



APLICACIÓN DE LA COMPUTACIÓN

Simulación numérica de un colector solar plano de aire operando en régimen de convección natural

Numerical simulation of an air solar collector operating on natural convection regime

Juan José - González Bayón
Rubén - Borrajo Pérez

Amadou - Koulibaly

Centro de Estudios de Tecnologías Energéticas Renovables, CETER. Universidad Tecnológica de La Habana, “José Antonio Echeverría”, Cujae, La Habana, Cuba.

RESUMEN/ABSTRACT

En este artículo se realizó la simulación numérica (utilizando Fluent 6.3) de un colector solar de aire operando en convección natural con el objetivo de determinar el comportamiento de los perfiles de velocidad y temperatura. Los resultados muestran que la temperatura del aire aumenta cuasi-linealmente con la coordenada longitudinal, independientemente de la longitud del calentador. La temperatura del absorbedor posee un escalón en la entrada y luego crece en forma próxima a una exponencial. El comportamiento de la temperatura del aire y de la placa es independiente de la radiación incidente. El perfil de temperatura del aire mantiene su forma a lo largo del colector, mostrando una caída brusca al alejarse de la placa. El perfil de velocidad inicia prácticamente plano y establece su forma definitiva próxima a 40% de la longitud del colector. La máxima velocidad se sitúa a 0,2 de la altura del canal, tomado desde la placa.

Palabras clave: Calentador solar de aire, colector solar plano, convección natural, transferencia de calor conjugada.

In this paper the numerical simulation (using the code Fluent 6.3) of an air solar heater operating on natural convection regime was carried out. The aim was to determine the behavior of velocity and temperature profiles in the heater. The results show that the air temperature increases quasi-linearly with the longitudinal coordinate, independent of the length of the heater. The temperature of the absorber has an abrupt step at entrance and then grows approximately as an exponential. The behavior of the air and plate temperatures is independent of the incident radiation. The air temperature profile maintains its shape along the collector and shows that the temperature drops sharply as it moves away from absorber. The velocity profile starts practically flat at entrance and sets its definitive shape at coordinate close to 40% of the collector length. The maximum velocity of air is located 0.2 channel height taken from the plate.

Keywords: air solar heater, conjugate heat transfer, natural convection, solar plane collector.

INTRODUCCIÓN

Los colectores solares son dispositivos utilizados para obtener energía térmica útil a partir de la radiación solar incidente. La conversión térmica de la energía solar se realiza fundamentalmente en dos tipos de colectores solares, los colectores de agua y los de aire

Los colectores de aire, los cuales son el interés de este artículo, se utilizan fundamentalmente en procesos de calentamiento o en procesos de secado industrial y agrícolas [1-3]. Los calentadores solares de aire comúnmente son equipos simples, que operan en régimen forzado [4,5] o en régimen de circulación natural [6].

En los calentadores solares de aire que operan en régimen de convección natural el flujo de aire no es controlado, sino que es determinado por el propio proceso de calentamiento. Esta característica es una aparente desventaja de los colectores de convección natural y ha determinado que sean menos empleados en aplicaciones industriales y que también hayan sido menos estudiados [6.]. Sin embargo, los calentadores solares de aire de convección natural tienen un muy amplio campo de aplicación en el secado agrícola a escala de pequeños productores, siendo prácticamente insustituibles en estas condiciones, pues no demandan de energía eléctrica para mantener la circulación de aire.

Los calentadores solares de aire de circulación natural son equipos que poseen rendimientos térmicos relativamente bajos [7,8], entre otros factores porque el coeficiente de transferencia de calor entre placa absorbadora y aire es bajo [9]. Este factor determina que para satisfacer las necesidades de aire caliente comúnmente deban ser empleadas grandes áreas de colección solar. Para lograr mejorar el desempeño energético de los calentadores solares de aire no basta con elevar el rendimiento térmico, sino que se hace fundamental poder lograr la temperatura de aire y el flujo de aire necesarios para poder desarrollar el proceso de secado o de calentamiento.

Los colectores solares de aire de tiro natural poseen la particularidad, a diferencia de los colectores que operan en régimen forzado, que al producirse la variación de cualquier parámetro de diseño u operación, se producen cambios en el desempeño energético, que no solo inciden en la temperatura de salida del aire y en el rendimiento térmico del colector, sino que también afectan el flujo de aire entregado [10]. Luego, es muy importante la investigación del comportamiento de los campos de temperatura y de velocidad del aire dentro del colector para poder analizar medidas que puedan ayudar a intensificar la transferencia de calor entre la placa absorbadora y el aire y que finalmente conlleven a un desempeño energético más elevado del colector.

Los métodos de CFD (Computational Fluid Dynamics) son cada vez más empleados para la investigación de los colectores solares [11-13], por la economía de recursos y tiempo para la obtención de resultados frente al trabajo experimental, además de los satisfactorios resultados que ofrecen, validados frente a resultados experimentales.

