

Evaluación térmica de un captador cilindroparabólico de pequeña apertura

Leal, Marta^{a,b,*}, Álvarez, José Domingo^{a,b}, Castilla, María del Mar^{a,b}, Torres, José Luis^{a,c}, Pérez, Manuel^{a,d}

^aCIESOL, Centro de Investigaciones en Energía Solar. Centro mixto UAL-CIEMAT, Universidad de Almería- ceiA3- Ctra. Sacramento s/n, La Cañada de San Urbano, Almería 04120, España

^bDpt. de Informática, Universidad de Almería - ceiA3, Ctra. Sacramento s/n, La Cañada de San Urbano, Almería 04120, España, marta.leal@ual.es, jhervas@ual.es, mcastilla@ual.es

^cDpt. de Ingeniería, Universidad de Almería, CIESOL - ceiA3, Ctra. Sacramento s/n, La Cañada de San Urbano, Almería 04120, España, jltmoreno@ual.es

^dDpt. de Química y Física, Universidad de Almería- ceiA3, Ctra. Sacramento s/n, La Cañada de San Urbano, Almería 04120, España, mperez@ual.es

To cite this article: Leal, M., Álvarez, J.D., Castilla, M.M., Torres, J.L., Pérez, M. 2023. Thermal evaluation of a small aperture parabolic trough collector

XLIV Jornadas de Automática, 411-416. <https://doi.org/10.17979/spudc.9788497498609.411>

Resumen

Este trabajo presenta los resultados de la evaluación térmica de un captador cilindroparabólico de pequeño tamaño, compuesto por un espejo reflector y un tubo metálico. Estos captadores tienen un gran potencial en la generación de energía térmica para satisfacer demandas industriales a temperaturas de hasta 250 °C. Para ello se desarrolló un modelo matemático térmico considerando los distintos modos de transferencia de calor que intervienen en el sistema. Se simuló su comportamiento mediante el software MATLAB, variando parámetros como la longitud del captador, el diámetro interno y externo del tubo, y la eficiencia óptica dentro de un rango característico para comprobar con qué conjunto de parámetros se obtiene un mayor gradiente térmico y unas menores pérdidas térmicas. Entre los resultados obtenidos, se muestra que la longitud del captador tiene un efecto directo en el salto térmico, obteniéndose mayores incrementos de temperatura para longitudes mayores. Además, se observa que un diámetro externo mayor y una mayor eficiencia óptica resultan en un menor salto térmico y mayores pérdidas térmicas. Estos hallazgos contribuyen al diseño de captadores cilindroparabólicos más eficientes en la generación de energía térmica.

Palabras clave: Modelado, Modelado de caja gris, Sistemas de energía, Modelado e integración de sistemas de energías renovables, Optimización y análisis de sistemas.

Thermal evaluation of a small aperture parabolic trough collector

Abstract

This paper presents the results of the thermal evaluation of a small-sized parabolic trough collector consisting of a reflecting mirror and a metal tube. These collectors have a great potential for thermal energy generation to satisfy industrial demands at temperatures up to 250 °C. A thermal mathematical model was developed considering the different heat transfer modes involved in the system. Its behaviour was simulated through MATLAB software, varying parameters such as collector length, inner and outer tube diameter, and optical efficiency within a characteristic range to find which set of values obtains a bigger thermal jump and smaller thermal losses. Among the results obtained, it is shown that the collector's length directly affects the thermal jump, obtaining higher temperature increases for longer lengths. In addition, it is observed that a larger external diameter and a higher optical efficiency result in a smaller thermal jump and higher thermal losses. These findings contribute to the design of more efficient parabolic trough collectors for thermal power generation.

Keywords: Modeling, Grey box modelling, Energy systems, Renewable energy system modeling and integration, System analysis and optimization.

