

## **INCIDENCIA DE LA UTILIZACIÓN DE UNA CUBIERTA TRANSPARENTE Y DE DEFLECTORES DE FLUJO EN EL COMPORTAMIENTO DE UN COLECTOR SOLAR CALENTADOR DE AIRE DE BAJO COSTO.**

A. Lema, R. Miriani, G. Sender, J. Barral, J. Adaro  
Universidad Nacional de Río Cuarto - Facultad de Ingeniería  
Ruta Nacional 36 Km. 601, (5800) Río Cuarto – Córdoba, Argentina  
Tel. +54 (358) 467 6488 - Fax +54 (358) 467 6246  
e-mail alema@ing.unrc.edu.ar

**RESUMEN** En este trabajo se estudia la incidencia que tiene en el comportamiento de un colector solar calentador de aire de bajo costo, la utilización de una cubierta transparente y la presencia de deflectores de flujo. El estudio se realiza desde dos perspectivas, una de ellas calculando rendimientos en forma experimental y la otra utilizando un modelo físico matemático del comportamiento del colector. El colector está constituido básicamente por una estructura de madera y una cubierta de polietileno negro. Los datos necesarios para calcular los rendimientos, temperatura y radiación se registraron en forma automática durante un período diario de aproximadamente seis horas. Se presenta también el desarrollo y validación del modelo utilizado; contempla los intercambios energéticos que se producen entre las superficies intervinientes, los fluidos que participan y los alrededores. El modelo fue codificado en lenguaje FORTRAN y validado. Los resultados arrojados por las simulaciones permiten confirmar los obtenidos experimentalmente.

**Palabras clave:** colector solar de aire, calentamiento de aire, energía solar, cubiertas plásticas, deflectores de flujo.

### **INTRODUCCIÓN**

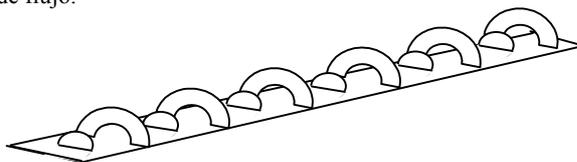
El colector solar de aire es un equipo de construcción y operación relativamente singular. Su propósito es el calentamiento del aire a partir de la energía solar y si se utiliza en procesos de secado de granos, es deseable que el costo por metro cuadrado sea bajo para que el uso del sistema sea rentable, esto en virtud del bajo precio del producto final. Esta situación justifica que numerosos diseños de colectores solares utilicen películas plásticas.

Los colectores solares de bajo costo que utilizan películas plásticas, presentan marcadas diferencias en la eficiencia dependiendo de cómo se diseñen (Jannot et al., 1997). Muchos investigadores, desde hace muchas décadas investigan sobre la performance de estos sistemas ya sea utilizando técnicas experimentales o usando métodos analíticos, entre ellos Bansal (1982), publicó sobre el comportamiento de calentadores de aire plásticos con superficies absorbedoras porosas y no porosas, indicando que la performance de estos colectores es afectada considerablemente por la cantidad de aislación que se coloque en el fondo del colector, por ejemplo, cambiar el espesor de la espuma de polietileno de 6 mm a 3 mm produce una pérdida de eficiencia cercana al 20%.

En este trabajo se evalúa experimentalmente el efecto que producen sobre el rendimiento de colectores de bajo costo, el dotar a los colectores de una cubierta transparente y el hecho de aumentar la turbulencia del aire circulante mediante la incorporación de deflectores de flujo, como así también se estudia el comportamiento de estos colectores solares mediante simulaciones computacionales.

### **DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA ENSAYADO**

El sistema físico ensayado consta básicamente de una estructura plana realizada en madera que se aloja dentro de una manga semicilíndrica de polietileno negro. La manga de polietileno negro (150 micrones de espesor) constituye la superficie absorbedora, tiene 30 cm de radio y 6 m de largo. La base de madera con una longitud total de 6 metros y 60 cm de ancho, tiene una finalidad estructural y es lo suficientemente pesada para evitar que el colector se desplace debido a los efectos del viento. Está formada por módulos encastrables de 1 m de largo por 60 cm de ancho, cada uno de los cuales admite en forma opcional un par de deflectores de flujo.



