

# Trabajo Fin de Grado

## Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

Estudio del comportamiento de los captadores  
solares planos. Análisis de mercado.

Autor: Juan Manuel Méndez Cote

Tutor: José Julio Guerra Macho

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

Sevilla, 2017





Trabajo Fin de Grado  
Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

# **Estudio del comportamiento de los captadores solares planos. Análisis de mercado.**

Autor:

Juan Manuel Méndez Cote

Tutor:

José Julio Guerra Macho

Catedrático de Universidad

Dep. Ingeniería Energética

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2017



Trabajo Fin de Grado: Estudio del comportamiento de los captadores solares planos. Análisis de mercado.

Autor: Juan Manuel Méndez Cote

Tutor: José Julio Guerra Macho

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

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2017

El Secretario del Tribunal

# RESUMEN

---

En este texto, en primer lugar, se muestra una breve introducción sobre la radiación solar, recalcando el posible aprovechamiento de esta en nuestra región, así como de la energía solar térmica, valorando el panorama de la energía térmica europea y nacional. Después se hace un pequeño estudio de la situación mercado español actual, y una breve explicación de las aplicaciones que tiene esta tecnología. Posteriormente se han detallado los elementos principales de una instalación solar térmica y las posibles aplicaciones a las que pueden ser destinadas dichas instalaciones, siendo la producción de ACS la más habitual actualmente.

En el segundo capítulo se va a analizar en profundidad el captador solar plano. Se ha explicado su principio de funcionamiento, detallando los elementos que lo integran y clasificándolo según determinados criterios. Posteriormente se profundizará en el estudio en régimen permanente del captador solar plano, estudiando las ecuaciones que modelan su funcionamiento.

También se hará un análisis de mercado de dichos captadores. Mediante relaciones estadísticas, podemos relacionar modelos entre sí, para poder ver cuáles se ajustan más a las necesidades de diferentes situaciones a la hora de decidir utilizar este tipo de energía, o para comprobar que tipología de captador es la más utilizada hoy día y por qué. Para este estudio se han analizado tanto captadores solares planos como de tubos de vacío, aunque de estos últimos no se pudo recopilar suficiente información como para sacar algún resultado fiable. Se ha conseguido construir una base de datos con los parámetros de 332 modelos de captadores solares planos distintos y 52 modelos de captadores de tubos de vacío.



# ÍNDICE

<b>RESUMEN</b> .....	<b>6</b>
<b>ÍNDICE</b> .....	<b>8</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS</b> .....	<b>10</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS</b> .....	<b>11</b>
<b>GLOSARIO</b> .....	<b>13</b>
<b>1. INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>17</b>
1.1. OBJETIVO .....	17
1.2. RADIACION SOLAR .....	17
1.2.1. <i>RADIACIÓN SOLAR EN ANDALUCIA, ESPAÑA Y EUROPA</i> .....	18
1.3. ENERGÍA SOLAR TÉRMICA. SITUACIÓN DEL MERCADO ESPAÑOL .....	19
1.4. INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA. ELEMENTOS PRINCIPALES .....	22
1.5. APLICACIONES ENERGÍA SOLAR TÉRMICA .....	25
1.5.1. <i>PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA (ACS)</i> .....	25
1.5.2. <i>CLIMATIZACIÓN DE PISCINAS</i> .....	26
1.5.3. <i>CALEFACCIÓN</i> .....	26
1.5.4. <i>REFRIGERACIÓN</i> .....	27
1.5.5. <i>USO INDUSTRIAL</i> .....	28
<b>2. ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DEL CAPTADOR SOLAR PLANO</b> .....	<b>30</b>
2.1. EL CAPTADOR SOLAR PLANO .....	30
2.1.1. <i>ELEMENTOS DEL CAPTADOR SOLAR PLANO</i> .....	30
2.1.1.1. CUBIERTA .....	31
2.1.1.2. PLACA ABSORBEDORA .....	31
2.1.1.3. AISLAMIENTO .....	33
2.1.1.4. CARCASA .....	34
2.1.2. <i>PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DEL CAPTADOR SOLAR PLANO</i> .....	34
2.1.3. <i>CLASIFICACIÓN DEL CAPTADOR SOLAR PLANO</i> .....	34
2.2. MODELO EN RÉGIMEN PERMANENTE .....	35
2.2.1. <i>BALANCE GLOBAL</i> .....	35
2.2.2. <i>RENDIMIENTO</i> .....	37
2.2.3. <i>PRODUCTO TRANSMITANCIA-ABSORTANCIA (<math>\tau\alpha</math>)</i> .....	38
2.2.3.1. REFLEXIÓN DE LA RADIACIÓN .....	39
2.2.3.2. TRANSMITANCIA DE LA CUBIERTA .....	40
2.2.4. <i>COEFICIENTE GLOBAL DE PÉRDIDAS (<math>U_L</math>)</i> .....	41
2.2.4.1. COEFICIENTE GLOBAL DE PÉRDIDAS SUPERIOR ( $U_t$ ) .....	41
2.2.4.2. COEFICIENTE GLOBAL DE PÉRDIDAS INFERIOR ( $U_b$ ) .....	43
2.2.4.3. COEFICIENTE GLOBAL DE PÉRDIDAS LATERAL ( $U_e$ ) .....	44
2.2.5. <i>COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR</i> .....	44
2.2.5.1. CONVECCIÓN ENTRE LA CUBIERTA Y EL AMBIENTE .....	44
2.2.5.2. CONVECCIÓN ENTRE TUBO Y FLUIDO .....	46
2.2.5.3. CONVECCIÓN ENTRE PLACA ABSORBENTE Y CUBIERTA DE VIDRIO .....	48
2.2.5.4. RADIACIÓN ENTRE LA PLACA ABSORBENTE Y LA CUBIERTA DE VIDRIO .....	49
2.2.5.5. RADIACIÓN ENTRE LA CUBIERTA DE VIDRIO Y EL AMBIENTE .....	49

2.2.6.	<i>IRRADIANCIA SOLAR GLOBAL (I)</i> .....	49
2.2.7.	<i>MODELO DE ALETA UNIDIMENSIONAL</i> .....	52
2.2.8.	<i>CAMPO DE TEMPERATURAS DEL FLUIDO</i> .....	58
<b>3.</b>	<b>ESTUDIO DE MERCADO</b> .....	<b>60</b>
3.1.	SUPERFICIE DEL CAPTADOR .....	61
3.2.	CONFIGURACIÓN DE CAPTADORES SOLARES PLANOS .....	63
3.3.	PRESIÓN MÁXIMA DE FUNCIONAMIENTO .....	63
3.4.	TEMPERATURA MÁXIMA DE FUNCIONAMIENTO .....	64
3.5.	MATERIAL DE LA PLACA ABSORBENTE .....	67
3.6.	TRATAMIENTO DE LA PLACA ABSORBENTE .....	68
3.7.	MATERIAL DE LOS TUBOS.....	70
3.8.	ESPESOR DE VIDRIO.....	71
3.9.	TIPO DE AISLAMIENTO .....	72
3.10.	ESPESOR DE AISLAMIENTO .....	74
3.11.	PESO EN VACÍO .....	75
3.12.	CAPACIDAD .....	76
3.13.	PESO VS. ÁREA .....	79
3.14.	CAPACIDAD VS. ÁREA.....	82
<b>4.</b>	<b>CONCLUSIONES</b> .....	<b>86</b>
<b>5.</b>	<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	<b>89</b>

# ÍNDICE DE TABLAS

---

<i>Tabla 1. m<sup>2</sup> acumulado por comunidades autónomas en el año 2015.....</i>	<i>22</i>
<i>Tabla 2. m<sup>2</sup> superficie nueva instalada por comunidades autónomas en el año 2015.....</i>	<i>22</i>
<i>Tabla 3. Porcentajes de tipos de materiales en aislamiento de captadores solares planos.....</i>	<i>72</i>
<i>Tabla 4. Listado de catálogos de fabricantes .....</i>	<i>90</i>

# ÍNDICE DE FIGURAS

---

Figura 1. Componentes de la Radiación .....	18
Figura 2. Mapa de Irradiación Global en Europa.....	19
Figura 3. Mapa de Irradiación Global en España .....	20
Figura 4. Desarrollo del mercado 2006-2016 .....	21
Figura 5. Esquema de una instalación solar térmica .....	23
Figura 6. Esquema básico de la instalación solar térmica para producción de ACS.....	26
Figura 7. Esquema básico de la instalación solar térmica para climatización de piscinas cubiertas .....	27
Figura 8. Esquema básico de la instalación solar térmica para climatización de piscinas descubiertas .....	27
Figura 9. Esquema básico de la instalación solar térmica para calefacción.....	28
Figura 10. Esquema básico de la instalación solar térmica para refrigeración .....	29
Figura 11. Esquema básico de la instalación solar térmica para ACS uso industrial .....	29
Figura 12. Elementos de un captador solar plano .....	31
Figura 13. Configuración en placas, en parrilla y en serpentín respectivamente .....	33
Figura 14. Balance de energía en el captador .....	36
Figura 15. Recta de rendimiento .....	37
Figura 16. Método Ray Tracing .....	38
Figura 17. Ley de Snell .....	39
Figura 18. Red térmica para un CSP de una cubierta .....	43
Figura 19. Radiación directa en superficies horizontal e inclinada.....	50
Figura 20. Sección transversal de la placa absorbente.....	52
Figura 21. Sistema tubo-aleta .....	53
Figura 22. Balance energético en el elemento de aleta.....	53
Figura 23. Factor de eficiencia de la aleta .....	55
Figura 24. Energía útil transmitida al tubo.....	56
Figura 25. Disposición 1 de los tubos en la placa absorbente .....	57
Figura 26. Disposición 2 de los tubos en la placa absorbente .....	57
Figura 27. Disposición 3 de los tubos en la placa absorbente .....	58
Figura 28. Balance de energía en un tubo .....	58
Figura 29. Ejemplo de cómo está organizada la base de datos.....	60
Figura 30. Tipos de captadores.....	61
Figura 31. Tipos de captadores.....	61
Figura 32. Superficie de apertura de captadores solares planos.....	61
Figura 33. Superficie de apertura de captadores solares planos.....	62
Figura 34. Superficie de apertura de captadores de tubos de vacío.....	62
Figura 35. Superficie de apertura de captadores de tubos de vacío.....	62
Figura 36. Configuración de captadores solares planos.....	63
Figura 37. Configuración de captadores solares planos.....	64
Figura 38. Presión máxima de funcionamiento de captadores solares planos.....	64
Figura 39. Presión máxima de funcionamiento de captadores solares planos.....	65
Figura 40. Presión máxima de funcionamiento de captadores de tubos de vacío .....	65
Figura 41. Presión máxima de funcionamiento de captadores de tubos de vacío .....	65
Figura 42. Temperatura máxima de funcionamiento de captadores solares planos .....	66

Figura 43. Temperatura máxima de funcionamiento de captadores solares planos .....	66
Figura 44. Temperatura máxima de funcionamiento de captadores de tubos de vacío .....	67
Figura 45. Temperatura máxima de funcionamiento de captadores de tubos de vacío .....	67
Figura 46. Material de la placa absorbente de captadores solares planos .....	67
Figura 47. Material de la placa absorbente de captadores solares planos .....	68
Figura 48. Material de la placa absorbente de captadores de tubos de vacío .....	68
Figura 49. Material de la placa absorbente de captadores de tubos de vacío .....	68
Figura 50. Tratamiento de la placa absorbente de captadores solares planos .....	69
Figura 51. Tratamiento de la placa absorbente de captadores solares planos .....	69
Figura 52. Tratamiento de la placa absorbente de captadores de tubos de vacío .....	70
Figura 53. Tratamiento de la placa absorbente de captadores de tubos de vacío .....	70
Figura 54. Material de los tubos de captadores de tubos de vacío .....	70
Figura 55. Material de los tubos de captadores de tubos de vacío .....	71
Figura 56. Espesor del vidrio de captadores solares planos .....	71
Figura 57. Espesor del vidrio de captadores solares planos .....	72
Figura 58. Tipos de aislamiento de captadores solares planos .....	73
Figura 59. Tipos de aislamiento de captadores de tubos de vacío .....	73
Figura 60. Espesor de aislamiento de captadores solares planos .....	74
Figura 61. Espesor de aislamiento de captadores solares planos .....	75
Figura 62. Peso en vacío de captadores solares planos.....	75
Figura 63. Peso en vacío de captadores solares planos.....	76
Figura 64. Peso en vacío de captadores de tubos de vacío .....	76
Figura 65. Peso en vacío de captadores de tubos de vacío .....	77
Figura 66. Capacidad de captadores solares planos .....	77
Figura 67. Capacidad de captadores solares planos .....	78
Figura 68. Capacidad de captadores de tubos de vacío .....	78
Figura 69. Capacidad de captadores de tubos de vacío .....	79
Figura 70. Peso del captador solar plano frente a superficie .....	79
Figura 71. Peso específico del captador solar plano frente a superficie .....	80
Figura 72. Peso del captador de tubos de vacío frente a superficie .....	81
Figura 73. Peso específico del captador de tubos de vacío frente a superficie.....	81
Figura 74. Capacidad del captador solar plano frente a superficie .....	82
Figura 75. Capacidad específica del captador solar plano frente a superficie .....	83
Figura 76. Capacidad del captador de tubos de vacío frente a superficie .....	84
Figura 77. Capacidad específica del captador solar plano frente a superficie .....	84
Figura 78. Localización nacional de los fabricantes.....	85

# GLOSARIO

$A_c$	Área del captador [ $m^2$ ]
$A_{lat}$	Área lateral del captador [ $m^2$ ]
$\alpha_{aire}$	Difusividad térmica del aire [ $\frac{m^2}{s}$ ]
$\alpha_w$	Difusividad térmica del agua [ $\frac{m^2}{s}$ ]
$C_B$	Conductancia de la unión placa-tubo [ $\frac{W}{mK}$ ]
$C_p$	Calor específico del fluido caloportador [ $\frac{kJ}{kgK}$ ]
$D$	Diámetro exterior de los tubos [ $m$ ]
$D_{int}$	Diámetro interior de los tubos [ $m$ ]
$f$	Factor de fricción
$F$	Factor de eficiencia de la aleta
$F_R$	Factor de evacuación de calor del captador
$F'$	Factor de eficiencia del captador
$G$	Caudal específico del fluido caloportador [ $\frac{kg}{m^2s}$ ]
$g$	Aceleración de la gravedad [ $\frac{m}{s^2}$ ]
$h_{c,g-a}$	Coefficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta de vidrio y el ambiente [ $\frac{W}{m^2K}$ ]
$h_{c,p-g}$	Coefficiente de transferencia de calor por convección entre la placa absorbente y la cubierta de vidrio [ $\frac{W}{m^2K}$ ]
$h_f$	Coefficiente de transferencia de calor por convección entre el tubo y el fluido caloportador [ $\frac{W}{m^2K}$ ]
$h_{r,g-a}$	Coefficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta de vidrio y el ambiente [ $\frac{W}{m^2K}$ ]
$h_{r,p-g}$	Coefficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa absorbente y la cubierta de vidrio [ $\frac{W}{m^2K}$ ]
$I$	Radiación solar global sobre la superficie del captador [ $\frac{W}{m^2}$ ]
$I_D$	Radiación solar directa sobre superficie horizontal [ $\frac{W}{m^2}$ ]
$I_{Dn}$	Radiación directa normal a la dirección de propagación de la radiación [ $\frac{W}{m^2}$ ]
$I_{Dt}$	Radiación solar directa sobre superficie inclinada [ $\frac{W}{m^2}$ ]

$I_{dt}$	Radiación solar difusa sobre superficie inclinada $\left[\frac{W}{m^2}\right]$
$I_{Gt}$	Radiación solar reflejada sobre superficie inclinada $\left[\frac{W}{m^2}\right]$
$k$	Conductividad térmica $\left[\frac{W}{mK}\right]$
$k_{ext}$	Coefficiente de extinción del vidrio $[m^{-1}]$
$alto$	Longitud del captador $[m]$
$L_{tub}$	Longitud de los tubos $[m]$
$M$	Caudal del fluido caloportador $\left[\frac{kg}{s}\right]$
$m$	Masa $[kg]$
$\dot{m}_{tub}$	Caudal que circula por cada tubo $\left[\frac{kg}{s}\right]$
$N$	Día del año
$N_c$	Número de cubiertas
$N_{tub}$	Número de tubos
$n_1$	Índice de refracción del medio 1
$n_2$	Índice de refracción del medio 2
$Nu$	Número de Nusselt
$Pr$	Número de Prandtl
$Q$	Transferencia de calor $[W]$
$Q_u$	Energía solar útil del captador $[W]$
$Ra$	Número de Rayleigh
$R_D$	Factor de inclinación de la radiación directa
$Re$	Número de Reynolds
$R_{g-a}$	Resistencia térmica entre la cubierta de vidrio y el ambiente $\left[\frac{mK}{W}\right]$
$R_{p-g}$	Resistencia térmica entre la placa y la cubierta de vidrio $\left[\frac{mK}{W}\right]$
$S$	Radiación solar absorbida en la placa por unidad de superficie $\left[\frac{W}{m^2}\right]$
$T$	Temperatura $[^{\circ}C]$
$T_a$	Temperatura ambiente $[^{\circ}C]$
$T_g$	Temperatura de la cubierta de vidrio $[^{\circ}C]$
$\bar{T}_p$	Temperatura media de la placa absorbente $[^{\circ}C]$
$espesor$	Espesor del captador $[m]$
$U_b$	Coefficiente de pérdidas inferior $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$
$U_e$	Coefficiente de pérdidas lateral $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$
$U_{g-a}$	Coefficiente de pérdidas desde la cubierta al ambiente $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$

$U_L$	Coficiente global de pérdidas del captador $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$
$U_{p-g}$	Coficiente de pérdidas desde la placa a la cubierta de vidrio $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$
$U_t$	Coficiente de pérdidas superior $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$
$u_v$	Velocidad del viento $\left[\frac{m}{s}\right]$
$W$	Distancia entre centros de los tubos $[m]$
<i>ancho</i>	Ancho del captador $[m]$

### Símbolos griegos

$\alpha$	Absortividad de la placa absorbente
$\beta$	Ángulo de inclinación del captador $[\circ]$
$\beta'$	Coficiente de expansión volumétrica $\left[\frac{1}{K}\right]$
$\gamma$	Ángulo acimut $[\circ]$
$\delta$	Declinación $[\circ]$ , Espesor $[m]$
$\varepsilon_v$	Emisividad del vidrio
$\varepsilon_p$	Emisividad de la placa absorbente
$\eta$	Rendimiento del captador
$\theta_1$	Ángulo de incidencia de la radiación $[\circ]$
$\theta_2$	Ángulo de refracción de la radiación $[\circ]$
$\theta$	Ángulo de incidencia de la radiación directa $[\circ]$
$\theta_z$	Ángulo solar cénit $[\circ]$
$\theta_d$	Ángulo de incidencia de la radiación difusa $[\circ]$
$\mu$	Viscosidad del fluido $\left[\frac{N \cdot s}{m^2}\right]$
$\nu_{aire}$	Viscosidad cinemática del aire $\left[\frac{m^2}{s}\right]$
$\nu_w$	Viscosidad cinemática del agua $\left[\frac{m^2}{s}\right]$
$\rho$	Reflexión de la radiación sin polarizar
$\rho_d$	Reflectancia difusa de la cubierta de vidrio
$\rho_g$	Reflectancia del suelo
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann: $5,67 \cdot 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4}\right]$
$\tau$	Transmitancia de la cubierta de vidrio
$\tau_a$	Transmitancia de la cubierta debida a la absorción
$\tau_r$	Transmitancia de la cubierta debida a la reflexión
$(\tau\alpha)$	Producto transmitancia-absortancia del captador

$\emptyset$	Latitud [°]
$\omega$	Ángulo horario [°]

Subíndices

<i>a</i>	Ambiente
<i>ais</i>	Aislamiento
<i>f</i>	Fluido
<i>fe</i>	Fluido a la entrada
<i>fs</i>	Fluido a la salida
<i>g</i>	Cubierta de vidrio
<i>ml</i>	Marco lateral
<i>p</i>	Placa absorbente
<i>pm</i>	Placa metálica trasera
<i>tub</i>	Tubos

# 1. INTRODUCCIÓN

---

En el primer capítulo de este proyecto se ha querido fijar los objetivos del mismo, con el fin de ver la necesidad e importancia que hay en nuestra región de aprovechar la energía solar, puesto que es la mayor fuente de energía renovable que tenemos.

## 1.1. OBJETIVO

Hoy en día, debido a los problemas ambientales y los recursos limitados de combustibles fósiles, se está prestando cada vez más atención a las fuentes de energía renovables. Los sistemas térmicos solares son una forma de dicha fuente y han alcanzado en los últimos años una gran difusión como aparatos domésticos y comerciales. Un captador solar térmico estándar se puede utilizar para la producción de agua caliente sanitaria (ACS) así como un apoyo a las fuentes de energía para instalaciones de calefacción central. Varias configuraciones de sistemas se han desarrollado en los últimos años para reducir el consumo de energía de los sistemas de calefacción y sus costos de operación.

Actualmente los captadores solares utilizados con más frecuencia son los captadores solares planos y los captadores de tubos de vacío. Sin embargo, los captadores de tubos de vacío, a pesar de su mayor rendimiento, son raramente utilizados por los usuarios individuales debido al alto coste de la inversión.

El objetivo de este proyecto es ofrecer un análisis del mercado actual de captadores solares en España, elemento fundamental en las instalaciones de energía solar térmica de baja temperatura. Para ello se ha realizado una base de datos técnicos de los distintos fabricantes con los distintos modelos de captadores que existen en la actualidad, en la que hemos tenido en cuenta las diferentes características de cada uno de ellos, para posteriormente analizarlas y encontrar todas las relaciones posibles entre ellas.

También se va a explicar en qué consiste un captador solar y cómo se comporta, su tipología, que componentes lo forman, y como se diseñan.

## 1.2. RADIACION SOLAR

La radiación solar se define como la energía procedente del Sol en forma de ondas electromagnéticas. El Sol es una estrella que se encuentra a una temperatura media de 6000 K (5727 °C) en cuyo interior tienen lugar una serie de reacciones de fisión nuclear que producen una pérdida de masa que se transforma en energía. Esta energía liberada del Sol se transmite al exterior mediante la radiación solar. El Sol se comporta prácticamente como

un cuerpo negro, el cual emite energía siguiendo la ley de Planck a la temperatura ya citada. La radiación solar se distribuye desde el infrarrojo hasta el ultravioleta. No toda la radiación alcanza la superficie de la Tierra, porque las ondas ultravioletas más cortas son absorbidas por los gases de la atmósfera. La magnitud que mide la radiación solar que llega a la Tierra es la irradiancia, que mide la potencia que por unidad de superficie alcanza a la Tierra. Esta magnitud posee un valor medio de  $1.367 \text{ W/m}^2$  y se denomina constante solar, y equivaldría a 20 veces la energía almacenada en todas las reservas de combustibles fósiles del mundo (petróleo, carbón...).

Este valor difiere del registrado en la corteza terrestre ya que no toda la radiación que llega hasta la Tierra sobrepasa las capas altas de la atmósfera. Debido a los procesos que sufren los rayos solares cuando entran en contacto con los diferentes gases que componen la atmósfera, una tercera parte de la energía solar interceptada por la Tierra vuelve al espacio exterior, mientras que las dos terceras partes restantes penetran hasta la superficie terrestre. Este hecho se debe a que las proporciones de vapor de agua, metano, ozono y dióxido de carbono actúan como una barrera protectora.

La radiación solar que llega a la superficie terrestre está formada principalmente por dos componentes: radiación directa y radiación difusa (Figura 1). La radiación directa es aquella que alcanza la superficie directamente desde el Sol sin experimentar cambios, mientras que la radiación difusa se considera como aquella que procede de toda la bóveda y que ha sufrido cambios debido a su interacción principalmente con los componentes atmosféricos. En un día claro, la mayor parte de la radiación que se recibe será directa, mientras que en un día con nubes la principal componente de la radiación que se recibe es la difusa.

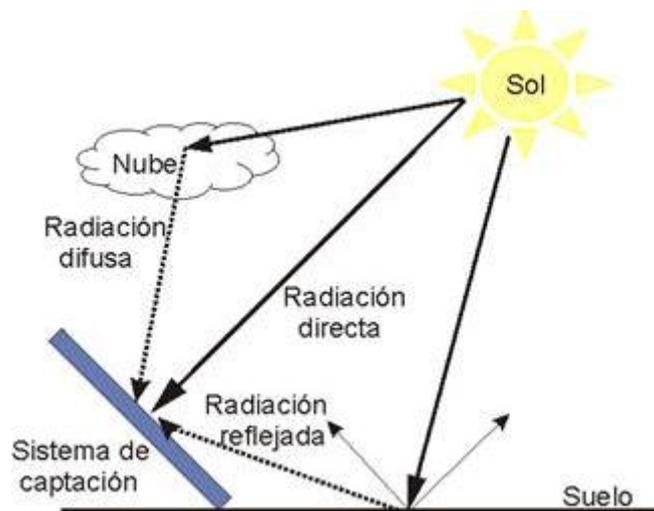


Figura 1. Componentes de la Radiación

### 1.2.1. RADIACIÓN SOLAR EN ANDALUCÍA, ESPAÑA Y EUROPA

La energía solar en España es una fuente de energía renovable que se encuentra en una fase avanzada de desarrollo, instalación y aprovechamiento. Se puede subdividir en dos tipos, principalmente: energía solar fotovoltaica y energía solar térmica. Estudiaremos sólo ésta última.

España es uno de los países de Europa con mayor cantidad de horas de sol, a lo que unido a los compromisos europeos en instalación de energías renovables así como la conveniencia estratégica de disminuir la gran dependencia energética exterior y aumentar la autonomía energética, contribuyó a que España fuera inicialmente uno de los primeros países a nivel mundial en investigación, desarrollo y aprovechamiento de la energía solar.

El mapa europeo de Radiación Solar manifiesta claramente que España es el país europeo que recibe la mayor cantidad de radiación solar, por lo que el potencial de aprovechamiento de la energía solar en nuestro país es muy elevado (Figura 2).

En el mapa de Irradiancia Global de España cabe destacar (Figura 3):

- La Meseta Norte recibe menor cantidad de radiación que la meseta Sur con un importante gradiente en el Sistema Central.
- Valores elevados de Irradiancia en el valle del Ebro.
- Alto valor de la Irradiancia en el sur de Sierra Morena y el Sistema Bético.
- Los valores mínimos de radiación se registran en la zona de Cantabria, Asturias, País Vasco y norte de Galicia.
- Los valores máximos de radiación se alcanzan en Andalucía y Murcia.

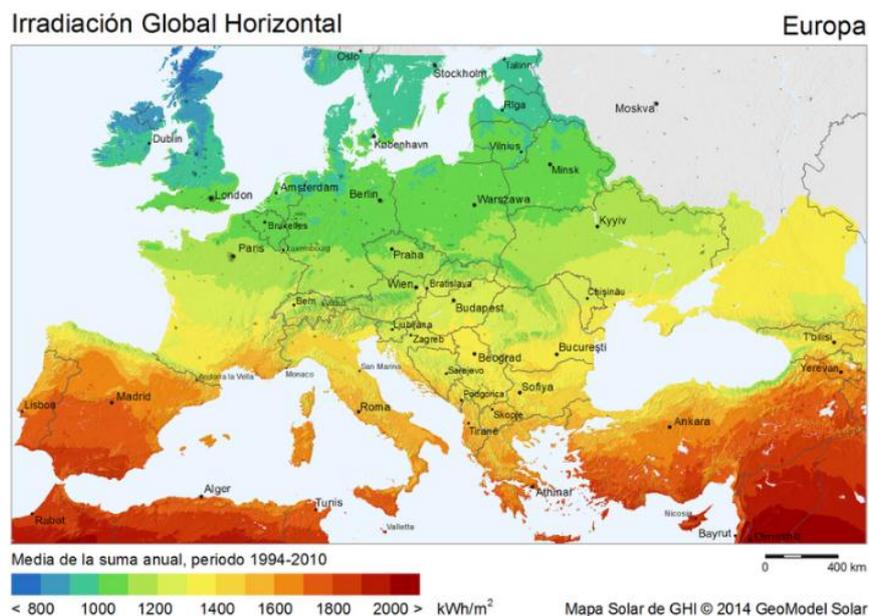


Figura 2. Mapa de Irradiación Global en Europa

### 1.3. ENERGÍA SOLAR TÉRMICA. SITUACIÓN DEL MERCADO ESPAÑOL

Ahora vamos a comentar en qué situación se encuentra el mercado español de energía solar térmica. Lo haremos con datos de los años 2015 y 2016, que son, hoy en día, los últimos datos que se disponen.