* Autor para correspondencia: marta.leal@ual.es

Attribution-NonCommercial-ShareAlike 4.0 International (CC BY-NC-SA 4.0)

1. Introducción

En publicaciones e informes de los últimos años (Lauterbach et al., 2012), (Farjana et al., 2018), (Joshi and Dhoble, 2018), (Kylili et al., 2018) se llega a una conclusión de que el consumo energético necesario para satisfacer las demandas de calor en los procesos industriales brinda un potencial significativo para el desarrollo e implementación de tecnologías solares específicamente diseñadas para este propósito, con especial énfasis en los sistemas de concentración solar y, entre estos sistemas de concentración, los captadores cilindroparábolicos (CCP) de baja apertura.

Estos captadores de tamaño reducido presentan un potencial prometedor en la generación de energía térmica para cubrir las necesidades industriales en temperaturas de hasta 250 °C. Estas aplicaciones abarcan la producción de calor destinada a los procesos industriales, sistemas de refrigeración y enfriamiento mediante calor, como las enfriadoras de absorción de doble efecto, así como la necesidad de calor a temperaturas más bajas, con un consumo considerable, como el suministro de agua caliente (Fernández-García et al., 2011).

La evaluación de las pérdidas térmicas desempeña un papel crucial en la obtención del rendimiento térmico de un captador solar. Junto con el cálculo de las pérdidas ópticas y geométricas, permite estimar la cantidad de energía térmica que puede ser suministrada por el captador en un momento dado. Estas pérdidas son responsables de disminuir la potencia térmica efectiva del captador en comparación con las condiciones ideales. Por lo tanto, al diseñar un captador solar, resulta esencial realizar un análisis detallado de estas pérdidas para asegurar un rendimiento óptimo.

El propósito de este trabajo es introducir un modelo térmico estático para el receptor del captador. A partir de este modelo se hará una evaluación térmica del captador para ver que conjunto de valores optimiza su rendimiento térmico desde el punto de vista del gradiente térmico conseguido y desde el punto de vista de las pérdidas térmicas. Se han llevado a cabo estudios sobre modelos energéticos para captadores cilindroparábolicos, y algunos de los más destacados incluyen los trabajos de (Forristall, 2003), (Gong et al., 2010) y (Kalogirou, 2012). (Forristall, 2003) construyó y analizó un modelo de transferencia de calor en una y dos dimensiones para un receptor CCP utilizando *Engineering Equation Solver* (EES). En otro estudio, (Gong et al., 2010) presentaron un modelo optimizado y realizaron pruebas en el primer receptor cilindroparábolicos de alta temperatura desarrollado en China. En (Kalogirou, 2012) se presenta un modelo escrito en EES y se valida con el rendimiento conocido de captadores existentes y, posteriormente, se utiliza para realizar un análisis de un prototipo que se va a instalar en la Universidad Tecnológica de Chipre.

El presente trabajo se estructura en las siguientes secciones: en primer lugar en la sección 2, se realiza una descripción breve de las características del captador que se pretende someter a evaluación térmica, abordando sus especificaciones y atributos relevantes. A continuación, en la sección 3, se exponen las ecuaciones que conforman el modelo térmico del captador, permitiendo así un análisis profundo de su comportamiento en términos de transferencia de calor. Seguidamente, se lleva a cabo un análisis de las pérdidas térmicas en la sección 4, evaluando su variación en función de diversos parámetros clave.

Por último, en la sección 5 se presentan las conclusiones obtenidas, además de identificar posibles direcciones para futuras investigaciones.

2. Captador cilindroparábolicos

El captador cilindroparábolicos del que se va a obtener un modelo térmico es de baja apertura, lo que indica que su ancho de apertura no se va a considerar mayor de 3 m. Está constituido por un espejo reflector de aluminio de primera superficie y un tubo absorbente metálico con un recubrimiento selectivo absorbente. Al tratarse de un captador de pequeña apertura destinado para operaciones de hasta 250 °C, se puede considerar el uso de dos fluidos de trabajo, el agua a presión y el aceite térmico apto para estas temperaturas. Un aceite térmico adecuado para el captador puede ser el aceite Therminol 55 cuyo rango de temperaturas es de 28 °C a 315 °C.

