

EVALUACION EXPERIMENTAL DE LAS PÉRDIDAS TÉRMICAS EN EL ABSORBEDOR DE UN CONCENTRADOR LINEAL TIPO FRESNEL

M. Altamirano¹, A. Hernández, S. Flores Larsen², L. R. Saravia³

Universidad Nacional de Salta (UNSa), Avda. Bolivia N° 5.150, CP. 4400, Salta Capital
 Instituto de Investigaciones en Energía No Convencional (INENCO), UNSa – CONICET
 Consejo de Investigación de la Universidad Nacional de Salta (CIUNSa)
 Tel. 0387-4255424 – Fax 0387-4255389 e-mail: martinaltamirano@gmail.com

RESUMEN: En este trabajo se realizó la evaluación experimental del comportamiento térmico en estado estacionario de un prototipo de absorbedor lineal cuyo modelo a escala real funciona acoplado a un concentrador de tipo Fresnel y es utilizado para la generación de vapor a alta presión y temperatura. Variando la potencia disipada por resistencias eléctricas instaladas en el interior de los caños del absorbedor se obtuvieron 4 valores de temperatura superficial en el rango $150\text{ }^{\circ}\text{C} < T_c < 240\text{ }^{\circ}\text{C}$ que simulan 4 posibles temperaturas de funcionamiento del absorbedor real. Los ensayos tuvieron por objeto evaluar las pérdidas de calor a través de la estructura que rodea a los tubos del absorbedor ya que su conocimiento es de suma importancia para determinar la eficiencia instantánea del sistema colector. Con este estudio se pudo determinar que, bajo condiciones de estado estacionario con aire quieto rodeando al absorbedor y en el rango de temperaturas estudiado, el 87 % de la pérdida de calor a través de la envolvente del absorbedor se produce por la cubierta transparente.

Palabras clave: energía solar térmica, concentrador lineal Fresnel, generación de vapor.

INTRODUCCIÓN

Un Reflector Lineal tipo Fresnel (RFL) está formado por un absorbedor lineal invertido que se encuentra suspendido sobre un campo de espejos planos ligeramente curvados. Dichos espejos se instalan al nivel del piso y siguen la trayectoria aparente del sol girando alrededor de ejes axiales reflejando la radiación incidente sobre el absorbedor que se encuentra fijo a algunos metros de altura como se puede apreciar en la figura 1.

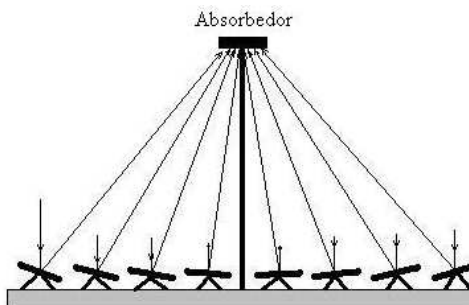


Figura1: Esquema del Reflector Lineal tipo Fresnel

Por el absorbedor fluye agua que se vaporiza generando vapor de agua a alta temperatura y presión. El vapor de agua es usado en una turbina para generar energía mecánica, la que hace girar un generador para producir electricidad (ciclo Rankine).

Los sistemas de Reflector lineal tipo Fresnel empezaron a estudiarse hace más de 30 años. Francia (1968) comenzó a discutir estos sistemas en Italia y describe un equipo construido en Genoa en 1963 que consistía en 12 tubos de acero de 8 metros de largo ubicados a 20 metros del piso sobre el campo de espejos. Estos tubos estaban aislados térmicamente por encima y por debajo mediante una estructura vidrio de borosilicato. Francia no dio detalles del rendimiento del sistema.

El uso de los concentradores solares para generar electricidad ha tenido una larga evolución a partir de la primera crisis del petróleo en 1973. En la segunda mitad de la década del 70 en FMC Corporation en Estados Unidos estudiaron un RLF y escribieron un detallado informe (di Canio et al., 1979). Varias geometrías de los absorbedores fueron evaluadas y propusieron como la de mejor rendimiento un absorbedor lineal orientado este-oeste con una sección transversal semicircular. Los tubos de 60 metros de largo, elevados a 60 metros del piso, se ubicaban alrededor de la cavidad consiguiendo temperaturas de hasta $450\text{ }^{\circ}\text{C}$. Con este sistema se alcanzó, en temporada invernal, una eficiencia térmica del 73% con absortancias y emitancias para las superficies de los caños de 0.95 trabajando con una concentración solar de 50 soles.

A comienzos de la década del 90, Paz Company (Feuermann, 1993) propuso un RLF con orientación norte-sur en Israel con una concentración de 18 soles. El absorbedor del sistema consiste en un tubo de 100 mm de diámetro tratado con una superficie selectiva no especificada, cubierto en su parte superior por un espejo de aluminio para una reflexión secundaria y, por debajo, por un vidrio de borosilicato. Por dicho sistema se hizo circular aceite y fue difícil de encontrar una eficiencia térmica para el equipo.

También en los 90 en Australia se construyó un sistema con 300 m² de área de colección. Posteriormente se realizaron estudios de RLF en Bélgica y Alemania. Recientemente se ha formado la empresa AUSRA en EEUU, la que ha nucleado a los expertos australianos, obteniendo un respaldo económico que le ha permitido el diseño y propuesta de construcción de sistemas grandes, entre 100 y 250 MW a instalarse en California y Florida.