*Figura 1: Estructura base del colector con deflectores de flujo.*

Las variantes a este diseño primario son básicamente el agregado de deflectores de flujo del tipo disco y anillo dispuestos cada 50 cm, que provocan un aumento de la turbulencia del aire que circula por el interior de la manga, tal como se muestra en la figura 1 y de una cubierta de polietileno transparente UVLDT de 100 micrones, la cual durante la operación, permite que entre las dos superficies plásticas se genere una cámara de aire estanco, que cumple la función de aislante térmico, debido a la baja conductividad térmica del aire, disminuyendo además los efectos del viento.

De este modo se ensayaron tres colectores diferentes, uno con deflectores de flujo y con cubierta transparente (figura 2), otro sin deflectores de flujo y con cubierta transparente y el último con deflectores de flujo y sin cubierta transparente.

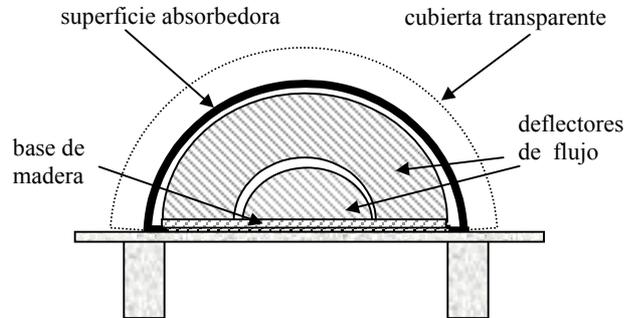


Figura 2: Corte transversal de un colector con cubierta transparente y deflectores de flujo.

Los colectores ensayados se orientaron de este a oeste, sobre un plano horizontal y separados del suelo aproximadamente 30 cm. El aire es impulsado a través del colector solar por medio de un motoventilador que toma aire del ambiente. Está conectado a un autotransformador, con el cual se varía la tensión de alimentación, de manera de poder realizar ensayos a distintos caudales de aire. La salida del aire caliente se realiza a través de un tubo de 10 cm de diámetro.

Por último, durante cada ensayo, se registraron numerosas variables. La temperatura del aire a la entrada del colector y a la salida, fue registrada en forma automática mediante un termómetro marca Digi-Sense que utiliza termocuplas tipo T (constantán – cobre). Las variables meteorológicas se midieron mediante una estación meteorológica automática, que registra temperatura ambiente, velocidad y dirección del viento, humedad relativa, etc. mientras que la radiación solar incidente sobre superficie horizontal se registró mediante dos solarímetros fotovoltaicos conectados a un sistema de adquisición de datos. La velocidad del aire a la entrada del motoventilador se midió con un medidor de flujo de paletas. A los fines de chequear en forma instantánea el registro de las variables, se utilizó un termoanemómetro marca ALNOR Compuflow Model 8575, el cual provee numerosos tipos de medidas (temperatura, humedad relativa y velocidad del aire), dependiendo del sensor que se le incorpore.

### CÁLCULO EXPERIMENTAL DEL RENDIMIENTO TÉRMICO

El rendimiento instantáneo de los colectores ensayados se calculó de acuerdo a la ecuación  $\eta = Q_u / A_c I_t$ , siendo  $Q_u$  la energía ganada por el aire,  $A_c$  el área de captación del colector e  $I_t$  radiación global incidente al plano de apoyo del colector por unidad de área medida sobre superficie horizontal.

La energía ganada por el aire se calcula como  $Q_u = G cp (T_e - T_s)$  siendo  $G$  la masa de aire por unidad de tiempo que circula,  $T_s$  y  $T_e$  las temperaturas de salida y de entrada del aire respectivamente y  $cp$  el calor específico del aire.

Es importante destacar que rendimiento instantáneo se refiere a la captación del colector bajo las condiciones meteorológicas y operacionales del instante de análisis.

