

## MODELIZACION NUMERICA DE UN COLECTOR SOLAR CALENTADOR DE AIRE CON MATRIZ POROSA METÁLICA

**A. Hernández<sup>1</sup>, J. Quiñonez<sup>2</sup>, S. González<sup>3</sup>**

Instituto de Investigaciones en Energía No Convencional (INENCO, UNSa – CONICET)  
Consejo de Investigación de la Universidad Nacional de Salta (CIUNSa)  
Av. Bolivia 5150, A4400FVY, Salta, Argentina.  
Tel. 54-0387-4255579 – Fax 54-0387-4255489. E-mail: alejoher65@gmail.com

*Recibido 08/09/15, aceptado 09/10/15*

**RESUMEN:** En este trabajo se presenta un modelo numérico para la simulación del comportamiento termo-energético de colectores solares calentadores de aire de doble paso en contracorriente con matriz porosa en su canal inferior. Los algoritmos para la resolución del sistema de ecuaciones algebraicas fueron codificados en lenguaje Visual Basic V.4.0, generándose un software de entorno amigable. El modelo fue validado con datos medidos en un colector solar durante julio y agosto de 2015. El acuerdo entre valores medidos y simulados de la temperatura de salida del aire presentó un error relativo del 3 % mientras que el error en la estimación del calor útil alcanzó un valor máximo del 10 %. Se considera entonces que el modelo desarrollado predice con suficiente exactitud el comportamiento termo-energético de este tipo de colectores. El coeficiente  $F_R$  aumenta al disminuir la porosidad de la matriz, recomendándose emplear matrices compactas con porosidades del orden de 0,9.

**Palabras clave:** colector solar, modelización numérica, simulación computacional.

### INTRODUCCION

Desde mediados del siglo pasado el calentamiento solar del aire ha despertado gran interés en la comunidad solarista debido a que se trata de una aplicación relativamente sencilla, barata y de bajo mantenimiento. A lo largo de estos años, diversos prototipos de colectores fueron diseñados, modelados matemáticamente y ensayados experimentalmente. En la actualidad existen muchas configuraciones de colectores solares calentadores de aire, diferenciadas por la manera en que circula el aire en su interior y en la forma y disposición del elemento de captación solar (placas planas, corrugadas, tubos cilíndricos, caños rectangulares, etc.).

La desventaja más importante que presentan los colectores calentadores de aire frente a los calentadores de agua es la pobre transferencia de calor existente desde la placa absorbidora al aire circulante debido al bajo coeficiente de transferencia de calor por convección que caracteriza a los fluidos gaseosos. En este caso, para lograr altas tasas de transferencia térmica se requiere instalar superficies extendidas con grandes áreas expuestas al fluido caloportador. Por lo tanto los científicos enfocaron sus estudios a la obtención de superficies absorbidoras de área extendida que resultaran efectivas para mejorar el factor de remoción de calor del colector,  $F_R$ .

Moumni et al. (2003) incorporaron aletas rectangulares adheridas a la placa absorbidora perpendiculares a la dirección flujo y obtuvieron una mejora del 30 % en la eficiencia térmica para placa absorbidora selectiva y del 29 % para placa absorbidora no selectiva. Otros autores estudiaron teórica y experimentalmente distintos prototipos con baffles y aletas adosadas al absorbedor (Pottler et al., 1999; Ammari (2002); Ben Slama, 2007).

<sup>1</sup> Investigador Independiente de CONICET

<sup>2</sup> Becario Doctoral de CONICET

<sup>3</sup> Personal de Apoyo de CONICET

Para mejorar el contacto entre la placa absorbadora y el aire circulante se desarrollaron los colectores de doble flujo paralelo y de doble paso en contracorriente los cuales tienen eficiencias instantáneas y diarias superiores a los de paso simple (Quiñonez et al., 2012; Gonzales et al., 2014; Hernández y Quiñonez, 2013). Los mejores resultados se obtienen en los colectores de doble paso en contracorriente con malla porosa instalada en su canal inferior (Sopian et al., 1999; Naphon, 2005; Durán et al., 2014). Naphon estudió el efecto del medio poroso sobre la eficiencia del colector de doble paso en contra corriente mediante un modelo matemático en estado estacionario obteniendo una eficiencia térmica 25,9 % más alta que sin malla porosa. El modelo fue validado con datos medidos por Sopian et al., obteniendo errores de ajuste del 18,4 % y del 4,3 % para colectores con y sin malla porosa respectivamente.

Ramani et al., (2010) desarrollaron un modelo numérico para analizar el funcionamiento de un colector de doble paso en contracorriente cuyo canal superior de flujo es el espacio existente entre las dos cubiertas de vidrio mientras que el segundo canal es el espacio entre la cubierta interior y el fondo del colector en el cual se encuentra una malla porosa de alambre ennegrecida. La placa absorbadora se ubica debajo de la malla. Compararon resultados con el mismo colector sin malla porosa y concluyeron que la eficiencia es un 25 % mayor con la malla que sin ella.

La mayoría de los modelos matemáticos desarrollados hasta el presente consideran como medio poroso una *malla* metálica de alambre que no necesariamente está en contacto con la placa absorbadora. En este trabajo se presenta un modelo físico-matemático en estado transitorio del comportamiento termo-energético del colector de doble paso en contra corriente con *matriz* porosa en el canal inferior que está en contacto con la placa absorbadora. La diferencia entre *malla* y *matriz* porosa es que, mientras aquella presenta un patrón definido y regular en su configuración, en ésta la disposición del material soporte es totalmente aleatoria e irregular en su distribución. Este modelo permite obtener la distribución de temperaturas en el interior del colector y valiosa información sobre el desempeño termo-energético del colector bajo cualquier condición climática y ubicación geográfica.

## HIPOTESIS DEL MODELO

- 1) El flujo de calor por conducción en el interior de las cubiertas transparentes, de la placa absorbadora y de la carcasa exterior del colector es unidimensional, siendo  $x$  la variable espacial en la dirección del flujo de aire la que describe estas transferencias.
- 2) El flujo del aire dentro de los dos canales es unidimensional con velocidad constante. En el canal superior puede ser laminar o turbulento mientras que en el canal inferior el flujo es turbulento debido a la presencia de la matriz porosa, aproximándose al del tipo tapón con una velocidad media constante.
- 3) La matriz porosa es metálica, compuesta por hebras de distintas longitudes y espesores entrelazadas al azar sin un patrón definido pudiéndose determinar un tamaño de hebra promedio para modelizar la transferencia de calor por conducción a través de ella y por convección hacia el aire circulante.
- 4) La porosidad de la matriz es uniforme en todas direcciones.
- 5) El flujo de calor por conducción en el interior de la matriz porosa es bidimensional, tanto en la dirección  $x$  como en la  $y$ .

## ECUACIONES DE BALANCE DE ENERGÍA DISCRETIZADAS

El dominio de cálculo corresponde al interior del colector solar según se observa en la figura 1 cuya longitud  $L$  se divide en  $N$  elementos de volumen transversales a la dirección de flujo más un elemento,  $N+1$ , que representa la curva donde cambia de sentido la circulación del aire. Cada elemento tiene un ancho  $w$  en la dirección perpendicular al plano del gráfico igual al ancho total del colector y una altura igual al espesor total del mismo, incluyendo en su interior 8 nodos de temperatura:  $T_{c1}$ ,  $T_{c2}$ ,  $T_{f1}$ ,  $T_p$ ,  $T_{f2}$ ,  $T_m$ ,  $T_b$  y  $T_c$ .