En la Argentina, el grupo del INENCO ha comenzado a realizar estudios en el campo de los concentradores lineales del tipo Fresnel en el año 2005. Gea *et al.* (2007) publicaron los resultados del primer prototipo construido de 8 m² de área de espejos y en el año 2008 se presentaron resultados de un prototipo de 24 m² (Saravia *et al.*, 2008). Ese mismo año se construyó un nuevo prototipo, esta vez de 42 m² de espejos en el que se cambiaron varios aspectos de diseño con respecto a los modelos anteriores. Entre los cambios más significativos se puede mencionar el del absorbedor que pasó de dos caños de 2 pulgadas de diámetro con un sistema de espejos parabólicos tipo CPC en su parte superior a 5 caños de 1 pulgada cada uno cubiertos por una cavidad trapezoidal reflectante. En la foto 1 se puede observar el equipo de 42 m² de área de espejos.

El monitoreo térmico del prototipo desarrollado en el presente trabajo estuvo orientado a la evaluación de las pérdidas de calor desde los tubos fluido-portadores (el absorbedor) hacia el ambiente exterior, a distintas temperaturas de trabajo. El conocimiento de las pérdidas de calor a través de la estructura que rodea a los tubos del absorbedor es de suma importancia al momento de determinar la eficiencia instantánea del sistema colector.

A tal fin se construyó un prototipo consistente en un segmento del colector real de 1,4 m de largo conteniendo 5 caños de acero de 3,3 cm de diámetro como absorbedor. A excepción de la longitud, todas las demás dimensiones del prototipo coinciden con las del colector real. En cuanto a los materiales, se respetaron los tipos, calidades y espesores reales. La cavidad que rodea a los caños posee aislación térmica para alta temperatura de 12 cm de espesor en sus caras laterales y en la cara superior. Las tapas de los extremos del prototipo están aisladas con el mismo material pero con un espesor de 6 cm. Cierra la cavidad por el lado inferior una cubierta transparente de Mylar según se aprecia en la figura 2. En el interior de cada caño se instaló una resistencia eléctrica de 80 Ω (que disipa ~ 600 W a 220 V) a fin de calentarlos hasta las temperaturas de trabajo de interés, simulando así el aporte energético del sol proveniente del sistema de espejos concentradores. Las cinco resistencias de 80 Ω están conectadas en paralelo y son alimentadas con una corriente variable proporcionada por un divisor de tensión de 4 rangos conectado en serie a la de red eléctrica.

EL EQUIPO DE MONITOREO

A fin de evaluar detalladamente la transferencia de calor en estado estacionario desde los caños del absorbedor hacia el aire ambiente del laboratorio, se instalaron 11 termocuplas tipo K en la sección central del prototipo según se observa en la figura 2. Las termocuplas T₁ a T₅ sensoron las temperaturas superficiales de los caños. Las termocuplas T₆ y T₇ sensoron la temperatura de la cara aluminizada interior en dos posiciones a fin de evaluar la existencia de gradientes térmicos sobre ella ya que el aire más caliente se encuentra junto a los caños y el más frío junto a la cubierta de Mylar. Sobre la cara exterior, las termocuplas T₈ y T₉ sensoron la temperatura de la carcasa de chapa galvanizada en puntos ubicados sobre las perpendiculares de T₇ y T₆ respectivamente a fin de evaluar el gradiente térmico a través del aislante en las secciones inclinadas del absorbedor. La termocupla T₁₀ sensoró la temperatura de la parte superior externa del absorbedor a fin de evaluar el gradiente térmico a través del aislante en el sector más caliente del prototipo. La termocupla T₁₁ sensoró la temperatura de la cubierta transparente de Mylar y las termocuplas T₁₃ y T₁₄ las de las caras exterior e interior de la tapa ubicada en uno de los extremos del absorbedor. Para medir la temperatura ambiente se empleó una termocupla tipo K instalada a media altura dentro del laboratorio (T₁₂). Las señales de T₁ a T₁₂ fueron registradas y almacenadas en un datalogger digital marca DIGISENSE a intervalos de 5 minutos durante un período de 6 horas en cada ensayo. A fin de evaluar la transferencia de calor radiativa entre el piso y la cubierta de Mylar, se sensoró la temperatura del piso de la habitación debajo del prototipo mediante un termómetro digital manual. Con este instrumento se midieron también las temperaturas T₁₃ y T₁₄.

La potencia disipada por las cinco resistencias eléctricas instaladas en el interior de los caños fue medida con una pinza amperométrica, determinándose en cada ensayo la tensión y la corriente circulante bajo condiciones de estado estacionario.

A fin de analizar la distribución de la temperatura del aire dentro de la cavidad, se midió su valor sobre la vertical central del prototipo a separaciones regulares de 2 cm, desde la cubierta de Mylar hasta llegar cerca de los caños (Figura 3-b).