### DESARROLLO DEL MODELO FÍSICO - MATEMÁTICO

De acuerdo al diseño del colector, fue sencillo establecer una unidad elemental (figura 3) de modo que el colector quedara dividido en componentes discretos sobre los cuales se realizaron los balances de energía.

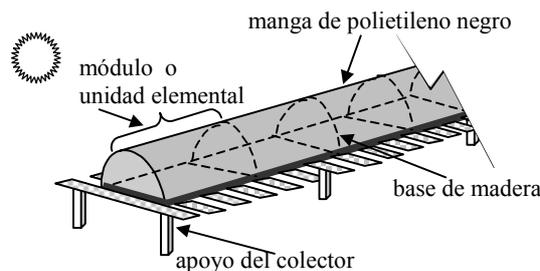


Figura 3: Vista de una porción de la estructura básica de los colectores investigados.

La transferencia de calor fue modelada bajo la hipótesis de nodos isotérmicos (Zollner et al., 1985), y con suposiciones simplificadoras referentes a la geometría del colector. Este modelo supone que cada elemento básico se comporta como un tanque de mezcla completa, es decir no hay estratificación. Los depósitos de polvo se suponen despreciables.

La unidad elemental de los colectores con cubierta transparente se representó con 5 nodos isotérmicos, estos son: la cubierta transparente (nodo 1), la manga que constituye la superficie absorbedora (nodo 2), la madera del fondo que forma parte de la estructura (nodo 3), el aire estanco comprendido entre la superficie absorbedora y la cubierta transparente (nodo  $e$ ) y por último el aire que fluye por el interior de la manga (nodo  $f$ ). Ante la ausencia de cubierta transparente, los nodos isotérmicos se reducen a tres, la superficie absorbedora (nodo 2), el aire circulante por la manga (nodo  $f$ ) y el piso (nodo 3).

En la figura 4, se muestra un corte transversal de un colector con cubierta transparente, donde se indican (con letras subrayadas) los nodos correspondientes.

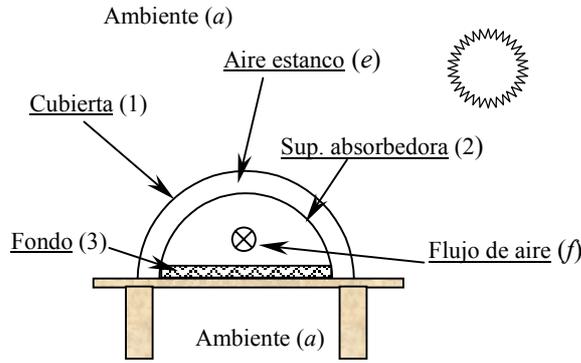


Figura 4: Corte transversal de un colector solar de aire con cubierta transparente

Luego, considerando la unidad elemental  $j$  y un diseño de colector con cubierta transparente, a cada uno de los nodos involucrados le corresponde una ecuación de balance de energía que considera las pérdidas y ganancias en cada intervalo de tiempo.

Cubierta (nodo 1)

$$\alpha_1 I(t) + [1/R_8^j(t)][T_2^j(t) - T_1^j(t)] = [1/R_{11}^j(t)][T_1^j(t) - T_s^j(t)] + [1/R_6^j(t)][T_1^j(t) - T_a^j(t)] + [1/R_5^j(t)][T_1^j(t) - T_e^j(t)] + \frac{M_1 c p_1}{A_1} \frac{dT_1^j(t)}{dt} \quad (1)$$

Aire estanco (nodo  $e$ )

$$[A_1/R_5^j(t)][T_1^j(t) - T_e^j(t)] + [A_2/R_4^j(t)][T_2^j(t) - T_e^j(t)] = M_e^j(t) c p_e^j(t) \frac{dT_e^j(t)}{dt} \quad (2)$$