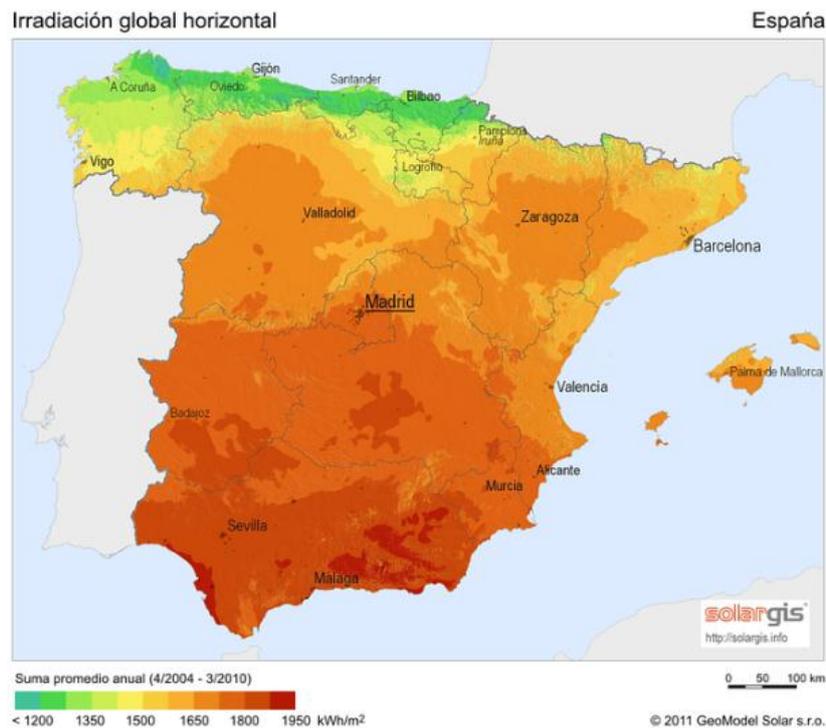


Figura 3. Mapa de Irradiación Global en España

La superficie de implantación del parque solar español hasta 2016 inclusive es de 3.905.445 m<sup>2</sup> instalados y en operación, lo que es igual a 2.74 GWth.

Dentro del año 2016 se implantaron 212.190 m<sup>2</sup> lo que generó 149 MWth. La facturación del sector fue de 170 millones de € y se dieron unos 4250 empleos directos. Aunque a pesar de ello, supuso una disminución del 12% con respecto al año anterior, 2015, en el que se obtuvieron 165 MWth un total de 241.165 m<sup>2</sup>. La facturación del sector ese año fue de 193 millones de € y se dieron unos 4800 empleos directos. A su vez esto supuso también una disminución del 5.5% con respecto al año anterior, 2014.

Para observar esta tendencia decreciente con más claridad, a continuación, se muestra una gráfica del desarrollo del mercado entre 2006 y 2016 (Figura 4).

Como se puede observar, es un mercado al alza en la última década, aunque en los últimos años se aprecia una leve bajada de los metros cuadrados instalados al año. Esto fue debido a regulaciones legislativas que frenaron la implantación de esta tecnología, concretamente, el propio descenso de actividad registrada en los dos principales segmentos de nuestro mercado, como son el de la nueva vivienda construida y regulada a través del Código Técnico de la Edificación y el de los Programas de Apoyo de las Comunidades Autónomas.

Por otro lado, se prevé un aumento del mercado para 2017, un cambio en la tendencia de viviendas finalizadas, y consecuentemente, de la potencia solar instalada. Junto con el incremento registrado en la actividad exportadora de las empresas fabricantes ubicadas en el estado español respecto del año anterior (+6%), hacen ver que el sector es importante, y tiene futuro.

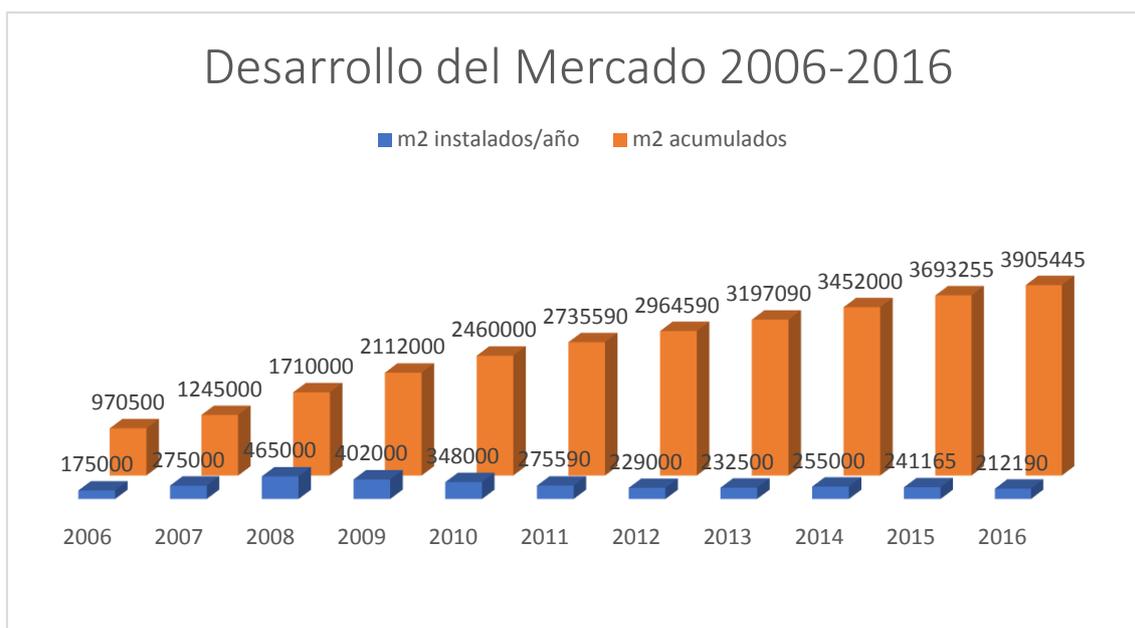


Figura 4. Desarrollo del mercado 2006-2016

Destacar también la labor de las empresas fabricantes de captadores con fábrica en España, de las que casi el 60% de su producción se exporta al extranjero.

A continuación, con respecto a la distribución de superficie instalada por comunidades autónomas se expone una tabla en la que vemos los m<sup>2</sup> acumulados en el año 2015.

m <sup>2</sup> acumulado, 2015	
CCAA	Superficie total (m <sup>2</sup> )
Andalucía	1125682
Aragón	83670
Canarias	241709
Cantabria	13255
Castilla y León	176840
Castilla-La Mancha	214492
Cataluña	559938
Ciudad de Ceuta	2410
Ciudad de Melilla	3975
Comunidad de Madrid	358385
Comunidad Foral de Navarra	45913
Comunidad Valenciana	253518
Extremadura	29136
Galicia	138575
Islas Baleares	130952
La Rioja	10665
País Vasco	87742
Principado de Asturias	50403
Región de Murcia	56711

**Total 3583971**

*Tabla 1. m<sup>2</sup> acumulado por comunidades autónomas en el año 2015*

Observamos que, Andalucía es la líder, seguido de lejos por, Cataluña, Comunidad de Madrid y Comunidad Valenciana. Andalucía posee casi un 40% del total de superficie instalada del parque español, y en el último año, más del 50% de los equipos instalados en España han sido en Andalucía.

Este hecho queda reflejado en la siguiente tabla.

m <sup>2</sup> superficie nueva instalada, 2015	
CCAA	Superficie total (m <sup>2</sup> )
Andalucía	129163
Aragón	5523
Canarias	11533
Cantabria	2060
Castilla y León	5690
Castilla-La Mancha	10253
Cataluña	15930
Ciudad de Ceuta	16
Ciudad de Melilla	243
Comunidad de Madrid	19325
Comunidad Foral de Navarra	681
Comunidad Valenciana	11855
Extremadura	4159
Galicia	5274
Islas Baleares	4596
La Rioja	319
País Vasco	4160
Principado de Asturias	921
Región de Murcia	2351
<b>Total</b>	<b>234052</b>

*Tabla 2. m<sup>2</sup> superficie nueva instalada por comunidades autónomas en el año 2015*

Por último, las previsiones de futuro nos dicen que la proyección de los resultados globales alcanzados por el sector, acumulados a cierre 2016, nos llevarían a alcanzar una cifra máxima de 5 millones de m<sup>2</sup> instalados y en operación a finales de 2020. Es decir, la mitad del objetivo de los 10 millones de m<sup>2</sup> que se establece y compromete como país en el plan PER (Plan de Energías Renovables) 2011-2020.

#### 1.4. INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA. ELEMENTOS PRINCIPALES

En las instalaciones solares térmicas se pueden reconocer los siguientes subsistemas (Figura 5):



El vidrio que cubre el captador no sólo protege la instalación, sino que también permite conservar el calor produciendo un efecto invernadero que mejora el rendimiento del captador.

Están formados de una carcasa de aluminio cerrada y resistente, un marco de aluminio, un aislante térmico, y una cubierta de vidrio solar de alta transparencia

### Circuito primario

El circuito primario es un circuito cerrado que transporta el calor desde el captador hasta el acumulador. Una vez enfriado, retorna al colector para volverse a calentar, y así sucesivamente.

### Intercambiador de calor

El intercambiador de calor calienta el agua de consumo a través del calor obtenido del captador. Se sitúa en el circuito primario, en su extremo. El agua que entra en el acumulador, siempre que esté más fría que la que viene del captador, se calentará. Esta agua, calentada en horas de Sol, nos quedará disponible para el consumo posterior.

### Acumulador

El acumulador es un depósito donde se acumula el agua calentada útil para el consumo. Tiene una entrada para el agua fría y una salida para la caliente. La fría entra por debajo del acumulador donde se encuentra con el intercambiador, a medida que se calienta se desplaza hacia arriba, que es desde donde saldrá el agua caliente para el consumo.

### Circuito secundario

El circuito secundario o de consumo es un circuito abierto, en el que entra agua fría de suministro y por el otro extremo el agua calentada se consume. El agua fría pasa por el acumulador, primeramente, donde calienta el agua hasta llegar a una cierta temperatura, y de ahí, se lleva al punto de consumo.

### Bombas

Las bombas, en caso de que la instalación sea de circulación forzada, son de tipo recirculación y suele haber dos por circuito. En total y tal como se define anteriormente, suele haber 4 bombas, dos en cada circuito. Dos en el circuito primario que bombean el agua de los colectores y las otras dos en el circuito secundario que bombean el agua de los acumuladores, en el caso de una instalación de tipo circulación forzada.

### Vaso de expansión

El vaso de expansión absorbe variaciones de volumen del fluido caloportador, el cual circula por los conductos del captador, manteniendo la presión adecuada y evitando pérdidas de la

masa del fluido. Es un recipiente con una cámara de gas separada de la de líquidos y con una presión inicial la que va en función de la altura de la instalación.

### Tuberías

Las tuberías de la instalación se encuentran recubiertas de un aislante térmico para evitar pérdidas de calor con el entorno.

### Panel de control

Se dispone también de un panel principal de control en la instalación, donde se muestran las temperaturas en cada instante (un regulador térmico), de modo que pueda controlarse el funcionamiento del sistema en cualquier momento.

## **1.5. APLICACIONES ENERGÍA SOLAR TÉRMICA**

Como se ha comentado, las energías renovables hoy día están en auge, por diferentes motivos. Pero uno de los más importantes sería la concienciación de la sociedad sobre el cambio climático. La energía solar es una energía limpia, en la que nos beneficiamos de la luz solar para obtener energía. Pero no todo son ventajas. En concreto, los problemas que tiene este tipo de energía son varios:

- El aporte de energía solar no es “controlable”. Depende fuertemente de las condiciones climatológicas.
- La demanda y el aporte de energía solar están desfasados.
- Aun así, hoy en día es una tecnología muy extendida, y tiene diversas aplicaciones.

Centrándonos en España, como se comentó anteriormente, podemos observar que la zona de Andalucía es la mejor para este tipo de instalación. En gran parte de nuestra comunidad autónoma podemos observar que viviendas e industrias se benefician de este sistema para satisfacer necesidades básicas como, por ejemplo, producción de agua caliente sanitaria, calefacción, refrigeración, climatización de piscinas, producción de agua caliente o secado. Éstas últimas referidas sobre todo al ámbito de la industria.

### **1.5.1. PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA (ACS)**

La aplicación de la energía solar térmica para la producción de agua caliente sanitaria es con diferencia la más habitual actualmente, debido a las bajas temperaturas de preparación y a la homogeneidad de su consumo a lo largo del año lo que hace que las instalaciones de energía solar térmica presenten buenos rendimientos para la producción de agua caliente sanitaria y que también resulte interesante a nivel económico a la hora de disminuir los costes energéticos de una instalación. Por otra parte, es de obligado cumplimiento según el CTE, salvo que se sustituya por otra energía renovable.

El esquema básico de una instalación solar térmica para producción de ACS (Figura 6) se compone del sistema de captación, el sistema de intercambio y acumulación, y sistema convencional de apoyo que proporciona la energía cuando fuera necesario, además de los elementos de control y regulación que los coordinan.

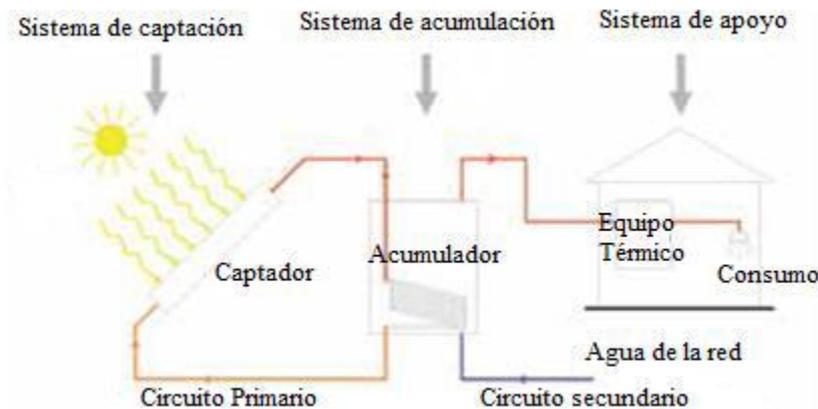


Figura 6. Esquema básico de la instalación solar térmica para producción de ACS

### 1.5.2. CLIMATIZACIÓN DE PISCINAS

Debido a las bajas temperaturas con las que se trabaja (por debajo de los 30 °C), esta aplicación es bastante interesante ya que los captadores trabajan con un alto rendimiento, y obligatorio para la climatización del agua de las piscinas, de acuerdo con el CTE. En el caso de piscinas cubiertas se puede contar con una fuente energética de apoyo, pero las piscinas descubiertas solo pueden calentar su agua con energías renovables.

El esquema básico de una instalación solar térmica para la climatización del agua de las piscinas cubiertas (Figura 7) se compone del sistema de captación, el sistema de intercambio y el que proporciona la energía complementaria cuando es necesario, unido a los elementos de regulación y control que los coordinan. En este caso el sistema acumulador es la propia piscina.

En piscinas descubiertas se consiguen los máximos rendimientos ya que el periodo de uso y el de máxima radiación coinciden. Además, como en piscina cubierta, la propia piscina hace la función de acumulador, y tampoco es necesario el intercambiador.

El esquema básico de una instalación solar para la climatización del agua de las piscinas descubiertas (Figura 8) es igual que para piscinas cubiertas con la salvedad de que no está permitido el uso de energías convencionales.

### 1.5.3. CALEFACCIÓN

Esta aplicación no es obligatoria ni está regulada en el CTE. El inconveniente del uso de la energía solar para calefacción radica en primer lugar en que sólo existe demanda de calefacción durante unos meses del año y esta coincide con los meses de menor radiación solar, lo cual limita el rendimiento de estas instalaciones.

El principal problema que puede presentarse son los excedentes en verano, que habría que evacuar o derivar a otras aplicaciones, como podría ser la refrigeración por absorción.

Las instalaciones de calefacción que predominan en España tienen como elemento emisor de calor los radiadores convencionales. Este tipo de instalación es en principio inadecuada para su utilización con energía solar pues trabaja con elevados niveles de temperatura, a 70-90 °C, donde los captadores planos presentan rendimientos muy bajos. Es por ello por lo que se debe recurrir a sistemas que funcionen a temperaturas más bajas, preferentemente por debajo de los 60°C. Los sistemas más utilizados son el suelo radiante y los fan-coils. Otra opción sería el uso de captadores con buen rendimiento a altas temperaturas, como los captadores de vacío, pero el uso de dichos captadores encarecería considerablemente el coste de la instalación. El esquema básico de una instalación solar térmica para calefacción (Figura 9) consta del sistema de captación, el sistema de intercambio y acumulación y el equipo convencional de apoyo que proporciona la energía complementaria cuando fuera necesaria, además de los elementos de regulación y control que los coordinan.

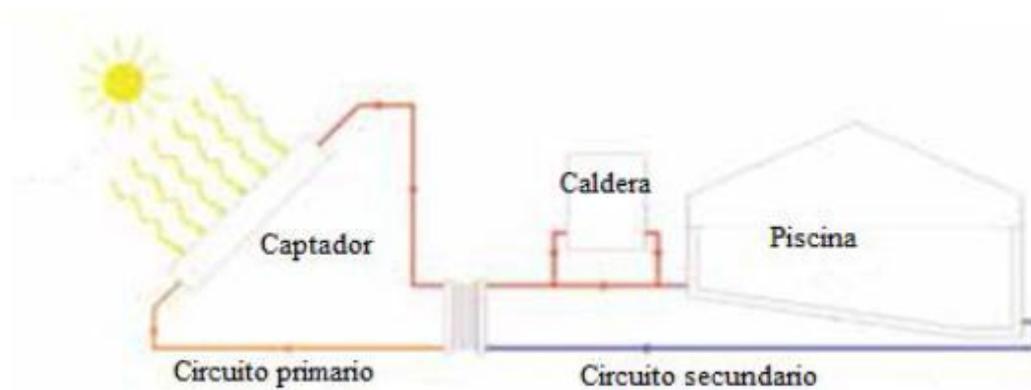


Figura 7. Esquema básico de la instalación solar térmica para climatización de piscinas cubiertas

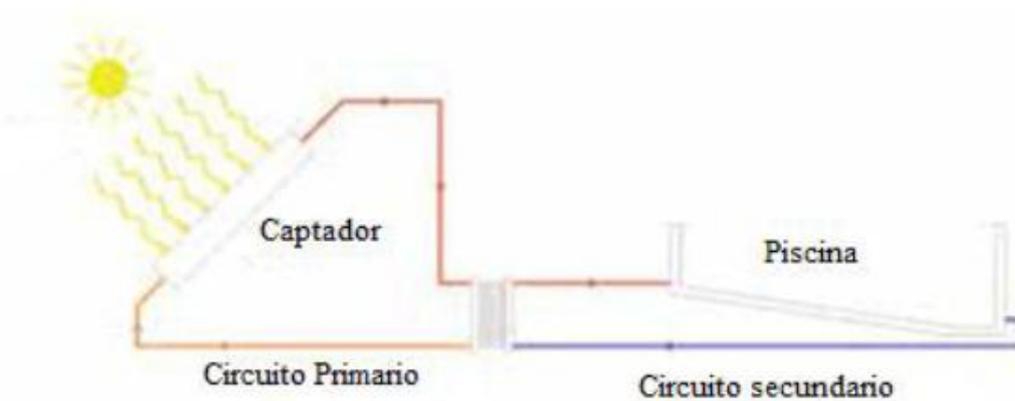


Figura 8. Esquema básico de la instalación solar térmica para climatización de piscinas descubiertas

#### 1.5.4. REFRIGERACIÓN

La climatización de edificios mediante energía solar es ideal porque los periodos de demanda coinciden con los meses de mayor radiación. Las tecnologías de refrigeración que se pueden

acoplar a un sistema solar son las máquinas enfriadoras térmicas, tanto las de absorción como las de adsorción, y los procesos de desecación y enfriamiento evaporativo.

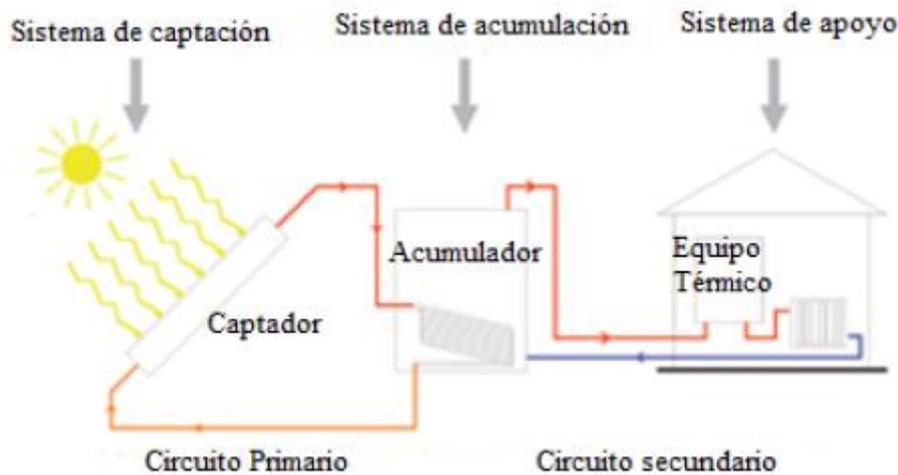


Figura 9. Esquema básico de la instalación solar térmica para calefacción

En las máquinas de absorción, contrariamente a lo que sucede con los captadores solares, el rendimiento aumenta al incrementarse la temperatura de trabajo, necesitando temperaturas que son difíciles de alcanzar mediante captadores solares planos. Por tanto, se precisa de captadores de tubos de vacío.

El esquema básico de una instalación solar térmica para refrigeración (Figura 10) se compone del sistema de captación, el sistema de intercambio y acumulación, y el equipo de refrigeración por absorción, que puede contar con un sistema complementario convencional de apoyo, además de los elementos de control y regulación que los coordinan.

### 1.5.5. USO INDUSTRIAL

La aplicación de la energía solar térmica de baja temperatura en procesos industriales es de gran importancia interesante en aquellos sectores que necesitan un gran volumen de ACS. Además de las ya referidas anteriormente como aplicaciones domésticas, las cuales podrían implantar en cualquier industria, hay numerosas aplicaciones interesantes en las que la industria utiliza agua caliente. Hay numerosos ejemplos en los que la industria utiliza agua caliente para desarrollar sus actividades, en especial la industria textil, procesos químicos, limpieza y desengrasado de automóviles, limpieza y desinfección de botellas y otros envases, industrias alimenticias, mataderos, suelo radiante para granjas o invernaderos.

En estos casos ya sea para agua precalentada o agua a temperatura de consumo la aportación solar permite un gran ahorro de energía.

El esquema básico (Figura 11) es prácticamente igual al esquema de producción de ACS, con los sistemas de captación, intercambio y acumulación, y el equipo convencional de apoyo, todo ello coordinado por los elementos de regulación y control.

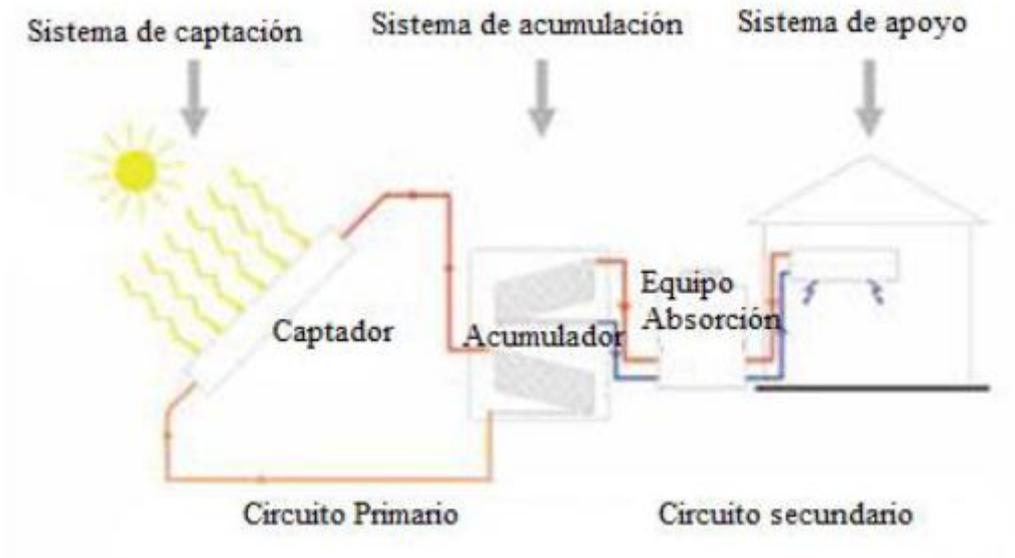


Figura 10. Esquema básico de la instalación solar térmica para refrigeración

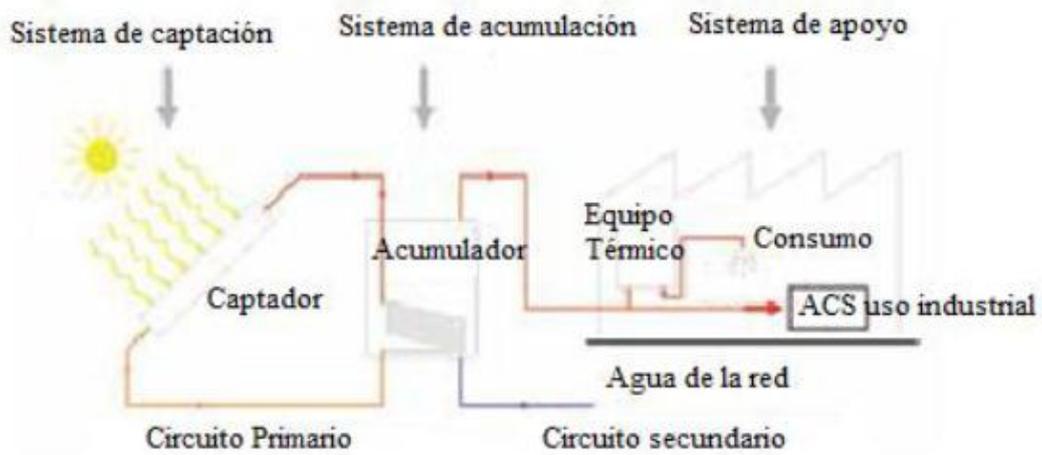


Figura 11. Esquema básico de la instalación solar térmica para ACS uso industrial

## 2. ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DEL CAPTADOR SOLAR PLANO

---

### 2.1. EL CAPTADOR SOLAR PLANO

El captador solar plano es un intercambiador de calor que transforma energía radiante (radiación solar) en energía térmica que aumenta la temperatura de un fluido de trabajo contenido en el interior del captador.

Dentro de los captadores solares de baja temperatura se pueden distinguir los captadores solares planos, con o sin cubierta, y los captadores de tubos de vacío. Los primeros son los más empleados en el ámbito doméstico en nuestro país por su relación precio-rendimiento, mientras que los captadores de tubo de vacío son más utilizados en lugares fríos, donde la diferencia entre la temperatura del panel y la temperatura ambiente es mayor e interesa minimizar las pérdidas térmicas. Aunque en nuestra base de datos tenemos captadores de tubo de vacío, el objeto de nuestro estudio es el captador solar plano (CSP), y es en el que profundizaremos.

