

ESTUDIO DE LAS PERDIDAS TERMICAS EN UN ABSORBEDOR LINEAL PARA UN CONCENTRADOR LINEAL TIPO FRESNEL

M. Altamirano, M. Vynnycky, L. Saravia.

Instituto Nacional de Tecnología Industrial. Centro INTI-Salta. Avda. R. Durañona 822, CP 4400, Salta, Argentina
INENCO, Instituto de Investigaciones en Energías No Convencionales, Universidad Nacional de Salta, CONICET, Avda.,
Bolivia 5150, CP 4400, Salta Capital, Argentina

Mathematics Applications Consortium for Science and Industry (MACSI), Department of Mathematics and Statistics,
University of Limerick, Limerick, Ireland
e-mail maltamir@inti.gob.ar

Recibido: 07/08/12; Aceptado: 31/09/12

RESUMEN: En este trabajo se estudia en detalle las pérdidas térmicas en un absorbedor lineal para un CLF. El objetivo de dicho estudio es poder definir parámetros característicos, como ser la profundidad de la cámara trapezoidal o el espesor de la aislación lateral y superior, y así mejorar rendimientos y disminuir costos innecesarios. De los resultados obtenidos se observó una buena concordancia con los valores de temperatura medidos experimentalmente tanto para la cubierta como para el aire interior, prediciendo celdas convectivas en la parte inferior de la cámara trapezoidal. Este estudio permitió optimizar el absorbedor y realizar mejoras en el modelo que ya se encuentra en construcción en la localidad de San Carlos, Salta.

Palabras claves: Fresnel, absorbedor, solar

INTRODUCCIÓN

Un sistema de concentración solar tipo Fresnel (CLF) es una de las maneras más económicas y sencillas de concentrar la radiación solar para calentar grandes cantidades de un fluido caloportador, que puede ser agua directamente, y así usar este fluido para turbinarlo y obtener energía eléctrica, o bien para aprovechar el vapor para procesos industriales.

El sistema consiste en líneas de espejos ubicadas en paralelo. Estos espejos rotan sobre su eje mayor reflejando la radiación directa incidente sobre un absorbedor que se encuentra a algunos metros por encima de los espejos. Como se puede apreciar en la figura 1, dicho absorbedor contiene, ya sea uno o varios tubos. Por esos tubos circula un fluido que al recibir la radiación se calienta. Este fluido es bombeado desde un extremo del absorbedor, y se extrae por el otro. Dependiendo del uso que se le quiera dar al sistema, este fluido puede ser recirculado, para obtener mayores temperaturas. Altamirano et al (2010)

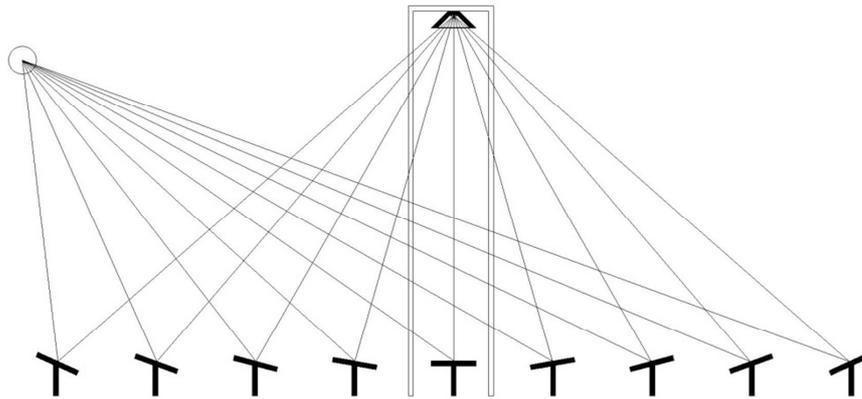


Figura 1: esquema de un concentrador lineal tipo Fresnel

Existen dos conceptos básicos a la hora de construir un absorbedor para un CLF. El primero es utilizando un espejo reflector secundario tipo CPC (concentrador parabólico compuesto) que redirecciona los rayos incidentes sobre uno o dos tubos absorbedores (Saravia, et al, 2008). El segundo es ubicando una cantidad mayor de tubos en paralelo que absorban la radiación de manera directa evitando así las pérdidas producidas por reflexiones secundarias (Gea et al, 2010). Otra gran importancia de este sistema es que al no tener reflexión secundaria toda la radiación es absorbida por la parte inferior del tubo lo cual evita la formación de puntos calientes, los cuales se pueden producir por sobrecalentamientos en zonas donde ya se vaporizó el agua o produjo las expansiones súbitas.

