

COLECTOR HORIZONTAL			
Rendimiento óptico (n₀)	77,5%		
Coeficiente pérdida de calor (K ₁)	3,73 W/m²K		
Coeficiente pérdida de calor(K ₂)	0,0152 W/m²K		

Figura 4-27 Parámetros rendimiento colector Horizontal [16]







5 MODELO NUMÉRICO

En este apartado del estudio pasamos a describir el procedimiento que hemos seguido para la consecución del modelo, los parámetros adoptados en el mismo así como el software empleado en la simulación.

5.1 SOFTWARE

Utilizamos el software comercial FLUENT como herramienta para la simulación numérica.

Este programa se basa en la mecánica de fluidos computacional, que trata de predecir el comportamiento de un flujo, la transferencia de calor y masa, reacciones químicas y fenómenos relacionados, mediante la resolución numérica del conjunto de ecuaciones que gobiernan los fluidos.

Los resultados de la resolución numérica son relevantes en el desarrollo de nuevos productos, solución de problemas y rediseño.

El análisis computacional es un complemento a los estudios experimentales, reduciendo el esfuerzo requerido en la evaluación de diseños y la adquisición de los datos.

Ansys Fluent provee múltiples opciones de solución, que combinado con métodos Multigrid para mejorar la convergencia, se obtiene soluciones eficientes y precisas para un amplio régimen de flujos. La variedad de modelos físicos en Ansys Fluent permite predecir con gran exactitud flujos laminares y turbulentos, transferencia de calor (radiación, convección, conducción), reacciones químicas, flujos multifásicos y otros fenómenos involucrados; teniendo Ansys Fluent una gran capacidad de flexibilidad de mallas, siendo capaz de que automáticamente cambie la malla durante el proceso de resolución.

La forma de trabajar en la mecánica de fluidos computacional es la siguiente:

En primer lugar es preciso crear una malla en cuyos nodos se van a resolver las ecuaciones de Navier-Stokes. A partir de unas dimensiones calculadas previamente se realiza el mallado en el MESH de programa ANSYS.

Una vez creada la malla, el modelo se abre con el programa Fluent. Éste, se basa en el método de resolución de volúmenes finitos, tomando como geometría de partida. Fluent calcula la solución de las ecuaciones de manera iterativa hasta que encuentra una solución con los criterios de convergencia fijados. La precisión de la solución depende del modelo utilizado, de las condiciones de contorno que hayamos especificado y de la discretización, es decir, de la malla creada.

5.2 MÉTODO DE VOLÚMENES FINITOS

El método de los volúmenes finitos permite discretizar y resolver numéricamente ecuaciones diferenciales.





Consideremos una malla de discretización del espacio fluido. En torno a cada punto de esta malla se construye un volumen de control que no se superpone con el de los puntos vecinos. De esta forma el volumen total de fluido resulta ser igual a la suma de los volúmenes de control considerados. La ecuación diferencial a resolver se integra sobre cada volumen de control, lo cual entrega como resultado una versión discretizada de dicha ecuación. Para realizar la integración se requiere especificar perfiles de variación de la variable dependiente entre los puntos de la malla, de modo de poder evaluar las integrales resultantes. La principal propiedad del sistema de ecuaciones discretizadas resultante, es que la solución obtenida satisface en forma exacta las ecuaciones de conservación consideradas, independientemente del tamaño de la malla.

Los estudios de simulación numérica por el método de volúmenes finitos se desarrolla a lo largo de siete fases en 3 etapas diferentes: pre-proceso, resolución y post-proceso.

- Pre-proceso:
 - A partir de la realidad física del sistema, se selecciona el modelo matemático apropiado para describir su comportamiento, teniendo en cuanta que caracterice con exactitud aquellas propiedades que sean objeto de estudio durante la simulación numérica.
 - 2. Una vez seleccionado el modelo matemático, se divide la estructura en porciones no intersectantes entre sí. En cada porción, que recibe el nombre de volumen finito, se interpolan las variables principales en función de su valor en múltiples puntos discretos de cada elemento; a dichos puntos se les llama nodos. El sistema está compuesto ahora por una malla de elementos de estudio sencillo.
 - 3. Se discretizan las ecuaciones diferenciales que gobiernan el sistema, obteniendo así las expresiones matemáticas a resolver en cada elemento.
 - 4. Se obtienen las expresiones a partir de las cuales determinar el comportamiento del sistema en conjunto, partiendo de las expresiones discretas de cada elemento.
- Resolución:
 - 5. Se resuelve el sistema de ecuaciones, utilizando herramientas informáticas, para determinarlas diferentes variables incógnitas. El proceso de resolución puede estar basado en cualquier método de resolución de ecuaciones lineales conocido, sin embargo, su aplicación es diferente para situaciones de estado estacionario y estado transitorio. En caso de estado estacionario se resuelve el sistema de ecuaciones de forma iterativa, hasta alcanzar una solución que las satisfaga con la menor de las tasas de error posible. Para sistemas transitorios, este proceso debe realizarse, además, para cada instante de tiempo considerado en la simulación.





- Post-proceso:
 - 6. Tras la obtención de los resultados numéricos, se realiza la interpretación y presentación de los mismos. Para ello suelen utilizarse métodos gráficos que faciliten el proceso.
 - 7. Una vez estudiados los resultados, el analista puede plantearse efectuar modificaciones en cualquiera de las fases anteriores, con objeto de obtener resultados diferentes que ayuden a resolver al problema de ingeniería tratado en la simulación, o de corrección de posibles errores presentes en el desarrollo de la misma.

El método de los volúmenes finitos resulta muy útil de cara a la obtención de información sobre el comportamiento de sistemas continuos, para los que no existen soluciones analíticas disponibles.

5.3 MODELO MATEMÁTICO DEL PROBLEMA

Con la finalidad de resolver el problema planteado en este estudio, se debe realizar una introducción teórica al problema de dinámica de fluidos. Para ello, antes de comenzar con la presentación del problema, se iniciará el planteamiento y la presentación de las ecuaciones que gobiernan el comportamiento del fluido tanto en régimen laminar como turbulento.

Así, se puede definir el movimiento en régimen laminar como aquel en el que sus partículas fluidas gozan de un movimiento ordenado en capas o láminas que no abandona y queda definido por las ecuaciones de Navier-Stokes. De este modo, la caracterización del movimiento de una partícula fluida se basa en las ecuaciones de conservación de la masa, cantidad de movimiento y conservación de la energía. Estas son:

• Conservación de la masa: [17]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho v) = 0$$

• Conservación de la cantidad de movimiento: [17]

$$\rho\Big(\frac{\partial v}{\partial t} + v \times \nabla v\Big) = -\nabla \rho + \nabla \rho \tau' + \rho g$$

• Conservación de la energía: [17]

$$\left[\frac{\partial}{\partial t}\left(e+\frac{1}{2}\upsilon^{2}\right)+\upsilon\nabla\left(e+\frac{1}{2}\upsilon^{2}\right)\right]=-\nabla(\rho\upsilon)+\nabla(\tau'\upsilon)+\nabla(k\nabla T)+\rho g\upsilon+Q$$

Estas ecuaciones representan el comportamiento de un fluido en su forma genérica, pudiéndose simplificar para casos específicos, dependiendo del tratamiento que se haga sobre





el fluido, de las condiciones de contorno del problema o de simplificaciones sobre cualquiera de ambos.

