



Universidad de  
Oviedo



# **ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN.**

## **MÁSTER UNIVERSITARIO EN INGENIERÍA INDUSTRIAL**

**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA ELÉCTRICA,  
ELECTRÓNICA, DE COMPUTADORES Y SISTEMAS**

**TRABAJO FIN DE MÁSTER Nº 19010019**

**ESTUDIO DE LA DISTRIBUCIÓN DE LA TEMPERATURA EN EL  
SISTEMA REFLECTOR SECUNDARIO DE UN REFLECTOR  
LINEAL FRESNEL DE PEQUEÑA ESCALA**

**LÓPEZ-SMEETZ GARCÍA DE TUÑÓN, Carmen  
TUTOR: BARBÓN ÁLVAREZ, Manuel Arsenio**

**FECHA: junio 2019**

# Índice

1.	Introducción.....	8
2.	Concentrador lineal fresnel (CLF).....	10
2.1	Descripción general .....	11
2.2	Elementos estructurales .....	12
2.2.1	Estructura fija .....	13
2.2.2	Estructura móvil .....	13
2.2.3	Sistema concentrador primario.....	13
2.2.4	Medios motores .....	15
2.2.5	Sistema concentrador secundario .....	15
3.	Correlaciones térmicas de un reflector lineal Fresnel .....	20
3.1	Correlación de Häberle .....	20
3.2	Correlación Mertins .....	21
3.3	Correlación Montes I .....	22
3.4	Correlación Montes II.....	22
4.	Metodología.....	24
4.1	Pérdidas térmicas .....	25
4.1.1	Modelo de transferencia de calor.....	29
4.2	Correlación térmica propuesta .....	38
4.3	Modelado de dinámica de fluidos computacional (CFD).....	40
4.3.1	Ecuaciones de flujo y energía.....	40
4.3.2	Condiciones de contorno y propiedades de los materiales .....	41
4.3.3	Estudio del mallado .....	42
4.3.4	Definición del modelo en SolidWorks Flow Simulacion .....	43
5.	Resultados de la simulación .....	55
5.1	Obtención de la correlación .....	58

5.2	Validación del modelo térmico .....	63
6.	Conclusión .....	69
7.	Trabajos futuros .....	70
8.	Bibliografía .....	71

## Índice de figuras

Figura 2-1. Concentrador lineal Fresnel. Fuente: [17] .....	10
Figura 2-2. Faro Fresnel. Fuente: [18].....	11
Figura 2-3. Comparación de esquemas de un concentrador Fresnel(a) y un espejo parabólico(b). Fuente: [16].....	11
Figura 2-4. Prototipo de SSLFR con tres movimientos. Fuente: [20].....	12
Figura 2-5. Esquema de un CLF representado los espejos primarios y secundarios. Fuente: [16] .....	14
Figura 2-6. Sistema reflector secundario. Fuente: Propia .....	15
Figura 2-7. Esquema del sistema concentrador secundario. Fuente: [20].....	17
Figura 2-8. Tubo absorbedor. Fuente: Propia.....	17
Figura 2-9. Esquema transversal de cavidad secundaria y tubo absorbedor. Fuente: [16] .....	19
Figura 2-10. Tubo único absorbedor y envoluta. Fuente: Propia .....	19
Figura 4-1. Sistema reflector secundario. Fuente: Propia .....	24
Figura 4-2. Sección transversal del sistema reflector secundario. Fuente: Propia .....	24
Figura 4-3. Esquema de flujos de calor. Fuente: Propia.....	27
Figura 4-4. Mallado. Fuente propia:.....	43
Figura 4-5. Tipo de análisis. Fuente: Propia.....	44
Figura 4-6. Características de los fluidos. Fuente: Propia.....	45
Figura 4-7. Material por defecto. Fuente: Propia .....	46
Figura 4-8. Tipo de superficie de radiación por defecto. Fuente: Propia .....	47
Figura 4-9. Condiciones iniciales. Fuente: Propia.....	48
Figura 4-10. Volumen de control. Fuente: Propia.....	49
Figura 4-11. Datos de entrada. Fuente: Propia .....	50
Figura 4-12. Datos de potencia. Fuente: Propia .....	51
Figura 4-13. Mallado global. Fuente: Propia.....	52
Figura 4-14. Mallado local. Fuente: Propia.....	52
Figura 4-15. Esquema de datos de entrada. Fuente: Propia.....	53
Figura 4-16. Ejemplo de estudio paramétrico. Fuente: Propia .....	54
Figura 5-1. Sección transversal del concentrador secundario. Fuente: Propia.....	55

Figura 5-2. Distribución de temperatura en la sección transversal. Fuente: propia .....	56
Figura 5-3. Distribución de temperaturas en el fluido. Fuente: Propia .....	57
Figura 5-4. Distribución de temperaturas en el sólido. Fuente: Propia .....	57
Figura 5-5. Flujo en el interior del tubo. Fuente: Propia .....	58

## Índice de tablas

Tabla 4-1. Identificación de cada pared del LFR. Fuente: Propia.....	26
Tabla 4-2. Designación y direcciones del flujo de calor. Fuente: Propia.....	28
Tabla 4-3. Materiales generales. Fuente: Propia .....	42
Tabla 4-4. Lista de materiales. Fuente: Propia .....	49
Tabla 4-5. Superficies radiantes. Fuente: Propia.....	51

## Índice de gráficos

Gráfico 5-5. Comparación entre Montes I y Montes II. Fuente: Propia.....	64
Gráfico 5-6. Comparativa de las correlaciones a 250 W. Fuente: Propia .....	64
Gráfico 5-7. Comparativa de las correlaciones a 500W. Fuente: Propia .....	65
Gráfico 5-8. Comparativa de las correlaciones a 750 W. Fuente: Propia .....	65
Gráfico 5-9. Comparativa de las correlaciones a 1000 W. Fuente: Propia .....	66
Gráfico 5-10. Comparativa de las correlaciones a 1250 W. Fuente: Propia .....	66
Gráfico 5-11. Comparativa de las correlaciones a 1500 W. Fuente: Propia .....	67
Gráfico 5-12 Comparativa de las correlaciones a 1750 W. Fuente: Propia .....	67
Gráfico 5-13. Comparativa de las correlaciones a 2000 W. Fuente: Propia .....	68
Gráfico 5-14. Comparación entre correlación propuesta y Montes II. Fuente: Propia ..	68





# 1. Introducción

La actual situación energética de la Unión Europea (UE) presenta un fuerte consumo energético en el sector de la edificación (25,7% de la energía final utilizada en 2016 [1]), lo que hace que este sector sea el segundo consumidos de energía final de la UE. Recientes estudios muestran que la mayor parte de la energía utilizada en los edificios proviene de energías no renovables (84% es generada por combustibles fósiles [2]). Mientras que tan sólo el 16% es generada por energías renovables [2].

La generación de calefacción y agua caliente acaparan el 79% de la energía total consumida en los edificios de la Unión Europea [3], por lo tanto, una manera de reducir el uso de combustibles fósiles en la demanda de los edificios es usar tecnologías limpias.

Hay varias tecnologías que usan energía solar para la generación de agua caliente y calefacción:

- i) Colectores solares térmicos (STC en inglés “Solar termal collectors”): El sol calienta una superficie plana negra y esta transmite el calor al fluido de trabajo (normalmente agua). Los STC pueden ser: colectores planos o de tubos de vacío. En 2017, se han instalado en la Unión Europea 1.802.194 m<sup>2</sup> de colectores planos y 125.889 m<sup>2</sup> de tubos de vacío [4]; con una potencia equivalente de 1.372 MWth.
- ii) Concentradores solares de pequeña escala (SSCSC en inglés “Small scale concentrating solar collectors”): Dependiendo del diseño del reflector y del receptor, un SSCSC puede ser: discos parabólicos de pequeña escala, colector parabólico de pequeña escala, reflector lineal Fresnel de pequeña escala. Estos colectores son una posibilidad real para la conversión de energía solar en entornos urbanos. Por ejemplo, para generación de ACS: [5], [6], [7], [8] ,y producción de sistema de calefacción: [9], [10], [11], [12]. Incluso otras aplicaciones como la generación de vapor: [13].

Los concentradores solares Fresnel de pequeña escala tienen un gran número de ventajas que hacen que su uso esté incrementándose. Entre sus ventajas se encuentra: bajos requerimientos estructurales, bajo mantenimiento (acceso fácil para su

limpieza) y menor coste en comparación con los concentradores solares parabólicos de pequeña escala. La mayor desventaja es su menor eficiencia por la gran influencia que tiene el ángulo de incidencia y el factor coseno [14]. Como la localización óptima que se requiere es sobre los tejados de los edificios, otra de las ventajas competitivas que tienen estos concentradores, es que necesitan menos superficie para su instalación [15].

El concentrador solar Fresnel de pequeña escala (SSLFR, Small Scale Linear Fresnel Reflector) consiste en una estructura fija y otra móvil, un sistema reflector primario, un sistema reflector secundario y un sistema motriz para permitir el movimiento. En el siguiente apartado se detallarán los componentes y su aplicación.

En el presente proyecto, se realizará un estudio de las pérdidas de térmicas en el sistema reflector secundario. La finalidad de este estudio es crear una correlación de pérdidas térmicas con el fin de optimizar el potencial que tienen estos concentradores para ser utilizados como energía limpia.

## 2. Concentrador lineal Fresnel (CLF)

Los concentradores lineales Fresnel se basan en el uso de una serie de espejos lineales que pueden rotar alrededor de su eje para dirigir los rayos que reflejan del Sol hacia un receptor lineal situado por encima de ellos [16]. Los espejos suelen ser planos o de una ligera curvatura.

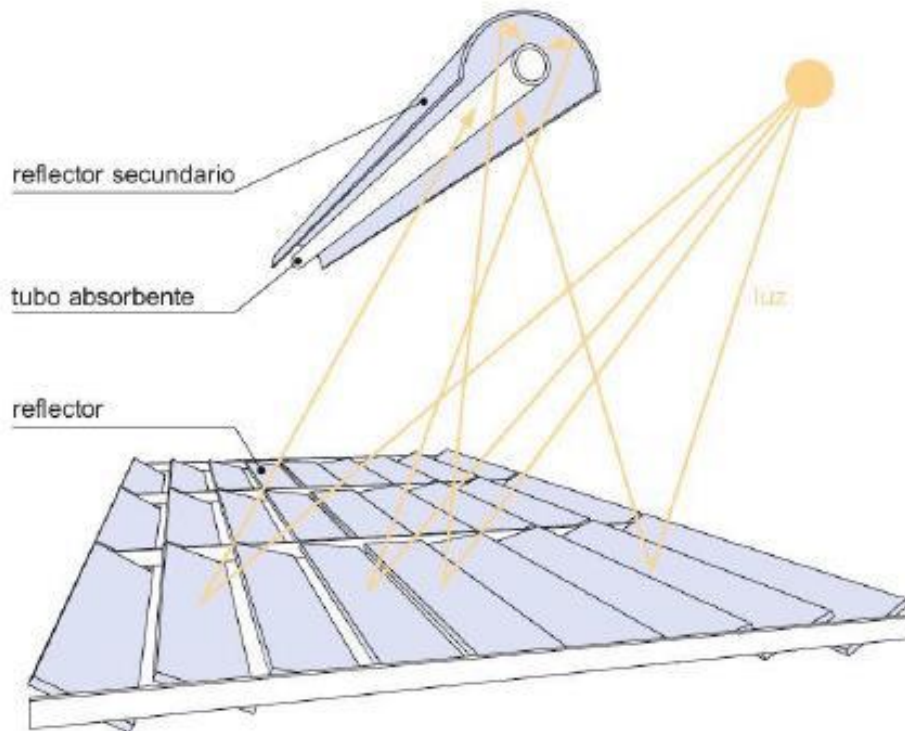


Figura 2-1. Concentrador lineal Fresnel. Fuente: [17]

CLF toman su nombre del inventor de este tipo de lentes, el francés Augustin Fresnel. Augustin-Jean Fresnel (1788-1827) quien desarrollo esta tecnología para la construcción de lentes para faros costeros de navegación. Debido a la imposibilidad de construir lentes de cristal tan grandes, la lente desarrollada por Augustin-Jean Fresnel se divide en muchas lentes pequeñas que apuntan todas a un mismo foco central, simulando la curva y el ángulo de una lente grande.



Figura 2-2. Faro Fresnel. Fuente: [18]

Los sistemas de concentración solar térmicos utilizan esta misma tecnología óptica. Se divide la parábola (Figura 2.3 b) en pequeñas secciones rectas (Figura 2.3 a) de manera que cada una de las partes concentre los rayos solares en una misma línea, donde se encuentra un tubo receptor donde se aloja el fluido caloportador.

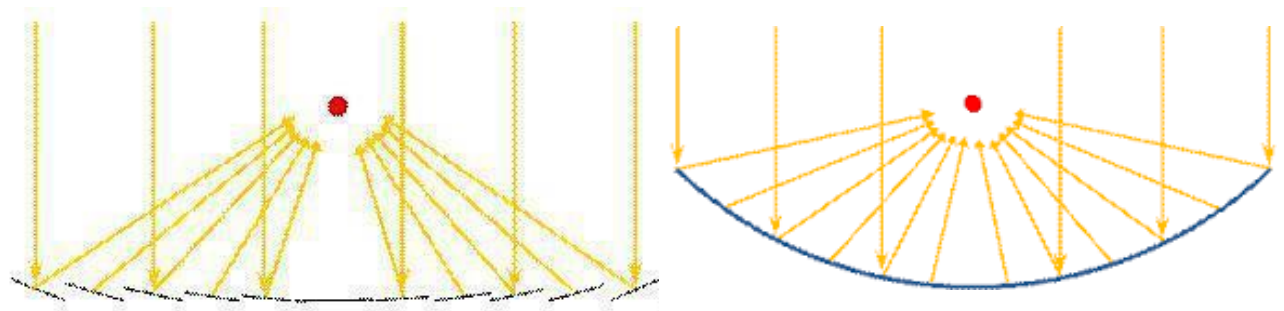


Figura 2-3. Comparación de esquemas de un concentrador Fresnel(a) y un espejo parabólico(b). Fuente: [16]

## 2.1 DESCRIPCIÓN GENERAL

Para explicar el funcionamiento de estos concentradores, se toma como referencia el concentrador lineal Fresnel de pequeña escala con tres movimientos (SSLFR: Small Scale Linear Fresnel Reflector) estudiado en profundidad por profesores de la Universidad de Oviedo [19] y [20]. Los reflectores lineales Fresnel de pequeña escala están dotados de tres movimientos: un sistema estructural móvil con posibilidad de balanceo en la dirección Norte-Sur pivotando respecto a un eje primario en dirección Este-Oeste , un

sistema concentrador primario compuesto de un determinado número de filas de espejos con la posibilidad de balanceo en la dirección Este-Oeste pivotando respecto a un eje reflector en dirección Norte-Sur y un sistema concentrador secundario con posibilidad de balanceo en la dirección Norte-Sur pivotando respecto a un eje secundario en dirección Este-Oeste.

Con la utilización del SSLFR de estos tres movimientos se consigue: maximizar la absorción de energía solar por el sistema concentrador secundario, reducir la superficie necesaria para su instalación, reducir la separación entre varios CLF en su instalación conjunta y optimizar su aplicación a la calefacción o la refrigeración ya que permite obtener tanto energía en los meses de invierno como en los meses de verano.

## 2.2 ELEMENTOS ESTRUCTURALES

Los elementos que componen el concentrador lineal Fresnel de pequeña escala (SSLFR), ya mencionados en la introducción son: sistema estructural fijo (1), sistema estructural móvil (2), sistema concentrador primario (4), sistema concentrador secundario (3), medios de transmisión (7) y medios motores (8).

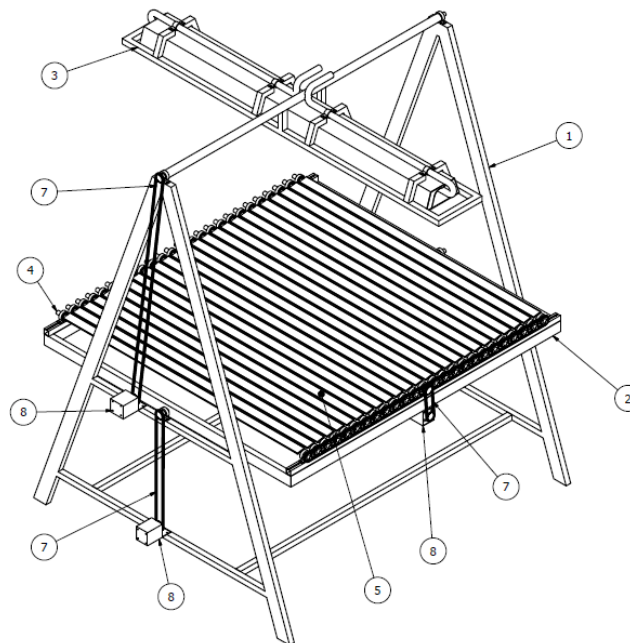


Figura 2-4. Prototipo de SSLFR con tres movimientos. Fuente: [20]

### 2.2.1 Estructura fija

El sistema estructural fijo (1), anclado a una superficie estable, se construyó con tubo cuadrado de acero al carbono, cuya misión es la de soporte del sistema estructural móvil (2) y del sistema concentrador secundario (3). Este sistema estructural fijo (1) constaba de dos bases, una inferior y otra superior.

Sobre la base inferior, se situaron unos medios de transmisión (7), que sirven para que el sistema estructural móvil (2) pueda balancear en la dirección Norte-Sur pivotando respecto a un eje primario (y) en dirección Este-Oeste. La energía de movimiento de rotación en la dirección Norte-Sur del sistema estructural móvil (2) la proporcionaba unos medios motores controlados (8) consistentes en un motor eléctrico y un control electrónico de posición angular.

Sobre la base superior se situaron unos medios de transmisión (7). Estos medios de transmisión sirven para que el sistema concentrador secundario (3) pueda balancear en la dirección Norte-Sur pivotando respecto a un eje primario (x) orientado en dirección Este-Oeste. Estos medios de transmisión (7) se materializaron mediante un eje y dos conjuntos de porta rodamiento y rodamiento, asociados a cada eje de pivote. La energía de movimiento de rotación en la dirección Norte-Sur la proporcionaba otros medios motores controlados (8) similares a los anteriores.

### 2.2.2 Estructura móvil

El sistema estructural móvil (2) sirve de apoyo al sistema concentrador primario (4). Al sistema concentrador primario (4) se le hizo constar de unas filas de espejos (5). También se le dotó de unos medios de transmisión (7) que permiten a cada una de las filas de espejos (5) balancear en dirección Este-Oeste pivotando respecto a un eje reflector (z) en dirección Norte-Sur, y también se dispusieron unos medios motores controlados (8) consistentes en otro motor eléctrico y un control electrónico de posición angular para obtener este movimiento de rotación. Esta estructura móvil permite mantener las líneas de espejos con una cierta inclinación longitudinal con respecto al plano horizontal.

### 2.2.3 Sistema concentrador primario

Un sistema concentrador primario (4) que a su vez comprende uno o varios espejos dispuestos en una o varias filas, donde cada uno de los espejos balancea en dirección Este-

Oeste pivotando respecto a un eje reflector en dirección Norte-Sur para seguir el movimiento aparente del sol durante los sucesivos periodos diurnos. Estos espejos reflejan la radiación solar sobre la línea focal del tubo absorbedor, y en su defecto, sobre el concentrador secundario.

Estos espejos alargados dispuestos en filas, cuyos extremos longitudinales se soportan mediante un bastidor que puede adoptar la configuración: lineal, curvada o una combinación de ambas. Los espejos se disponen con una separación fija entre ellos, para evitar el efecto sombra y bloqueo. Estos espejos pueden tener una anchura fija o variable. Normalmente fija. Los espejos presentan una cierta inclinación inicial que va variando a lo largo del día, de tal modo, que la irradiancia directa reflejada por todos los espejos se focaliza sobre el tubo absorbedor. [20]

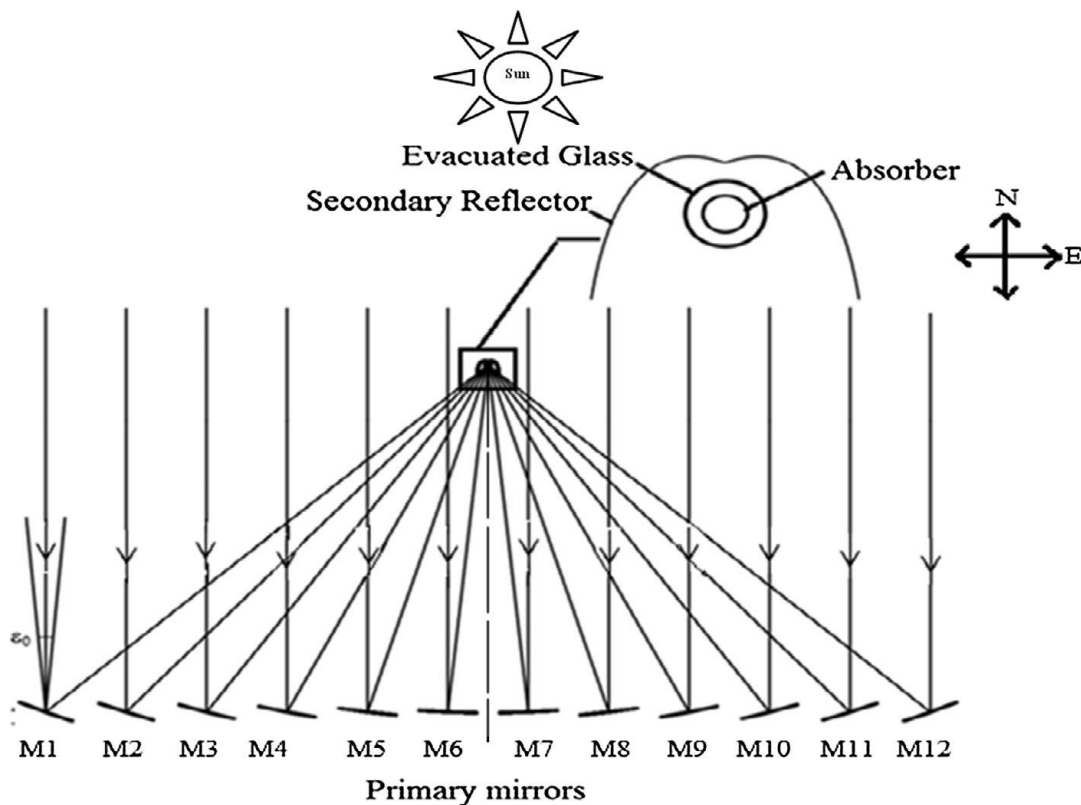


Figura 2-5. Esquema de un CLF representado los espejos primarios y secundarios.  
Fuente: [16]

#### 2.2.4 Medios motores

Unos medios motores controlados y unos medios de transmisión que transmiten el movimiento de los medios motores controlados y pivotan el sistema concentrador secundario, el sistema estructural móvil y los espejos, dotando al concentrador solar lineal Fresnel de triple movimiento.