Para evaluar el modelo térmico que describe este captador es necesario conocer una serie de parámetros geométricos, que van a variar en un rango a fin de comprobar la dependencia de estos con el comportamiento térmico. Los principales parámetros geométricos que se van a variar son el ancho de apertura, w , que debido a las dimensiones del captador, se considera que este ancho puede variar en un rango de 0.8 a 3 m.

Otro parámetro que va a intervenir en el comportamiento térmico del captador es el diámetro externo del tubo, D_o . El valor de este diámetro está relacionado con la razón de concentración geométrica, C_{geo} , que es la relación existente entre la superficie de apertura del captador y la superficie total del tubo absorbente metálico, y con el ancho de apertura (1).

$$C_{geo} = w/(\pi D_o) \quad (1)$$

Los valores usuales de C_{geo} para un CCP están en el rango de 15-30. Evaluando todos los posibles valores de w y de la C_{geo} se puede obtener el posible rango de variación del diámetro externo del tubo absorbente, que no va a poder ser menor de 8.5 mm ni mayor de 63.7 mm. Por lo tanto, se evaluarán diámetros comerciales sin sobrepasar este rango. También va a intervenir en el modelo térmico el diámetro interno, D_i , que se fijará en función de la relación D_o/D_i típica.

Con todo esto, quedan definidas las principales relaciones geométricas del captador que van a intervenir en el modelado y simulaciones del comportamiento térmico y se muestran en la figura 1.

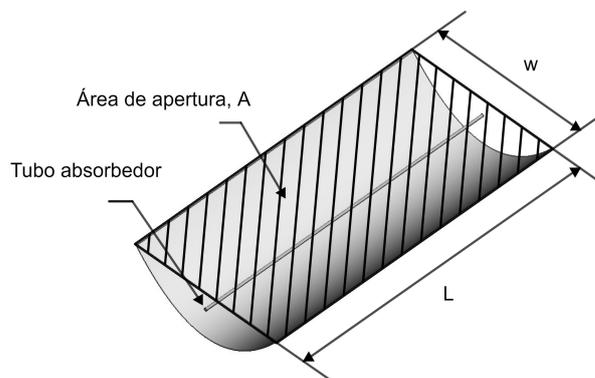


Figura 1: Parámetros geométricos CCP.

3. Modelo

El estudio de la transferencia de calor en este tipo de captadores está enfocado principalmente en la predicción del rendimiento térmico. Para lograrlo, es necesario llevar a cabo el cálculo de los diferentes términos relacionados con las ecuaciones de balance, que serán expuestas en las próximas secciones. La figura 2(a) muestra el balance energético unidimensional en estado estacionario para una sección transversal del tubo receptor y la figura 2(b) muestra el esquema de resistencia térmica.

El sentido de los flujos de calor, que es igual al de las flechas dibujadas en la figura 2(a), viene determinado en última instancia por la diferencia de temperaturas de dicho flujo de calor. En este supuesto, donde la radiación solar calienta el metal que, a su vez, calienta al fluido caloportador que circula por el captador, este sentido es de fuera-dentro pero, si se tiene un captador con un fluido caliente que evolucione libremente sin concentración solar en la tubería la diferencia de temperaturas tendría sentido dentro-fuera.

3.1. Flujo por convección entre el tubo metálico y el fluido de trabajo

El calor que se transfiere por convección que parte de la superficie interna del absorbedor metálico hasta el fluido de transferencia, medida en W/m de longitud, es la siguiente (2):

$$q_{convint} = h_i D_i \pi (T_{\omega_{int}} - T_{op}) \quad (2)$$

donde:

- h_i : Coeficiente de convección interno, W/(m²°C)
- $T_{\omega_{int}}$: Temperatura interna de la tubería, °C
- T_{op} : Temperatura de operación del fluido de trabajo, °C

Para el cálculo del coeficiente h_i , hay que conocer las propiedades del fluido de trabajo utilizado en función de T_{op} , que en este caso es el aceite térmico Therminol 55 (tabla 1):

Tabla 1: Propiedades y ecuaciones en función de T_{op} del aceite Therminol 55.