5.4 TRANSFERENCIA DE CALOR CON EL FLUIDO CALOPORTADOR EN RÉGIMEN LAMINAR

La transmisión de calor en régimen laminar es un fenómeno complejo en el que intervienen las siguientes variables:

- La condición de contorno térmica en la pared.
- Los efectos de entrada.
- La variación de las propiedades físicas del fluido con la temperatura. La convección natural por efecto de la flotación.

La condición de contorno térmica en la pared incluye en gran medida en la transferencia de calor en régimen laminar, al contrario de lo que ocurre en régimen turbulento. Las correlaciones experimentales o soluciones numéricas no se van a poder extrapolar a condiciones de contorno distintas de aquellas para las que se obtuvieron.

La dificultad en el estudio del flujo laminar tiene que ver en gran medida con el hecho de que los fluidos que transfieren calor en este régimen suelen tener propiedades físicas que dependen fuertemente de la temperatura. Los efectos de estas variaciones en las propiedades físicas, fundamentalmente viscosidad y densidad, van a influir notablemente en la transmisión de calor.

En flujo laminar, los gradientes de temperatura existentes en el fluido provocan variaciones espaciales de densidad que propiciarán la aparición de fuerzas de flotación. Cuando estas fuerzas de flotación son dominantes, crean un movimiento secundario y la transferencia de calor asociada se denomina convección natural o libre.

Si la transferencia de calor se debe por completo a un movimiento impuesto por gradientes externos de presiones motrices, se tiene convección forzada; a la acción combinada de la convección libre y forzada se le denomina convección mixta y está presente normalmente en las aplicaciones de transmisión de calor en régimen laminar.

En el caso de nuestro estudio, no tenemos en cuenta la convención natural y suponemos densidad constante.

5.5 GEOMETRÍA DE LOS COLECTORES OBJETO DE ESTUDIO

En primer lugar, utilizando las dimensiones de los colectores reales definidos en el modelo físico, creamos la geometría con el AnsysWorkbench [®].






Para ello nos apoyamos en herramientas propias de programas de diseño construyendo la geometría en varios sketchs.

Para la simulación, definimos la geometría más sencilla posible, que consta de:

- Absorbedor.
- Volumen correspondiente al aire.
- Serpentín.
- Interior del serpentín.
- La parte del aislante no la dibujamos porque luego la consideramos como una pared adiabática.
- Entrada y salida de fluido.

Utilizamos los siguientes datos para la construcción de la geometría:

PANEL VERTICAL				
DIMENSIONES (mm)	1870 X 1150			
SUPERFICIE (m ²)	2,15			
ALTURA (mm)	75			
SERPENTIN (mm)	12			

Tabla 5-1 Dimensiones panel Vertical [15]

PANEL HORIZONTAL				
DIMENSIONES (mm)	1870 X 1150			
SUPERFICIE (m ²)	2,15			
ALTURA (mm)	95			
SERPENTIN (mm)	9			

Tabla 5-2 Dimensiones panel Horizontal [15]

En un primer sketch realizamos el absorbedor, y en el plano medio de este creamos el meandro, para ello, creamos un sketch perpendicular al plano del absorbedor y de las dimensiones indicadas en la siguiente tabla, posteriormente creamos otro sketch que consiste en una línea que define la trayectoria del meandro y cuyo punto de inicio coincide con el centro del círculo.

Realizamos un barrido del círculo a lo largo de esta trayectoria obteniendo lo que será el serpentín:







Figura 5-1 Colector Vertical [16]



Figura 5-2 Colector Horizontal [16]

Una vez conseguido el croquis pasamos a definir los volúmenes:

-Serpentín







Figura 5-3 Serpentin colector Vertical [16]



Figura 5-4 Serpentin colector Horizontal [16]







Figura 5-5 Geometría colector Vertical [16]



Figura 5-6 Geometría colector Horizontal [16]

-Interior del serpentín: Por cuyo interior circula el fluido.





En ambos colectores procedemos de igual manera para la consecución de la geometría.

5.6 MALLADO

Una vez creada la geometría, procedemos a realizar el mallado con el MESH de ANSYS [®]. El primer paso consiste en definir las caras de la geometría para poder posteriormente establecer las condiciones de contorno en Fluent.

•	A	
1	😨 Fluid Flow (CF)	<)
2	🞯 Geometry	~
3	🧼 Mesh	4
4	🍓 Setup	* .
5	🗑 Solution	*
6	🥩 Results	2

Figura 5-7 Inicio de mallado en Fluent [16]

5.6.1 Definición de las caras

Definimos las mismas caras en los dos colectores, que son las que intervienen en la posterior simulación, dentro de las condiciones de contorno:



RADIACIÓN:

Figura 5-8 Cara radiación panel Vertical [16]









Figura 5-9 Cara radiación panel Horizontal [16]

- LATERAL

Figura 5-10 Caras laterales colector Verical [16]



Estudio de caracterización de colectores solares planos mediante software de mecánica de fluidos computacional.





Figura 5-11 Caras laterales colector Horizontal [16]



• ABSORBEDOR:

Figura 5-12 Cara abajo absorbedor panel Vertical [16]





Estudio de caracterización de colectores solares planos mediante software de mecánica de fluidos computacional.



Figura 5-13 Cara abajo absorbedor panel Horizontal [16]



• ENTRADA Y SALIDA DE FLUIDO

Figura 5-14 Entrada y salida de fluido colector Vertical [16]





Estudio de caracterización de colectores solares planos mediante software de mecánica de fluidos computacional.



Figura 5-15 Entrada y salida de fluido colector Horizontal [16]

• SERPENTÍN: En este apartado diferenciamos dos caras, una es la cara del serpentín que está en contacto con el aire y la otra la parte que esta en contacto con el aislante.

Figura 5-16 Caras del serpentín colector Vertical [16]







Figura 5-17 Caras del serpentín colector Horizontal [16]

5.6.2 Definición de mallado

El mallado está compuesto por una malla formada por puntos de retícula denominados nodos. Los resultados se calculan resolviendo las ecuaciones de gobierno pertinentes numéricamente encada uno de los nodos de la malla. Tanto el patrón como la posición relativa de los nodos, así como la eficiencia y tiempo de cálculo afectan a la solución final. Esta es la razón por la que un buen mallado es esencial para conseguir buenos resultados.

Dado que interesa obtener una mayor precisión, la malla elegida está formada por hexaedros ya que interesa que la densidad de malla sea suficientemente alta para capturar todas las características del flujo. Cuando existe una pared, la malla adyacente a dicha pared debe ser lo suficientemente fina para resolver el flujo de capa límite. Es por eso que se prefieren las células hexagonales antes que los tetraedros ya que los primeros pueden ser estirados donde el flujo está completamente desarrollado.