El funcionamiento del captador solar plano está regido por los siguientes principios básicos:

- El aporte de energía solar no es “controlable”.
- La demanda y el aporte de energía solar están desfasados
- La orientación e inclinación del captador influyen fuertemente en el rendimiento.
- El rendimiento de captación aumenta al disminuir la temperatura del fluido a la entrada.
- Interesa captar la energía solar a la mayor temperatura posible.
- Hay que dar preferencia al consumo de la energía solar frente a la convencional.

#### 2.1.1. ELEMENTOS DEL CAPTADOR SOLAR PLANO

Los principales componentes del captador solar plano son los siguientes:

- Cubierta
- Placa absorbedora
- Aislamiento.
- Carcasa

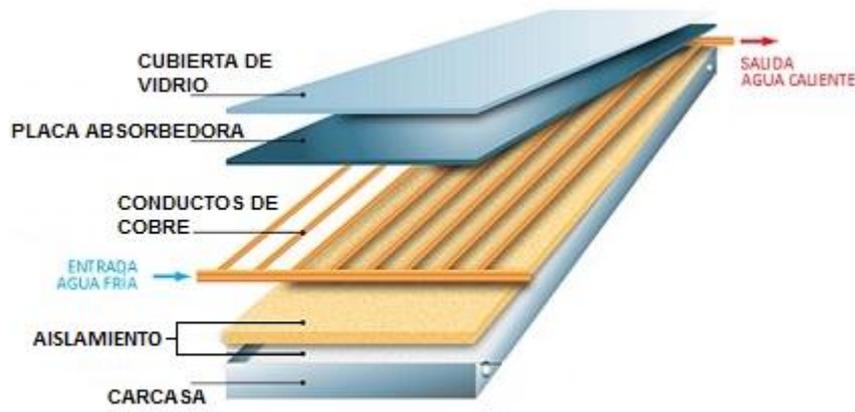


Figura 12. Elementos de un captador solar plano

#### 2.1.1.1. CUBIERTA

La cubierta transparente del captador es la encargada de retener el calor. Además, tiene diversas funciones:

- Proteger el absorbedor y el aislamiento térmico dentro de la carcasa contra todo efecto nocivo del medio ambiente.
- Es parte constituyente del aislamiento térmico ya que, como en el caso del acristalamiento de un invernadero, permite la entrada de radiación solar de onda corta y no deja salir la radiación de onda larga, evitando así, las pérdidas térmicas. Con esto conseguimos generar el efecto invernadero
- Debe reflejar la menor radiación posible en su superficie y absorber la mínima posible en su interior, de manera tal que casi toda la radiación solar incida en el absorbedor.
- Debe tener una vida útil prolongada, con baja adherencia a la suciedad, ser robusta y resistente a los efectos causados por el medio ambiente (lluvia, granizo, viento, radiación ultravioleta, etc.) y a las grandes fluctuaciones térmicas.

Los materiales utilizados para fabricar las cubiertas son vidrio o plástico. El vidrio más adecuado es el vidrio solar o vidrio blanco por su bajo contenido en sales de hierro, ya que tiene valores de transmisividad elevados. Por otro lado, hay materiales plásticos con coeficientes de transmisión similares al vidrio, sin embargo, presentan inconvenientes como la baja resistencia a elevadas temperaturas, la baja dureza o la inestabilidad química y el deterioro físico bajo la acción de los agentes UV y otros agentes externos.

#### 2.1.1.2. PLACA ABSORBEDORA

Es el elemento encargado de absorber la radiación solar para transmitirla en forma de energía térmica al fluido que circula por su interior. En la mayoría de los captadores solares el absorbedor es una placa metálica sobre la cual están soldados o embutidos los tubos por los que circula el fluido caloportador, en un recorrido más o menos sinuoso a fin de lograr la máxima transmisión de calor entre la placa y el líquido. Por este motivo tanto la soldadura como los materiales que forman el circuito de agua y del absorbedor, han de tener un coeficiente de conductividad alto. Según la forma en que estén dispuestos los tubos, el absorbedor puede tener configuraciones distintas: en placas, en parrilla o en serpentín (Figura 13).

#### Configuración en placas:

En este diseño, el flujo pasa por la totalidad del absorbedor. Los tubos o conductos poseen una pequeña distancia entre sí. Debido a su gran número, los tubos individuales pueden tener diámetros muy pequeños. Los absorbedores con circulación por toda el área, por lo general se fabrican con uniones extensas, por ejemplo, mediante dos placas de acero inoxidable, juntándolas por presión o soldadura láser (absorbedor de chapa embutida).

#### Configuración en parrilla:

En este diseño varios tubos finos en paralelo, unidos a tubos de distribución en cada extremo del captador, se combinan para formar una disposición en parrilla. Debido al uso extendido de las aletas absorbedoras, es el diseño que ha logrado una mayor cuota de mercado, a pesar de la mayor dificultad en su fabricación.

#### Configuración en serpentín:

En ellos, todo el fluido de trabajo pasa por un tubo en forma de serpentín. Tardó en imponerse debido a su mayor pérdida de carga y a las dificultades en su fabricación. Sin embargo, se han expandido recientemente gracias a sus ventajas en el conexionado.

Actualmente, tanto los absorbedores tipo parrilla como los de tipo serpentín se fabrican predominantemente empleando láminas metálicas del tamaño del absorbedor completo, en vez de con aletas individuales.

A la hora de evaluar una placa absorbente existen dos parámetros fundamentales que definen la capacidad de la misma: la absorptividad y la emisividad. A fin de mejorar su capacidad de absorción de radiaciones en longitud de onda corta y disminuir la capacidad de emisión en longitudes de onda larga, se suele someter a la lámina metálica a algún tipo de tratamiento superficial, selectivo o no selectivo (pintura negra). Hoy día, se usa el cobre para los tubos en la mayoría de los captadores. Igualmente, el material de la placa absorbidora debe tener una buena conductividad térmica y no conviene que sea demasiado fino. Por ello, se suelen utilizar láminas de cobre o aluminio. En casos muy excepcionales, se suele usar acero

inoxidable o plástico en aplicaciones en las que un medio agresivo fluya directamente a través del absorbedor (piscinas).

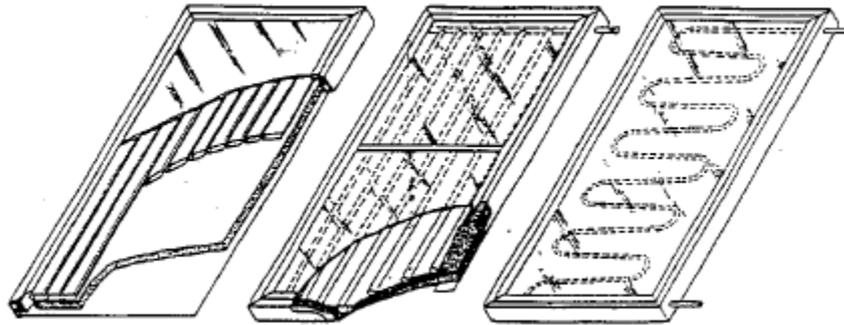


Figura 13. Configuración en placas, en parrilla y en serpentín respectivamente

### 2.1.1.3. AISLAMIENTO

El aislamiento térmico es esencial para los captadores planos ya que por medio de él se logra una reducción de las pérdidas térmicas hacia el exterior. Para ello, se coloca material aislante en la parte posterior y en los laterales del captador, ya que son las únicas partes opacas del captador y por las que no es necesario que entre la radiación solar.

Los materiales aislantes más utilizados son las lanas minerales, tanto lana de vidrio como lana de roca, aunque también se pueden ver en algunos captadores, espumas de poliuretano o poliestireno.

Los materiales aislantes deben poseer, entre otras, las siguientes características:

- Comportamiento con la temperatura:
  - Deben resistir sin deteriorarse las altas temperaturas de estancamiento de los captadores (120-200°C).
- Desprendimiento de vapores:
  - Incluso a temperaturas muy elevadas, el aislante no debería emitir gases, pues de lo contrario es previsible la aparición de deposiciones en el interior de la cubierta del captador.
- Envejecimiento:
  - Se debe verificar que no se degrada a lo largo de su vida útil.
- Humedad:
  - Deben protegerse contra la penetración accidental de agua o las condensaciones. Algunos aislantes pierden sus características cuando están húmedos, como, por ejemplo, la lana de vidrio.

#### **2.1.1.4. CARCASA**

Es el elemento que envuelve a los demás componentes que constituyen el captador, protegiéndolos de este modo de los agentes atmosféricos y los daños mecánicos. Tiene, por tanto, dos misiones, la de proteger y soportar todos los elementos del captador, y otra estructural para poder adaptarse al edificio (inclinación y orientación necesaria) o al soporte que sostenga la instalación. En la actualidad, las carcasa que se fabrican son principalmente de aluminio anodizado o de acero galvanizado.

#### **2.1.2. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DEL CAPTADOR SOLAR PLANO**

Una vez definidos todos los elementos del captador solar, podemos pasar a explicar su funcionamiento de forma más clara y concisa. Su principio de funcionamiento se basa en el efecto invernadero y se puede resumir de la forma siguiente:

- La radiación solar incide sobre la cubierta, que como se ha expuesto anteriormente, es transparente a la radiación de longitud de onda corta, y atraviesa la superficie de captación para incidir sobre la superficie de placa absorbente.
- Entre la cubierta transparente y la superficie de absorción, existe una cámara de aire, cuya finalidad es disminuir las pérdidas por convección de la superficie absorbente.
- Debido a la incidencia de la radiación solar, la superficie absorbente se calienta, y la energía se transfiere por conducción al fluido caloportador que circula por su interior.
- Las pérdidas radiantes emitidas por el absorbedor se ven reducidas por la baja transmisividad de las cubiertas para radiaciones de longitudes de onda larga, ya que proceden de la radiación incidente que ha aumentado su longitud de onda tras el choque.
- Para disminuir las pérdidas por conducción por la parte de atrás y por los laterales, se coloca un aislamiento térmico.

#### **2.1.3. CLASIFICACIÓN DEL CAPTADOR SOLAR PLANO**

A pesar de la estandarización existente en el diseño del captador solar plano, existen numerosas variantes de éste que se diferencian en un elemento o un tratamiento determinado, y que pueden modificar considerablemente la curva de rendimiento del captador.

Una forma de clasificar los captadores solares planos puede ser según los siguientes criterios:

- Según el número de cubiertas:
  - o Sin cubierta
  - o Una cubierta
  - o Varias cubiertas

- Según el material de la cubierta:
  - Vidrio
  - Plástico
- Según el material de la superficie absorbente:
  - Cobre
  - Acero inoxidable
  - Aluminio
  - Caucho
- Según el tipo de tratamiento de la superficial:
  - Superficie selectiva (capa de óxidos de cromo, níquel, hierro, cobre o titanio)
  - Superficie negra
- Según el tipo de fluido caloportador:
  - Captadores de agua
  - Captadores de aire
- Según el tipo de absorbedor:
  - De placa y tubo: Placa metálica sobre la que están soldados o embutidos tubos por los que circula fluido.
    - Hay dos tipos principales:
      - Serpentín
      - Parrilla
  - De placas: Dos placas metálicas separadas algunos milímetros entre las cuales circula el fluido caloportador.

## **2.2. MODELO EN RÉGIMEN PERMANENTE**

Los modelos en régimen permanente tienen diferente complejidad en función de la dependencia funcional del campo de temperaturas en la placa absorbente y de los flujos de calor dominantes. El modelo que se desarrolla es el modelo de aleta unidimensional, válido en las condiciones de operación más usuales de los captadores solares.

### **2.2.1. BALANCE GLOBAL**

Realizando un balance de energía en el captador solar (Figura 14), la energía útil será la energía incidente sobre 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 ( $T_a$ ). 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:

$$\text{Energía captada} = Q_u = \text{Energía Incidente} - \text{Pérdidas Térmicas}$$

$$\text{Energía Incidente} = I(\tau\alpha) \cdot A_c \quad (\text{En la superficie absorbente})$$

$$\text{Pérdidas Térmicas} = U_L \cdot A_c \cdot (\bar{T}_p - T_a) \quad (\text{Desde la superficie absorbente})$$

$$Q_u = I(\tau\alpha) \cdot A_c - U_L \cdot A_c \cdot (\bar{T}_p - T_a) \quad (2 - 1)$$

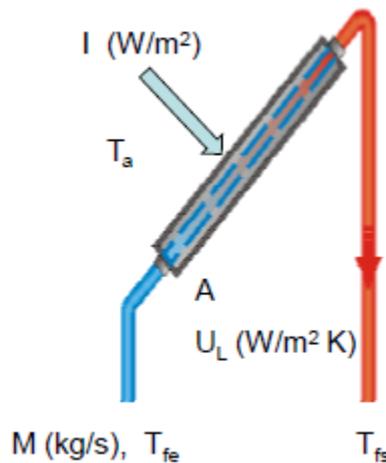


Figura 14. Balance de energía en el captador

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

$$Q_u = A_c \cdot I \cdot F_R(\tau\alpha) - A_c \cdot F_R \cdot U_L \cdot (T_{fe} - T_a) \quad (2 - 2)$$

Por tanto, se tiene que definir 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 del fluido a la entrada:

$$F_R = \frac{\text{Energía captada}}{\text{Energía captada si } (\bar{T}_p = T_{fe})} = \frac{Q_u}{Q_u(\bar{T}_p = T_{fe})} = \frac{Q_u}{I(\tau\alpha) \cdot A_c - U_L \cdot A_c \cdot (T_{fe} - T_a)} \quad (2 - 3)$$

Haciendo el balance en el fluido caloportador la ecuación de la energía útil quedaría:

$$Q_u = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{fs} - T_{fe}) = G \cdot A_c \cdot C_p \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \quad (2-4)$$

Donde  $\dot{m} \left[ \frac{kg}{s} \right]$  es el caudal del fluido caloportador y  $G \left[ \frac{kg}{m^2s} \right]$  el caudal específico del fluido caloportador que circula por el circuito del captador:

$$\dot{m} = G \cdot A_c \quad (2-5)$$

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, cuya expresión se formulará más adelante en la sección 2.2.8.

## 2.2.2. RENDIMIENTO

Una vez establecido el factor de evacuación del calor, podemos definir el rendimiento del captador como la relación entre la energía captada por la placa absorbente y la energía incidente sobre el captador:

$$\eta = \frac{\text{Energía captada}}{\text{Energía Incidente}} = \frac{Q_u}{I \cdot A_c} = \frac{A_c \cdot I \cdot F_R(\tau\alpha) - A_c \cdot F_R \cdot U_L \cdot (T_{fe} - T_a)}{I \cdot A_c} \quad (2-6)$$

$$\eta = F_R(\tau\alpha) - F_R \cdot U_L \cdot \frac{(T_{fe} - T_a)}{I} \quad (2-7)$$

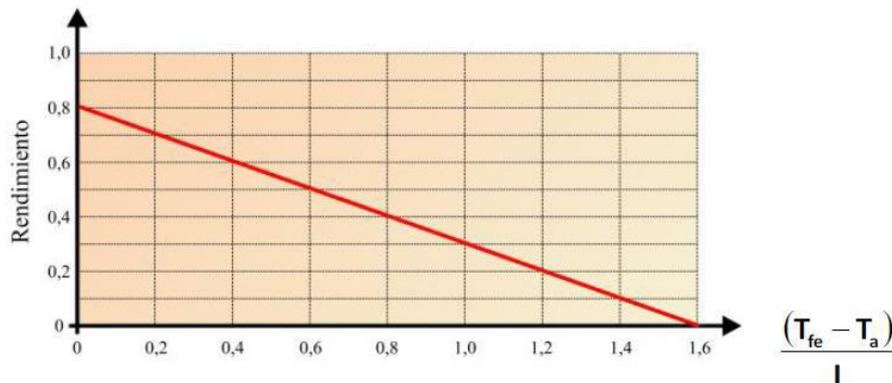


Figura 15. Recta de rendimiento

Al corte con el eje de ordenadas se le llama Factor Óptico o Factor de ganancias ( $F_R(\tau\alpha)$ ), mientras que a la pendiente ( $F_R \cdot U_L$ ) se le denomina Factor de Pérdidas (Figura 15).

Sin embargo, aunque se llame recta de rendimiento no es una recta como tal, ya que el coeficiente de pérdidas ( $U_L$ ) suele depender de la temperatura:

$$U_L = U_0 + U_1 \cdot (T_{fe} - T_a) \quad (2-8)$$

$$\eta = F_R(\tau\alpha) - F_R \cdot U_L \cdot \frac{(T_{fe} - T_a)}{I} = \eta = F_R(\tau\alpha) - F_R \cdot [U_0 + U_1 \cdot (T_{fe} - T_a)] \cdot \frac{(T_{fe} - T_a)}{I} \quad (2-9)$$

$$\eta = F_R(\tau\alpha) - F_R \cdot U_0 \cdot \frac{(T_{fe} - T_a)}{I} - F_R \cdot U_1 \cdot \frac{(T_{fe} - T_a)^2}{I} \quad (2-10)$$

Para tener definido el rendimiento basta conocer el factor de evacuación del calor ( $F_R$ ), que ya se ha definido en apartados anteriores, y el producto transmitancia-absortancia y el coeficiente de pérdidas ( $U_L$ ) que se definirán a continuación.

### 2.2.3. PRODUCTO TRANSMITANCIA-ABSORTANCIA ( $\tau\alpha$ )

De toda la radiación que atraviesa el sistema de cubiertas y que llega a la placa absorbente, una fracción es reflejada por la placa hacia el sistema de cubiertas, que a su vez es reflejada por las cubiertas otra vez hacia la placa y así sucesivamente, por lo que tan sólo una cantidad muy pequeña de la energía que inicialmente incide sobre la placa se devuelve al medio exterior.

El producto transmitancia-absortancia nos proporciona la cantidad de radiación solar que llega al captador que es absorbida por la placa absorbente. Usaremos el *método de Ray Tracing* para calcularlo (Figura 16).

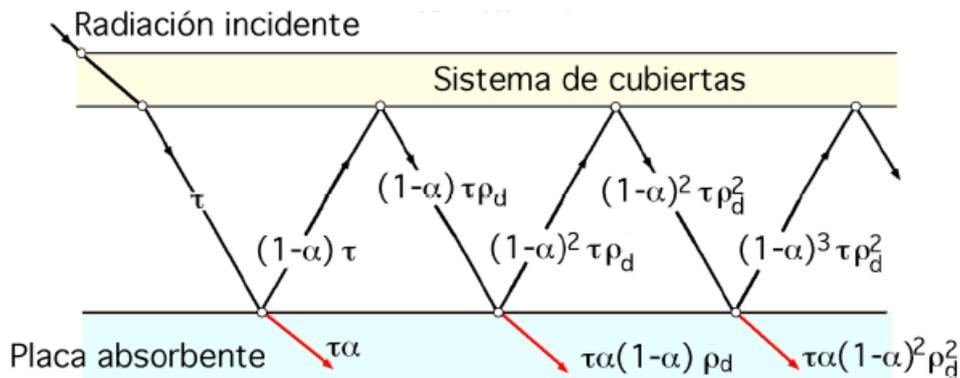


Figura 16. Método Ray Tracing

La fracción de energía incidente que en principio se absorbe por la placa es  $\tau\alpha$  y la reflejada hacia el sistema de cubiertas es  $(1 - \alpha) \cdot \tau$ , donde  $\alpha$  es la absorptancia de la placa y suele ser un dato conocido, mientras que  $\tau$  es la transmitancia de la cubierta y tendremos que calcularla más adelante.

La fracción que llega a la cubierta es radiación difusa, mientras que la que llega de nuevo a la placa después es  $(1 - \alpha) \cdot \tau \cdot \rho_d$ , donde  $\rho_d$  es la reflectancia de la cubierta para la radiación incidente-difusa, y se puede determinar utilizando la reflexión especular para un sistema de varias cubiertas con ángulo de incidencia de  $60^\circ$ :

$$\rho_d = 1 - \tau_r(60^\circ) \quad (2 - 11)$$

Después de múltiples reflexiones de la radiación difusa en placa y cubiertas, la energía finalmente absorbida por la placa es:

$$(\tau\alpha) = \tau\alpha \sum_{n=0}^{\infty} [(1 - \alpha) \cdot \rho_d]^n = \frac{\tau\alpha}{1 - (1 - \alpha) \cdot \rho_d} \quad (2 - 12)$$

A continuación, vamos a calcular la transmitancia y la reflexión de la radiación para poder tener definido el producto transmitancia-absortancia.

### 2.2.3.1. REFLEXIÓN DE LA RADIACIÓN

Los ángulos de incidencia  $\theta_1$  y  $\theta_2$  se relacionan mediante la *Ley de Snell* (Figura 17):

$$n_1 \cdot \text{sen } \theta_1 = n_2 \cdot \text{sen } \theta_2 \quad (2 - 13)$$

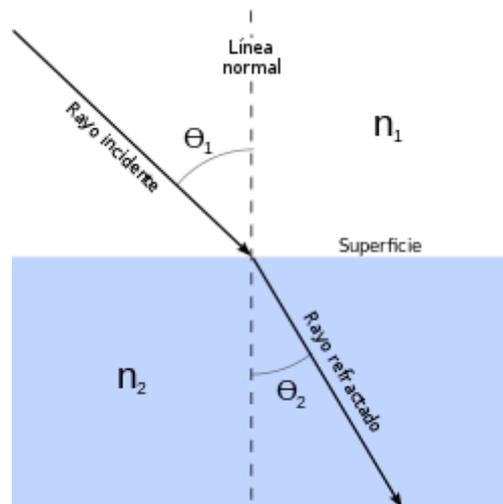


Figura 17. Ley de Snell

Donde  $n_1$  y  $n_2$  son los índices de refracción de los dos medios, que en este caso son el aire y el vidrio y suelen tomar valores de 1 y 1.526 respectivamente.

Mediante la *Ley de Fresnel* se va a calcular la reflexión para cada componente de polarización:

- Perpendicular. La polarización apunta hacia afuera del plano de incidencia:

$$\rho_{\perp} = \frac{\text{sen}(\theta_2 - \theta_1)^2}{\text{sen}(\theta_2 + \theta_1)^2} \quad (2 - 14)$$

- Paralela. La polarización sigue paralelo al plano de incidencia:

$$\rho_{\parallel} = \frac{\text{tan}(\theta_2 - \theta_1)^2}{\text{tan}(\theta_2 + \theta_1)^2} \quad (2 - 15)$$

La reflexión sin polarizar sería:

$$\rho = \frac{1}{2}(\rho_{\perp} + \rho_{\parallel}) \quad (2 - 16)$$

Para casos de incidencia normal, los ángulos de incidencia tienen valor cero, y la expresión de la reflexión quedaría más simplificada:

$$\rho(0) = \left(\frac{n_1 - n_2}{n_1 + n_2}\right)^2 \quad (2 - 17)$$

Si un medio es el aire, su índice de refracción vale 1, y la expresión quedaría aún más simplificada:

$$\rho(0) = \left(\frac{n - 1}{n + 1}\right)^2 \quad (2 - 18)$$

### 2.2.3.2. TRANSMITANCIA DE LA CUBIERTA

La transmitancia de la cubierta se puede expresar como el producto de la transmitancia debida a la reflexión y la debida a la absorción:

$$\tau = \tau_a \cdot \tau_r \quad (2 - 19)$$

- La transmitancia debida a las pérdidas por reflexión se expresa:

$$\tau_r = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{1 - \rho_{\parallel}}{1 + (2 \cdot N_c - 1) \cdot \rho_{\parallel}} + \frac{1 - \rho_{\perp}}{1 + (2 \cdot N_c - 1) \cdot \rho_{\perp}} \right) \quad (2 - 20)$$

Donde  $N_c$  representa el número de cubiertas del captador.

Para casos de incidencia normal:

$$\tau_{rN} = \frac{1 - \rho}{1 + (2 \cdot N_c - 1) \cdot \rho} \quad (2 - 21)$$

- La transmitancia debida a la absorción se obtiene a partir de la *Ley de Bouger*:

$$\tau_a = e^{\frac{-k_{ext} \cdot \delta_g}{\cos \theta_2}} \quad (2 - 22)$$

Donde  $\delta_g$  representa el espesor del vidrio, y  $k_{ext}$  el coeficiente de extinción del vidrio, que toma valores comprendidos entre  $4 \text{ m}^{-1}$  para vidrios tipo *Walter White* con bajo contenido en  $Fe_2O_3$ , y  $32 \text{ m}^{-1}$  para *vidrios pobres* con alto contenido en  $Fe_2O_3$ .

## 2.2.4. COEFICIENTE GLOBAL DE PÉRDIDAS ( $U_L$ )

Para simplificar los cálculos del coeficiente de pérdidas, vamos a suponer que toda la placa se encuentra a la misma temperatura  $\overline{T}_p$ , y que todas las pérdidas ocurren hacia una misma temperatura común  $T_a$ . Así pues, se puede descomponer en los coeficientes de pérdidas superior ( $U_t$ ), lateral ( $U_e$ ), e inferior ( $U_b$ ), resultando el coeficiente global de pérdidas la suma de estos tres:

$$U_L = U_t + U_e + U_b \quad (2 - 23)$$

### 2.2.4.1. COEFICIENTE GLOBAL DE PÉRDIDAS SUPERIOR ( $U_t$ )

Las pérdidas principales del captador son las de la parte frontal del captador, ya que las únicas barreras a la pérdida de calor entre la placa y el ambiente son la cámara de aire existente entre la placa absorbidora y el ambiente, y la cubierta transparente. Mientras que, por la parte posterior y lateral, el captador dispone de aislamiento térmico.

A continuación, se va a exponer dos maneras de calcular  $U_t$ , la primera desarrollada por Klein, y la segunda se consigue aplicando el método de la resistencia térmica equivalente de Duffie y Beckman visto en [7].

Klein [1] desarrolló una ecuación tanto para cálculo el manual como computacional. Utilizaremos dicha ecuación para el cálculo de  $U_t$ :

$$U_t = \left[ \frac{N_c}{\frac{C}{\overline{T}_p} \left[ \frac{\overline{T}_p - T_a}{N_c + f} \right]^e} + \frac{1}{h_v} \right]^{-1} + \frac{\sigma \cdot (\overline{T}_p + T_a) \cdot (\overline{T}_p^2 + T_a^2)}{(\varepsilon_p + 0,00591 \cdot N_c \cdot h_v)^{-1} + \frac{2 \cdot N_c + f - 1 + 0,133 \cdot \varepsilon_p}{\varepsilon_v} - N_c} \quad (2 - 24)$$

Donde:

- $h_v \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$ , es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el vidrio y el ambiente. Se desarrolla en el apartado 2.2.5.1. ( $h_v = h_{c,g-a}$ )
- $f$  (2 – 25)
- $C$  (2 – 26)
- $e$  (2 – 27)

$$f = (1 + 0,089 \cdot h_v - 0,1166 \cdot h_v \cdot \varepsilon_p) \cdot (1 + 0,07866 \cdot N) \quad (2 - 25)$$

$$C = 520 \cdot (1 - 0,000051 \cdot s^2) \quad (2 - 26)$$

Siendo  $s$  la inclinación del captador. Esta expresión es válida para valores comprendidos entre  $0^\circ$  y  $70^\circ$ . Si  $70^\circ < s < 90^\circ$ , se calcula  $C$  con  $s=70^\circ$ .

$$e = 0,43 \cdot \left(1 - \frac{100}{T_p}\right) \quad (2 - 27)$$

El método de Duffie y Beckman [7] es el siguiente:

$$U_t = \left[ \frac{1}{U_{p-g}} + \frac{1}{U_{g-a}} \right]^{-1} \quad (2 - 28)$$

Siendo  $U_{p-g}$  y  $U_{g-a}$  los coeficientes de pérdidas de calor desde la placa absorbente hacia el vidrio y desde la cubierta de vidrio al ambiente respectivamente, y se pueden calcular utilizando la red térmica equivalente del captador (Figura 18). Por tanto, las expresiones de dichos coeficientes serán:

$$U_{p-g} = \frac{1}{A_c \cdot R_{p-g}} = h_{c,p-g} + h_{r,p-g} \quad (2 - 29)$$

$$U_{g-a} = \frac{1}{A_c \cdot R_{g-a}} = h_{c,g-a} + h_{r,g-a} \quad (2 - 30)$$

Donde  $h_{c,g-a}$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta de vidrio y el ambiente,  $h_{r,g-a}$  es el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta de vidrio y el ambiente,  $h_{c,p-g}$  el coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa y la cubierta, y  $h_{r,p-g}$  el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa absorbente y la cubierta de vidrio, todos ellos en  $\left[ \frac{W}{m^2K} \right]$ .

