



## MÉTODO PARA CARACTERIZAR LA EFICIENCIA TÉRMICA DE UN COLECTOR SOLAR DE AIRE CON ACUMULACIÓN DE CALOR EN EL ABSORBEDOR<sup>1</sup>

M. CONDORÍ, L. SARAVIA<sup>2</sup>

INENCO, Instituto UNSa-CONICET

Universidad Nacional de Salta,

Calle Buenos Aires 177, 4400, Salta, Argentina

Tel: 0387-4255579 - Fax: 0387-4255489, e-mail: condori@unsa.edu.ar

**RESUMEN:** Se presenta un modelo no estacionario para un colector solar de aire, donde se tiene en cuenta la acumulación de calor en el absorbedor. Se obtiene una solución analítica aproximada del modelo y se la compara con los resultados experimentales de un colector con absorbedor de 2 cm de espesor. Se obtiene una ecuación para la eficiencia térmica que depende de tres variables: una es función del tiempo y tiene en cuenta el desfase que se produce entre la radiación y la temperatura de salida, otra tiene en cuenta la temperatura de entrada del aire y la última la temperatura inicial del absorbedor. Para tiempos más grandes que el triple de la constante de tiempo del colector se obtiene una expresión simple de la eficiencia que permite caracterizar su comportamiento en condiciones reales de funcionamiento. Se comparan los resultados del método propuesto con los obtenidos con el método estacionario convencional.

**Palabras Claves:** modelo no estacionario, colector solar de aire, eficiencia térmica, calor acumulado, absorbedor.

### INTRODUCCIÓN

Generalmente, la eficiencia térmica de un colector solar convencional se determina bajo estado estacionario con condiciones controladas en laboratorio utilizando lámparas para simular el sol. También se utilizan mediciones de campo, pero sólo datos meteorológicos correspondientes a un pequeño intervalo alrededor del medio día solar de días claros. La expresión para la eficiencia de colectores solares más difundida corresponde al modelo desarrollado por Hottel y Whillier. En éste, no se considera la naturaleza transitoria de la radiación solar, temperatura ambiente y masa térmica del colector sobre la eficiencia, ya que supone que con datos meteorológicos horarios sus predicciones difieren poco de un modelo no estacionario, (Duffie y Beckman, 1991). Esto es válido para colectores de placa plana, con poca masa térmica, caracterizados por respuestas de unos pocos minutos respecto a la señal de entrada.

No es este el caso de algunos tipos de colectores solares no convencionales con grandes constantes de tiempo debido a que tienen materiales con masa apreciable. Se puede mencionar el colector solar de aire con absorbedor conformado por un lecho de piedras (Saravia et al, 1983). El tiempo de respuesta de estos colectores puede ser de varias horas y debido a la masa de acumulación, se produce un desfase entre la temperatura del aire a la salida del colector y la radiación solar incidente. Este desfase ocasiona registros erróneos de eficiencia cuando la radiación solar baja. Es decir que el modelo estacionario no es un método seguro para determinar la eficiencia de estos colectores, siendo las medidas de campo la única metodología posible a utilizar debido a sus grandes dimensiones.

En lo que sigue, se presenta un modelo transitorio sencillo para un colector solar de aire del tipo simple cuyo comportamiento está controlado principalmente por la masa del absorbedor. Luego, se presenta una nueva metodología para determinar los parámetros que caracterizan el comportamiento térmico del colector, utilizando mediciones de campo.

### BALANCES DE ENERGÍA DEL MODELO

El colector consiste de una cubierta plástica transparente del tipo que se utiliza en invernaderos, sostenida por una estructura sencilla sobre un absorbedor plano. Éste se construye con piedras o mosaicos pintado de negro y tiene aislamiento térmico y una barrera de humedad por el fondo. La cubierta se cierra en los laterales, formando una cámara por donde circula el aire a ser calentado con la ayuda de un ventilador. A continuación, se plantean los balances de energía correspondientes a un elemento de volumen infinitesimal del absorbedor, la cubierta plástica superior y el flujo de aire en el colector.