En el caso del estudio el mallado aplicado a los colectores simulados está formado por:

- Colector vertical: 6.409.652 celdas
- Colector Horizontal: 10.176.901 celdas





Figura 5-20 Mallado colector Horizontal [16]







Figura 5-21 Mallado serpentín colector Horizontal [16]

5.7 MODELO DE RADIACIÓN SOLAR

El programa AnsysFluent proporciona un modelo de carga solar que se puede utilizar para calcular los efectos de la radiación de los rayos del sol que entran en un dominio computacional. El enfoque de trazado de rayos es un medio altamente eficaz y practico en la aplicación de cargas solares como fuentes de calor en las ecuaciones de energía.

El modelo de carga solar de ordenadas discretas (DO) resuelve la ecuación de transferencia de radiación para un numero finito de ángulos sólidos discretos, cada uno asociado con un vector de dirección fija en el sistema cartesiano (x,y,z). Permite calcular los flujos de calor y aplicarlos como fuentes de calor a la ecuación de la energía.

Dentro del modelo de radiación, que no podemos definir completamente porque será diferente en cada caso ya que iremos modificando la radiación directa en los diferentes casos de estudio, especificamos los siguientes valores:

- La radiación directa se modificará en los diferentes casos de estudio, que es uno de los objetivos de este estudio.
- La radición difusa es en todos los casos 200 W/m².
- El vector de radiación solar es el parámetro que permite determinar la dirección y el sentido de los rayos solares y de ese modo determinar cómo incide sobre el colector.

En nuestro caso, la radiación incide de manera totalmente perpendicular al colector. Luego ponemos la componente Y= -1





Valores de discretización angular.

Theta divisions y Phi divisions definen el numero de ángulos de control utilizado para discretizar cada octante del espacio angular. Por defecto el programa nos propone 2 unidades para cada variable. Para la mayoría de casos prácticos esta configuración es aceptable. Sin embargo, una configuración de 2 se considera una estimación gruesa. Incrementando la discretización de Theta divisions y Phi divisions se lograrán resultados más fiables. Una discretización angular más fina es utilizada para determinar la influencia de pequeñas características geométricas o fuertes variaciones espaciales de temperatura.

Theta pixels y Phi pixels se utilizan para controlar la pixelación de los ángulos de control. Para problemas relacionados con la radiación difusa gris, la pixelación de 1 suele ser suficiente. Para problemas relacionados con la simetría, periodicidad y para limites semitransparentes, se recomienda una pixelación mayor consiguiendo unos resultados aceptables. En nuestro caso adoptamos los valores de:

- Theta divisions: 4
- Phi divisions: 4
- Theta pixels: 1
- Phi pixels: 1

El modelo solar adoptado es común a los dos colectores estudiados.

5.8 MATERIALES

En este apartado desarrollamos los materiales que se han utilizado para la simulación en FLUENT, así como sus características:

Agua líquida:

Como ya hemos explicado anteriormente, el fluido caloportador se trata de agua líquida con las siguientes propiedades.

-Densidad (Kg/m³): 998.2 Constante -Calor específico Cp (j/kg-k): 4182 Constante -Conductividad (W/m-k): 0.6 Constante -Viscosidad (kg/m-s): 0.001003 Constante

Cobre:

El serpentín es de cobre de las siguientes características y el absorbedor del colector horizontal.

-Densidad (Kg/m³): 8978 Constante
-Calor específico Cp (j/kg-k): 381 Constante
-Conductividad (W/m-k): 387.6 Constante
-Coeficiente de absorción (1/m): 0.9 Constante

Aluminio:

Tanto los laterales como el absorbedor del colector vertical, son de aluminio.





- Densidad (Kg/m³): 2719 Constante
- Calor específico Cp (j/kg-k): 871 Constante
- Conductividad (W/m-k): 202.4 Constante
- Coeficiente de absorción (1/m): 0.9 Constante
- > Aire:

El volumen existente entre el absorbedor y la cara superior, denominada radiación, es aire. Para la simulación, no hemos tenido en cuenta la convección natural del aire y hemos supuesto densidad constante tanto para el colector vertical como para el horizontal.

- Densidad (Kg/m³): 1.225 Constante
- Calor específico Cp (j/kg-k): 1006.43 Constante
- Conductividad (W/m-k): 0.0242 Constante
- Viscosidad (kg/m-s): 1.7894 e-5 Constante

Como podemos observar, suponemos en ambos colectores, densidad constante del aire durante las simulaciones, luego no interviene la convección natural.



Figura 5-22 Materiales colector Vertical [16]







Figura 5-23 Materiales colector Horizontal [16]

5.9 CONDICIONES DE CONTORNO

A continuación, se especifican las condiciones de contorno que se han aplicado a ambos colectores:

- Suponemos los laterales del colector, la parte del aislante y cara inferior, así como las paredes del serpentín, paredes opacas adiabáticas, es decir, que no hay pérdidas. El espesor de las paredes es 0.001m. La emisividad es de 0,95.
- El absorbedor, se caracteriza como una pared opaca adiabática, es decir, que no hay pérdidas. El espesor es 0.001m. La emisividad es de 0,95.
- La cara de la radiación la definimos como una pared semitransparente, dado que debe dejar pasar la radiación hasta el absorbedor. La emisividad interna es de 0,12.
 Transmitividad 0,88. El espesor de esta pared es de 0.01 m.
- La entrada y salida de fluido: Como se ha descrito con anterioridad, el modelo consta de una única entrada de fluido y una única salida.
 Suponemos que entra un flujo másico (Kg/s) de manera perpendicular al volumen que conforma la entrada al serpentín, recorre el serpentín, y sale el mismo flujo másico perpendicular al volumen que conforma la salida del serpentín. El valor del flujo másico puede variar en los diferentes casos de estudio.





6 **RESULTADOS**

6.1 VALIDACIÓN MODELO NUMÉRICO

6.1.1 Colector Vertical

Para caracterizar el colector solar plano, se procede a calcular dos parámetros:

1. Curva de rendimiento del fabricante

Lo primero para caracterizar el colector es hallar la curva de rendimiento del mismo.

Para hallar la curva de rendimiento del fabricante utilizamos la siguiente expresión (1), sustituyendo en ella los parámetros proporcionados por el fabricante.

(1)
$$n = n_o - \frac{k_1 \times (T_m - T_a)}{G} - \frac{k_2 \times (T_m - T_a)^2}{G}$$

Donde:

T _m	Temperatura media del colector

- T_a Temperatura ambiente
- G Radiación (W/m²)
- n_o Rendimiento óptico = 77,6%
- K₁ Coeficiente pérdida de calor = 3,95 W/m²K
- K₂ Coeficiente pérdida de calor = 0,0165 W/m²K

Para poder hallar la curva hemos ido dando valores al término $\frac{(T_m - T_a)}{G}$ y sustituyéndolos en le expresión anterior, obteniendo los valores de rendimiento de la siguiente tabla:

$(Tm - T_a)$	Rendimiento
G	curva fabricante
0	0,776
0,01	0,736
0,016	0,712
0,018	0,705
0,02	0,696
0,021	0,693
0,025	0,677
0,029	0,661
0,03	0,657
0,04	0,617
0,06	0,538
0,07	0,499
0,08	0,459

Tabla 6-1 Términos del rendimiento del fabricante colector Vertical [15]





Resultando la siguiente curva:



Tabla 6-2 Rendimiento del fabricante colector Vertical [15]

2. Rendimiento experimental del colector (η_{exp}):

En este caso hemos hallado la curva de rendimiento experimental, mediante la variación y estudio de diferentes variables como:

- La radiación directa incidente.
- Flujo másico.
- Temperatura de entrada del fluido.