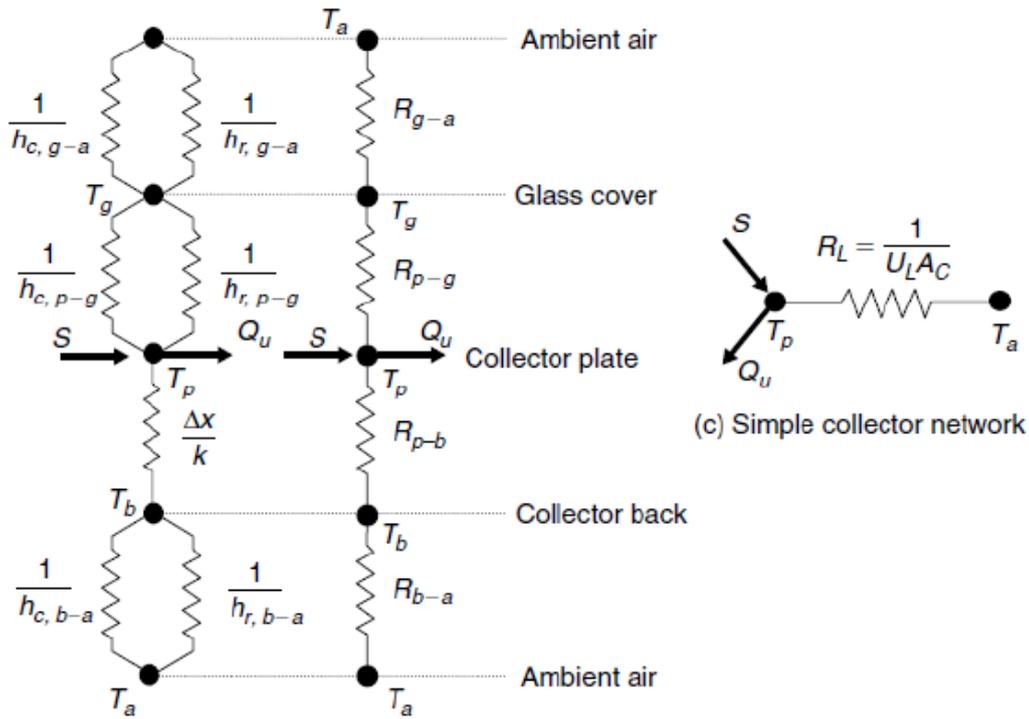


Figura 18. Red térmica para un CSP de una cubierta

Con el cálculo de  $U_t$  mediante el método de la resistencia equivalente se introduce una nueva incógnita, la temperatura de la cubierta de vidrio ( $T_g$ ). Por tanto, será necesario introducir otra ecuación. En este caso la pérdida de calor desde la placa absorbente a la cubierta de vidrio es equivalente al calor transferido desde la placa absorbente al ambiente, es decir:

$$Q_t = A_c \cdot U_{p-g} \cdot (T_p - T_g) = A_c \cdot U_t \cdot (T_p - T_a) \quad (2-31)$$

$$T_g = T_p - \frac{U_t \cdot (T_p - T_a)}{U_{p-g}} \quad (2-32)$$

#### 2.2.4.2. COEFICIENTE GLOBAL DE PÉRDIDAS INFERIOR ( $U_b$ )

El coeficiente de pérdidas inferior viene dado por la expresión:

$$U_b = \frac{k_{ais}}{\delta_{aisb}} \quad (2-33)$$

Donde  $k_{ais}$  y  $\delta_{aisb}$ , son la conductividad térmica del aislamiento posterior  $\left[\frac{W}{mK}\right]$  y el espesor del aislamiento posterior  $[m]$  respectivamente.

### 2.2.4.3. COEFICIENTE GLOBAL DE PÉRDIDAS LATERAL ( $U_e$ )

Las pérdidas laterales del captador tienen la misma forma que las de la parte posterior. Para estimar el coeficiente de pérdidas en la misma base que el resto, hay que referirlo a la superficie activa del captador.

Con lo cual el coeficiente de pérdidas térmicas lateral es el siguiente:

$$U_e = \frac{k_{ais}}{\delta_{aise}} \cdot \frac{A_{lat}}{A_c} \quad (2 - 34)$$

Donde  $\delta_{aise}$  es el espesor del aislamiento lateral y  $A_{lat}$  representa el área lateral del captador, es decir:

$$A_{lat} = (2 \cdot alto + 2 \cdot ancho) \cdot espesor \quad (2 - 35)$$

### 2.2.5. COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

A continuación, se muestra detalladamente las correlaciones y cálculos necesarios para obtener los distintos coeficientes de transferencia de calor.

#### 2.2.5.1. CONVECCIÓN ENTRE LA CUBIERTA Y EL AMBIENTE

El coeficiente de transferencia de calor por convección desde la cubierta de vidrio al ambiente se ha calculado con la siguiente formula [2]:

$$h_{c,g-a} = \frac{Nu_a \cdot k_{aire}}{alto} \quad (2 - 36)$$

Donde  $Nu_a$  es el número de Nusselt,  $k_{aire}$  es la conductividad del aire, y se ha establecido como longitud característica de la cubierta de vidrio la longitud del captador (*alto*). Para velocidades del viento menores que  $0.1 \frac{m}{s}$ , se asume convección natural [2] y se utilizan las siguientes expresiones para los números de Rayleigh y Prandtl:

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta' \cdot (T_g - T_a) \cdot alto^3}{\alpha_{aire} \cdot \nu_{aire}} \quad (2 - 37)$$

$$Pr_a = \frac{\nu_{aire}}{\alpha_{aire}} \quad (2 - 38)$$

Donde  $\beta'$  representa el coeficiente de expansión volumétrica del aire [ $K^{-1}$ ] ( $\frac{1}{T}$  para gas ideal),  $a_{aire}$  es la difusividad térmica del aire [ $\frac{m^2}{s}$ ],  $\nu_{aire}$  es la viscosidad cinemática del aire [ $\frac{m^2}{s}$ ] y  $g$ , la aceleración de la gravedad [ $\frac{m}{s^2}$ ].

Si  $Ra_L > Ra_{crit}$ , el número de Nusselt tiene la expresión:

$$Nu_a = 0,56 \cdot [Ra_{crit} \cdot \cos \beta]^{\frac{1}{4}} + 0,13 \cdot [Ra_L^{\frac{1}{3}} - Ra_{crit}^{\frac{1}{3}}] \quad (2 - 39)$$

Donde  $\beta$  es el ángulo de inclinación del captador, y el número de Rayleigh crítico se calcula como [2]:

$$Ra_{crit} = 10^{(8,9 - 0,00178 \cdot \beta^{1,82})} \quad (2 - 40)$$

Si  $Ra_L < Ra_{crit}$ :

$$Nu_a = \left[ 0,825 + 0,387 \cdot (Ra_L \cdot \cos \beta \cdot f)^{\frac{1}{6}} \right]^2 \quad (2 - 41)$$

$$f = \left[ 1 + \left( \frac{0,492}{Pr_a} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{-\frac{16}{9}} \quad (2 - 42)$$

Para velocidades del viento mayores que  $0,1 \frac{m}{s}$ , se asume convección forzada - flujo turbulento [2]:

$$Nu_a = \sqrt{Nu_l^2 + Nu_t^2} \quad (2 - 43)$$

Donde el número de Nusselt para flujo laminar se calcula con [2]:

$$Nu_l = 0,664 \cdot \sqrt{Re_a} \cdot Pr_a^{\frac{1}{3}} \quad (2 - 44)$$

Para  $Pr_a \geq 1000$  [2]:

$$Nu_l = 0,703 \cdot \sqrt{Re_a} \cdot Pr_a^{\frac{1}{3}} \quad (2-45)$$

El número de Nusselt para flujo turbulento se calcula como [2]:

$$Nu_t = 0,037 \cdot Re_a^{0,8} \cdot \frac{Pr_a}{1 + 2,443 \cdot Re_a^{-1} \cdot \left( Pr_a^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (2-46)$$

$$Re_a = \frac{u_v \cdot alto}{v_{aire}} \quad (2-47)$$

Donde  $u_v$  es la velocidad del viento  $\left[ \frac{m}{s} \right]$ .

Las ecuaciones anteriores son válidas para  $5 \cdot 10^5 < Re_a < 10^7$  y  $0,6 < Pr_a < 2000$ , y todas las propiedades se calculan a la temperatura media  $T = \frac{(T_a + T_g)}{2}$ .

Para  $Pr_a \leq 0,05$  [2]:

$$Nu_a = 0,565 \cdot (Re_a \cdot Pr_a)^{\frac{1}{2}} \quad (2-48)$$

En otros casos se usa la siguiente fórmula [2]:

$$Nu_a = 0,0296 \cdot Re_a^{\frac{4}{5}} \cdot Pr_a^{\frac{1}{3}} \quad (2-49)$$

### 2.2.5.2. CONVECCIÓN ENTRE TUBO Y FLUIDO

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección entre tubo y fluido, habrá en primer lugar que diferenciar el régimen laminar y el turbulento. Se tendrá que calcular el número de Reynolds y el número de Prandtl para ver en qué tipo de situación se encuentra el fluido:

$$Re_f = \frac{4 \cdot \dot{m}_{tub}}{\pi \cdot D_{int} \cdot \mu} \quad (2-50)$$

$$Pr_f = \frac{u_w}{a_w} \quad (2-51)$$

Donde  $\mu$  es la viscosidad del fluido  $\left[\frac{N \cdot s}{m^2}\right]$  y  $\dot{m}_{tub}$  es el caudal másico que circula por cada tubo  $\left[\frac{kg}{s}\right]$ , que se puede calcular a partir del caudal específico y el número de tubos:

$$\dot{m}_{tub} = \frac{G \cdot A_c}{N_{tub}} \quad (2-52)$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección desde la tubería de cobre al fluido de trabajo ( $h_f$ ) se calcula como [3]:

$$h_f = \frac{Nu_f \cdot k_f}{D_{int}} \quad (2-53)$$

Donde la longitud característica en este caso es el diámetro interior del tubo ( $D_{int}$ ),  $k_f$  es la conductividad del fluido caloportador  $\left[\frac{W}{mK}\right]$ , y  $Nu_f$ , el número de Nusselt que se calculará de forma distinta dependiendo de si el fluido se encuentra en régimen laminar o turbulento:

- Para flujo laminar ( $Re_f \leq 2300$ ) y  $Pr_f < 1$ , el número de Nusselt se calcula con la fórmula [4]:

$$Nu_f = [Nu_1^3 + 0,7^3 + (Nu_2 - 0,7)^3 + Nu_3^3]^{\frac{1}{3}} \quad (2-54)$$

Donde:

$$Nu_1 = 3,66 \quad (2-55)$$

$$Nu_2 = 1,615 \cdot \sqrt[3]{Re_f \cdot Pr_f \cdot \frac{D_{int}}{L_{tub}}} \quad (2-56)$$

$$Nu_3 = \left(\frac{2}{1 + 22 \cdot Pr_f}\right)^{\frac{1}{6}} \cdot \left(Re_f \cdot Pr_f \cdot \frac{D_{int}}{L_{tub}}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2-57)$$

Y donde  $L_{tub}$  es la longitud de los tubos.

- Para flujo turbulento, se puede escoger la correlación de Gnielinski [3], la cual es válida para valores de Reynolds mayores que  $10^4$ , y valores de Prandtl comprendidos entre 0,1 y 1000:

$$Nu_f = \frac{\left(\frac{\xi}{8}\right) \cdot Re_f \cdot Pr_f}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\left(\frac{\xi}{8}\right)} \cdot (Pr_f^{\frac{2}{3}} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{D_{int}}{L_{tub}}\right)^{\frac{2}{3}}\right] \quad (2-58)$$

Donde  $\xi$  es el factor de fricción, que se puede obtener del diagrama de Moody o de la siguiente expresión:

$$\xi = (1,8 \cdot \log_{10} Re_f - 1,5)^{-2} \quad (2-59)$$

- Para flujos en transición ( $2300 < Re_f < 10^4$ ) se usa la expresión [3]:

$$Nu_f = (1 - \gamma) \cdot Nu_{l,2300} + \gamma \cdot Nu_{t,10^4} \quad (2-60)$$

Donde  $\gamma$  viene dado por:

$$\gamma = \frac{Re_f - 2300}{10^4 - 2300} \quad (2-61)$$

El término  $Nu_{l,2300}$  es el número de Nusselt para  $Re_f = 2300$  calculado con la ecuación (2-54), y  $Nu_{t,10^4}$  es el número de Nusselt para  $Re_f = 10^4$  calculado con la ecuación (2-58).

### 2.2.5.3. CONVECCIÓN ENTRE PLACA ABSORBENTE Y CUBIERTA DE VIDRIO

El coeficiente de transferencia de calor por convección desde la placa absorbente a la cubierta de vidrio viene dado por [3]:

$$h_{c,g-p} = \frac{Nu_{g-p} \cdot k_{aire}}{\delta_{aire}} \quad (2-62)$$

Donde  $\delta_{aire}$  es la distancia entre la placa y el vidrio, es decir, el espesor de la cámara de aire.

Todas las propiedades son calculadas a la temperatura media  $T = \frac{(T_p + T_g)}{2}$ .

Para ángulos de inclinación del captador entre  $0^\circ$  y  $75^\circ$  se puede usar la siguiente fórmula que relaciona el número de Nusselt y el número de Rayleigh [2]:

$$Nu_{g-p} = 1 + 1,446 \cdot \left[1 - \frac{1708}{Ra_{g-p} \cdot \cos \beta}\right]^+ \cdot \left[1 - \frac{1708 \cdot [\sin(1,8 \cdot \beta)]^{\frac{1}{6}}}{Ra_{g-p} \cdot \cos \beta}\right]^+ + \left[\left(\frac{Ra_{g-p} \cdot \cos \beta}{5830}\right)^{\frac{1}{3}} - 1\right]^+ \quad (2-63)$$

Donde el exponente + significa que solo son posibles valores positivos de esos términos. El número de Rayleigh en este caso se calcula como:

$$Ra_{g-p} = \frac{g \cdot \beta' \cdot (T_p - T_g) \cdot \delta_{aire}^3}{\alpha_{aire} \cdot \nu_{aire}} \quad (2 - 64)$$

#### 2.2.5.4. RADIACIÓN ENTRE LA PLACA ABSORBENTE Y LA CUBIERTA DE VIDRIO

El coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa y la cubierta de vidrio se calcula como un problema de radiación entre dos placas paralelas, con factores de forma iguales a 1 debido a que el calor emitido por una de las superficies es completamente absorbido por la superficie opuesta. Por tanto, la expresión de dicho coeficiente es como sigue:

$$h_{r,g-p} = \frac{\sigma \cdot (T_p + T_g) \cdot (T_p^2 + T_g^2)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_g}\right) + \left(\frac{1}{\varepsilon_p}\right) - 1} \quad (2 - 65)$$

Donde  $\varepsilon_g$  y  $\varepsilon_p$  son las emisividades de la cubierta de vidrio y la placa absorbente respectivamente.

La temperatura en la ecuación debe estar en Kelvin ya que la radiación se refiere a la temperatura absoluta de la superficie del cuerpo.

#### 2.2.5.5. RADIACIÓN ENTRE LA CUBIERTA DE VIDRIO Y EL AMBIENTE

Por último, el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta de vidrio y el ambiente se calcula del mismo modo que el caso de dos placas paralelas. Aunque realmente el intercambio de calor se produce entre la cubierta y el cielo o alrededores, se ha realizado la hipótesis de que todo ello se encuentra a la misma temperatura igual a la temperatura ambiente. En este caso el factor de forma entre la cubierta y los alrededores es 1, mientras que el factor de forma de los alrededores a la cubierta es casi cero, debido a que la proporción de superficie de cubierta vista desde el cielo es muy pequeña. Por lo tanto, la expresión del coeficiente será:

$$h_{r,g-a} = \varepsilon_g \cdot \sigma \cdot (T_g + T_a) \cdot (T_g^2 + T_a^2) \quad (2 - 66)$$

La temperatura en la ecuación debe estar en Kelvin ya que la radiación se refiere a la temperatura absoluta de la superficie del cuerpo.

#### 2.2.6. IRRADIANCIA SOLAR GLOBAL ( $I$ )

Por lo general, los captadores solares no están instalados horizontalmente, sino inclinados para aumentar la cantidad de radiación interceptada y reducir las pérdidas de reflexión y coseno. Por lo tanto, se necesitan datos sobre la radiación solar sobre dichas superficies inclinadas; datos de radiación medidos o estimados, sin embargo, son en su mayoría disponibles ya sea para incidencia normal o para superficies horizontales. Por lo tanto, hay una necesidad de convertir estos datos en radiación para las superficies inclinadas.

La cantidad de radiación solar en una superficie terrestre en un lugar dado durante un tiempo dado depende de la orientación y la pendiente de la superficie.

Una superficie plana absorbe radiación directa ( $I_{Dt}$ ), difusa ( $I_{dt}$ ) y radiación reflejada de los alrededores ( $I_{Gt}$ ), esto es

$$I = I_{Dt} + I_{dt} + I_{Gt} \quad (2 - 67)$$

Como se muestra en la Figura 19, la radiación directa en una superficie inclinada y en una superficie horizontal es:

$$I_{Dt} = I_{Dn} \cdot \cos \theta \quad (2 - 68)$$

$$I_D = I_{Dn} \cdot \cos \theta_z \quad (2 - 69)$$

Donde  $I_{Dt}$  es la radiación directa en una superficie inclinada  $\left[\frac{W}{m^2}\right]$ ,  $I_D$  es la radiación directa en una superficie horizontal  $\left[\frac{W}{m^2}\right]$  y  $I_{Dn}$  es la radiación directa normal a la dirección de propagación de la radiación  $\left[\frac{W}{m^2}\right]$ . Los ángulos  $\theta$  y  $\theta_z$  son el ángulo de incidencia de la radiación directa (calculado con la ecuación (2 - 74)) y el ángulo solar cénit (dato conocido).

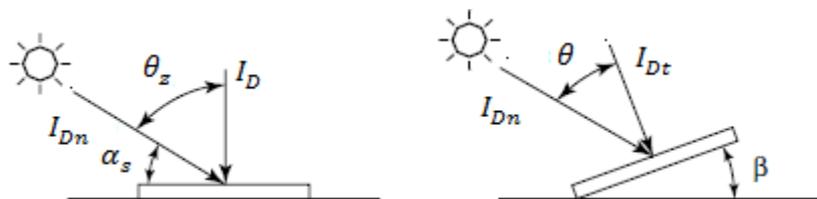


Figura 19. Radiación directa en superficies horizontal e inclinada

Ahora se define el factor de inclinación de la radiación directa ( $R_D$ ) como:

$$R_D = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (2 - 70)$$

Por tanto, la componente de radiación directa para una superficie inclinada es:

$$I_{Dt} = I_D \cdot R_D \quad (2-71)$$

Existen varios modelos para calcular las diferentes componentes de la radiación. Las dos componentes restantes (difusa y reflejada) se han calculado utilizando un modelo de cielo isotrópico definido por Liu y Jordan [5], llegándose a la siguiente expresión de la irradiancia incidente:

$$I = I_D \cdot \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} + I_d \cdot \frac{1 + \cos \beta}{2} + (I_D + I_d) \cdot \rho_g \cdot \frac{1 - \cos \beta}{2} \quad (2-72)$$

Donde  $\rho_g$  es la reflectancia del suelo. En la ecuación (anterior, poner número) el término de la derecha representa la radiación reflejada de los alrededores, la cual se ha considerado despreciable, por lo tanto, la ecuación de la irradiancia incidente quedaría:

$$I = I_D \cdot \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} + I_d \cdot \frac{1 + \cos \beta}{2} \quad (2-73)$$

El ángulo de incidencia  $\theta$  se puede calcular como:

$$\cos \theta = \sin \delta \cdot \sin \phi \cdot \cos \beta - \sin \delta \cdot \cos \phi \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma + \cos \delta \cdot \cos \phi \cdot \cos \beta \cdot \cos \omega + \cos \delta \cdot \sin \phi \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma \cdot \cos \omega + \cos \delta \cdot \sin \beta \cdot \sin \gamma \cdot \sin \omega \quad (2-74)$$

Donde  $\delta$  es el ángulo de declinación solar,  $\phi$  es la latitud,  $\omega$  es el ángulo solar horario y  $\gamma$  es el ángulo acimut (= 0 para superficies orientadas al Sur en el Hemisferio Norte). La declinación,  $\delta$ , en grados para cualquier día del año ( $N$ ) que oscila entre 1 y 365 (o 366) puede ser calculada en primera aproximación con la fórmula de Cooper:

$$\delta = 23,45^\circ \cdot \sin \left[ 360 \cdot \left( \frac{284 + N}{365} \right) \right] \quad (2-75)$$

El ángulo horario  $\omega$  se define como cero para el mediodía solar local (cuando el ángulo altura del sol está en su máximo). El ángulo horario decrece  $15^\circ$  por cada hora antes del mediodía solar local, y aumenta  $15^\circ$  por cada hora después del mediodía solar local.

Una vez calculada la irradiancia incidente se puede obtener la radiación absorbida por la placa absorbente ( $S$ ) como:

$$S = I \cdot (\tau\alpha) = (\tau\alpha)_D \cdot \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \cdot I_D + (\tau\alpha)_d \cdot \frac{1 + \cos \beta}{2} \cdot I_d \quad (2-76)$$

Donde  $(\tau\alpha)_D$  y  $(\tau\alpha)_d$  representan el producto transmitancia-absortancia de la radiación solar directa y difusa respectivamente, las cuales son calculadas mediante la ecuación (2-12). Cuando se considera radiación directa, el ángulo de incidencia es  $\theta$ . En el caso del producto

transmitancia-absortancia de la radiación difusa el ángulo de incidencia se ha calculado usando la siguiente ecuación [6]:

$$\theta_d = 59,7^\circ - 0,1388 \cdot \beta + 0,001497 \cdot \beta^2 \quad (2 - 77)$$

### 2.2.7. MODELO DE ALETA UNIDIMENSIONAL

Vamos a suponer la disposición de tubos que se indica en la Figura 20, con una distancia entre cada tubo de  $W$ , el espesor de la placa  $\delta_p$  y diámetro exterior de los tubos  $D$ . Al introducir el sistema de tubos separados una distancia  $W$  se produce en la placa un flujo de calor desde la mitad de esa distancia hacia cada tubo que será captado por éstos, lo que hace que, a lo largo de la placa en tramos correspondientes a dos tubos consecutivos, la temperatura de la placa sea variable.

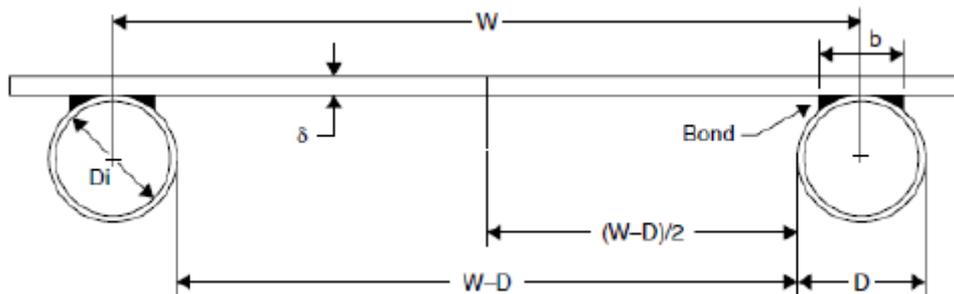


Figura 20. Sección transversal de la placa absorbente

El modelo de aleta unidimensional puede realizarse únicamente considerando las siguientes hipótesis:

- Régimen permanente.
- Propiedades físicas constantes.
- Transferencia de calor unidimensional.
- Captador solar de placa y tubos de parrilla.
- Caudal uniforme por los tubos.
- Temperatura uniforme en la base del tubo ( $T_b$ ).
- Absorción nula en la cubierta.
- Gradientes de temperatura nulos en la cubierta.
- Conducción axial despreciable en superficie absorbente.
- Efectos de sombra y polvo en la cubierta despreciables.

Por tanto, la región entre la línea central que separa los tubos y la base de éstos, puede considerarse como un problema clásico de aletas, con aleta de longitud  $\frac{W-D}{2}$ , Figura 21.

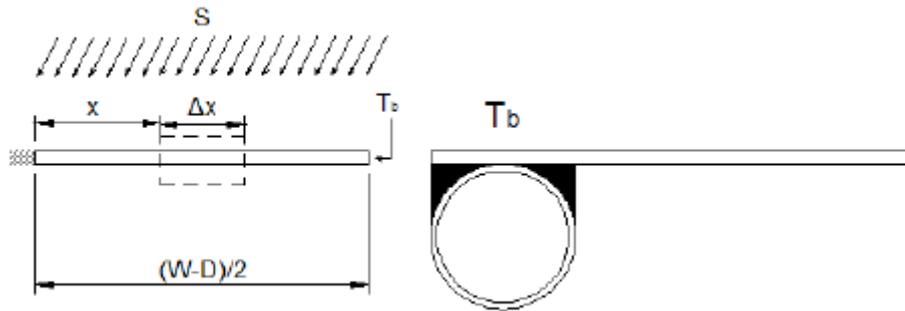


Figura 21. Sistema tubo-aleta

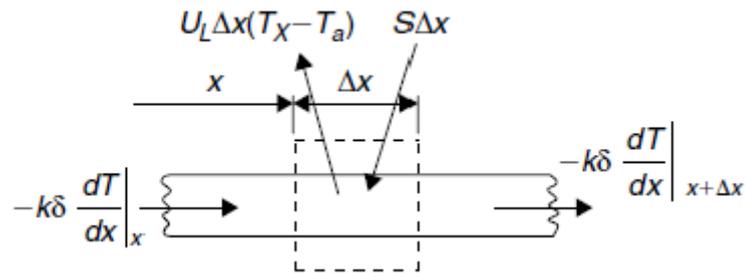


Figura 22. Balance energético en el elemento de aleta

Haciendo un balance energético en el elemento diferencial de la aleta de anchura  $\Delta x$  y longitud unidad en la dirección del flujo, Figura 22, se obtiene la siguiente ecuación diferencial:

$$S \cdot \Delta x - U_L \cdot \Delta x \cdot (T - T_a) + \left(-k_p \cdot \delta_p \cdot \frac{dT}{dx}\right)\Big|_x - \left(-k_p \cdot \delta_p \cdot \frac{dT}{dx}\right)\Big|_{x+\Delta x} = 0 \quad (2-78)$$

Donde  $S = I(\tau\alpha)$  es la energía solar absorbida, y  $k_p$  es la conductividad térmica de la placa absorbente  $\left[\frac{W}{mK}\right]$ .