La matriz porosa se aloja en el canal inferior tomando contacto con la placa absorbedora y con el aislante del fondo del colector. En la figura 1 se ha esquematizado su disposición en sólo 3 elementos del dominio de cálculo pero en la realidad ocupa toda la longitud del canal. La modelización de esta matriz depende directamente del factor de huecos que genera su estructura. En la figura 1 los nodos de color azul representan la temperatura del material sólido de la matriz porosa,  $T_m$ .

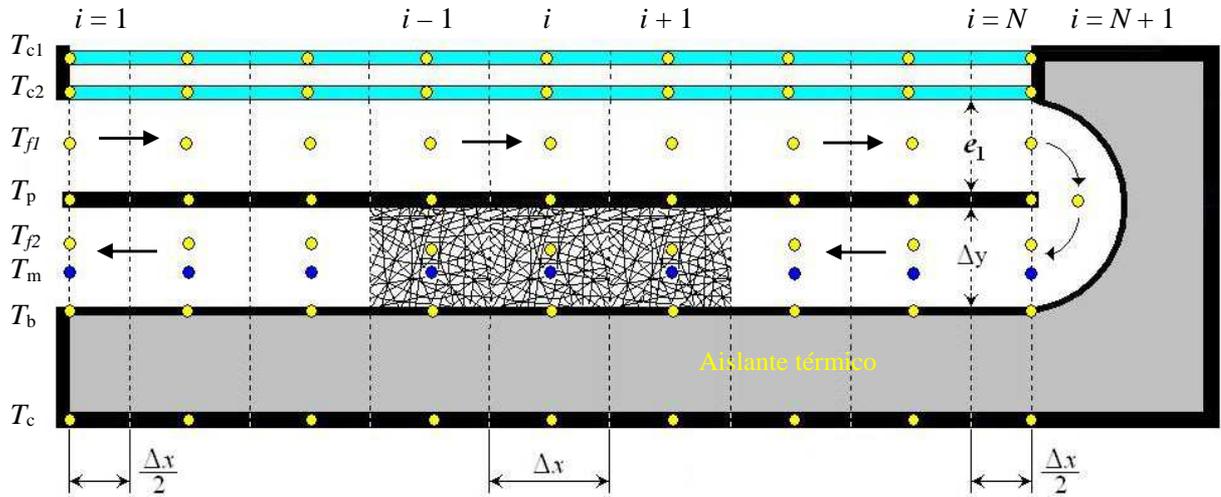


Figura 1: Esquema de discretización del dominio de cálculo.

A continuación se presentan las ecuaciones de balance de energía para cada nodo de temperatura en el  $i$ -ésimo elemento de volumen. El significado de todas las variables y símbolos figura en la nomenclatura detallada al final del trabajo.

En la cubierta exterior ( $T_{c1}$ ):

$$(\rho \cdot c_p)_{c1} \frac{\Delta T_{c1,i}}{\Delta t} = \frac{G_p \alpha_{c1}}{e_{c1}} + k_{c1} \frac{(T_{c1,i+1} - 2T_{c1,i} + T_{c1,i-1})}{\Delta x^2} + U_{c1-c2} \frac{(T_{c2,i} - T_{c1,i})}{e_{c1}} - U_t \frac{(T_{c1,i} - T_a)}{e_{c1}} \quad (1)$$

En la cubierta interior ( $T_{c2}$ ):

$$(\rho \cdot c_p)_{c2} \frac{\Delta T_{c2,i}}{\Delta t} = \frac{G_p \tau_{c1} \alpha_{c2}}{e_{c2}} + k_{c2} \frac{(T_{c2,i+1} - 2T_{c2,i} + T_{c2,i-1})}{\Delta x^2} - U_{c1-c2} \frac{(T_{c2,i} - T_{c1,i})}{e_{c2}} + h_1 \frac{(T_{f1,i} - T_{c2,i})}{e_{c2}} + h_{r1} \frac{(T_{p,i} - T_{c2,i})}{e_{c2}} \quad (2)$$

En el fluido del canal superior despreciando la variación local de temperatura ( $\partial T_{f1}/\partial t = 0$ ):

$$(\dot{m} \cdot c_p)_{f1} \frac{(T_{f1,i} - T_{f1,i-1})}{e_1 w \Delta x} = h_2 \frac{(T_{p,i} - T_{f1,i})}{e_1} - h_1 \frac{(T_{f1,i} - T_{c2,i})}{e_1} - 2U_e \frac{(T_{f1,i} - T_a)}{w} \quad (3)$$

En la placa absorbedora ( $T_p$ ):

$$(\rho \cdot c_p)_p \frac{\Delta T_{p,i}}{\Delta t} = \frac{G_p \tau_{c1} \tau_{c2} \alpha_p}{e_p} + k_p \frac{(T_{p,i+1} - 2T_{p,i} + T_{p,i-1})}{\Delta x^2} - h_2 \frac{(T_{p,i} - T_{f1,i})}{e_p} - h_{r1} \frac{(T_{p,i} - T_{c2,i})}{e_p} - h_m \varepsilon \frac{(T_{p,i} - T_{f2,i})}{e_p} - 2k_m (1 - \varepsilon) \frac{(T_{p,i} - T_{m,i})}{e_p \Delta y} - h_{r2} \varepsilon F_{m-p} \frac{(T_{p,i} - T_{m,i})}{e_p} \quad (4)$$

En el fluido del canal inferior despreciando la variación local de temperatura ( $\partial T_p / \partial t = 0$ ):

$$(\dot{m} \cdot c_p)_{f2} \frac{(T_{f2,i} - T_{f2,i+1})}{w \Delta x \Delta y} = h_m \frac{(T_{p,i} - T_{f2,i})}{\Delta y} + h_m A_m \frac{(T_{m,i} - T_{f2,i})}{\varepsilon w \Delta x \Delta y} - h_m \frac{(T_{f2,i} - T_{b,i})}{\Delta y} - 2U_e \frac{(T_{f2,i} - T_a)}{w} \quad (5)$$

En la matriz porosa ( $T_m$ ):

$$(\rho \cdot c_p)_m \frac{\Delta T_{m,i}}{\Delta t} = k_m \frac{(T_{m,i+1} - 2T_{m,i} + T_{m,i-1})}{\Delta x^2} + 2k_m \frac{(T_{p,i} - 2T_{m,i} + T_{b,i})}{\Delta y^2} - h_m A_m \frac{(T_{m,i} - T_{f2,i})}{(1-\varepsilon)w \Delta x \Delta y} + h_{r2} F_{m-p} \frac{\varepsilon(T_{p,i} - T_{m,i})}{(1-\varepsilon)\Delta y} - h_{r3} F_{m-b} \frac{\varepsilon(T_{m,i} - T_{b,i})}{(1-\varepsilon)\Delta y} \quad (6)$$

