

CONSTRUCCIÓN Y ENSAYO ESTACIONAL DE UN COLECTOR SOLAR DE AIRE EN FLUJO FORZADO, CON MATRIZ DE METAL DESPLEGADO Y ORIENTACIÓN FIJA

Gonzalo José Durán – gonzalo.jose.duran@gmail.com

Adriana Blanc – blanc.adriana@gmail.com

Miguel Angel Condori – miguel.angel.condori@gmail.com

Carlos Martinez – martinezvaqueros@gmail.com

Federico Albeza – feddealbeza@hotmail.com

Universidad Nacional de Salta, Instituto de Investigaciones en Energía no Convencional

Resumen. Se presenta el diseño, construcción y ensayos estacionales de un calentador solar de aire con absorbedor de matriz porosa. Las dimensiones del prototipo son 0,94 m de ancho, 2,4 m de largo y 0,1 m de alto, construido en chapa galvanizada, con cubierta en policarbonato alveolar, y absorbedor poroso formado por mallas de material desplegado liviano. Se realizaron ensayos estacionales, para determinar la caracterización in-situ a largo plazo, siguiendo los lineamientos de la norma ASHRAE 93-1986. Para ello, se conectó el colector solar en circuito cerrado con una losa radiante y una resistencia eléctrica de 2000 W. La inclinación del colector se mantuvo fija a 33° respecto de la horizontal. Los ensayos se llevaron a cabo en un lapso de 100 días no consecutivos, desde Septiembre de 2011 a Marzo de 2012, midiéndose valores de temperatura ambiente, velocidad de viento, radiación solar global sobre plano de colector, temperatura de flujo en la entrada y salida del colector y velocidad de flujo de aire. Los resultados obtenidos muestran flujo de aire entre 0,061 kg/s y 0,068 kg/s, con incrementos de temperatura de flujo entre la salida y la entrada del colector entre 11,6°C y 22,1°C, con desvíos estándar menores a 0,32°C, y eficiencias instantáneas en el rango de 0,57 a 0,65, con desviaciones estándar menores a 0,012, y parámetros característicos: $\overline{F_R(\tau\alpha)_n} \approx 0,73$, $\overline{b_0} \approx -0,221$ y $\overline{F_R U_L} \approx 9,94 \text{ W/m}^2\text{°C}$. Un análisis del error en las predicciones de calor útil indica que la ecuación lineal característica de colector plano representa de forma satisfactoria el comportamiento del colector ensayado en días claros y en días parcialmente nublados.

Palabras clave: Colector solar de aire, eficiencia térmica, medición estacional.

1. INTRODUCCIÓN

Un calentador solar de aire es esencialmente un intercambiador que transforma en calor la energía solar radiante. Sus aplicaciones son diversas, utilizándose en el secado de productos agrícolas, como semillas, frutas y vegetales, y como fuente de energía de baja temperatura en calefacción de edificios. (Mohamad, 1997; Niles, 1979).

El calentamiento de aire con colectores solares de baja eficiencia es un proceso tecnológicamente simple y económico, de mantenimiento y operación muy sencillos. Sin embargo los colectores se encuentran limitados en eficiencia térmica por la baja densidad, baja capacidad calorífica y escasa conductividad térmica del aire.

La presencia de flujo turbulento dentro del colector incrementa la transferencia de calor entre la placa absorbidora y el fluido. Se han probado distintos medios para incrementar el área de intercambio de calor entre el fluido y la placa absorbidora, como utilizar absorbedores con aletas, absorbedores porosos o perforados. Las diversas geometrías de absorbedor incluyen el uso de aletas (Garg, 1981), absorbedores corrugados (Choudry, 1988), matriz sólida porosa (Sharma, 1991) y esferas huecas (Swartmann, 1966). Estas modificaciones incrementan la eficiencia térmica, pero aumentan la pérdida de carga, que se vuelve importante en altos caudales. Son posibles varias configuraciones según el tipo de circulación de flujo. Así: colector tipo 1: circulación de flujo por arriba del absorbedor; colector tipo 2: circulación por debajo del absorbedor; colector tipo 3: doble paso, circulación de flujo por debajo y arriba del absorbedor y colector tipo 4: doble paso, circulación en contra flujo o en sentidos opuestos.

