

MODELO TERMICO DE RECEPTORES TUBULARES UTILIZADOS
CON CONCENTRADORES CILINDRICO-PARABOLICOS.

L. E. Dawidowski* y R. O. Nicolás#

Resumen:

Se propone un modelo que permite simular el comportamiento térmico de receptores de concentradores cilíndrico-parabólicos, considerándolos compuestos por un tubo de sección circular dentro de un tubo de vidrio Pirex, ambos concéntricos. El modelo se basa en el análisis de las pérdidas convectivas, conductivas y radiativas tanto del tubo receptor como del Pirex, lo que permite calcular la eficiencia de conversión y la energía útil entregada al fluido de trabajo, en función de los distintos parámetros característicos. Se muestran y comparan los resultados obtenidos para el modelo anteriormente descrito con y sin tubo de vidrio, considerando además la posibilidad de efectuar vacío entre ambos tubos.

Introducción:

Los concentradores cilíndrico-parabólicos son los más utilizados en sistemas de conversión de energía solar para proveer fluidos a temperaturas en el intervalo de 120-300°C y, a través de la utilización de una turbina prácticamente convencional, su posterior conversión en energía eléctrica. Para realizar un correcto diseño de este tipo de concentradores resulta necesario efectuar una simulación numérica del funcionamiento de los mismos. En trabajos anteriores se ha descrito un análisis óptico (1,2) que nos permite obtener la distribución de intensidades de la radiación concentrada en receptores tubulares de sección circular. En este trabajo se presenta un modelo que permite simular el comportamiento térmico de un receptor compuesto por un tubo absorbente por el que circula el fluido de trabajo, dentro de un tubo envolvente de vidrio Pirex, ambos de sección circular y concéntricos. El modelo se basa en el análisis de las pérdidas conductivas, convectivas y radiativas, tanto del absorbente como del envolvente, suponiendo el espacio entre ambos tubos ocupado por aire y considerando, además, la posibilidad de efectuar vacío. Este modelo, combinado con el análisis óptico, permite obtener la energía útil entregada al fluido de trabajo y la eficiencia de conversión de energía solar en térmica.

* Becaria de CIC

División Energía Solar. Comisión Nacional de Energía Atómica
Av del Libertador 8250-1429 Buenos Aires.

Cálculo de la energía útil:

El método de cálculo desarrollado consiste en utilizar las ecuaciones de balance de energías en estado estacionario para el caño absorbente y para el tubo de vidrio envolvente, considerando que cada uno de ellos se encuentra a una temperatura homogénea y despreciando la componente reflejada de la radiación incidente en el caño, o sea:

para el caño:

$$E_{ac} = E_{util} + E_{vc} + (P_{cond,conv})_{c,v} \quad (1)$$

para el vidrio:

$$E_{av} + (P_{cond,conv})_{c,v} + E_{vc} = (P_{cond,conv})_{v,amb} + Pr_{ad,amb} \quad (2)$$

donde E_{ac} es la energía radiativa absorbida por el caño; E_{util} la energía útil entregada al fluido de trabajo; E_{vc} el intercambio de energía radiativa entre el vidrio y el caño; $(P_{cond,conv})_{c,v}$ las pérdidas por conducción y convección del caño; $(P_{cond,conv})_{v,amb}$ las pérdidas por conducción y convección del vidrio al medio ambiente y $Pr_{ad,amb}$ las pérdidas por radiación del vidrio al ambiente (estas expresiones de cada uno de estos términos figuran en el apéndice 1).

Para una dada temperatura de operación, un conjunto de parámetros característicos del sistema colector (absorbancias y emisividades de los elementos que componen el receptor, reflectancias de la superficie espejada, etc.) y para un conjunto de parámetros externos (velocidad del viento, intensidad de la radiación solar directa, etc.), es posible obtener, realizando un cálculo iterativo en la ec.(2), la temperatura del vidrio envolvente; reemplazando ésta expresión en la ec.(1) se obtiene la energía útil.

Cálculo de eficiencias:

La eficiencia de conversión de energía solar en térmica η está dada por el cociente entre la energía útil entregada al fluido de trabajo y la energía total E_o que incide en el concentrador, o sea:

$$\eta = \frac{E_{util}}{E_o} \quad (3)$$

donde:

$$E_o = I_o \cos K A_{conc}$$

con: I_o : intensidad de la radiación solar directa; K : ángulo que forma el rayo proveniente del centro del sol con el plano perpendicular a la línea focal; A_{conc} : área de apertura del concentrador.