Dividiendo entre  $\Delta x$  y hallando el límite cuando  $\Delta x$  tiende a cero, se obtiene:

$$\frac{d^2T}{dx^2} = \frac{U_L}{k_p \cdot \delta_p} \cdot \left(T - T_a - \frac{S}{U_L}\right) \quad (2-79)$$

Las dos condiciones de contorno necesarias para resolver esta ecuación diferencial de segundo orden son la simetría en la línea central y la temperatura de base conocida:

$$\frac{dT}{dx}\Big|_{x=0} = 0 \quad (2-80)$$

$$T|_{x=(W-D)/2} = T_b \quad (2-81)$$

Por conveniencia se definen los dos parámetros siguientes:

- Temperatura equivalente:

$$\theta = T - T_a - \frac{S}{U_L} \quad (2-82)$$

- Parámetro m:

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{k_p \cdot \delta_p}} \quad (2-83)$$

Quedando la ecuación de la siguiente forma:

$$\frac{d^2\theta_p}{dx^2} - m^2 \cdot \theta_p = 0 \quad (2-84)$$

Cuyas condiciones de contorno son:

$$\left. \frac{d\theta_p}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad (2-85)$$

$$\theta_p|_{x=(W-D)/2} = T_b - T_a - \frac{S}{U_L} = \theta_b \quad (2-86)$$

Resolviendo se tiene:

$$\theta_p(x) = \theta_b \cdot \frac{\cosh(mx)}{\cosh\left(\frac{m \cdot (W-D)}{2}\right)} \quad (2-87)$$

Habiendo tenido en cuenta que,  $0 \leq x \leq \frac{W-D}{2}$

Una vez conocida la expresión del campo de temperatura, se puede expresar el flujo de calor desde la placa absorbente a la base del tubo, teniendo en cuenta que la energía se transmite desde los dos lados del tubo:

$$q_{pb} = -2 \cdot k_p \cdot \delta_p \cdot \frac{dT_p}{dx} = -2 \cdot k_p \cdot \delta_p \cdot \frac{d\theta_p}{dx} \quad (2-88)$$

En  $x = \frac{W-D}{2}$ :

$$q_{pb} = -(W - D) \cdot F \cdot U_L \cdot \theta_b \quad (2-89)$$

Siendo  $F$  el factor de eficiencia de la aleta:

$$F = \frac{\tanh\left(\frac{m \cdot (W - D)}{2}\right)}{\frac{m \cdot (W - D)}{2}} \quad (2-90)$$

El factor de eficiencia disminuye al crecer el producto  $\frac{m \cdot (W - D)}{2}$ . Es decir, aumenta para espesores y conductividades térmicas de la placa absorbente mayores, y disminuye al aumentar la distancia entre los tubos y el coeficiente de pérdidas ( $U_L$ ) (Figura 23).

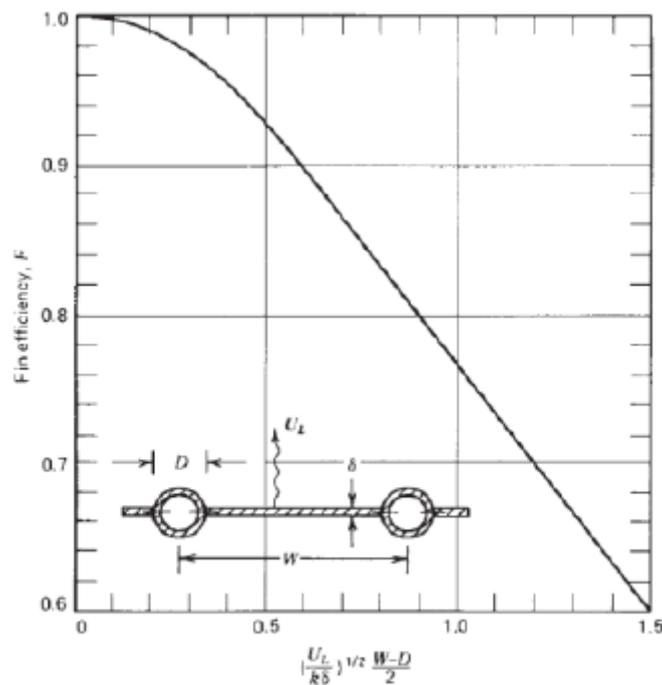


Figura 23. Factor de eficiencia de la aleta

Una vez expresada la energía dirigida a los tubos ( $q_{pb}$ ) se puede calcular el calor útil transferido al fluido mediante el balance de la Figura 24.

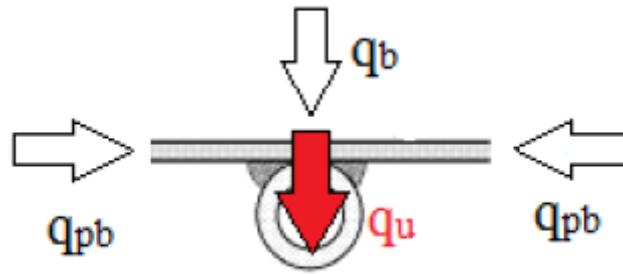


Figura 24. Energía útil transmitida al tubo

Por un lado, se tiene la energía captada en la parte superior del tubo ( $q_b$ ):

$$q_b = D \cdot (-S - U_L \cdot (T_b - T_a)) = -D \cdot U_L \cdot \theta_b \quad (2-91)$$

La ganancia útil del fluido será por tanto la suma de la energía captada en la base del tubo, más el flujo de calor proveniente de la placa absorbente:

$$q_u = q_b + q_{pb} \quad (2-92)$$

$$q_u = -U_L \cdot [(W - D) \cdot F + D] \cdot \theta_b \quad (2-93)$$

La ganancia útil del fluido se puede expresar también de la forma siguiente:

$$q_u = \frac{T_b - T_f}{R} = \frac{\theta_b - \theta_f}{R} \quad (2-94)$$

Siendo  $R$ :

$$R = \frac{1}{C_B} + \frac{1}{\pi \cdot D_{int} \cdot h_f} \quad (2-95)$$

Siendo  $C_B$  la conductancia de la unión placa-tubo  $\left[\frac{W}{mK}\right]$ ,  $T_f$  la temperatura del fluido  $[K]$ , y  $h_f$  el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el tubo y el fluido  $\left[\frac{W}{mK}\right]$ .

Por tanto, se puede expresar la temperatura de la base del tubo de la siguiente forma:

$$\theta_b = \theta_f + R \cdot q_u = (1 - R \cdot W \cdot U_L \cdot F') \cdot \theta_f \quad (2-96)$$

Eliminando la temperatura de la base del tubo en la expresión de la ganancia del fluido:

$$q_u = -W \cdot U_L \cdot F' \cdot \theta_f \quad (2-97)$$

Siendo  $F'$  el factor de eficiencia del captador, dependiente de la disposición de los tubos en la placa absorbente:

- Disposición 1 (Figura 25):

$$F' = \frac{1}{\frac{W \cdot U_L}{\pi \cdot D_{int} \cdot h_f} + \frac{W \cdot U_L}{C_B} + \frac{W}{D + (W - D) \cdot F}} \quad (2-98)$$

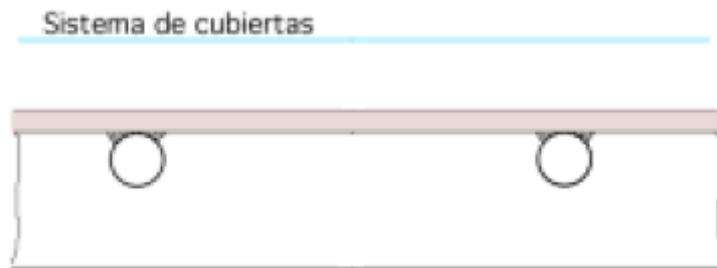


Figura 25. Disposición 1 de los tubos en la placa absorbente

- Disposición 2 (Figura 26):

$$F' = \frac{1}{\frac{W \cdot U_L}{\pi \cdot D_{int} \cdot h_f} + \frac{D}{W} + \frac{1}{\frac{W \cdot U_L}{C_B} + \frac{W}{(W - D) \cdot F}}} \quad (2-99)$$

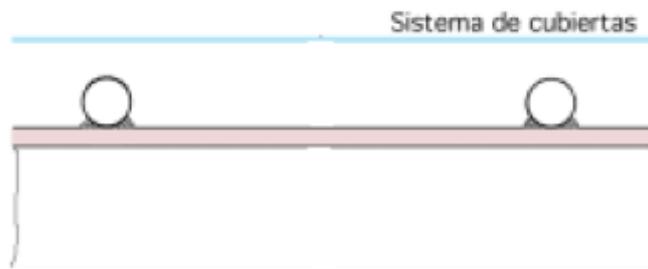


Figura 26. Disposición 2 de los tubos en la placa absorbente

- Disposición 3 (Figura 27):

$$F' = \frac{1}{\frac{W \cdot U_L}{\pi \cdot D_{int} \cdot h_f} + \frac{W}{D + (W - D) \cdot F}} \quad (2-100)$$



Figura 27. Disposición 3 de los tubos en la placa absorbente

Se puede definir el factor de eficiencia del captador  $F'$  como el cociente entre la resistencia a la transferencia de calor entre la placa y el ambiente  $\left(\frac{1}{U_L}\right)$ , y la resistencia a la transferencia de calor entre el fluido y el ambiente  $\left(\frac{1}{U_0}\right)$ :

$$F' = \frac{\left(\frac{1}{U_L}\right)}{\left(\frac{1}{U_0}\right)} \quad (2 - 101)$$

Por tanto  $F'$  siempre será menor que uno y se acercará a la unidad cuanto menor sea la resistencia entre la placa y el fluido, y  $U_0$  tenga valor similar a  $U_L$ .

### 2.2.8. CAMPO DE TEMPERATURAS DEL FLUIDO

Haciendo balance de energía en uno de los tubos (Figura 28):

$$\dot{m}_{tub} \cdot C_p \cdot \frac{dT_f}{dy} + q_u = 0 \quad (2 - 102)$$

Para  $y = 0$ ;  $T_f = T_{fe}$

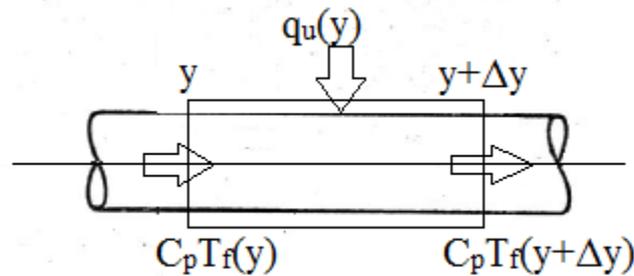


Figura 28. Balance de energía en un tubo

Transformamos la expresión introduciendo las temperaturas equivalentes:

$$\dot{m}_{tub} \cdot C_p \cdot \frac{d\theta_f}{dy} + W \cdot U_L \cdot F' \cdot \theta_f = 0 \quad (2-103)$$

Para  $y = 0$ ;  $\theta_f = \theta_{fe}$

Resolviendo la ecuación, obtenemos el campo de temperaturas del fluido en la dirección axial del tubo:

$$\theta_f(y) = \theta_{fe} \cdot e^{\left(\frac{-U_L \cdot W \cdot F'}{\dot{m}_{tub} \cdot C_p} \cdot y\right)} \quad (2-104)$$

Para  $0 < y < L_{tub}$

Por tanto, a la salida del tubo ( $y = L_{tub}$ ) el fluido tendrá una temperatura de:

$$T_{fs} = \left[ \left( T_{fe} - T_a - \frac{S}{U_L} \right) \cdot e^{\left(\frac{-U_L \cdot W \cdot F'}{\dot{m}_{tub} \cdot C_p} \cdot L_{tub}\right)} \right] + T_a - \frac{S}{U_L} \quad (2-105)$$

Ahora es posible calcular el Factor de evacuación del calor ( $F_R$ )

$$F_R = \frac{G \cdot A \cdot C_p \cdot (T_{fs} - T_{fe})}{A \cdot [S - U_L \cdot (T_{fe} - T_a)]} = G \cdot C_p \cdot \left( 1 - \frac{\theta_{fs}}{\theta_{fe}} \right) \quad (2-106)$$

$$F_R = \frac{G \cdot C_p}{U_L} \cdot \left[ 1 - e^{\left(\frac{-U_L \cdot F'}{G \cdot C_p}\right)} \right] \quad (2-107)$$

### 3. ESTUDIO DE MERCADO

Para realizar el estudio de mercado se ha creado una base de datos en la que vienen recogidos algunos de los parámetros de los captadores que se encuentran en el mercado y de los que se ha podido obtener cierta información, ya que algunos fabricantes no facilitan mucha información técnica de sus modelos. La base de datos (Figura 29) consta de 384 modelos diferentes, de un total de 70 fabricantes distintos, donde también vienen recogidos captadores de tubo de vacío, aunque se han separado éstos de los captadores solares planos en muchos de los análisis realizados. De captadores solares planos tenemos 332 modelos y, por otro lado, sólo hay registrados 52 modelos de captadores de tubos de vacío por lo que los resultados de los estudios referidos a éstos últimos pueden no ser concluyentes. Se puede observar como la mayoría de captadores que se fabrican en España son captadores solares planos (Figura 30 y Figura 31). Como ya se indicó previamente los captadores de tubo de vacío son más apropiados para zonas de baja radiación solar y en España como se ha visto en la Figura 3, tenemos grandes zonas de alta radiación solar, por lo tanto, es lógico que la mayor parte de captadores estudiados sean captadores solares planos.

EMPRESA	MARCA/MODELO	Área Absorbedor (m2)	n0(-)	a1(W/m2K)	a2(W/m2K2)	Qtest(l/hm2)	k50	Laboratorio
ACV ESPAÑA	ACV Kaplan 2.0	1,79	0,793	3,3	0,043	74,0111	0,88	INTA
ACV ESPAÑA	ACV Kaplan 3.0	2,58	0,78	3	0,053	75,3488	0,88	INTA
ACV ESPAÑA	ACV Kaplan 2.4	2,39	0,772	4	0,029	73,5062	0,88	INTA
ACV ESPAÑA	Helioplan S	2,404	0,785	3,594	0,014	72	0,98	AIT
ACV ESPAÑA	Helioplan DB	2,4	0,7888	3,26	0,015	75,6	0,98	TÜVRheinland
ACV ESPAÑA	ACV Kaplan 2.2 H	2,04	0,75	3,98	0,03	72	0,98	INTA

Alto	Ancho	Fondo	Vertical/Horizontal	Área Apertura (m2)	Área Total (m2)	Peso (en vacío)	Contenido en agua (litros)	País Fabricante	Provincia	Termosifón	Pmáx funcionamiento
2000	1000	79	Vertical	1,85	2,01	33	1,44	España	Barcelona	No	12 bar
2300	1240	79	Vertical	2,72	2,87	50	1,67	España	Barcelona	No	12 bar
1215	2200	79	Horizontal	2,44	2,73	49,7	1,52	España	Barcelona	No	12 bar
2150	1171	85	Vertical/Horizontal	2,404	2,517	39,15	1,7	España	Barcelona	No	10 bar
2150	1171	85	Vertical/Horizontal	2,404	2,517	38	1,7	España	Barcelona	No	10 bar
1123	2004	79	Horizontal	2,11	2,25	49,7	1,54	España	Barcelona	No	12 bar

Tmáx funcionamiento	Material Placa Absorbente	Tipo superficie absorbente	Configuración superficie	Material Tubos	Espesor vidrio	Tipo de aislamiento	Espesor Aislamiento
120 ºC	Cobre		Placa	Cobre	3,2 mm	Lana mineral con velo negro	40 mm
120 ºC	Cobre		Placa	Cobre	3,2 mm	Lana mineral con velo negro	40 mm
147 ºC	Cobre		Placa	Cobre	4 mm	Lana mineral con velo negro	40 mm
145 ºC	Aluminio	Selectivo	Parrilla	Cobre		Lana mineral	40 mm
145 ºC	Aluminio	Selectivo	Serpentin	Cobre		Lana mineral	40 mm
90 ºC	Cobre	Selectivo	Parrilla	Cobre	4 mm	Lana de roca con velo negro	40 mm

Figura 29. Ejemplo de cómo está organizada la base de datos

Todos los rangos que se han establecido en los distintos análisis se han considerado cerrados en el extremo inferior y abiertos en el superior. Por ejemplo, en la gráfica de barras de superficies del captador, el intervalo  $[2-2,2 m^2)$  incluye los captadores de  $2 m^2$ , pero no los de  $2,2 m^2$ .

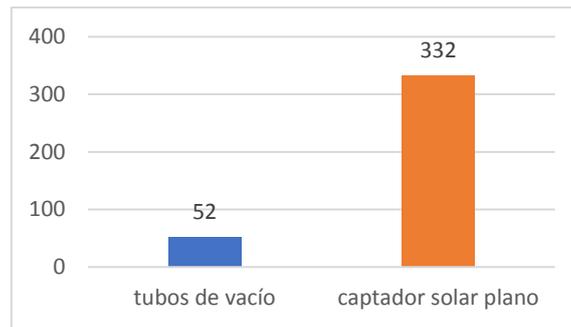


Figura 30. Tipos de captadores

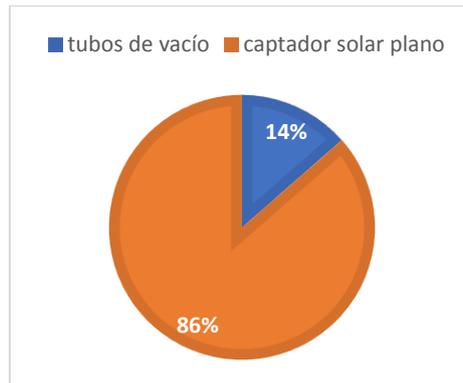


Figura 31. Tipos de captadores

### 3.1. SUPERFICIE DEL CAPTADOR

En primer lugar, se ha elaborado una distribución porcentual de la superficie de apertura del captador, para ver los rangos más típicos que hay en el mercado. Se han analizado por separado los captadores solares planos (Figura 32 y Figura 33) y los captadores de tubos de vacío (Figura 34 y Figura 35).

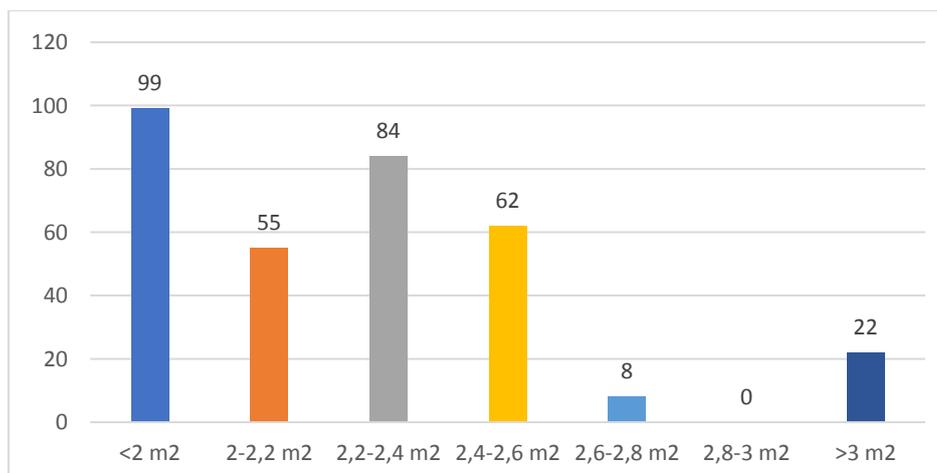


Figura 32. Superficie de apertura de captadores solares planos

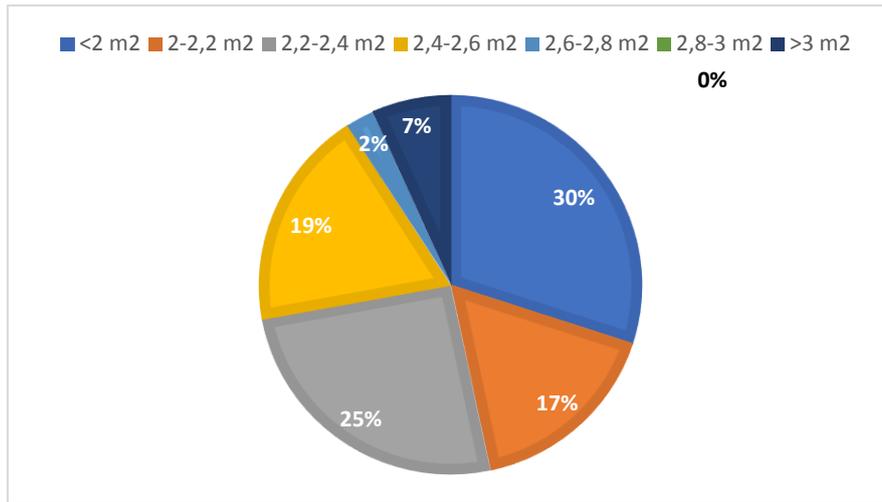


Figura 33. Superficie de apertura de captadores solares planos

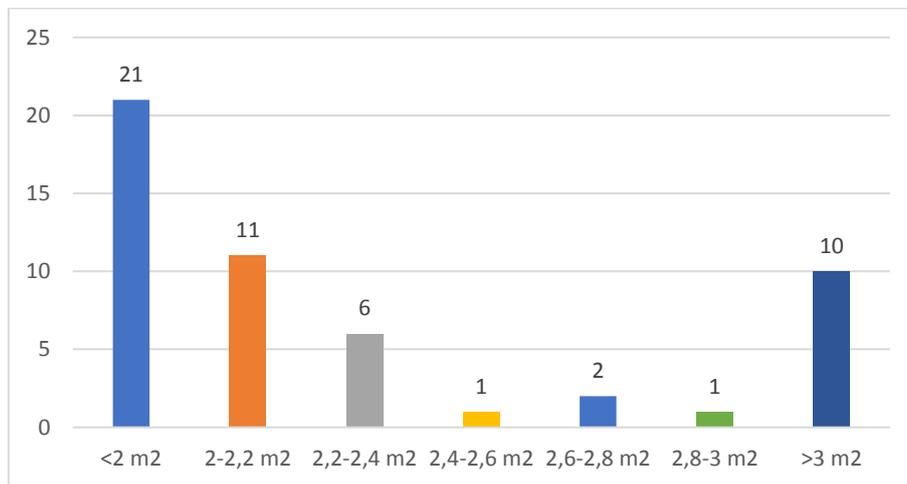


Figura 34. Superficie de apertura de captadores de tubos de vacío

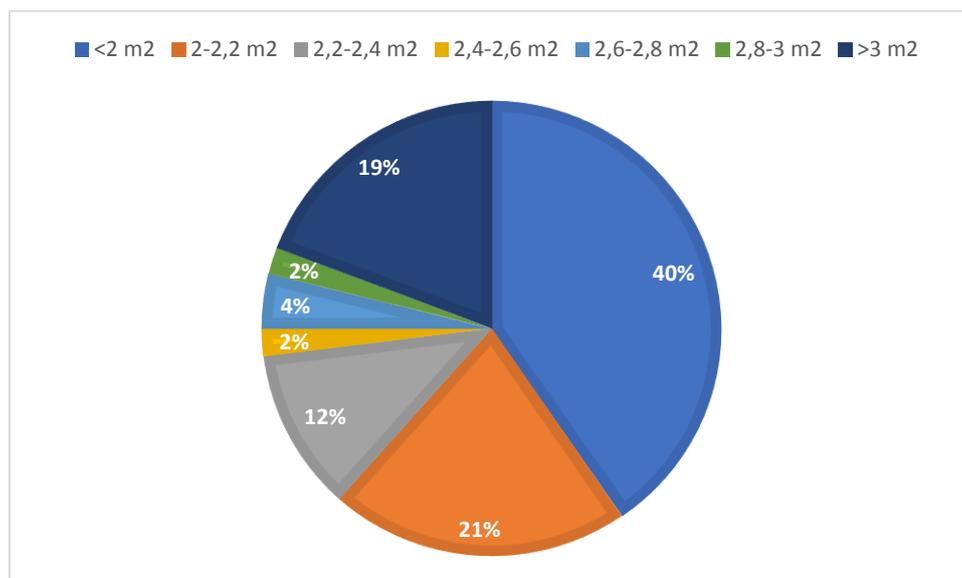


Figura 35. Superficie de apertura de captadores de tubos de vacío

Podemos observar, que en captadores solares planos hay gran diversidad de área, con casi el 90% de éstos tienen un área menor a  $2,6 m^2$ , mientras que en captadores de tubos de vacío hay más diversidad, aunque tiende también a concentrarse en valores bajos, el 60% tienen un área menor a  $2,2 m^2$ . En ambos casos, vemos que donde se concentra mayor cantidad de captadores es cuando tienen menos de  $2 m^2$ .

Comparando el área bruta del captador con el área de apertura, se observa que ésta suele situarse entre el 90-92 % de la superficie total. En los captadores de tubos de vacío el área de apertura suele ser bastante menor, llegando a veces a ser el 70-72 % de la superficie bruta.

### 3.2. CONFIGURACIÓN DE CAPTADORES SOLARES PLANOS

A continuación, se ha realizado el correspondiente estudio porcentual de la configuración de la placa absorbente para los captadores solares planos. Este análisis sólo se ha podido realizar con 303 modelos de los 332 encontrados, puesto que no se ha encontrado información al respecto de los restantes.

Dentro de los captadores solares planos la configuración más habitual es en parrilla, con más de un 70%, frente a la configuración en serpentín y a la de placa (Figura 36 y Figura 37).

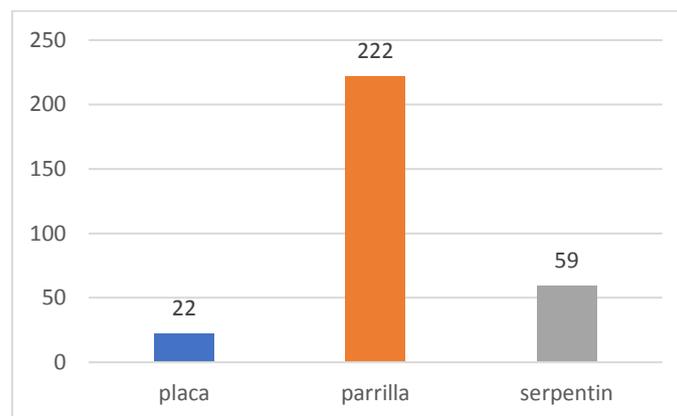


Figura 36. Configuración de captadores solares planos

### 3.3. PRESIÓN MÁXIMA DE FUNCIONAMIENTO

El siguiente parámetro que se va a analizar es la presión máxima de funcionamiento de los captadores. Se ha analizado para ambas tipologías. Para captadores solares planos, tenemos que el valor más común es 10 bar, donde el 70 % de captadores tienen como presión máxima, ese valor (Figura 38 y Figura 39). Este análisis sólo se ha podido realizar con 201 modelos de los 332 encontrados, puesto que no se ha encontrado información al respecto de los restantes. Por otro lado, para captadores de tubos de vacío, con información de 47 de los 52 modelos posibles, encontramos valores más dispersos, donde se oscila entre 6, 8 y 10 bares,

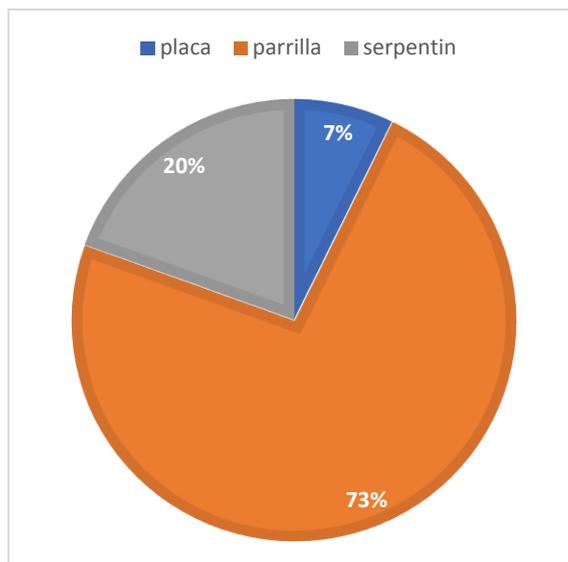


Figura 37. Configuración de captadores solares planos

siendo este último valor el más común de nuevo, aunque en menor medida que en captadores solares planos (Figura 40 y Figura 41).