Variando el flujo, obtenemos la siguiente curva de rendimiento experimental:

- Flujo nominal de 80 l/h que se corresponden con un flujo másico de 0,0222 Kg/s.
- Bajo flujo de 40 l/h, que se corresponde con 0,0111 Kg/s.
- Varios puntos intermedios: 0,0194, 0,0166 y 0,0138 kg/s.

Consideramos en todos los casos anteriores:

- Una radiación directa de 1423 W/m².
- Una radiación difusa de 200 W/m².
- Una temperatura de entrada del fluido de 300K.

Utilizamos la temperatura de salida, ya que la temperatura media del colector es muy difícil de hallar, y lo simplificamos utilizando la de salida.

Obtenemos los resultados de temperatura de salida del fluido, que están recogidos en la siguiente tabla.



T entrada (K)	T salida (k)	Flujo (kg/s)
300	323,198	0,0222
300	326,223	0,0194
300	330,015	0,0166
300	335,038	0,0138
300	341,698	0,0111

Tabla 6-3 Temperatura de salida del fluido [16]

Para calcular el rendimiento experimental:

Primero hallamos el Calor Útil, sustituyendo los datos de la siguiente fórmula (2):

(2)
$$Q\acute{u}til = m \times Cp \times (ts - te)$$

Siendo:

Cp Calor específico del agua (j/kg k)

- te Temperatura de entrada del agua (k)
- ts Temperatura de salida del agua (k)

Para los casos ensayados obtenemos los siguientes resultados:

т				
entrada(k)	T salida(k)	flujo (kg/s)	Cp (J/kg*K)	Qútil(W)
300	323,19809	0,0222	4182	2153,719
300	326,2237	0,0194		2127,549
300	330,01508	0,0166		2083,682
300	335,038	0,0138		2022,099
300	341,69885	0,0111		1935,668

Tabla 6-4 Flujo del Colector Verical [16]

El rendimiento experimental lo calculamos por medio de la siguiente fórmula (3):

(3)
$$n \exp = \frac{Q\acute{u}til}{G \times A}$$

Donde:





Obtenemos	los	siguientes	resultados:
-----------	-----	------------	-------------

T entrada	T salida	Flujo	Ср	G	Α				Rendimiento
(K)	(K)	(kg/s)	(j/kg*K)	(W/m²)	(m²)	G*A	Qútil (W)	(Tsal-Ten)/G	exp.
300	323,198	0,0222	4182	1423	2,15	3059,45	2153,719	0,0163	0,703
300	326,223	0,0194	4182	1423	2,15	3059,45	2127,549	0,0184	0,695
300	330,015	0,0166	4182	1423	2,15	3059,45	2083,682	0,0210	0,681
300	335,038	0,0138	4182	1423	2,15	3059,45	2022,099	0,0246	0,660
300	341,698	0,0111	4182	1423	2,15	3059,45	1935,668	0,0293	0,632

Tabla 6-5 Rendimiento experimental colector Vertical 1 [16]

Construimos la curva de rendimiento experimental con los siguientes datos, para poder así compararla con la del fabricante.

$(Tsal - T_{en})$	Rendimiento
G	exp.
0,0163	0,703
0,0184	0,695
0,0210	0,681
0,0246	0,660
0.0293	0.632

Tabla 6-6 Rendimiento experimental colector Vertical 2 [16]



Tabla 6-7 Curva del rendimiento experimental del Colector Vertical [16]





Para validar el modelo numérico, comparamos la curva de rendimiento del fabricante con la curva de rendimiento experimental obtenida:

$(Tsal - T_{en})$	Rendimiento
G	fabricante
0	0,776
0,01	0,736
0,016	0,712
0,018	0,705
0,02	0,696
0,021	0,693
0,025	0,677
0,029	0,661
0,03	0,657
0,04	0,617
0,06	0,538
0,07	0,499
0,08	0,459
0,09	0,420

(m. 1.).	- • •
(Tsal – en)	Rendimiento
G	experimental
0,0163	0,703
0,0184	0,695
0,0210	0,681
0,0246	0,660
0,0293	0,632

Tabla 6-8 Rendimiento del fabricante y rendimiento experimental del colector Vertical [16]

Como podemos observar en las tablas anteriores y en el gráfico siguiente, nos hemos acercado mucho al rendimiento especificado por el fabricante, con lo cual el modelo es válido para realizar las simulaciones con él.

No tenemos un rendimiento igual debido a todas las suposiciones realizadas y anteriormente explicadas en el modelo numérico.



Tabla 6-9 Curva del rendimiento del fabricante y experimental del colector Vertical [16]

Por lo tanto consideramos el modelo validado para seguir trabajando con él.





6.1.2 Colector Horizontal

Para caracterizar el colector se procede a calcular dos parámetros:

1. Curva de rendimiento del fabricante

Lo primero para caracterizar el colector es hallar la curva de rendimiento del mismo.

Para hallar la curva de rendimiento del fabricante utilizamos la siguiente expresión (4), sustituyendo en ella los parámetros proporcionados por el fabricante.

(4)
$$n = n_0 - \frac{k_1 \times (T_m - T_a)}{G} - \frac{k_2 \times (T_m - T_a)^2}{G}$$

Donde:

- T_m Temperatura media del colector
- T_a Temperatura ambiente
- G Radiación (W/m²)
- n_o Rendimiento óptico = 77,5%
- K_1 Coeficiente pérdida de calor = 3,73 W/m²K
- K₂ Coeficiente pérdida de calor = 0,0152 W/m²K

Para poder hallar la curva hemos ido dando valores al término $\frac{(T_m - T_a)}{G}$ y sustituyéndolos en le expresión anterior, obteniendo los valores de rendimiento de la siguiente tabla:

$(Tm - T_a)$	Rendimiento curva
G	fabricante
0	0,775
0,05	0,5885
0,01	0,7377
0,02	0,7004
0,03	0,6631
0,04	0,6258
0,06	0,5512
0,07	0,5139
0,08	0,4766
0,09	0,4393

Tabla 6-10 Rendimiento curva del fabricante del colector Horizontal [16]





Resultando la siguiente curva:



Tabla 6-11 Curva del rendimiento curva del fabricante del colector Horizontal [16]

2. Rendimiento experimental del colector (η_{exp}):

En este caso, para caracterizar el colector, hemos hallado la curva de rendimiento experimental mediante la variación y estudio de diferentes parámetros como:

- La radiación directa incidente.
- Flujo másico
- Temperatura de entrada del fluido.

Variando el flujo:

- Flujo nominal de 120 l/h, que se corresponden con un flujo másico de 0,0333 Kg/s.
- Bajo flujo de 50 l/h, que se corresponde con 0,0138 Kg/s.
- Varios puntos intermedios: 0,0284, 0,0235 y 0,0186 kg/s.

Consideramos en todos los casos anteriores:

- Una radiación directa de 1423 W/m².
- Una radiación difusa de 200 W/m².
- Una temperatura de entrada del fluido de 300 k.

Utilizamos la temperatura de salida, ya que la temperatura media del colector es muy difícil de hallar, y lo simplificamos utilizando la de salida.