El mecanismo de arrastre forma parte del sistema que compone el seguimiento solar y funciona de forma autónoma.

#### 2.2.5 Sistema concentrador secundario

El reflector secundario es uno de los componentes más importantes del SSLFR. El sistema de concentrador secundario comprende la cavidad secundaria y el tubo o tubos absorbedores el/los cual/es encierra/n un fluido caloportador, que se explica en el apartado 2.2.5.1., los aislantes necesarios, la cubierta de cristal y las carcasas.

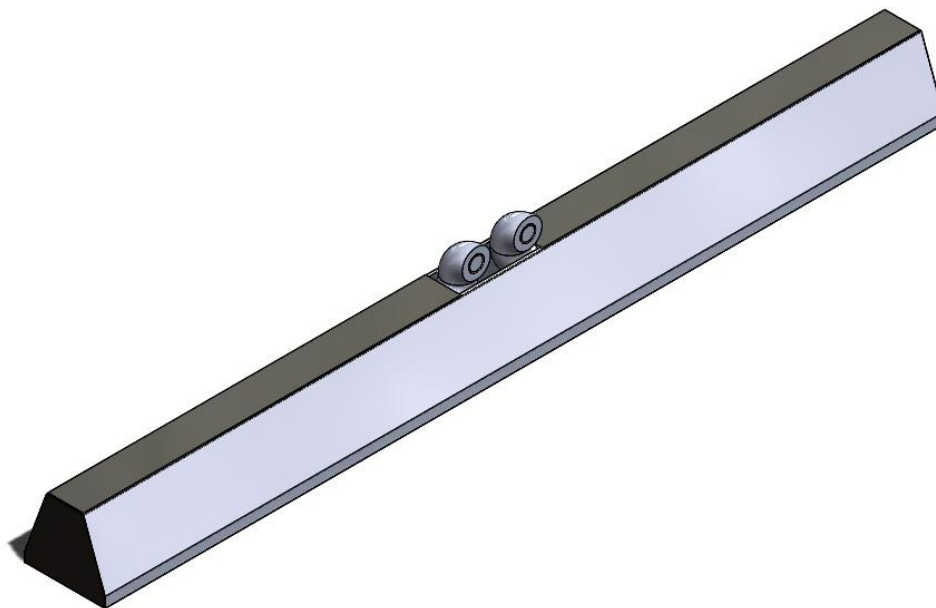


Figura 2-6. Sistema reflector secundario. Fuente: Propia

El reflector secundario es el elemento de estudio de este trabajo, el espejo secundario tendrá forma de envoluta, ya que se demostró que es la geometría óptima [21]. Su función es reflejar la radiación solar, que proviene de los espejos primarios, que no incide directamente sobre el tubo absorbedor. Un sistema concentrador secundario con



posibilidad de balancear en la dirección Norte-Sur pivotando respecto a un eje secundario en dirección Este-Oeste.

El sistema concentrador secundario (3) consta de un tubo absorbedor (9), una cavidad reflectora secundaria (10), un aislamiento (11), una tapa inferior (12) transparente, y unos medios motores (8) como los anteriores.

A la cavidad reflectora secundaria (10) se le dio la forma adecuada (envoluta) para concentrar sobre el tubo absorbedor (9) los rayos reflejados del sistema concentrador primario (4) que no incidían directamente sobre el tubo absorbedor (9). Fue fabricada en chapa de acero inoxidable pulido. El aislamiento (11) fue construido en lana de vidrio y sirve para evitar la transmisión de calor por conducción del tubo o tubos absorbedores (9) hacia el ambiente que lo rodea. La tapa inferior (12) fue fabricada en vidrio templado y sirve para que no se enfríe el tubo absorbedor (9) debido a las corrientes de aire que pudieran incidir sobre el sistema concentrador secundario (3). El tubo absorbedor (9) fue fabricado de acero al carbono y sirve para que circule por su interior un fluido caloportador. Este fluido se calienta debido a la irradiancia solar directa que incide sobre este tubo. El tubo absorbedor (9) fue pintado de negro mate con una pintura especial resistente a altas temperaturas.

La cavidad reflectora secundaria aumenta considerablemente el flujo térmico total en el tubo absorbedor. También sirven para ampliar la superficie objetivo para los rayos reflejados primarios y proteger el sistema del viento reduciendo así las pérdidas por convección. Por lo tanto, los reflectores secundarios son necesarios para optimizar la eficiencia óptica del sistema.

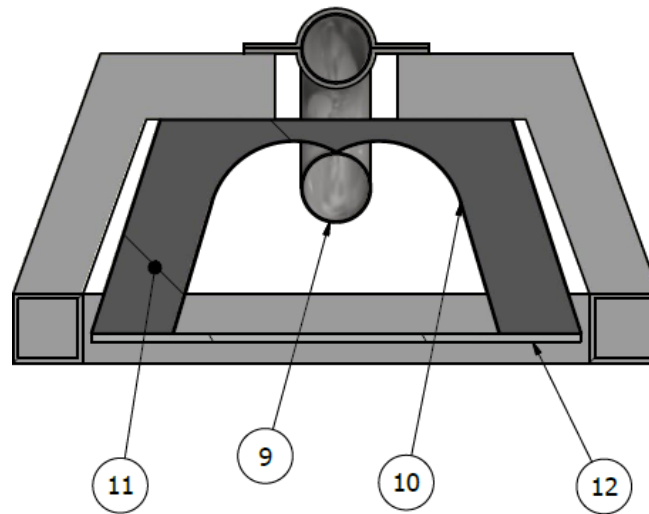


Figura 2-7. Esquema del sistema concentrador secundario. Fuente: [20]

### 2.2.5.1 Tubo absorbedor

El tubo absorbedor es el elemento que absorbe la radiación solar, por lo tanto, tendrá un coeficiente de absorción muy alto; en el interior de este, tendremos al fluido caloportador. El tubo absorbedor está colocado en el interior de la cavidad secundaria. Esta sirve como concentrador solar secundario y para evitar las pérdidas térmicas del tubo absorbedor. En la figura 2-9, se muestra la cavidad concentradora de un LFR.

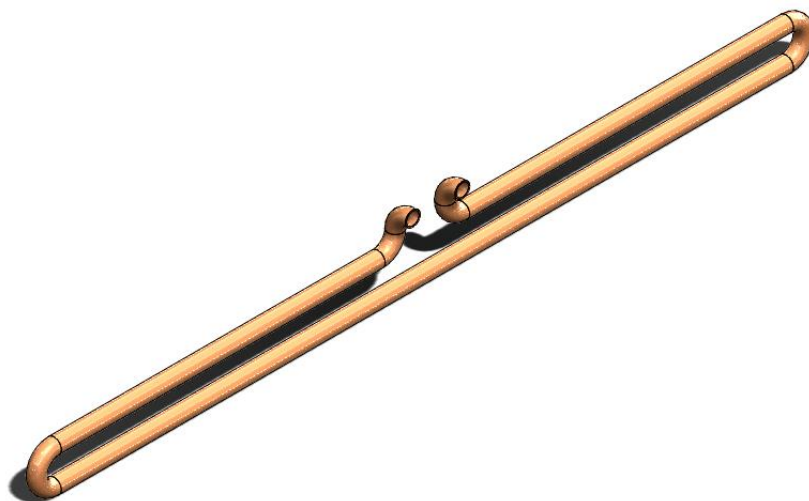


Figura 2-8. Tubo absorbedor. Fuente: Propia

En el actual estado de la tecnología de los concentradores lineales Fresnel de pequeña escala, el tubo absorbedor puede tener dos configuraciones: multi-tubos o tubo único. Actualmente, no hay unanimidad sobre cuál es la mejor opción [22].

Para reducir las pérdidas por convección y radiación en la configuración de tubo único se usa: una cubierta de cristal en el receptor secundario o una cubierta de cristal rodeando el propio tubo absorbedor. En el caso de la cubierta de cristal en el receptor secundario, la cavidad receptora incluye un cristal plano en la apertura fijado con silicona. Este diseño ha sido desarrollado en la planta de Puerto Errado II en España (30 MWe) [23]. En Puerto Errado I se puede encontrar la configuración de tubo único con cubierta de cristal rodeando al tubo absorbedor [24]. En ambos diseños, se trató de crear condiciones de vacío en el interior de la cavidad receptora. Montes et al. [22] propone un nuevo diseño de receptor de tubo único con un tubo pyromark compuesto por un concentrador parabólico abierto al ambiente.

El diseño multi-tubo consiste en varios tubos, en el interior de la cavidad receptora con una geometría optimizada, normalmente trapezoidal. Esta cavidad receptora también tiene una cubierta de cristal en la apertura. Este diseño ha sido implementando en la planta de Kimberlina (EE. UU.) [25]. La cara exterior del tubo absorbedor está especialmente reforzada con pintura con alta capacidad de absorción. Actualmente hay varios recubrimientos usados. Por ejemplo, el recubrimiento Cermet con una emisividad del 0,061 a 25°C, 0,146 a 400°C y 0,179 a 500°C, y con una absorción de 0,938 [26]. La cavidad receptora funciona como reflector secundario. La energía solar concentrada es transferida a través del tubo absorbedor al fluido térmico.

Como ya se ha adelantado en secciones previas, este proyecto se centra en el diseño de tubo único, con una geometría de envoluta para el reflector secundario, y con cubierta de cristal plana en la apertura de la cavidad.

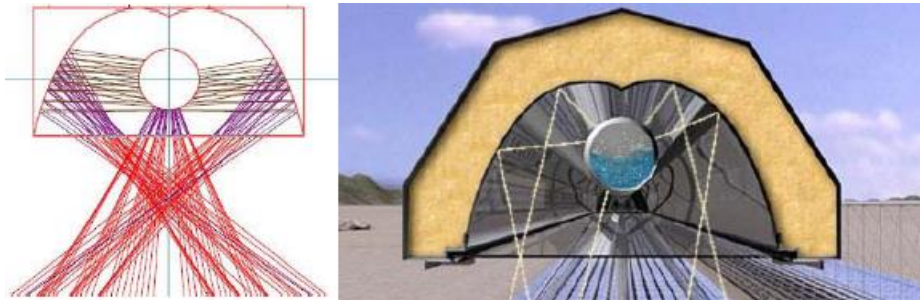


Figura 2-9. Esquema transversal de cavidad secundaria y tubo absorbedor. Fuente: [16]

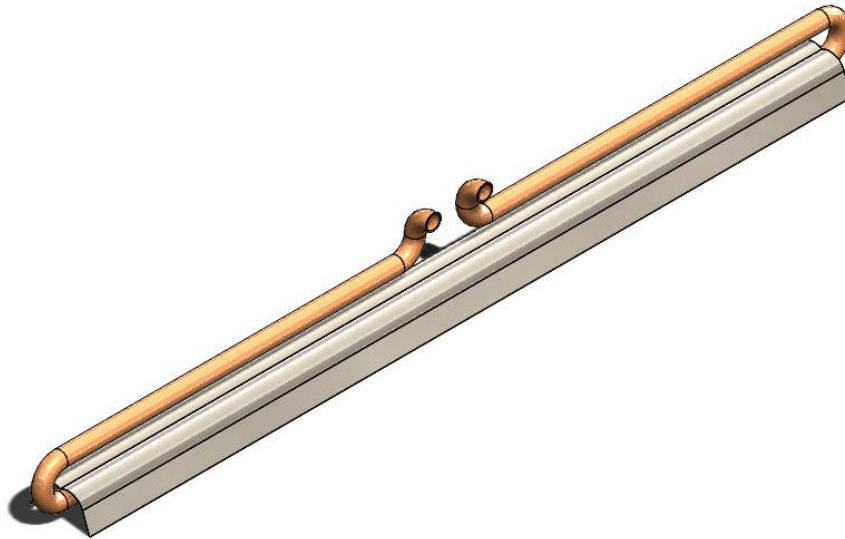


Figura 2-10. Tubo único absorbedor y envoluta. Fuente: Propia

## 3. Correlaciones térmicas de un reflector lineal Fresnel

Aunque el sistema concentrador secundario mencionado en el apartado anterior reduce las pérdidas térmicas por convección, siguen existiendo estas pérdidas. Por lo que es necesario estudiar las pérdidas térmicas por conducción, convección y radiación que afectarán al rendimiento global del SSLFR.

Estas pérdidas térmicas dependen de muchos factores, como puede ser el tipo de material utilizado, la geometría de la cavidad receptora, el espesor del aislante, etc.

En esta sección se recogen el estudio de estas pérdidas térmicas por varios autores. Estos autores utilizaron diferentes métodos, tanto experimentales como programas CFD (“Computational Fluid Dynamics”) [27].

### 3.1 CORRELACIÓN DE HÄBERLE

Esta correlación fue desarrollada por Häberle en 2002 [28]. Utiliza un solo parámetro: la diferencia de temperatura entre la pared del tubo y la temperatura ambiente. Häberle et al. proponen, para un rango de temperaturas de la pared entre los 100°C a 600°C y una temperatura ambiente de 30°C, la siguiente relación:

$$q_{loss} \left( \frac{W}{m} \right) = 0,0139 \cdot (T_t - T_{amb})^2 - 3,0974 \cdot (T_t - T_{amb}) + 294,3 \quad (3.1)$$

Donde,  $T_t$  (°C) es la temperatura de la pared del tubo y  $T_{amb}$  (°C) es la temperatura ambiente. Esta correlación ha sido validada mediante la toma de datos experimentales en el prototipo Solarmundo en Liège, Bélgica [28].

Este modelo no considera el viento.

### 3.2 CORRELACIÓN MERTINS

Esta correlación fue desarrollada por Mertins en 2009 [29]. La expresión para las pérdidas térmicas depende del diámetro exterior del tubo absorbedor, la emisividad térmica del revestimiento del tubo absorbedor y la diferencia de temperaturas entre la pared del tubo y el ambiente:

$$\begin{aligned} \dot{q}_l \left( \frac{W}{m} \right) = & \frac{d_3}{0.219} \cdot \left( \left( u_{k,0} + u_{r,0} \cdot \frac{\varepsilon_3^\gamma}{0.08} \right) \cdot (T_t - T_{amb}) \right. \\ & \left. + \left( u_{k,1} + u_{r,1} \cdot \frac{\varepsilon_3^\gamma}{0.08} \right) \cdot (T_t - T_{amb})^2 \right) \end{aligned} \quad (3.2)$$

$$\begin{cases} u_{k,0} = 1.945 \text{ W/mK} \\ u_{r,0} = -0.2428 \text{ W/mK} \\ u_{k,1} = 0.001226 \text{ W/mK}^2 \\ u_{r,1} = 0.004568 \text{ W/mK}^2 \end{cases}$$

Donde,  $d_3$ (m) es el diámetro exterior del tubo absorbedor,  $\varepsilon_3^\gamma$  es la emisividad térmica del revestimiento del tubo absorbedor ;  $T_t$ (K) es la temperatura de la pared del tubo y  $T_{amb}$ (K) es la temperatura ambiente, y  $u_{k,0}$ ,  $u_{r,0}$ ,  $u_{k,1}$ ,  $u_{r,1}$  son coeficientes.

Esta ecuación fue obtenida a través simulaciones en CFD (Computational Fluid Dynamics) y validada experimentalmente en el Instituto de Franhourfer para un tubo absorbedor utilizado en el prototipo Solarmundo [29] y un tubo absorbedor utilizado en Solnova [29]. En ambos casos, las pérdidas simuladas son un 10% menor que en las mediciones, lo que puede deberse a dos razones: pérdidas en los extremos de los tubos reales y pérdidas a través de las conexiones del modelo real.

Este modelo no considera el viento.

### 3.3 CORRELACIÓN MONTES I

La correlación Montes et al. [30], la denominaremos Montes I, es obtenida experimentalmente en 2016, a partir de medidas en un receptor de la central solar de Fresdemo [31], [32]. Se realizaron una serie de mediciones con el colector aislado, para no tener una entrada de calor adicional, y se miden las pérdidas térmicas. La correlación obtenida depende de un solo parámetro: la diferencia de temperaturas entre el fluido y el ambiente:

$$q_{\text{loss}} \left( \frac{W}{m} \right) = 0.011635 \cdot (T_{fm} - T_{amb})^2 \quad (3.3)$$

Donde,  $T_{fm}$  (°C) es la temperatura media entre la entrada y la salida del tubo y  $T_{amb}$  (°C) es la temperatura ambiente.

Como el tubo no es muy largo, el valor de  $T_{fm}$  se aproxima mediante la expresión:

$$T_{fm} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$$

$T_{in}$ : Temperatura a la entrada del tubo absorbedor (°C)

$T_{out}$ : Temperatura a la salida del tubo absorbedor (°C)

Esta expresión propuesta por Montes I es válida hasta un rango de temperaturas entre 100°C - 300°C.

En este modelo, no se considera la acción del viento.

### 3.4 CORRELACIÓN MONTES II

Esta correlación fue desarrollada por Montes et al. en 2017 [33], la denominaremos Montes II. El modelo térmico Montes II se ha simplificado por medio de una expresión polinómica para calcular las pérdidas de calor en función de: la diferencia de temperaturas entre la pared del tubo y el ambiente, la velocidad del viento y el flujo de calor incidente.

A través de una regresión lineal basada en un gran número de simulaciones bajo diferentes condiciones se obtiene:

$$\begin{aligned} q_{\text{loss}} \left( \frac{W}{m} \right) = & (0.0212 \cdot v_{\text{viento}} - 1.09) \cdot (T_t - T_{\text{amb}}) + 0.01716 \cdot q_i \\ & + 0.004657 \cdot (T_t - T_{\text{amb}})^2 - 1.276 \cdot 10^{-6} \cdot q_i \cdot \Delta T \\ & - 9.582 \cdot 10^{-8} \cdot q_i^2 \end{aligned} \quad (3.4)$$

Donde,  $v_{\text{viento}}$  (m/s) es la velocidad del viento;  $T_t$  (°C) es la temperatura de la pared del tubo y  $T_{\text{amb}}$  (°C) es la temperatura ambiente, y  $q_i$  (W/m<sup>2</sup>) es el flujo de calor sobre el tubo absorbedor por unidad de longitud.

Es importante tener en cuenta que  $q_i$  se ve afectado por todas las características ópticas de los elementos situados entre los espejos primarios y el tubo absorbedor, es decir, la reflectividad de los espejos primarios y los secundarios, la transmisividad del cristal y la capacidad de absorción del tubo; así como por la posición del sol.

También cabe destacar que la pérdida de calor depende de la temperatura de la pared, no como en los casos anteriores que dependía de la temperatura del fluido. Por lo que se desacopla este modelo de pérdidas a la transferencia de calor por convección en el fluido.

Por último, en este estudio el reflector secundario está en posición horizontal y la velocidad del viento se considera mediante un coeficiente en el término lineal de la diferencia de temperaturas. Estudios anteriores han demostrado que la inclinación del reflector secundario en los SSLFR incrementa la energía recibida por el tubo absorbedor.



## 4. Metodología

En este apartado, se estudiará el modelo térmico del reflector secundario con cubierta de cristal.

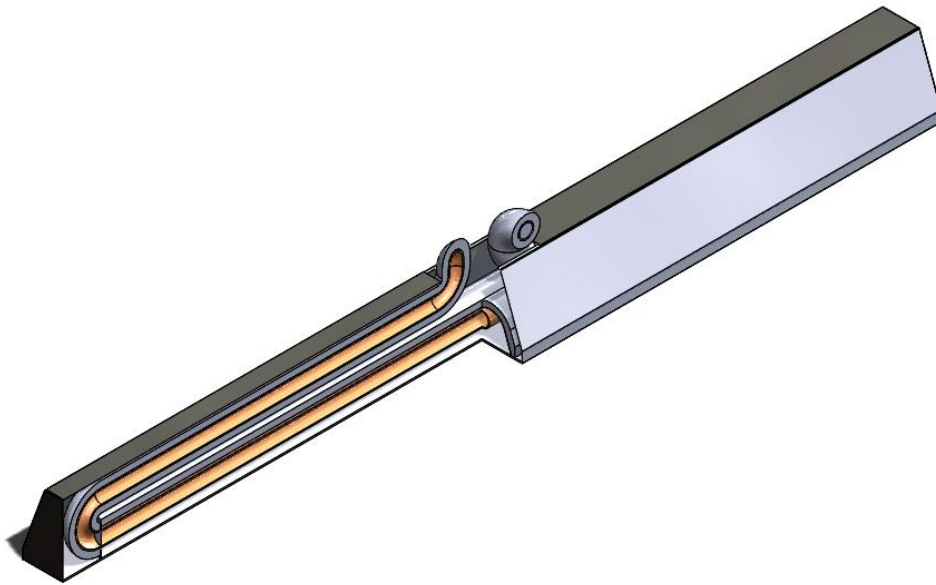


Figura 4-1. Sistema reflector secundario. Fuente: Propia

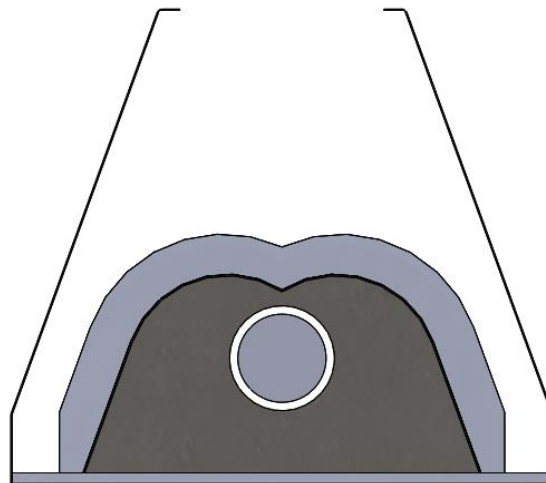


Figura 4-2. Sección transversal del sistema reflector secundario. Fuente: Propia

El sistema del reflector secundario (SRS: Secondary reflector system) de un SSLFR, como ya se definió en el apartado 2, consiste en un tubo metálico (tubo absorbedor)

encerrado en el interior de la cavidad receptora con el fin de reducir las pérdidas de calor por convección.