La simulación numérica del colector de aire con circulación natural permite determinar el comportamiento de los campos de temperatura en la placa absorbadora y en el aire, así como los campos de velocidad del aire y su desarrollo a lo largo del colector. La obtención de dichos campos para diferentes condiciones, bien sean variaciones en los parámetros de diseño o en la radiación incidente (u hora del día) permite determinar los factores influyentes y la forma o medida en que lo hacen.

El objetivo de este artículo es desarrollar la simulación numérica de un colector solar de aire trabajando en régimen de convección natural. La simulación realizada con el software FLUENT 6.3, objetiva determinar el comportamiento de los perfiles de temperatura del aire, de la placa y los perfiles de velocidad y analizar su comportamiento ante algunos factores de diseño y operación como son la longitud del colector y la hora del día (radiación solar incidente).

DESARROLLO

Formulación numérica

Establecimiento del problema y asunciones

El dominio computacional consiste de un sector de colector solar plano para calentamiento de aire formado por un emparedado compuesto de una placa de vidrio de 5mm de espesor como cobertura, a continuación en sentido descendente se halla una capa de aire de espesor $e = 5\text{cm}$, seguida de la placa absorbadora plana de 3 mm de espesor y finalmente una capa de material aislante de 3cm de espesor. La longitud del colector estudiado se tomó $L = 1\text{m}$ y 2 m, según el caso. El ancho del dominio se adoptó con un valor de 200 mm.

La configuración del colector que es objeto de estudio se muestra en la figura 1. El dominio tendrá una inclinación de 30° como se observa en la Figura 1, de manera que el aire circulará por convección natural penetrando por la parte inferior y saliendo por el extremo superior del colector. Para el análisis se realizan las siguientes consideraciones. 1) El aire es un medio continuo e incompresible. 2) Las propiedades termo-físicas del vidrio, de la placa absorbadora, del aislante se consideran constantes para una temperatura dentro del intervalo de operación. 3) El flujo de aire es estacionario y posee características de flujo turbulento. 4) El aislante solo intercambia calor con el ambiente exterior por convección, mientras la cubierta de vidrio intercambia calor con el ambiente por convección y por radiación. 5) Las superficies de las caras del vidrio, placa absorbadora y del aislante correspondientes a la entrada y a la salida del aire se consideran adiabáticas.

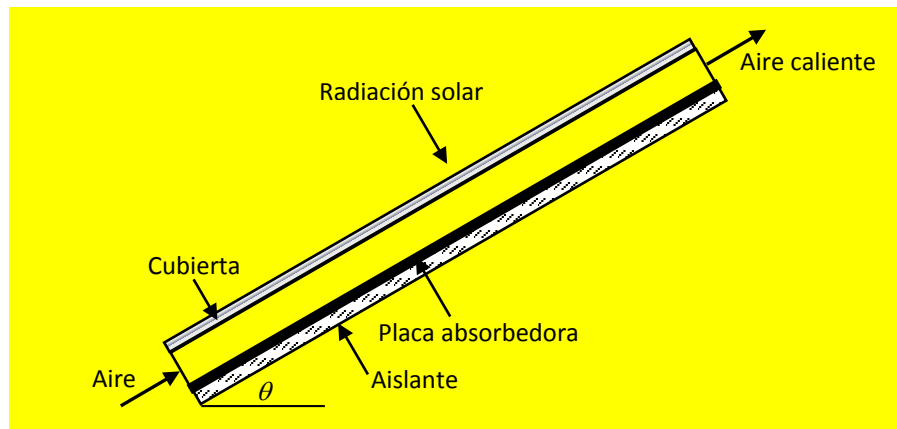


Fig. 1. Geometría del colector plano para calentamiento de aire.

Modelo numérico

La simulación numérica es llevada a cabo con un solucionador 3D, estacionario, implícito, basada en presión usando el código Fluent 6.3. Las ecuaciones diferenciales parciales que gobiernan los procesos, es decir, las ecuaciones para la masa, la cantidad de movimiento y la energía son resueltas para condición estacionaria. El acoplamiento presión-velocidad es llevado a cabo usando el algoritmo SIMPLE. La discretización usada para presión es el esquema PRESTO, mientras para energía, cantidad de movimiento y turbulencia se emplea un esquema UPWIND de segundo orden. Para incorporar la radiación solar al modelo se emplea el modelo de carga solar (Solar Ray Tracing) contenido en Fluent 6.3. El calculador solar se aplicó para determinar la irradiación solar para el día seleccionado como base para la experimentación numérica, el 21 de junio, en las coordenadas correspondientes a 22° de latitud norte y 82° de longitud oeste. El análisis fue desarrollado para varias horas del día.

Ecuaciones del flujo

Las ecuaciones empleadas fueron la ecuación de continuidad, de momentum y de energía, las mismas son presentadas a continuación (ecuaciones 1, 2 y 3) en coordenadas cartesianas y notación tensorial.