En la superficie del aislante del canal inferior ( $T_b$ ):

$$2k_m \frac{(T_{m,i} - T_{b,i})}{\Delta y} + h_{r3} F_{m-b} \frac{\varepsilon(T_{m,i} - T_{b,i})}{(1-\varepsilon)} + h_m \frac{\varepsilon(T_{f2,i} - T_{b,i})}{(1-\varepsilon)} = \left(\frac{k}{e}\right)_{ais} \frac{(T_{b,i} - T_{c,i})}{(1-\varepsilon)} \quad (7)$$

En la carcasa exterior ( $T_c$ ):

$$(\rho \cdot c_p)_c \frac{\Delta T_{c,i}}{\Delta t} = k_c \frac{(T_{c,i+1} - 2T_{c,i} + T_{c,i-1})}{\Delta x^2} + \left(\frac{k}{e}\right)_{ais} \frac{(T_{b,i} - T_{c,i})}{e_c} - U_b \frac{(T_{c,i} - T_a)}{e_c} \quad (8)$$

En el nodo de la curva ( $T_{f1,N+1}$ ):

$$(\dot{m} \cdot c_p)_{f1} \frac{(T_{f1,N+1} - T_{f1,N})}{w} = h_2 e_p (T_{p,N} - T_{f1,N+1}) - \pi R \left( U_c + \frac{U_e R}{w} \right) (T_{f1,N+1} - T_a) \quad (9)$$

donde  $R$  es el radio de la curva calculado como el promedio entre  $e_1$  y  $\Delta y$  si éstos difieren. El ancho del elemento de volumen se determina mediante:

$$\Delta x = \frac{L}{N-1} \quad (10)$$

El tamaño  $\Delta y$  queda determinado por el diseño geométrico del colector.

Aplicando un esquema de discretización temporal implícito y reordenando términos, las ecuaciones (1) a (9) conducen a un sistema de  $(8 \times N) + 1$  ecuaciones con  $(8 \times N) + 1$  incógnitas que puede resolverse por el método iterativo de Gauss – Sidel.

## MODELIZACIÓN DE LA MATRIZ POROSA

Los tres parámetros a determinar para la modelización de la matriz porosa son su porosidad o factor de huecos,  $\varepsilon$ , su área transversal efectiva de transferencia de calor por conducción,  $A_t$  y su área lateral efectiva de transferencia de calor por convección,  $A_m$ . La porosidad se determina experimentalmente mediante un procedimiento que consiste en determinar el volumen de agua que llena los intersticios de una muestra de la matriz porosa. Este es el volumen de huecos  $V_h$ . Si  $V$  es el volumen contenedor de la matriz y el agua, la porosidad se calcula mediante:

$$\varepsilon = \frac{V_h}{V} \quad (11)$$

y el volumen sólido de la matriz porosa como:

$$V_s = (1 - \varepsilon)V \quad (12)$$

El área transversal efectiva de transferencia de calor por conducción,  $A_t$ , tiene 2 componentes, una en la dirección  $x$  y otra en la dirección  $y$ . Considerando el  $i$ -ésimo elemento discreto, las expresiones de las respectivas componentes se calculan mediante:

$$A_{t,\bar{x}} = (1 - \varepsilon)w\Delta y \quad y \quad A_{t,\bar{y}} = (1 - \varepsilon)w\Delta x \quad (13)$$

Para el cálculo del área lateral efectiva de transferencia de calor por convección,  $A_m$ , se considera que la hebra de la matriz metálica es un prisma de base rectangular cuyos lados son  $a_h$  y  $b_h$ . La longitud efectiva de la hebra contenida dentro de un elemento de volumen,  $L_h$ , se determina mediante el siguiente procedimiento:

- 1) Se toma una hebra de tamaño promedio de la muestra empleada para la determinación de la porosidad y se miden sus valores  $a_h$  y  $b_h$ .
- 2) Se calcula el volumen del material sólido contenido dentro del elemento de volumen con la Ec. (12), resultando:  $V_s = (1 - \varepsilon)w\Delta x\Delta y$ .
- 3) Se iguala este volumen al del prisma cuyas dimensiones son  $a_h$ ,  $b_h$  y  $L_h$  y se despeja esta última:

$$L_h = \frac{(1 - \varepsilon)w\Delta x\Delta y}{a_h b_h} \quad (14)$$

- 4) Se calcula el área lateral de la hebra como  $A_m = 2(a_h + b_h)L_h$ . Reemplazando la Ec. (14) resulta:

$$A_m = 2(1 - \varepsilon)w\Delta x\Delta y \frac{(a_h + b_h)}{a_h b_h} \quad (15)$$

De esta forma, la matriz porosa contenida en un elemento de volumen es modelizada como una única hebra enrollada totalmente al azar cubriendo todo el espacio del elemento, cuyo volumen es igual al del material sólido contenido en él y cuya porosidad es igual a la determinada experimentalmente.

## PROGRAMA DE CÁLCULO Y VALIDACIÓN DEL MODELO

Para el desarrollo del programa de cálculo se utilizó la plataforma Visual Basic 4.0 de Microsoft que constituye una buena herramienta para el manejo de los recursos gráficos, permitiendo obtener un software de “entorno amigable” si se conocen adecuadamente los conceptos teórico-prácticos del desarrollo y funcionamiento de colectores solares calentadores de aire. El programa permite simular colectores con placa absorbadora plana o corrugada en “V”. En la Figura 2 se presenta una imagen de la pantalla de ingreso de datos y resultados del cálculo numérico correspondientes a un colector de doble paso con placa absorbadora corrugada y matriz porosa con factor de huecos del 97 % donde se observa la gran cantidad de parámetros a ingresar.

La validación del modelo numérico fue realizada con datos de temperatura de entrada y salida del aire medidos con termocuplas tipo  $K$  en un colector solar ensayado durante los meses de julio y agosto de 2015 en la UNSa. Además se midieron variables meteorológicas con una estación autónoma HOBO H21 y la velocidad del aire circulado con un anemómetro de hilo caliente marca TSI. El datalogger empleado fue un módulo ADAM 4018. En la Figura 3 se observa el prototipo instalado con una pendiente de  $38^\circ$  y azimut de  $180^\circ$  (al Norte). La placa absorbadora es de chapa galvanizada acanalada pintada de negro mate. La cubierta transparente es de policarbonato alveolar y la aislación térmica de lana de vidrio. La carcasa es de chapa galvanizada y la matriz porosa de viruta de acero con una porosidad de 0,97 determinada experimentalmente. Este prototipo es un desarrollo tecnológico de los autores del presente trabajo y todos sus parámetros geométricos y propiedades termofísicas de materiales se observan en la figura 2. Internamente su geometría se corresponde con el esquema de la Figura 1.