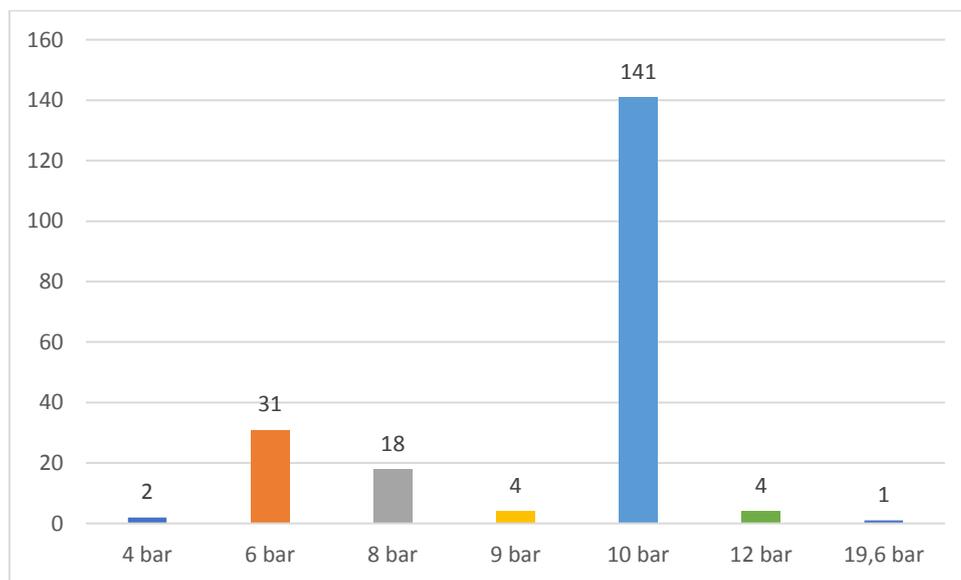


Figura 38. Presión máxima de funcionamiento de captadores solares planos

### 3.4. TEMPERATURA MÁXIMA DE FUNCIONAMIENTO

A continuación, vemos que ocurre con la temperatura máxima de funcionamiento de los captadores. Se ha analizado para ambas tipologías, aunque es el parámetro del que se ha obtenido menos información de todos los estudiados. En concreto, para captadores solares

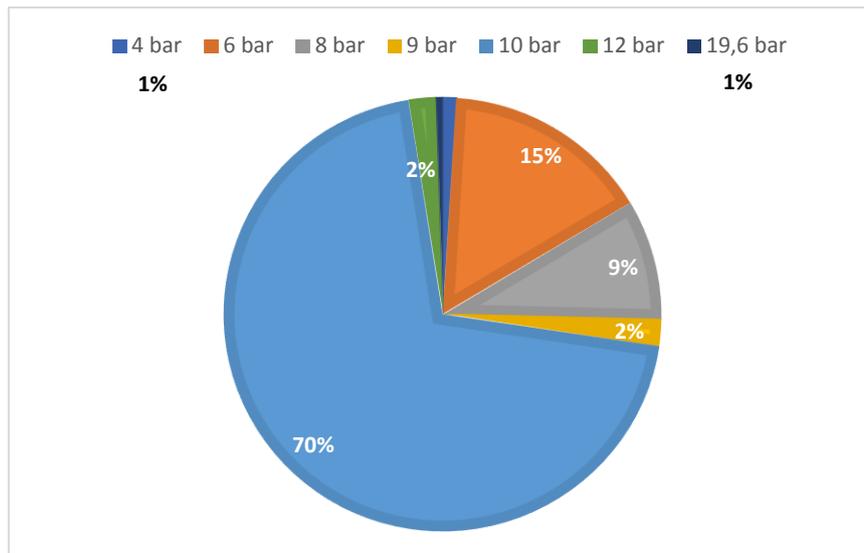


Figura 39. Presión máxima de funcionamiento de captadores solares planos

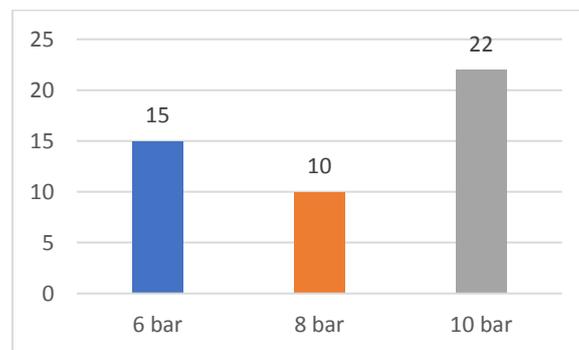


Figura 40. Presión máxima de funcionamiento de captadores de tubos de vacío

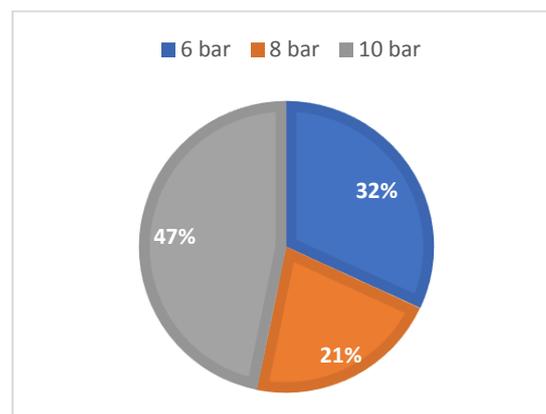


Figura 41. Presión máxima de funcionamiento de captadores de tubos de vacío

planos (Figura 42 y Figura 43), solo tenemos información de 35 modelos de 332 posibles y en el caso de captadores de tubos de vacío (Figura 44 y Figura 45), 14 encontrados de 52 posibles. Tras analizar los resultados, se ha obtenido un valor de 120° C y 95°C,

respectivamente, como valores que más destacan sobre el resto. Aun así, al tener tan poca información, los resultados no son representativos.

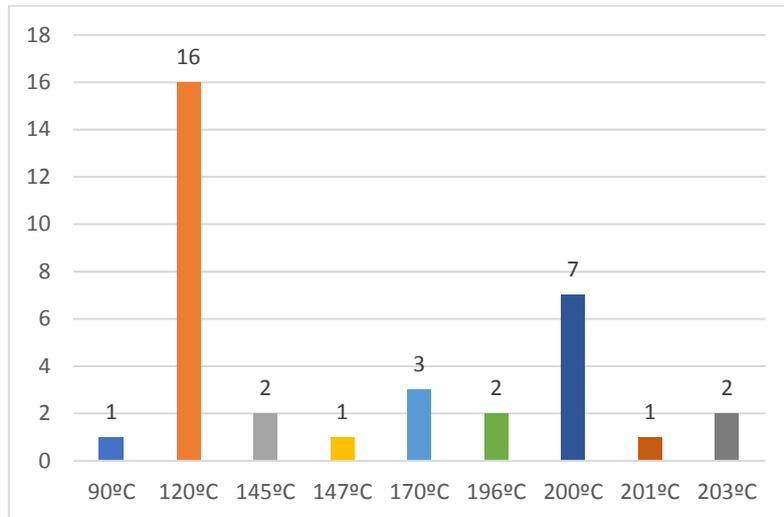


Figura 42. Temperatura máxima de funcionamiento de captadores solares planos

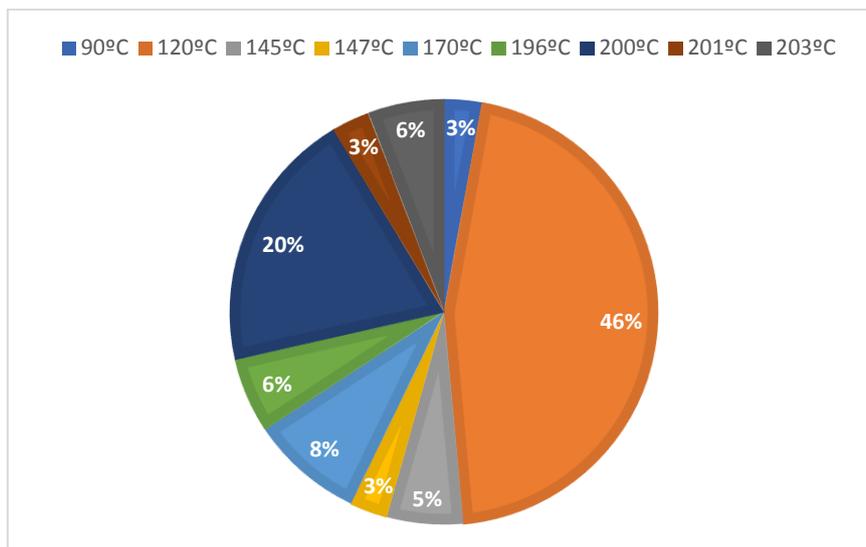


Figura 43. Temperatura máxima de funcionamiento de captadores solares planos

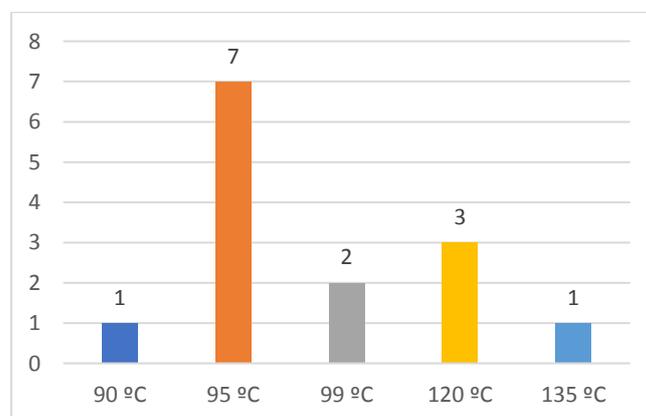


Figura 44. Temperatura máxima de funcionamiento de captadores de tubos de vacío

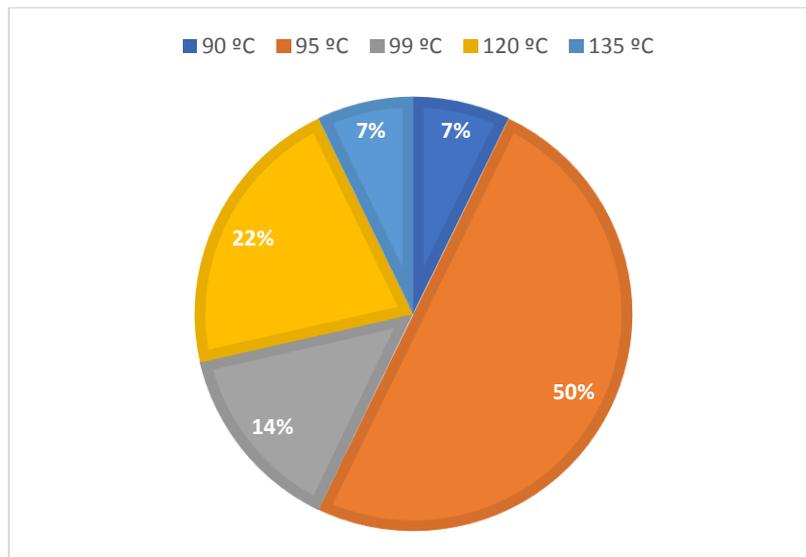


Figura 45. Temperatura máxima de funcionamiento de captadores de tubos de vacío

### 3.5. MATERIAL DE LA PLACA ABSORBENTE

También se ha realizado un estudio porcentual del material de la placa absorbente, tanto para captadores solares planos, como para captadores de tubos de vacío.

Para captadores solares planos, se ha obtenido información de 276 modelos de los 332 que componen nuestra base de datos. Podemos observar que los valores son parejos entre aluminio y cobre (Figura 46 y Figura 47).

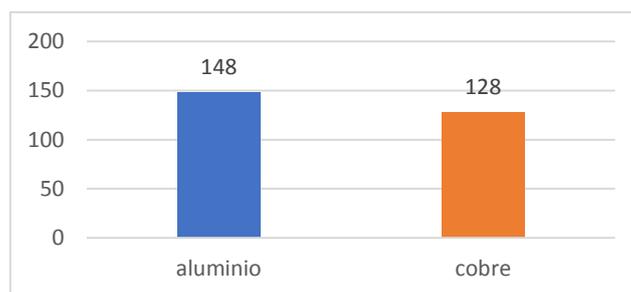


Figura 46. Material de la placa absorbente de captadores solares planos

Para captadores de tubos de vacío, se ha obtenido información de 28 modelos de los 52 que componen nuestra base de datos. Podemos observar que los valores también son parejos entre aluminio y cobre, aunque en este caso, destacan un poco más los que son de aluminio (Figura 48 y Figura 49).

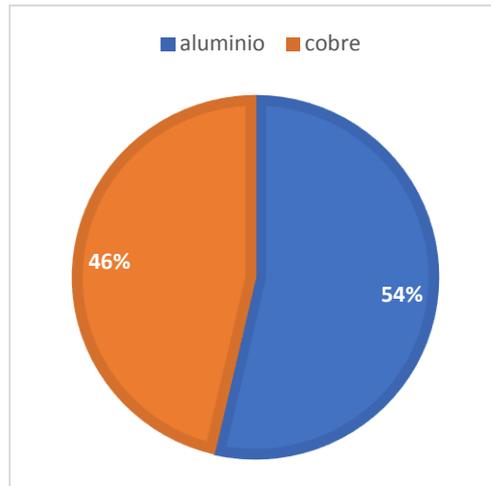


Figura 47. Material de la placa absorbente de captadores solares planos

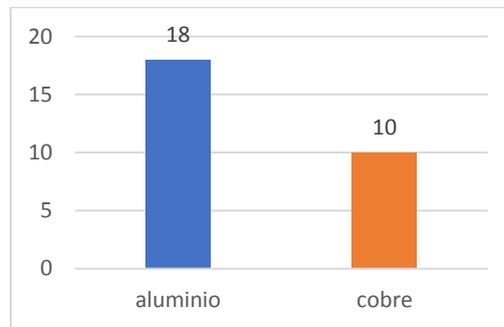


Figura 48. Material de la placa absorbente de captadores de tubos de vacío

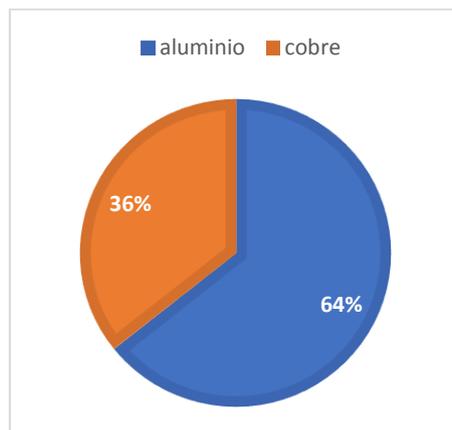


Figura 49. Material de la placa absorbente de captadores de tubos de vacío

### 3.6. TRATAMIENTO DE LA PLACA ABSORBENTE

Para completar los parámetros referentes a la placa absorbente, se ha realizado también un estudio porcentual del tratamiento de la placa absorbente, diferenciando entre tratamiento

selectivo, o pintura negra, tanto para captadores solares planos, como para captadores de tubos de vacío. A la hora de buscar información al respecto de este parámetro, se ha supuesto que, en aquellos modelos en donde no teníamos información sobre si se aplicaba al modelo el tratamiento selectivo, se ha supuesto que el tratamiento aplicado a dicho modelo es el de pintura negra.

Para captadores solares planos tenemos que el 94 % de los modelos tienen tratamiento selectivo, por lo que podemos concluir, que hoy en día, el tratamiento selectivo es básico en la fabricación de captadores (Figura 50 y Figura 51).

Para captadores de tubos de vacío tenemos más disparidad, aunque también es predominante el tratamiento selectivo, con un 58% (Figura 52 y Figura 53).

Para terminar con este análisis de la placa absorbente, no se ha observado ninguna relación entre el material de la placa y el tratamiento recibido, por lo que no se pueden sacar conclusiones acerca de que tratamiento es más frecuente para cada material.

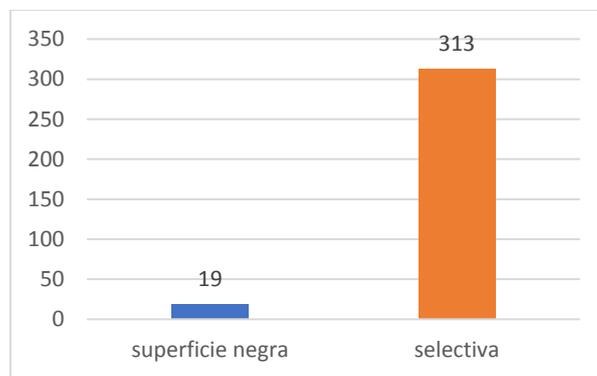


Figura 50. Tratamiento de la placa absorbente de captadores solares planos

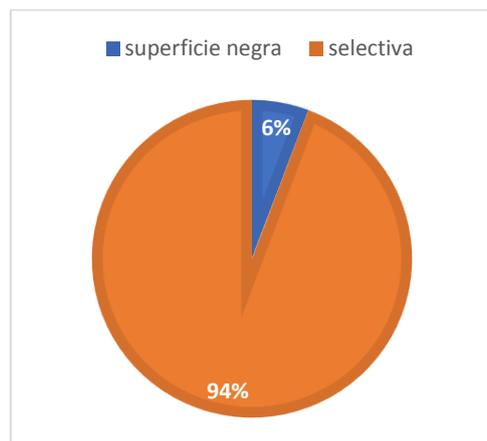


Figura 51. Tratamiento de la placa absorbente de captadores solares planos

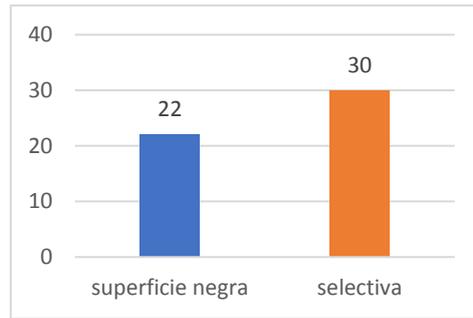


Figura 52. Tratamiento de la placa absorbente de captadores de tubos de vacío

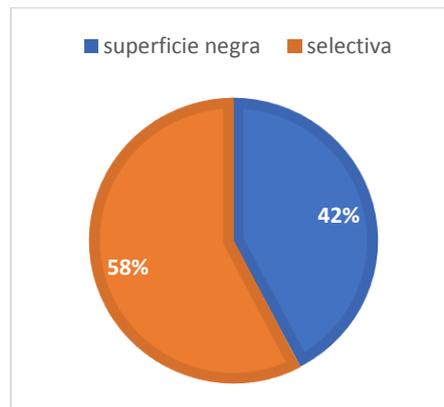


Figura 53. Tratamiento de la placa absorbente de captadores de tubos de vacío

### 3.7. MATERIAL DE LOS TUBOS

Con respecto al material de los tubos, para captadores solares planos se ha encontrado información al respecto de 294 modelos de los 332 que tenemos. Todos ellos son de cobre.

Para captadores de tubos de vacío, tenemos información de 39 modelos de los 52 que componen nuestra base de datos (Figura 54 y Figura 55). Como vemos, también tenemos que el material predominante es el cobre.

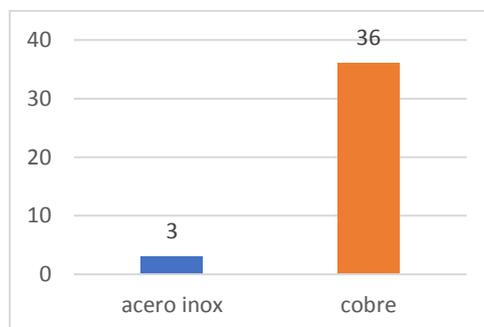


Figura 54. Material de los tubos de captadores de tubos de vacío

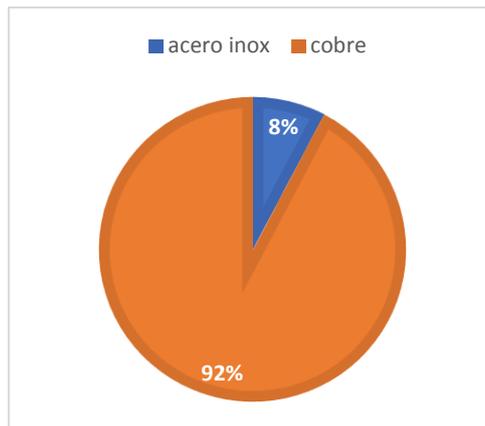


Figura 55. Material de los tubos de captadores de tubos de vacío

### 3.8. ESPESOR DE VIDRIO

Analizamos ahora un elemento importante del captador, la cubierta de vidrio. Este elemento es el encargado de retener el calor y de aislar el captador de las condiciones ambientales exteriores. Por ello es de vital importancia que tenga unas características adecuadas para cada situación, entre ellas, su espesor.

Para captadores solares planos, se ha encontrado información al respecto de 175 modelos de los 332 que se encuentran en la base de datos. Tras revisar los resultados, vemos que los valores de espesor más comunes son 3,2 mm y 4 mm, sumando entre ambos, un 97% del total de captadores (Figura 56 y Figura 57).

Por otro lado, para captadores de tubos de vacío, sólo se ha encontrado información de 4 de los 52 modelos que tenemos en la base de datos, con un valor de 3,3 mm. Por lo tanto, este resultado no es representativo, puesto que tenemos muy poca información como para tenerlo en cuenta.

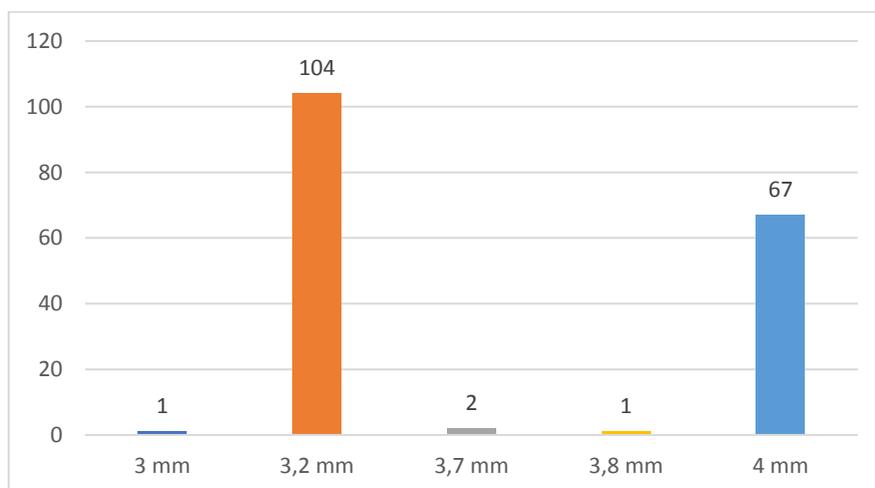


Figura 56. Espesor del vidrio de captadores solares planos

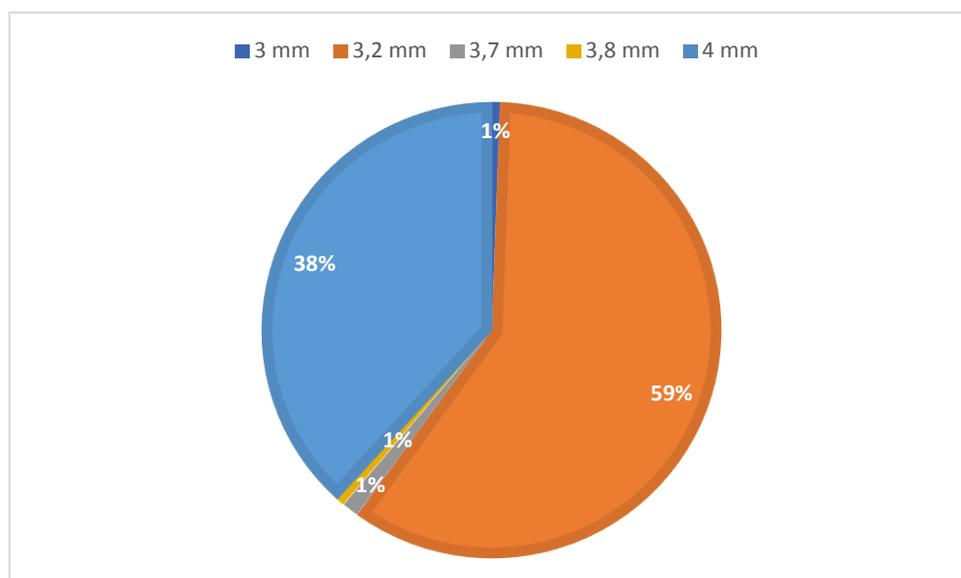


Figura 57. Espesor del vidrio de captadores solares planos

### 3.9. TIPO DE AISLAMIENTO

Una parte fundamental del captador es el aislamiento térmico, por lo que es bastante interesante analizarlo. Se han realizado dos estudios, uno para captadores solares planos y otro para captadores de tubos de vacío. En el primer caso, de los 332 modelos posibles, se ha encontrado información de 272 de ellos, como se ve en la Figura 58, los materiales más utilizados son el polietileno y la lana mineral, tanto de roca como de vidrio. No todos los fabricantes especifican que tipo de lana utilizan como aislante, en un 14% de los captadores estudiados no disponemos de la información de si es lana de roca o de vidrio, sólo se dice que es lana mineral, pero, gracias al estudio realizado, se puede tener una idea previa de por donde está la tendencia del mercado. También se han observado casos aislados de captadores que utilizan otro tipo de materiales como material aislante.

Haciendo una valoración en porcentaje tenemos que:

Polietileno	24%
Lana de Roca	19%
Lana de Vidrio	15%
Lana Mineral	14%
Otros materiales	28%

Tabla 3. Porcentajes de tipos de materiales en aislamiento de captadores solares planos

Con lo que observamos que el polietileno y las lanas engloban un 72% del total, siendo las lanas los materiales aislantes más importantes con un 48% del total.

Comentar también que dentro del 28% restante, lo que tenemos son combinaciones de lanas y polietilenos/poliuretanos, o éstos mismos materiales con algún elemento o algún tratamiento adicional.