Ecuación de continuidad

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

Ecuación de la cantidad de movimiento

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u_i' u_j'} \right] + \rho g \quad (2)$$

Ecuación de energía

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \left(\frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \right] \quad (3)$$

MÉTODO DE SOLUCIÓN

Esquema numérico

El dominio computacional tridimensional es modelado usando una malla de elementos de tipo hexaédricos, tal como se muestra en la figura 2. El dominio completo contempló un mallado de aproximadamente 400 000 elementos. El dominio mallado incluye la cubierta de vidrio, el medio fluido aire, la placa absorbedora y el aislante. La malla se realizó diferenciada en cada región, en el aire se consideró un mayor refinamiento de la malla en la dirección de la altura del canal de aire. El mallado en este caso se realizó con paso creciente desde ambas superficies (vidrio y placa) hacia el centro de la capa, de manera de tener un mayor refinamiento en las zonas de mayores gradientes. La validez

de la malla fue chequeada realizando el examen de independencia de la malla, así refinó el mallado hasta comprobar que su influencia sobre la solución fuera inferior a 1%, lo que resulta una calidad adecuada de malla para fines computacionales.

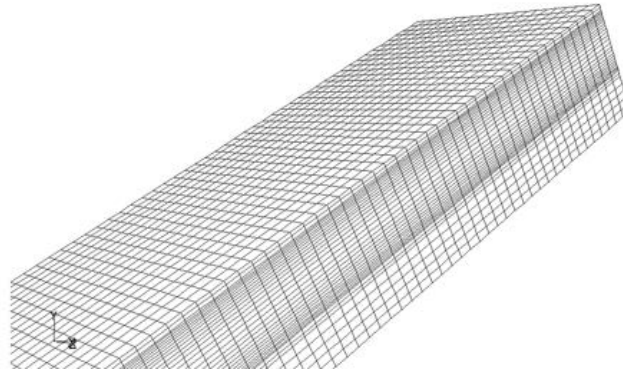


Fig.2. Vista ampliada de una región del dominio computacional.

Las ecuaciones de conservación fueron resueltas sobre el volumen de control para obtener los campos de velocidad y temperatura para el flujo de aire y los campos de temperatura en la placa absorbadora, el vidrio y el aislante. La convergencia de las soluciones fue considerada alcanzada cuando los residuos de la continuidad fueron inferiores a 10^{-5} y los residuos de las otras ecuaciones fueron inferiores a 10^{-7} en todo el dominio computacional.

Condiciones de contorno y parámetros de operación

Las condiciones de contorno colocadas al dominio computacional se corresponden con las condiciones de frontera físicas del colector. Las condiciones de contorno impuestas al aire fueron: en la entrada del aire *Pressure inlet* y en la salida del aire *Pressure outlet*. En el modelo viscoso, en las superficies de contacto entre aire-placa absorbadora y entre aire-vidrio se consideró condición de contorno de *Pared* con componentes de velocidad cero, es decir, adherencia e impermeabilidad.

A todos los límites de los sólidos se les colocó condición de *Pared* con condiciones térmicas diferentes. Así las superficies de entrada y las superficies de salida del vidrio, de la placa y del aislante se tomaron *Adiabáticas*. La pared inferior del aislante se consideró *Pared con convección* y se impuso la temperatura del aire ambiente exterior y el coeficiente de transferencia de calor por convección. La pared superior del vidrio se consideró pared con transferencia de calor *Mixta* (convección y radiación), nuevamente se impuso el coeficiente de transferencia del calor por convección, la temperatura del aire ambiente y la temperatura de radiación exterior. Las superficies límites entre el vidrio-aire, la placa absorbadora-aire y la placa absorbadora-aislante se consideran cada una de ellas, desde el punto de vista térmico, como pared *Acoplada* para considerar la transferencia de calor conjugada.

A todas las superficies limitantes del ancho del dominio, léase superficies del lado derecho y del lado izquierdo del vidrio, del aire, de la placa y del aislante, se les aplicó condición de *Simetría*. La superficie superior del vidrio está expuesta a la irradiación solar, determinada por el modelo de carga solar, y también la superficie superior de la placa absorbadora recibe la radiación solar determinada por el modelo y la transparencia que se le asigne al vidrio en el modelo. El coeficiente de transferencia de calor entre las paredes externas del colector (pared superior del vidrio e inferior del aislante) se determinan en función de la velocidad del viento, según la ecuación (4), [1]:

$$h = 5,7 + 3,8v_w \quad (4)$$

donde h coeficiente de transferencia de calor por convección (W/m^2C) y v_w es la velocidad del viento (m/s).

Los materiales del colector modelado son los siguientes: la cubierta de vidrio, la placa de acero y el aislante de fibra de vidrio. Los valores de las propiedades termofísicas fundamentales de los materiales empleados se muestran en la tabla 1.