Superficie absorbedora (nodo 2)

$$\alpha_2 \tau_1 I(t) = [1/R_4^j(t)][T_2^j(t) - T_e^j(t)] + [A_1/(A_2 R_8^j(t))][T_2^j(t) - T_1^j(t)] + [1/R_{10}^j(t)][T_2^j(t) - T_s^j(t)] + [1/R_7^j(t)][T_2^j(t) - T_3^j(t)] + [1/R_1^j(t)][T_2^j(t) - T_f^j(t)] + \frac{M_2 c p_2}{A_2} \frac{dT_2^j(t)}{dt} \quad (3)$$

Fluido (nodo  $f$ )

$$M_f^j(t) c p_f^j(t) \frac{dT_f^j(t)}{dt} = [A_2/R_1^j(t)][T_2^j(t) - T_f^j(t)] + [A_3/R_2^j(t)][T_3^j(t) - T_f^j(t)] + c p_f(t) (T_f^{j-1}(t) - T_f^j(t)) \dot{m}_f^j(t) \quad (4)$$

Fondo (nodo 3)

$$[A_2/(A_3 R_7^j(t))][T_2^j(t) - T_3^j(t)] = [1/R_{eq}^j(t)][T_3^j(t) - T_a^j(t)] + [1/R_2^j(t)][T_3^j(t) - T_f^j(t)] + \frac{M_3 c p_3}{A_3} \frac{dT_3^j(t)}{dt} \quad (5)$$

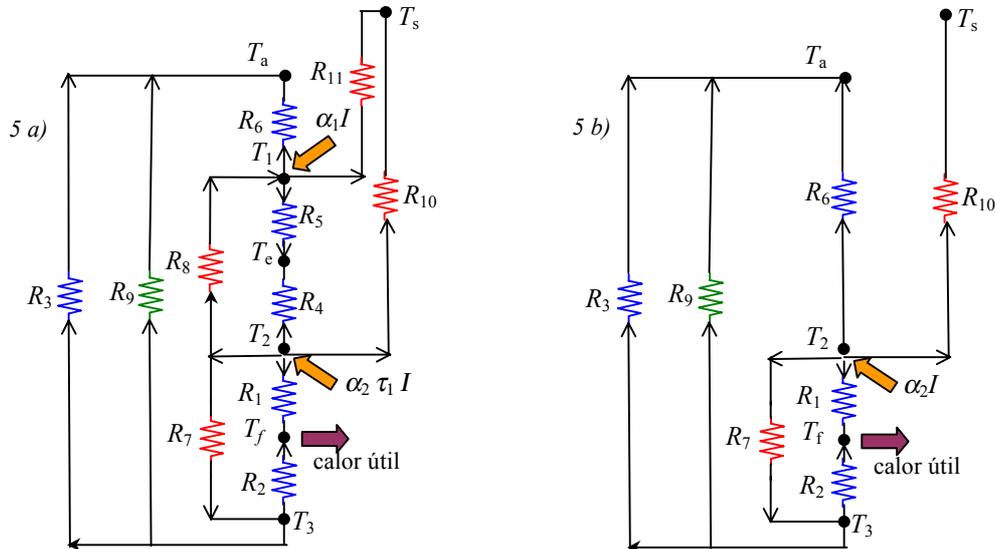
donde:

$$(1/R_{eq}^j) = (1/R_3^j) + (1/R_9^j) \quad (6)$$

Los términos  $\alpha_1 I(t)$  y  $\alpha_2 \tau_1 I(t)$  indican respectivamente la energía radiante absorbida por la cubierta transparente y la superficie absorbedora respectivamente y se calculan a partir de los valores de irradiación medidos. Las  $T_i^j$  indican la temperatura del nodo  $i$  al tiempo  $j$ .

La masa correspondiente a la cubierta transparente, la superficie absorbidora y el fondo se indican con  $M_1$ ,  $M_2$ ,  $M_3$ , respectivamente y permanecen constantes en el tiempo, como así también las capacidades caloríficas de estos materiales ( $cp_1$ ,  $cp_2$ ,  $cp_3$ ).