Propiedad	Ecuación
Conductividad (W/(m ² °C))	$-1.17 \cdot 10^{-4} \cdot T_{op} + 0.131$
Densidad (kg/m ³)	$883 - 0.624 \cdot T_{op} - 2.64 \cdot 10^{-4} \cdot T_{op}^2$
Viscosidad (kg/(ms))	$17.3 \cdot T_{op}^{-1.9}$
Calor específico (J/(kg°°C))	$3.53 \cdot T_{op} + 1838$

3.2. Flujo por conducción a lo largo de la pared del tubo metálico

El calor que se transfiere por conducción a lo largo de la superficie interna y externa del tubo receptor metálico se puede obtener mediante (3):

$$q_{cond} = 2\pi k_{\omega} (T_{\omega_{int}} - T_{\omega_{ext}}) / (\ln(D_o/D_i)) \quad (3)$$

donde:

- k_{ω} : Conductividad térmica del tubo absorbedor analizada para la temperatura media de la tubería, calculada como $(T_{\omega_{int}} + T_{\omega_{ext}})/2$, W/(m²°C)
- $T_{\omega_{ext}}$: Temperatura externa de la tubería, °C

La conductividad térmica del acero inoxidable se calcula mediante la ecuación (4):

$$k_{\omega} = 0.0130 \cdot \frac{T_{\omega_{int}} + T_{\omega_{ext}}}{2} + 14.9732 \quad (4)$$

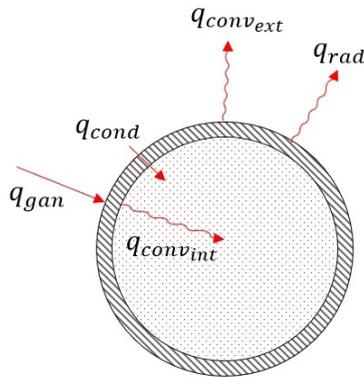
3.3. Flujo por convección entre el tubo metálico y el ambiente

El calor que se transfiere por convección entre el exterior del tubo absorbedor y el aire ambiente se calcula de la siguiente manera (5):

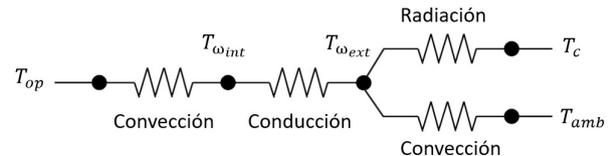
$$q_{convext} = h_o D_o \pi (T_{\omega_{ext}} - T_{amb}) \quad (5)$$

donde:

- h_o : Coeficiente de convección externa, W/(m²°C)
- T_{amb} : Temperatura ambiente, °C



(a) Balance energético.



(b) Modelo de resistencia térmica.

Figura 2: Balance energético unidimensional en estado estacionario y modelo de resistencia térmica para una sección transversal de un receptor.

El coeficiente h_i se determina a partir de las propiedades del aire en función de T_{air} , que es la temperatura media entre $T_{\omega_{ext}}$ y T_{amb} . Estas propiedades se muestran en la tabla 2:

Tabla 2: Propiedades del aire y ecuaciones en función de T_{air} .

Propiedad	Ecuación
Conductividad (W/(m ² °C))	$0.0236 + 7.54 \cdot 10^{-5} \cdot T_{air} - 2.3 \cdot 10^{-8} \cdot T_{air}^2$
Densidad (kg/m ³)	$1.27 - 3.64 \cdot 10^{-3} \cdot T_{air} + 4.81 \cdot 10^{-6} \cdot T_{air}^2$
Viscosidad (kg/(ms))	$1.73 \cdot 10^{-5} + 4.67 \cdot 10^{-8} \cdot T_{air} - 2.22 \cdot 10^{-11} \cdot T_{air}^2$

3.4. Flujo por radiación entre el tubo absorbedor y el cielo

El calor que se transfiere por radiación entre el exterior del tubo absorbedor y el cielo se calcula como (6):

$$q_{rad} = \sigma D_o \pi e (T_{\omega_{ext}}^4 - T_c^4) \quad (6)$$

donde:

- σ : Constante de Stefan-Boltzmann, cuyo valor es $5.67 \cdot 10^{-8}$, W/(m²K⁴)
- e : Emisividad de la superficie del tubo absorbedor
- T_c : Temperatura del cielo, que se calcula como $T_c = 0.0553 \cdot T_{amb}^{1.5}$, °C

La emisividad de la superficie del tubo absorbedor, que se considera como negro, se puede calcular mediante la siguiente ecuación (7):

$$e = -0.0489 + 5.3333 \cdot 10^{-4} \cdot T_{\omega_{ext}} - 1.0143 \cdot 10^{-20} \cdot T_{\omega_{ext}}^2 \quad (7)$$

3.5. Absorción de la irradiación solar en el tubo

Debido a que la energía solar que se absorbe en el tubo lo hace muy cerca de la superficie, esta es tratada como un flujo de calor y la expresión de esta absorción solar es la siguiente (8):

$$q_{gan} = I \eta_{opt} W \quad (8)$$

donde:

- I : Radiación solar, W/m²
- η_{opt} : Eficiencia óptica del captador

3.6. Balance de energía completo

Se determinan las ecuaciones de balance energético conservando la energía en cada superficie de la sección transversal del tubo absorbedor (9)-(11):

$$q_{conv_{int}} = q_{cond} \quad (9)$$

$$q_{cond} = q_{rad} + q_{conv_{ext}} \quad (10)$$

$$q_{gan} = q_{conv_{ext}} + q_{rad} + q_{cond} \quad (11)$$

La ecuación (10) constituye una restricción adicional que no necesariamente debe cumplirse en este tipo de sistemas y que se ha agregado de manera adicional con el fin de establecer un sistema de tres ecuaciones no lineales con tres incógnitas.

3.7. Modelo completo en el tubo absorbedor

Para evaluar el salto térmico que ocurre en el tubo absorbedor del captador solar, se llevará a cabo el desarrollo de un modelo completo de dicho componente. Se toma de referencia el modelo dinámico semi-físico o “*de caja gris*” presentado en (Álvarez et al., 2007). Este tipo de modelos representa un enfoque híbrido que combina características de los modelos físicos, también denominados “*de caja blanca*”, y los modelos empíricos, conocidos también como “*de caja negra*”. Estos modelos utilizan un conocimiento previo del sistema y cuentan con parámetros ajustables que permiten una interpretación física de los resultados obtenidos. El modelo está constituido por las expresiones (12)-(14):

$$\rho_{\omega} C_{\omega} A_o \frac{\partial T_{\omega_{ext}}}{\partial t} = q_{gan} - q_{conv_{ext}} - q_{rad} - q_{cond} \quad (12)$$

$$\rho_{\omega} C_{\omega} A_i \frac{\partial T_{\omega_{int}}}{\partial t} = q_{cond} - q_{conv_{int}} \quad (13)$$

$$A_i \rho C \frac{\partial T}{\partial t} + \dot{q} \rho C \frac{\Delta T}{L} = q_{conv_{int}} \quad (14)$$

donde:

- ρ_{ω} : Densidad del tubo, kg/m³
- C_{ω} : Capacidad calorífica específica del tubo, J/(kg° C)
- A_o : Área externa del tubo, m²
- A_i : Área interna del tubo, m²
- \dot{q} : Flujo volumétrico, m³/s
- ρ : Densidad del fluido, kg/m³
- C : Capacidad calorífica específica del fluido, J/(kg° C)
- ΔT : Gradiente térmico, se calcula como $\Delta T = T_{out} - T_{in}$
- L : Longitud del tubo, m

Si se supone un estado estacionario, donde las derivadas con respecto al tiempo son cero, y se realiza una simplificación del modelo, se obtiene (15), que es el modelo implementado:

$$\dot{q} \rho C \frac{\Delta T}{L} = I \eta_{opt} W - q_{conv_{ext}} - q_{rad} \quad (15)$$

4. Análisis de parámetros

Una vez que se ha establecido el modelo térmico del captador, es posible llevar a cabo una evaluación térmica en el tubo absorbedor teniendo en cuenta la variación de ciertos parámetros geométricos seleccionados. Estos parámetros incluyen la longitud del captador, el diámetro externo, el diámetro interno y la eficiencia óptica. Se ha optado por variar estos parámetros dentro de un rango aceptable, considerando los valores típicos utilizados para este tipo de captadores, como se muestra en la tabla 3.