Para el absorbedor, se considera una variación unidimensional de temperatura y se tiene la siguiente ecuación de balance:

$$zC_m \rho_m \frac{\partial T_m}{\partial t} = (\tau \alpha_m) I + h_1 (T_f - T_m) + h_{r1} (T_c - T_m) + h_f (T_a - T_m) + z k_m \frac{\partial^2 T_m}{\partial x^2} \quad (1)$$

<sup>1</sup> Parcialmente financiado por el CIUNSa y el CONICET

<sup>2</sup> Investigador del CONICET

donde a la izquierda de la igualdad se considera el calor acumulado en la masa del absorbedor. Los términos de la derecha representan la ganancia efectiva debido a la radiación incidente y las pérdidas: por convección hacia el flujo de aire, por radiación hacia la cubierta, por conducción hacia el fondo y por conducción hacia los nodos vecinos. Las propiedades del absorbedor  $k_m$ ,  $C_m$  y  $\rho_m$  se consideran constantes respecto a la variación de temperatura.

Para la cubierta superior, debido al pequeño espesor del plástico, no se consideran términos ni para la conducción ni para la acumulación de calor en la cubierta.

$$0 = h_1(T_f - T_c) + F_{mc}h_{r1}(T_m - T_c) + h_w(T_a - T_c) + h_{r2}(T_a - T_c) \quad (2)$$

El primer término corresponde al intercambio por convección hacia el flujo de aire, el segundo al intercambio de radiación con el absorbedor y los dos últimos son las pérdidas por el viento hacia el ambiente y por radiación hacia el cielo. Esta última referida a la temperatura ambiente. Se considera la relación  $F_{mc}$  entre las áreas de cubierta y absorbedor.

Para el flujo de aire, debido a la baja capacidad calorífica, se desprecia la acumulación de calor en el aire. En cambio, si se considera la variación de la temperatura del flujo con la posición. También se considera que el coeficiente de convección entre el flujo y el absorbedor tiene el mismo valor que entre la cubierta y el absorbedor.

$$\frac{1}{a} \rho C_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = h_1(T_m - T_f) + F_{mc}^{-1} h_1(T_c - T_f) \quad (3)$$

Cuando el absorbedor tiene un bajo coeficiente de conducción o el espesor es pequeño, el flujo de calor hacia los elementos vecinos es despreciable. Computando en este caso el valor correcto de las pérdidas hacia el fondo, el sistema se reduce a dos ecuaciones diferenciales donde una se integra respecto al tiempo y la otra sólo respecto a la posición. En la próxima sección se plantea una solución aproximada del problema.

## SOLUCIÓN ANALÍTICA APROXIMADA

Para un elemento de volumen pequeño del absorbedor se asume una distribución de temperatura uniforme. Por otra parte, para un intervalo corto de tiempo se asume que el resto de las variables se mantienen constantes. En lo que sigue, sólo se considerará la variación temporal de la radiación, por lo que la solución es válida para un intervalo donde  $T_a$  no varíe apreciablemente con el tiempo. Se considera que la radiación solar varía con el tiempo en forma sinusoidal:

$$I = I_0 \sin \omega t \quad (4)$$

donde  $I_0$  es la radiación pico y  $\omega$  la frecuencia diaria. Despejando de la ecuación (2) la temperatura de cubierta y reemplazando el resultado en la ecuación (1), se obtiene la siguiente ecuación diferencial ordinaria:

$$z C_m \rho_m \frac{dT_m}{dt} + (h_1 - F_{mc} h_{r1}^2 / h + h_{r1} + h_f) T_m = (\tau \alpha) I + (h_1 + h_1 h_{r1} / h) T_f + \left( \frac{h_{r1}(h_w + h_{r2})}{h} + h_f \right) T_a \quad (5)$$

Para un dado elemento de volumen, esta ecuación diferencial tiene la siguiente solución para la temperatura del absorbedor.