Los términos  $R_i$  que aparecen en las ecuaciones (1) a (6), son las resistencias a la transferencia de calor correspondientes a la ecuación:  $Q_i = A R_i \Delta T$ , (siendo  $Q_i$  el flujo de calor,  $A$  es el área de transferencia de calor y  $\Delta T$  la diferencia de temperatura que impulsa al flujo de calor  $Q_i$ ), y están referidas a las figuras 5 a) y b). Las resistencias son del tipo radiativas ( $R_7$ ,  $R_8$ ,  $R_{10}$ ,  $R_{11}$ ), convectivas ( $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$ ,  $R_4$ ,  $R_5$ ,  $R_6$ ) y conductivas ( $R_9$ ).



Figuras 5 a) y 5 b): Redes térmicas a) colector con cubierta transparente. b) sin cubierta transparente.

El coeficiente convectivo de transferencia de calor desde la superficie absorbidora al fluido que circula dentro del colector, como así también desde el fondo del colector al fluido interior, se calcula mediante las siguientes correlaciones (Incropera, 1999), bajo la suposición de flujo completamente desarrollado:  $Nu_{Dh} = 1.86 (Re_{Dh} Pr / (L/D_h))^{1/3} (\mu/\mu_s)$ , para flujo laminar y temperatura superficial uniforme y  $Nu_{Dh} = 0.023 (Re_{Dh})^{4/5} (Pr)^{0.4} (\mu/\mu_s)$  para flujo turbulento.

El efecto hidráulico de los deflectores de flujo se traduce en cambios en la dirección y en la magnitud de la velocidad del aire en el interior del colector, y a los fines de evaluar los números adimensionales que intervienen en las correlaciones se utiliza un promedio de las velocidades intervinientes, siendo estas mayores a causa de la reducción del área de flujo.

La transferencia de calor por convección libre en el espacio anular entre cilindros concéntricos (Incropera, 1999) se puede expresar como:  $q = 2\pi k_{ef} L / [(T_o - T_i) \ln(D_o/D_i)]$ , con  $k_{ef} = 0.386 k [Pr / (0.861 + Pr)]^{1/4} (Ra_c)^{1/4}$ ,  $T_o$  la temperatura de la superficie exterior,  $T_i$  la temperatura de la superficie interior,  $Ra_c = [Ln(D_o/D_i)]^4 / [L^3 (D_o^{-3/5} + D_i^{-3/5})^5] Ra_L$ , siendo  $Ra_L$  el número de Rayleigh. Bajo la suposición que el espacio semianular que queda entre la superficie absorbidora y la cubierta transparente se comporta como anular, el coeficiente convectivo de transferencia de calor entre la superficie absorbidora y el aire estanco vendrá dado por:  $h = q / A_2 (T_2 - T_f)$  y entre el aire estanco y la cubierta transparente por  $h = q / A_1 (T_1 - T_f)$ .

El coeficiente convectivo de transferencia de calor por efecto del viento se calculó utilizando correlación propuesta por Mc Adams para tubos simples expuestos al aire (Duffie and Beckman, 1991),  $Nu = 0.40 + 0.54 Re^{0.52}$  para  $0.1 < Re < 1000$  y  $Nu = 0.40 + 0.54 Re^{0.52}$  para  $1000 < Re < 50000$ . Se destaca que si bien los colectores ensayados son semicilíndricos, su base no está apoyada sobre el suelo y el área expuesta es escasamente inferior.

Por último, el coeficiente convectivo de transferencia de calor desde el fondo del colector al aire ambiente, se calcula utilizando la siguiente correlación (Incropera, 1999),  $Nu_L = 0.27 Ra_L^{1/4}$  para  $10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10}$ .