El sistema de concentración lineal tipo Fresnel sigue cobrando importancia con cada vez más plantas instaladas en Europa y comercializando su energía. En Argentina se encuentra un grupo de trabajo que viene estudiando el tema hace más de 6 años

y sigue avanzando en sus investigaciones, para lograr en breve, tener una planta comercial de generación de energía eléctrica de potencia totalmente abastecida con energía solar, y construida con tecnologías, materiales y mano de obra local. Además se encuentra en construcción en el salar del Hombre Muerto una planta piloto con tecnología CLF para generación de vapor para usos industriales.

En este trabajo se estudia en detalle las pérdidas térmicas en un absorbedor lineal para un CLF. El objetivo de dicho estudio es poder definir parámetros característicos, como ser la profundidad de la cámara trapezoidal o el espesor de la aislación lateral y superior, y así mejorar rendimientos y disminuir costos innecesarios.

DESCRIPCIÓN DEL ABSORBEDOR

El equipo simulado está formado por una cavidad trapezoidal estanca aislada en la parte superior por lana de vidrio y en la parte inferior por un vidrio por donde ingresa la radiación. Dicha radiación es absorbida por 5 tubos por los cuales circula el fluido caloportador. Para esta simulación, por simplicidad, los tubos absorbedores se simularon mediante un rectángulo, como se muestra en la figura 2. La radiación reflejada por los espejos es absorbida por los tubos, aumentando su temperatura. Parte del calor será transferido al fluido caloportador y parte se perderá a través de la cubierta superior y la ventana inferior. Los procesos de transferencia de calor por los cuales se transmiten dichas pérdidas son complejos y su entendimiento nos permitirá realizar modificaciones, mejorando el rendimiento del absorbedor.

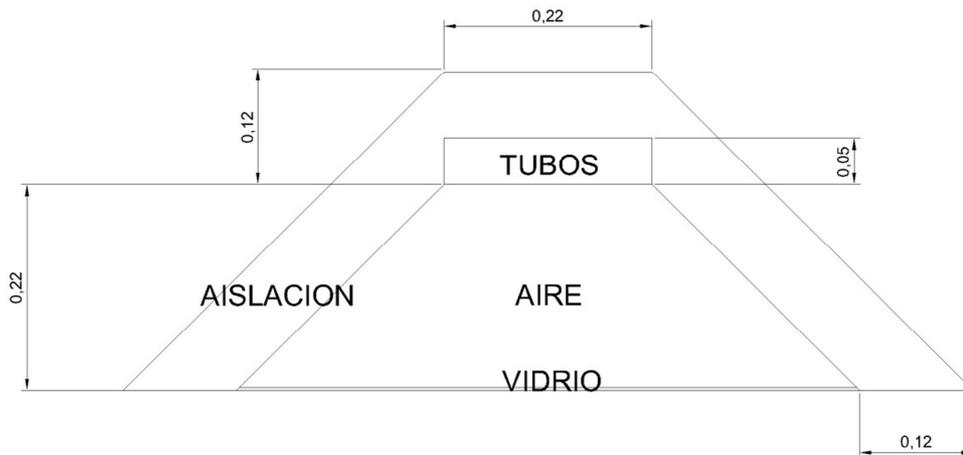


Figura 2: Modelo de absorbedor usado para la simulación mediante CFD

Para esta simulación se utilizó el programa COMSOL Multiphysics® en el cual se puede estudiar en detalle el problema, utilizando herramientas de análisis de elementos finitos. Dada la geometría simétrica del trapezoido, se graficó solamente la mitad derecha del mismo, como se puede apreciar en la figura 3, ahorrando así la mitad del tiempo de cálculo. Además de las transferencias de calor por la cubierta y el vidrio, se supuso que el aire interior convecta, es por ello que se usaron dos modelos de COMSOL Multiphysics® que se relacionaban entre sí: Navier Stoke ligeramente compresible y Transferencia de Calor General.