$$T_m = Q_1 T_f + Q_2 I + Q_3 T_a + Q_4 \quad (6)$$

$$M = \frac{1}{\rho_m C_m (V_m / A_c)} \quad (7)$$

$$h = h_1 + F_{mc} h_{r1} + h_{r2} + h_w \quad (8)$$

$$P_m = M (h_1 - F_{mc} h_{r1}^2 / h + h_{r1} + h_f) \quad (9)$$

$$P = \frac{M(1 - e^{-P_m t})}{P_m} \quad (10)$$

$$Q_1 = P(h_1 + h_1 h_{r1} / h) \quad (11)$$

$$Q_2 = (\tau \alpha) \frac{M}{P_m^2 + \omega^2} \left[ P_m - \omega \left( \cot \omega t + \frac{e^{-P_m t}}{\sin \omega t} \right) \right] \quad (12)$$

$$Q_3 = -Q_1 + (1 - e^{-P_m t}) \quad (13)$$

$$Q_4 = T_{m0} e^{-P_m t} \quad (14)$$

Se ha utilizado la condición inicial  $T_m(0) = T_{m0}$ . La ecuación (6) proporciona una relación entre  $T_m$  y  $T_f$  que se utiliza para resolver la ecuación (3). Reemplazando la ecuación (6) y la temperatura de cubierta, ecuación (2), en la (3), se obtiene otra ecuación diferencial ordinaria, donde ahora la variable de integración es la posición. Ésta se integra con la condición inicial  $T_f(0) = T_{f0}$ , la temperatura a la entrada del colector y se obtiene una expresión para el salto de temperatura del aire:

$$T_f - T_{f0} = \frac{(1 - e^{-P_f x})}{U_L} [(\tau\alpha)I - U_o f(t)I - U_L(T_{f0} - T_a) + U_m(T_{m0} - T_a)] \quad (15)$$

$$P_f = \frac{aU_L}{RC_f} \frac{h_1(h_{r1} + h)MP_m}{h(P_m^2 + \omega^2)} \quad (16)$$

$$f(t) = \omega \left( \cot \omega t + \frac{e^{-P_m t}}{\sin \omega t} \right) \quad (17)$$

$$U_o = \frac{(\tau\alpha)}{P_m} \quad (18)$$

$$U_L = \frac{P_m^2 + \omega^2}{MP_m} \left[ \frac{-Q_1(h + h_{r1}) + h(1 + 1/F) - h_1/F}{(h_{r1} + h)} \right] \quad (19)$$

$$U_m = \frac{e^{-P_m t}}{MP_m} (P_m^2 + \omega^2) \quad (20)$$

De acuerdo a la ecuación (15), la nueva expresión para la eficiencia es:

$$\eta = F_R \left[ (\tau\alpha) - U_o f(t) - U_L \frac{(T_{f0} - T_a)}{I} + U_m \frac{(T_{m0} - T_a)}{I} \right] \quad (21)$$

donde  $F_R$  es el factor de remoción de calor, que si bien tiene la forma convencional introduce el efecto transitorio a través de su dependencia con el coeficiente global de pérdidas  $U_L$ .

$$F_R = \frac{RC_f}{A_c U_L} \left( 1 - e^{-\frac{A_c U_L F'}{RC_f}} \right) \quad (22)$$

El factor de eficiencia del colector  $F'$  está definido por:

$$F' = \frac{MP_m}{(P_m^2 + \omega^2)} \frac{h_1(h_{r1} + h)}{h} \quad (23)$$

El cociente  $\Gamma = 1/P_m$  es la constante de tiempo del colector. Cuando  $t > 3\Gamma$  los coeficientes tienen un error menor al 5 % respecto del valor final del estado estacionario. En la Figura 1 se muestra el comportamiento temporal de los coeficientes  $U_L$  y  $U_m$ . Para este caso  $\Gamma = 37$  minutos y se han utilizado los parámetros listados en la Tabla 1 que corresponden a valores ajustados mediante simulación para un absorbedor de 2 cm de espesor (Condori, 2003). Bajo esta condición  $U_m \rightarrow 0$ . Si se evalúa la ecuación (24) al medio día solar se recuperan los resultados del modelo Hottel-Whillier, donde  $U_L$  tiene el valor de estado estacionario.