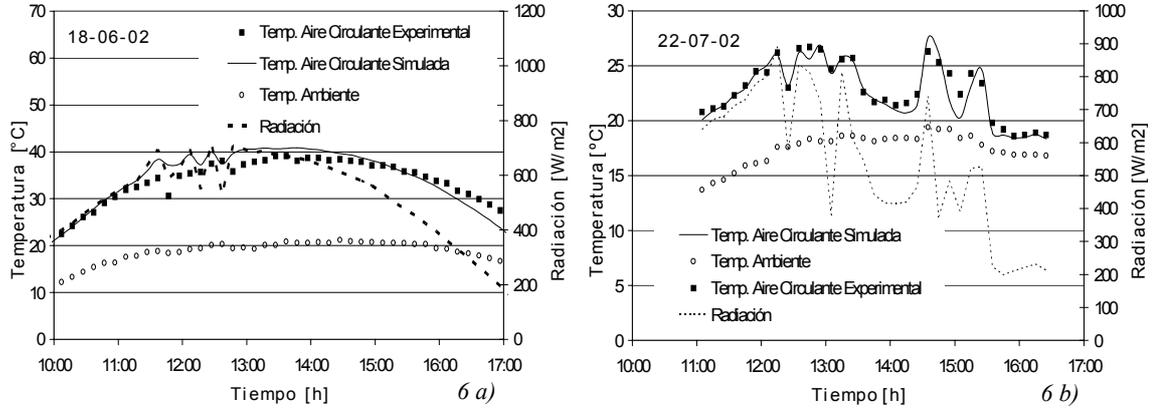
En el análisis de la transferencia de calor por radiación, la manga que constituyen la superficie absorbidora, la cubierta y el fondo se consideran de extensión infinita en la dirección longitudinal, lo cual permite simplificar significativamente el cálculo de los factores de vista, por último la temperatura de cielo se computó a partir de la ecuación de Berdahl y Martin (1984) para cielos claros.

El algoritmo matemático construido representa el modelo analítico y se codificó en lenguaje FORTRAN, utilizándose el método de Euler modificado para resolver el sistema de ecuaciones diferenciales resultante.

El programa lee desde un archivo datos de temperatura ambiente exterior, humedad relativa, radiación solar sobre la superficie absorbidora del colector, velocidad del viento y flujo de aire circulante por el interior de la manga. Para correr las simulaciones se usaron los datos climáticos y de caudal de aire registrados durante las experiencias. Cabe aclarar que los datos experimentales fueron registrados cada 10 minutos, pero se interpolaron utilizando el algoritmo de los Polinomios de Lagrange, de modo de tener un dato por segundo.

## VALIDACIÓN DEL MODELO FÍSICO MATEMÁTICO

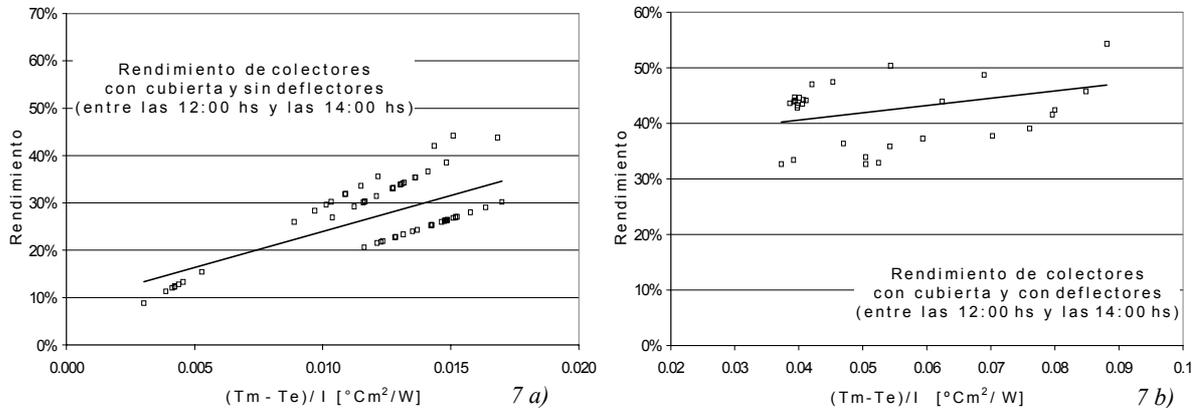
La validación del modelo se realizó comparando valores de temperatura del aire a la salida simulados con los obtenidos experimentales, correspondientes a quince ensayos. En las figuras 6 a) y 6 b) se muestran para dos ensayos de colectores diferentes, las temperaturas de salida del aire simuladas y experimentales, la temperatura ambiente y la radiación solar sobre plano horizontal. Observándose que el modelo desarrollado predice con mucha precisión la temperatura del aire a la salida del colector para diferentes condiciones climáticas. La bondad del ajuste se debilita cuando la radiación solar presenta picos (presencia de nubes).