Tabla 1. Propiedades termofísicas de los materiales del colector

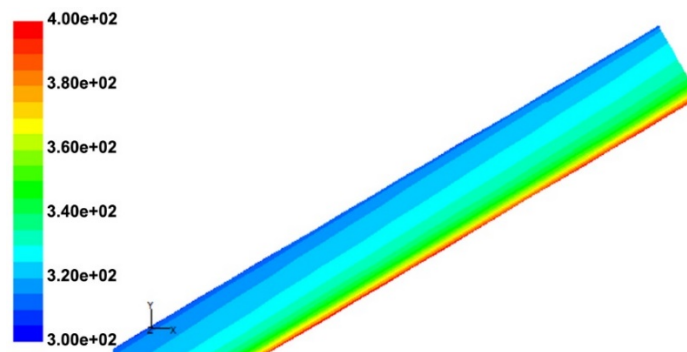
	Unidades	Vidrio	Placa absorbedora	Aislante
Calor específico	J/kgK	830	502,5	830
Densidad	kg/m^3	2200	8030	20
Conductividad térmica	W/mK	1,15	16,3	0,1

Teniendo en cuenta que los calentadores de aire considerados son simulados en condición de flujo por convección natural, en el marco de las condiciones de operación se estableció la temperatura ambiente ($25\text{ }^{\circ}\text{C}$) y el efecto de la aceleración de la gravedad ($9,80m/s^2$) actuando en la dirección negativa del eje y . Para considerar el efecto de variación de densidad del aire se emplea el modelo de Boussinesq y un valor del coeficiente de expansión térmica $\beta = 0,00335K^{-1}$.

El modelo viscoso usado para la solución es el de flujo turbulento $k - \varepsilon$ (RNG), el cual es recomendado para canales de colectores planos por [11]. El análisis fue desarrollado inicialmente para la condición horaria de las 13 horas y posteriormente se realizó para diferentes horas para apreciar el efecto de la radiación incidente sobre los resultados. Como se ha expresado antes, los colectores tienen longitudes de 1 y 2 m y espesor del canal de aire de 5 cm. La velocidad del viento se asumió en 5 km/h. El colector se mantuvo orientado al Sur con un ángulo de inclinación de 30° .

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En la figura 3, se muestran los contornos de temperatura del aire en el colector, en una vista ampliada, se observa como las mayores temperaturas del aire se encuentran en la región próxima a la placa absorbedora. Además, es evidente como en la medida que el aire avanza a lo largo del colector la temperatura del aire se va incrementando en todo el espesor de aire, como resultado del ascenso del aire y la mezcla del mismo producto de la convección natural.

**Fig. 3.** Contornos de temperatura del aire en el colector circulación natural.

En las figuras 4 y 5, se muestran los contornos de velocidad del aire y los vectores de velocidad del aire en el colector con circulación natural, en las mismas se aprecia la distribución de velocidad que se tiene en el interior del colector y como varía la misma en la medida que el fluido avanza en el colector. En cuanto al perfil de velocidad versus la altura del canal de aire se observa como velocidad crece rápidamente desde la placa absorbedora, alcanzándose las mayores velocidades del aire en la mitad inferior del canal, el valor de máxima velocidad se obtiene a aproximadamente 0,2 de la altura total del canal de aire medida desde la placa absorbedora hacia la cubierta. A partir del punto de máxima velocidad, la velocidad va disminuyendo con el espesor hasta alcanzar la cubierta. El perfil de velocidad lógicamente es asimétrico, siendo la mitad inferior del espesor del canal de aire donde se concentran las mayores velocidades.

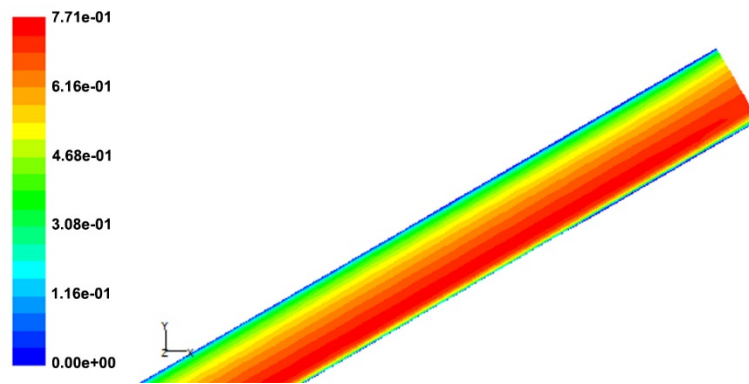


Fig. 4. Contornos de velocidad del aire en el colector con circulación natural.

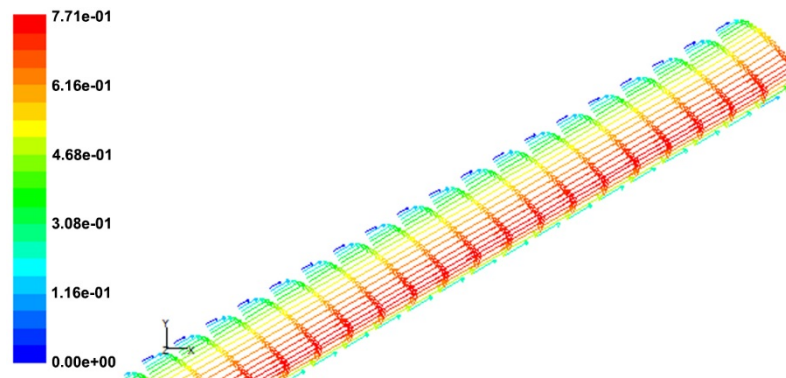


Fig. 5. Vectores de velocidad del aire en el colector con circulación natural.