La eficiencia óptica η_{op} se define (ref 3) como el cociente entre la energía incidente en el receptor y E_o , o sea

$$\eta_{op} = \frac{E_{av}}{\rho \cdot E_o} = \rho \frac{A_{rec}}{A_{conc}} \frac{1}{C(r=r_v)} \quad (4)$$

donde

ρ : absorbancia del vidrio; ρ : reflectividad de la superficie; A_{rec} : área del receptor $C(r=r_v)$: factor de concentración medio (promedio del factor de concentración puntual sobre el área del receptor) para un receptor de radio igual al del vidrio envolvente. Definiendo, entonces, la eficiencia térmica η_{term} como el

cociente entre E_{util} y la energía incidente en el receptor:

$$\eta_{term} = \frac{E_{util}}{E_{av}} \quad (5)$$

se verifica la relación: $\eta = \eta_{op} \cdot \eta_{term}$

Resultados y conclusiones:

Anteriormente al desarrollo del presente trabajo la División Energía Solar de la CNEA había utilizado un modelo muy simplificado (1), que consistía en considerar sólo el tubo absorbente como receptor de la radiación concentrada y en el cual se tenían en cuenta sólo las pérdidas radiativas. Para poder comparar este modelo con el que se presenta en este trabajo, y para estudiar la necesidad o no de realizar el vidrio envolvente y de realizar vacío en el espacio entre el absorbente y el envolvente, se presentan gráficos de eficiencia para los siguientes tipos de receptores:

1) Caño absorbente con tubo de vidrio envolvente, entre los cuales se está seco a presión atmosférica.

2) Caño absorbente con tubo de vidrio envolvente, entre los cuales se ha realizado vacío; los resultados para este caso se obtienen reemplazando el coeficiente de transferencia de calor h_{medio} igual a 0.

3) Caño absorbente, considerando solamente pérdidas radiativas; la energía útil en este caso surge de una ecuación similar a la ec.(1):

$$E_{ac} = E_{util} + Pr_{ad,amb}$$

4) Caño absorbente, considerando además las pérdidas conductivas y convectivas; los resultados se obtienen en este caso de la ecuación:

$$E_{ac} = E_{util} + Pr_{ad,amb} + (P_{cond,conv})_{c,amb}$$

En la Fig.1 se muestra la eficiencia total en función de la velocidad del viento, donde se observa la poca influencia del viento al realizar vacío en el espacio entre tubos, ya que η disminuye en sólo el 1,6% si la velocidad pasa de 2 a 10 m/seg (7,2 a 32 km/h), mientras que para el receptor tipo 1 para las mismas velocidades η disminuye en \approx 23%. Se observa además, como era de esperar, que al considerar sólo el caño absorbente (curva 4) η cae muy rápidamente al aumentar la velocidad del viento.

La Fig.2 permite analizar los efectos que produce la variación del ángulo de ataque ψ (ángulo que forma la dirección de la velocidad del viento con el eje de los tubos) en la eficiencia total; se observa que para el receptor tipo2 a bajas velocidades de viento (24 km/h) η es prácticamente constante con ψ , mientras que para el tipo 1 η disminuye en aproximadamente 7% cuando ψ pasa de 10° a 90° .

En la Fig.3 se muestra cómo varía η con la temperatura del caño, considerando el concentrador perfecto, o sea, aquel cuya normal a cada elemento diferencial de superficie especular se encuentra en su posición correcta ($\sigma = 0$ mrad) (Ref. 2). Se observa que al aumentar la temperatura de operación, decae más rápidamente la eficiencia total para el receptor con vidrio envolvente y aire a una atmósfera, que para aquel en el que se ha realizado vacío; como ejemplo de esto, si comparamos $T_c=150^\circ C$ con $T_c=250^\circ C$, η decae en \approx 80% para el receptor tipo 2, mientras que para el tipo 1 lo hace en \approx 36%.