Tabla 3: Variación de parámetros y tamaño de paso

Parámetros	Valor mínimo	Valor máximo	Tamaño de paso
L (m)	3	8	1
D_o (m)	0.3	0.4	0.01
D_i (m)	$D_o-0.01$	$D_o-0.005$	0.01
η_{opt}	0.65	0.77	0.01

En el software MATLAB se ha implementado un sistema de tres ecuaciones, definido por las ecuaciones (9), (10) y (11), con tres incógnitas (T_{op} , $T_{\omega_{int}}$, y $T_{\omega_{ext}}$) que representa el balance de energía del captador. Utilizando el optimizador *fsolve* se resuelve el sistema de ecuaciones para obtener los valores de las incógnitas. Luego, estos valores se sustituyen en el modelo representado por la expresión (15), lo que permite calcular el valor de T_{out} y por lo tanto el del gradiente térmico, ΔT , obtenido en el captador para cada conjunto de parámetros geométricos considerados en cada caso.

Se ha establecido la temperatura de entrada T_{in} en 100 °C, la temperatura ambiente T_{amb} en 25 °C y la radiación solar incidente I en 1000 W/m².

4.1. Variación incremento de temperatura

Se va a evaluarla evolución del incremento de temperatura en relación con el rango completo de parámetros establecidos en la tabla 3. Los resultados obtenidos, en función de la longitud, se muestran en el gráfico de dispersión de la figura 3.

La longitud del captador influye en el salto térmico (ΔT). A medida que aumenta la longitud del tubo, el salto térmico también aumenta debido a que el tiempo para que el fluido intercambie calor con la superficie del captador es mayor, lo que resulta en una mayor transferencia de calor desde la radiación solar hacia el fluido.

Cuando se mantiene constante el diámetro externo de un tubo, aumentar el diámetro interno disminuye el gradiente de temperatura. Esto se debe a que un diámetro mayor implica más volumen de fluido que necesita ser calentado. Aunque la velocidad del flujo se mantenga constante, el mayor flujo volumétrico conduce a un menor salto térmico, es decir, una diferencia de temperatura más reducida. Un aumento en el diámetro externo también reduce el salto térmico por la misma razón.

El aumento del diámetro externo del tubo se relaciona con un aumento en la eficiencia óptica. Un diámetro externo mayor proporciona una mayor área de superficie expuesta a la radiación solar, lo que aumenta la cantidad de energía absorbida.

4.2. Variación de las pérdidas térmicas

Por último, se va a evaluar la evolución de las pérdidas térmicas del captador, que se calculan según (16), en relación con el rango completo de parámetros establecidos en la tabla 3. Los resultados obtenidos se muestran en la figura 4.

$$q_{loss} = q_{conv_{ext}} + q_{rad} \quad (16)$$

Las observaciones realizadas muestran que las pérdidas térmicas en el tubo absorbedor del captador son mayores cuando la eficiencia óptica es mayor y también para diámetros del tubo mayores, incluso en casos donde se presentan saltos térmicos menores. Estas observaciones pueden explicarse debido a varios factores, como que una mayor eficiencia óptica significa que el captador es más efectivo para absorber la radiación solar incidente. Esto implica que se absorbe una mayor cantidad de energía solar, lo que puede resultar en un aumento de las pérdidas térmicas debido a la mayor cantidad de calor transferido al fluido de trabajo. Además, como se ha comentado, para diámetros del tubo mayores se permite una mayor transferencia de calor desde el tubo absorbedor al fluido, lo que a su vez puede incrementar las pérdidas térmicas.