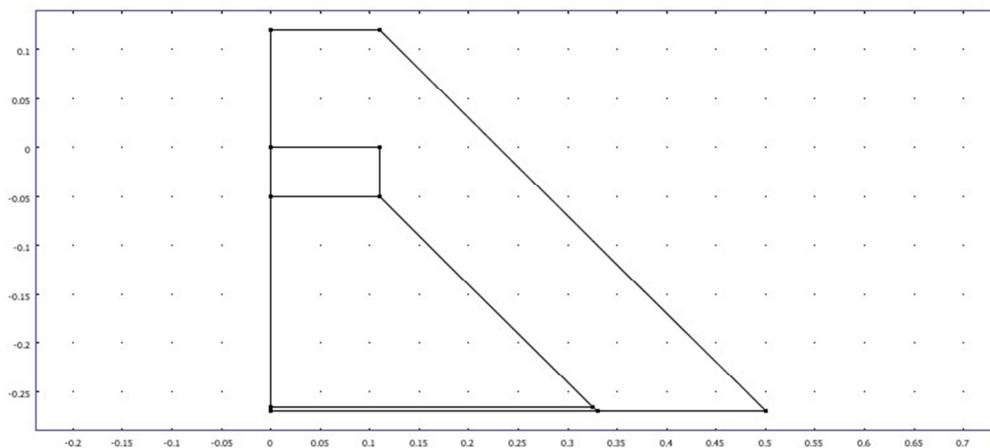


Figura 3: Representación de la mitad derecha del absorbedor simulado

Una cavidad trapezoidal con su parte superior caliente no debería convectar, ya que el número adimensional Nusselt es 1 pero al existir radiación en el interior de la cavidad, esta calienta el vidrio inferior por lo que pasado cierto tiempo el vidrio inferior estará a mayor temperatura que el aire a cierta distancia de este, por lo que se formaran las celdas convectivas (Reynolds et al, 2000).

Este proceso de intercambios radiativos y convectivos no es sencillo y es lo que se pretende estudiar en este trabajo.

El programa permite simular los intercambios radiativos entre las paredes internas teniendo en cuenta tanto sus factores de forma como sus emitancias y absortancias.

ECUACIONES GOBERNANTES

Para estudiar el movimiento del aire interior se usaron las ecuaciones de Navier-Stokes. Con condiciones de borde de no deslizamiento sobre las superficies. El fluido se lo simuló como un gas ideal ligeramente compresible y con dependencia de la temperatura en la viscosidad (ν), la capacidad calorífica (C_p) y la conductividad térmica (k). Para analizar la flotabilidad en términos de las ecuaciones de momento, no se usó la aproximación de Boussinesq. Las ecuaciones de movimiento en 2D para convección natural en estado estacionario teniendo en cuenta la conservación de masa, momento y energía son las siguientes.

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + 2 \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right) \quad (2)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right) + 2 \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) - \rho g \quad (3)$$

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (4)$$

Donde u y v son las velocidades correspondientes a las direcciones x e y , T es la temperatura, P es la presión g es la aceleración de la gravedad, y ρ es la densidad del gas (aire) dada por la ley de los gases ideales.

$$\rho = \frac{PM}{RT} \quad (5)$$

Donde M es el peso molecular ($0.029 \frac{kg}{mol}$) y R es la constante de los gases ideales ($8.314 \frac{J}{Kmol}$).

Además tanto en las cubiertas de aislación superior y lateral, así como en el vidrio inferior, solo se tuvo en cuenta la conducción.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k_i \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_i \frac{\partial T}{\partial y} \right) = 0 \quad (6)$$

Condiciones de borde

Las condiciones de borde para la velocidad son más sencillas en las regiones límites entre la cavidad y el techo, lateral o e vidrio son

$$u=0, \quad v=0$$

para el eje central de simetría

$$u=0, \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0$$

Las condiciones de borde térmica se complican un poco más ya que hay que tener en cuenta la radiación entre las distintas cavidades internas, y la radiación y convecciones entre las superficies exteriores y el ambiente.