La cavidad receptora está sellada con la cubierta de cristal mediante goma de silicona. La cara exterior del tubo absorbedor consta de un revestimiento especial para aumentar la capacidad de absorción de la radiación y disminuir las pérdidas térmicas hacia el ambiente. [34]

#### 4.1 PÉRDIDAS TÉRMICAS

El modelo térmico propuesto está basado en balances de energía entre cada uno de los componentes del sistema del reflector secundario (tubo absorbedor, cavidad receptora, aislante, carcasa y cubierta de cristal).

En la tabla 4-1, se muestran los subíndices de cada componente. Algunos autores, consideran un hueco de aire entre la cavidad receptora y la superficie de aislamiento [35]. Sin embargo, otros autores no lo consideran, sino que consideran directamente una conductividad equivalente en ese espacio [30]. En este estudio, se tendrá en cuenta el hueco de aire entre cavidad receptora y la superficie de aislamiento y otro espacio de aire entre la superficie de aislamiento y la carcasa como se muestra en la figura 4-3.

En este estudio se consideran los tres mecanismos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación; con el objetivo de obtener las pérdidas térmicas que se producen en la cavidad secundaria del concentrador lineal Fresnel (LFC). Para ello, el estudio partirá de la primera incidencia de la irradiancia solar.

La radiación solar reflejada por los espejos primarios es afectada por el ángulo de incidencia y por pérdidas ópticas del sistema reflector primario. Esta radiación incide sobre la superficie exterior de la cubierta de cristal ( $\dot{q}_{5,SOLAbs}$ ). La radiación solar es afectada por la transmisividad y la suciedad de la cubierta de cristal. Por lo que, una parte de la radiación es absorbida por la cubierta de cristal. Sin embargo, la radiación que atraviesa la cubierta ( $\dot{q}_{4,SOLAbs}$ ), puede incidir directamente sobre la superficie exterior del tubo absorbedor o sobre la superficie interior de la cavidad reflectora. Una pequeña parte de esta radiación es absorbida por la cavidad reflectora ( $\dot{q}_{6,SOLAbs}$ ), el resto es reflejado. La radiación que incide directamente sobre la superficie exterior del tubo absorbedor y la

redirigida por la cara interior de la cavidad reflectora son absorbidas por el tubo absorbedor ( $\dot{q}_{3,SoLAbs}$ ).

Subíndice	Pared
1	Fluido caloportador
2	Tubo absorbedor (superficie interior)
3	Tubo absorbedor (superficie exterior)
4	Cubierta de cristal (superficie interior)
5	Cubierta de cristal (superficie exterior)
6	Cavidad receptora (superficie interior)
7	Cavidad receptora (superficie exterior)
8	Espacio de aire 1
9	Aislamiento (superficie interior)
10	Aislamiento (superficie exterior)
11	Espacio de aire 2
12	Carcasa (superficie interior)
13	Carcasa (superficie exterior)
14	Ambiente

Tabla 4-1. Identificación de cada pared del LFR. Fuente: Propia

La temperatura de la cara exterior (3) del tubo absorbedor está a una temperatura más elevada que la cara interior (6) de la cavidad receptora, y que la cara interior (4) de la cubierta de cristal. Existiendo entre ellas una fuerte transferencia de calor por radiación además de la transferencia por convección. Si se considerasen condiciones de vacío, las

pérdidas por convección no se tendrían en cuenta. En la cubierta de cristal, la temperatura de la cara interior (4) es mayor que la cara exterior (5), por lo que se considera un flujo de calor por conducción de (4) a (5), que se transmite por convección y radiación al entorno (14). En la cavidad receptora, la temperatura de la cara interior (6) es mayor que la temperatura en la cara exterior (7), por lo que la transferencia de calor por conducción va de (6) a (7), que se transmite por convección y radiación al espacio de aire 1 (8). En el espacio de aire 1(8), hay transferencia por radiación y convección con la cara interior del (9) del aislante. En el aislante, la temperatura de la cara interior (9) será mayor que la de la cara exterior (10), por lo que la conducción se producirá de (9) a (10), con transferencia por convección y radiación al espacio de aire 2 (11). En el espacio de aire 2 (11), se considera transferencia por radiación y convección con la parte interior de la carcasa (12). En la carcasa, hay una transferencia de calor por conducción de (12) a (13) y convección y radiación de la cara exterior de la carcasa (13) al ambiente (14). En la figura 4-3, se muestra la transferencia de calor y su dirección entre los componentes del sistema reflector secundario.

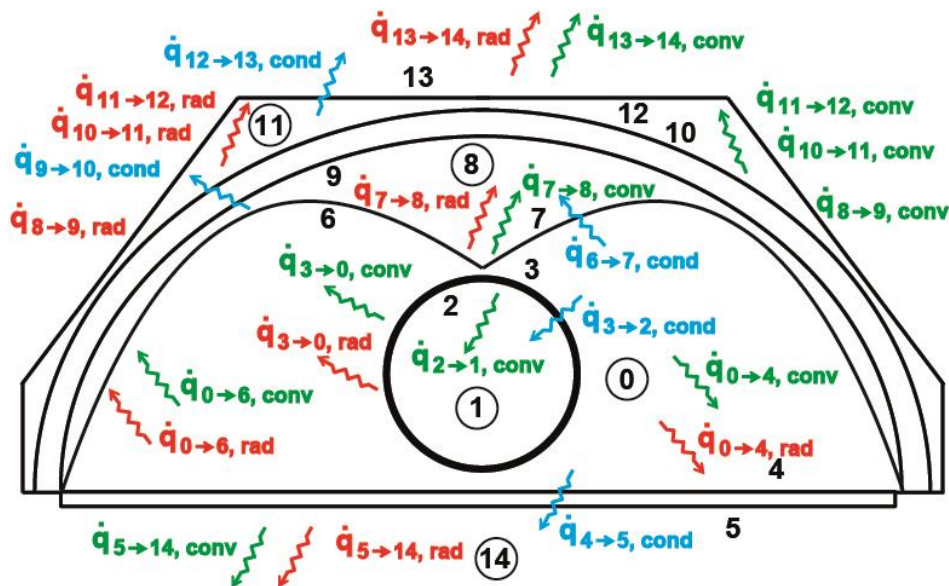


Figura 4-3. Esquema de flujos de calor. Fuente: Propia

Designación	Tipo de transferencia	Desde	Hacia
$\dot{q}_{2 \rightarrow 1, conv}$	Convección	Tubo absorbedor (superficie interior)	Fluido
$\dot{q}_{3 \rightarrow 2, cond}$	Conducción	Tubo absorbedor (superficie exterior)	Tubo absorbedor (superficie interior)
$\dot{q}_{3 \rightarrow 0, conv}$	Convección	Tubo absorbedor (superficie exterior)	Aire interior
$\dot{q}_{3 \rightarrow 0, rad}$	Radiación	Tubo absorbedor (superficie exterior)	Aire interior
$\dot{q}_{0 \rightarrow 4, conv}$	Convección	Aire interior	Cubierta de cristal (superficie interior)
$\dot{q}_{0 \rightarrow 6, conv}$	Convección	Aire interior	Cavidad receptora (superficie interior)
$\dot{q}_{0 \rightarrow 4, rad}$	Radiación	Aire interior	Cubierta de cristal (superficie interior)
$\dot{q}_{0 \rightarrow 6, rad}$	Radiación	Aire interior	Cavidad receptora (superficie interior)
$\dot{q}_{4 \rightarrow 5, cond}$	Conducción	Cubierta de cristal (superficie interior)	Cubierta de cristal (superficie exterior)
$\dot{q}_{5 \rightarrow 14, conv}$	Convección	Cubierta de cristal (superficie exterior)	Aire exterior
$\dot{q}_{5 \rightarrow 14, rad}$	Radiación	Cubierta de cristal (superficie exterior)	Aire exterior
$\dot{q}_{6 \rightarrow 7, cond}$	Conducción	Cavidad receptora (superficie interior)	Cavidad receptora (superficie exterior)
$\dot{q}_{7 \rightarrow 8, conv}$	Convección	Cavidad receptora (superficie exterior)	Espacio de aire 1
$\dot{q}_{7 \rightarrow 8, rad}$	Radiación	Cavidad receptora (superficie exterior)	Espacio de aire 1
$\dot{q}_{8 \rightarrow 9, conv}$	Convección	Espacio de aire 1	Aislante (superficie interior)
$\dot{q}_{8 \rightarrow 9, rad}$	Radiación	Espacio de aire 1	Aislante (superficie interior)
$\dot{q}_{9 \rightarrow 10, cond}$	Conducción	Aislante (superficie interior)	Aislante (superficie exterior)
$\dot{q}_{10 \rightarrow 11, conv}$	Convección	Aislante (superficie exterior)	Espacio de aire 2
$\dot{q}_{10 \rightarrow 11, rad}$	Radiación	Aislante (superficie exterior)	Espacio de aire 2
$\dot{q}_{11 \rightarrow 12, conv}$	Convección	Espacio de aire 2	Carcasa (superficie interior)
$\dot{q}_{11 \rightarrow 12, rad}$	Radiación	Espacio de aire 2	Carcasa (superficie interior)
$\dot{q}_{12 \rightarrow 13, cond}$	Conducción	Carcasa (superficie interior)	Carcasa (superficie exterior)
$\dot{q}_{13 \rightarrow 14, conv}$	Convección	Carcasa (superficie exterior)	Aire exterior
$\dot{q}_{13 \rightarrow 14, rad}$	Radiación	Carcasa (superficie exterior)	Aire exterior

Tabla 4-2. Designación y direcciones del flujo de calor. Fuente: Propia

Se obtiene el sistema de ecuaciones térmicas mediante un balance de energía en cada una de las superficies de la sección transversal del concentrador (ver figura 4-3):

$$\dot{q}_{2 \rightarrow 1, conv} = \dot{q}_{3 \rightarrow 2, cond} \quad (4.1)$$

$$\dot{q}_{3, SolAbs} = \dot{q}_{3 \rightarrow 2, cond} + \dot{q}_{3 \rightarrow 0, conv} + \dot{q}_{3 \rightarrow 0, rad} \quad (4.2)$$

$$\dot{q}_{6, SolAbs} + \dot{q}_{0 \rightarrow 6, conv} + \dot{q}_{0 \rightarrow 6, rad} = \dot{q}_{6 \rightarrow 7, cond} \quad (4.3)$$

$$\dot{q}_{6 \rightarrow 7, cond} = \dot{q}_{7 \rightarrow 8, conv} + \dot{q}_{7 \rightarrow 8, rad} \quad (4.4)$$

$$\dot{q}_{9 \rightarrow 10, cond} = \dot{q}_{8 \rightarrow 9, conv} + \dot{q}_{8 \rightarrow 9, rad} \quad (4.5)$$

$$\dot{q}_{9 \rightarrow 10, cond} = \dot{q}_{10 \rightarrow 11, conv} + \dot{q}_{10 \rightarrow 11, rad} \quad (4.6)$$

$$\dot{q}_{12 \rightarrow 13, cond} = \dot{q}_{11 \rightarrow 12, conv} + \dot{q}_{11 \rightarrow 12, rad} \quad (4.7)$$

$$\dot{q}_{12 \rightarrow 13, cond} + \dot{q}_{13, SolAbs} = \dot{q}_{12 \rightarrow 13, conv} + \dot{q}_{12 \rightarrow 13, rad} \quad (4.8)$$

$$\dot{q}_{4 \rightarrow 5, cond} + \dot{q}_{4, SolAbs} = \dot{q}_{0 \rightarrow 4, conv} + \dot{q}_{0 \rightarrow 4, rad} \quad (4.9)$$

$$\dot{q}_{4 \rightarrow 5, cond} + \dot{q}_{5, SolAbs} = \dot{q}_{5 \rightarrow 14, conv} + \dot{q}_{5 \rightarrow 14, rad} \quad (4.10)$$

#### 4.1.1 Modelo de transferencia de calor

En este apartado se pretende mostrar el modelo de transferencia de calor que se va a tener en cuenta para el estudio térmico del siguiente apartado. Esto es, se estudiarán paso por paso todos los mecanismos de transferencia de calor que tendremos en la cavidad secundaria.

##### 4.1.1.1 Radiación solar absorbida por el tubo absorbedor, CPC, y la cubierta de cristal

Como ya se ha mencionado anteriormente, la radiación solar es afectada por las pérdidas ópticas que se producen en cada reflexión y otros factores (como la resistencia térmica, suciedad de las superficies, etc.). En este apartado, se presenta las relaciones entre la radiación solar que llega a cada superficie, partiendo de la radiación solar incidente en la superficie exterior de la cubierta de cristal ( $\dot{q}_{5, SolAbs}$ ):

La transferencia de radiación solar incidente sobre la cubierta de cristal dependerá de la absorptividad del cristal, su limpieza, etc....

$$\dot{q}_{4,SolAbs} = (1 - \alpha_5) \cdot \dot{q}_{5,SolAbs} \quad (4.11)$$

$\alpha_5$ : Absorptividad de la cubierta de cristal

$$\dot{q}_{3,SolAbs} = \dot{q}_{4,SolAbs} - (1 - \alpha_6) \cdot \dot{q}_{4,SolAbs} \quad (4.12)$$

#### 4.1.1.2 Transferencia de calor por convección entre el fluido y el tubo absorbedor por la superficie interna

Hasta el momento, el modelo no se definió para ningún fluido particular. Por lo que una de las ventajas de este modelo es que puede usarse para un fluido monofásico o bifásico. Posteriormente, se definirá un aceite térmico como fluido caloportador [36].

Para obtener el calor por convección, se determina el número de Nusselt mediante la correlación más apropiada dependiendo de si tenemos flujo laminar o turbulento, y se obtiene el coeficiente de transferencia de calor por convección,  $h_2$ . A continuación, se aplica la Ley de Newton.

Por la ley de Newton de enfriamiento, se define el calor por convección desde la cara interna del tubo absorbedor hasta el fluido de la forma:

$$\dot{q}_{2 \rightarrow 1, conv}(W) = A_2 \cdot h_2 \cdot (T_2 - T_1) \quad (4.13)$$

Siendo,

$A_2$ : Área de la transferencia de calor [ $m^2$ ]

$h_2$ : coeficiente de transferencia de calor por convección [ $W/m^2 \cdot K$ ]

$T_2$ : Temperatura de la superficie interna del tubo absorbedor [K]

$T_1$ : Temperatura del fluido caloportador [K]

$$A_2 = D_2 \cdot \pi \cdot L \quad (4.14)$$

$D_2$ : Diámetro interior del tubo absorbedor [m]

L: Longitud del tubo absorbedor [m]

#### 4.1.1.3 Transferencia de calor por conducción en el tubo absorbedor

En el caso de transferencia de calor por conducción se utiliza la ley de Fourier. Esta ley, en el caso de tubos se define como:

$$\dot{q}_{3 \rightarrow 2, cond}(W) = 2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{3 \rightarrow 2} \cdot \frac{T_3 - T_2}{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)} \quad (4.15)$$

$k_{3 \rightarrow 2}$ : Coeficiente de conductividad evaluado a la temperatura media de la pared,  $\frac{T_2 + T_3}{2}$ , [W/m·K]

$T_2$ : Temperatura del tubo absorbedor en la cara interior [K]

$T_3$ : Temperatura del tubo absorbedor en la cara exterior [K]

$r_2$ : Radio interior del tubo absorbedor [m]

$r_3$ : Radio exterior del tubo absorbedor [m]

#### 4.1.1.4 Transferencia de calor por convección y radiación en el interior de la cavidad receptora

La radiación es calculada por medio de las ecuaciones convencionales. Se asumen dos simplificaciones para el cálculo de la radiación. Primero, se tendrá en cuenta exclusivamente la radiación infrarroja y sólo un pequeño porcentaje de la radiación solar no es tenido en cuenta, esto es, la radiación solar que impacta en el tubo y no es absorbido por el  $(1-\alpha)$ . Segundo, todas las caras que componen la cavidad son consideradas opacas, no considerando el pequeño porcentaje que se transmite a través de la cubierta de cristal [30].



Cuando un cuerpo irradia energía en una cantidad dada por la ecuación anterior, también absorbe radiación electromagnética de los alrededores. Si un objeto está a una temperatura  $T$  y su entorno a una temperatura  $T_0$ , el ritmo neto de intercambio de energía (ganada o perdida por el cuerpo) por unidad de tiempo como resultado de la radiación es [37]:

$$\dot{q}_{3 \rightarrow 0, rad}(W) = \sigma \cdot \varepsilon \cdot A_3 \cdot (T_3^4 - T_0^4) \quad (4.16)$$

$\sigma$ : Constante de Stefan-Boltzmann  $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$

$\varepsilon$ : Emisividad. Si el cuerpo fuera negro  $\varepsilon = 1$ .

$A_3$ : Superficie exterior del tubo absorbedor [ $\text{m}^2$ ]

$T_3$ : Temperatura de la superficie exterior del tubo absorbedor [K]

$T_0$ : Temperatura del entorno del tubo absorbedor [K]

También consideraremos la radiación existente entre el interior de la carcasa y la cubierta de cristal, ya que se producirán grandes pérdidas en esta superficie:

$$\dot{q}_{4 \rightarrow 0, rad}(W) = \sigma \cdot \varepsilon \cdot A_4 \cdot (T_0^4 - T_4^4) \quad (4.17)$$

$A_4$ : Superficie exterior del tubo absorbedor [ $\text{m}^2$ ]

$T_4$ : Temperatura de la superficie exterior del tubo absorbedor [K]

La transferencia de calor por convección en una cavidad receptora cuenta con diferentes correlaciones dependiendo de la presión en la cavidad, generalmente estudiadas sin cubierta de cristal. Sin embargo, Veynandt [38] hace un estudio en detalle de la cavidad secundaria de un concentrador lineal Fresnel. Este trabajo aproxima la cavidad a un espacio anular entre dos cilindros concéntricos. Esta simplificación ha sido utilizada por varios autores [39] [40] y justificada porque la transferencia de calor por radiación en esta cavidad presenta entre 3 y 5 veces la transferencia de calor por convección. La correlación a aplicar sigue los siguientes pasos [41] [42]:

$$\dot{q}_{conv,anular}(W) = 2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{fluid,eq} \cdot \frac{T_{interior} - T_{exterior}}{\ln\left(\frac{r_{exterior}}{r_{interior}}\right)} \quad (4.18)$$

$T_{interior}$ : Temperatura del cilindro interior, es decir, la temperatura exterior del tubo absorbedor [K]

$T_{exterior}$ : Temperatura del cilindro exterior, es decir, la temperatura media ponderada de la cavidad receptora (cara interior) y la cubierta de cristal (cara interior) [K]

$r_{interior}$ : Radio del cilindro interior, es decir, el radio exterior del tubo absorbedor [m]

$r_{exterior}$ : Radio del cilindro exterior, es decir, Radio medio ponderado de la cavidad receptora (cara interior) y la cubierta de cristal (cara interior) [m]

$k_{fluid,eq}$ : Conductividad equivalente, la cual es expresada como función de la conductividad del fluido  $k_f$  como:

$$\frac{k_{fluid,eq}}{k_f} = 0.386 \cdot \left(\frac{Pr}{0.861 + Pr}\right)^{1.4} \cdot Ra_{Lc}^{1/4} \quad (4.19)$$

En la ecuación anterior 4.19, Pr es el número de Prandtl y  $Ra_{Lc}$  es el número de Rayleigh, referidos a la longitud característica calculada a través de la ecuación 4.20:

$$L_{C,anular} = \frac{2 \cdot \left(\ln\left(\frac{r_{exterior}}{r_{interior}}\right)\right)^{4/3}}{\left(r_{interior}^{-3/5} + r_{exterior}^{-3/5}\right)^{5/3}} \quad (4.20)$$

La correlación anterior ha sido adaptada para la geometría estudiada [30], cavidad receptora CPC. En primero lugar, el radio exterior es calculado mediante el radio hidráulico:

$$r_{exterior} = \frac{d_{exterior,h}}{2} = \frac{2 \cdot A_{cavidad}}{p_{cavidad}} \quad (4.21)$$

$A_{cavidad}$ : Sección transversal de la cavidad [m<sup>2</sup>]

$p_{cavidad}$ : Perímetro de la sección transversal [m]. En este caso, es la suma de la cubierta de cristal y el perímetro de la envoluta.

En segundo lugar, es necesario distribuir el calor calculado por transferencia de convección entre las dos superficies constituyentes: el reflector CPC y la cubierta de cristal. Con este propósito, se define la siguiente temperatura promedio en el interior de esas superficies,  $T_{p,CPC\_cristal}$ . Esta temperatura esta basada en un detallado estudio de las líneas isotérmicas en la distribución estratificada de la temperatura en una cavidad CPC, y validada mediante un estudio experimental y simulaciones por Huehn y Goldstein [40]:

$$T_{p,CPC\_cristal} = T_0 = T_{exterior} + (T_{interior} - T_{exterior}) \cdot \frac{3}{9} \quad (4.22)$$

Con estas dos simplificaciones, la transferencia de calor en cada cara se define como:

$$\dot{q}_{convección}(W) = h_i \cdot w_i \cdot (T_i - T_{p,CPC\_cristal}) \quad (4.23)$$

$\dot{q}_{convección}$ : Transferencia de calor por convección en la superficie i (i= 3,4,6)

$h_i$ : Coeficiente de transferencia de calor por convección en la superficie i (i = 3,4,6)

$w_i$ : Perímetro del tubo absorbedor por la cara exterior (i = 3), perímetro del receptor CPC (i = 6) y ancho de la cubierta de cristal (i = 4)

$T_i$ : Temperatura de la superficie i (i = 3,4,6)

#### 4.1.1.5 Transferencia de calor por conducción en la cavidad receptora (envoluta)

Al no tener una geometría convencional, para la cavidad receptora secundaria se va a tener en cuenta las mismas simplificaciones que en el apartado anterior con la salvedad de que solo se considera media circunferencia.