$$\eta = F_R \left[ (\tau\alpha) - U_o \omega \cot(\omega t) - U_L \frac{(T_{f0} - T_a)}{I} \right] \quad (24)$$

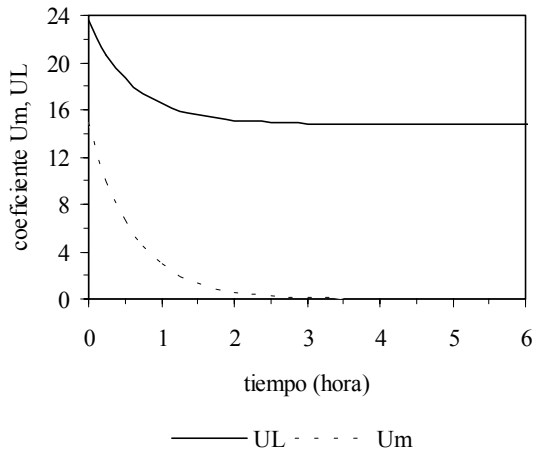


Figura 1: Variación temporal de los coeficientes  $U_L$  y  $U_m$  para un espesor de 2 cm.

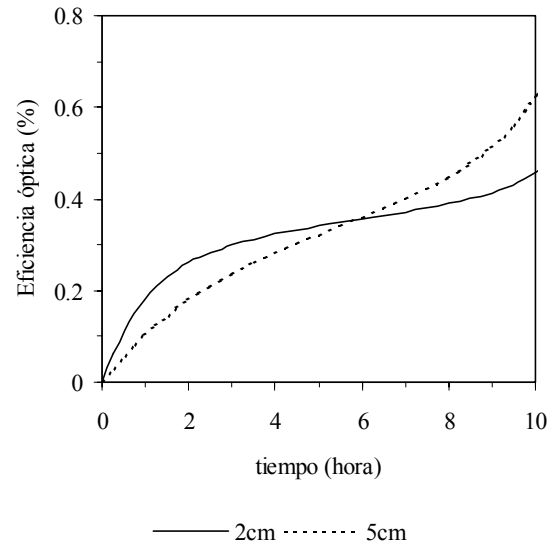


Figura 2: Variación temporal de la eficiencia óptica para un espesor de 2 cm y 5 cm.

$h_1 = 7,2$	$W/m^2C$	$F_{mc} = 0,9$	
$h_{r1} = 7,8$	$W/m^2C$	$\tau\alpha = 0,72$	
$h_{r2} = 12,5$	$W/m^2C$	$k_m = 1,1$	$W/mC$
$h_f = 0,98$	$W/m^2C$	$C_m = 840$	$J/kgC$
$h_w = 11,8$	$W/m^2C$	$C_f = 1012$	$J/kgC$
$n\& = 0,46$	$kg/s$	$\rho_m = 1920$	$kg/m^3$

Tabla 1: Valores de los parámetros ajustados por simulación y utilizados en las gráficas 1 y 2.

Para  $t > 3\Gamma$  el factor de remoción es constante y la eficiencia dependerá de los parámetros ópticos y de la constante de tiempo del colector. El colector trabaja en puntos de la ordenada al origen que varían con el tiempo con  $\cot \omega t$ .

$$\eta = F_R(\tau\alpha)[1 - \omega \Gamma \cot \omega t] \quad (25)$$

En la Figura 2 se muestra el comportamiento temporal de la eficiencia de acuerdo a la ecuación (25), para un absorbedores de 2 cm de espesor y para otro con la misma área pero de 5 cm de espesor. Al aumentar la masa del absorbedor disminuye la eficiencia del colector en las horas de funcionamiento por debajo del valor de estado estacionario y se incrementa en las horas posteriores. La pendiente también aumenta proporcionalmente a la masa del absorbedor. En horas de la tarde la eficiencia crece a medida que disminuye la radiación. Estas ganancias se deben al desfase que se produce entre la temperatura del fluido y la radiación. Para las últimas horas del día, este efecto puede llevar a valores erróneos de eficiencia mayores a la unidad.