**Cálculo del funcionamiento de un colector solar calentador de aire de doble paso en contracorriente con matriz porosa**

<b>Datos del Lugar</b> Latitud (neg. al sur) <input type="text" value="-24.7"/> Altura (m. s. n. m.) <input type="text" value="1180"/> Albedo <input type="text" value="0.28"/> Día del año <input type="text" value="237"/>	<b>Flujo del aire</b> <input type="radio"/> Termosifón <input checked="" type="radio"/> Forzado	<b>Placa absorbedora</b> Pendiente (°) <input type="text" value="38"/> Azimut (°) <input type="text" value="180"/> Absortancia solar <input type="text" value="0.94"/> Emitancia IR lado superior <input type="text" value="0.94"/> Emitancia IR lado inferior <input type="text" value="0.5"/> Reflectancia IR <input type="text" value="0.06"/> Angulo de corrugado (φ) <input type="text" value="127"/> (a) Altura del corrugado (m) <input type="text" value="0.02"/> (b) Altura mín. de canal (m) <input type="text" value="0.015"/> (c) Distancia placa-cub. (m) <input type="text" value="0.03"/> Longitud de la placa (m) <input type="text" value="2.05"/> Ancho de la placa (m) <input type="text" value="0.9"/> Espesor de la placa (m) <input type="text" value="0.0008"/> Conduct. térmica [W/mK] <input type="text" value="60.5"/> Calor específico [J/kg.K] <input type="text" value="434"/> Densidad [kg/m3] <input type="text" value="7854"/>	<b>Discretización espacio-temporal</b> N° de nodos en longitud <input type="text" value="20"/> Paso temporal (seg.) <input type="text" value="3600"/>
<b>Datos Meteorológicos</b> <input type="radio"/> Estimación analítica <input checked="" type="radio"/> Datos desde archivo	<b>Carcasa</b> Espesor de la chapa (m) <input type="text" value="0.0009"/> Densidad (kg/m3) <input type="text" value="7854"/> Calor específico (J/kg.K) <input type="text" value="434"/> Conduct. térmica [W/mK] <input type="text" value="60.5"/> Espesor de aislac en fondo (m) <input type="text" value="0.05"/> Espesor de aislación lateral (m) <input type="text" value="0.025"/> Conduct. del aislante [W/m°C] <input type="text" value="0.045"/> Emitancia IR placa del fondo <input type="text" value="0.5"/>	<b>Matriz porosa</b> Factor de huecos <input type="text" value="0.97"/> Ancho de la hebra (m) <input type="text" value="0.0015"/> Espesor de la hebra (m) <input type="text" value="0.0001"/> Conduct. térmica [W/mK] <input type="text" value="60.5"/> Calor específico [J/kg.K] <input type="text" value="434"/> Densidad [kg/m3] <input type="text" value="7854"/> Emitancia IR <input type="text" value="0.5"/>	<b>Condiciones de flujo e inicial</b> Caudal de entrada (m3/s) <input type="text" value="0.0357"/> Area ducto de ingreso (m2) <input type="text" value="0.0177"/> Temperatura entrada inicial <input type="text" value="11"/> Temperatura inicial colector <input type="text" value="11"/> % de Qu entregado al local <input type="text"/>
<b>Temperatura ambiente</b> Min. <input type="text" value="2.4"/> Med. <input type="text" value="9.9"/> Max. <input type="text" value="20.9"/>	<b>Cubierta transparente</b> Material: <input type="text" value="Policarbonato"/> Propiedades ópticas: Índice de refracción <input type="text" value="1.6"/> Espesor (m) <input type="text" value="0.0006"/> Coefic. de extin. (1/m) <input type="text" value="16.6"/>	<b>Resultados</b> Qu total diario (MJ) <input type="text" value="28.2"/> Eficiencia diaria <input type="text" value="0.59"/> Temperatura de salida máxima (C°) <input type="text" value="65"/> Qu máximo (kW) <input type="text" value="1.168"/> UL promedio (W/m2°C) <input type="text" value="22.198"/> FR promedio diario <input type="text" value="0.696"/>	<input type="button" value="Calcular"/> <input type="button" value="Graficar"/> <input type="button" value="Volver al Inicio"/> <input type="button" value="Terminar"/>

Figura 2: Pantalla de ingreso de datos y resultados del cálculo del software desarrollado.

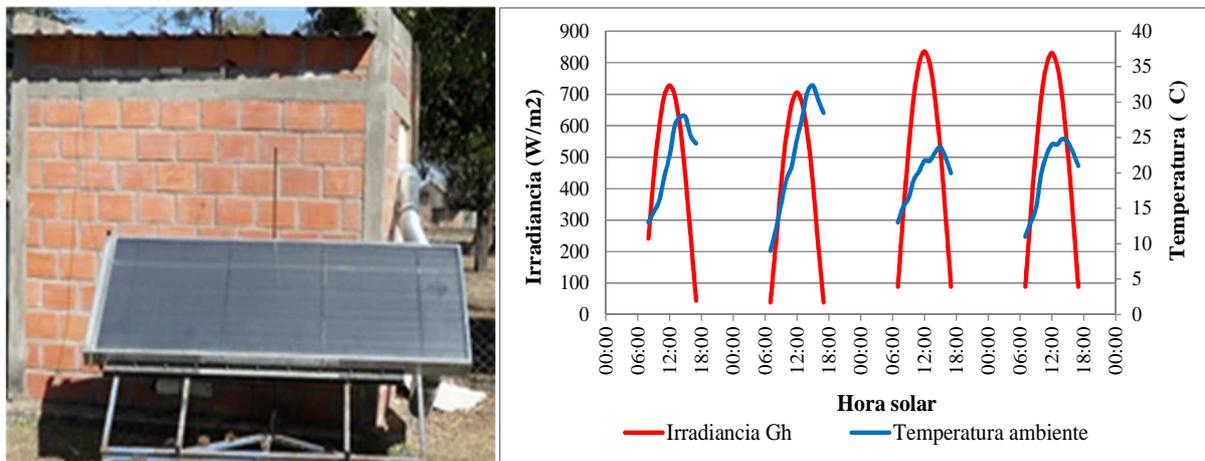


Figura 3: Izq.: Colector solar calentador de aire con matriz porosa ensayado durante julio y agosto de 2015 para la validación del modelo numérico. Dcha: Datos meteorológicos medidos.

Del total de días ensayados se seleccionaron los únicos 4 en los cuales la radiación solar presentó características de cielo claro: 27 y 28 de julio, 24 y 25 de agosto. Los datos meteorológicos se muestran en la Figura 3. El resto de los días el cielo se presentó entre seminublado y nublado, situación atípica para el invierno local. El caudal de aire circulado durante los ensayos fue de 0,0357 m<sup>3</sup>/s. El número de elementos de volumen se fijó en 20 y el paso temporal de cálculo en 3.600 s (1 h).

### RESULTADOS OBTENIDOS

En la siguiente figura se comparan los valores de las temperaturas de salida del aire medidos y simulados con el modelo numérico desarrollado.