Por otro lado, para captadores de tubos de vacío, para un total de 52 modelos, se ha obtenido información únicamente de 24 de ellos. Se puede destacar que el material que se encuentra en mayor número de modelos es la espuma de melamina, aunque con tan poca información, este estudio no es demasiado representativo. (Figura 59)

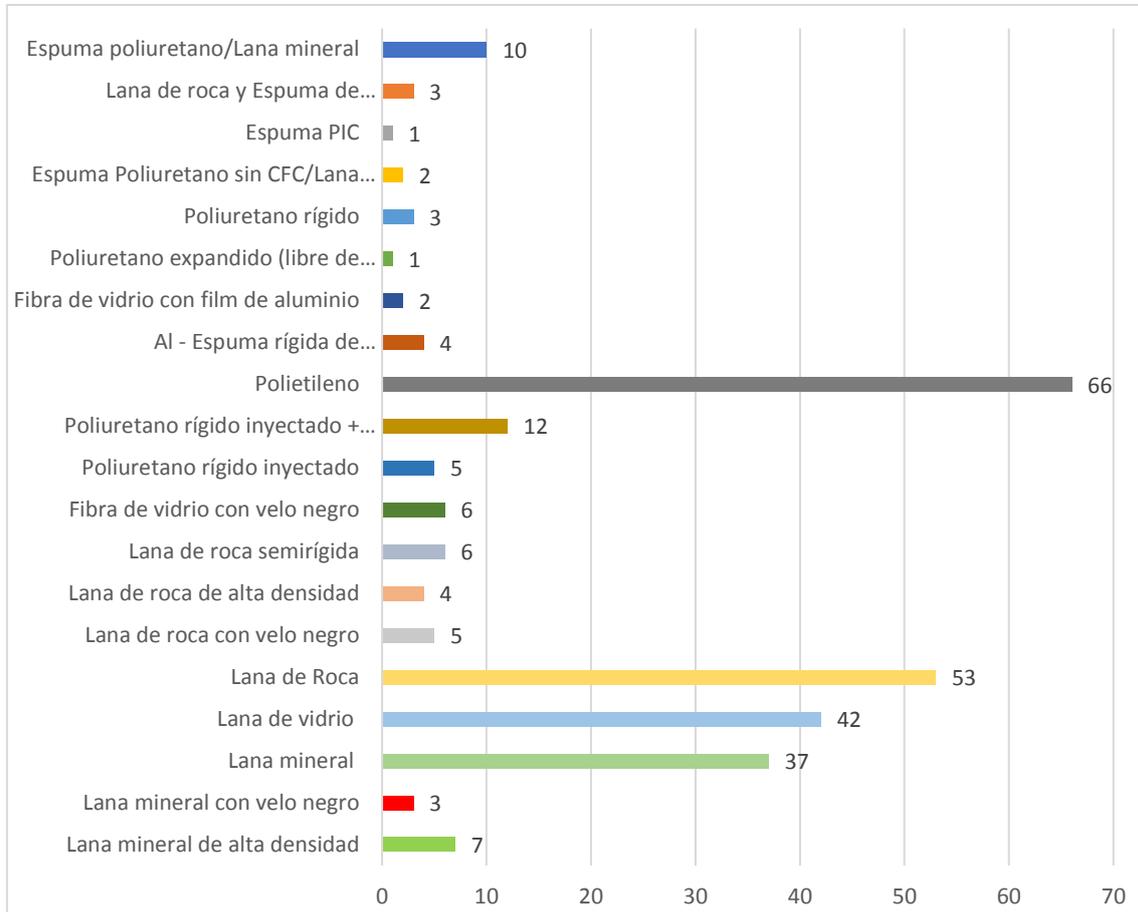


Figura 58. Tipos de aislamiento de captadores solares planos

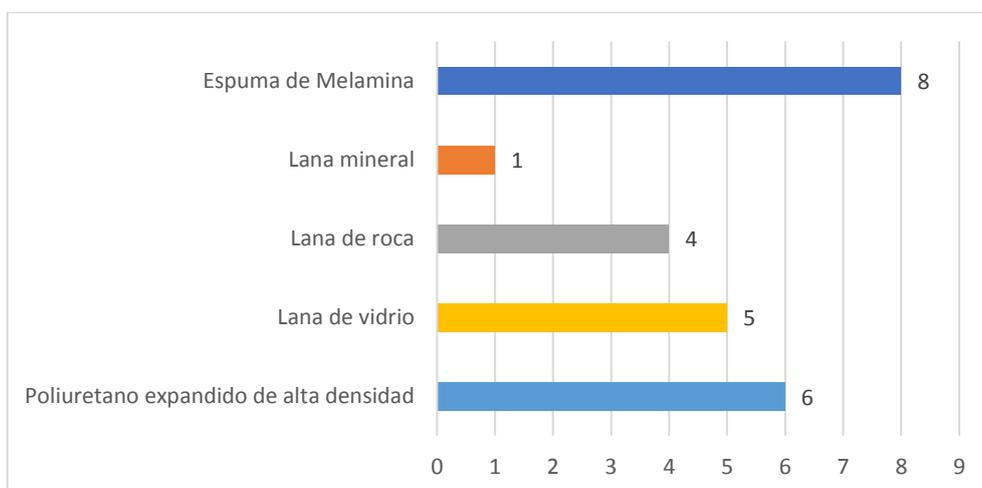


Figura 59. Tipos de aislamiento de captadores de tubos de vacío

### 3.10. ESPESOR DE AISLAMIENTO

Una vez analizado el tipo de aislamiento se procede a estudiar otra característica importante del mismo, su espesor. Para este estudio cabe destacar que se ha encontrado menos información que para el anterior, teniendo, para captadores solares planos, información únicamente de 196 captadores.

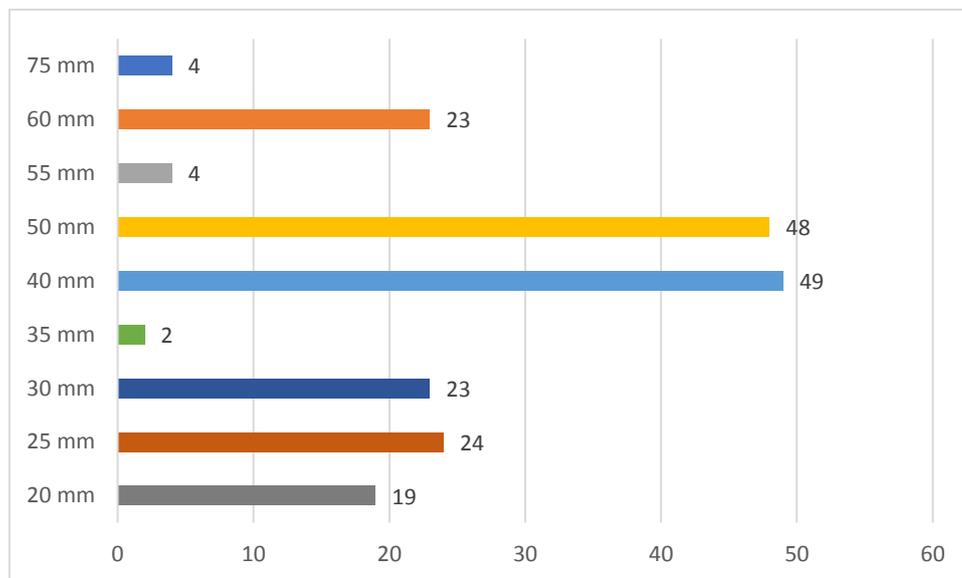


Figura 60. Espesor de aislamiento de captadores solares planos

Como se puede observar en las Figura 60 y Figura 61, la mitad de los modelos estudiados tiene un espesor de aislamiento de 40-50 mm.

Para captadores de tubos de vacío, sólo se ha encontrado información de 5 modelos de los 52 posibles, por lo que no se van a valorar en este caso, porque no es un estudio para nada representativo de la realidad.

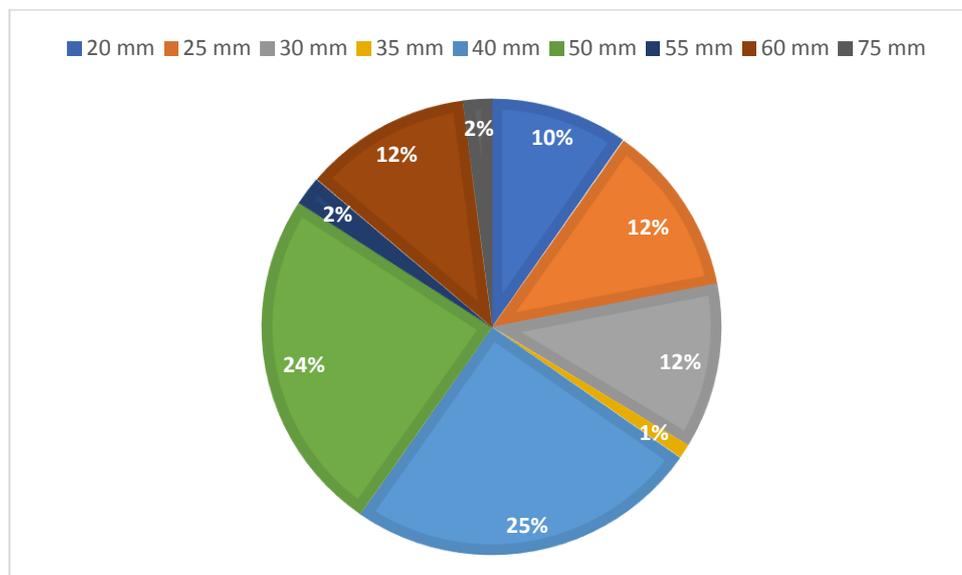


Figura 61. Espesor de aislamiento de captadores solares planos

### 3.11. PESO EN VACÍO

El siguiente parámetro por estudiar será el peso en vacío de los captadores. Éste es un parámetro importante de conocer, según la zona donde vayamos a colocar el captador. Volvemos a hacer como en casos anteriores, el doble estudio, tanto para captadores solares planos como para captadores de tubo de vacío.

En el primer caso, se ha obtenido información de 325 de los 332 posibles con lo que obtendremos conclusiones que se ajustan a lo que hay hoy en el mercado.

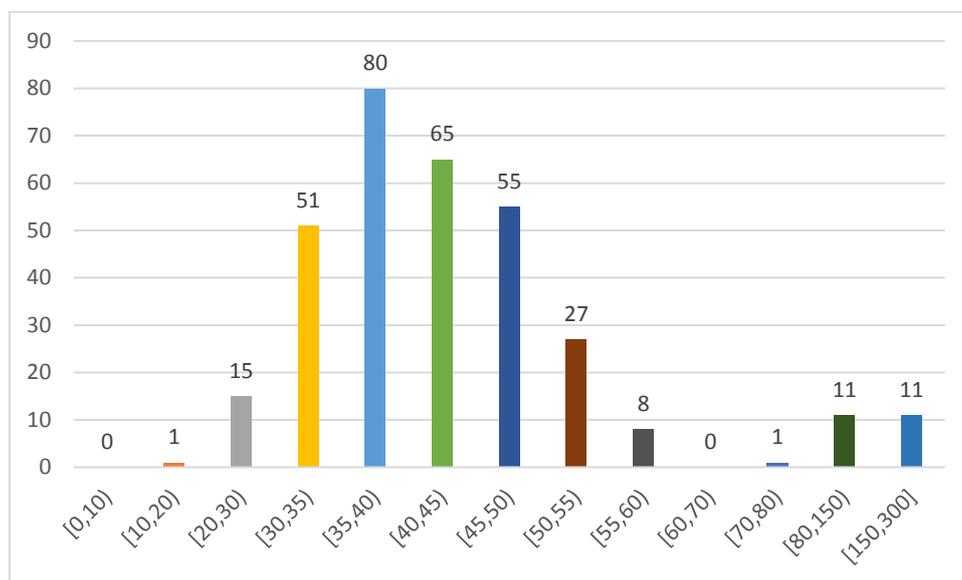


Figura 62. Peso en vacío de captadores solares planos

En el eje de abscisas tenemos intervalos de peso en kilogramos y en el de ordenadas la cantidad de captadores para cada intervalo. Como se puede observar, tanto en la Figura 62 como la Figura 63 vemos que el 78% de los captadores tienen un peso comprendido entre 30 y 50 kilogramos, destacando que tenemos la mayor cantidad de captadores en el intervalo de 35 y 40 kilogramos, con un 25% del total.

Para captadores de tubos de vacío, se ha obtenido información del peso en vacío de los 52 captadores posibles.

Al igual que antes, en el eje de abscisas tenemos intervalos de peso en kilogramos y en el de ordenadas la cantidad de captadores para cada intervalo. Como se puede observar, tanto en la Figura 64 como la Figura 65 vemos que el 69% de los captadores tienen un peso comprendido entre 40 y 80 kilogramos, destacando que tenemos la mayor cantidad de captadores en el intervalo de 40 y 60 kilogramos, con un 40% del total.

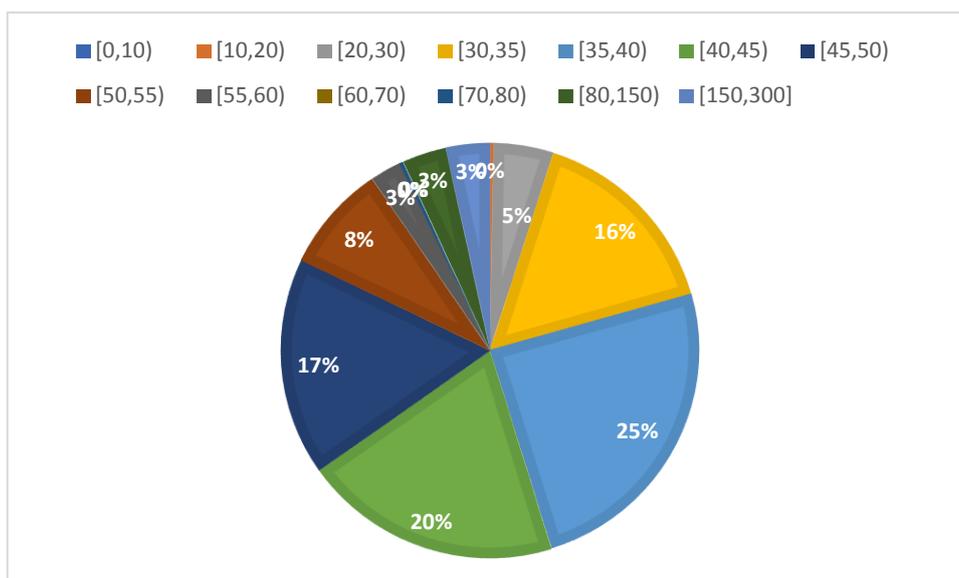


Figura 63. Peso en vacío de captadores solares planos

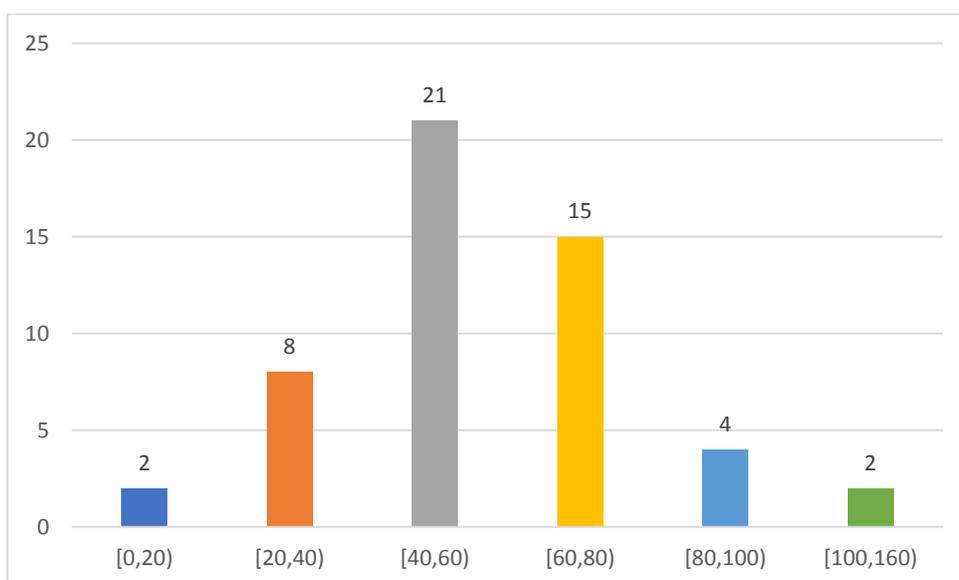


Figura 64. Peso en vacío de captadores de tubos de vacío

### 3.12. CAPACIDAD

Otro parámetro importante que se va a estudiar es la capacidad, en litros, que tienen los captadores. Para el caso de captadores solares planos se ha encontrado información de 271 modelos de los 332 posibles.

En el eje de abscisas tenemos intervalos de capacidad en litros y en el de ordenadas la cantidad de captadores para cada intervalo. Como se puede observar, hay mucha disparidad en este estudio. Tanto en la Figura 66 como la Figura 67 vemos que el 79% de los captadores tienen

una capacidad comprendida entre 1 y 2 litros, pero dentro de ese rango, todos los captadores están repartidos de manera uniforme.

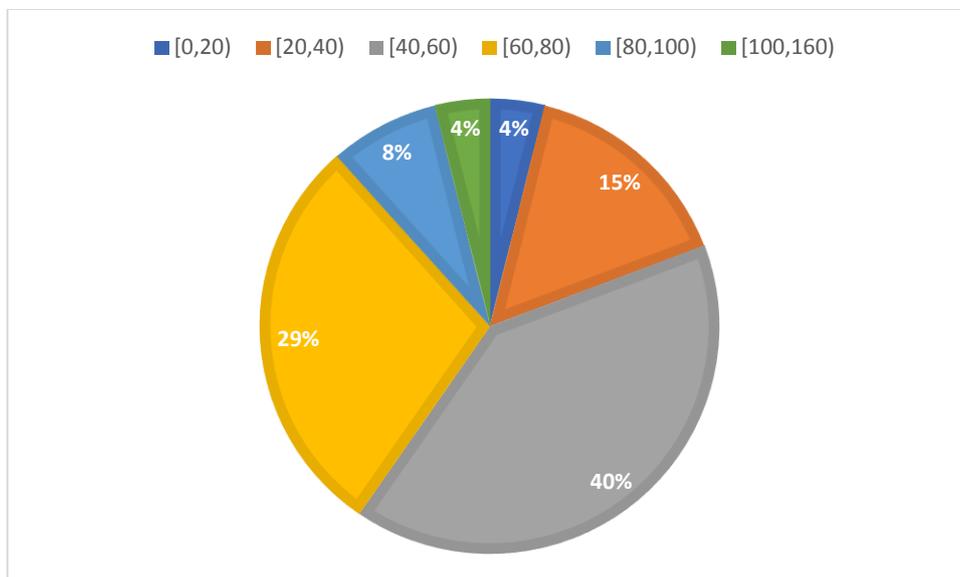


Figura 65. Peso en vacío de captadores de tubos de vacío

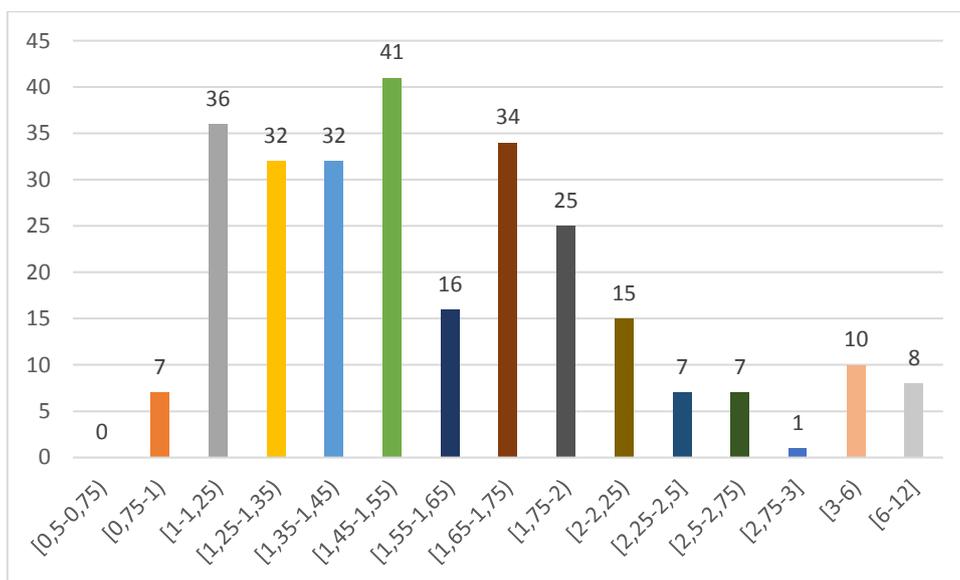


Figura 66. Capacidad de captadores solares planos

Para el caso de captadores de tubos de vacío, tenemos información de 34 de los 52 modelos posibles.

Al igual que con los captadores solares planos, en el eje de abscisas tenemos intervalos de capacidad en litros y en el de ordenadas la cantidad de captadores para cada intervalo. Como se puede observar, se sigue teniendo mucha disparidad en este estudio, aunque podemos

destacar, mirando las Figura 68 y Figura 69, que en el rango [0,2) tenemos concentrado el 57% de los captadores.

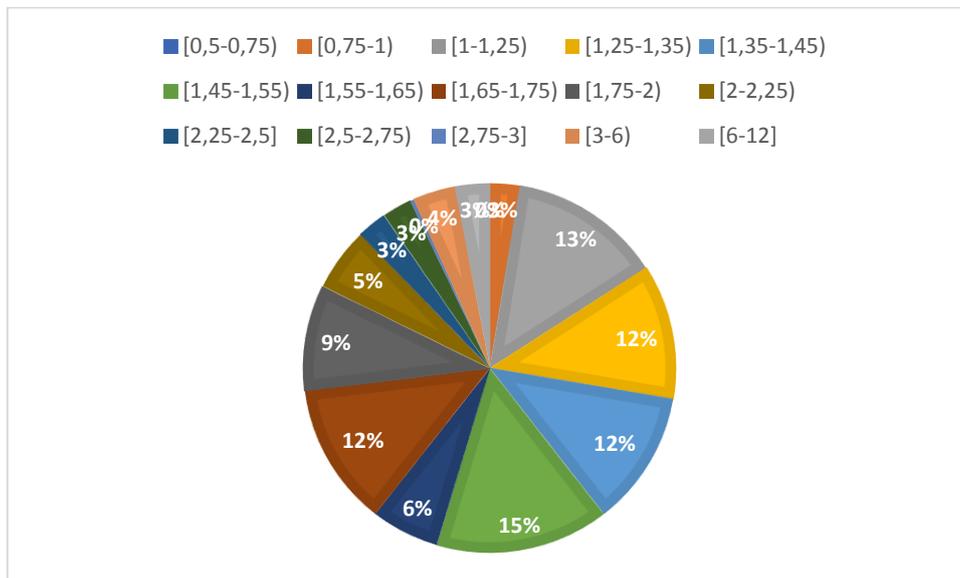


Figura 67. Capacidad de captadores solares planos

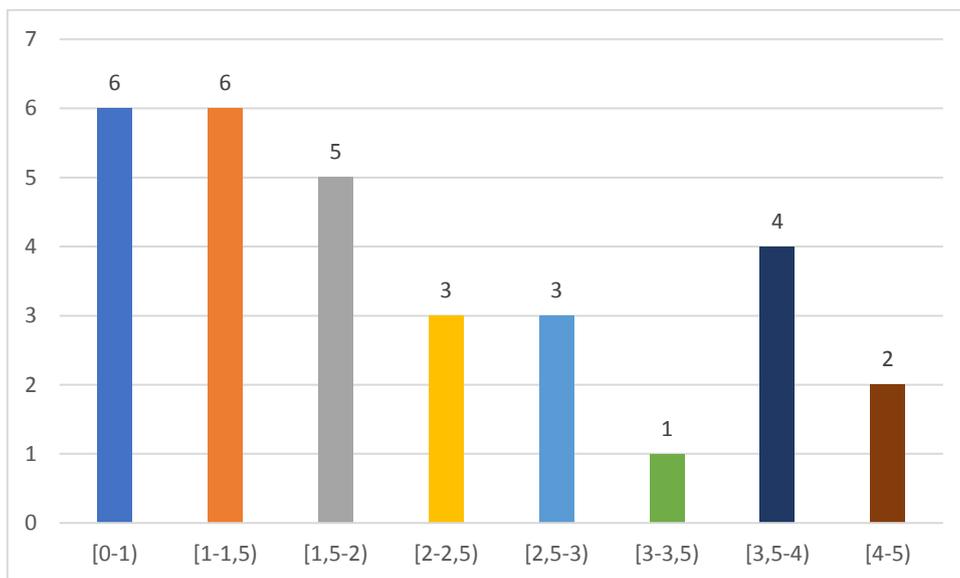


Figura 68. Capacidad de captadores de tubos de vacío

Una vez analizados los parámetros de manera individual, se procede a comentar varios estudios de comparación realizados tanto para captadores solares planos como para captadores de tubos de vacío.

- Peso vs. Área
- Capacidad vs. Área

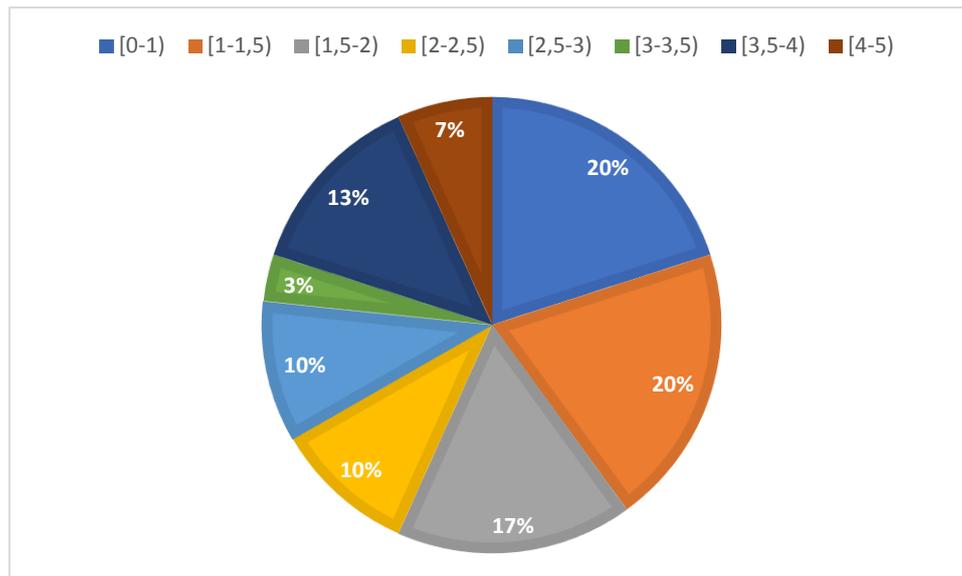


Figura 69. Capacidad de captadores de tubos de vacío

### 3.13. PESO VS. ÁREA

Aquí veremos el análisis en profundidad del peso, que es un parámetro importante dentro de la selección de un captador. Se ha realizado por separado el análisis del captador solar plano y del captador solar de tubos de vacío.

Se ha intentado buscar una relación entre el peso del captador y la superficie del mismo. También parecía interesante comparar el peso por metro cuadrado frente a la superficie del captador.

En el caso del captador solar plano, se ha realizado el estudio con información de 323 captadores, de los 332 posibles que tenemos en nuestra base de datos.

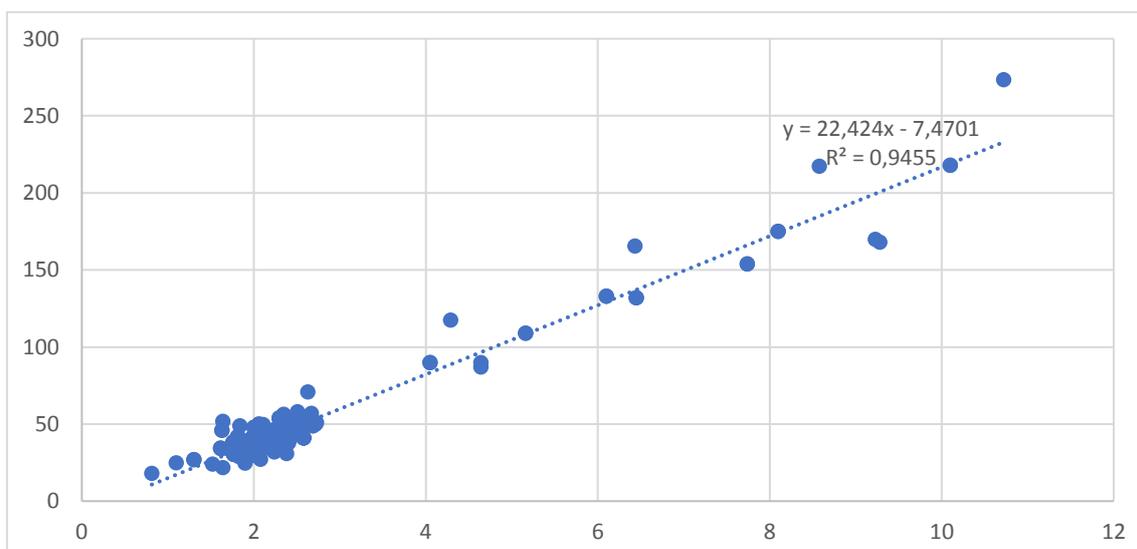


Figura 70. Peso del captador solar plano frente a superficie

En esta figura, podemos observar que en el eje de abscisas tenemos la superficie, en metros cuadrados y en el de ordenadas, el peso en kilogramos, y se colocó la distribución de pesos de los captadores.

Se ha realizado sobre la misma nube de puntos experimentales una recta de máximo ajuste lineal. El coeficiente de correlación (R), determina la calidad del ajuste. Si R es cercano a 1, el ajuste es bueno, mientras que si se acerca a 0 es malo y poco fiable.

Se puede ver que, para el peso, la recta se ajusta bastante bien, con un  $R=0.9455$  y se puede aproximar por la ecuación que viene adjunta en la gráfica.