Para los intercambios entre las superficies exteriores y el ambiente se tuvo en cuenta la siguiente ecuación.

$$-k \nabla T \cdot n + h(T - T_{amb}) + \sigma \varepsilon (T^4 - T_{amb}^4) \quad (7)$$

Donde n es la normal unitaria a la superficie considerada, k es la conductividad térmica, ε es la emisibilidad superficial, h es el coeficiente de intercambio conectivo, T_{amb} es la temperatura ambiente, σ es el coeficiente de Estefan- Boltzman

$$\left(5.6704 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 k^4} \right).$$

Para los intercambios en el interior de la cavidad trapezoidal tenemos en cuenta la continuidad de la Temperatura y el balance de calor expresado por

$$[T]^\pm = 0 \quad (8)$$

donde la notación $[\]_{\pm}^{\pm}$ denota la diferencia en el valor de T entre su valor por encima y por debajo de la superficie en cuestión, y el balance de calor se expresa por

$$[k\nabla T \cdot n]_{\pm}^{\pm} = \varepsilon(\sigma T^4 - G_m) \quad (9)$$

J es la radiosidad

$$J = \rho G_m + \varepsilon \sigma T^4 \quad (10)$$

ρ es la reflectividad asumiendo como superficies grises ideales $\rho = (1-\varepsilon)$ se obtiene el sistema de ecuaciones lineales de J

$$J = (1 - \varepsilon) \left(\int_{S_1} \frac{(-n' \cdot r)(n \cdot r)}{2|r_{\perp}|^3} J ds \right) + \varepsilon \sigma T^4 \quad (11)$$

La cual debe resolverse conjuntamente con la temperatura. Sin embargo para la superficie colector-aire interior en vez de las ecuaciones 8 y 9 tenemos $T = T_h$.

Donde T_h es la temperatura de los caños y

$$k_g \nabla T \cdot n = \varepsilon \sigma (T^4 - G_m) \quad (12)$$

Por último en el eje de simetría tenemos

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (13)$$

Los parámetros necesarios para las ecuaciones gobernantes y las condiciones de borde se muestran en la siguiente tabla

Parámetros	Valor	Unidades
h	10	$\frac{W}{m^2 K}$
k_g	1,4	$\frac{W}{m K}$
k_w	0,05	$\frac{W}{m K}$
T_{amb}	300,5	K
T_h	383-557	K
ε_g	0,8	-
ε_p	0,9	-
$\varepsilon_{w,a}$	0,8	-
$\varepsilon_{w,c}$	0,3	-

Tabla 1: Parámetros utilizados en las ecuaciones gobernantes y en las condiciones de borde

MALLADO

Para el mallado se uso una malla triangular no uniforme (figura 4). La misma se afinó en la zona cercana a la ventana de vidrio para detectar capas límites en el caso de que existiesen.

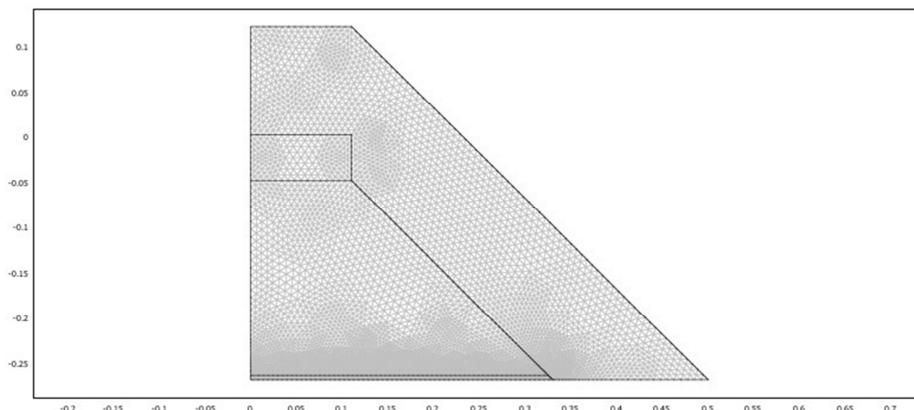


Figura 4: Mayado triangular afinado en la zona del vidrio para visualizar posibles capas límites