En relación a la longitud del tubo absorbedor, no se observa una dependencia clara con las pérdidas térmicas. Los rangos de variación de las pérdidas térmicas no parecen estar influenciados por la longitud del tubo. Esto puede deberse a que la longitud del tubo absorbedor no tiene un impacto directo en la cantidad de radiación solar absorbida ni en la transferencia de calor al fluido de trabajo. Sin embargo, es importante destacar que esta observación específica se basa en los resultados y rangos de variación utilizados en este trabajo, y puede haber otras condiciones o diseños donde la longitud del tubo absorbedor pueda tener una influencia en las pérdidas térmicas.

5. Conclusiones

El objetivo principal de este estudio, que era desarrollar un modelo matemático de transferencia de calor para analizar el comportamiento térmico de un captador cilindroparabólico con una pequeña apertura, compuesto por un espejo reflector y un tubo absorbedor metálico, ha sido alcanzado satisfactoriamente. Los resultados obtenidos mostraron una notable coincidencia con las expectativas teóricas, lo que nos permite concluir que este modelo es apropiado para evaluar el rendimiento térmico de este tipo de captadores.

Además de proporcionar resultados en diferentes condiciones de operación, este trabajo permite determinar sobre qué parámetros de diseño es posible actuar para conseguir una mejor eficiencia y comportamiento térmico del captador. Se puede concluir que la longitud del captador tiene un efecto directo en el salto térmico, mientras que el diámetro externo del tubo absorbedor y la eficiencia óptica tienen una relación inversa con el salto térmico y las pérdidas térmicas. A medida que la longitud del tubo aumenta, se produce un mayor salto térmico debido a una mayor transferencia de calor entre el fluido y la superficie del captador. Por otro lado, un diámetro externo mayor y una eficiencia óptica más alta conducen a una disminución en el salto térmico y mayores pérdidas térmicas debido a una mayor transferencia de calor al fluido. La longitud del tubo absorbedor no afecta de manera importante a las pérdidas térmicas en

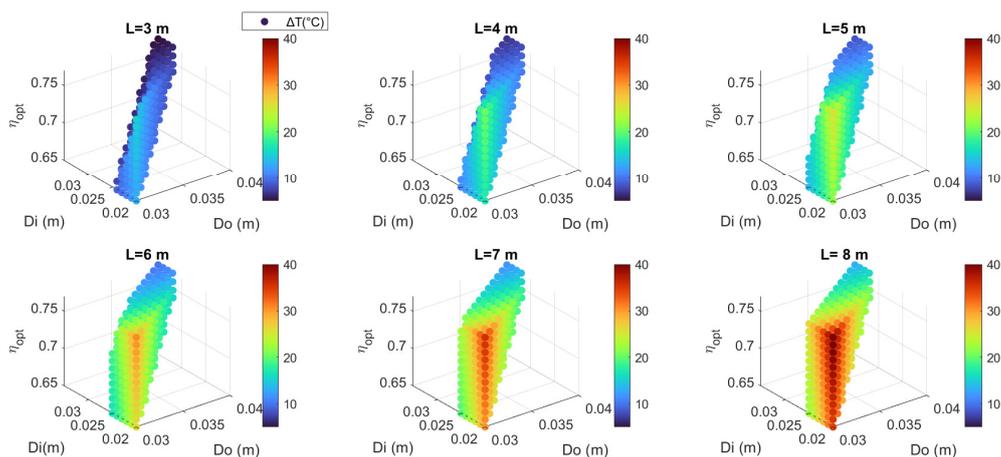
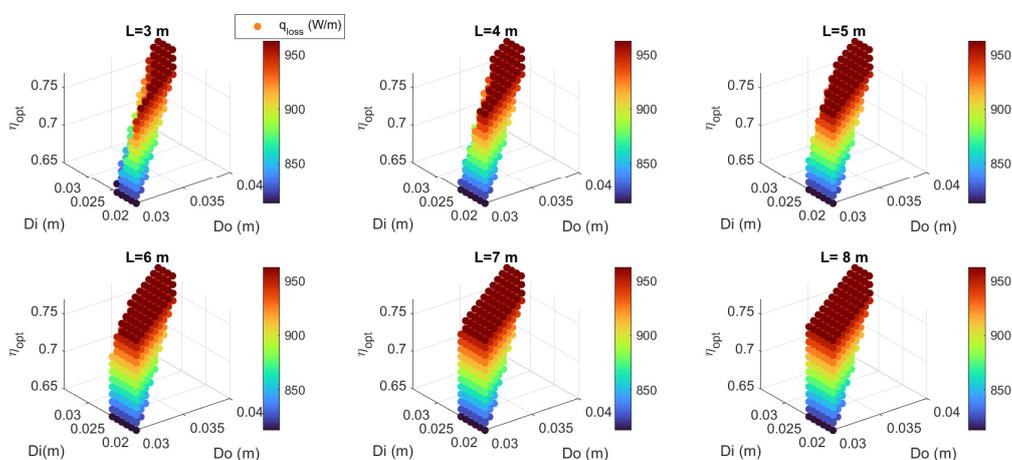