Figuras 6 a) y 6 b): Evolución temporal de las temperaturas. a) Colector con cubierta transparente y sin deflectores. b) Colector sin cubierta transparente y con deflectores

## RESULTADOS OBTENIDOS

El rendimiento instantáneo  $\eta = Q_u / A_c I_t$  se refiere a la captación del colector bajo las condiciones meteorológicas y operacionales del instante de análisis. Con el propósito que los rendimientos sean comparables se prefirió mostrar los resultados en gráficos de rendimiento versus  $(T_m - T_a) / I$ , siendo  $T_m$  la media entre la temperatura del aire a la salida y a la entrada, y  $T_a$  es la temperatura ambiente (figuras 7 a), 7 b) y 8). Duffie & Beckman (1980), recomiendan utilizar la temperatura de entrada  $T_e$ , en lugar de la media  $T_m$ , pero en nuestro caso la temperatura de entrada coincide con la temperatura ambiente. Estos gráficos se construyeron con datos correspondientes a 3 o 4 días de ensayos según el caso (en meses diferentes) y realizados con un caudal de aire de aproximadamente  $0.08 \text{ m}^3/\text{s}$ .



Figuras 7 a) y 7 b). Rendimiento instantáneo para colectores con cubiertas vs.  $(T_m - T_a) / I$ . a) Colector con cubierta transparente y sin deflectores b) Colector con cubierta transparente y con deflectores

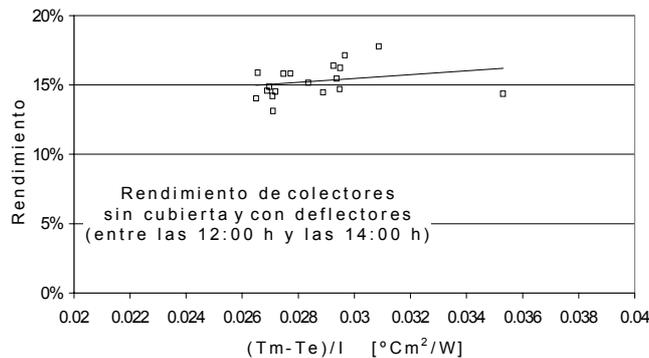
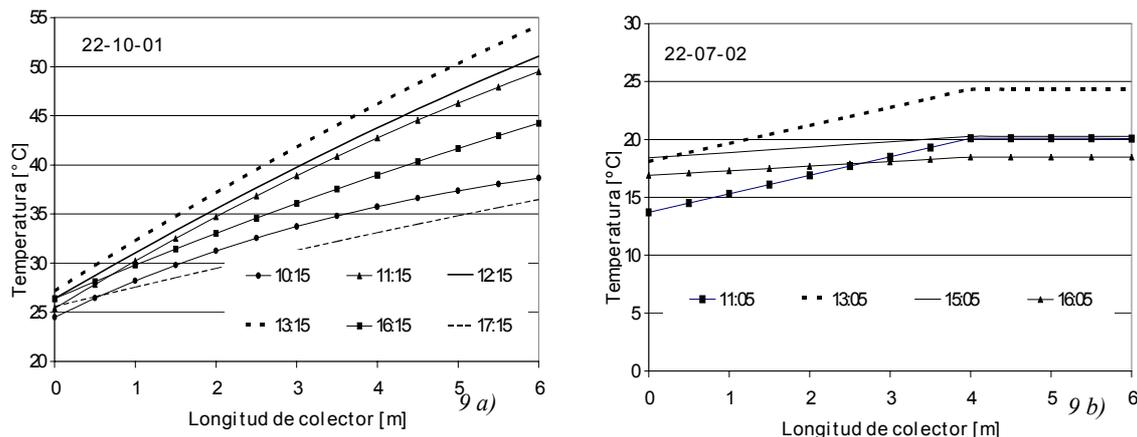


Figura 8. Rendimiento instantáneo para colectores sin cubierta y con deflectores vs.  $(T_m - T_a) / I$ .