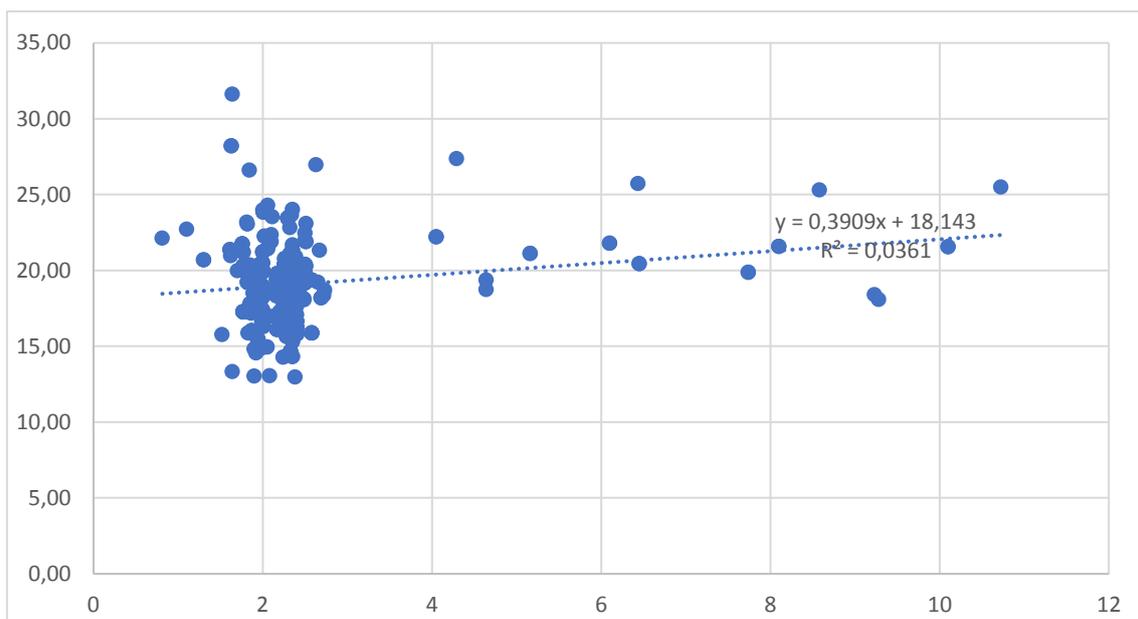


Figura 71. Peso específico del captador solar plano frente a superficie

En esta figura, como en la anterior, podemos observar que en el eje de abscisas tenemos la superficie, en metros cuadrados, pero, en el de ordenadas, lo que tenemos es el peso específico, medido en kilogramos/metro cuadrado, y, al igual que en la figura anterior, también se ha colocado la distribución con una nube de puntos.

Pero para este caso, podemos observar que el R es bastante pequeño por lo que el ajuste no es para nada concluyente y no se puede sacar conclusiones aceptables. No obstante, hay que decir que la mayoría de captadores se encuentran entre 12 y  $25 \frac{kg}{m^2}$ .

Para el caso de captadores de tubos de vacío, tenemos un estudio para la totalidad de los captadores de la base de datos, 52.

En la Figura 70, podemos observar que, al igual que en el caso de captadores solares planos, en el eje de abscisas tenemos la superficie, en metros cuadrados y en el de ordenadas, el peso en kilogramos, y se colocó la distribución de pesos de los captadores.

Se puede ver que, para el peso, la recta no se ajusta demasiado bien, sólo hemos obtenido un  $R=0.2325$ , con lo que no podemos ajustar de forma exacta con la recta.

Por otro lado, se ha analizado también el peso específico. En la Figura 71, como en la anterior, podemos observar que en el eje de abscisas tenemos la superficie, en metros cuadrados, pero, en el de ordenadas, lo que tenemos es el peso específico, medido en kilogramos/metro cuadrado, y, al igual que en la figura anterior, también se ha colocado la distribución con una nube de puntos.

Pero para este caso, podemos observar también que el R es bastante pequeño,  $R=0.1358$  por lo que el ajuste no es para nada concluyente y no se puede sacar conclusiones aceptables, y queda reflejado en que los captadores está repartidos por toda la gráfica. Podemos destacar únicamente que todos los captadores están por encima de  $15 \frac{kg}{m^2}$ .

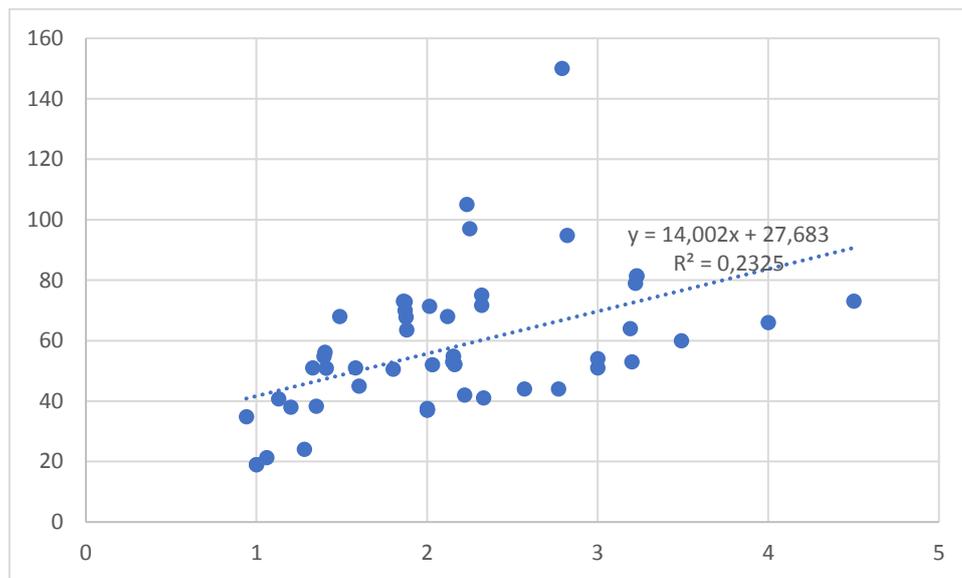


Figura 72. Peso del captador de tubos de vacío frente a superficie

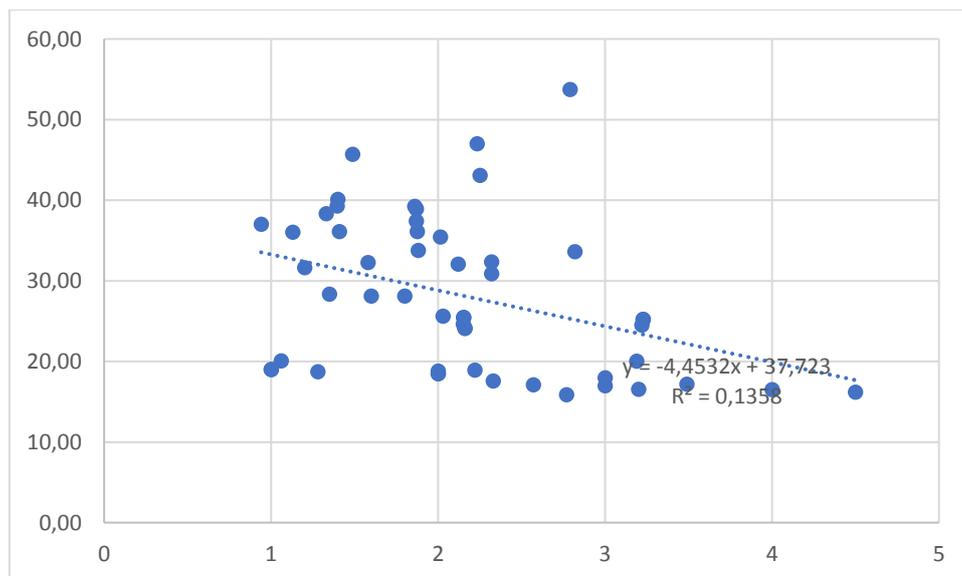


Figura 73. Peso específico del captador de tubos de vacío frente a superficie

### 3.14. CAPACIDAD VS. ÁREA

Por último, se va a analizar en profundidad la capacidad, que es otro parámetro importante dentro de la selección de un captador. Se ha realizado por separado el análisis del captador solar plano y del captador solar de tubos de vacío.

Se ha intentado buscar una relación entre la capacidad del captador y la superficie del mismo. También parecía interesante comparar la capacidad por metro cuadrado frente a la superficie del captador.

En el caso del captador solar plano, se ha realizado el estudio con información de 271 captadores, de los 332 posibles que tenemos en nuestra base de datos.

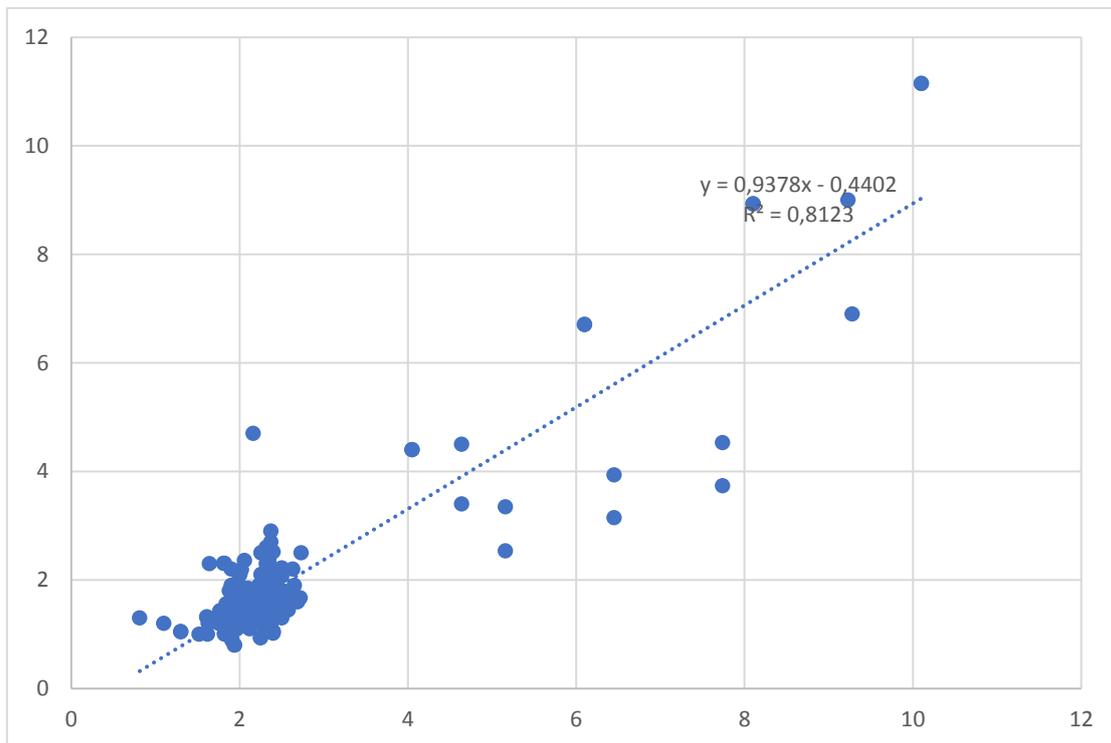


Figura 74. Capacidad del captador solar plano frente a superficie

En la Figura 74, podemos observar que en el eje de abscisas tenemos la superficie, en metros cuadrados y en el de ordenadas, la capacidad en litros, y se colocó la distribución de capacidades de los captadores.

Se ha realizado sobre la misma nube de puntos experimentales una recta de máximo ajuste lineal.

Se puede ver que, para la capacidad, la recta se ajusta bien, con un  $R=0.8123$  y se puede aproximar por la ecuación que viene adjunta en la gráfica.

En la Figura 75, como en la anterior, podemos observar que en el eje de abscisas tenemos la superficie, en metros cuadrados, pero, en el de ordenadas, lo que tenemos es la capacidad específica, medido en litros/metro cuadrado, y, al igual que en la figura anterior, también se ha colocado la distribución con una nube de puntos.

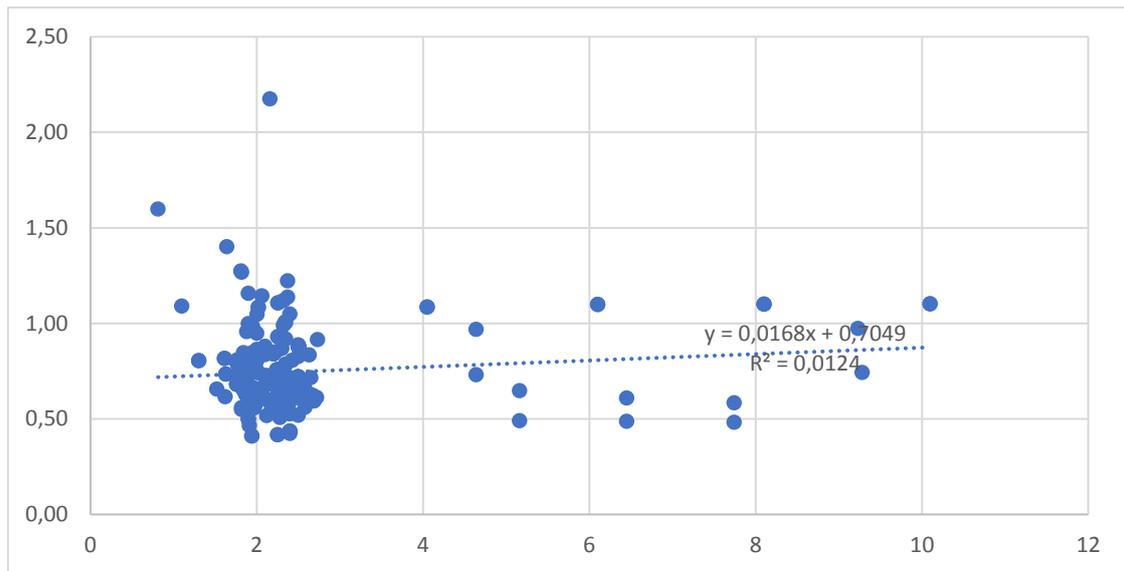


Figura 75. Capacidad específica del captador solar plano frente a superficie

Pero para este caso, podemos observar que el R es bastante pequeño por lo que el ajuste no es para nada concluyente y no se puede sacar conclusiones aceptables. No obstante, hay que decir que la mayoría de captadores se encuentran entre  $0.5$  y  $1 \frac{l}{m^2}$ .

Para el caso de captadores de tubos de vacío, tenemos un estudio para un total de 34 captadores de la base de datos, de los 52 posibles.

En la Figura 76, podemos observar que, al igual que en el caso de captadores solares planos, en el eje de abscisas tenemos la superficie, en metros cuadrados y en el de ordenadas, la capacidad en litros, y se colocó la distribución de capacidades de los captadores.

Se puede ver que, para la capacidad, la recta no se ajusta demasiado bien, sólo hemos obtenido un  $R=0.248$ , con lo que no podemos ajustar de forma exacta con la recta, tenemos una nube de puntos muy dispersa.

Por otro lado, se ha analizado también la capacidad específica. En la Figura 77, como en el caso anterior, podemos observar que en el eje de abscisas tenemos la superficie, en metros cuadrados, pero, en el de ordenadas, lo que tenemos es la capacidad específica, medida en litros/metro cuadrado, y, al igual que en la figura anterior, también se ha colocado la distribución con una nube de puntos.

Pero para este caso, podemos observar también que el R es bastante pequeño,  $R=0.0004$  por lo que el ajuste no es válido y no se puede sacar conclusiones aceptables, y queda reflejado en que los captadores están repartidos por toda la gráfica.

Por último, se ha elaborado un mapa donde se puede ver el emplazamiento de cada uno de los fabricantes de nuestra base de datos (Figura 78).

Se observa que la mayoría de empresas se concentran en principalmente en la capital española, Madrid, en Cataluña, en la provincia de Barcelona, y destacar también Asturias, País Vasco y parte de Andalucía.

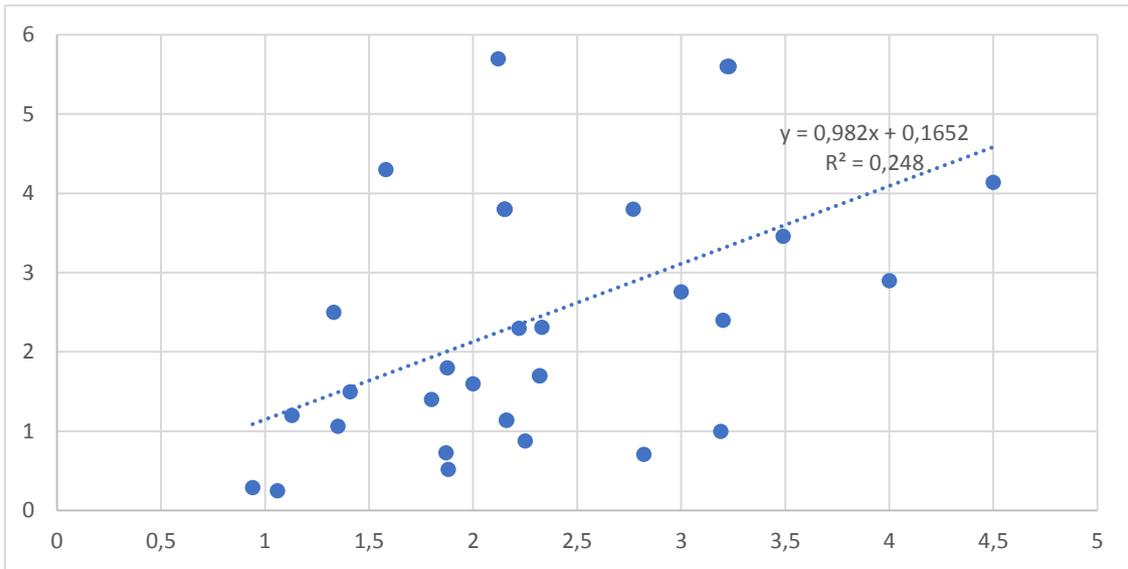


Figura 76. Capacidad del captador de tubos de vacío frente a superficie

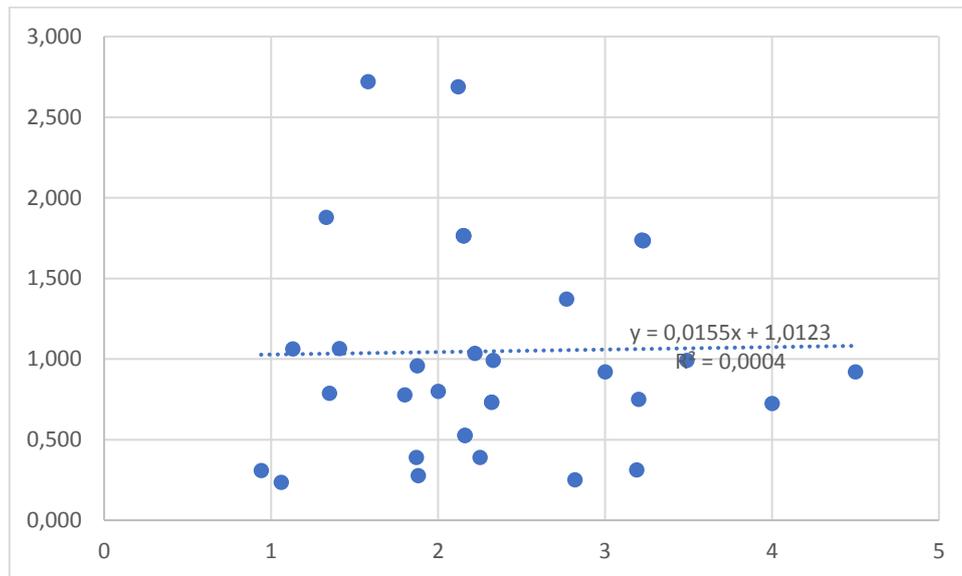


Figura 77. Capacidad específica del captador solar plano frente a superficie



## 4. CONCLUSIONES

---

En este apartado se expondrán las conclusiones sacadas del proyecto. Se hará hincapié en el Estudio de mercado, analizando brevemente los parámetros en los que se hayan encontrado resultados interesantes de ser estudiados.

Tras analizar el Mapa Europeo de Radiación Solar, se observa lo que es evidente para todo el mundo: el potencial de aprovechamiento de esta fuente de energía en nuestra región es más que considerable. Habría que pararse a pensar detenidamente si España, aun siendo uno de los países europeos con mayor potencia térmica instalada, no podría aumentar el número de metros cuadrados instalados.

Entrando ya de lleno en el Estudio de mercado, se expondrán a continuación las conclusiones más considerables que se han podido extraer de los captadores solares planos, que son los que hemos estudiado en profundidad, ya que de los tubos de vacío no se recogió suficiente información en determinados parámetros y las conclusiones no serían las más adecuadas.

En cuanto a la superficie del captador solar plano, vemos que donde se concentra mayor cantidad de captadores es cuando tienen menos de  $2 m^2$ . Este rango de superficies parece ser óptimo en relación con la potencia generada y el espacio disponible donde se quiera instalar el captador.

Dentro de los captadores solares planos la configuración más habitual es en parrilla, con más de un 70%, esta configuración favorece que se pueda estratificar la temperatura del captador con mayor volumen de circulación del agua por las ramificaciones del interior del captador y obtener un salto térmico de aproximadamente  $10^{\circ}C$  con un buen rendimiento.

Con relación a la presión máxima de funcionamiento, tenemos que el valor más común es 10 bar, donde el 70 % de captadores tienen como presión máxima, ese valor. Por otro lado, también se estudió la temperatura máxima de funcionamiento, aunque al tener tan pocos datos, se ha decidido no tener en cuenta los resultados que se obtuvieron.

Pudimos observar que, a la hora de estudiar el material de la placa, los valores eran parejos entre aluminio y cobre, aunque el 94 % de los modelos tienen tratamiento selectivo, ya que

proporciona a la superficie una mayor absorptividad y menor emisividad. Por lo que podemos concluir, que hoy en día, aunque hay diferentes criterios para seleccionar el material, el tratamiento selectivo es básico en la fabricación de captadores. Tampoco se ha observado ninguna relación entre el material de la placa y el tratamiento recibido, por lo que no se pueden sacar conclusiones acerca de que tratamiento es más frecuente para cada material.

Con respecto al material de los tubos, para captadores solares planos tenemos que la totalidad de modelos, poseen tubos de cobre, probablemente, sea debido a que tienen buenas propiedades y son más baratos que los de acero inoxidable.

Tras revisar los resultados a la hora de revisar el espesor del vidrio, vemos que los valores de espesor más comunes son 3,2 mm y 4 mm, sumando entre ambos, un 97% del total.

En cuanto al aislamiento, el material aislante más utilizado debido a su relación conductividad térmica-precio es la lana mineral, tanto de roca como de vidrio. El espesor del aislamiento suele situarse en torno al 50% del espesor del captador (40-50 mm). Este valor parece ser el óptimo, ya que un aumento del espesor, aunque disminuiría las pérdidas del captador, podría encarecer el captador y aumentar considerablemente su tamaño. Comentar también que el polietileno es bastante usado hoy en día con un 24% del total.

Con respecto al peso en vacío del captador, se ha visto que el 78% de los captadores tienen un peso comprendido entre 30 y 50 kilogramos, destacando que tenemos la mayor cantidad de captadores en el intervalo de 35 y 40 kilogramos, con un 25% del total.

Estudiando del mismo modo la capacidad del captador, se ha comprobado que, aunque mucha más disparidad en este estudio que el del peso, tenemos que el 79% de los captadores tienen una capacidad comprendida entre 1 y 2 litros, pero dentro de ese rango, todos los captadores están repartidos de manera uniforme.

Una vez analizados los parámetros de manera individual, se estudiaron varias comparaciones de ellos.

En el análisis del peso frente a la superficie, y del peso específico frente a la superficie, pudimos ver que, para el peso, la recta de máximo ajuste tenía un  $R=0.9455$  y se pudo aproximar mediante una ecuación. Con respecto al peso específico pudimos observar que el  $R$  era bastante pequeño por lo que el ajuste no era para nada concluyente y no se podían sacar conclusiones aceptables. No obstante, hay que decir que la mayoría de captadores se encontraron entre 12 y  $25 \frac{kg}{m^2}$ .

En el análisis de la capacidad frente a la superficie, y de la capacidad específica frente a la superficie, pudimos ver que, para la capacidad, la recta de máximo ajuste tenía un  $R=0.8123$  y se pudo aproximar mediante una ecuación, aunque de manera más inexacta que la del peso. Con respecto a la capacidad específica pudimos observar que el  $R$  era bastante pequeño por lo que el ajuste no era para nada concluyente y no se podían sacar conclusiones aceptables. No obstante, hay que decir que la mayoría de captadores se encontraron entre  $0.5$  y  $1 \frac{l}{m^2}$ .

Por último, se realizó un mapa de localización de los fabricantes de captadores solares en el que se podía observar que la mayoría se concentran en zonas industriales como Madrid y Cataluña (Barcelona principalmente), también por la zona norte, Asturias, País Vasco, y en el sur, sobre todo Sevilla y Málaga, ciudades también industriales dentro de la región donde mayor demanda de captadores hay, Andalucía.

## 5. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

---

- [1] Klein S, Duffie J, Beckman W. “Transient considerations of flat-plate solar collectors”. Trans. of ASME: Journal Engineering for Power vol. 96A: 1974; p. 109–113.
- [2] Kalogirou S. “Solar energy engineering - processes and systems”. 1st edition: Elsevier: 2009.
- [3] VDI heat atlas. 2nd edition. Nueva York: Springer: 2010
- [4] Fraisse G, Plantier C, Achard G. “Development and experimental validation of a detailed flat-plate solar collector model”. France 5th French and European TRNSYS User Meeting, 2003.
- [5] Liu B, Jordan R. “The interrelationship and characteristic distribution of direct, diffuse and total solar radiation”. Solar Energy 1960; 4 (3): p. 1–19.
- [6] Brandemuehl M, Beckman W. “Transmission of diffuse radiation through CPC and flat plate collector glazings”. Solar Energy 1980; 24(5): p. 511–513.
- [7] Duffie J, Beckman W. “Solar Engineering of Thermal Processes”. 4th ed. New York: Wiley Interscience; 2013.
- [8] Transparencias Energía Solar. Bloque II: Energía Solar Térmica Baja Temperatura. Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales. “Tema 1. Captador Solar Plano”. Grupo de Termotecnia. Departamento Ingeniería Energética.
- [9] ASIT (Asociación Solar de la Industria Térmica). “Informe ASIT: Mercado España 2015. Energía Solar Térmica.” 2015.
- [10] ASIT (Asociación Solar de la Industria Térmica). “Informe Mercado 2016. Energía Solar Térmica en España.” 2016.
- [11] ASIT (Asociación Solar de la Industria Térmica). “Guía ASIT de la Energía Solar Térmica” Mayo, 2010.
- [12] AEMET (Agencia Estatal de Meteorología). “Atlas de Radiación Solar en España utilizando datos del SAF de Clima de EUMETSAT”. 2012.
- [13] Agencia Andaluza de la Energía. “Energía Solar Térmica a Baja Temperatura: Generalidades”. 2011.
- [14] Rodríguez Caballero M., “Análisis de modelos de un captador solar plano en régimen transitorio”. Trabajo Fin de Master, Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Sevilla. 2016.

[15] López-Cózar J.M. “Energía Solar Térmica”. IDAE (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía). Octubre, 2006.

Catálogos de los siguientes fabricantes:

ACV ESPAÑA	Enerplasol	PROMASOL
Adisa	Eurofred	Robert Bosch S.L.U
Amordad	Fagor	Roth
Andater	Fercofloor	Saltoki
Ariston	Ferrolí	Salvador Escoda
Astersa Aplicaciones Solares	Frigicoll	Saunier Duval
Atlantic-Thermor	Fujisol	Schuco
Atlantic-Ygnis	Gamesa Solar	SEDICAL
Baxi Calefaccion	Heatsun	SOLARFOCUS GmbH
Bioenergy del Principado	Icma Sistemas	Soleco
Buderus	Immosolar	Soliker
Chaffoteaux	IMS CALEFACCIÓN SL	SOLIMPEKS SOLAR
CHROMAGEN ESPAÑA, S.L.U	Ingesol Canarias, S.L.N.E.	Solvis Iberica
Cidersol	Junkers	Sonnenkraft
Cliber Grupo Clima	Lamborghini	Termicol
Cointra	Lapesa	Vaillant
Constante Solar	LKN Sistemes	Viessmann
Cosmosolar	Lumelco	Wagner Solar
Daikin	Nagaterm	Wolf
Del Paso Solar, S.L.	OCV	
ECOMESH	Paradigma	

Tabla 4. Listado de catálogos de fabricantes