 Figura 3: Variación de ΔT en función de los distintos parámetros.


Figura 4: Variación de las Pérdidas térmicas en función de los distintos parámetros.

este estudio, pero se deben tener en cuenta otras condiciones y diseños en investigaciones futuras.

En trabajos futuros, se quiere añadir una cubierta de vidrio en el plano de apertura del captador, con el fin de reducir las pérdidas térmicas y preservar la superficie reflectante de los agentes externos. Para obtener un modelo térmico en este caso, habría que añadir las ecuaciones de transferencia necesarias para la consideración de esta cubierta en el modelo.

Agradecimientos

Este trabajo se ha desarrollado dentro del proyecto MULTISOL (Ref. UAL2020-TEP-A2003) financiado por el Programa Operativo FEDER Andalucía 2014-2020 y el proyecto PID2021-126889OB-I00 perteneciente a la convocatoria de Proyectos de Generación de Conocimiento 2021 cofinanciada por el Ministerio de Ciencia e Innovación y fondos EIE.

Referencias

Álvarez, J., Yebra, L., Berenguel, M., 2007. Repetitive control of tubular heat exchangers. *Journal of Process Control* 17, 689–701.
 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jprocont.2007.02.003>
 Farjana, S., Huda, N., Mahmud, M. P., Saidur, R., 2018. Solar process heat in industrial systems – A global review. *Renewable and Sustainable Energy*

Reviews 82, 2270–2286.

DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.08.065>

Fernández-García, A., Zarza, E., Valenzuela, L., Pérez García, M., Valcarcel, E., Rojas, E., Leon, J., 2011. Development of a small-sized parabolic-trough collector. final capsol project results. 30th ISES Biennial Solar World Congress 2011, 2525–2535.

DOI: [10.18086/swc.2011.19.13](https://doi.org/10.18086/swc.2011.19.13)

Forristall, R., 2003. Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in engineering equation solver. National Renewable Energy Laboratory.

DOI: [10.2172/15004820](https://doi.org/10.2172/15004820)

Gong, G., Huang, X., Wang, J., Hao, M., 2010. An optimized model and test of the China's first high temperature parabolic trough solar receiver. *Solar Energy* 84, 2230–2245.

DOI: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2010.08.003>

Joshi, S. S., Dhoble, A. S., 2018. Photovoltaic-thermal systems (pvt): Technology review and future trends. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 92, 848–882.

DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.04.067>

Kalogirou, S. A., 2012. A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver. *Energy* 48, 298–306.

DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.06.023>

Kylili, A., Fokaides, P. A., Ioannides, A., Kalogirou, S., 2018. Environmental assessment of solar thermal systems for the industrial sector. *Journal of Cleaner Production* 176, 99–109.

DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2017.12.150>

Lauterbach, C., Schmitt, B., Jordan, U., Vajen, K., 2012. The potential of solar heat for industrial processes in Germany. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16, 5121–5130.

DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.04.032>