RESULTADOS DEL MONITOREO

Se realizaron 6 ensayos en laboratorio consistentes en el calentamiento del prototipo mediante la potencia disipada por las resistencias eléctricas, desde la temperatura ambiente del laboratorio, hasta alcanzar el estado estacionario. La variable distintiva entre los ensayos fue la potencia eléctrica suministrada al sistema para lograr distintas temperaturas finales en los caños. En la Tabla 1 se presentan los valores de potencia eléctrica disipada (Q_c), temperaturas medias de caños alcanzadas (T_c) y temperaturas ambiente dentro del laboratorio (T_a).

El primer ensayo fue realizado con los caños desnudos tal como son proporcionados por el comerciante, mientras que los restantes ensayos se realizaron con los caños pintados exteriormente de negro con pintura para alta temperatura. Esto

permitió analizar la variación de la temperatura superficial de los caños con la naturaleza de sus coberturas. De la tabla 1 se deduce que la temperatura final alcanzada por los caños sin pintar fue un 1 % más alta que la de los caños pintados a similar potencia eléctrica disipada, lo cual significa que los caños sin pintar tienen menor emitaancia infrarroja que la pintura negra. Por lo tanto, transfieren menos energía por radiación térmica a la cubierta transparente y a las paredes laterales de la cavidad del absorbedor. Esto, en definitiva, mejora la eficiencia de colección del absorbedor.

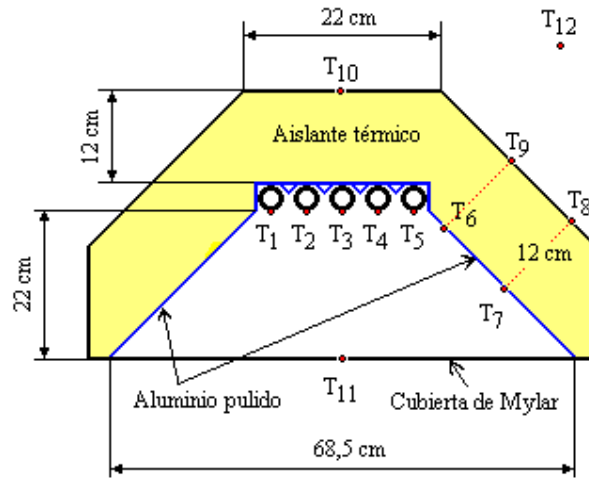


Figura 2: Sección transversal del absorbedor con sus dimensiones y la ubicación de las termocuplas tipo K.

Tabla 1: Valores en estado estacionario de potencia eléctrica disipada, temperatura media de caños alcanzada y temperatura ambiente del laboratorio al final de cada ensayo

Ensayo	Q_e (W)	T_c (°C)	T_a (°C)	Tipo de superficie
1	810	240,5	30,7	Sin pintar
2	825	237,5	30,3	Pintada
3	580	198,5	27,6	”
4	430	172,2	29,7	”
5	360	156	25,6	”

Dado que en estado estacionario la potencia eléctrica disipada, Q_e , debe ser igual a la energía total transferida desde los caños a temperatura media T_c hacia el exterior que se encuentra a temperatura T_a , graficando Q_e vs. $(T_c - T_a)$ se puede estimar el coeficiente global de pérdida de calor del absorbedor.

En la Figura 3-a se grafica Q_e vs. $(T_c - T_a)$ para el absorbedor con caños pintados de negro. Se observa que los valores se disponen prácticamente sobre una línea recta cuya curva de ajuste por cuadrados mínimos es:

$$Q_e = 6,039(T_c - T_a) - 433,59 \quad ; \quad R^2 = 0,996 \quad (1)$$

Reordenando los términos en esta ecuación, sacando como factor común el salto térmico se obtiene:

$$Q_e = \left[6,039 - \frac{433,59}{(T_c - T_a)} \right] (T_c - T_a) \quad (2)$$

El coeficiente global de pérdida de calor de este prototipo depende entonces de la temperatura media de los 5 caños del absorbedor y de la temperatura del aire exterior mediante:

$$U_g = 6,039 - \frac{433,59}{(T_c - T_a)} \quad \left(\frac{W}{^\circ C} \right) \quad (3)$$

expresión válida en el rango $130 \text{ }^\circ\text{C} < (T_c - T_a) < 210 \text{ }^\circ\text{C}$.

Dado que este valor corresponde a la pérdida de calor a través de toda la envolvente del prototipo, resulta más conveniente referirlo al área lateral interna total de la cavidad (incluyendo las tapas de los extremos) que contiene los caños absorbedores cuyo valor es $2,36 \text{ m}^2$. De esta forma, se lo puede aplicar al colector real multiplicando U_g por el área lateral total de la cavidad de su absorbedor. El coeficiente global de pérdida resulta entonces:

$$U_g'' = 2,559 - \frac{183,724}{(T_c - T_a)} \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right) \quad (4)$$

En la Figura 3-b se grafica la dependencia de este coeficiente con el salto térmico ($T_c - T_a$). Obsérvese que, si bien la dependencia con ΔT es hiperbólica, en el rango de valores medidos puede aproximarse mediante una función lineal.

