

# VERIFICACIÓN EXPERIMENTAL DEL MODELO TÉRMICO-ÓPTICO PARA CONCENTRADORES CILÍNDRICO-PARABÓLICOS\*

L.E. Dawidowski, J.C. Durán y R.O. Nicolás

## RESUMEN

En el presente trabajo se presenta una simulación completa del comportamiento térmico-óptico de concentradores de tipo cilíndrico-parabólicos, para lo cual fue necesario ampliar el modelo térmico de receptores anteriormente desarrollado, que calculaba eficiencias por unidad de longitud del receptor. En este caso se analiza el comportamiento total de mismo, teniendo en cuenta para ello la transferencia longitudinal de energía a lo largo del caño, lo cual, junto con el análisis óptico descrito en trabajos previos, permite hallar el punto de trabajo del concentrador para las distintas condiciones de ensayo. Se considera, además, la transparencia del vidrio envolvente de caño receptor a la radiación emitida por este último, para poder considerar altas temperaturas de operación. Se verifica la validez del mismo, comparando los resultados teóricos con los obtenidos experimentalmente en la planta de ensayos que se halla instalada en la División Energía Solar de la CNEA.

## 1-INTRODUCCIÓN

Los concentradores cilíndrico-parabólicos son los más utilizados en sistemas de conversión de energía solar en energía térmica, para proveer fluidos a temperaturas en el intervalo 120 – 400°C.

Para realizar un correcto diseño de un concentrador resulta necesario efectuar una simulación numérica del funcionamiento del mismo. En trabajos anteriores [1] se ha descrito un modelo térmico de receptores tubulares utilizados en este tipo de concentradores. Dicho modelo calcula eficiencias de conversión y energía útil entregada al fluido de trabajo en estado estacionario y por unidad de longitud del receptor. En el presente trabajo se amplía el modelo considerando la transferencia longitudinal de energía a lo largo del caño, lo cual permite analizar el comportamiento total del receptor. Esto, junto con el análisis óptico desarrollado en [2,3], permite realizar una simulación completa del concentrador hallando su punto de trabajo para las distintas condiciones de ensayo.

El modelo térmico presentado en [1] considera el tubo de vidrio envolvente como una superficie opaca para la radiación emitida por el caño absorbente. Esta aproximación es válida para bajas temperaturas de operación ( $\leq 300^\circ$ ). Dada la tendencia que se observa a nivel mundial, en centrales eléctricas de potencia, de elevar dichas temperaturas a fin de incrementar la eficiencia de la turbina, fue necesario extender el modelo para poder considerar la transparencia del vidrio envolvente a la radiación emitida.

\*Comisión Nacional de Energía Atómica, Depto. Fuentes Renovables y Uso Racional de la Energía, División Energía Solar, Avda. Libertador 8250, 1429 Buenos Aires

Los primeros resultados obtenidos con la planta de ensayos de concentradores de tipo cilíndrico parabólicos con receptores tubulares, que tiene instalada la División Energía Solar de la CNEA permitieron realizar en el presente trabajo la verificación experimental del modelo propuesto.

## 2.- AMPLIACIÓN DEL MODELO TÉRMICO

El método de cálculo anteriormente desarrollado [1] consiste en utilizar las ecuaciones de balance de energías por unidad de longitud del receptor y en estado estacionario, para el caño absorbente y para el tubo de vidrio envolvente que lo componen. Para poder realizar un análisis del comportamiento total del mismo, dividimos el receptor en  $n$  unidades de longitud y analizamos dichas ecuaciones para cada una de estas secciones, teniendo en cuenta, además de los términos comentados en la Ref [1], el de transferencia longitudinal de energía por conducción a través del caño ( $Q_c$ ). Las ecuaciones para la  $j$ -ésima sección, con  $1 \leq j \leq n$ , son:

$$E_{ac} = E_{util} + P_c + E_c + Q_c \text{ (para el caño)}$$

$$E_c + P_c + E_{av} = P_v + E_v \text{ (para el vidrio),}$$

donde:  $E_{ac}$  es la energía radiativa absorbida por el caño;  $E_{util}$  la energía útil entregada al fluido de trabajo;  $P_c$  las pérdidas por conducción y convección del caño;  $E_{av}$  la energía radiativa absorbida por el vidrio;  $P_v$  las pérdidas por conducción y convección del vidrio al medio ambiente. Las expresiones para estos términos se encuentran en la Ref [1] donde hay que reemplazar las temperaturas del caño y del vidrio por las correspondientes para la  $j$ -ésima sección. Los términos  $E_v$  y  $E_c$  (intercambio de energía radiativa entre el caño y el vidrio y éste y el medio ambiente, respectivamente), se calculan en el apéndice, donde se tiene en cuenta la transparencia del vidrio a la radiación emitida por el caño.  $Q_c$  se obtiene de la relación:

$$Q_c = A_{tc} k_c (T_{c_j} - T_{c_{(j-1)}})$$

donde  $A_{tc}$  es el área transversal del caño, y  $T_{c_j}$  y  $T_{c_{(j-1)}}$  son las temperaturas de salida y de entrada de la  $j$ -ésima sección, respectivamente.

A partir de las ecuaciones 1 y 2, para un conjunto de parámetros característicos del sistema y para una dada temperatura de entrada a la cual operará la línea, mediante un cálculo iterativo es posible calcular la energía útil entregada al fluido de trabajo para la primer sección. Repitiendo este proceso para las  $n$  secciones e integrando sobre todo el receptor, se obtiene la eficiencia térmica mediante la expresión:

$$\eta_t = \frac{\sum_{j=1}^n E_{util}}{I_0 \cos \kappa A_{conc}}$$

donde  $I_0$  es la intensidad de la radiación solar directa,  $\kappa$  es el ángulo que forma el rayo proveniente del centro del sol con el plano perpendicular a la línea focal y  $A_{conc}$  es el área de apertura del concentrador.

Finalmente la eficiencia total se obtiene multiplicando la expresión anterior por la eficiencia óptica (ver Ref [1]).

## 2- ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES UTILIZANDO EL MODELO TEÓRICO

Los ensayos realizados por la DES de la CNEA en su planta experimental de concentradores cónico-parabólicos, permitieron obtener los primeros resultados sobre el comportamiento de estos sistemas, para distintas condiciones de ensayo. Una medición experimental consiste en la obtención de la eficiencia total a través de la medición a intervalos regulares de una serie de parámetros, que son:

1. Caudal
2. Velocidad de viento
3. Temperatura ambiente
4. Radiación solar directa
5. Temperatura de entrada de las líneas
6. Temperatura de salida de las líneas

La eficiencia se calcula mediante la fórmula:

$$\eta_{exp} = \frac{\dot{m} C_p (T_s - T_e)}{I_0 \cos \kappa A_{conc}} \quad (5)$$

En la Fig.1 se graficó el valor medio de las eficiencias experimentales obtenidas para ensayos a temperaturas de entrada de 100, 150, 180 y 200°C, y su dispersión estándar calculada como el apartamiento de cada uno de los valores de eficiencia medidos, respecto de la media. De allí se observa una alta dispersión, sobre todo para bajas temperaturas, aún cuando las variables 1 a 5 se mantuvieron acotadas durante todo el período de medición. El valor teórico correspondiente a cada uno de los puntos medidos, se obtiene de calcular la eficiencia teórica a partir de los cinco parámetros, y de la definición de algún error en el seguimiento de los rayos solares. El valor teórico medio se calcula suponiendo error de seguimiento cero. En la Fig.1 se graficó la media de estos valores y su dispersión estándar.

Para intentar explicar a través del modelo teórico la alta dispersión que se observa en los valores experimentales, sobre todo para bajas temperaturas, aún cuando las variables 1 a 5 se mantuvieron acotadas durante todo el período de medición, analizaremos la incidencia de la variación de estos parámetros en la eficiencia total, tomando para ello valores de los mismos dentro de los cuales se desarrollaron las experiencias. Se obtuvo que los tres primeros influyen en menos del 1% en la eficiencia total; sin embargo la variación de la radiación solar directa incide en aproximadamente el 5% para temperaturas de entrada del orden de los 200°C, para el rango de 850 a 1000 W/m<sup>2</sup> (ver Fig.2), que son los valores de trabajo en dichos períodos, y en menos del 1% si la temperatura de entrada es de 100°C. La variación de las temperaturas de entrada dentro del rango experimental que fue mayor para las experiencias a 100 y 150°C influye en la eficiencia en forma constante en menos del 5%. Todo esto explica la baja dispersión teórica obtenida.