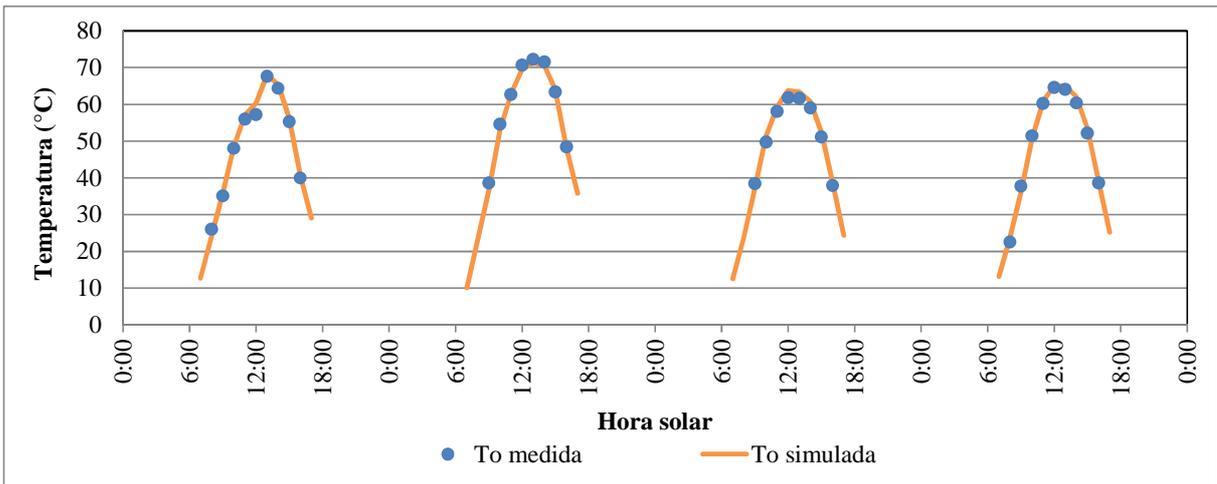


Figura 4: Comparación de valores de temperatura de salida del aire medidos y simulados con el modelo desarrollado. Días 27 y 28 de julio, 24 y 25 de agosto.

Según se aprecia en la figura, el acuerdo entre valores medidos y simulados es muy bueno durante los 4 días, con diferencias máximas que no exceden los 3 °C en horarios cercanos al mediodía solar. La temperatura de salida del aire medida registró valores máximos entre 60 y 70 °C con lo cual la ganancia de energía térmica o calor útil generado por este colector superó el kW térmico al mediodía según se muestra en la Figura 5.

El calor útil no es una variable que pueda medirse directamente sino una magnitud determinada indirectamente mediante la siguiente ecuación:

$$Q_u = (\dot{m}c_p)_f (T_o - T_e) \quad (16)$$

donde  $T_e$  y  $T_o$  son las temperatura de entrada y salida del aire, medidas en forma directa.

En la figura 5 se comparan los valores “medidos” (Ec. (16)) y simulados del calor útil generado observándose mayores diferencias de ajuste que en el caso de la temperatura de salida del aire. No obstante, el acuerdo sigue siendo muy bueno con diferencias que no superan los 80 W cerca del mediodía solar. La potencia térmica máxima generada por este colector durante los 4 días analizados fue de 1,2 kW el día 25 de agosto, registrándose valores superiores al kW en el horario comprendido entre las 10 y las 14 h solar salvo el día 28/07/15 en el cual se encendió una resistencia calefactora a la entrada del colector a fin de obtener puntos de funcionamiento distintos a los de los demás días en la curva de eficiencia instantánea. A consecuencia de ello, la temperatura máxima de salida del aire fue la más alta y el calor útil diario el más bajo de los registrados durante los cuatro días.

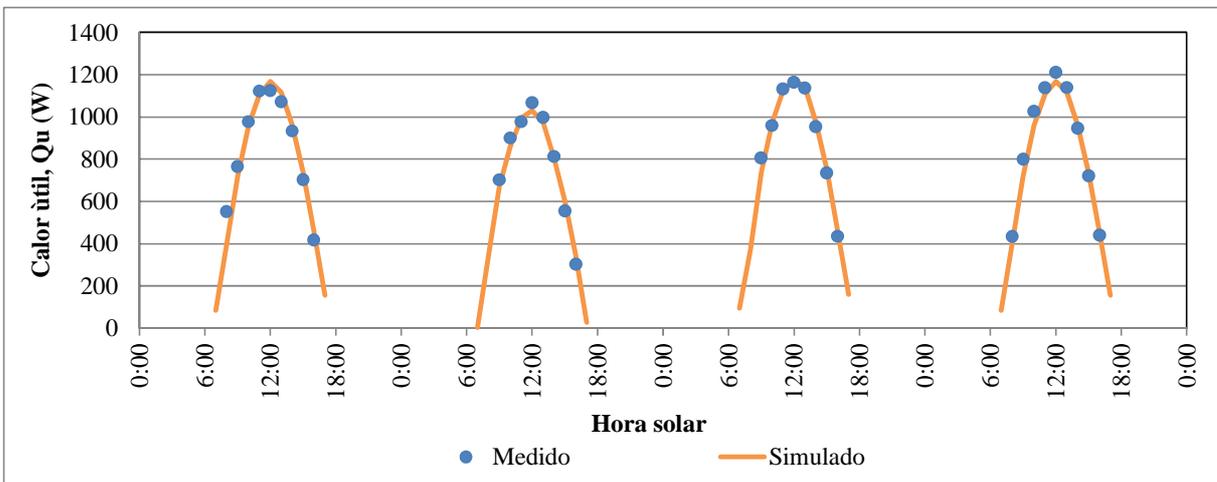


Figura 5: Comparación de valores de calor útil medidos y simulados con el modelo desarrollado.

Para analizar la calidad porcentual del ajuste entre valores medidos y simulados de la temperatura de salida del aire y del calor útil se define el Error Relativo Cuadrático Medio (*ERCM*) como:

$$ERCM = \sqrt{\frac{\sum_i \left[ \frac{(x_{m,i} - x_{s,i})}{x_{m,i}} \right]^2}{N}} \quad (17)$$

donde  $x_m$  corresponde a los valores medidos y  $x_s$  a los simulados. Este error cuantifica la desviación relativa promedio de los valores simulados respecto de los medidos.

En la Tabla 1 se presentan los valores del  $Q_u$  y la eficiencia de colección diarios obtenidos a partir de los datos medidos junto a los valores del error relativo cuadrático medio en el ajuste de  $T_o$  y  $Q_u$  calculados con la Ec. (17) para los 4 días analizados.

Fecha	$Q_u$ diario (MJoule)	Eficiencia diaria	<i>ERCM</i> de $T_o$	<i>ERCM</i> de $Q_u$
27/07/15	25,8	50 %	0,03	0,10
28/07/15	23,9	51,9 %	0,02	0,06
24/08/15	26,8	51,5 %	0,03	0,04
25/08/15	28,2	51,4 %	0,03	0,05

Tabla 1: Energía térmica producida, eficiencias diarias y errores de ajuste *ERCM* de  $T_o$  y  $Q_u$ .

Se observa en la tabla que el colector solar ensayado generó entre 24 y 28 MJ térmicos con eficiencias diarias entre 50 y 52 %. Si bien estos valores resultan aceptables, podrían mejorarse si se trabaja con flujos máxicos de aire por  $m^2$  de colector mayores al empleado en estos ensayos ( $0,017 \text{ kg/s/m}^2$ ).

Del análisis de los errores relativos se concluye que el modelo numérico desarrollado es capaz de simular el comportamiento térmico de este tipo de colectores con suficiente precisión ya que presenta un error del 3 % en el ajuste de la temperatura de salida y de hasta el 10 % en el calor útil generado.

## DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS DENTRO DEL COLECTOR

Una vez validado el modelo numérico se procedió a simular la distribución de temperaturas en los distintos elementos constitutivos del colector a fin de analizar sus rasgos característicos. En la Figura 6 se presenta la distribución espacial de las 8 temperaturas definidas en el modelo, simuladas para el día 25 de agosto al mediodía solar con los datos meteorológicos medidos ese día.