Para mostrar más claramente el comportamiento del perfil de velocidad a medida que el aire avanza en el colector se presenta la figura 6, obtenida para un colector de $2m$ de longitud y una altura de canal de aire de $0,05m$. Los valores se presentan en términos adimensionales, definidos de la siguiente forma (ecuaciones 5, 6 y 7):

$$X = x / L \quad (5)$$

$$Y = y / e \quad (6)$$

$$V = v / v_{\max} \quad (7)$$

donde: X es el avance longitudinal del aire adimensionalizado, x (m) es la coordenada longitudinal y L (m) la longitud del colector; Y es la altura adimensionalizada, y (m) es la altura del canal de aire medida desde la placa absorbadora y e (m) es el espesor de la capa de aire del canal del colector; finalmente V es la velocidad adimensional, v (m/s) es la velocidad del aire y v_{\max} (m/s) es la máxima velocidad en el canal.

La figura 6, muestra que en la entrada ($X = 0$) el perfil es prácticamente plano. Ya para $X = 0,2$ se observa como la velocidad comienza a crecer alcanzando un máximo ($V = 0,875$) para $Y = 0,35$. De $X = 0,4$ en adelante el perfil adopta una forma muy semejante para todas las estaciones graficadas, observándose claramente que el máximo de velocidad se ubica en la altura $Y = 0,2$. El máximo absoluto de velocidad se obtiene para $X=0,6$, luego de lo cual el máximo se reduce pues el perfil tiende a reacomodarse debido a la distribución más uniforme del aire caliente en la sección, como se observa en los contornos de temperatura (figura 3).

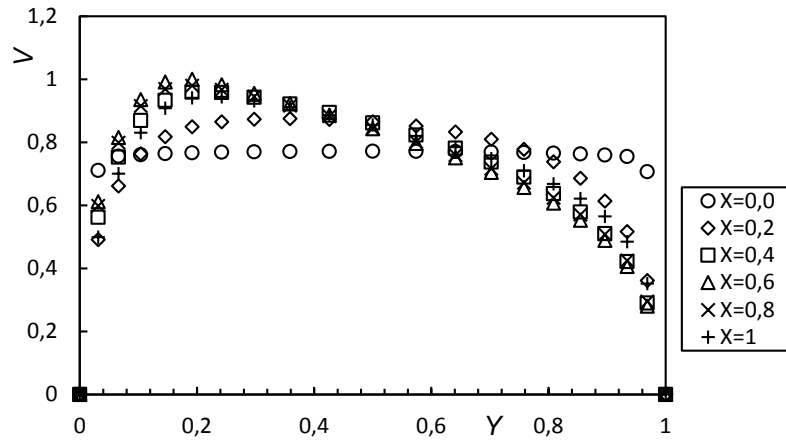


Fig. 6. Perfil adimensional de velocidad del aire para diferentes posiciones a lo largo del canal del colector.

Para esclarecer el comportamiento de la temperatura del aire al circular por el canal del colector y el comportamiento de la temperatura de la placa absorbadora, se empleará el coeficiente de temperatura C_t que es determinado según la ecuación (8):

$$C_t = \frac{T - T_e}{T_s - T_e} \quad (8)$$

El coeficiente de temperatura permite la evaluación del comportamiento de la temperatura de forma adimensional permitiendo generalizar los resultados independientemente del valor absoluto de la temperatura.

En la figura 7a y 7.b, se muestra el comportamiento de la temperatura y de C_t del aire y de la placa versus la coordenada longitudinal del colector. Se aprecia que tanto el coeficiente de temperatura del aire, como la temperatura media del aire en la sección transversal, se incrementan casi linealmente en la medida que el mismo avanza a lo largo del calentador.