Para analizar cómo influye la intensidad de la radiación solar directa en la eficiencia total para una dada temperatura de operación, se muestra (Fig. 4) η en función de I_0 , considerando un concentrador no perfecto con sigma igual a 5 mrad. Es de destacar que al aumentar I_0 aumenta la energía radiativa absorbida por el caño y la temperatura del vidrio, por lo que las pérdidas de calor del caño hacia el vidrio en cualquiera de sus formas disminuyen; en consecuencia aumenta la energía útil entregada al fluido, por lo que η es creciente con I_0 . En función de esto el crecimiento de η debe ser mayor para el receptor tipo 1 que para el tipo 2, ya que el primero tiene en cuenta las pérdidas conductivas y convectivas; como ejemplo, en el gráfico 4 se puede observar que si I_0 pasa de 700 a 1000 watt/m² η aumenta \approx 17% para el tipo 1 y solo hace en \approx 3% para el receptor tipo 2.

En las figuras 5 y 7 se ha graficado en función del radio del caño r_c para una relación fija entre éste y el radio del vidrio, pero variando la absorbancia del caño α_v y la emitancia del vidrio ϵ_v , donde se observa que hay un valor de r_c para el cual η se hace máximo, por lo que éstos gráficos permiten realizar una primera selección del radio del caño a utilizar, e indican, además, lo significativo que puede ser en la eficiencia total de conversión una mala selección del radio del receptor a adoptar en un sistema dado. En la Fig. 6 se ha graficado la eficiencia térmica en función de r_c , que, al compararlo con la Fig. 5 correspondiente, se aprecia la influencia de la eficiencia óptica del concentrador sobre η .

En todos estos gráficos se observa la importancia de colocar el vidrio envolvente y la de realizar vacío en el espacio entre el vidrio y el caño, ya que en todos los casos existen diferencias significativas entre los mencionados receptores.

En resumen, estos gráficos permiten realizar una primera evaluación de la influencia de los parámetros característicos del sistema colector en la eficiencia total de conversión, para los distintos tipos de receptores, y evaluar la posibilidad de utilizar superficies selectivas en los elementos que lo componen.