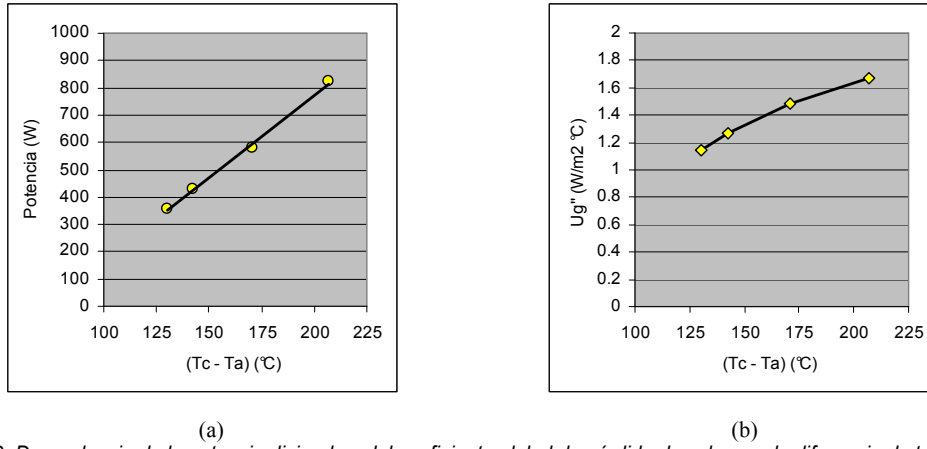


Figura 3: Dependencia de la potencia disipada y del coeficiente global de pérdida de calor con la diferencia de temperaturas entre los caños y el aire exterior.

En adelante se analizan los resultados correspondientes a los ensayos realizados con los caños pintados de negro. En la figura 4-a se grafican los valores de temperatura superficial alcanzados por los 5 caños y en la 4-b la distribución en altura de la temperatura del aire de la cavidad de acuerdo a la potencia disipada por las resistencias en cada ensayo.

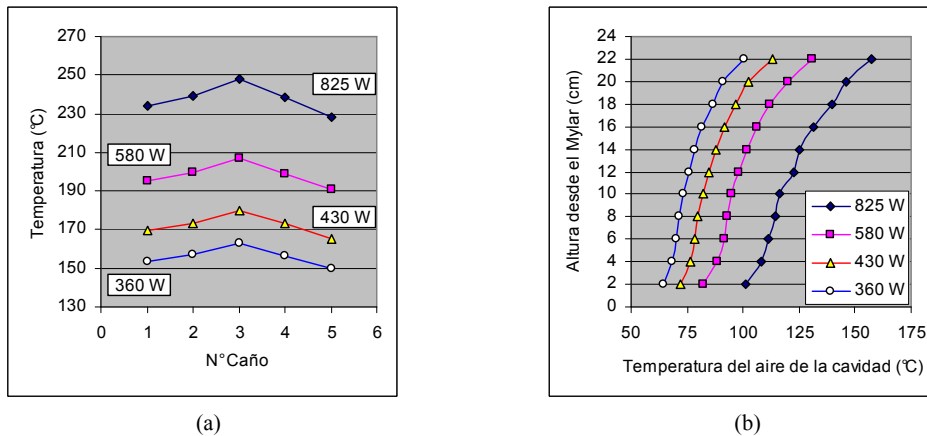


Figura 4: Valores de temperatura superficial de caños y distribución en altura de la temperatura del aire interior según la potencia eléctrica disipada en cada ensayo.

Se observa en la figura 4-a que el patrón espacial de distribución de temperaturas de caños se repite sistemáticamente: el caño central es el más caliente y el del extremo derecho el más frío de los cinco. La diferencia porcentual entre la máxima y la mínima temperatura de caños en cada uno de los ensayos es del 8,8 %. Dado que no fue posible garantizar que cada resistencia disipase la misma potencia, es aventurado aseverar que el caño central se calentó más por tener la menor pérdida neta de calor debido a su posición privilegiada dentro del array de tubos. De haber sido disipada la misma potencia en cada una de las 5 resistencias, efectivamente el caño central habría sido el más caliente, disminuyendo la temperatura superficial de los caños a medida que su posición se acerca al borde del array (caños 1 y 5). Se observa, sin embargo, que el balance neto de energía es distinto para los 2 caños de los extremos ya que sus temperaturas difieren entre sí. Esto puede deberse, entre otras cosas, a que sus respectivas resistencias no disiparon la misma potencia o a diferencias en el nivel de aislamiento térmico de las paredes adyacentes a cada uno.

Por otra parte se observa en la figura 4-b que, como era de esperar, el aire dentro de la cavidad se encuentra estratificado con un gradiente térmico más intenso cuanto mayor es la potencia disipada o, lo que es equivalente, cuanto mayor es la temperatura superficial de los caños. Entre los 4 y 10 cm de altura el gradiente térmico es débil, indicando la posible existencia de una zona convectiva en esta porción de la cavidad. Para confirmar esta posibilidad es necesario realizar nuevas mediciones, sobre todo en las posiciones comprendidas entre 0 y 6 cm ya que las temperaturas registradas sobre la cubierta transparente son sistemáticamente superiores a las registradas a 2 cm de ella, lo cual no puede explicarse convenientemente mediante análisis fenomenológicos.

En la figura 5 se grafican las temperaturas superficiales medidas en el prototipo y las del laboratorio, en función de la temperatura promedio de los caños alcanzada en cada ensayo. Se han identificado tres grupos de temperatura distinguidos por el símbolo de sus curvas representativas: las temperaturas sensadas en el interior de la cavidad se grafican con rombos, las sensadas sobre la carcasa exterior con triángulos y las temperaturas del laboratorio con cuadrados.