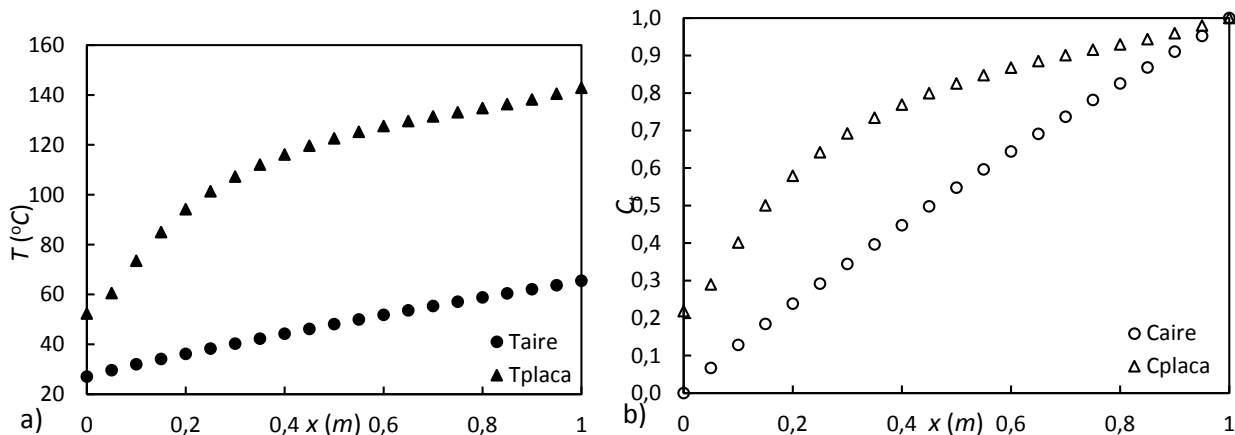


Fig. 7. Comportamiento de: a) temperatura del aire y de la placa, b) coeficiente de temperatura del aire y de la placa versus la coordenada longitudinal del colector (para $L = 1$ m) a las 13 h.

El coeficiente C_t de la placa absorbadora en función de la coordenada longitudinal del colector posee un comportamiento diferente del C_t del aire. La placa desde su coordenada inicial posee un valor C_t mayor a 0,21, el cual se incrementa rápidamente hasta valores de C_t de alrededor de 0,75 para una coordenada de apenas 0,4 de la longitud del calentador. A partir de esta coordenada el calentamiento de la placa es bien suave, creciendo C_t menos de 0,25 en el 60 % de la longitud restante del calentador.

En la figura 8, se presenta el comportamiento del coeficiente C_t del aire y de la placa versus la coordenada axial para diferentes horas del día. Como se aprecia tanto el coeficiente de temperatura del aire como el coeficiente de temperatura de la placa mantienen el mismo comportamiento para diferentes horas del día.

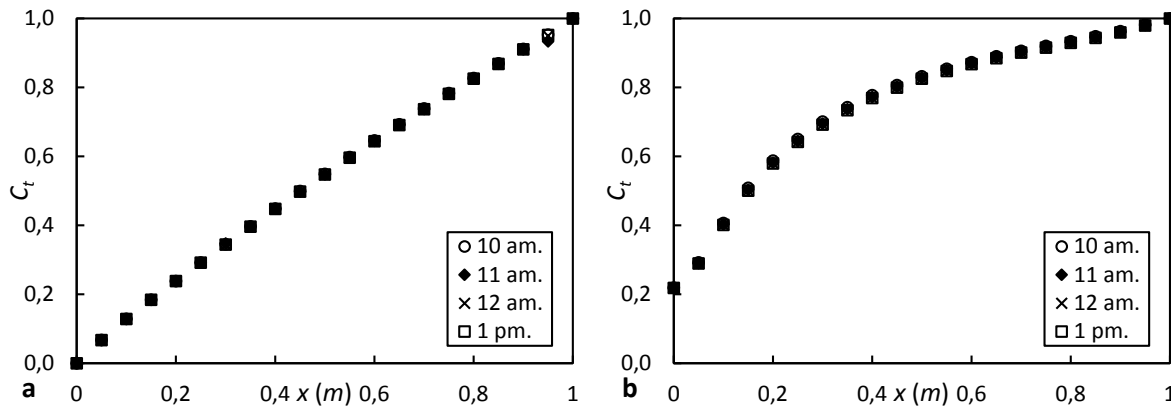


Fig. 8. Comportamiento del coeficiente de temperatura:
a) del aire, b) de la placa versus la coordenada longitudinal del colector ($L=1m$) para diferentes horas del día.

El comportamiento de C_t es prácticamente independiente de la hora, esto es explicable por el hecho de que el flujo de aire se produce por convección natural. Al aumentar la radiación recibida por el colector aumenta la diferencia de temperatura entre la placa y el aire, se incrementa el calor transferido al aire, como consecuencia aumenta el flujo de aire y el sistema mantiene un comportamiento semejante al que presentaría con otro valor de radiación.

Los resultados de la figura 8, corresponden a un colector de 1 m de longitud, luego con el objetivo de verificar si el comportamiento de C_t es dependiente de la longitud se determinó el coeficiente de temperatura del aire y de la placa versus la longitud para un colector de 2 m en los mismos horarios evaluados para el colector de 1 m de longitud. Los resultados de las corridas se muestran en la figura 9.