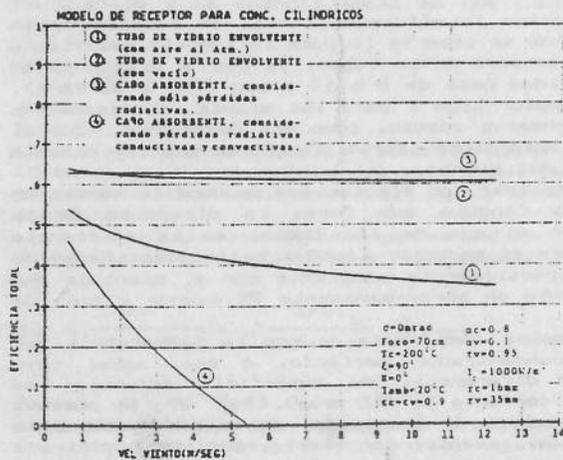


Fig. 1

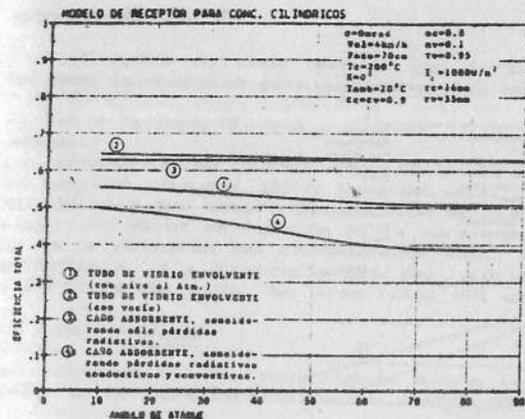


Fig. 2

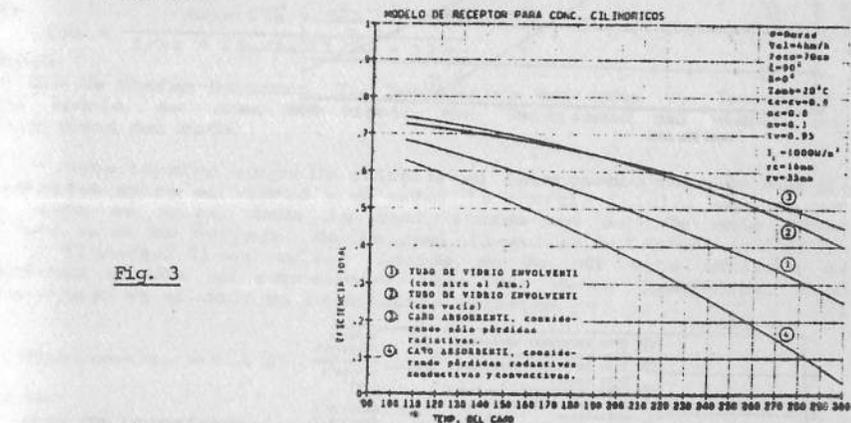


Fig. 3

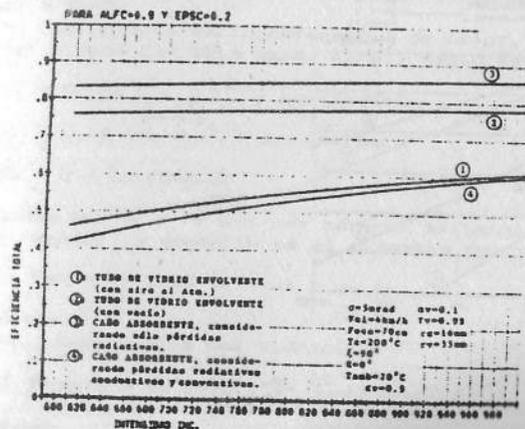


Fig. 4

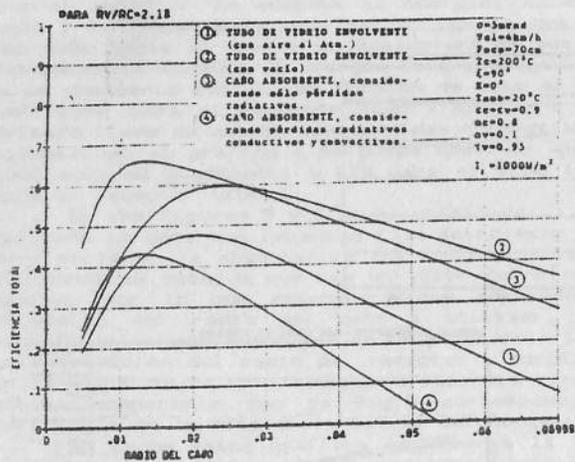


Fig. 5

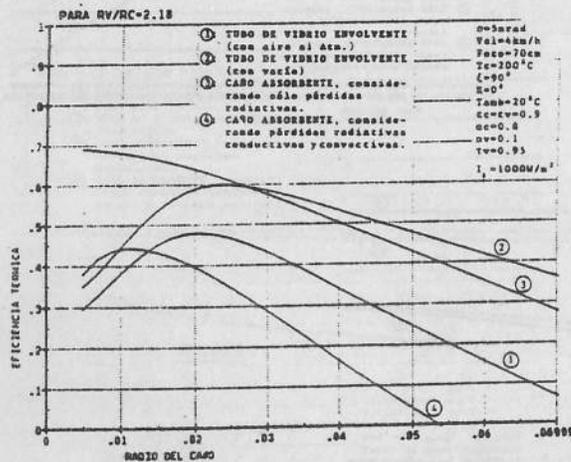


Fig. 6

Apéndice 1:

Estudio de cada uno de los términos de las ecuaciones de balance de energías para los tubos del receptor:

$$1) Eac = I_o \cos K \overline{C}(r=r_c) \rho \tau \alpha v Ac$$

donde:

I_o : intensidad de la radiación solar directa. Su valor es función de la latitud, día del año y hora del día. K : ángulo que forma el rayo proveniente del centro del sol con el plano perpendicular a la línea focal; su valor es función de la hora respecto del mediodía solar, y de la orientación del concentrador (Ref. 8). ρ : reflectividad de la superficie. τ : transmitancia del vidrio. αv : absorbanza de la superficie del caño. Ac : Área total del caño

$$2) Eutil = \dot{m} C_p \Delta T$$

donde:

ΔT : diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del caño. \dot{m}, C_p : Característicos del fluido de trabajo.

$$3) Evc = \frac{Ac \sigma (T_c^4 - T_v^4)}{1/\epsilon_c + (Ac/Av)(1/\epsilon_v - 1)}$$

donde:

σ : Cte de Stefan-Boltzman. T_c : Temperatura del caño. T_v : Temperatura del vidrio. Av : Área del vidrio. ϵ_v : Emisividad del vidrio. ϵ_c : Emisividad del caño.