Se observan claras diferencias entre los tres grupos. En general, todas las temperaturas del prototipo aumentan linealmente con la temperatura media de caños, pero mientras las interiores lo hacen con una pendiente promedio del 53,8 %, las exteriores lo hacen con una pendiente promedio del 16,8 %. Este comportamiento en estado estacionario es típico de un sistema liviano aislado térmicamente del exterior que posee una generación interna de calor. Las temperaturas del laboratorio (aire interior y piso) fueron inferiores a las del prototipo en todos los ensayos, denotando muy poca influencia del estado térmico del prototipo sobre sus valores ya que la pendiente promedio de crecimiento fue sólo del 5,3 %.

Comparando las curvas de las termocuplas T_6 y T_7 se comprueba la existencia de un fuerte gradiente térmico ascendente en la superficie de aluminio pulido del costado inclinado del absorbedor que coincide con la distribución en altura de la temperatura del aire dentro de la cavidad. La temperatura interior de la tapa del extremo del absorbedor (T_{14}) fue medida a una altura intermedia entre las de T_6 y T_7 , de allí que su valor esté comprendido entre los de ellas. Dado que la temperatura de la cubierta de Maylar es superior a la de la capa de aire que se encuentra sobre ella (ver figura 3-b), su calentamiento proviene exclusivamente del intercambio radiativo IR con los caños, directa e indirectamente por los reflejos producidos en las caras de aluminio pulido inclinadas. Identificando a los caños con el subíndice 1, a la cubierta con el 2 y a la superficie pulida con el 3, si E_1 es la potencia emisiva de los caños y E_3 la de una cara de aluminio inclinada, la energía que recibe la cubierta por m^2 en el rango IR es la suma de tres aportes, uno de valor $F_{12}E_1A_1/A_2$ y dos de valor $F_{32}(E_3 + \rho_3 F_{13}E_1)A_3/A_2$, siendo ρ_3 la reflectancia infrarroja del aluminio pulido, A_1 a A_3 las áreas de cada superficie y F_{12} , F_{13} y F_{32} los factores de forma correspondientes. La cantidad $(E_3 + \rho_3 F_{13}E_1)$ se denomina “radiosidad” de la superficie aluminizada.

En cuanto a las temperaturas de la carcasa exterior, no se observan grandes diferencias entre las del costado inclinado (T_8 y T_9) y el techo (T_{10}), siendo la más alta de todas la de la tapa del extremo (T_{13}) debido a que el espesor del aislamiento térmico en esta zona es la mitad del que existe en el resto del prototipo.

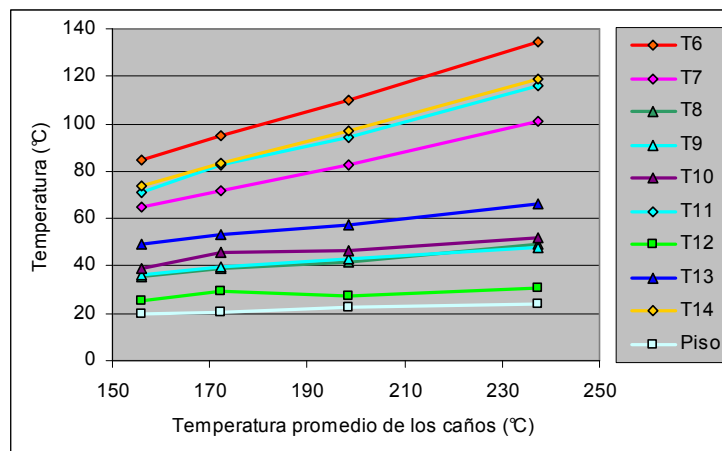


Figura 5: Valores de temperatura en estado estacionario medidos en el prototipo durante los 4 ensayos en función de la temperatura superficial promedio de los caños pintados de negro.

BALANCE DE ENERGÍA DENTRO DE LA CAVIDAD

En una cavidad cerrada compuesta por N superficies en estado térmico estacionario, la cantidad de energía que se debe suministrar a la i -ésima superficie para mantener su temperatura constante en un valor T_i es:

$$q_i = \frac{\epsilon_i A_i}{(1 - \epsilon_i)} (E_{b,i} - J_i) + h_i A_i (T_i - T_a) + U_i A_i (T_i - T_{ext}) \quad (5)$$

donde ϵ_i es la emisividad infrarroja, A_i el área superficial, $E_{b,i}$ la potencia emisiva de cuerpo negro a la temperatura T_i y J_i la radiosidad de la superficie, h_i el coeficiente de transferencia de calor por convección, T_a , la temperatura del aire interior, U_i la transmitancia térmica global de la pared de la cavidad y T_{ext} la temperatura superficial exterior de la i -ésima superficie.

El primer sumando es el balance neto de energía intercambiada por radiación con el resto de las superficies de la cavidad, el segundo sumando es la tasa de transferencia de calor por convección hacia el aire interior y el último sumando corresponde a la tasa de transferencia de calor por conducción hacia el exterior a través de las paredes de la cavidad.