Obtenemos los resultados de temperatura de salida del fluido, que están recogidos en la siguiente tabla:





T entrada (K)	T salida (k)	Flujo (kg/s)
300	315,870	0,0333
300	318,451	0,0284
300	322,012	0,0235
300	327,231	0,0186
300	335,350	0,0138

Tabla 6-12 tabla de flujo de colector Horizontal 1 [16]

Para calcular el rendimiento experimental:

Primero hallamos el Calor Útil, sustituyendo los datos de la siguiente fórmula (5):

(5)
$$Q\acute{u}til = m \times Cp \times (ts - te)$$

Siendo :

m	Flujo másico (kg/s)
Ср	Calor específico del agua (j/kg k)
te	Temperatura de entrada del agua (k)
ts	Temperatura de salida del agua (k)

Para los casos ensayados obtenemos los siguientes resultados:

T entrada(k)	T salida(k)	flujo (kg/s)	Cp (J/kg*K)	Qútil(W)	
300	315,8703	0,0333	4182	2210,107	
300	318,4515	0,0284		2191,462	
300	322,0129	0,0235		2163,361	
300	327,2318	0,0186		2118,231	
300	335,35016	0,0138		2040,114	
Table 6 12 Table de fluie de colector Herizontal 1 [16]					

Tabla 6-13 Tabla de flujo de colector Horizontal 1 [16]

El rendimiento experimental lo calculamos por medio de la siguiente fórmula (6):

(6)
$$n \exp = \frac{Q \circ t i l}{G \times A}$$

Donde:

A Área de captación (m²)





Obtenemos	los siguientes	resultados:
Obterrenitos	los sigurentes	resarcaaos,

T entrada	T salida	Flujo	Ср	G	Α		Qútil		Rendimiento
(К)	(К)	(kg/s)	(j/kg*K)	(W/m²)	(m²)	G*A	(W)	(Tsal-Ten)/G	exp.
300	315,870	0,0333	4182	1423	2,15	3059,45	2210,107	0,0111	0,722
300	318,451	0,0284	4182	1423	2,15	3059,45	2191,462	0,0129	0,716
300	322,012	0,0235	4182	1423	2,15	3059,45	2163,361	0,0154	0,707
300	327,231	0,0186	4182	1423	2,15	3059,45	2118,231	0,0191	0,692
300	335,3501	0,0138	4182	1423	2,15	3059,45	2040,114	0,0248	0,666

Tabla 6-14 Rendimiento experimental del colector Horizontal 1 [16]

Construimos la curva de rendimiento experimental con los siguientes datos, para poder así compararla con la del fabricante.

$(Tsal - T_{en})$	Rendimiento
G	exp.
0,0111	0,722
0,0129	0,716
0,0154	0,707
0,0191	0,692
0,0248	0,666

Tabla 6-15 Rendimiento experimental colector Horizontal 2 [16]



Tabla 6-16 Curva rendimiento experimental colector Horizontal [16]

Para validar el modelo numérico, comparamos la curva de rendimiento del fabricante con la curva de rendimiento experimental obtenida:





$(Tsal - T_{en})$	Rendimiento
G	fabricante
0	0,775
0,05	0,5885
0,01	0,737
0,012	0,730
0,015	0,719
0,019	0,704
0,02	0,700
0,024	0,685
0,03	0,6631
0,04	0,6258
0,06	0,5512
0,07	0,5139
0,08	0,4766

$\frac{(Tsal - en)}{G}$	Rendimiento experimental
0,0111	0,722
0,0129	0,716
0,0154	0,707
0,0191	0,692
0,0248	0,666

Tabla 6-17 rendimiento del fabricante y experimental del colector Horizontal [16]

Como podemos observar en las tablas anteriores y en el gráfico siguiente, nos hemos acercado mucho al rendimiento especificado por el fabricante, con lo cual el modelo es válido para realizar las simulaciones con él.

No tenemos un rendimiento igual debido a todas las suposiciones realizadas y anteriormente explicadas en el modelo numérico.





Por lo tanto consideramos el modelo validado para seguir trabajando con él.





6.2 ESTUDIO PARAMÉTRICO

6.2.1 Análisis de sensibilidad de la radiación incidente

- Colector Vertical

En este caso, se analiza uno de los factores que más influyen en el aumento de la temperatura del fluido del colector, la radiación incidente (G).

Estudiamos cómo afecta la radiación a la temperatura de salida del fluido manteniendo constante:

- El flujo másico (0,0222 Kg/s), siendo este el nominal.
- La temperatura de entrada al colector (300K).

Estudiamos 4 casos de radiación incidente, recogidos en la siguiente tabla:

T entrada	T salida	Flujo	G
(К)	(К)	nominal(kg/s)	(W/m²)
300	323,198	0,0222	1423
300	318,831	0,0222	1200
300	314,867	0,0222	1000
300	308,826	0,0222	700

Tabla 6-19 Radiación incidente colector Vertical [16]



Tabla 6-20 Curva temperatura de salida-radiación colector Vertical [16]

Con estos resultados obtenidos se puede demostrar que el aumento de la temperatura del fluido a la salida del colector es directamente proporcional al aumento de la radiación incidente. Es decir, cuanto mayor sea la radiación, mayor temperatura absorberá el fluido.





Como se observa en la gráfica, el aumento de la temperatura con respecto a la radiación incidente sigue una progresión lineal.

Se puede decir a la vista de los resultados y la ecuación de la curva, podemos obtener el siguiente parámetro significativo en cuanto diseño, que la temperatura de salida del fluido aumenta del orden de:

1,99°C cada 100 W/m² de radiación incidente

- Colector Horizontal

En este caso, se analiza uno de los factores que más influyen en el aumento de la temperatura del fluido del colector, la radiación incidente (G).

Estudiamos cómo afecta la radiación a la temperatura de salida del fluido manteniendo constante:

- El flujo másico (0,0333 Kg/s), siendo este el nominal.
- La temperatura de entrada al colector (300K).

Estudiamos 4 casos de radiación incidente, recogidos en la siguiente tabla:

T entrada (K)	T salida (K)	Flujo nominal (kg/s)	G (W/m²)
300	315,870	0,0333	1423
300	312,844	0,0333	1200
300	310,121	0,0333	1000
300	306,015	0,0333	700

Tabla 6-21 Radiación incidente colector Horizontal [16]



Tabla 6-22 Curva temperatura de salida-radiación colector Horizontal [16]





Con estos resultados obtenidos se puede demostrar que el aumento de la temperatura del fluido a la salida del colector es directamente proporcional al aumento de la radiación incidente. Es decir, cuanto mayor sea la radiación, mayor temperatura absorberá el fluido. Como se observa en la gráfica, el aumento de la temperatura con respecto a la radiación incidente sigue una progresión lineal.

Se puede decir a la vista de los resultados y la ecuación de la curva, podemos obtener el siguiente parámetro significativo en cuanto diseño, que la temperatura de salida del fluido aumenta del orden de:

1,36°C cada 100 W/m² de radiación incidente

6.2.2 Análisis de sensibilidad de la temperatura de entrada del fluido

- Colector Vertical

Otro factor que influye en la variación de la temperatura del fluido del colector es la temperatura a la que entra el fluido.