MÉTODO NUMÉRICO

Para el cálculo computacional usamos el software de método numérico de elementos finitos COMSOL Multiphysics ®. El criterio de convergencia tomado fue

$$\left(\frac{1}{N_{dof}} \sum_{i=1}^{N_{dof}} |E_i|^2\right)^{1/2} < \varepsilon \quad (13)$$

Donde N_{dof} es el número de grados de libertad, E_i es el error estimado en la aproximación actual a la i -ésima componente del vector y la solución $\varepsilon = 10^{-7}$. Se probaron valores menores de ε , pero los resultados obtenidos fueron los mismos. La simulación tiene 109377 grados de libertad con un malla de 6839 puntos y 13296 elementos.

RESULTADOS

Se calcularon las distribuciones de temperatura y velocidades de flujos para distintas temperaturas de trabajo, es decir distintas temperaturas en los caños del absorbedor. Estas temperaturas se tomaron en concordancia con los valores publicados en el trabajo de Altamirano, et al (2009) para así poder realizar las comparaciones con medidas de laboratorio. Para poder graficar las líneas de corriente definimos una función de corriente ψ .

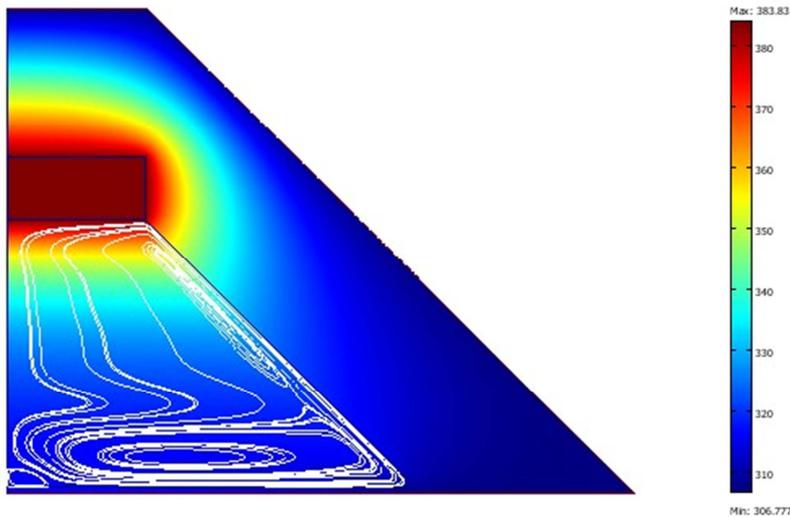
$$u = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \psi}{\partial y}, \quad v = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \psi}{\partial x} \quad (14)$$

De manera tal que ψ satisficiera automáticamente la ecuación (1). Obtenemos ψ con la herramienta de pos procesamiento una vez resuelto u y v , y resolvemos

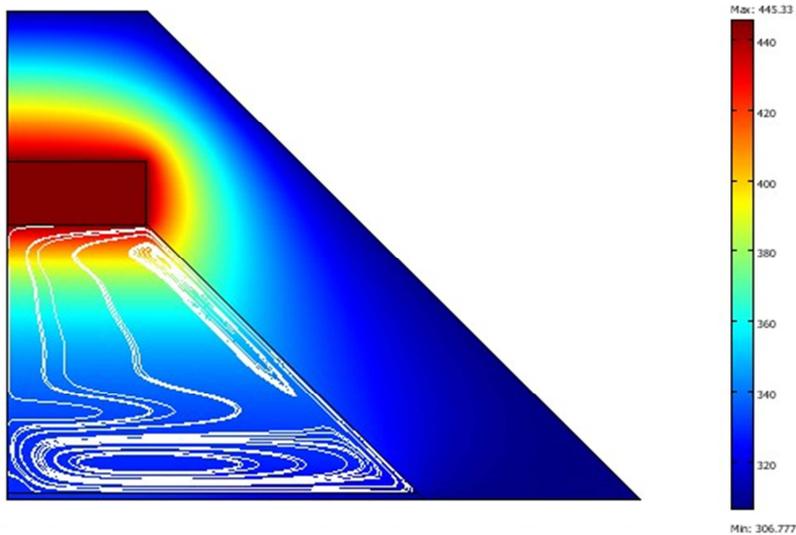
$$\nabla \cdot \left(\frac{1}{\rho} \nabla \psi\right) = \frac{\partial u}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial x} \quad (15)$$