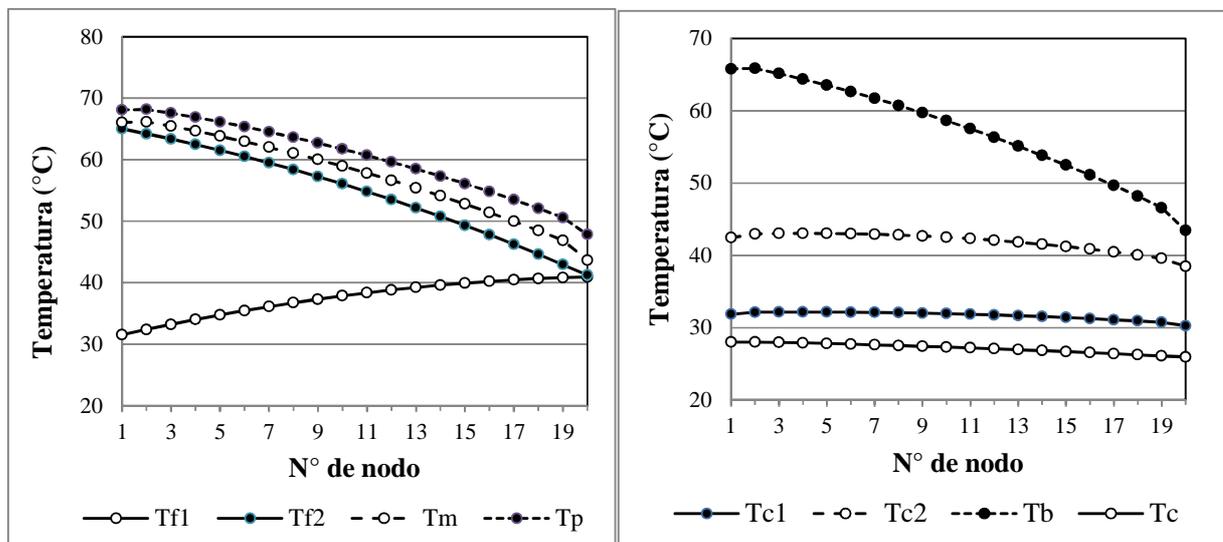


Figura 6: Distribución espacial de las distintas temperaturas simuladas con el modelo a horas 12:00

En el gráfico de la derecha se muestran las temperaturas de los 4 elementos que conforman la caja del colector: cubierta exterior, cubierta interior, aislante del fondo y carcasa metálica. Se observa la notable separación entre las temperaturas de ambas cubiertas debido al intercambio radiativo con la placa absorbidora que calienta a la cubierta interior por encima de los 40 °C cuando la exterior se encuentra a 32 °C en promedio. La superficie interior del aislante térmico se calienta prácticamente a la misma temperatura que la matriz porosa debido a la transferencia de calor por conducción entre ambas. La carcasa presenta las temperaturas más bajas de todo el conjunto al estar aislada del entorno interior del colector y en contacto con el aire ambiente exterior, variando sus valores entre 26 y 28 °C. En el gráfico de la izquierda se muestran las distribuciones espaciales de las temperaturas del aire en ambos canales, de la matriz porosa y de la placa absorbidora. Se observa que el calentamiento del aire al pasar por el canal inferior es mayor que el logrado en el canal superior debido a la potenciación de la transferencia de calor generada por la presencia de la matriz porosa.

Del salto térmico total alcanzado por el aire circulante entre la entrada y la salida del colector, 1/3 se logra en el primer paso y 2/3 en el segundo, situación altamente ventajosa para evitar el sobrecalentamiento de las cubiertas que conduciría a un aumento del coeficiente de pérdida de calor  $U_i$  a través de ellas. Las temperaturas más altas se registran en la placa absorbidora alcanzando los 68 °C en el extremo de salida del aire. La temperatura de la matriz porosa sigue en tendencia a la de la placa absorbidora con valores levemente inferiores lo que demuestra su eficacia en la extracción del calor absorbido por la placa, el cual finalmente es transferido al aire circulante y al aislante del fondo. A la salida del colector la temperatura del aire es muy cercana a la de la matriz porosa lo que indica que la longitud del colector es la adecuada para alcanzar temperaturas muy próximas a la de la placa absorbidora.

### COMPARACION ENTRE COLECTORES DE DOBLE PASO CON Y SIN MATRIZ POROSA

A fin de evaluar las ventajas funcionales de la inclusión de la matriz porosa en el canal inferior del colector, se simularon los desempeños termo-energéticos de dos prototipos de doble paso en contracorriente con placa absorbidora corrugada geoméricamente idénticos, bajo las mismas condiciones climáticas y ubicados en el mismo lugar geográfico, uno con matriz porosa y el otro si ella. Los cálculos correspondientes al colector sin malla porosa fueron realizados con un modelo analítico presentado en un trabajo anterior (Hernández y Quiñonez, 2013). Los parámetros geométricos y las propiedades de los materiales se muestran en la Figura 2.

En la Figura 7 se grafican las distribuciones de las temperaturas del aire al circular por cada colector y sus respectivas curvas de eficiencia instantánea estimadas para el día 25 de agosto de 2015.

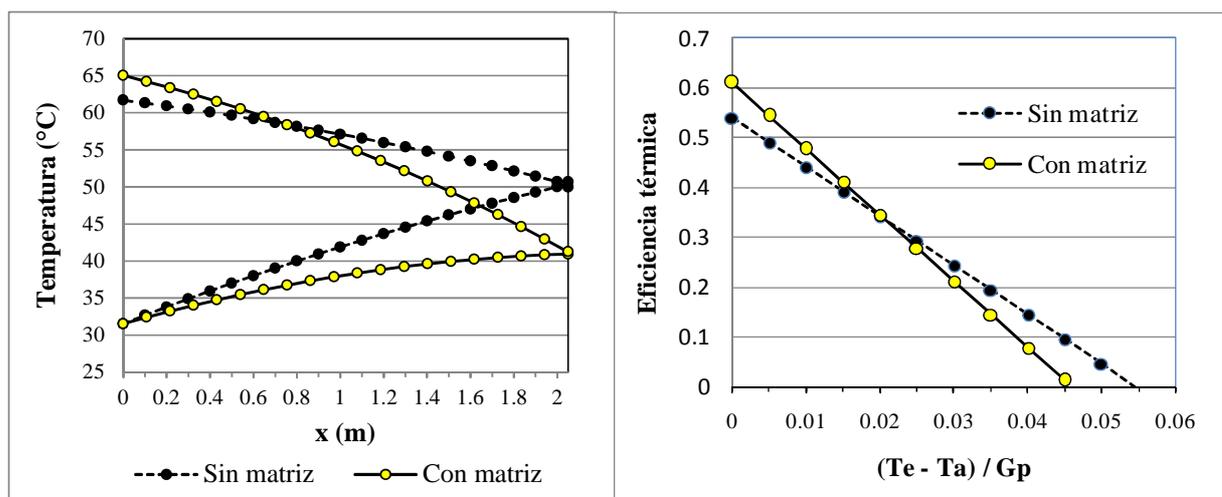


Figura 7: Comparación de temperaturas del aire y curvas de eficiencia con y sin matriz porosa.