## CARACTERIZACIÓN DEL COLECTOR

En esta sección, se presenta un método, basado en la ecuación (24), para determinar los parámetros que caracterizan la eficiencia del colector. La metodología empleada para la caracterización del colector es la siguiente:

- 1) Los coeficientes tienden a valores constantes para tiempos superiores a  $3\Gamma$  después de la salida del sol para el colector. En esta condición las medidas de los parámetros serán coincidentes con las realizadas en estado estacionario.
- 2) Las variables que se miden son las habituales: el tiempo, la temperatura ambiente, la radiación y las temperaturas de entrada y salida del colector. Con ellas se calculan:  $\eta$ ,  $(T_{f0} - T_a)/I$  y  $\omega \cot(\omega t)$ . Los parámetros a determinar son  $F_R(\tau\alpha)$ ,  $F_R U_L$  y  $F_R(\tau\alpha)\Gamma$ .
- 3) Con los datos medidos de radiación se hace un ajuste con la ecuación (4), para determinar el intervalo de tiempo adecuado. Dada la hipótesis de temperatura ambiente constante, los datos alrededor del medio día solar son los mejores para el ajuste; pero a diferencia del método estacionario, el lapso de tiempo del que se dispone es mayor.
- 4) Se resuelve el sistema  $Ax = b$ , donde  $A$  es la matriz formada con las variables,  $x$  el vector de los parámetros incógnitas y  $b$  el vector de las eficiencias medidas. Se realiza un ajuste polinómico multivariante para resolver el sistema.

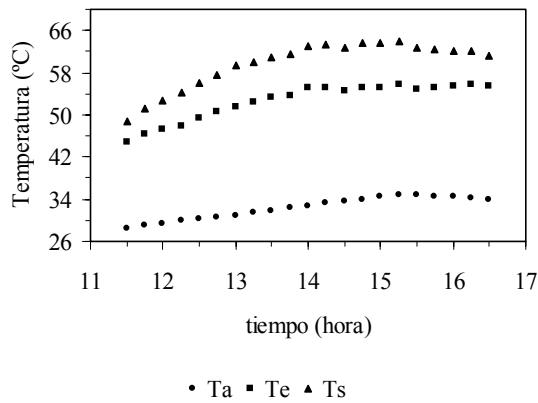


Figura 3: Valores medidos de temperatura de entrada y salida del aire del colector y de temperatura ambiente

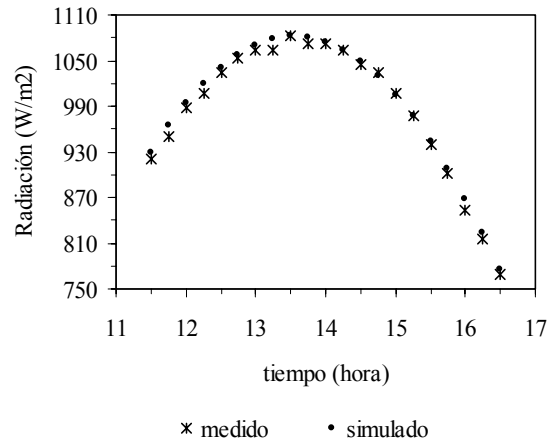


Figura 4: Valores medidos de radiación alrededor del medio día solar. Se muestra el ajuste con la ecuación (4).