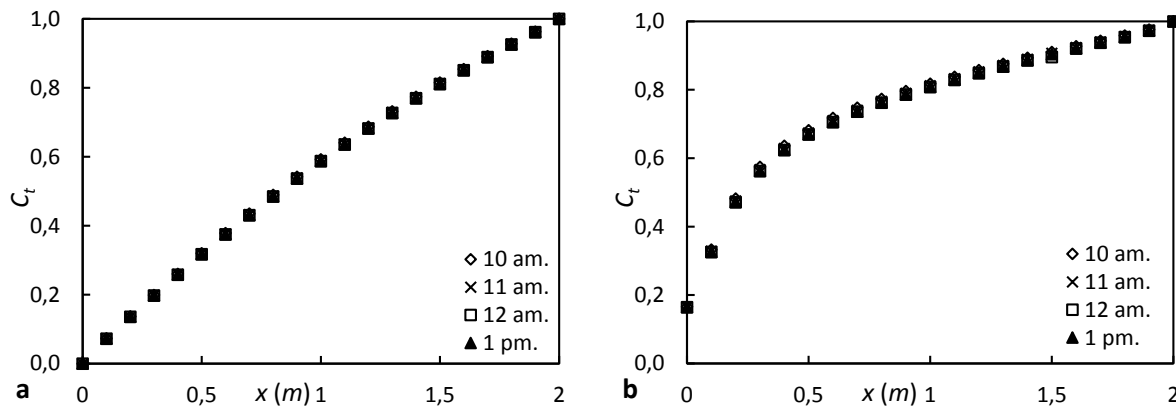


Fig. 9. Comportamiento del coeficiente de temperatura:
a) del aire, b) de la placa versus la coordenada longitudinal del colector ($L=2m$) para diferentes horas del día.

Al comparar los resultados del colector de $L = 2$ m (figura 9), con los resultados del colector de $L = 1$ m (Figura 8) se observa lo siguiente: 1) el coeficiente C_t del aire mantiene su comportamiento cuasi lineal con la longitud; 2) el coeficiente C_t de la placa absorbadora, cualitativamente, mantiene un comportamiento semejante versus la longitud tanto para el colector de 2m como para el 1m. No obstante, cuantitativamente existen pequeñas diferencias entre ambos casos, lo cual puede apreciarse por el valor de C_t , el cual para $x = 0m$ es de 0,16 en el caso del colector de 2m, mientras que en el colector de 1 m C_t es 0,21; 3) al igual que en el caso del colector de 1 m tanto el coeficiente C_t de la placa como del aire se muestran independientes de la hora, es decir, de la radiación solar incidente.

Los resultados vistos antes permiten concluir que independientemente de la longitud del colector y de la radiación incidente, la temperatura media del aire en la sección transversal del colector se incrementará casi linealmente con la

coordenada longitudinal al avanzar a lo largo del colector desde la entrada hacia la salida. También se decidió analizar el comportamiento de la temperatura del aire para diferentes valores de la coordenada y (altura de la columna de aire en el canal) medida con referencia en la placa absorbadora para distintas secciones a lo largo del avance del aire en el colector. Los resultados se muestran en la Figura 10, observándose que la temperatura del aire cae muy rápidamente al alejarse de la placa, mostrando que el intercambio de calor solo tiene efectividad en la región vecina a la placa. Se aprecia que prácticamente solo existe variación apreciable de temperatura en un espesor de aire vecino a la placa menor de 1 cm . Además se aprecia que el comportamiento se mantiene a lo largo de toda la extensión del calentador, aun cuando lógicamente la temperatura crece en la medida que se avanza en el colector. Este resultado es semejante al obtenido por [4] y permite concluir la necesidad de usar superficies extendidas o intensificadoras para favorecer el mezclado del aire.

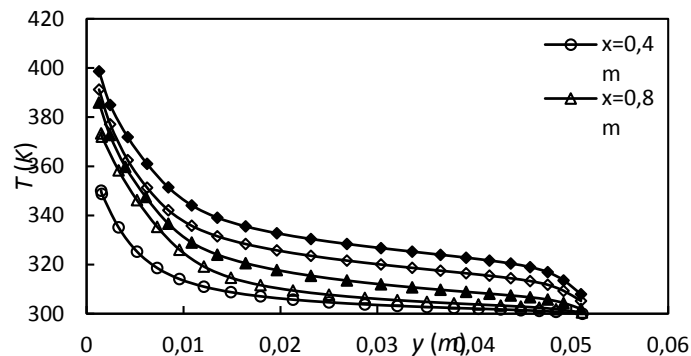


Fig. 10. Perfil de temperatura del aire en la sección transversal del colector versus la altura de aire (tomada desde la placa absorbadora).

CONCLUSIONES

El trabajo presenta un análisis mediante técnicas de CFD del comportamiento de la velocidad y temperatura del aire en colectores solares planos que operan por convección natural. Para el desarrollo del estudio se empleó el código Fluent 6.3 asumiendo flujo tridimensional. Los resultados del estudio permiten arribar a las siguientes conclusiones:

1. El campo de velocidades en el colector parte de un perfil prácticamente plano para $X = 0$ y establece su forma definitiva aproximadamente a partir de una longitud de $0,4 L$ del colector. El perfil es asimétrico, mostrando las mayores velocidades en la mitad inferior del espesor del canal. El máximo de velocidad se sitúa a $0,2 e$ desde la placa.
2. La temperatura media del aire en la sección transversal del colector se incrementa de forma aproximadamente lineal independientemente de la longitud del mismo.
3. La temperatura de la placa absorbadora tiene un escalón brusco en la entrada de 16 a 21 % de su valor final (para las longitudes de colector estudiadas) y luego crece en forma próxima a una exponencial. El salto inicial en el valor de la temperatura de la placa se reduce ligeramente con la longitud del colector.
4. La forma de las curvas de comportamiento de la temperatura del aire y de la placa es independiente de la radiación incidente que alcanza el colector.
5. El perfil de temperatura del aire en la sección transversal del colector en función de la altura en el canal de aire muestra que la temperatura cae bruscamente al alejarse de la placa, evidenciando que el intercambio de calor solo tiene efectividad en la región vecina, muy próxima, a la placa y que es necesario el empleo de superficies extendidas o técnicas de intensificación para mejorar la transferencia de calor.
6. El perfil de temperatura del aire en función de la altura en el canal de aire mantiene su forma a lo largo del colector, aun cuando los valores absolutos de temperatura se incrementan en la medida que el aire avanza.