Estudiamos como afecta esta variable en tres casos:

- Temperatura ambiente: 300 K.
- El fluido en verano, suponemos que entrará a una temperatura de 18°C, 291 K.
- El fluido en invierno, suponemos que entra a 10°C, 283K.

En este caso mantenemos constante:

- El flujo másico (0,0222 Kg/s), siendo este el nominal.
- La radiación incidente en 1423 W/m².

T entrada	T salida	Flujo nominal	G	
(К)	(К)	(kg/s)	(W/m²)	
300	323,198	0,0222	1423	
291	315,523	0,0222	1423	
283	308,615	0,0222	1423	

Tabla 6-23 Temperatura de entrada del fluido en el colector Vertical [16]







Tabla 6-24 Temperatura de Salida- Temperatura de entrada colector Vertical [16]

Con estos resultados se puede demostrar que el aumento de la temperatura del fluido a la salida del colector es directamente proporcional al aumento de la temperatura de entrada del fluido. Como en el caso anterior, el aumento de la temperatura de salida con respecto a la temperatura de entrada, sigue una progresión lineal.

Se puede decir a la vista de los resultados y la ecuación de la curva, podemos obtener el siguiente parámetro significativo en cuanto diseño, que la temperatura de salida del fluido aumenta del orden de:

0,86°C cada 1°C que aumenta la temperatura de entrada del fluido

- Colector Horizontal

Otro factor que influye en la variación de la temperatura del fluido del colector es la temperatura a la que entra el fluido.

Estudiamos como afecta esta variable en tres casos:

- Temperatura ambiente: 300 K.
- El fluido en verano, suponemos que entrará a una temperatura de 18°C, 291 K.
- El fluido en invierno, suponemos que entra a 10°C, 283K.

En este caso mantenemos constante:





- El flujo másico (0,0333 Kg/s), siendo este el nominal.
- La radiación incidente en 1423 W/m².

T entrada (K)	T salida (K)	Flujo nominal (kg/s)	G (W/m²)
300	315,8703	0,0333	1423
291	307,7036	0,0333	1423
283	300,3943	0,0333	1423

 Tabla 6-25 Temperatura de entrada del fluido en el colector Horizontal [16]



Tabla 6-26 Temperatura de Salida- Temperatura de entrada del colector Horizontal [16]

Con estos resultados se puede demostrar que el aumento de la temperatura del fluido a la salida del colector es directamente proporcional al aumento de la temperatura de entrada del fluido. Como en el caso anterior, el aumento de la temperatura de salida con respecto a la temperatura de entrada, sigue una progresión lineal.

Se puede decir a la vista de los resultados y la ecuación de la curva, podemos obtener el siguiente parámetro significativo en cuanto diseño, que la temperatura de salida del fluido aumenta del orden de:

0,91°C cada 1°C que aumenta la temperatura de entrada del fluido





6.2.3 Análisis de sensibilidad a la variación del flujo

- Colector Vertical

Un factor muy influyente en la variación de la temperatura del fluido del colector es el flujo másico. Aunque los colectores generalmente están diseñados y todos sus parámetros son calculados para un flujo de diseño, denominado flujo nominal, en este apartado pasamos a estudiar cómo influye el flujo en la temperatura a la que sale el fluido del colector.

Estudiamos como afecta esta variable en varios supuestos:

- Flujo nominal (0,0222 Kg/s)
- Bajo flujo (0,0111 Kg/s)
- Varios puntos intermedios entre estos dos valores.

En este caso mantenemos constante:

- La radiación incidente en 1423 W/m².
- La temperatura de entrada del fluido ,300 k.

T entrada	T salida	Flujo	G
(К)	(К)	(kg/s)	(W/m²)
300	323,198	0,0222	1423
300	326,223	0,0194	1423
300	330,015	0,0166	1423
300	335,038	0,0138	1423
300	341,698	0,0111	1423

Tabla 6-27 Flujo de entrada en el colector Vertical [16]



Tabla 6-28 Temperatura de salida- flujo colector Vertical [16]





Como podemos observar en la gráfica anterior, la curva se ajusta a una variación polinómica de segundo orden:

$$y = 81979x^2 - 4376,2x + 380,05$$

Como es lógico, podemos decir a la vista de los resultados obtenidos, que a medida que aumenta el flujo disminuye la temperatura a la que sale el fluido del colector.

- Colector Horizontal

Un factor muy influyente en la variación de la temperatura del fluido del colector es el flujo másico. Aunque los colectores generalmente están diseñados y todos sus parámetros son calculados para un flujo de diseño, denominado flujo nominal, en este apartado pasamos a estudiar cómo influye el flujo en la temperatura a la que sale el fluido del colector.

Estudiamos como afecta esta variable en varios supuestos:

- Flujo nominal (0,0333 Kg/s)
- Bajo flujo (0,0138 kg/s)
- Varios puntos intermedios entre estos dos valores.

En este caso mantenemos constante:

- La radiación incidente en 1423 W/m².
- La temperatura de entrada del fluido ,300 k.

T entrada (K)	T salida (K)	Flujo (kg/s)	G (W/m²)
300	315,870	0,0333	1423
300	318,451	0,0284	1423
300	322,012	0,0235	1423
300	327,231	0,0186	1423
300	335,350	0,0138	1423

Tabla 6-29 Flujo de entrada del colector Horizontal [16]







Tabla 6-30 Temperatura de salida- flujo colector Horizontal [16]

Como podemos observar en la gráfica anterior, la curva se ajusta a una variación polinómica de segundo orden:

$$y = 38857x^2 - 2807,6x + 366,47$$

Como es lógico, podemos decir a la vista de los resultados obtenidos, que a medida que aumenta el flujo disminuye la temperatura a la que sale el fluido del colector.

6.2.4 Sensibilidad de la variación del coeficiente convectivo de pérdidas en la cubierta

En los casos de estudio anteriores, desarrollados en el punto 6.2, no hemos tenido en cuenta las posibles pérdidas en ninguno de los supuestos .Por ello, en este apartado nos centramos en determinar cómo se comportan los colectores para dos supuestos posibles de pérdidas.

En este apartado tratamos de determinar cómo afecta al modelo, un posible viento que actúe sobre la superficie del vidrio disipando parte del calor absorbido, por efecto de la convección.

Estudiamos en ambos colectores 3 supuestos de pérdidas:

- 0 W/m²K
- 10 W/m²K
- 50 W/m²K

Suponemos también en todos los casos:

- Temperatura del viento: 293 K
- Temperatura de entrada del fluido: 300 K
- Radiación incidente: 1423 W/m²





- Radiación difusa : 200 W/m²
- Flujo nominal: 0,0222 Kg/s en el caso del colector vertical

0,0333 Kg/s en el caso del colector horizontal

A su vez, todas las demás paredes del modelo las consideramos adiabáticas, es decir, no hay pérdidas.