Sujeto a $\psi = 0$ en los bordes de la cavidad trapezoidal y el eje de simetría.

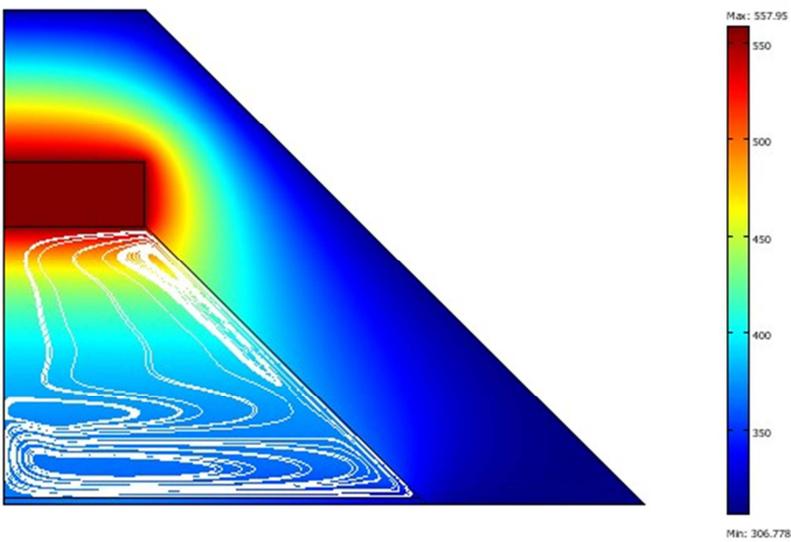
El cálculo se realizó para 6 temperaturas de tubos diferentes (383,83K, 429,13K, 445,33K, 471,65K, 510,69K, 557,95K). A continuación se muestra la distribución de temperaturas en escala de colores con las líneas de corrientes calculadas con el método que se describió anteriormente. En la figura 5 se puede apreciar los resultados de las temperaturas y las líneas de corrientes para las siguientes temperaturas de los tubos.



(a)



(b)



(c)

Figuras 5: Grafico de distribución de temperatura (escala de colores) y líneas de corrientes (blanco): (a) Temperatura de tubo 383.83. (b) Temperatura de tubo 445.33. (c) Temperatura de tubo 557.95

En el gráfico anterior se puede apreciar que en la distribución de temperatura no varía de gran manera con el aumento de la temperatura de los tubos. La aislación en la capa superior y laterales colocada en el absorbedor fue suficiente ya que en su superficie exterior este se encuentra en una temperatura exterior similar a la temperatura ambiente.

Con respecto a las líneas de corrientes en los dos primeros casos mostrados no se encuentran grandes diferencias, pero al aumentar la temperatura aparece una tercera celda convectiva por encima de la ya existente en la parte inferior sobre el vidrio.

En la figura 6 se puede apreciar la distribución de temperaturas de aire en el eje central de simetría de la cavidad trapezoidal comparadas con los valores medidos publicados en el trabajo Altamirano, et al (2009).