. La correlación a aplicar sigue los siguientes pasos [41] [42]:

$$\dot{q}_{6 \rightarrow 7, cond}(W) = \pi \cdot L \cdot k \cdot \frac{T_6 - T_7}{\ln\left(\frac{r_7}{r_6}\right)} \quad (4.24)$$

$T_6$ : Temperatura del cilindro interior, es decir, la temperatura exterior del tubo absorbedor [K]

$T_7$ : Temperatura del cilindro exterior, es decir, la temperatura media ponderada de la cavidad receptora (cara interior) y la cubierta de cristal (cara interior) [K]

$r_6$ : Radio del cilindro interior, es decir, el radio exterior del tubo absorbedor [m]

$r_7$ : Radio del cilindro exterior, es decir, Radio medio ponderado de la cavidad receptora (cara interior) y la cubierta de cristal (cara interior) [m]

$k$ : Conductividad del material

#### 4.1.1.6 Transferencia de calor por convección y radiación en el espacio de aire 1

El principal mecanismo de transferencia de calor es este punto de la geometría es la convección, mientras que la radiación va reduciendo su efecto. Se estudia, como en los casos anteriores, mediante la Ley del enfriamiento de Newton:

$$\dot{q}_{convección}(W) = h_i \cdot w_i \cdot (T_i - T_8) \quad (4.25)$$

$\dot{q}_{convección}$ : Transferencia de calor por convección en la superficie  $i$  ( $i = 7,9$ )

$h_i$ : Coeficiente de transferencia de calor por convección en la superficie  $i$  ( $i = 7,9$ )

$w_i$ : Perímetro de la cavidad receptora ( $i = 7$ ), perímetro del material aislante ( $i = 9$ )

$T_i$ : Temperatura de la superficie  $i$  ( $i = 7,9$ )

$T_8$ : Temperatura media en el espacio de aire 1

La radiación se podría considerar mediante la ley de Stefan-Boltzmann, pero debido a su poca implicación en este nivel, se desprecia y se considera exclusivamente la convección.

#### 4.1.1.7 Transferencia de calor por conducción en el aislante

En una semi-tubo, a diferencia de un tubo, se integrará la ecuación de Fourier entre  $[0, \pi]$  por lo que la diferencia con las dos ecuaciones es el valor constante 2.

$$\dot{q}_{9 \rightarrow 10, cond}(W) = \pi \cdot L \cdot k_{9-10} \cdot \frac{T_9 - T_{10}}{\ln\left(\frac{r_{10}}{r_9}\right)} \quad (4.26)$$

$k_{9-10}$ : Coeficiente de conductividad evaluado a la temperatura media de la pared,  $\frac{T_9 + T_{10}}{2}$ ,  
[W/m·K]

$T_9$ : Temperatura del aislamiento en la cara interior [K]

$T_{10}$ : Temperatura del aislamiento en la cara exterior [K]

$r_9$ : Radio interior del aislamiento [m]

$r_{10}$ : Radio exterior del aislamiento [m]

#### 4.1.1.8 Transferencia de calor por convección y radiación en el espacio de aire 2

El principal mecanismo de transferencia de calor en este punto de la geometría es la convección, mientras que la radiación va reduciendo su efecto. Se estudia, como en los casos anteriores, mediante la Ley del enfriamiento de Newton:

$$\dot{q}_{i \rightarrow 11, conv}(W) = h_i \cdot w_i \cdot (T_i - T_{11}) \quad (4.27)$$

$\dot{q}_{i \rightarrow 11, conv}$ : Transferencia de calor por convección en la superficie  $i$  ( $i=10,12$ )

$h_i$ : Coeficiente de transferencia de calor por convección en la superficie  $i$  ( $i=10,12$ )

$w_i$ : Perímetro de la superficie exterior del aislante ( $i=10$ ) y perímetro interior de la carcasa ( $i=12$ )

$T_{11}$ : Temperatura media del aire en el espacio de aire 2 [K]

$T_i$ : Temperatura de la superficie  $i$  ( $i = 10,12$ ) [K]

Como en el caso anterior, la radiación se podría considerar mediante la ley de Stefan-Boltzmann, pero debido a su poca implicación en este nivel, se desprecia y se considera exclusivamente la convección.

#### 4.1.1.9 Transferencia de calor por conducción en la carcasa

Se aproxima la carcasa con forma hexagonal a un semi-tubo circular como en el apartado de transferencia de calor por conducción en el aislante, 4.2.7. Se integrará la ecuación de Fourier entre  $[0,\pi]$  por lo que la diferencia con las dos ecuaciones es el valor constante 2.

$$\dot{q}_{12 \rightarrow 13, cond} (W) = \pi \cdot L \cdot k_{12 \rightarrow 13} \cdot \frac{T_{12} - T_{13}}{\ln\left(\frac{r_{12}}{r_{13}}\right)} \quad (4.28)$$

$k_{12 \rightarrow 13}$ : Coeficiente de conductividad evaluado a la temperatura media de la pared,  $\frac{T_{12} + T_{13}}{2}$ , [W/m·K]

$T_{12}$ : Temperatura de la superficie interior de la carcasa [K]

$T_{13}$ : Temperatura de la superficie exterior de la carcasa [K]

$r_{12}$ : Radio equivalente del interior de la carcasa [m]

$r_{13}$ : Radio equivalente del exterior de la carcasa [m]

#### 4.1.1.10 Transferencia de calor al medio ambiente

Las pérdidas al entorno son calculadas desde la cubierta de cristal y la carcasa, porque las geometrías y condiciones en el ambiente son distintas en cada caso. Las pérdidas consisten en radiación y convección. Las pérdidas por convección son calculadas con diferentes correlaciones en el caso de que haya viento (convección forzada) o no haya viento (convección natural).

En el caso de que no hubiera viento, sobre la carcasa se asumirá que se trata de un cilindro horizontal soportando convección natural, la correlación elegida será Churchill and Chu [43] o McAdams. En segundo lugar, para la cubierta de cristal la correlación usada es la de McAdams para placas planas horizontales.

En el caso de que hubiera viento, se consideraría convección forzada. Esto implica que es preciso tener en cuenta la dirección del viento.

Para la carcasa y con una dirección perpendicular del viento, se recomienda la correlación de Zhukauskas, mientras que para la cubierta de cristal se usa la correlación de Polhausen en régimen laminar y Chilton-Colburn para régimen turbulento.

En el caso de la radiación se calculará con las ecuaciones de la radiación convencionales:

$$\dot{q}_{13 \rightarrow 14, rad} (W) = \sigma \cdot \varepsilon \cdot A_{13} \cdot (T_{13}^4 - T_{14}^4) \quad (4.29)$$

$\sigma$ : Constante de Stefan-Boltzmann  $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$

$\varepsilon$ : Emisividad. Si el cuerpo es negro  $\varepsilon = 1$ .

$A_{13}$ : Superficie exterior del tubo absorbedor [ $\text{m}^2$ ]

$T_{13}$ : Temperatura de la superficie exterior del tubo absorbedor [K]

$T_{14}$ : Temperatura del entorno del tubo absorbedor [K]

## 4.2 CORRELACIÓN TÉRMICA PROPUESTA

La transferencia de calor se caracteriza principalmente por depender de la temperatura ambiente [35]. Actualmente, las pérdidas térmicas en un concentrador solar pueden ser parametrizadas según la norma ISO 9806:2017. [44] [45].

Para estados cuasi-dinámicos, se utiliza un método de regresión lineal múltiple (MLR: Multiple Linear Regression). Su base es una única ecuación con un nodo que define la salida en el colector, dependiendo de varios parámetros ópticos y térmicos. Teniendo en

cuenta las características ópticas de un LFC, se evalúa las pérdidas del colector con el siguiente modelo:

$$q_{loss} \left( \frac{W}{m} \right) = u_0 \cdot (T_{fm} - T_{amb}) + u_1 \cdot (T_{fm} - T_{amb})^2 \quad (4.30)$$

Donde  $q_{loss}$  son las pérdidas térmicas por longitud del tubo absorbedor (W/m),  $T_{fm}$  es la temperatura media del fluido (K),  $T_{amb}$  es la temperatura ambiente (K), y  $u_0$ ,  $u_1$  son coeficientes de pérdidas del colector. Esta ecuación no tiene en cuenta la velocidad ni dirección del viento.

La correlación aquí utilizada presenta las siguientes características:

1. Las pérdidas térmicas dependen de la temperatura ambiente, de acuerdo con la norma ISO 9806:2017.
2. Las pérdidas térmicas dependen de la temperatura media del fluido en el interior del tubo, como marca la norma ISO 9806:2017.
3. Las pérdidas térmicas dependen de la irradiancia solar concentrada en el tubo absorbedor. Esta irradiancia es estimada por la siguiente ecuación [19]:

$$q_i = DNI \cdot \eta_{opt} \cdot IAM \cdot A_{efectiva}$$

Donde  $DNI$  es la irradiancia en la dirección normal ( $W/m^2$ ),  $\eta_{opt}$  es el rendimiento óptico total,  $IAM$  es el ángulo incidente modificado, y  $A_{efectiva}$  es el área efectiva del tubo absorbedor que está actualmente iluminado por los rayos ( $m^2$ ). Por lo tanto, la irradiancia solar concentrada es afectada por las características ópticas de todos los elementos localizados entre el reflector primario y secundario. Por ejemplo, la reflectividad y el factor de limpieza de los espejos, la transmisividad, la limpieza y transmisividad de la cubierta de cristal y la absorptividad del tubo absorbedor.

El modelo térmico ha sido simplificado mediante una expresión polinómica que calcula las pérdidas térmicas como una función de la diferencia de temperaturas entre la temperatura media del fluido en el interior del tubo absorbedor y la ambiente, y la irradiancia solar concentrada en el tubo absorbedor. La ecuación 4.31 muestra la expresión de la que se va a partir para obtener la correlación:



$$q_{l\text{oss}} = C_1 + C_2 \cdot T_{fm} + C_3 \cdot q_i + C_4 \cdot T_{fm}^2 + C_5 \cdot q_i \cdot T_{fm} + C_6 \cdot q_i^2 \quad (4.31)$$

Donde  $q_{l\text{oss}}$  son las pérdidas térmicas por longitud del tubo (W/m);  $C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6$  son los coeficientes de la expresión polinómica;  $T_{fm}$  es la temperatura media del fluido en el interior del tubo absorbedor (°C) y  $q_i$  es la irradiancia concentrada en el tubo absorbedor (W/m<sup>2</sup>)

Los coeficientes de la ecuación 4.31 se obtienen a través de una regresión lineal utilizando los datos obtenidos por un número elevado de simulaciones en CFD bajo diferentes condiciones [33]. Estos coeficientes se han calculado mediante el método de mínimos cuadrados directamente implementados en la herramienta Mathematica™. Esta metodología ha sido utilizada también en estudios anteriores [33].

### 4.3 MODELADO DE DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD)

El proceso de pérdidas térmicas en el sistema reflector secundario es un complejo proceso que incluye conducción, convección y radiación. La interacción de estos mecanismos de transferencia de calor dificulta la creación de un modelo de análisis [46]. Por lo tanto, varios autores utilizan programa de dinámica de fluidos computacional (CFD) para calcular las pérdidas térmicas [47], [48].

#### 4.3.1 Ecuaciones de flujo y energía

En esta sección, se modela y simula un sistema reflector secundario. Las ecuaciones de flujo y transferencia de calor para continuidad, momento y energía se muestran en las ecuaciones 4.32, 4.33 y 4.34.

La ecuación de continuidad:

$$\nabla(\rho \vec{v}) = 0 \quad (4.32)$$

Donde  $\rho$  es la densidad,  $\vec{v}$  es la velocidad del fluido en el volumen de control y  $\nabla = \frac{\partial}{\partial x} +$

$$\frac{\partial}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z}$$

La ecuación del momento:

$$\rho \vec{v} + \nabla \vec{v} = \vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot \vec{\tau} + \rho \vec{g} \quad (4.33)$$

Donde  $p$  es la presión estática,  $\vec{\tau}$  es el tensor de tensiones.

La ecuación de energía:

$$\nabla \cdot (\rho c_p \vec{V} T) = \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (4.34)$$

Donde  $c_p$  es el calor específico y  $k$  es la conductividad térmica.

Las ecuaciones 4.31, 4.32 y 4.33, son no lineales y difíciles de resolver, por lo que lo mejor es utilizar un sistema CFD. Se utiliza un método de volumen finito para discretizar la aplicación de las ecuaciones anteriores.

En este estudio, el sistema reflector secundario con tubo único y cubierta de cristal fue diseñado en SolidWorks y fue simulado con el complemento de CFD, SolidWorks Flow Simulation. Este programa es comúnmente utilizado por varios artículos [37], [49].

SOLIDWORKS Flow Simulation [50] es un programa de resolución de dinámica de fluidos computacional (CFD, del inglés “Computational Fluid Dynamics) para un volumen concreto [51] integrada en SOLIDWORKS 3D CAD, que permite simular flujos de líquidos y gases a través y alrededor de diseños realizados en 3D. Este programa resuelve las ecuaciones anteriormente descritas bajo condiciones de flujo turbulento. La turbulencia en el fluido se considera usando la energía cinética turbulencia ( $k$ ) y el ratio de disipación de la turbulencia usando un modelo estándar k-e turbulento. El modelo k-e turbulento es seleccionado ya que es un modelo normalmente utilizado por estudios similares [52], [53]. Se puede calcular así el rendimiento y las capacidades del componente ensayado [54].

#### 4.3.2 Condiciones de contorno y propiedades de los materiales

Las condiciones de contorno serán las siguientes:

- i) La temperatura ambiente es de 20,05°C
- ii) Las condiciones atmosféricas son presión atmosférica (1 bar)

- iii) La irradiancia solar en el tubo absorbedor variará en un rango de 0 a 2000W de 250 W de paso.
- iv) La temperatura de entrada del fluido variará en un rango de aplicación de los SSLFR, desde 100 a 120 °C, en pasos de 1 °C.
- v) El flujo volumétrico es de 2600 l/h

Las propiedades de los materiales se definen en la tabla 4-3.:

Elemento	Material	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	Conductividad térmica (W/mK)
Fluido de trabajo	Aceite térmico [36]	$-0,7 \cdot T + 886$	$-7 \cdot 10 \cdot T + 0,1342$
Tubo absorbedor	Acero al carbono [55]	7833	$-0,034 \cdot T + 55,1$
Cavidad receptora	Acero 316 [55]	8000	$0,0121 \cdot T + 13,494$
Aislante	Lana de vidrio [56]	70	0,034
Cubierta de cristal	Vidrio [57]	2650	1,5
Carcasa	Aluminio [55]	2787	$0,18 \cdot T + 164$
Ambiente interior	Aire [55]	$-0,0021 \cdot T + 1,2081$	$0,00007 \cdot T + 0,0245$
Espacio de aire 1	Aire [55]	$-0,0021 \cdot T + 1,2081$	$0,00007 \cdot T + 0,0245$
Espacio de aire 2	Aire [55]	$-0,0021 \cdot T + 1,2081$	$0,00007 \cdot T + 0,0245$
Ambiente exterior	Aire [55]	$-0,0021 \cdot T + 1,2081$	$0,00007 \cdot T + 0,0245$

Tabla 4-3. Materiales generales. Fuente: Propia

### 4.3.3 Estudio del mallado

La malla computacional ha sido creada por SolidWorks Flow Simulation. La geometría tridimensional del sistema de reflector secundario está cuadrículada por superficies para que los resultados sean independientes de la red de cuadrícula. La red de malla con aproximadamente 2850000 nodos y 3,000,000 elementos con un tamaño de elemento de 0.92 mm es aceptable y adecuada para este análisis. La figura 4-4 muestra la vista tridimensional del diseño de malla para el sistema de reflector secundario:

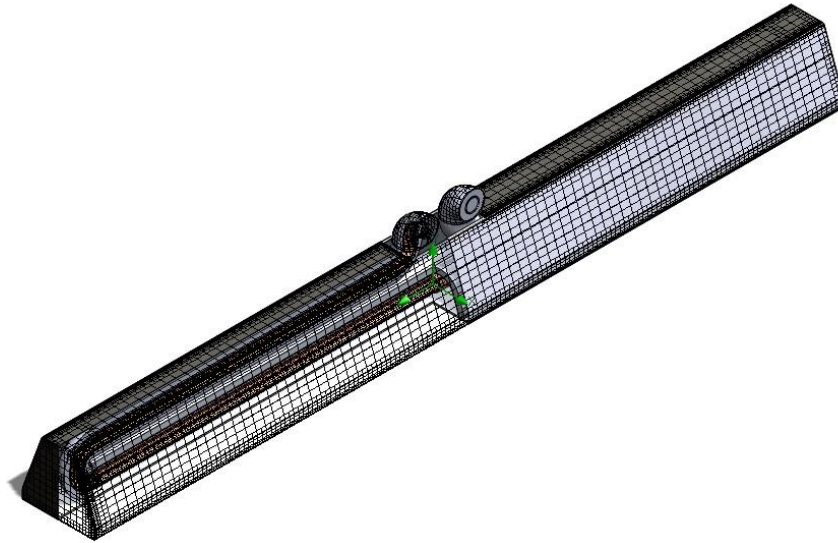


Figura 4-4. Mallado. Fuente propia:

#### 4.3.4 Definición del modelo en SolidWorks Flow Simulation

Una vez que se tiene el modelo diseñado mediante piezas y un único ensamblaje, se procede a la simulación. Para obtener la nube de puntos que nos permitirá obtener la correlación de pérdidas térmicas en el concentrador, se variarán los siguientes parámetros:

- Temperatura a la entrada del tubo absorbedor ( $^{\circ}\text{C}$ )
- Irradiancia (W)

De una forma general, los pasos para definir la simulación son los que siguen.

##### 4.3.4.1 Definir LIDS

Es necesario cerrar el volumen donde se va a alojar el fluido. Se definen dos tapas (LIDS) en el tubo absorbedor, una para entrada del fluido y otra para la salida. Con esto podremos definir las condiciones de contorno del fluido posteriormente (Fluid Subdomain)

##### 4.3.4.2 Crear un proyecto: Wizard

En cada una de las pestañas del menú que se despliega se configurarán las siguientes opciones:

##### 4.3.4.2.1 Analysis Type

- El tipo de análisis será externo, ya que tendremos en consideración el aire circundante. Todas las cavidades se considerarán, ya que debido al aire todas tiene

- condiciones de flujo. Incluida la cavidad entre el tubo absorbedor y el espejo secundario, que no se asume en vacío debido a motivos constructivos.
- Se considera conducción en sólidos (Heat conduction in solids), radiación (Discrete Transfer) y gravedad (Gravity). Este último es necesario para considerar los efectos de la convección.

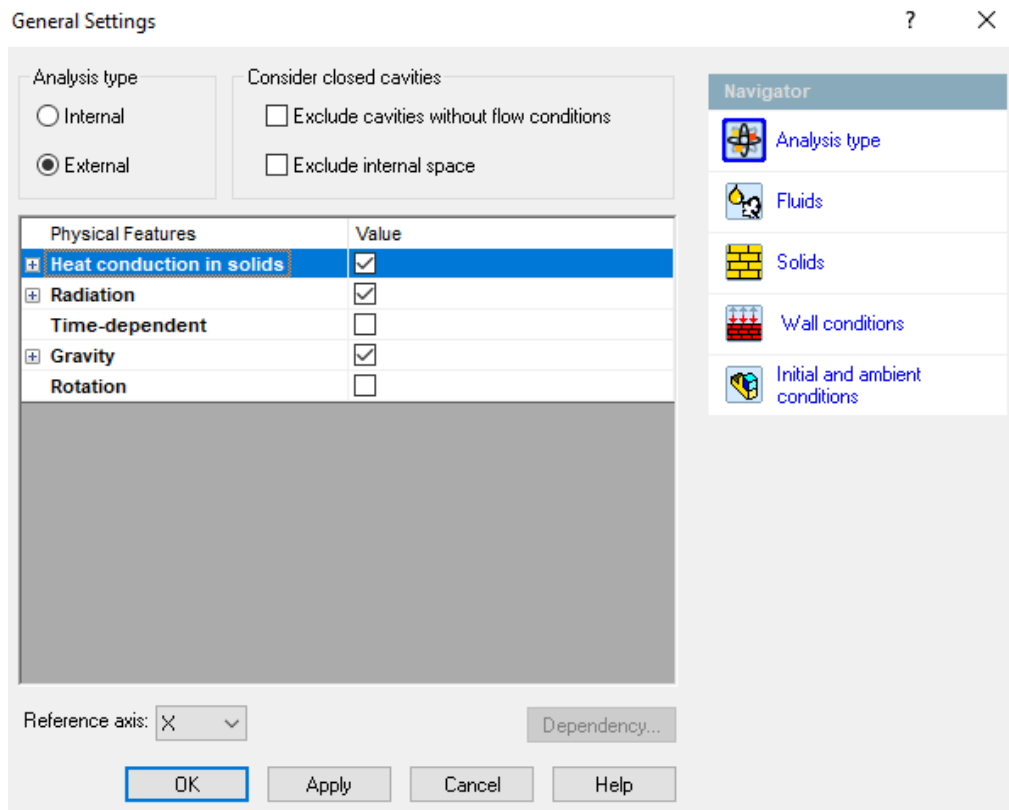


Figura 4-5. Tipo de análisis. Fuente: Propia

#### 4.3.4.2.2 Unit System

Se utilizará el Sistema Internacional (SI) por defecto. Sin embargo, la unidad de la temperatura será de °C en vez de K, por comodidad.