Este término surge de estudiar el intercambio neto de energía radiativa entre el vidrio y el caño: la energía inicial emitida por el caño es $Ac \cdot \epsilon_c$, toda la cual incide en Av . De este total $(1-\epsilon_v) \cdot \epsilon_c \cdot Ac$ se refleja, de la cual $(1-\epsilon_v) \cdot \epsilon_c \cdot Ac \cdot (Ac/Av)$ incide en Ac y $(1-Ac/Av) \cdot (1-\epsilon_v) \cdot \epsilon_c \cdot Ac$ incide en Av . Si este análisis se continúa el Evc se representar como una serie geométrica, cuyo resultado es el dado en la ecuación anterior.

$$4) (P_{cond, conv})_{c,v} = h A \Delta T$$

donde:

A : Área de transferencia de calor² (área media entre Ac y Av).

$$\Delta T = T_c - T_v$$

h : Coeficiente de transferencia de calor, función de la temperatura del fluido (en este caso, aire); según Ref. 4:

$$Nu = 0.124 (Gr Pr)^{1/3} / \ln(D_v/D_c) \quad \text{si } 10^7 < Gr Pr < 10^{10}$$

$$Nu = 0.44 (Gr Pr)^{1/4} / \ln(D_v/D_c) \quad \text{si } 10^3 < Gr Pr < 10^7$$

$$Nu = 2 / \ln(D_v/D_c) \quad \text{si } Gr Pr < 10^3$$

donde Nu , Gr y Pr son los números dimensionales de Nusselt, Grashof y Prandtl, y donde D_v es el diámetro del vidrio, y D_c el del caño.

$$5) Eav = I_o \cos K \overline{C}(r=r_c) \rho \alpha v Av$$

donde:

αv : Absorbanza del vidrio.

$$6) Pradamb = Av \epsilon_v \sigma (T_v^4 - T_{amb}^4)$$

donde:

T_{amb} : Temperatura ambiente.

7) El término debido a las pérdidas por convección al medio ambiente, debe tener en cuenta la dirección y velocidad del viento:

$$(P_{\text{cond, conv}})_{v, \text{amb}} = h A_v (T_v - T_{\text{amb}})$$

donde h sale de las relaciones:

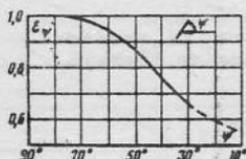
$$Nu = 0.49 Re^{0.5} \quad \text{si } Re < 10^3$$

$$Nu = 0.245 Re^{0.4} \quad \text{si } Re > 10^3$$

válidas si el viento es perpendicular al eje del receptor; si incide con un cierto ángulo de ataque (Ref 5):

$$h_{\psi} = \epsilon_{\psi} h(\psi=90^{\circ})$$

donde ϵ_{ψ} se obtiene del siguiente gráfico:



Dependencia entre la emisión calorífica del cilindro y el ángulo de ataque ψ .

Referencias:

- 1) R.O. Nicolás, "Intensity Distribution in Cylindrical-Circular Receivers for Nonperfect Cylindrical-Parabolic Concentrators". Applied Optics, 24, 1985
- 2) J.C. Durán and R.O. Nicolás, "Development and Applications of a Two-Dimensional Optical Analysis of Non-Perfect Cylindrical Concentrators". Solar Energy 34, 3, p 257. 1985.
- 3) R.O. Nicolás and J.C. Durán, "Generalization of the Two-Dimensional Optical Analysis of Cylindrical Concentrators". Solar Energy 25, p 21, 1980.
- 4) J.R. Kreider, "Medium and High Temperature Solar Process". Academic Press, New York, 1979.
- 5) M.A. Mijeev, I.M. Mijeeva, "Fundamentos de Termotransferencia". Mir, Moscú, 1979.
- 6) W.H. Mc Adams, "Transmisión de Calor". Mc Graw-Hill Book, U.S.A., 1978.
- 7) D.Q. Kern, "Procesos de Transferencia de Calor" Compañía Editorial Continental, México, 1980.