REFERENCIAS

- [1] Nowzari, R.; Mirzaei, N.; Aldabbagh, L.B.Y. "Finding the best configuration for a solar air heater by design and analysis of experiment". *Energy Conversion and Management*, 2015, vol. 100, p. 131-137, ISSN 0196-8904.

- [2] Gawande, V.B; Dhole, A.S.; Zodpe, D.B.; Chamoli, S. "A review of CFD methodology used in literature for predicting thermo-hydraulic performance of a roughened solar air heater", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016, vol. 54, 550-605, ISSN 1364-0321.
- [3] Vaziri, R.; Ilkan, M.; Egelioglu, F. "Experimental performance of perforated glazed solar air heaters and unglazed transpired solar air heater". *Solar Energy*, 2015, vol. 119, p. 251-260, ISSN 0038-092X.
- [4] Moumni, N., Mahboub, A., Moumni, A., Aoues, K., Ali, S. "A numerical study of the phenomena of heat transfer in plane air solar collectors". *International Journal of Sustainable Energy*, 2011, vol. 30, n. 31, p. 169–178. ISSN 1478-646X. DOI 10.1080/1478646X.2010.509495.
- [5] Omojaro, A., & Aldabbagh, L. "Experimental performance of single and double pass solar air heater with fins and steel wire mesh as absorber". *Applied Energy*, 2010, vol. 87, p. 3759–3765, ISSN 0306-2619. DOI:10.1016/j.apenergy.2010.06.020.
- [6] Oko, C. O.; Nnamchi, S. N. "Heat transfer in a low latitude flat plate solar collector". *Thermal Science*, 2012, vol. 16, n. 2, p. 583-591, ISSN 2334-7163. DOI 10.2298/TSCI1004190750.
- [7] Koulibaly, A.; González Bayón, J.J. "Modelación de un colector solar para calentamiento de aire". *Ingeniería Energética*, 2015, vol. 36, n.3, p. 282-293. ISSN 1815-5901.
- [8] Jafarkazemi, F.; Ahmadifard. "Energetic and exergetic evaluation of flat plate solar collectors". *Renewable Energy*, 2013, vol. 56, p. 55-63, ISSN 0960-1481.
- [9] Alta, D., Bilgili, E., Ertekin, C., Yaldiz, O. "Experimental investigation of three different solar air heaters: Energy and exergy analyses". *Applied Energy*, 2010, vol. 87, p. 2953-2973. ISSN 0306-2619.
- [10] Ávila, A., Mendoza, J., & Beltrán, J. "Evaluación energética de un colector solar de placa plana de doble cubierta". *Ingeniería y Desarrollo*, 2010, vol. 27, p. 93-112. ISSN 2145-9371.
- [11] Singh, A., & Bhagoria, J. "Heat transfer and fluid flow analysis of solar air heater: A review of CFD approach". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013, vol. 23, p. 60-79. ISSN 1364-0321.
- [12] Gawande, V.B; Dhole, A.S.; Zodpe, D.B.; Chamoli, S. "A review of CFD methodology used in literature for predicting thermo-hydraulic performance of a roughened solar air heater", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016, vol. 54, p.550-605, ISSN 1364-0321.
- [13] Sharma S, Singh R, Bhushan B. "CFD based investigation on effect of roughness element pitch on performance of artificially roughened duct used in solar air heaters". *International Journal of Advanced Engineering Technology*, 2011, vol. 2, n. 1, p. 234–241. ISSN 0976-3945.

AUTORES

Juan José González Bayón

Ingeniero Eléctrico, Doctor en Ciencias Técnicas, Profesor Titular, Centro de Estudios de Tecnologías Energéticas Renovables, CETER. Universidad Tecnológica de La Habana, "José Antonio Echeverría", Cujae, La Habana, Cuba.
e-mail: jjgbayon@ceter.cujae.edu.cu

Rubén Borrajo Pérez

Ingeniero Mecánico, Doctor en Ciencias Técnicas, Profesor Titular, Centro de Estudios de Tecnologías Energéticas Renovables, CETER. Universidad Tecnológica de La Habana, "José Antonio Echeverría", Cujae, La Habana, Cuba.
e-mail: rborrajo@ceter.cujae.edu.cu

Amadou Koulibaly

Ingeniero Mecánico, Centro de Estudios de Tecnologías Energéticas Renovables, CETER. Universidad Tecnológica de La Habana, "José Antonio Echeverría", Cujae, La Habana, Cuba.
e-mail: amadou@ceter.cujae.edu.cu