Obtenemos los siguientes resultados para cada colector:

Colector Vertical

T entrada	T salida	Flujo	G	Α	Perdidas	G*A	Qutil	(Tsal-Ten)/G	Rendimiento
(К)	(К)	(kg/s)	(W/m²)	(m²)	(W/m²K)		(W)		exp.
300	323,19809	0,0222	1423	2,15	0	3059,45	2153,719	0,0163	0,703
300	320,2682	0,0222	1423	2,15	10	3059,45	1881,707	0,0142	0,615
300	318,9464	0,0222	1423	2,15	50	3059,45	1758,991	0,0133	0,574

 Tabla 6-31 Sensibilidad de la variación del coeficiente convectivo de pérdidas en cubierta del colector Vertical

 [16]

A continuación, mostramos la curva de variación del rendimiento con respecto a las pérdidas estudiadas.



Tabla 6-32 Rendimiento – Pérdidas convectivas en la cubierta del colector Vertical [16]





Podemos cuantificar, el porcentaje que cae el rendimiento con respecto a las pérdidas, calculando la pendiente de la siguiente forma (7):

(7)
$$\frac{70,3-57,4}{0-50} = -0,258\% / W/m^2$$

- Colector horizontal

T entrada (K)	T salida (K)	Flujo (kg/s)	G (W/m²)	A (m²)	Perdidas (W/m ² K)	G*A	Qutil (W)	(Tsal-Ten)/G	Rendimiento exp.
300	315,8703	0,0333	1423	2,15	0	3059,45	2210,1075	0,0111	0,722
300	314,3837	0,0333	1423	2,15	10	3059,45	2003,08269	0,0101	0,654
300	313,6352	0,0333	1423	2,15	50	3059,45	1898,84613	0,0095	0,620

 Tabla 6-33 Sensibilidad de la variación del coeficiente convecticvo de pérdidas en cubierta del colector Horizontal

 [16]

A continuación, mostramos la curva de variación del rendimiento con respecto a las pérdidas estudiadas.



Tabla 6-34 Rendimiento – Pérdidas convectivas en la cubierta del colector Horizontal [16]

Podemos cuantificar, el porcentaje que cae el rendimiento con respecto a las pérdidas, calculando la pendiente de la siguiente forma (8):

(8)
$$\frac{72,2-62,0}{0-50} = -0,204\%$$
 / W/m²



6.2.5 Análisis de sensibilidad del coeficiente conductivo de pérdidas en el absobedor

En este apartado estudiamos como afectan al modelo las pérdidas por conducción en el absorbedor.

Suponemos un porcentaje de pérdidas con respecto al calor útil obtenido en el supuesto sin pérdidas.

Estudiamos en ambos colectores 3 supuestos de pérdidas:

- 0%
- 1%
- 5%

Suponemos también en todos los casos:

- Temperatura de entrada del fluido: 300 K
- Radiación incidente: 1423 W/m²
- Radiación difusa: 200 W/m²
- Flujo nominal: 0,0222 Kg/s en el caso del colector vertical
 - 0,0333 Kg/s en el caso del colector horizontal

A su vez, las demás paredes del modelo las consideramos adiabáticas, es decir, no hay pérdidas.

Obtenemos los siguientes resultados para cada colector:

- Colector vertical

Observamos que, como es esperado, la temperatura a la que sale el fluido desciende y en consecuencia desciende el calor útil y el rendimiento, como consecuencia de las pérdidas.

T entrada	T salida	Flujo	Ср	G	Α	G*A	Qutil	Perdidas	Rendimiento
(К)	(К)	(kg/s)	(j/kg*K)	(W/m²)	(m²)		(W)	(W/m²)	exp.
300	323,19809	0,0222	4182	1423	2,15	3059,45	2153,71995	0	0,703
300	323,0133	0,0222	4182	1423	2,15	3059,45	2136,56398	11,159	0,698
300	322,1788	0,0222	4182	1423	2,15	3059,45	2059,08866	55,795	0,673

Tabla 6-35 Sensibilidad de la variación del coeficiente conductivo de pérdidas en el absorbedor del colector Vertical [16]

A continuación, mostramos la curva de variación del rendimiento con respecto a las pérdidas conductivas del absorbedor, para el colector vertical.




Estudio de caracterización de colectores solares planos mediante software de mecánica de fluidos computacional.



Tabla 6-36 Rendimiento – Pérdidas conductivas en el absorbedor del colector Vertical [16]

Se observa, que el rendimiento cae con respecto a las pérdidas en el absorbedor, siguiendo una progresión lineal.

Podemos decir de manera cuantitativa que el rendimiento cae con respecto a las pérdidas en:

-0,06 % por cada W/m² de pérdidas

T entrada	T salida	Flujo	Ср	G	Α	G*A	Qutil	Perdidas	Rendimiento
(K)	(К)	(kg/s)	(j/kg*K)	(W/m²)	(m²)		(W)	(W/m²)	exp.
300	315,8703	0,0333	4182	1423	2,15	3059,45	2210,107	0	0,722
300	315,7252	0,0333	4182	1423	2,15	3059,45	2189,900	11,276	0,715
300	315,1365	0,0333	4182	1423	2,15	3059,45	2107,918	56,380	0,688

-Colector horizontal

 Tabla 6-37 Sensibilidad de la variación del coeficiente conductivo de pérdidas en el absorbedor del colector

 Horizontal [16]

Observamos que, al igual que en el caso anterior del colector vertical, la temperatura a la que sale el fluido desciende y en consecuencia desciende el calor útil y el rendimiento, como consecuencia de las pérdidas.

A continuación, mostramos la curva de variación del rendimiento con respecto a las pérdidas conductivas del absorbedor, para el colector horizontal.







Tabla 6-38 Rendimiento – Pérdidas conductivas en el absorbedor del colector Horizontal [16]

Se observa, que el rendimiento cae con respecto a las pérdidas en el absorbedor, siguiendo una progresión lineal.

Podemos decir de manera cuantitativa que el rendimiento cae con respecto a las pérdidas en:

-0,06 % por cada W/m² de pérdidas

6.2.6 Resultados numéricos del estudio paramétrico

A la vista de los resultados anteriores, hemos logrado cuantificar los siguientes parámetros que son destacables desde el punto de vista del diseño o de futuras investigaciones, los cuales, recogemos en la tabla a continuación:

VARIABLE	COLECTOR VERTICAL	COLECTOR HORIZONTAL		
RADIACION	1,99 °C/100 W/m²	1,36 °C/100 W/m ²		
TEMPERATURA ENTRADA	0,86 °C/°C	0,91°C/°C		
FLUJO	y = 81979x ² - 4376,2x + 380,05	y = 38857x ² - 2807,6x + 366,47		
PERDIDAS CUBIERTA	-0,258% / W/m²K	-0,204% / W/m²K		
PERDIDAS ABSORBEDOR	-0,06 %/ W/m²	-0,06 %/ W/m²		

Tabla 6-39 Parámetros colector Vertical y colector Horizontal [16]





6.2.7 Estudio comparativo de los flujos de los dos colectores

Basándonos en el estudio anteriormente realizado, se ha observado que las diferencias entre un colector y otro no son exageradamente significativas por lo cual, hemos decidido analizar el cada colector con el flujo nominal de trabajo del otro colector estudiando y comparado los siguientes casos:

- Colector vertical con su flujo nominal (0,0222 Kg/s)
- Colector vertical con el flujo nominal del colector horizontal (0,0333 Kg/s)
- Colector horizontal con su flujo nominal (0,0333 Kg/s)
- Colector horizontal con el flujo nominal del colector horizontal (0,0222 Kg/s)

CASO	T entrada (K)	T salida (K)	Flujo (kg/s)	Qutil (W)	(Tsal-Ten)/G	Rendimiento exp.
Colector vertical	300	323,198	0,0222	2153,719	0,01630	0,703
Colector horizontal flujo nominal del colector Vertical	300	323,200	0,0222	2153,900	0,0163	0,704
Colector horizontal	300	315,8703	0,0333	2210,107	0,0111	0,722
Colector vertical con el flujo nominal del colector horizontal	300	315,498	0,0333	2158,276	0,0108	0,705

Tabla 6-40 Estudio comparativo de los flujos del colector Vertical y Horizontal [16]

Como podemos observar, no hay apenas variación entre los resultados de ambos colectores, esto es debido a que ambos colectores presentan curvas de rendimiento similares en el rango de trabajo.