#### 4.3.4.2.3 Default Fluid

Al elegir como tipo de análisis exterior, el fluido principal será el aire (marcado en la casilla). Se definirá en este momento el fluido caloportador [36] creándose un material nuevo en la librería de Solidworks a partir de los siguientes datos:

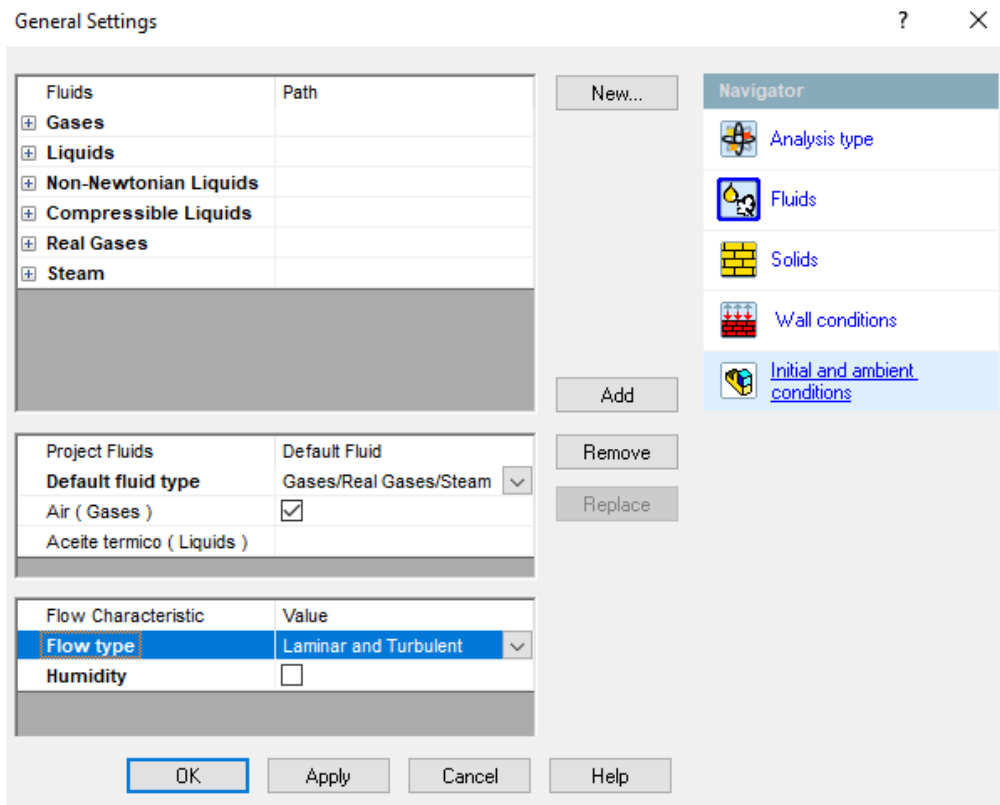


Figura 4-6. Características de los fluidos. Fuente: Propia

#### 4.3.4.2.4 Materiales

Se define un material por defecto para todos los componentes, en este caso, un acero común denominado Steel Stainless 321:

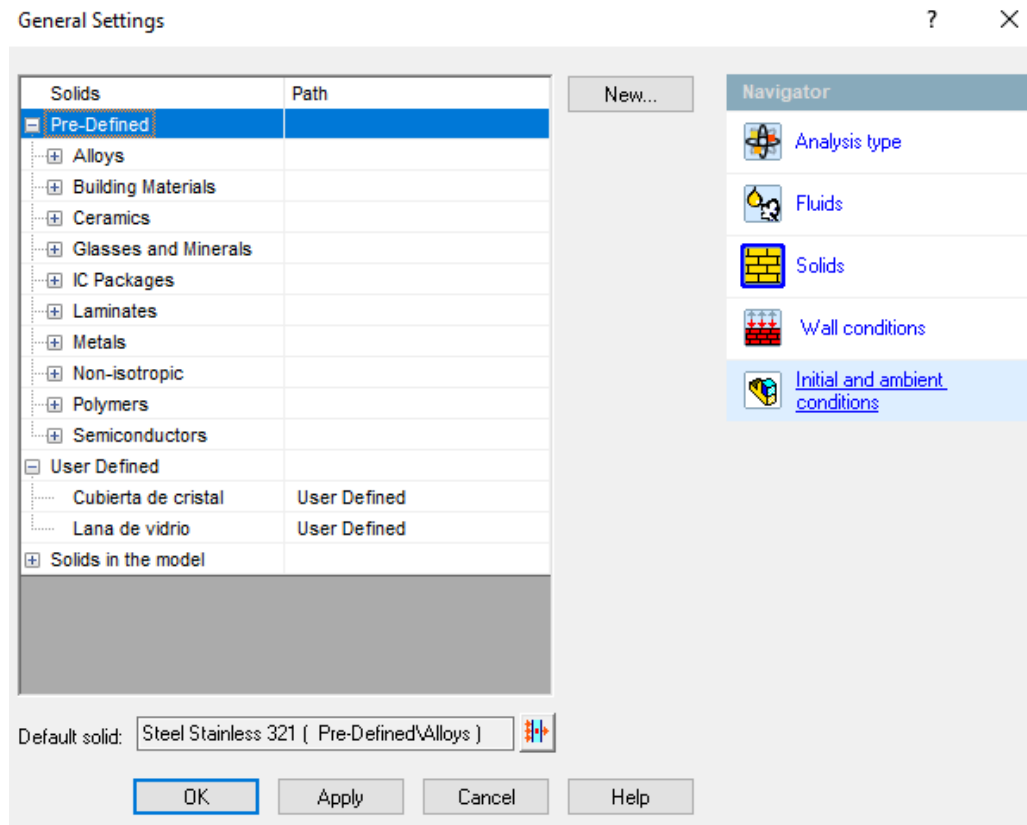


Figura 4-7. Material por defecto. Fuente: Propia

#### 4.3.4.2.5 Radiation

Por defecto se define como “Blackbody” todos los elementos y posteriormente se les dará otras características.

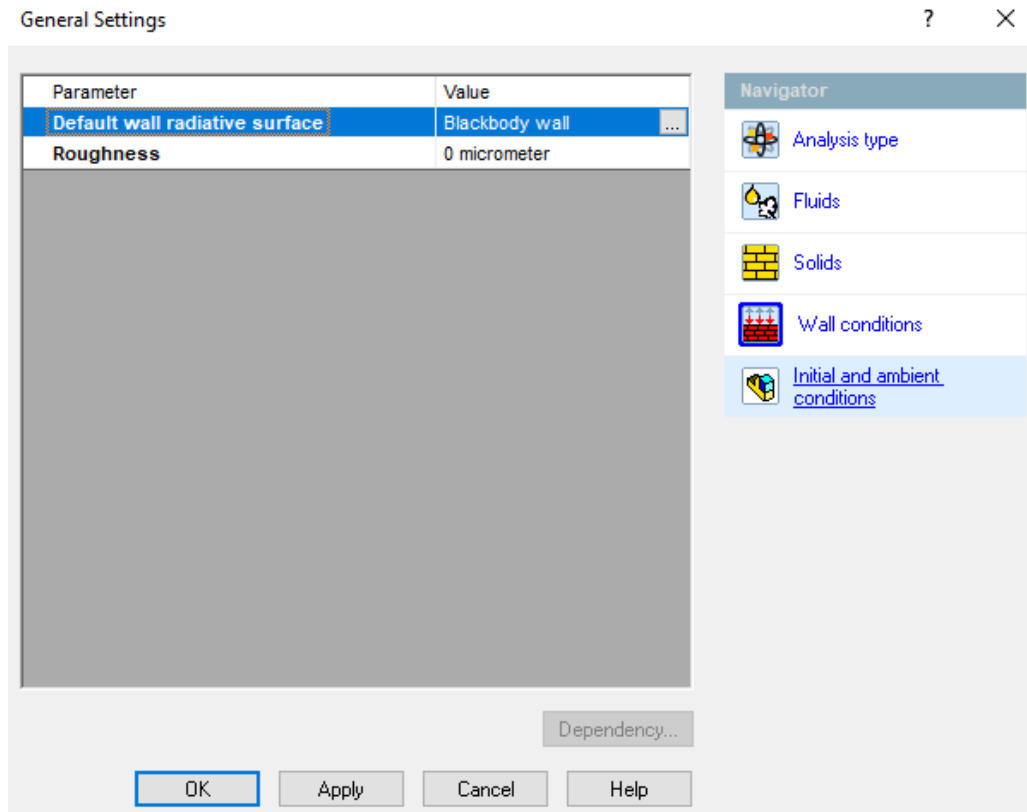


Figura 4-8. Tipo de superficie de radiación por defecto. Fuente: Propia

#### 4.3.4.2.6 Initial conditions

Una vez aceptemos, el proyecto se habrá creado favorablemente. Se definen a continuación los datos de entrada del modelo. Se considerará una temperatura ambiental de 20,05°C y presión atmosférica, 1 bar.



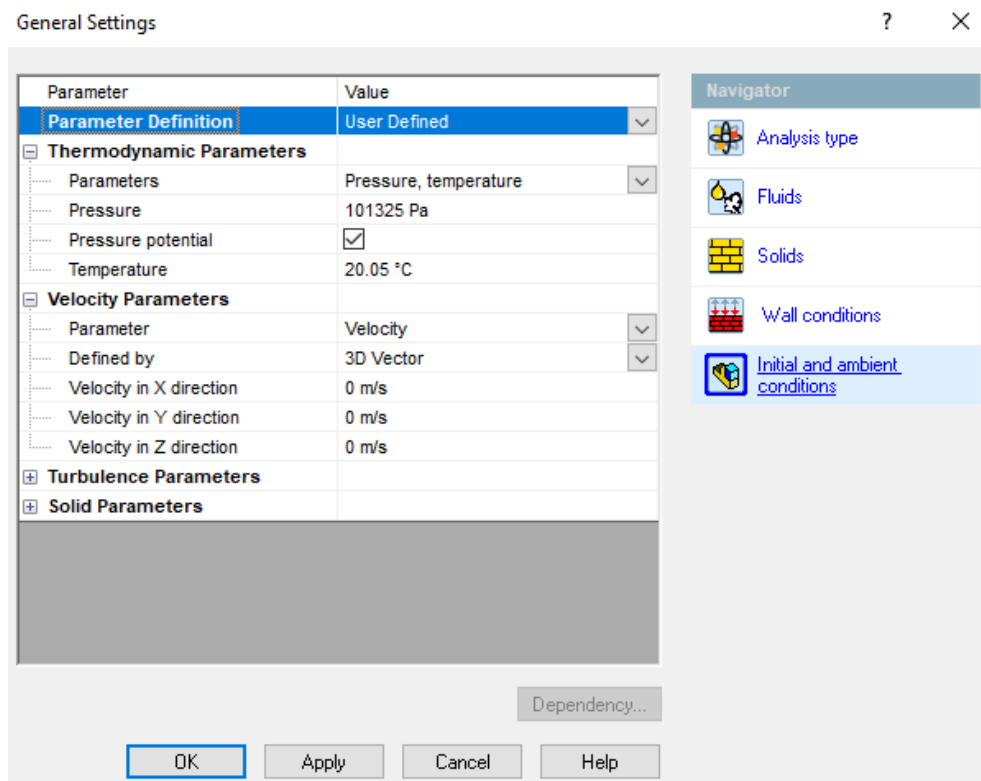


Figura 4-9. Condiciones iniciales. Fuente: Propia

### 4.3.4.3 Input Data

#### 4.3.4.3.1 Computational Domain & Fluid Subdomain

Se ajusta el volumen de control del aire lo más cerca posible del concentrador. Esto se debe a que reduciendo el tamaño del volumen de control se reducirá el tiempo de simulación. Se define también el volumen de control para el fluido caloportador dentro de la tubería; basta con seleccionar la superficie interior de cualquiera de las LIDS y marcar en el menú Liquids → Aceite térmico.

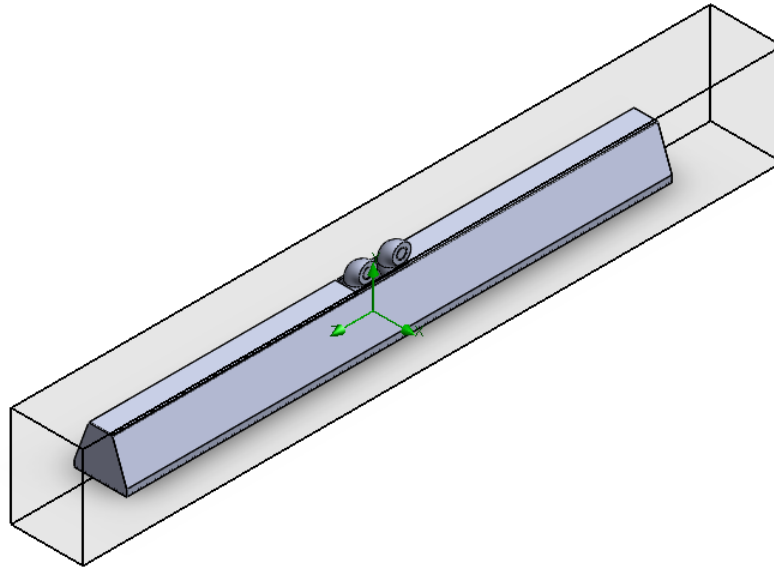


Figura 4-10. Volumen de control. Fuente: Propia

#### 4.3.4.3.2 Solid Materials

Al crear el proyecto se definió un material por defecto para todo el ensamblaje. En esta opción es donde se puede añadir o cambiar los materiales. En nuestro caso serán los siguientes:

Nº piezas	Pieza	Material
1	Tubo absorbedor	Steel (Mild)
1	Envoluta	Steel Stainless 321
1	Aislante envoluta	Lana de vidrio
2	Aislante tubo	Lana de vidrio
1	Cubierta de cristal	Vidrio
2	Sección transversal	Steel Stainless 221
2	Carcasa longitudinal	Aluminium 6061
2	Carcasa transversal	Aluminium 6061
2	LIDS	Insulador

Tabla 4-4. Lista de materiales. Fuente: Propia

#### 4.3.4.3.3 Boundary Conditions

Se definirán los datos de entrada del fluido al tubo absorbedor y los datos de salida. La temperatura a la entrada del tubo absorbedor variará entre 100 °C y 120 °C de grado en

grado y con un flujo másico de 0,589 kg/s (2600 l/h). Mientras que en la superficie de salida del tubo absorbedor se tendrá temperatura estática.

El flujo en el interior del tubo absorbedor se supone totalmente desarrollado.

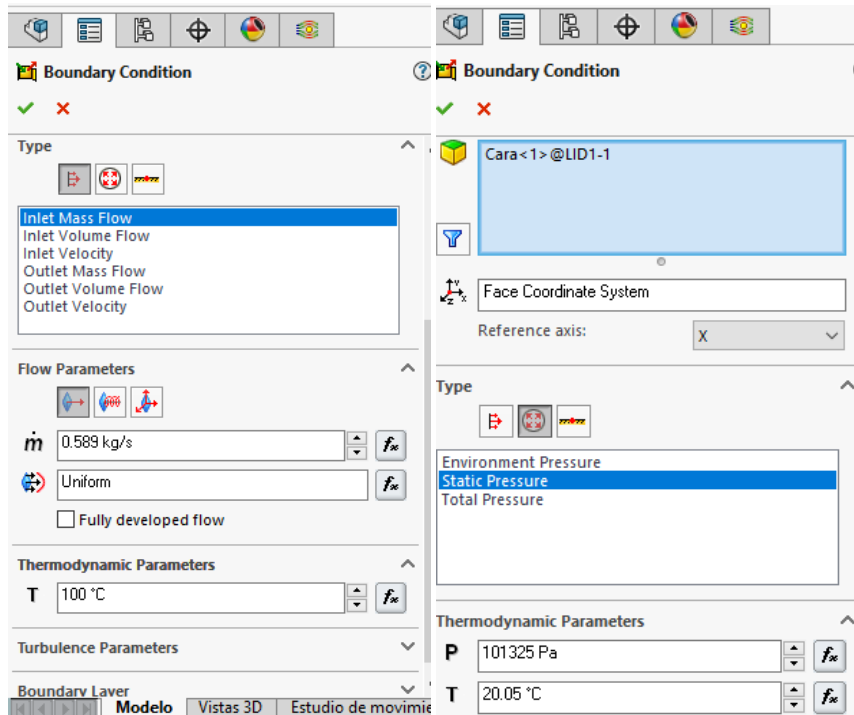


Figura 4-11. Datos de entrada. Fuente: Propia

#### 4.3.4.3.4 Heat Surface

Se inserta en la cara exterior del tubo absorbedor que se encuentra alojado en el interior de la cavidad receptora la irradiancia en un rango de temperaturas entre 0 y 2000 W de 250 W para cada salto.

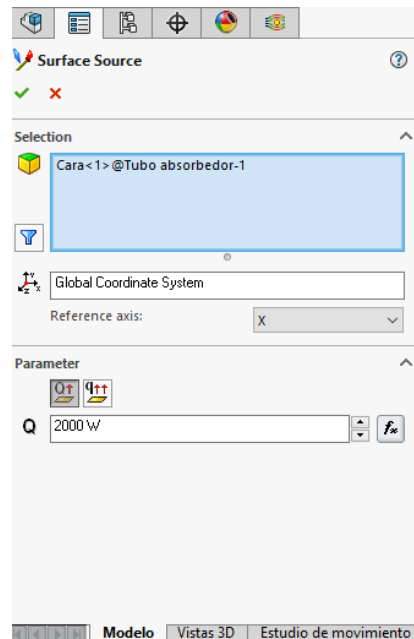


Figura 4-12. Datos de potencia. Fuente: Propia

#### 4.3.4.3.5 Radiative Surfaces

Al igual que en la definición de los materiales, al crear el proyecto se define por defecto un tipo de superficie de radiación para todas las piezas. Como figura en el apartado anterior se definió este parámetro como “Blackbody”. Se modificará ahora las siguientes caras con sus respectivos tipos de superficie de radiación:

Pieza	Radiación
Envoluta	Symmetry
Tubo absorbedor	Steel, mild polished
Cubierta de cristal	Glass, pyrex

Tabla 4-5. Superficies radiantes. Fuente: Propia

#### 4.3.4.3.6 Goals

Los resultados que queremos obtener serán: la temperatura del fluido a la entrada y a la salida del tubo y la temperatura de entrada y salida en la parte del tubo que recibe directamente la radiación. También se recogerán los siguientes datos:

Para obtener la temperatura a la entrada y salida del tubo iluminado, se añaden dos piezas más al ensamblaje: dos cilindros de diámetro igual al interior del tubo (41,24 mm) absorbedor y de espesor despreciable. Estas piezas se desactivan en el estudio de

SolidWorks Flow Simulation, pero son imprescindibles como superficie base para definir la temperatura en esa región.

#### 4.3.4.3.7 Mesh

Flow Simulation malla por defecto el ensamblaje. Sin embargo, es necesario refinar esta malla y, además, añadir un mallado local sobre la cara interior del tubo absorbedor. Este mallado local nos dará más precisión en la zona donde se encuentra el fluido caloportador, que es la parte central de nuestro estudio, sin aumentar desmesuradamente el tiempo de ejecución de cada simulación.

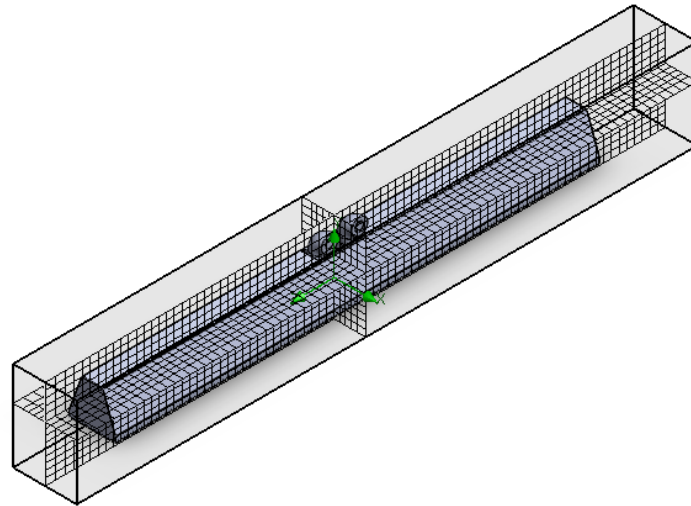


Figura 4-13. Mallado global. Fuente: Propia

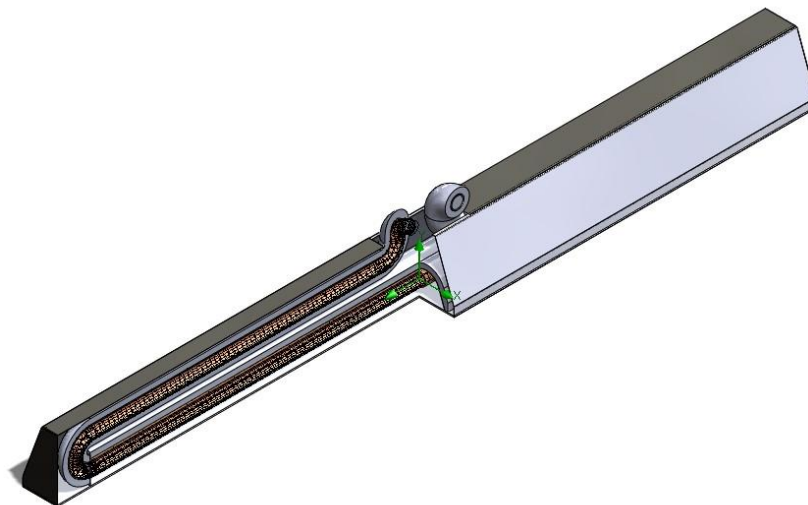


Figura 4-14. Mallado local. Fuente: Propia

#### 4.3.4.4 Run

La opción Run ejecuta el programa. A modo de resumen, en la siguiente imagen se muestra cómo será el árbol de acciones:

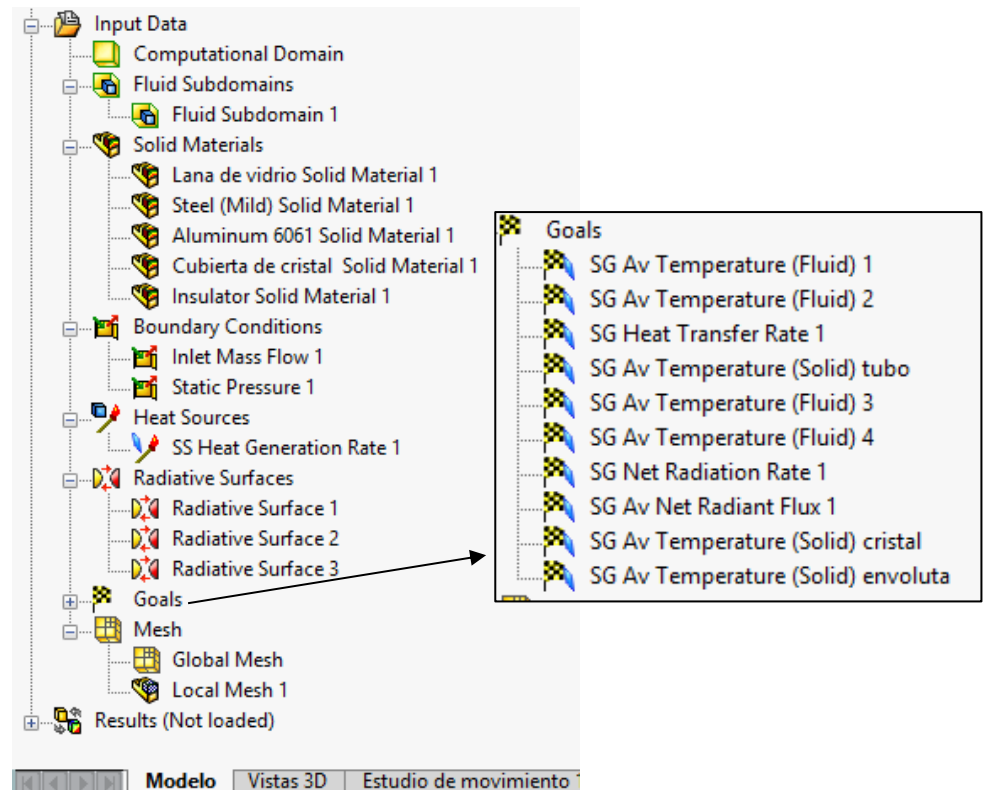


Figura 4-15. Esquema de datos de entrada. Fuente: Propia

#### 4.3.4.5 Parametric Study

Para automatizar las simulaciones que se van a llevar a cabo, es necesario hacer uso de la herramienta Parametric Study, que permite crear una matriz de datos cambiando parámetros de entrada de los anteriormente definidos. Se crea entonces un subproyecto que se ejecutará automáticamente.