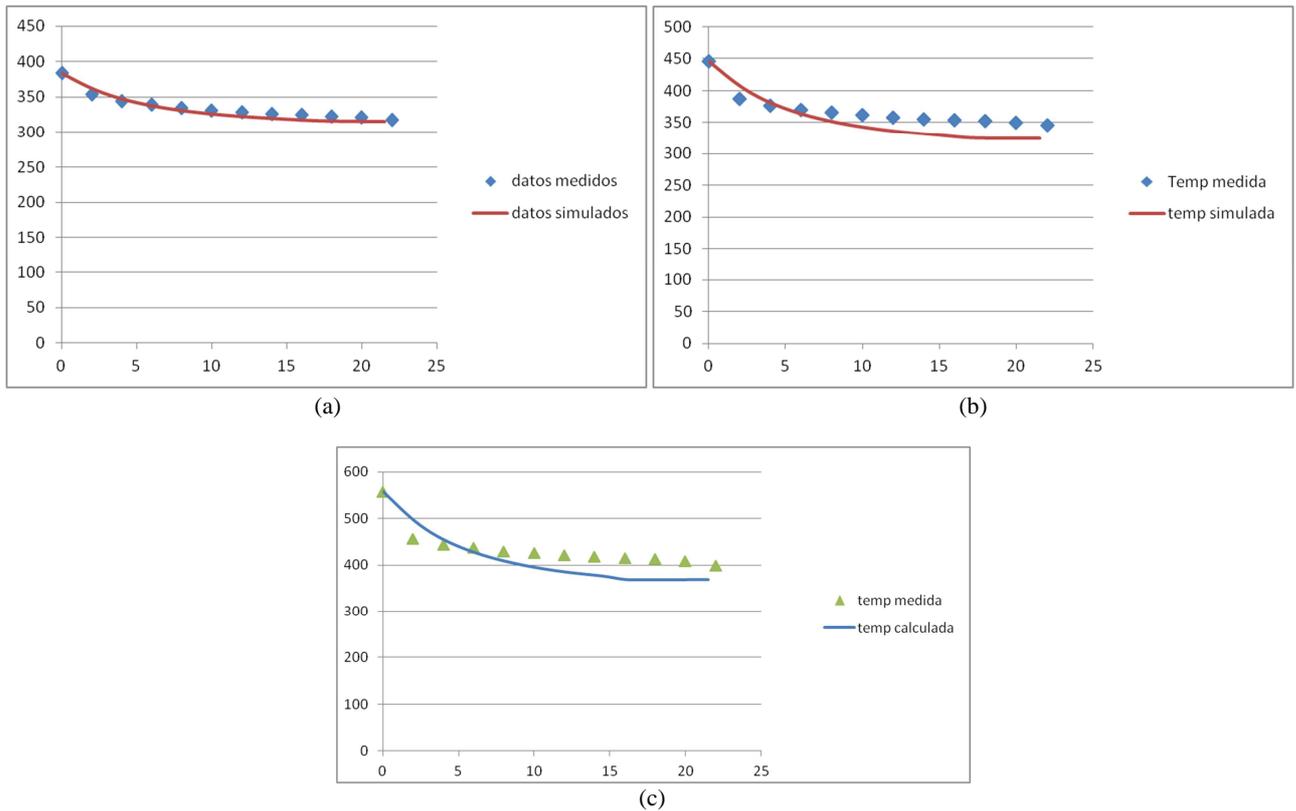


Figura 6: Distribución de temperatura en el aire interior sobre el eje de simetría de la cavidad trapezoidal: (a) Temperatura de tubo 383.83. (b) Temperatura de tubo 445.33. (c) Temperatura de tubo 557.95

En los gráficos anteriores se puede ver una gran concordancia entre las temperaturas simuladas y medidas para $T_{caliente}=383.83$, mientras que la concordancia va disminuyendo a medida que la temperatura de los tubos aumenta. Esto puede deberse a que al aumentar la temperatura, el flujo se acerca a un régimen turbulento, ya que nos encontramos con un número de Reynolds alto cercano al límite para régimen laminares.