Para evaluar con el modelo desarrollado la posibilidad de que la dispersión de los valores experimentales se deba a errores en el sistema de seguimiento (ver Ref. [4]), dado que no tenemos

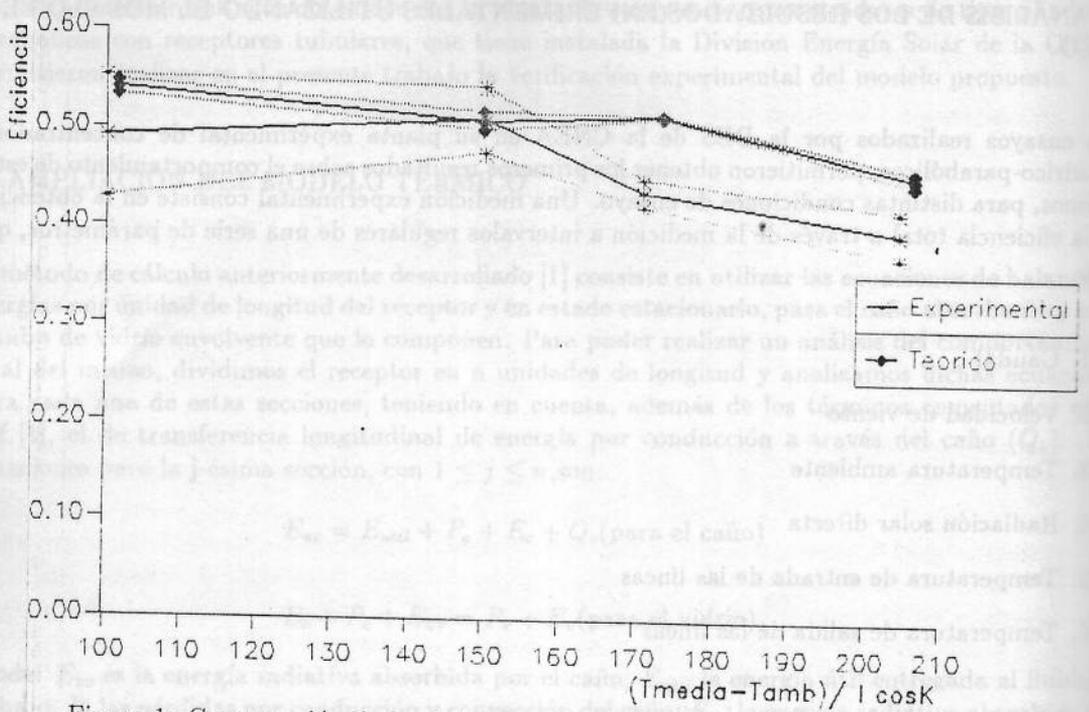


Figura 1: Comparación de los datos experimentales con los del modelo teórico

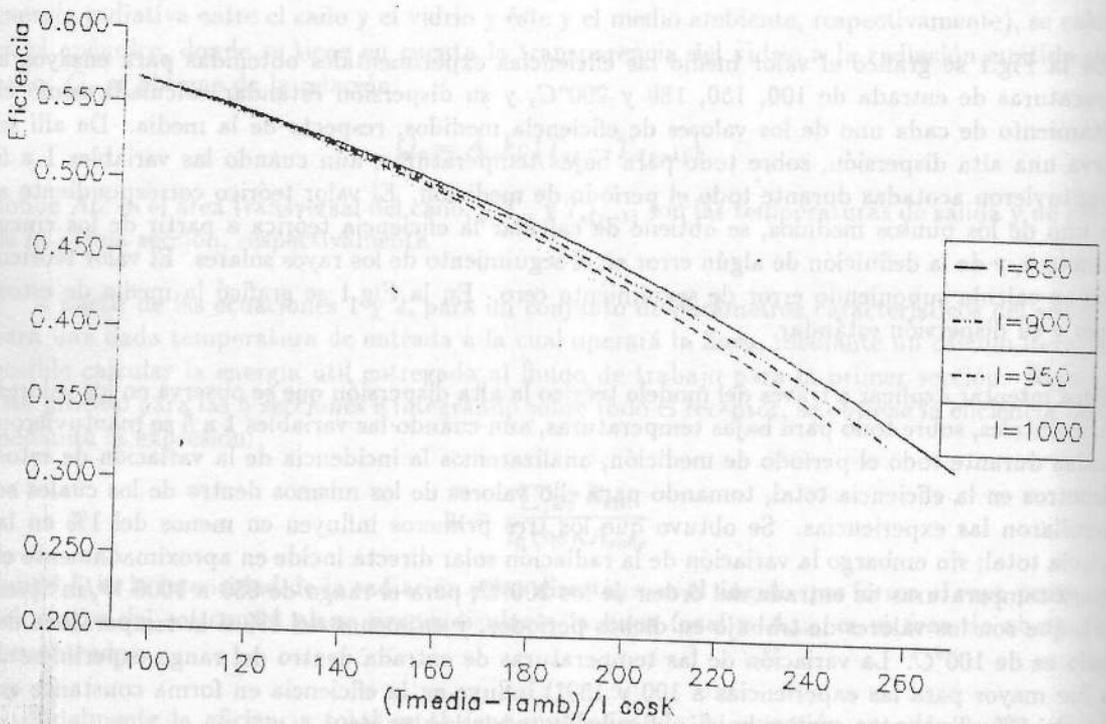


Figura 2: Sensibilidad del modelo teórico a la radiación solar directa

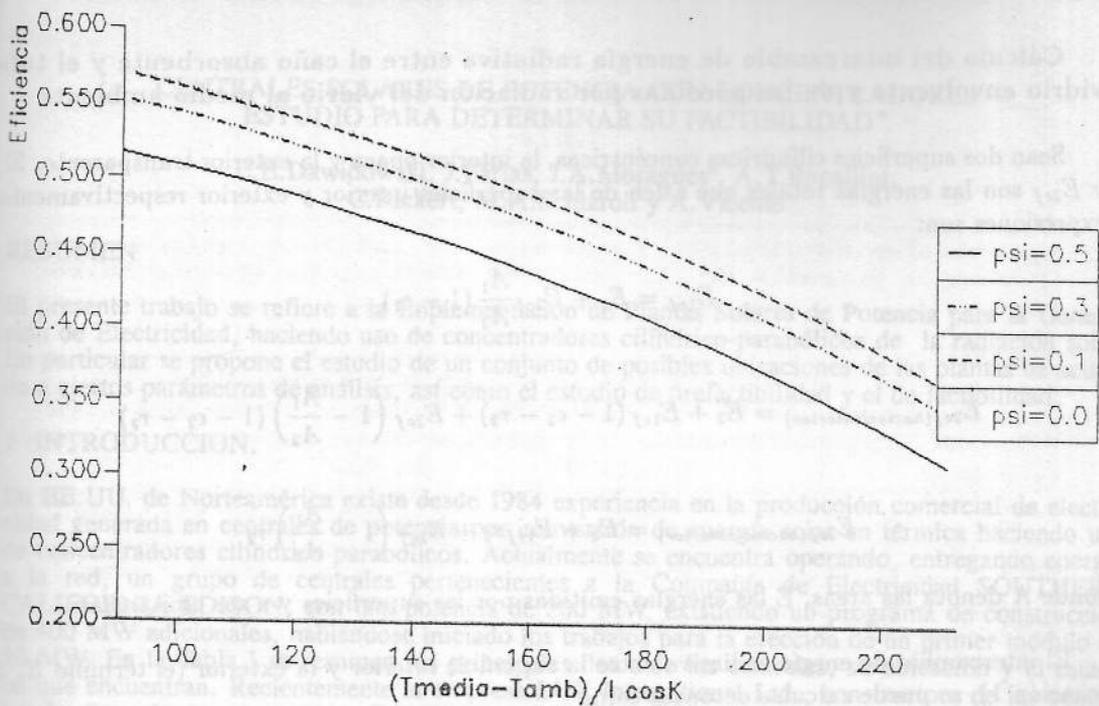


Figura 3: Sensibilidad del modelo a errores en el seguimiento ( $\psi$ )

instalado un método que nos permita medirlos, se analizó la variación de la eficiencia con la temperatura de entrada, para distintos valores del ángulo  $\psi$  que define el seguimiento del sol (ver Fig.3). De allí se observa que para valores de  $\psi = 0.5^\circ$ , que corresponden a un corrimiento del rayo que proviene del centro del sol, una distancia correspondiente a un cuarto del diámetro del receptor (lo cual no se podría observar visualmente) la eficiencia disminuye en un 10% para una temperatura de entrada de  $100^\circ C$  y en un 17% para  $200^\circ C$ . Luego, podemos concluir que un seguimiento deficiente, puede ocasionar errores experimentales como los que se observan en la Fig.1