El flujo neto de energía intercambiada por radiación térmica con las restantes superficies de la cavidad puede escribirse como (Incropera y DeWitt, 1990):

$$\frac{\varepsilon_i A_i}{(1 - \varepsilon_i)} (E_{b,i} - J_i) = \sum_{j=1}^N A_i F_{i,j} (J_i - J_j) \quad (6)$$

Esto constituye un sistema de N ecuaciones lineales cuyas N incógnitas son las radiosidades de las superficies. Para resolverlo deben calcularse N^2 factores de vista F_{ij} pero, haciendo uso de sus relaciones de aditividad y reciprocidad, sólo es preciso calcular N factores de vista distintos. La potencia emisiva de cuerpo negro a temperatura T_i es σT_i^4 , con $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$ y T_i en K.

Particularizando el cálculo para la cavidad del absorbedor estudiado, $N = 6$ y por lo tanto se debe resolver un sistema de 6 ecuaciones con 6 incógnitas y 30 factores de vista ya que $F_{ii} = 0 \quad \forall i = 1, 2, \dots, 6$ en esta geometría. El sistema queda expresado de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \frac{1}{(1 - \varepsilon_1)} J_1 - F_{12} J_2 - F_{13} J_3 - F_{14} J_4 - F_{15} J_5 - F_{16} J_6 &= \frac{\varepsilon_1 \sigma T_1^4}{(1 - \varepsilon_1)} \\ -F_{21} J_1 + \frac{1}{(1 - \varepsilon_2)} J_2 - F_{23} J_3 - F_{24} J_4 - F_{25} J_5 - F_{26} J_6 &= \frac{\varepsilon_2 \sigma T_2^4}{(1 - \varepsilon_2)} \\ -F_{31} J_1 - F_{32} J_2 + \frac{1}{(1 - \varepsilon_3)} J_3 - F_{34} J_4 - F_{35} J_5 - F_{36} J_6 &= \frac{\varepsilon_3 \sigma T_3^4}{(1 - \varepsilon_3)} \\ -F_{41} J_1 - F_{42} J_2 - F_{43} J_3 + \frac{1}{(1 - \varepsilon_4)} J_4 - F_{45} J_5 - F_{46} J_6 &= \frac{\varepsilon_4 \sigma T_4^4}{(1 - \varepsilon_4)} \\ -F_{51} J_1 - F_{52} J_2 - F_{53} J_3 - F_{54} J_4 + \frac{1}{(1 - \varepsilon_5)} J_5 - F_{56} J_6 &= \frac{\varepsilon_5 \sigma T_5^4}{(1 - \varepsilon_5)} \\ -F_{61} J_1 - F_{62} J_2 - F_{63} J_3 - F_{64} J_4 - F_{65} J_5 + \frac{1}{(1 - \varepsilon_6)} J_6 &= \frac{\varepsilon_6 \sigma T_6^4}{(1 - \varepsilon_6)} \end{aligned} \quad (7)$$

En este sistema T_1 corresponde a los caños, T_2 y T_3 a las superficies laterales inclinadas, T_4 y T_5 a las dos tapas y T_6 a la cubierta de Mylar. Los factores de vista fueron calculados mediante expresiones que figuran en Incropera y DeWitt (1990). Como se indicara anteriormente, durante los ensayos se midieron solamente las temperaturas de una cara inclinada lateral y de una tapa del extremo del prototipo. En virtud de la simetría geométrica del aparato, esos valores fueron asignados también a la otra cara inclinada (T_3) y a la otra tapa (T_5), respectivamente. El valor de T_2 fue obtenido promediando los valores medidos por las dos termocuplas instaladas sobre la cara inclinada aluminizada. En la Tabla 2 se presentan los valores de radiosidad obtenidos mediante la resolución del sistema de ecuaciones (7).

Tabla 2: Radiosidades de las paredes interiores del absorbedor según la potencia eléctrica disipada.

Potencia (W)	J_1 (W/m ²)	J_2 (W/m ²)	J_3 (W/m ²)	J_4 (W/m ²)	J_5 (W/m ²)	J_6 (W/m ²)
360	1.858,36	862,10	862,10	1.161,76	1.161,76	839,80
430	2.153,09	960,23	960,23	1.319,65	1.319,65	934,08
580	2.704,87	1.132,44	1.132,44	1.605,89	1.605,89	1.099,18
825	3.710,67	1.445,48	1.445,48	2.127,36	2.127,36	1.398,53

Reemplazando los valores de radiosidad en las ecuaciones (5), se pueden obtener los coeficientes convectivos interiores que permiten cerrar los balances energéticos en cada superficie teniendo en cuenta que $q_1 = Qe$, $q_2 = q_6 = 0$ ya que en estas superficies no existen fuentes de calor; $U_1 = U_2 = U_3 = 0,386 \text{ W/m}^2\text{°C}$ y $U_4 = U_5 = 1,1 \text{ W/m}^2\text{°C}$. El coeficiente U_6 es el complejo entre convección y radiación térmica desde la cubierta de Mylar hacia el aire y el piso del laboratorio respectivamente, referido a la diferencia de temperaturas entre la cubierta y el aire del laboratorio. Se calcula mediante:

$$U_6 = h_{ext} + \frac{\varepsilon_6 \sigma (T_6^4 - T_p^4)}{(T_6 - T_{lab})} \quad (8)$$

donde h_{ext} es el coeficiente convectivo sobre el lado exterior de la cubierta, T_p la temperatura del piso y T_{lab} la temperatura del aire del laboratorio. En esta expresión, cuya forma y naturaleza son similares a la de la ecuación (4), se consideró que para el intercambio radiativo, el piso constituye una superficie muy extensa comparada con las dimensiones de la cubierta. La temperatura del aire interior, T_a , se obtuvo promediando los valores medidos a diferentes alturas dentro de la cavidad (Figura 3-b). La temperatura exterior de la carcasa en el lateral inclinado se obtuvo promediando los valores medidos por las dos termocuplas instaladas para detectar gradientes térmicos sobre ella. Los coeficientes convectivos internos de la cavidad y externos de la cubierta transparente figuran en la Tabla 3.