A continuación se muestran las pérdidas térmicas medidas totales, transversales a las superficies exteriores del absorbedor comparadas con las pérdidas térmicas simuladas. (figuras 7)

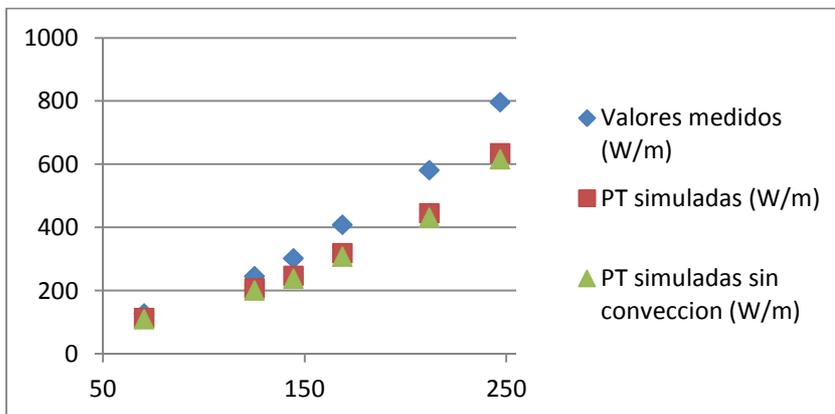


Figura 7: gráficos comparativos entre los valores medidos y simulados de las pérdidas térmicas totales en un absorbedor lineal tipo Fresnel

Como se puede apreciar en el grafico anterior, la presencia de celdas convectivas solo afecta en un 3% las pérdidas de calor totales. En el grafico 7 se puede ver que los valores medidos y simulados, si bien coinciden para temperaturas de tubos bajas a medida que estas crecen, también crece la diferencia entre estas. Esto se puede deber a que en la simulación no se tuvo en cuenta las pérdidas térmicas producidas, tanto, por las estructuras internas de soporte del equipo o las pérdidas por conducción a través de la superficie interna de aluminio como externa de chapa galvanizada.

CONCLUSIONES

En este trabajo se estudia en detalle las pérdidas térmicas en un absorbedor lineal para un CLF. Esto permitió definir parámetros característicos, como ser la profundidad de la cámara trapezoidal o el espesor de la aislación lateral y superior, y

así mejorar rendimientos y disminuir costos innecesarios. Dichos parámetros fueron optimizados para el CLF que se encuentra en construcción en la localidad de San Carlos y serán ensayados en los próximos meses.

Si bien el espesor de 0.12m para las aislaciones laterales y superiores parece ser el correcto, queda todavía estudiar las pérdidas a través de los puentes térmicos que forman la estructura de soporte y las chapas galvanizadas que recubren el sistema. Para mejorar la simulación con respecto a los valores medidos, haría falta incorporar en la simulación las pérdidas térmicas a través de la estructura interna del absorbedor.

Una vez optimizada esta simulación queda como trabajo a futuro una simulación 3D para estudiar la distribución de temperaturas a lo largo del absorbedor.

REFERENCIAS

Altamirano M, Flores Larsen S, Hernández A, Saravia L. (2009) Simulación térmica de un absorbedor lineal mediante SIMUSOL. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente;13:03.25e30.

Gea M, Saravia L, Altamirano M, Placco C, Bárcena H, Hongn M. (2010) Aspectos ópticos geométricos de un concentrador solar Fresnel lineal para aplicaciones térmicas. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente;14:03.215e22.

Altamirano M. Gea M., Placco C., Saravia L., Alias D. (2010) Simulación térmica de un concentrador lineal tipo Fresnel, dos opciones de funcionamiento. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente; 14:03.139e22.

Reynolds DJ, Behnia M, Morrison GL. (2000) Heat transfer in a trapezoidal cavity for a solar thermal collector. In: Renewable energy transforming business proceedings of solar 2000. Brisbane: ANZSES;. 29 November-1 December 2000

Saravia L, Gea M, Fernández C, Caso R, Hoyos D, Salvo N, et al. (2008) Diseño y construcción de un concentrador lineal de Fresnel de 24m² de área. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente;12:03.119e24.

ABSTRACT

This paper studies in detail the thermal losses in a linear absorber for CLF. The objective of this study is to define characteristic parameters, such as the trapezoidal chamber depth or thickness of the insulation side and top, and improve yields and reduce unnecessary costs. From the obtained results showed a good agreement with the experimentally measured temperature values for both indoor and for the indoor air, predicting convective cells at the bottom of the chamber trapezoidal. This study allowed us to optimize the absorber and make improvements to the model already under construction in the town of San Carlos, Salta.

Keywords: Fresnel, absorber, solar