Tabla 6-41 Curvas de rendimiento de los colectores Vertical y Horizontal [16]

Al ser los dos colectores pertenecientes al mismo fabricante, están diseñados para que ofrezcan condiciones de trabajo muy similares.





7 CONCLUSIONES

A. En cuanto al diseño:

Hemos sido capaces de caracterizar dos modelos completos de colectores solares planos, desde la construcción de la geometría y el mallado así como la parte fluida.

Cabe destacar la relevancia del mallado del modelo numérico ya que es una de las partes más importantes de una simulación por ordenador, puesto que sirve de base para discretizar el dominio en volúmenes finitos. Por lo tanto, un buen mallado permite obtener un modelo que se asemeja a los colectores reales y gracias a ello obtener resultados prácticamente iguales a los que se obtienen realmente.

Remarcamos la importancia de la utilización de software de simulación numérica como el empleado en la realización para lograr modelos adecuados en la medida de lo posible a la realidad, que permite modificar los parámetros de diseño del modelo numérico, variar sus condiciones de contorno y en consecuencia obtener resultados.

La principal característica de este tipo de software es la rapidez de ejecución, ya que permite reducir el tiempo puesto que simulamos modelos y comportamientos cercanos a los reales sin necesidad de su existencia física, lo que conlleva a un ahorro importante de tiempo y dinero.

B. En cuanto a resultados:

Se han podido cuantificar la variación de los siguientes parámetros para ambos colectores, que son destacables desde el punto de vista del diseño o de futuras investigaciones.

- Radiación incidente: se ha demostrado que el aumento de la temperatura del fluido a la salida del colector es directamente proporcional al aumento de la radiación incidente y sigue una progresión lineal.

-Temperatura de entrada del fluido: Se demuestra que el aumento de la temperatura del fluido a la salida del colector es directamente proporcional al aumento de la temperatura de entrada del fluido. Como en el caso anterior, el aumento de la temperatura de salida con respecto a la temperatura de entrada, sigue una progresión lineal.

-Flujo másico: Se ha calculado que la variación de flujo se ajusta a una curva polinómica de segundo orden. Podemos decir, que a medida que aumenta el flujo disminuye la temperatura a la que sale el fluido del colector.





-Pérdidas convectivas en la cubierta: Se cuantifica el porcentaje que cae el rendimiento por cada W/m²K de pérdidas que se introducen en el modelo.

-Pérdidas conductivas en la parte del absorbedor: Se cuantifica el porcentaje que cae el rendimiento por cada W/m² de pérdidas que se introducen en el modelo.

-Estudio comparativo de flujos en ambos colectores: Hemos analizado cada colector con el flujo nominal de trabajo del otro colector, observando que no hay apenas variación entre los resultados de ambos colectores ya que presentan curvas de rendimiento similares en el rango de trabajo.

VARIABLE	COLECTOR VERTICAL	COLECTOR HORIZONTAL		
RADIACION	1,99 °C/100 W/m²	1,36 °C/100 W/m²		
TEMPERATURA ENTRADA	0,86 °C/°C	0,91°C/°C		
FLUJO	y = 81979x ² - 4376,2x + 380,05	y = 38857x ² - 2807,6x + 366,47		
PERDIDAS CUBIERTA	-0,258% / W/m²K	-0,204% / W/m²K		
PERDIDAS ABSORBEDOR	-0,06 %/ W/m²	-0,06 %/ W/m²		

Tabla 7-1 Parámetros colector Vertical y colector Horizontal [16]

C. Líneas futuras de investigación:

Como ya hemos comentado en el punto anterior, en este estudio hemos realizado un estudio paramétrico de como se ve afectado el modelo por variaciones en la radiación incidente, temperatura de entrada del fluido, flujo másico, pérdidas convectivas en la cubierta, pérdidas conductivas en la parte del absorbedor y se ha realizado un estudio comparativo de flujos en ambos colectores.

Pero pueden darse líneas futuras de investigación en cuanto a modificaciones de la geometría, es decir, como se vería afectado el modelo si cambiamos el diámetro del serpentín o si cambiamos propiedades de los materiales, por ejemplo, el coeficiente de absorción del vidrio de la cubierta.





8 **REFERENCIAS**

- [1] "Energía Solar Térmica Tomo I". José Manuel López-Cozar. IDAE.
- [2] "Energía Solar Térmica Tomo III". José Manuel López-Cozar. IDAE.
- [3] "Colectores Solares para Agua Caliente" Cora Placco, Luis Saravia, Carlos Cadena
- [4] "Plan de Energías Renovables España" 2005-2010.
- [5] "Sistemas de Energías Renovables" Año 2015 1ª Edición. Jorge Pablo Díaz Velilla.
- [6] http://newton.cnice.mec.es/materiales_didacticos/energia/renovables.html
- [7] Código Técnico de la Edificación (CTE). Real Decreto 314/2006.
- [8] "Solar Heat World Wide, Markets and Contribution to the Energy Supply 2009" AIE.
- [9] "Ingeniería Térmica y de Fluidos" Pedro Fernández Díez. Universidad de Cantabria.
- [10] "Energías Alternativas" Pedro Fernández Díez. Universidad de Cantabria.
- [11] "Arquitectura y clima, manual de diseño bioclimático para arquitectos y urbanistas.Ed. Gustavo Gili. Barcelona, 1998."Olgyay, Victor.
- [12] "Energías Renovables. Conceptos y Aplicaciones." Santiago J. Sánchez Miño.
- [13] "Manuales sobre energía renovable: solar Térmica. (BUN-CA)-1ed.-2002" San José, C.R.
- [14] "Principles of Heat Transfer" 3rd Edition. Frank Kreith. Ed Alhambra Universidad, Madrid 1983. ISBN 84-205-0927-2
- [15] "La nueva generación de Colectores Solares" Catálogo KBB solar collectors.
- [16] "Mercedes Mantilla, Ana Calzada. Estudio mediante Ansys 14.5" Universidad de Cantabria.
- [17] "Estudio de mecanismos de transferencia de calor con CFD" Javier Nieto Bautista.
- [18] "Scopus" base de datos científicos.
- [19] "Solar Energy" Pablo Castro Alonso. Universidad de Cantabria.
- [20] "Transferencia de calor" A.F. Mills. Editorial McGraw-Hill/Irwin.INC., EE.UU.