Tabla 3: Valores de los coeficientes convectivos internos de la cavidad y externos de la cubierta transparente en (W/m²°C).

Potencia (W)	h_1	h_2	h_3	h_4	H_5	h_6	h_{ext}	U_6
360	0,12	3,6	3,6	1,82	1,82	1,80	0,10	7,39
430	0,12	3,20	3,20	2,49	2,49	1,91	0,10	8,12
580	0,30	3,20	3,20	2,81	2,81	3,66	0,34	8,22
825	0,35	3,02	3,02	2,43	2,43	4,13	0,31	9,17

Según se observa en la tabla, el coeficiente convectivo sobre los caños, h_1 , es inferior a la unidad lo que avala la evidencia experimental de que el mecanismo de transferencia de energía en la región cercana a los caños es la conducción de calor en un medio gaseoso estratificado. Una situación similar ocurre por debajo de la cubierta ya que todos los valores de h_{ext} resultaron muy bajos. Sin embargo, no debe perderse de vista el hecho de que estos ensayos fueron realizados en un laboratorio cerrado sin circulación forzada del aire interior y, por lo tanto, en la realidad el valor de h_{ext} estará fuertemente influenciado por el viento del lugar resultando muy poco probable la estratificación del aire por el lado exterior de la cubierta. Los valores de los restantes coeficientes convectivos coinciden con los correspondientes al movimiento del aire a baja velocidad. Como era de esperar, el coeficiente U_6 aumenta al aumentar la temperatura de la cubierta debido al incremento en la energía térmica irradiada al piso. Sin embargo, los coeficientes convectivos interiores no presentan un patrón de variación definido y por lo tanto no deben considerarse como coeficientes fenomenológicos de origen físico sino más bien como coeficientes de ajuste de origen algebraico que engloban posibles errores cometidos en la evaluación de las propiedades térmicas y ópticas de los materiales, de las áreas de transferencia, de los factores de forma, la no consideración de los puentes térmicos existentes en la estructura de la carcasa, etc.

La tasa de pérdida de calor a través de cada superficie componente de la envolvente del absorbedor se determina mediante una expresión del tipo $q_{p,i} = U_i A_i (T_i - T_{ext,i})$ debiéndose cumplir, bajo condición de estado estacionario que:

$$Q_e = \sum_{i=1}^6 U_i A_i (T_i - T_{ext,i}) \quad (9)$$

En la Tabla 4 se presentan los valores de las tasas de pérdida de calor a través de la carcasa aislada térmicamente y de la cubierta de Maylar (obtenidos a partir de la ecuación (9)) en función de la potencia disipada por las resistencias en cada ensayo. En ella se incluyen los porcentajes de estas pérdidas respecto de la tasa total de transferencia.

Tabla 4: Tasas de pérdida de calor a través de la envolvente del absorbedor. Valores absolutos y porcentuales.

Q_e (W)	Q_p carcasa (W)	% de Q_e	Q_p cubierta (W)	% de Q_e
360	50	14	310	86
430	59,5	13,8	370,5	86,2
580	74	12,8	506	87,2
825	98,2	11,9	726,8	88,1

Según se observa en la tabla, dentro del rango de temperatura de caños estudiado (150 a 240 °C) y bajo condiciones de operación en estado estacionario con aire exterior en calma, aproximadamente el 87 % de la pérdida de calor desde el absorbedor al ambiente se produce a través de la cubierta transparente. Bajo condiciones reales de funcionamiento, con el viento enfriando la cubierta, el coeficiente U_6 será significativamente más grande en su componente convectiva y la tasa de transferencia de calor a través de la cubierta aumentará de acuerdo al balance térmico global del absorbedor con su entorno.

CONCLUSIONES

En este trabajo se realizó la evaluación experimental del comportamiento térmico en estado estacionario de un prototipo de absorbedor solar lineal cuyo modelo a escala real funciona acoplado a un concentrador de tipo Fresnel y es utilizado para la generación de vapor a alta presión y temperatura. Variando la potencia disipada por resistencias eléctricas instaladas en el interior de los caños del absorbedor se obtuvieron 4 valores de temperatura superficial en el rango 150 °C < T_c < 240 °C que simulan 4 posibles temperaturas de funcionamiento del absorbedor real. Los ensayos fueron realizados en un laboratorio sin climatización artificial ni movimiento forzado del aire en su interior.