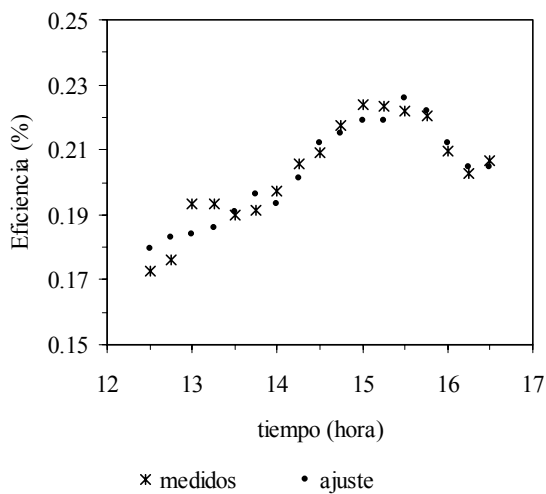


Figura 5: Datos de eficiencia térmica medidos y ajustados con la ecuación (24).

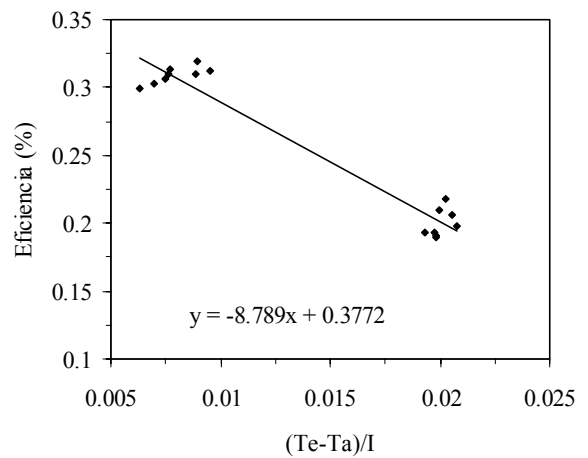


Figura 6: Curva de eficiencia por el método convencional

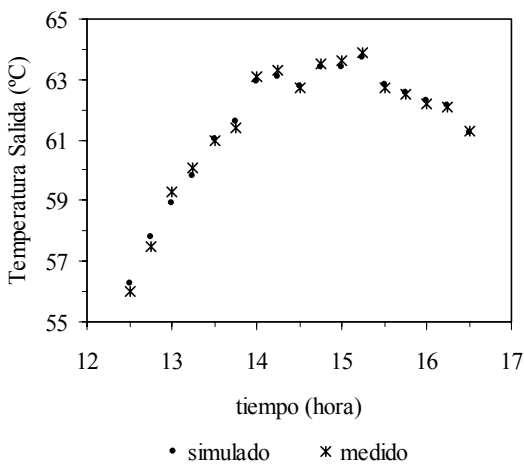


Figura 7: Temperatura del aire a la salida del colector. Se presentan los datos medidos y analíticos.

parámetros	Transitorio	Estacionario
$F_R(\tau\alpha)$	0,367	0,3772
$F_R U_L$	8,839	8,789
$F_R(\tau\alpha)\Gamma$	1163,392	

Tabla 2: Valores de los parámetros obtenidos con los modelos estacionarios y transitorio.

El método se aplica a un colector ensayado con anterioridad (Condorí, 1991). Este es un colector de aire forzado de 9.8 m de longitud, 1,8 m de ancho y 0,14 m de altura promedio. En la cubierta superior utiliza plástico transparente del tipo LDT. El absorbedor se construyó con mosaicos negros de 2 cm de espesor. En el fondo, se colocó aislamiento de poliestireno expandido de 5 cm de espesor. El plástico se sujetó con listones de madera y tornillos a las láminas de poliestireno. Cuando el ventilador está en funcionamiento, la presión del aire mantiene

la cubierta en posición, por lo que no tiene estructura interna. El colector ensayado tiene un sistema de calefacción auxiliar para variar la temperatura de entrada.

En las Figuras 3 y 4 se muestran los datos medidos que se utilizan para el ajuste y que corresponden a un día claro de enero en Salta capital. En la Figura 4 se muestra también el ajuste para la radiación solar, de acuerdo a lo explicado anteriormente en el punto 3. En la Figura 5 se muestra el resultado del ajuste multivariante para la eficiencia de acuerdo al punto 4. No se han considerado los 4 primeros datos por ser anteriores al tiempo  $3\tau$ . Se observa una correcta correspondencia tanto en valores como en el comportamiento. Estos valores son coincidentes con los determinados por el método convencional, que se muestran en la Figura 6 y se listan en la Tabla 2, para el cual sólo se utilizan los valores más próximos al medio día solar de dos días de medición. Los resultados para la temperatura del aire a la salida del colector se muestran en la Figura 7. Se observa que el ajuste y la correspondencia obtenidos son también muy buenos.