#### 4- CONCLUSIONES

Se analizó la influencia de la corrección introducida en el modelo desarrollado, que permite tener en cuenta la transparencia del vidrio a la radiación emitida por el caño absorbente, obteniéndose, como era de esperar, que al aumentar la temperatura de operación, se hace más significativa esta corrección en la eficiencia total. Como ejemplo de esto se observó que para temperaturas del orden de  $200^\circ C$  no existe diferencia, mientras que para  $400^\circ C$  la eficiencia pasa de 0.19 sin corrección a 0.17 con ella, lo cual es lógico ya que al considerar la transparencia del vidrio aumentan las pérdidas por radiación.

En lo que se refiere a la verificación experimental del modelo desarrollado, de la Fig.1 podemos concluir que para bajas temperaturas de operación, los resultados teóricos se encuentran dentro del error experimental, mientras que para temperaturas mayores que  $170^\circ C$  el modelo sobrevalúa la eficiencia total en aproximadamente un 10%, pudiendo deberse esto a problemas en el seguimiento, ya que los valores teóricos correspondientes se obtuvieron con  $\psi = 0$ .

#### Apéndice

Cálculo del intercambio de energía radiativa entre el caño absorbente y el tubo de vidrio envolvente y de las pérdidas por radiación del vidrio al medio ambiente

Sean dos superficies cilíndricas concéntricas, la interior opaca y la exterior transparente. Si  $E_{1ef}$  y  $E_{2ef}$  son las energías totales que salen de las superficies interior y exterior respectivamente, sus expresiones son:

$$E_{1ef} = E_1 + E_{2ef} \frac{A_1}{A_2} (1 - \epsilon_1)$$

$$E_{2ef(\text{haciaelinterior})} = E_2 + E_{1ef} (1 - \epsilon_2 - \tau_2) + E_{2ef} \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right) (1 - \epsilon_2 - \tau_2)$$

$$E_{2ef(\text{hacialexterior})} = E_2 + E_{1ef} \tau_2 + E_{2ef} \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right) \tau_2$$

donde A denota las áreas, E las energías emitidas por las superficies y  $\epsilon$  sus emitancias.

El intercambio de energía radiativa entre la superficie interior y la exterior (el término  $E_c$  de la ecuación 1), se puede calcular entonces como

$$E_c = E_{1ef} - \frac{A_1}{A_2} E_{2ef(\text{haciaelinterior})}$$

donde el último término tiene en cuenta que no toda la energía que sale de la superficie exterior contribuye al flujo de energía de una superficie intermedia.

Las pérdidas por radiación de la superficie transparente hacia el medio ambiente (el término  $E_v$  de la ecuación 2) se obtiene sumando la energía que emite dicha superficie, como si el medio ambiente y ella fueran dos planos infinitos paralelos, a la energía radiativa transmitida que proviene del interior; o sea:

$$E_v = A_2 \epsilon_2 \sigma (T_2^4 - T_{amb}^4) + \left[ E_{1ef} + \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right) E_{2ef} \right] \tau_2. \quad (11)$$

## Referencias

- [1] L. E. Dawidowski y R. O. Nicolás, "Modelo térmico de receptores tubulares utilizados con concentradores cilíndrico-parabólicos", Actas de la XII Reunión de Trabajo de la ASADES, Buenos Aires (1987).
- [2] R.O. Nicolás, "Intensity distribution in cylindrical-circular receiver for non perfect cylindrical-parabolic concentrators", Applied Optics 24, 2600 (1985).
- [3] R.O. Nicolás y J.C. Durán, "Generalization of the two-dimensional optical analysis of cylindrical concentrators", Solar Energy 25, 22 (1980).
- [4] H. Bajano, C. Tesone, J. Farias, A. Vicente, A. Rapallini, L. Dawidowski y E. Mezzabolta, "Banco de ensayos de concentradores solares, resultados obtenidos luego de un año y medio de operación", Presentado a la XIV Reunión de Trabajo de ASADES, Mendoza (1990).