Mediante los resultados obtenidos durante el monitoreo térmico del prototipo se determinó, en primer lugar, su coeficiente global de transferencia de calor al entorno, U_g'' en función de la diferencia de temperaturas entre los caños y el ambiente exterior. Este coeficiente es de suma importancia para la determinación de la eficiencia de colección del absorbedor y vale U_g'' (W/m²°C) = 2,559 - 183,724 / ($T_c - T_a$) dentro del intervalo 130 °C < ($T_c - T_a$) < 210 °C. Si bien la dependencia de este coeficiente con dicha diferencia de temperaturas es de tipo hiperbólica, puede aproximarse mediante una línea recta dentro del rango térmico estudiado. Debido a que en el modelo a escala real existe un gradiente térmico a lo largo de los caños del absorbedor, correspondiendo su extremo más frío al lugar por donde ingresa el agua, resulta necesario evaluar mediante nuevas mediciones el valor del coeficiente global de pérdida a las temperaturas que se registran en los primeros tramos del absorbedor ($(T_c - T_a) < 100$ °C).

Las mediciones realizadas a distintas alturas entre la cubierta de Mylar y la posición de los caños revelaron la existencia de un gradiente térmico estable en el aire interior de la cavidad que se intensifica con el aumento de la temperatura superficial de los caños. En la zona cercana a la cubierta este gradiente es muy débil indicando que, posiblemente, existe una zona convectiva inferior cuya determinación fehaciente requiere de nuevas y más detalladas mediciones realizadas a tal fin.

Mediante el planteo del balance energético en estado estacionario dentro de la cavidad del absorbedor se determinaron las radiosidades de cada una de las superficies integrantes de la cavidad y los coeficientes de transferencia de calor interiores y exteriores con los cuales se puede estimar las pérdidas de calor a través de la envolvente del absorbedor. Los resultados de este análisis indican que el coeficiente de transferencia de calor en la región cercana a los caños es de tipo conductivo según corresponde al aire estratificado mientras que los coeficientes convectivos sobre las caras aluminizadas y el lado interior de la cubierta de Mylar corresponden al movimiento del aire a muy baja velocidad (convección natural). Sin embargo, debe tenerse en cuenta que los valores de estos coeficientes provienen de un ajuste algebraico y no de una medición convenientemente realizada. Por lo tanto, pueden englobar los errores cometidos en la evaluación de algunos parámetros.

El coeficiente global de transferencia de calor desde la cubierta al ambiente exterior se calculó como el complejo entre convección y radiación térmica y con él se pudo determinar que, bajo condiciones de estado estacionario con aire quieto rodeando al absorbedor y en el rango de temperaturas estudiado, aproximadamente el 87 % de la pérdida de calor a través de la envolvente del absorbedor se produce por la cubierta transparente. Este porcentaje puede aumentar durante la operación del modelo a escala real en función de las velocidades de viento que se registren en la zona donde sea instalado.

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo fue parcialmente financiado por: Proyectos especiales SECYT (Hoy día Ministerio de Ciencia y Técnica), PIP de CONICET y CIUNSa.

REFERENCIAS

- Bejan, A. Heat Transfer, John Wiley and Sons, New York, 1993.
- Di Canio, G., Treytl, W.J., Jur, F.A., Watson, C.D., 1979. Line focus solar thermal central receiver research study—final report. Prepared for the US Department of Energy by FMC Corporation, Santa Clara, CA, DOE/ET/20426-1, April 1979.
- Feuermann, D., 1993. Experimental evaluation of the PAZ. Solar thermal collector at the Ben-Gurion centre for solar thermal electricity generating technologies. Final report, prepared for the Ministry of Energy and Infrastructure, State of Israel.
- Francia, G., 1968. Pilot plants of solar steam generating stations. Solar Energy 12, 51–64.
- Incropera F., DeWitt D., 1999, Fundamentos de transferencia de calor, 4 Ed., Prentice Hall.
- Marcelo Gea, Luis Saravia¹, Carlos Fernández, Ricardo Caso y Ricardo Echazú. (2007). Concentrador lineal Fresnel para la generación directa de vapor de agua. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol 11, 3.83-3.89.
- L. Saravia¹, M. Gea, C. Fernández, R. Caso, D.I Hoyos, N.I Salvo y H. Suligoy. (2008). Diseño y construcción de un concentrador lineal de Fresnel de 24 m² de área. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 12, 3.119-3.124.

ABSTRACT

In this work there carried out the experimental evaluation of the thermal behavior in stationary state of a prototype of absorbedor linearly which model to real scale works connected to the concentrating one of type Fresnel and it is used for the generation of steam to high pressure and temperature. Changing the power removed by electrical resistances installed inside the tubes of the absorbedor there obtained 4 values of superficial temperature in the range $150\text{ }^{\circ}\text{C} < T_c < 240\text{ }^{\circ}\text{C}$ that simulate 4 possible temperatures of functioning of the real absorber. The tests had for object evaluate the heat losses across the structure that makes a detour to the pipes of the absorbedor since its knowledge performs supreme importance to determine the instantaneous efficiency of the collector system. With this study it was possible to determine that, under conditions of stationary state with still air surrounding the absorbedor and in the studied range of temperatures, 87 % of the heat loss across the surrounding one of the absorbedor is produced for the transparent cover.

Keywords: solar thermal, linear Fresnel concentrator, steam generation.