## CONCLUSIONES

Se ha desarrollado un modelo no estacionario para un colector solar de aire simple en donde se consideran los efectos transitorios producidos por la masa del absorbedor del colector. El modelo se ha resuelto en forma analítica y se ha obtenido una nueva expresión para la eficiencia térmica. Esta expresión, tiene una ordenada que coincide con la eficiencia óptica, y es función de tres variables. Una varía con el tiempo y tiene en cuenta el desfase entre la radiación y la temperatura de salida del colector, otra tiene en cuenta la temperatura de entrada del flujo de aire y la última considera la condición inicial para la temperatura del absorbedor.

La nueva expresión de la eficiencia permite determinar los parámetros que caracterizan la performance de un colector solar de aire, en condiciones de campo para días claros. Se ha aplicado una metodología para determinar estos parámetros para un colector ensayado, con óptimos resultados en el ajuste final. La nueva metodología requiere la medición de las mismas variables que el método convencional, pero permite utilizar un lapso de tiempo mayor, con ciertas restricciones respecto a la variación de la temperatura ambiente. También, se han requerido las mediciones de un solo día por lo que su implementación es más sencilla que el método convencional.

## NOMENCLATURA

$h_i$	coeficiente convección absorbedor- flujo	$T_a$	temperatura ambiente
$h_{r1}$	coeficiente radiación absorbedor- cubierta	$I$	intensidad de la radiación solar
$h_{r2}$	coeficiente radiación cubierta- cielo	$(\tau\alpha)$	producto transmitancia-absortancia
$h_w$	coeficiente de convección debido al viento	$A_c$	área del colector
$\dot{m}$	flujo másico del aire	$a$	ancho del colector
$T_f$	temperatura del flujo de aire en el colector	$z$	espesor del absorbedor
$T_{f0}$	temperatura de entrada del flujo de aire	$V_m$	volumen del absorbedor
$T_c$	temperatura de la cubierta	$\rho_m$	densidad de la masa del absorbedor
$T_m$	temperatura del absorbedor	$C_m$	calor específico de la masa del absorbedor
$T_{m0}$	temperatura inicial del absorbedor	$C_f$	calor específico del flujo de aire

## REFERENCIAS

- Condori M. (1991). *Optimización del diseño de colectores solares de aire con absorbedor de piedra*. Tesis de licenciatura en Física. Universidad Nacional de Salta.
- Condori M. y Saravia L. (2003). *Modelo no estacionario para la eficiencia térmica de un colector solar de aire simple*. Energías Renovables y Medio Ambiente. En imprenta.
- Duffie, J. A. and Beckman W. A. (1991). *Solar Engineering of thermal Processes*, 2a. edición, pp. 268-290. Wiley Interscience, New York..
- Saravia L. et al. (1983). *Secado de pimientos: ensayos preliminares, construcción y ensayo de una planta piloto*. Actas de la 8ª reunión de ASADES, pp. 1-7, Argentina.

**ABSTRACT:** A non-steady model for an air solar collector is developed. In it, the thermal storage in the absorber mass is considered. An approximated analytical solution of the model is obtained and it is compared with the experimental results of a collector with absorber of 2 cm thickness. A thermal efficiency equation as function of three variables is obtained: one of them is a time function and takes into account the out of phase between the input radiation and the output temperature, other takes into account the entry temperature of the airflow and the last the absorber initial temperature. For time bigger than three times the collector time constant an operational expression of the efficiency is obtained. It can be applied to characterize the thermal behavior of an air collector in real conditions of work. The proposed method results are compared with ones obtained using the steady conventional method.

**Keywords:** transient model, air solar collector, thermal efficiency, stored heat, absorber.