What If Analysis 1

Input Variables Output Parameters Scenario Goals

Run

Summary	Design Point 1	* Design Point 2	* Design Point 3	* Design Point 4	* Design Point 5
Temperature (Inlet Mass Flow 1) [°C]	100	50	100.5	101	101.5
SG Av Temperature (Fluid) 1 [°C]	99.9999969	49.9999983	100.499997	100.999997	101.499997
SG Av Temperature (Fluid) 2 [°C]	100.79329	50.8157004	101.294706	101.805755	102.180144
SG Heat Transfer Rate 1 [W]	1789.63501	1198.39354	1788.57121	1790.13074	1787.83741
SG Av Temperature (Solid) tubo [°C]	134.899516	295.055104	135.017433	135.072217	135.050525
SG Av Temperature (Fluid) 3 [°C]	99.9893926	50.0436067	100.489215	100.988906	101.488556
SG Av Temperature (Fluid) 4 [°C]	101.477555	51.3246253	101.970767	102.469445	102.974686
SG Net Radiation Rate 1 [W]	0.647168276	1.97948966	0.635777537	0.633029264	0.638467166
SG Av Net Radiant Flux 1 [W/m <sup>2</sup> ]	2.10538515	6.43972871	2.06832849	2.05938773	2.07707846
SG Av Temperature (Solid) cristal [°C]	37.779691	85.1804582	37.8826515	37.8814998	37.8160637
SG Av Temperature (Solid) envoluta [°C]	61.55978	133.669497	61.9472927	61.8174705	61.7761114
Status	Finished	Finished	Finished	Finished	Finished
Run at	This computer	This computer	This computer	This computer	This computer
Number of cores	4	4	4	4	4
Recalculate	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Take previous results	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Save full results	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Close Monitor	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>

Ready to run

Modelo Vistas 3D Estudio de movimiento 1 Parametric Study

Figura 4-16. Ejemplo de estudio paramétrico. Fuente: Propia

## 5. Resultados de la simulación

La simulación se ha llevado a cabo con las dimensiones del prototipo SSLFR que ha sido desarrollado por CIFP (Mantenimiento y Servicios a la Producción) en La Felguera, Asturias y patentado por [58].

Las dimensiones y materiales utilizados en la simulación concuerdan con los utilizados en la realidad en la construcción del sistema reflector secundario. La carcasa es de aluminio de 0,6 mm de espesor, 2640 mm de longitud. El aislante del tubo de la cavidad reflectora secundaria tiene un espesor de 20 mm y una longitud de 2401,6 mm siendo el material lana de vidrio, al igual que el aislante en el tubo absorbedor. La superficie de la cavidad receptora tiene una alta reflectividad gracias a acero pulido de 0,6 mm. El tubo absorbedor es de acero al carbono, con una emisividad de 0,86, 2400 mm de longitud, un diámetro exterior de 48,6 mm y un espesor de 3,68 mm. La cubierta de cristal está hecha de vidrio de 5 mm de espesor con 2440 mm de largo y 252,8 mm de ancho. La estructura está fabricada de acero con una sección de dimensiones 40 x 40 x 1,5 (mm).

En la figura 5-1, se muestra la sección transversal del sistema reflector secundario:

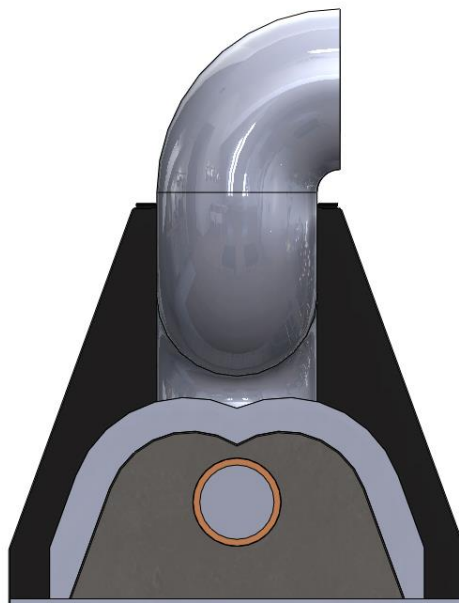


Figura 5-1. Sección transversal del concentrador secundario. Fuente: Propia



La simulación se realiza usando los datos de entrada definidos en la sección 4.3.2.

Con el fin de mostrar los resultados de la simulación y del estudio, se muestran a continuación varias imágenes en las que se muestra la distribución de temperaturas en el sistema receptor secundario desde distintas perspectivas. Estas figuras están tomadas para una temperatura del fluido de entrada de 100°C y 2000W de irradiancia. En la figura 5-2, se muestra la distribución de temperaturas sobre su sección transversal. Se confirma que la parte más caliente es el tubo absorbedor junto con el fluido térmico. Se puede apreciar también una elevada temperatura sobre la parte superior del tubo absorbedor, debido a la alta reflexión de los rayos en esa parte.

También cabe destacar las pérdidas sobre el aislante, y cómo es imprescindible para el correcto funcionamiento del concentrador solar.

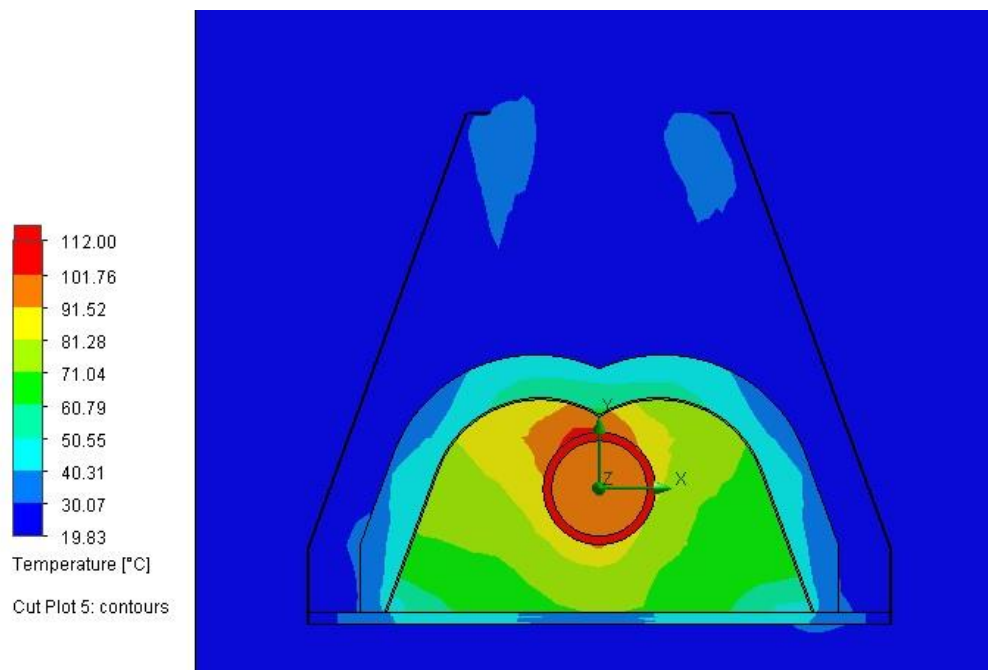


Figura 5-2. Distribución de temperatura en la sección transversal. Fuente: propia

En la figura 5-3 y 5-4 se realiza un corte longitudinal para comprobar la distribución de temperaturas a lo largo del recorrido del fluido. En el primer caso (figura 5-3) se tiene en cuenta exclusivamente el fluido, mientras que en la figura 5-4, se centra en la distribución de temperaturas en el sólido.

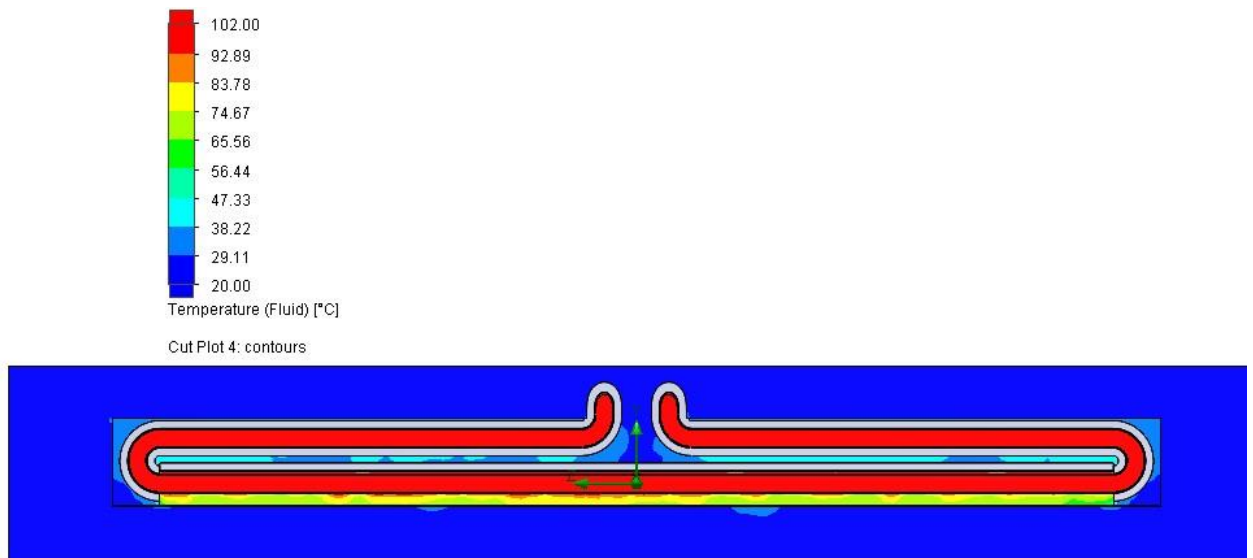


Figura 5-3. Distribución de temperaturas en el fluido. Fuente: Propia

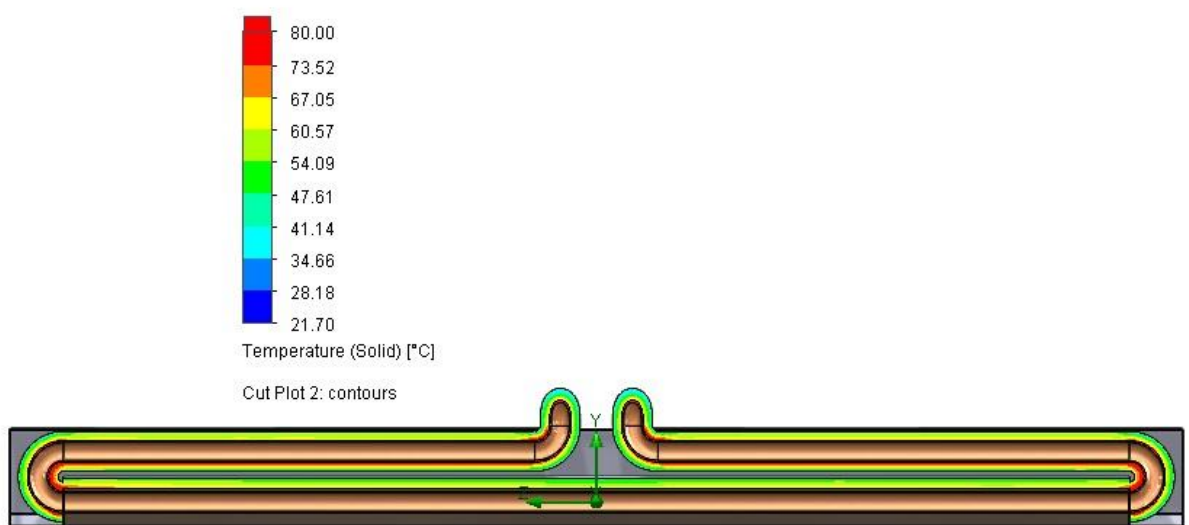


Figura 5-4. Distribución de temperaturas en el sólido. Fuente: Propia

Por último, se muestra la distribución de temperaturas en el fluido térmico y como se calienta a lo largo de su recorrido por el tubo absorbedor. En esta figura, se puede apreciar cuál es la entrada del fluido y la salida, también el gradiente de temperaturas que se forma en el interior del tubo absorbedor.

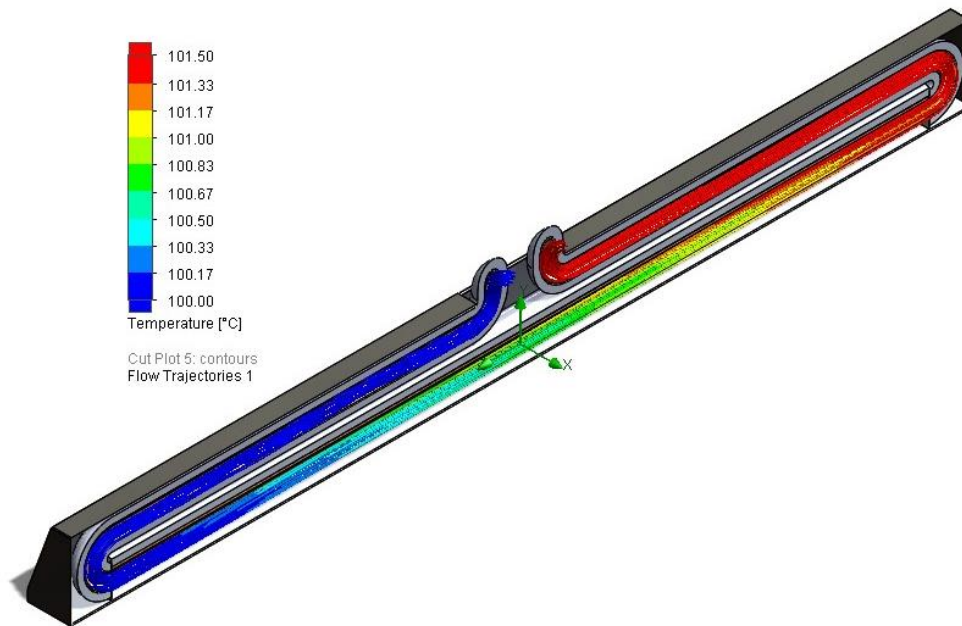


Figura 5-5. Flujo en el interior del tubo. Fuente: Propia

## 5.1 OBTENCIÓN DE LA CORRELACIÓN

Mediante el programa Mathematica™ y los datos de las simulaciones se ha obtenido la correlación que se presenta a continuación. Se han utilizado tres funciones distintas del programa con el fin de confirmar la fiabilidad de los datos.

Se muestra también la programación que se utiliza. En primer lugar, se introducen la base de datos, que serán los resultados de la simulación; y se separan en diferentes vectores de parámetros en el programa:

```
Datos
Needs["JLink`"]
dd=Import["Datos_formato.xlsx","Data",Path-
>"C:\\Users\\patata\\Desktop\\Fresnel-Correla"];
datos=dd[[1]];
datos//TableForm;
(* ----- *)
temp=Transpose[datos][[1]];
irra=Transpose[datos][[2]];
perd=Transpose[datos][[3]];
```

A continuación, se definen las funciones a utilizar:

### 1. FINDFIT

Mediante la función FindFit [59], el programa encuentra los valores numéricos de los parámetros  $C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6$  que mejor se adaptan a los datos obtenidos en las simulaciones en SolidWorks Flow Simulation en función de la expresión del apartado 5.2. Se define de la siguiente manera:

```
model=i+a *x+b*y+c*x*y+d*x^2+e*y^2;
fit=FindFit[datos,model,{i,a,b,c,d,e},{x,y}]
{i->-48.1693,a->1.14521,b->-0.0358476,c->0.000381164,d->-0.00188877,e-
>9.62259*10-7}
Show[Plot3D[model/.fit,{x,99,126},{y,0,2100},PlotRange-
>All],ListPointPlot3D[datos,PlotStyle->Directive[PointSize[Medium],Red]]]
```

La correlación obtenida es la siguiente:

$$q_{loss} = -48,1693 + 1,14521 \cdot T_{fm} - 0,0358476 \cdot q_i - 0,00188877 \cdot T_{fm}^2 + 0,000381164 \cdot q_i \cdot T_{fm} + 9,62259 \cdot 10^{-7} \cdot q_i^2 \quad (5.1)$$

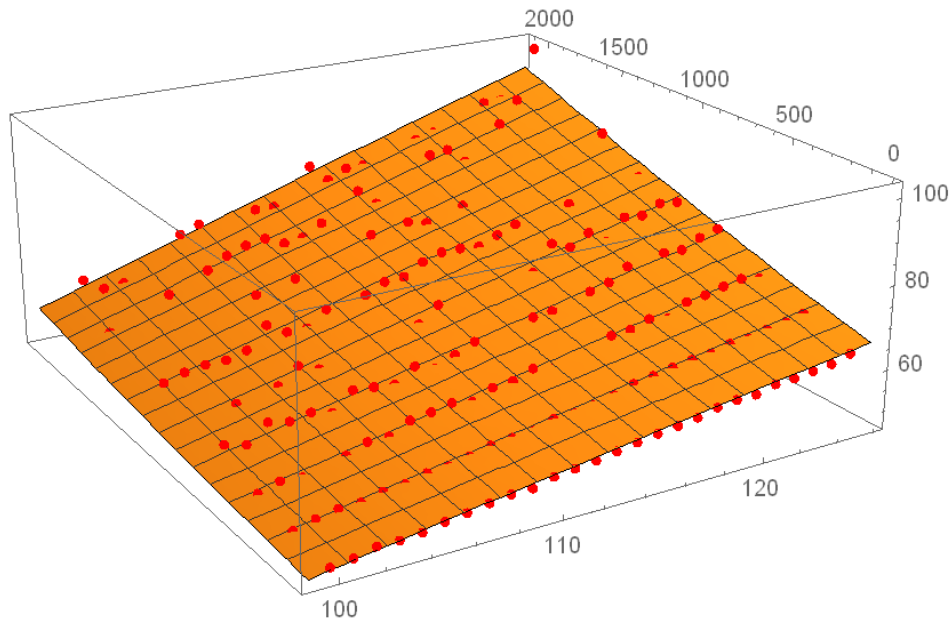


Gráfico 5-1. Puntos usando FIT

## 2. NONLINEARMODELFIT

La función `NONLINEARMODELFIT` [59] construye un modelo no lineal con la estructura del apartado 5.2 a partir de los datos de la simulación para los parámetros de temperatura e irradiancia.

La programación en este caso, a parte de la función que obtiene la correlación y el gráfico que representa la regresión, se incluye la estimación de la varianza y el coeficiente de determinación:

```

model=i+a *x+b*y+c*x*y+d*x^2+e*y^2;
nlm=NonlinearModelFit[datos,model,{i,a,b,c,d,e},{x,y}]
FittedModel[]
nfit=Normal[nlm]
-48.1693+1.14521x-0.00188877x^2-0.0358476 y+0.000381164 x y+9.62259*10-7 y2
Show[Plot3D[nfit,{x,99,126},{y,0,2100},PlotRange->All,PlotRange->
{47,103},PlotStyle->Opacity[0.8]],ListPointPlot3D[datos,PlotStyle->
Directive[PointSize[Medium],Red]]]
nlm["FitResiduals"];
ListPlot[%,Filling->Axis]
nlm["EstimatedVariance"]
7.25606
nlm[{"RSquared","ANOVATable"}]
{0.998391,{{, DF, SS, MS},{Model, 6, 1.02176*106, 170293.}, {Error, 227, 1647.13,
7.25606},{Uncorrected Total, 233, 1.02341*106, },{Corrected Total,232, 26956.5, }}

```

Se obtiene la siguiente correlación, que como se puede apreciar es la misma que en el caso anterior:

$$\begin{aligned}
 q_{loss} = & -48,1693 + 1,14521 \cdot T_{fm} - 0,0358476 \cdot q_i - 0.00188877 \\
 & \cdot T_{fm}^2 + 0,000381164 \cdot q_i \cdot T_{fm} + 9,62259 \cdot 10^{-7} \cdot q_i^2 \quad (5.2)
 \end{aligned}$$

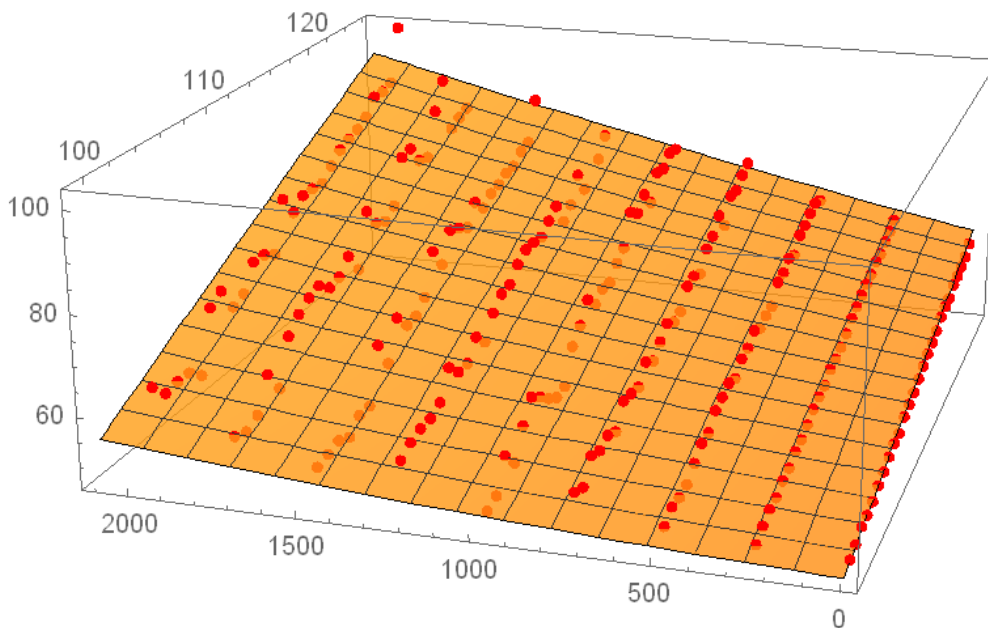


Gráfico 5-2. Puntos usando NONLINEARMODELFIT

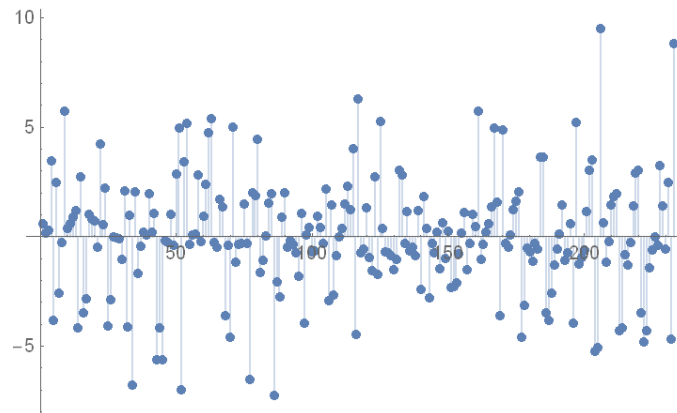


Gráfico 5-3. Desviación

Se obtiene también de Mathematica™ los valores de la varianza y el coeficiente de determinación para la estimación del error que existe entre los datos y la ecuación obtenida:

<b>Varianza (<math>\sigma^2</math>)</b>	7,25606
<b>Coefficiente de determinación (<math>R^2</math>)</b>	0,998391

Se puede concluir a partir de la varianza y el coeficiente  $R^2$  que se han obtenido unos buenos resultados, y que la correlación se ajusta correctamente.