Por último en la figuras 9 a) y 9 b) se presenta la distribución de la temperatura del aire circulante a lo largo del colector arrojada por la simulación, en dos de los diseños analizados.



Figuras 9 a) y 9 b). Distribución de temperaturas a lo largo del colector. a) Colector con cubierta transparente y con deflectores b) Colector sin cubierta transparente y con deflectores

## CONCLUSIONES

Con referencia a las figuras 7 a) y b), si bien las figuras no presentan la misma escala en el eje de abscisas, es posible a partir de ellas inferir proyectando la línea de tendencia, que para un valor de  $(T_m - T_a) / I$  igual a 0.02, el rendimiento es cercanamente el mismo (aproximadamente 40 %). Aceptando este resultado, no es posible deducir que la utilización de deflectores de flujo en este tipo de colectores mejore sustancialmente el rendimiento.

Si ahora comparamos las figuras 7 y 8, es posible afirmar que la cubierta transparente mejora notablemente el rendimiento del colector y esto es muy bueno ya que no trae aparejado un aumento significativo en el costo del colector.

Mediante las simulaciones, es posible conocer, tal como lo muestran las figuras 9 a) y b) la evolución de la temperatura del aire circulante. El modelo predice para los colectores con cubierta transparente, una ganancia neta de energía en toda la longitud del colector, ya que la evolución de la temperatura del aire circulante a lo largo del mismo es aproximadamente lineal. En cambio para el colector desprovisto de cubierta, la temperatura permanece prácticamente constante una vez que recorrió las 2/3 partes de la longitud del colector, lo cual indica que las pérdidas son importantes. De lo anterior se deduce que la utilización de cubiertas transparentes es altamente recomendable.

Por último, se dispone de un modelo físico matemático que describe el comportamiento de los colectores descritos en este trabajo, el cual permitiría evaluar la respuesta de estos colectores frente a distintas condiciones de funcionamiento como así también la influencia de determinadas variables en su operación, prescindiendo completamente de la experimentación la cual muchas veces no resulta conveniente o posible.

## REFERENCIAS

- Bansal, N. K. (1982). Plastic solar air-collectors, in Reviews in Renewable Energy Sources, Wiley Eastern Ltd., Nueva Delhi.
- Berdahl, P. y Martin, M. (1984). Emissivity of clear skies. Solar Energy. 32, 29 - 36
- Duffie, J. A. and Beckman, W. A. (1991). Solar Engineering of Thermal Processes, pp. 174, 315. John Wiley & Sons, N. Y.
- Incropera, F. y DeWitt, D. (1999). Fundamentos de Transf. de calor, 4ª ed. Prentice Hall, México. pp. 444, 445, 498, 512.
- Jannot, Y. & Coulibaly, Y. (1997). Radiative heat transfer in a solar air heater covered with a plastic film. Solar Energy. 60, 1, 35-40.
- Zollner, A., Klein, S. A. y Beckman, W. A. (1985). A performance prediction methodology for integral collection-storage solar domestic hot water systems. Journal of Solar Energy Engineering, 107, 265-273.

**ABSTRACT.** This work studies the influence of transparent covers and flow deflectors on the behaviour of a low cost solar air heater. The study was performed under two perspectives: experimental efficiency measures and simulation by means of computational analytical models. The prototype was basically made of a wooden structure and a black polyethylene cover that absorbs the solar radiation and conducts the air flow. The transparent cover is made of polyethylene and the deflectors of wood. Data of temperature, solar radiation and air flow were collected for periods of approximately six hours per day to calculate the efficiency. The validation of the model is presented. This model was developed under the assumptions of isothermal nodes, posing energy balance equations among the surfaces and fluids involved in the heating process. It was codified in FORTRAN and run under the same climatic variables of the experiments. The simulations resemble the experimental results obtained.

Keywords: solar air collector, air heating, solar energy, plastic covers, flow deflectors.