Se observa en el gráfico de la izquierda que en el colector sin matriz porosa el calentamiento del aire es más importante en el canal superior que en el inferior, lo cual sobrecalienta las cubiertas aumentando el valor del  $U_i$  a través de ellas. Del salto térmico total alcanzado por el aire al circular

dentro del colector, 2/3 se alcanza en el primer paso y 1/3 en el segundo. Esto es justamente lo opuesto a lo que sucede en el colector con matriz porosa. Como consecuencia del sobrecalentamiento de las cubiertas, la temperatura de salida del aire en el colector sin matriz porosa es inferior a la del otro colector y también su eficiencia instantánea según se aprecia en el gráfico de la derecha de la Figura 7.

Las curvas de eficiencia instantáneas graficadas responden a las siguientes ecuaciones:

$$\text{Sin matriz porosa:} \quad \eta = 0,54 - 9,89 \frac{(T_e - T_a)}{G_p} \quad (18)$$

$$\text{Con matriz porosa:} \quad \eta = 0,61 - 13,29 \frac{(T_e - T_a)}{G_p} \quad (19)$$

Comparando los valores de la ordenada al origen y de la pendiente de ambas curvas se observa que ambos coeficientes son mayores en el colector con matriz porosa. Esto se debe a que el factor de remoción del calor  $F_R$  es mayor en este colector que en el que no tiene la matriz, según se aprecia en la Figura 8 donde  $\varepsilon = 1$  corresponde a éste último. Bajo las condiciones de funcionamiento ensayadas, el colector con matriz porosa produjo un 9 % más de energía útil diaria que el colector sin matriz. Todo esto demuestra la conveniencia de utilizar colectores solares con matriz porosa para potenciar la transferencia de calor entre la placa absorbadora y el aire circulante.

### EL EFECTO DE LA POROSIDAD DE LA MATRIZ

La inclusión de la matriz porosa tiene por objeto potenciar la extracción del calor acumulado en la placa absorbadora transfiriéndolo al aire circulante en forma más eficiente. Al tratarse de un material esponjoso, la matriz puede tener cualquier valor de porosidad en el rango  $0 < \varepsilon < 1$ , siendo más compacta cuanto más cercana a 0 sea su porosidad.

En la figura 8 se presenta la variación del factor de remoción de calor  $F_R$  con la porosidad. Este coeficiente, que es una medida de la efectividad con que el calor es removido de la placa absorbadora, disminuye a medida que aumenta la fracción de huecos dentro de la matriz. Como consecuencia, en la curva de eficiencia instantánea disminuyen tanto la ordenada al origen como la pendiente según se observa en el gráfico de la derecha. El cuadrado rojo graficado para  $\varepsilon = 1$  corresponde al valor de  $F_R$  de un colector solar sin matriz porosa, siendo éste el valor más bajo.

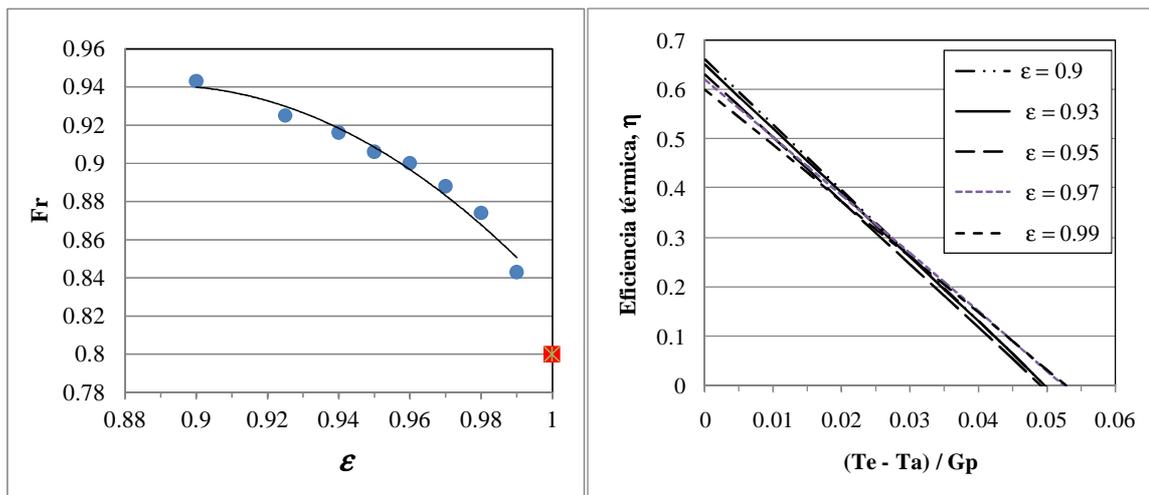


Figura 8: Dependencia del factor  $F_R$  y de la curva de eficiencia instantánea con la porosidad.

Tanto la eficiencia térmica diaria como la temperatura máxima de salida del aire y el calor útil total generado por día disminuyen a medida que aumenta la porosidad. Por lo tanto, es recomendable utilizar matrices con una porosidad del orden de 0,9 para obtener mejores resultados en el funcionamiento de este tipo de colectores calentadores de aire.

## CONCLUSIONES

En este trabajo se presentó un modelo numérico para la simulación del comportamiento termo-energético de colectores solares calentadores de aire de doble paso en contracorriente con matriz porosa en su canal inferior. A partir de las ecuaciones de balance de energía planteadas dentro de un elemento de volumen discreto se obtuvo un sistema de ecuaciones algebraicas dependiente del tiempo a resolver por el método de Gauss-Sidel. Las ecuaciones y algoritmos para la resolución del sistema fueron codificadas en lenguaje Visual Basic V.4.0, generándose un software de entorno amigable. El modelo matemático fue validado con datos medidos en un colector solar durante los meses de julio y agosto de 2015. El acuerdo entre valores medidos y simulados de la temperatura de salida del aire presentó un error relativo promedio del 3 % mientras que el error promedio en la estimación del calor útil alcanzó un valor máximo del 10 %. Se considera entonces que el modelo numérico desarrollado predice con suficiente exactitud el comportamiento termo-energético de este tipo de colectores.

Comparando el funcionamiento de un colector solar de doble paso con y sin matriz porosa, la simulación demuestra que la distribución de temperatura del aire dentro del colector es mejor en el primero que en el segundo, ya que evita el sobrecalentamiento de las cubiertas a la vez que se extrae más eficientemente el calor desde la placa absorbadora. Bajo las condiciones de funcionamiento ensayadas, el colector con matriz porosa produjo un 9 % más de energía útil que el colector sin matriz. El efecto principal de la presencia de la matriz porosa en el canal inferior del colector es el aumento del factor de remoción del calor en comparación al de un colector idéntico sin matriz. Pero este aumento depende de la porosidad de la matriz de tal forma que cuanto mayor es la porosidad, menor es el valor de  $F_R$ . Se recomienda entonces emplear matrices compactas con porosidades del orden de 0,9.

## NOMENCLATURA

### Subíndices:

$i$ : índice del elemento dentro del esquema de discretización.

1 : canal superior.

2 : canal inferior.

$c1$  : cubierta exterior.

$c2$  : cubierta interior.

$f$ : fluido.

$p$  : placa absorbadora.

$m$  : matriz porosa.