### 3. FIT

Esta función, FIT [59], encuentra la ecuación polinómica en función de los datos de la simulación. Se obtiene de la siguiente manera:

```
quad=Fit[datos, {1, x, y, x^2, x y, y^2}, {x,y}]
-48.1693+1.14521 x-0.00188877 x^2-0.0358476 y+0.000381164 x y+9.62259*10^-7 y^2
Show[Plot3D[quad, {x,99,126},{y,0,2100}, PlotStyle->Opacity[0.8], PlotRange->{47,103}], Graphics3D[{Red, PointSize[0.015], Map[Point, datos]}]]
```

$$q_{loss} = -48,1693 + 1,14521 \cdot T_{fm} - 0,0358476 \cdot q_i - 0.00188877 \cdot T_{fm}^2 + 0,000381164 \cdot q_i \cdot T_{fm} + 9,62259 \cdot 10^{-7} \cdot q_i^2 \quad (5.3)$$

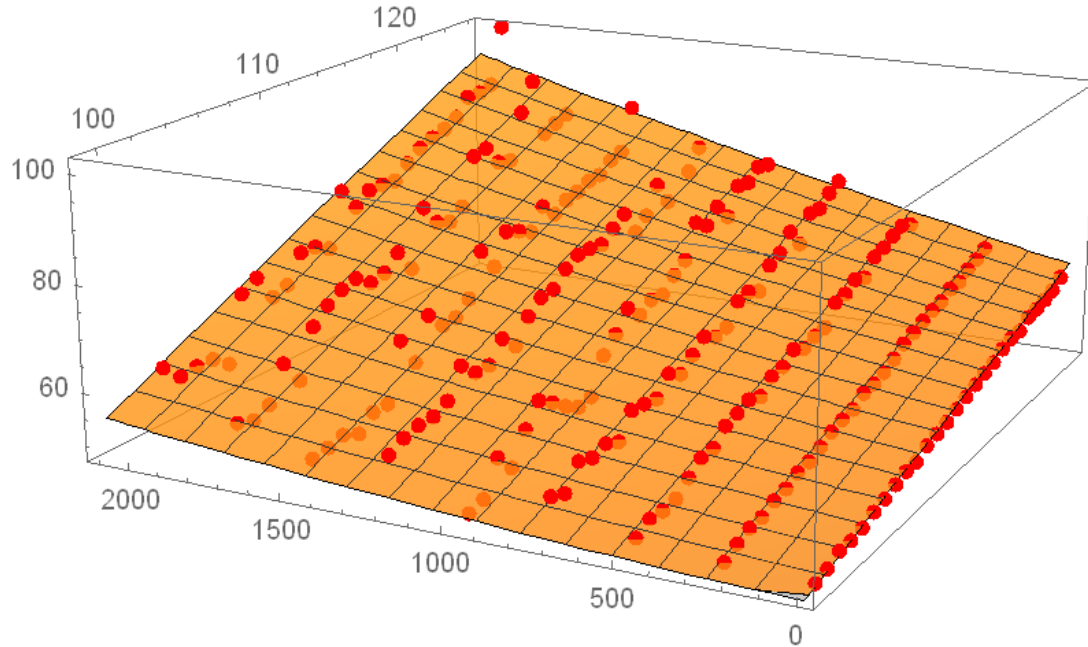


Gráfico 5-4. Puntos usando FIT

Como se puede ver, las ecuaciones 5-1, 5-2 y 5-3 son iguales. Lo que da fiabilidad al modelo. Por lo que, la correlación finalmente obtenida es:

$$q_{loss} = -48,1693 + 1,14521 \cdot T_{fm} - 0,0358476 \cdot q_i - 0.00188877 \cdot T_{fm}^2 + 0,000381164 \cdot q_i \cdot T_{fm} + 9,62259 \cdot 10^{-7} \cdot q_i^2 \quad (5.4)$$

## 5.2 VALIDACIÓN DEL MODELO TÉRMICO

A partir del programa Matlab, se ha creado una serie de gráficos para poder validar la correlación obtenida.

El gráfico 5-5 muestra la comparación entre las correlaciones Montes I y Montes II. Como se puede apreciar en esta figura los mejores resultados se obtienen para las mayores irradiancias solares.



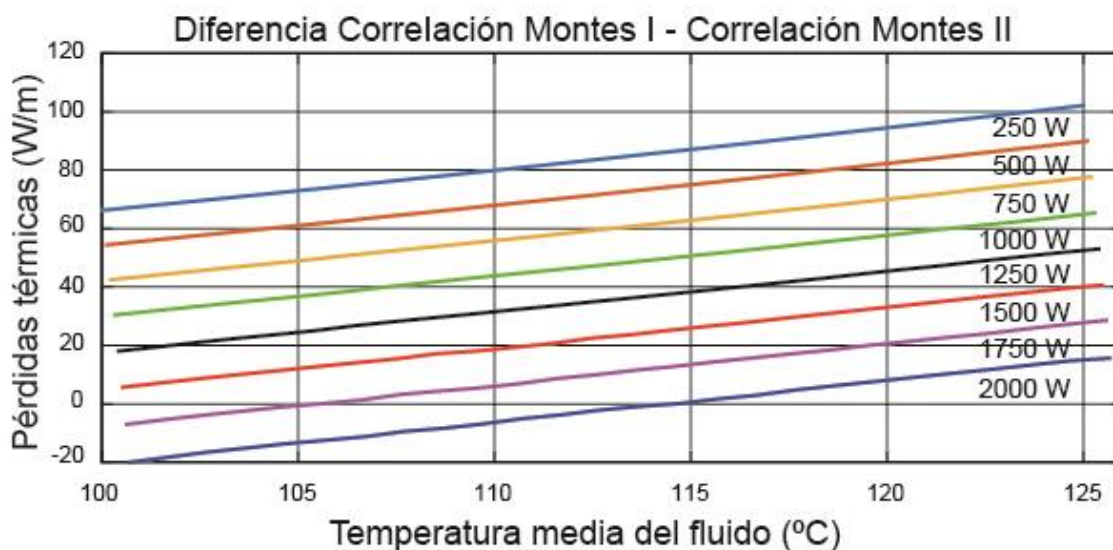


Gráfico 5-5. Comparación entre Montes I y Montes II. Fuente: Propia

Los gráficos desde 5-6 a 5-13 muestran las pérdidas térmicas para diferentes valores de irradiancia solar que le llega al tubo absorbedor. Cabe destacar que los resultados obtenidos con la correlación propuesta y la correlación de Montes II muestra que tienen la misma forma, ya que utilizan los mismos parámetros. Obteniéndose los mejores resultados para irradiancias solares de 2000 W. Se puede observar como las curvas de las diferentes correlaciones convergen a mayores irradiancias.