$h$  : hebra de la matriz porosa

$b$  : superficie del aislante térmico del fondo expuesta al flujo.

$c$  : carcasa.

$ais$  : aislante térmico.

### Variables:

$x$  : Coordenada espacial horizontal paralela al flujo de aire (m).

$y$  : Coordenada espacial vertical perpendicular al flujo de aire (m).

$T_{c1,i}$ : Temperatura del  $i$ -ésimo nodo de la cubierta transparente exterior ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$T_{c2,i}$ : Temperatura del  $i$ -ésimo nodo de la cubierta transparente interior ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$T_{f1,i}$ : Temperatura del  $i$ -ésimo nodo del aire que fluye en el canal superior ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$T_{p,i}$ : Temperatura del  $i$ -ésimo nodo de la placa absorbadora ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$T_{f2,i}$ : Temperatura del  $i$ -ésimo nodo del aire que fluye en el canal inferior ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$T_{m,i}$ : Temperatura del  $i$ -ésimo nodo de la matriz porosa ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$T_{b,i}$ : Temperatura del  $i$ -ésimo nodo de la superficie del aislante del fondo del colector ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$T_{c,i}$ : Temperatura del  $i$ -ésimo nodo de la carcasa exterior ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$\rho$ : densidad ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ).

$c_p$  : calor específico ( $\text{J}/\text{kg}^{\circ}\text{C}$ ).

$\dot{m}$  : flujo másico de aire ( $\text{kg}/\text{s}$ ).

$h_1$  : coeficiente convectivo entre la cubierta interior y el fluido del canal superior ( $\text{W}/\text{m}^2^{\circ}\text{C}$ ).

$h_2$  : coeficiente convectivo entre la placa absorbadora y el fluido del canal superior ( $\text{W}/\text{m}^2^{\circ}\text{C}$ ).

$h_m$  : coeficiente convectivo entre la matriz porosa y el fluido del canal inferior ( $W/m^2\text{°C}$ ).  
 $h_{r1}$ : coeficiente radiativo entre la cubierta interior y la placa absorbidora( $W/m^2\text{°C}$ ).  
 $h_{r2}$ : coeficiente radiativo entre la matriz porosa y la placa absorbidora( $W/m^2\text{°C}$ ).  
 $h_{r3}$ : coeficiente radiativo entre la matriz porosa y la aislación del fondo ( $W/m^2\text{°C}$ ).  
 $U_{c1-c2}$ : coeficiente complejo de transferencia convectivo - radiativa entre cubiertas ( $W/m^2\text{°C}$ ).  
 $U_t$  :coeficiente complejo de transferencia convectivo - radiativa entre la cubierta exterior y el ambiente ( $W/m^2\text{°C}$ ).  
 $U_e$ : coeficiente global de pérdida de calor entre el aire circulante y el ambiente exterior a través del costado del colector ( $W/m^2\text{°C}$ ).  
 $U_b$ : coeficiente complejo de transferencia convectivo - radiativa entre la carcasa exterior y el ambiente ( $W/m^2\text{°C}$ ).  
 $U_c$ : coeficiente global de pérdida de calor entre el aire circulante y el ambiente exterior a través de la curva del colector ( $W/m^2\text{°C}$ ).  
 $G_p$  :irradiancia solar sobre el plano inclinado del colector ( $W/m^2$ ).  
 $T_a$  : temperatura del aire ambiente. ( $^{\circ}C$ )  
 $\Delta t$  : paso temporal del cálculo (s).  
 $\Delta x$ : tamaño horizontal del elemento de volumen (m).  
 $\Delta y$  : espesor vertical del canal inferior (m).  
 $w$  : ancho total del colector (m).  
 $e$  : espesor (m).  
 $R$  : radio de la curva en el extremo del colector (m)  
 $A_m$  : área efectiva de transferencia de calor de la matriz porosa dentro del elemento de volumen ( $m^2$ ).  
 $\varepsilon$ : factor de huecos o porosidad de la matriz porosa.  
 $\tau$ : transmitancia del material transparente de las cubiertas.  
 $\alpha$ : absorptancia solar.  
 $k$  : conductividad térmica ( $W/m^{\circ}C$ ).  
 $F_{m-p}$  : factor de vista para el intercambio radiativo entre la malla porosa y la placa absorbidora.  
 $F_{m-b}$ : factor de vista para el intercambio radiativo entre la malla porosa y el aislante del fondo.

## REFERENCIAS

- Ammari, H.D., (2003). A mathematical model of thermal performance of a solar air heater with slats. *Renewable Energy* 28, 1597–1615.
- Hernández, A.; Quiñonez, J., (2013). Analytical models of thermal performance of solar air heaters of double-parallel flow and of double-pass counter flow. *Renewable Energy* 55, 380-391.
- Moummi, N.; Youcef-Ali, S.; Moummi, A.; Desmons, J.Y. (2004). Energy analysis of a solar air collector with rows of fins. *Renewable Energy* 29, 2053 – 2064.
- Durán, G.; Condorí, M., (2014). Modelo físico y simulación computacional bajo SIMUSOL de un colector solar de aire con absorbedor de mallas metálicas. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 18 - N° 1, Sección 8, pág. 79 – 88.
- González, S. M.; Flores Larsen, S.; Hernández, A., Lesino, G., (2014). Thermal evaluation and modeling of a double-pass solar collector for air heating. *Energy Procedia*, 57, 2275 – 2284.
- Sopian, K.; Supranto ; Daud, W.R.W.; Othman, M.Y.; Yatim, B. (1999). Thermal Performance of the Double-Pass Solar Collector With and Without Porous Media. *Renewable Energy* 18, 557 – 564.
- Naphon, P. (2005). Effect of Porous Media On the Performance of the Double-Pass Flat Plate Solar Air Heater, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 32, pp. 140-150.
- Pottler, K.; Sippel, C. M.; Beck, A.; Fricke, J. (1999). Optimized finned absorber geometries for solar air heating collectors. *Solar Energy* 67, 1–3, 35–52.
- Ben Slama, R., (2007). The air solar collectors: Comparative study, introduction of baffles to favor the heat transfer. *Solar Energy* 81, 139 –149.
- Ramani, B.M.; Gupta, A.; Kumar, R., (2010). Performance of a double pass solar air collector, *Solar Energy* 84, 1929–1937.
- Quiñonez, J.; Hernández, A.; Flores Larsen, S., (2012). Evaluación termoenergética de un colector solar calentador de aire de doble paso en contracorriente diseñado para la calefacción de edificios, *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 16 - N° 1, Sección 3, pág. 55 – 62.

## ABSTRACT

In this paper, a numerical model to simulate the behavior of double pass - counter flow solar air collectors with porous matrix in the lower channel is presented. The algorithms for solving the system of algebraic equations were coded in Visual Basic V.4.0 language, producing a friendly software. The model was validated with data measured in a solar collector during July and August 2015. The agreement between measured and simulated values of output air temperature had a relative error of 3%, while the error in estimating the useful gain of heat reached a maximum of 10%. The authors considered that the model developed predicts with sufficiently accurately the thermal behavior of such solar collectors. The  $F_R$  coefficient increases with decreasing porosity of the matrix, recommending to use compact matrices with porosities of about 0.9 .

**Keywords:** solar collector, numerical modeling, computational simulation.