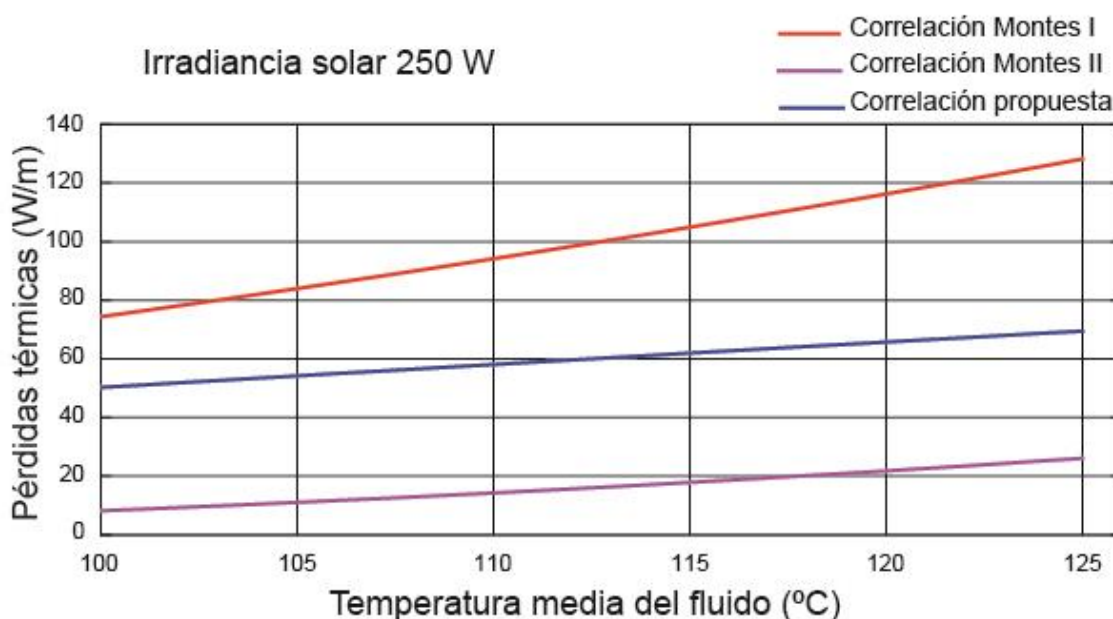


Gráfico 5-6. Comparativa de las correlaciones a 250 W. Fuente: Propia

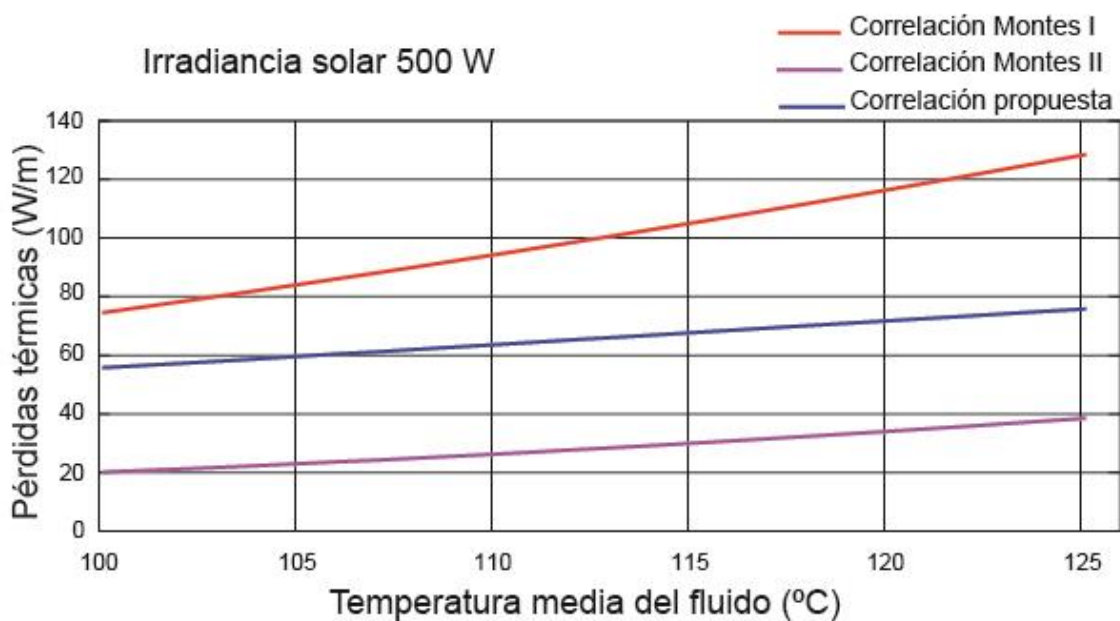


Gráfico 5-7. Comparativa de las correlaciones a 500W. Fuente: Propia

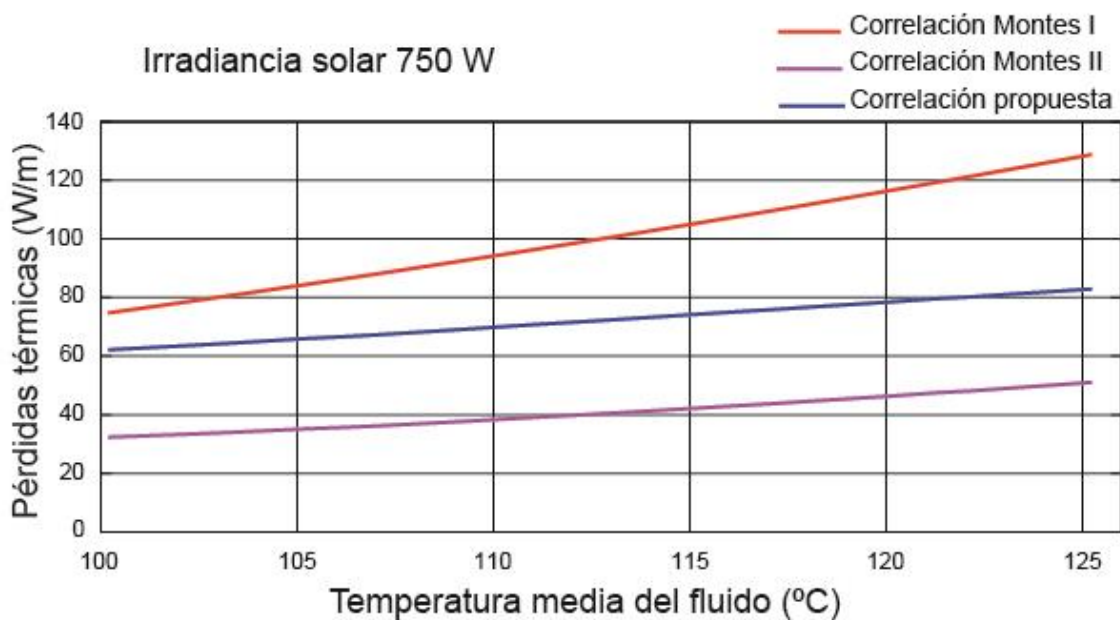


Gráfico 5-8. Comparativa de las correlaciones a 750 W. Fuente: Propia

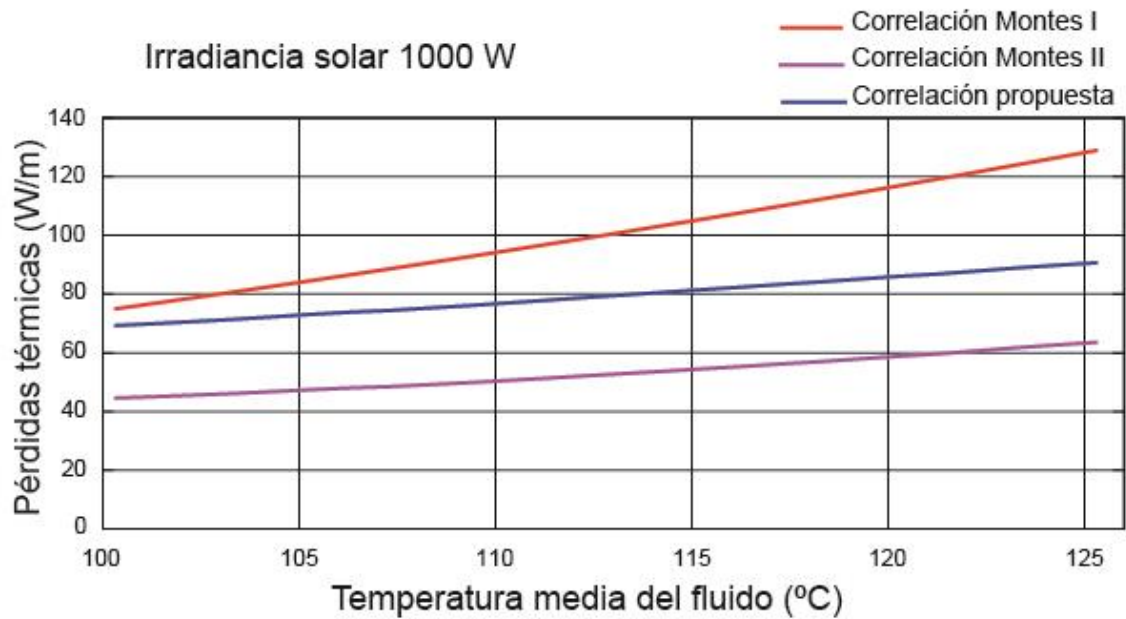


Gráfico 5-9. Comparativa de las correlaciones a 1000 W. Fuente: Propia

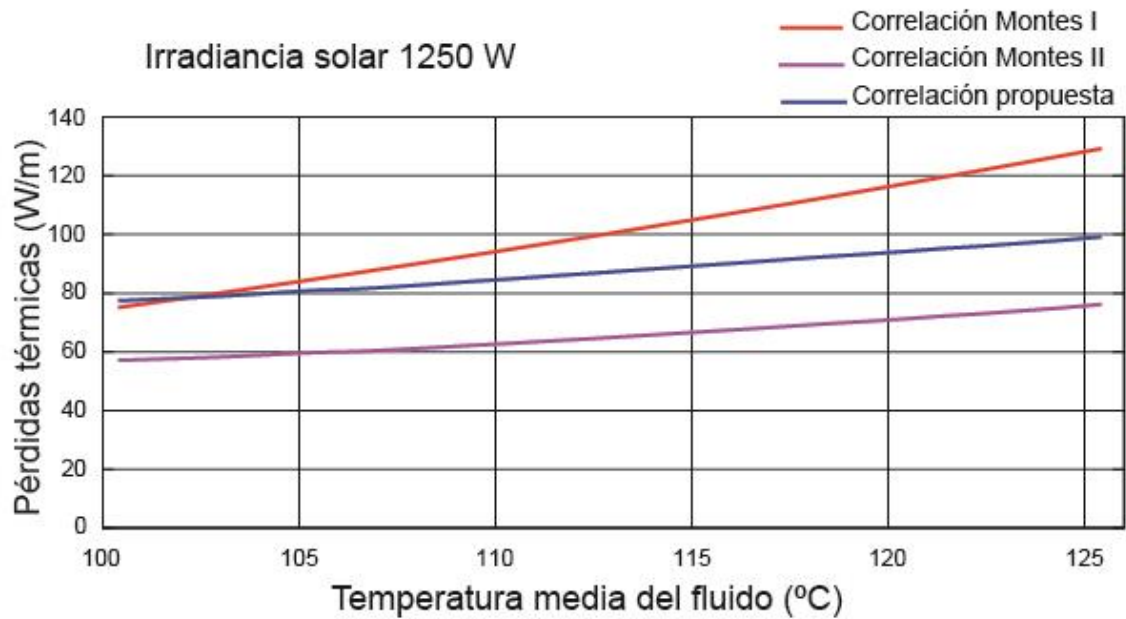


Gráfico 5-10. Comparativa de las correlaciones a 1250 W. Fuente: Propia

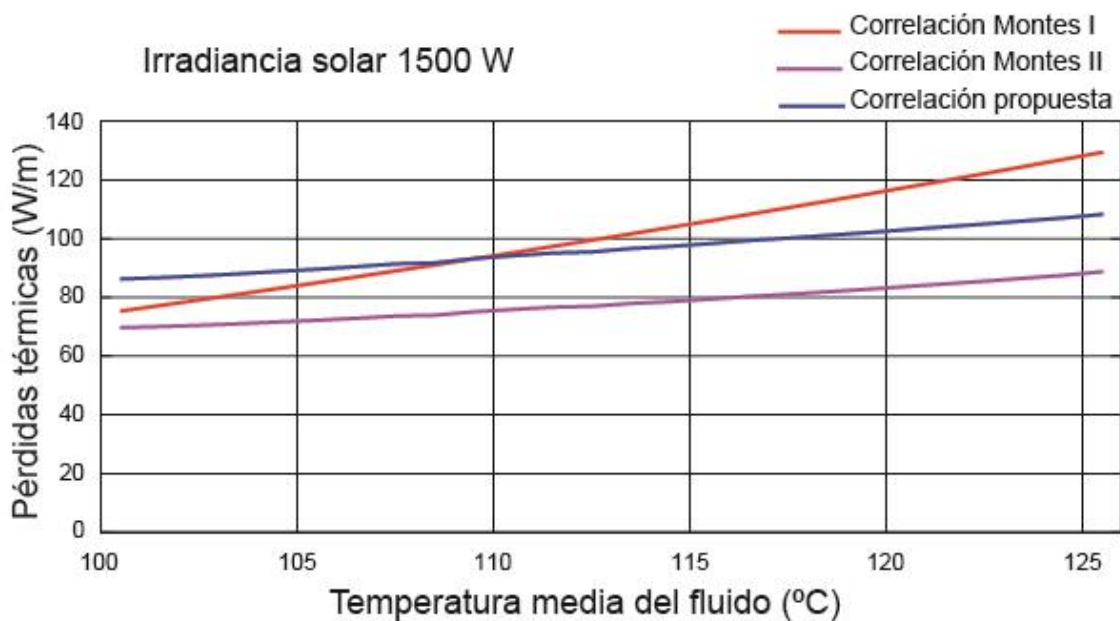


Gráfico 5-11. Comparativa de las correlaciones a 1500 W. Fuente: Propia

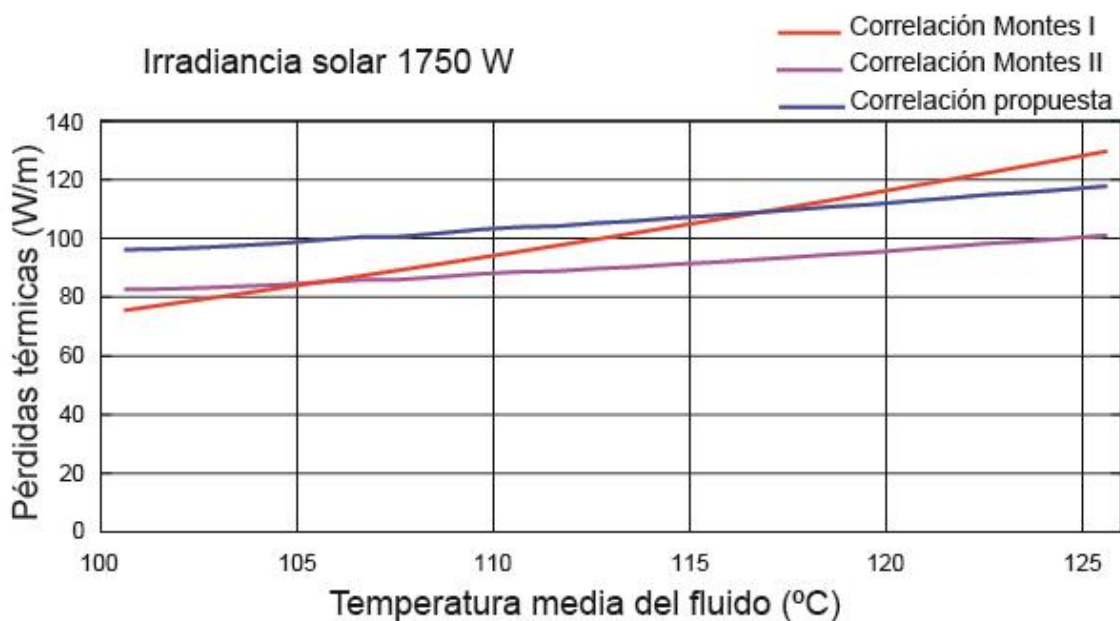


Gráfico 5-12 Comparativa de las correlaciones a 1750 W. Fuente: Propia

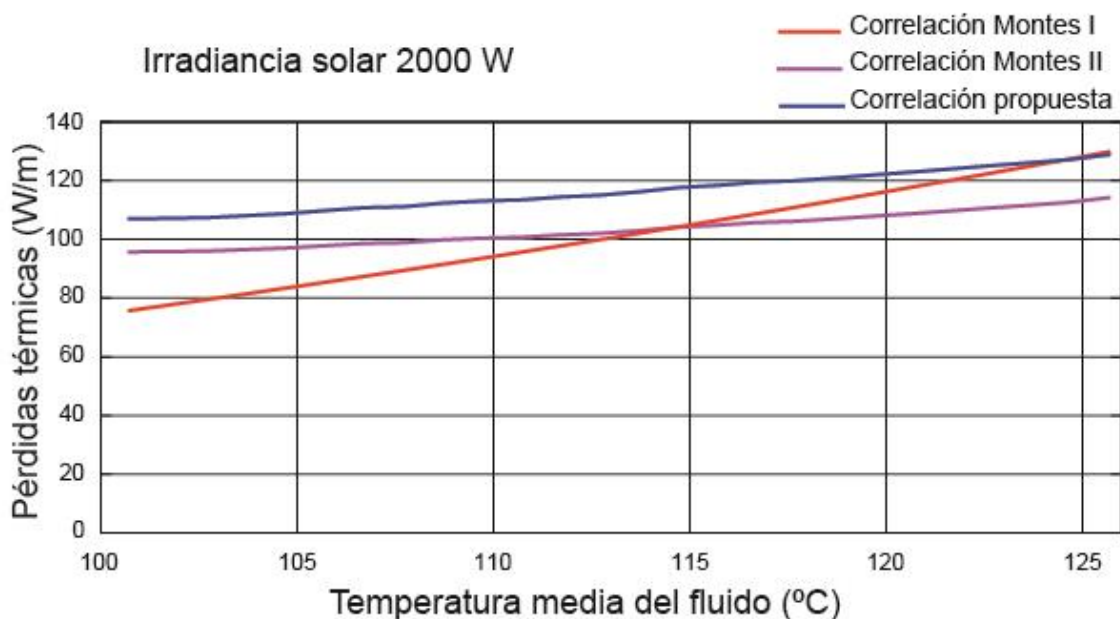


Gráfico 5-13. Comparativa de las correlaciones a 2000 W. Fuente: Propia

El gráfico 5-14 muestra la diferencia entre la correlación propuesta y la correlación de montes II, para varios valores de irradiancia solar. Para valores de irradiancia solar de 2000 W, la diferencia es menor del 10%. Este porcentaje valida la correlación propuesta.

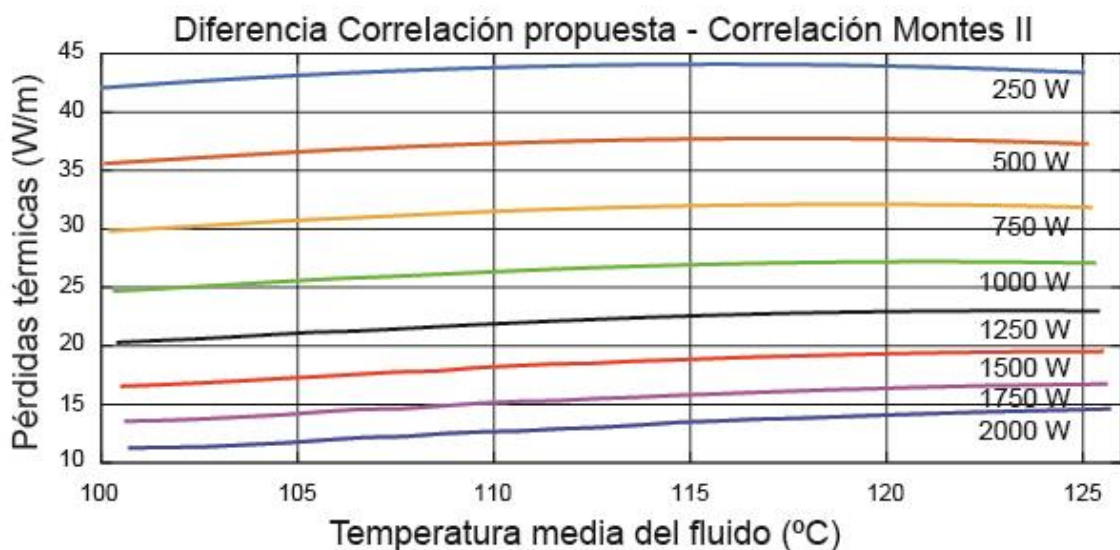


Gráfico 5-14. Comparación entre correlación propuesta y Montes II. Fuente: Propia

## 6. Conclusión

A lo largo de este estudio se ha conseguido determinar la distribución de la temperatura en el sistema reflector secundario de un SSLFR y se ha obtenido una correlación que permite determinar las pérdidas térmicas en el mismo. Para ello se han desarrollado los siguientes apartados:

- Se han analizado las diferentes transmisiones de calor presentes en el sistema reflector secundario.
- Se han identificado las propiedades térmicas de los materiales que componen el sistema reflector secundario.
- Se ha realizado el modelado térmico del sistema reflector secundario utilizando el software SolidWorks Flow Simulation. Para ello, se ha realizado el diseño geométrico, el mallado, y la asignación de materiales.
- Se ha obtenido la distribución de la temperatura en las diferentes partes del sistema reflector secundario. Obtenido unos excelentes resultados.
- Basado en un elevado número de simulaciones y aplicando el método de mínimos cuadrados, e implementado en el software Mathematica, se han obtenido los coeficientes de la correlación propuesta para determinación de las pérdidas térmicas.
- Se ha determinado una correlación para la determinación de las pérdidas térmicas.
- Se ha comprobado la bondad de la correlación propuesta comparándola con dos correlaciones utilizadas por otros autores (Correlación Montes I y Correlación Montes II). Los resultados son satisfactorios para irradiancias solares de 2000 W. El motivo, es que las correlaciones Montes I y Montes II, han sido generadas para elevados valores de irradiancia solar.

## 7. Trabajos futuros

En el presente trabajo, se han tenido en cuenta dos parámetros en la correlación: la temperatura a la entrada del tubo absorbedor y la irradiancia. Sin embargo, hay otros parámetros que influyen notablemente en las prestaciones del sistema receptor secundario. En futuras investigaciones se podrían añadir parámetros como la temperatura exterior o el viento. Concretamente, el viento es el siguiente caso de estudio que se va a desarrollar, y junto a este, la inclinación del concentrado en relación a la dirección del viento.

## 8. Bibliografía

- [1] Eurostat, «Energy statistics,» [En línea]. Available: [https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Energy\\_statistics\\_-\\_an\\_overview#Energy\\_intensity](https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Energy_statistics_-_an_overview#Energy_intensity). [Último acceso: 2 Marzo 2019].
- [2] Eurostat, «Eurostat energy,» [En línea]. Available: <https://ec.europa.eu/energy/en/topics/energy-efficiency/heating-and-cooling>. [Último acceso: 2 Mayo 2019].
- [3] Eurostat, «Eurostat energy efficiency,» [En línea]. Available: <https://ec.europa.eu/energy/en/topics/energy-efficiency/heating-and-cooling>. [Último acceso: 2 Mayo 2019].
- [4] Eurobserv-ER, «Solar Thermal and Concentrated Solar Power Barometer,» [En línea]. Available: <https://www.eurobserv-er.org/solar-thermal-and-concentrated-solar-power-barometer-2018/>. [Último acceso: 1 Mayo 2019].
- [5] A. Bianchini, A. Guzzini, M. Pellegrini y C. Sacconi, «Performance assessment of a solar parabolic dish for domestic use based on experimental measurements,» *Renewable Energy*, n° 133, pp. 382-392, 2019.
- [6] B. Zou, J. Dong, Y. Yao y Y. Jiang, «An experimental investigation on a small-sized parabolic trough solar collector for water heating in cold areas,» *Applied Energy*, n° 163, pp. 396-407, 2016.
- [7] T. Sultana, G. L. Morrison, R. A. Taylor y G. Rosengarten, «Numerical and experimental study of a solar micro concentrating collector,» *Solar Energy*, n° 112, pp. 20-29, 2015.



- [8] G. Mokhtar, B. Boussad y S. Nouredine, «A linear Fresnel reflector as a solar system for heating water: Theoretical and experimental study,» *Case in Studies in Thermal Engineering Case 8*, pp. 176-186, 2016.
- [9] C. Tzivanidis y E. Bellos, «The use of parabolic trough collectors for solar cooling - A case study for Athens climate,» *Case Studies in Thermal Engineering Case 8*, pp. 403-413, 2016.
- [10] P. Bermejo, F. Pino y F. Rosa, «Solar absorption cooling plant in Sevilla,» *Solar Energy*, nº 84, pp. 1503-1512, 2010.
- [11] F. J. Pino, R. Caro, J. Rosa y J. Guerra, «Experimental validation of an optical and thermal model of a linear Fresnel collector system,» *Applied Thermal Engineering*, nº 50, pp. 1463-1471, 2013.
- [12] M. Serag-Eldin, «Thermal design of a roof-mounted CLFR collection system for a desert absorption chiller,» *International Journal of Sustainable Energy*, nº 33, pp. 506-524, 2014.
- [13] M. A. Revelo y S. Salazar, *Diseño y simulación de un colector solar lineal fresnel para la producción de vapor en base a las condiciones climáticas de la ciudad de Quito*, Quito, 2015.
- [14] N. El Gharbia, H. Derbalb, S. Bouaichaouia y N. Said, «A comparative study between parabolic trough collector and linear Fresnel reflector technologies,» *Energy Procedia*, nº 6, pp. 565-572, 2011.
- [15] A. Barbón, N. Barbón, L. Bayón y J. Sánchez-Rodríguez, «Optimization of distribution of small-scale linear Fresnel reflectors on roofs of urban buildings,» *Applied Mathematical Modelling*, nº 59, pp. 233-250, 2018.
- [16] C. López Smeetz y M. A. Barbón, *Estudio óptico de un concentrador solar: Tipo I*, Asturias, 2017.

- [17] C. B. Cueli, *Aplicación de CLF para la potabilización*, Gijón, 2016.
- [18] «Los fatos del mundo,» [En línea]. Available: <https://www.losfarosdelmundo.com/sistema-optico-la-lente-de-fresnel/>. [Último acceso: 21 Enero 2019].
- [19] A. Barbón, N. Barbón, L. Bayón y J. Otero, «Optimization of the length and position of the absorber tube un small-scale Lineal Fresnel Concentrators,» *Renewable Energy*, 2016.
- [20] A. Barbón, N. Barbón, L. Bayón y J. Otero, «Theoretical elements for the design of a small scale Linear Fresnel Reflector: Frontal and lateral views,» *Solar Energy*, pp. 132: 188-202, 2016.
- [21] Shanmugapriya Balaji, K. Reddy y T. Sundararajan, «Optical modelling and performance analysis of a solar LFR receiver system with parabolic and involute secondary reflectors,» *Applied Energy*, pp. 1138-1151, 2016.
- [22] M. J. Montes, R. Abbas, M. Muñoz, J. Muñoz-Antón y J. M. Martínez-Val, «Advances in the linear Fresnel single-tube receivers: Hybrid loops with non-evacuated and evacuated receivers,» *Energy Conversion and Management*, pp. 318-333, 2017.
- [23] NREL. National Renewable Energy Laboratory, «Puerto ErradoII,» [En línea]. Available: <https://solarpaces.nrel.gov/puerto-errado-2-thermosolar-power-plant>. [Último acceso: 4 Abril 2019].
- [24] NREL. National Renewable Energy Laboratory, [En línea]. Available: <https://solarpaces.nrel.gov/puerto-errado-1-thermosolar-power-plant>. [Último acceso: 28 Abril 2019].
- [25] [. N. R. E. Laboratory. [En línea]. Available: <https://solarpaces.nrel.gov/dhursar>. [Último acceso: 2 Mayo 2019].

- [26] C. E. Kenedy y H. Price, «Progress in development of high-temperature solar-selective coating,» *International Solar Energy Conference, Solar Energy ASME*, Vols. %1 de %2Paper No. ISEC2005-76039, pp. 749-755, 2005.
- [27] S. Flores Larsen, M. Altamirano y A. Hernández, «Heat loss of trapezoidal cavity absorber for linear Fresnel reflecting solar concentrator,» *Renewable Energy*, nº 39, pp. 198-206, 2012.
- [28] A. Häberle, C. Zahler, H. Lerchenmüller, M. Mertins, C. Wittwer, F. Trieb y J. Dersch, «The Solarmundo line focussing Fresnel collector. Optical and thermal performance and cost calculations,» de *SolarPaces Conference*, Zürich, 2002.
- [29] M. Mertins, «Technische und wirtschaftliche Analyse von horizontalen Fresnel-Kollektoren,» Ph.D. thesis, University of Karlsruhe, Germany, 2009.
- [30] M. J. Montes, R. Barbero, R. Abbas y A. Rovira, «Performance model and thermal comparison of different alternatives for the Fresnel single-tube receiver,» *Applied Thermal Engineering*, pp. 162-175, 2016.
- [31] R. Bernard, H. Laabs, J. de Lalaing, M. Eck, M. Eickhoff, K. Pottler, G. Morin, A. Heimsath, A. Georg y A. Häberle, «Linear Fresnel collector demonstration on the PSA. Part I - Design; Construction and quality control,» de *SolarPACES, 14. International Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies*, Germany, 2008.
- [32] Gobierno de España, «Plataforma Solar de Almería,» [En línea]. Available: <https://www.psa.es/es/areas/ussc/grupomedia/congress.php>. [Último acceso: 14 Mayo 2019].
- [33] M. J. Montes, R. Abbas, A. Rovira, J. Muñoz-Antón y M. Martínez-Val, «Methodology for thermal characterization of linear Fresnel collectors: Comparative of different configurations and working fluids,» *API Conference Proceedings 1850*, 2017.

- [34] E. Bellos y C. Tzivanidis, «Alternative designs of parabolic through solar collectors,» *Progress in Energy and Combustion Science*, n° 71, pp. 81-117, 2019.
- [35] A. Heimsath, F. Cuevas, A. Hofer, P. Nitz y W. J. Platzer, «Linear Fresnel collector receiver: heat loss and temperatures,» *Energy Procedia* , n° 49, pp. 386-397, 2014.
- [36] Repsol, «Ficha técnica Lubricantes: Multigrado térmico sintético,» 2017. [En línea]. Available: <https://www.repsol.com/imagenes/global/es/>. [Último acceso: 19 Abril 2019].
- [37] C. Tzivanidis, E. Bellos, D. Korres, K. A. Antonopoulos y G. Mitsopoulos, «Thermal and optical efficiency investigation of a parabolic trough collector,» *Case Studies in Thermal Engineering* , n° 6, pp. 226-237, 2015.
- [38] F. Veynandt, *Cogénération héliothermodynamique avec concentrateur linéaire de Fresnel: modélisation de l'ensemble du procédé*, Toulouse: Université de Toulouse, 2011.
- [39] D. E. Prapas, B. Norton, P. E. Melidis y S. D. Probert, «Convective heat transfers within air spaces of compound parabolic concentrating solar-energy collectors,» *Applied Energy*, vol. 28, n° 2, pp. 123-135, 1987.
- [40] T. H. Kuehn y R. J. Goldstein, «An experimental and theoretical study of natural convection in the annulus between horizontal concentric cylinders,» *Journal of Fluid Mechanics* , vol. 74, n° 4, pp. 695-719, 2006.
- [41] G. D. Raithby y K. G. T. Hollands, «A general method of obtaining approximate solutions to laminar and turbulent free convection problems,» *Advances in Heat Transfer* , n° 11, pp. 265-315, 1975.
- [42] F. P. Incropera, D. P. Dewitt, T. L. Bergman y A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, New York : John Wiley & Sons , 2007.

- [43] S. Boetcher, «Chapter 2. Natural convection heat transfer from horizontal cylinders,» de *Natural convection from circular cylinders*, SpringerBriegs in Thermal Engineering and Applied Science, 2014, pp. 3-21.
- [44] F. Yang, D. Itskhokine, S. Benmarraze, M. Benmarraze, A. Hofer, F. Lecat y A. Ferrière, «Acceptance testing produce for Linear Fresnel Reflector solar system in utility-scale solar thermal power plants,» *Energy Procedia* , nº 69, pp. 1479-1487, 2015.
- [45] A. Hofer, D. Büchner, K. Kramer, S. Fahr, A. Heimsath, W. J. Platzer y S. Scholl, «Comparison of two different (quasi-) dynamic testing methods for the performance evaluation of a Linear Fresnel Process Heat Collector,» *Energy Procedia* , nº 69, pp. 84-95, 2015.
- [46] J. Facão y A. C. Oliveira, «Numerical simulation of a trapezoidal cavity receiver for a linear Fresnel solar collector concentrator,» *Renewable Energy* , vol. 36, nº 1, pp. 90-96, 2011.
- [47] S. Dabiri, E. Khodabandeh, A. Khoeini Poorfar, R. Mashayekhi, T. D. y S. A. Abadian Zade, «Parametric investigation of thermal characteritic in trapzoidal cavity receiver for a linear Fresnel solar collector concentrator,» *Energy* , nº 153, pp. 17-26, 2018.
- [48] M. A. Moghimi, K. J. Craig y J. P. Meyer, «A novel computational approach to combine the optical and thermal modelling of Linear Fresnel Collectors using the finite volume method,» *Solar Energy* , nº 116, pp. 407-427, 2015.
- [49] E. Bellos, C. Tzivanidis y D. Tsimpoukis, «Multi-criteria evaluation of parabolic trough collector with internally finned absorbers,» *Applied Energy* , nº 205, pp. 540-561, 2017.
- [50] P. M. Kurowski, «Thermal Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2015 and Flow Simulation 2015,» SDC Publications, 2015.

- [51] Solidworks Corporation, Solidworks Flow Simulation 2018: Technical Reference, Waltham, 2018.
- [52] P. Demissie, M. Teganaw, M. Grebreslasie Gebrehiwot y M. Vanierschot, «On the comparison between computational fluid dynamics (CFD) and lumped capacitance modeling for the simulation of transient heat transfer in solar dryers,» *Solar Energy* , n° 184, pp. 417-425, 2019.
- [53] A. Mwesigye, T. Bello-Ochende y J. Meyer, «Heat transfer and thermodynamic performance of a parabolic trough receiver with centrally placed perforated plate inserts,» *Applied Energy* , n° 136, pp. 989-1003, 2014.
- [54] SOLIDWORKS, «SOLIDWORKS product,» Solidworks Corporation , 2019. [En línea]. Available: <https://www.solidworks.com/es/product/solidworks-flow-simulation>. [Último acceso: 05 Marzo 2019].
- [55] J. H. Lienhard IV y J. H. Lienhard V, A Heat Transfer Textbook, third, Cambridge, Massachusetts: Phlogiston Press, 2003.
- [56] ISOVER , [En línea]. Available: <https://www.isover.es/productos/acustilaine-70>. [Último acceso: 19 Abril 2019].
- [57] N. P. Basal y R. H. Doremus, Handbook of Glass Properties, London: Academic Press, 1986.
- [58] A. Barbón, L. Bayón, N. Barbón, J. A. Otero, C. Bayón-Cueli, L. Rodríguez y F. Salgero, «Concentrador solar lineal Fresnel con triple movimiento». Spain Patente ES 2601222 (B1), 2017.
- [59] Wolfram, «Language,» [En línea]. Available: <https://reference.wolfram.com/language/ref/FindFit.html>. [Último acceso: 14 Mayo 2019].
- [60] R. V. Fernandez, «Estudio del rendimiento óptico de un captador Fresnel».

- [61] Energías Renovables , «Energíasrenovablesinfo,» 29 Noviembre 2014. [En línea].  
Available: <http://www.energiasrenovablesinfo.com/solar/tipos-energia-solar/>.  
[Último acceso: 27 Febrero 2019].
- [62] A. Barbón, N. Barbón, L. Bayón y J. .. Sánchez-Rodríguez, «Parametric study of the small-scale linear Fresnel reflector,» *Renewable Energy* , nº 116, pp. 64-74, 2018.
- [63] J. D. Nixon y P. A. Davies, «Construction and experimental study of an elevation linear Fresnel reflector,» *Journal of Solar Energy Engineering* , nº 138, 2016.
- [64] D. Pulido-Iparraguirre, L. Valenzuela, J. J. Serrano-Aguilera y A. Fernández-García, «Optimized design of a Linear Fresnel reflector for solar process heat applications,» *Renewable Energy* , nº 131, pp. 1089-1106, 2019.
- [65] A. Barbón, C. Bayón-Cueli, L. Bayón y L. Rodríguez, «Investigating the influence of longitudinal tilt applications,» *Renewable Energy* , nº Submitted , 2019.