Los ensayos realizados en Wijesundera (1982) muestran que la eficiencia instantánea de un colector tipo 4 es superior a la obtenida en un colector tipo 2. Al respecto, Romdhane (2006) establece que un colector de tipo 4 con obstáculos tiene una eficiencia mayor que un colector tipo 2 simple. Así, Mohamad (1997) y Romdhane (2006) establecen que los obstáculos aumentan el par eficiencia – salto térmico, con máximos de 80% en eficiencia e incrementos de 60°C, para un colector tipo 3 con matriz porosa en el absorbedor y con un caudal de flujo de 50 m³/h/m².

Estudios experimentales realizados por Moumimi (1994), Moumimi (2004) y Karsili (2006) en colectores con obstáculos perpendiculares a la dirección de flujo permitieron obtener una representación del perfil de temperaturas en el absorbedor y en el fluido, y la evaluación del coeficiente convectivo de transferencia de calor. En Sopian, et al, 2006, se analiza la eficiencia térmica de colectores solares de Tipo 1 y 4 con absorbedor poroso, encontrándose valores superiores al 80%, con salida superior en 20 °C respecto a la entrada.

2. DISEÑO DEL COLECTOR SOLAR. ECUACIONES CARACTERÍSTICAS.

La potencia útil entregada por el colector puede calcularse a partir de Duffie, 1991:

$$\dot{Q}_u = \dot{m} c_p (T_s - T_e) \quad (1)$$

donde \dot{m} es el flujo másico de aire a través del colector, T_s es la temperatura a la salida del colector, T_e es la temperatura a la entrada del colector y c_p es el calor específico del aire a la temperatura media del aire $T_m = \frac{1}{2} (T_e + T_s)$.

La misma también puede expresarse para condiciones de estado estable como:

$$\dot{Q}_u = A_C F_R (\tau\alpha) G_T - A_C F_R U_L (T_e - T_a) \quad (2)$$

En la Ec. 2, A_C es el área de apertura del colector, G_T es la irradiación solar global sobre el plano del colector, T_a es la temperatura ambiente, F_R es el factor de remoción de calor, $(\tau\alpha)$ es el factor transmitancia-absortancia efectivo (que engloba las contribuciones correspondientes a las distintas componentes de la radiación solar incidente) y U_L es el coeficiente global de pérdida de calor. Tanto F_R como U_L dependen de la temperatura y del régimen de flujo, mientras que la eficiencia óptica se ve afectada por el ángulo de incidencia de la radiación solar θ . Por ello, el factor $(\tau\alpha)$ suele expresarse en términos de su valor para incidencia normal, $(\tau\alpha)_n$. Introduciendo el factor $K_{\alpha\tau}$, modificador del ángulo de incidencia, la Ec. 2 puede reescribirse:

$$\dot{Q}_u = A_C F_R K_{\alpha\tau} (\tau\alpha)_n G_T - A_C F_R U_L (T_e - T_a) \quad (3)$$

Si bien la dependencia de $K_{\alpha\tau}$ con el ángulo de incidencia no es sencilla, para colectores planos y para ángulos de incidencia menores a 60° , suele aproximarse mediante la relación (Souka y Safwat, 1966):

$$K_{\alpha\tau} = 1 + b_0 \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) \quad (4)$$

siendo b_0 una constante propia del colector, usualmente negativa, llamada coeficiente del modificador del ángulo de incidencia. Utilizando la expresión de la Ec. 4 dentro de la Ec. 3 resulta:

$$\dot{Q}_u = A_C F_R (\tau\alpha)_n G_T + A_C F_R (\tau\alpha)_n b_0 G_T \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) - A_C F_R U_L (T_e - T_a) \quad (5)$$

La eficiencia térmica instantánea η , definida como el cociente $\frac{\dot{Q}_u}{A_C G_T}$, se escribirse en función de $(T_e - T_a)/G_T$: como:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{A_C G_T} = \frac{m c_p (T_s - T_e)}{A_C G_T} = F_R (\tau\alpha)_n - F_R U_L \frac{T_e - T_a}{G_T} \quad (6)$$

Si los factores $F_R (\tau\alpha)_n$ y $F_R U_L$ se mantienen constantes mientras se hace variar el valor de $(T_e - T_a)/G_T$ podría observarse que todos los puntos en una gráfica de η vs. $(T_e - T_a)/G_T$ caerían sobre una recta de pendiente negativa, cuya ecuación respondería a la Ec. 6.

3. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL COLECTOR

Se construyó un calentador solar de aire de 0,98 m de ancho, 2,4 m de largo y 0,1m de alto, con absorbedor formado por matriz porosa y paso simple de flujo. El cuerpo del colector se construyó en chapa galvanizada lisa y lana de vidrio de 38 mm de espesor, con cara aluminizada pintada en negro mate. Como absorbedor se utilizó material desplegado liviano de 0,7 m x 0,98 m, colocado en capas.

Para favorecer la absorción de energía en el absorbedor se pintaron en negro mate, en forma conjunta, la cara de aluminio del aislante y las láminas de material desplegado. Como cubierta se utilizó una placa de policarbonato alveolar transparente de 4 mm, sujeta al cuerpo del colector mediante pegamento siliconado y ángulos de chapa galvanizada de 25 mm x 25 mm. Los cierres entre los elementos se realizaron mediante tornillos auto perforantes. La Fig. 1 muestra un esquema de sección del colector, con sus dimensiones y elementos constituyentes, y la Fig. 2 A y B muestran etapas en su construcción.

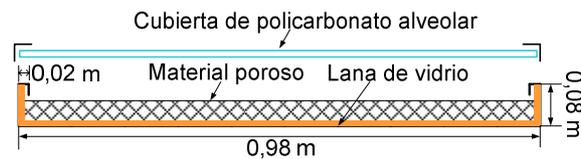


Figura 1- Esquema de sección del colector. Se aprecian elementos constituyentes.



Figuras 2 - (A) Colocación del material poroso como absorbedor, (B) Colector terminado con cubierta protectora.

4. METODOLOGÍA DE ENSAYO

Se realizaron series de ensayos estacionales durante un período de siete meses (septiembre de 2011 a marzo de 2012). Los ensayos fueron realizados en el predio experimental del INENCO, Universidad Nacional de Salta, Argentina (Lat: -24.74, Long: -65.40). Tanto el funcionamiento del sistema como la adquisición y registro de los datos se realizaron en forma automática entre las 8:30 y las 15:30 (hora solar), durante 100 días no consecutivos.

Los ensayos se realizaron con inclinación fija de 33°, con circulación de aire en circuito cerrado forzada por un ventilador axial y un motor de 1 HP. Se conectó el colector en serie a una losa radiante y una resistencia eléctrica para aire de 2000 W a 220 V, con objeto de variar la diferencia $T_e - T_a$, y con ello recorrer la curva característica.

Para el control del encendido-apagado del sistema se utilizó un dimmer analógico y un contactor SIEMENS SD32. La adquisición y registro de los datos se realizó mediante un datalogger Campbell Sci. CR1000, con 8 canales diferenciales analógicos (20 bits de resolución), 4 canales digitales y memoria de estado sólido de 4 Mb. Se utilizó una frecuencia de muestreo de 1 dato por segundo, almacenando valores promedios por intervalos de un minuto siempre que el sistema se encontrara en funcionamiento.

4.1 Variables medidas

Las variables medidas fueron: radiación solar global sobre el plano de colector, temperatura ambiente y velocidad del viento, temperatura del aire a la entrada y salida del colector y flujo de aire a través del circuito.

La radiación solar global fue medida con un piranómetro Kipp & Zonnen, CM3, con rango de 305 a 2800 nm, rango de salida de 0 a 50 mV, y constante de calibración de $16,6 \times 10^{-6} \mu\text{VW}^{-1}\text{m}^2$. En las medidas de temperatura se utilizaron termocuplas tipo K (calibradas con un error típico de 0.2°C, mediante calibrador por aire Hart Scientific mod. 9009). La velocidad de viento se midió con un anemómetro de cazoleta Met One 014A. El flujo másico fue calculado en base al perfil de velocidad del aire en el ducto de entrada al colector, medido mediante anemómetros unidireccionales de hilo caliente TSI 8008, con rango de 0 a 50 m/s, y salida analógica de 0 a 10 V.

4.2 Selección de datos

Para la obtención de los parámetros característicos se optó por el método de estado estable/cuasi-estable, siguiendo en lo posible las recomendaciones del estándar ANSI/ASHRAE 93-1986 (RA91) (ASHRAE, 1993).

En cuanto a la radiación directa, dicho estándar exige que la incidencia sea normal al plano del colector. Sin embargo, el colector se dejó en inclinación fija, puesto que se deseaba medir una caracterización in-situ. Esto provocó variaciones diarias del ángulo de incidencia entre 0° y 57°, y una variación estacional al mediodía solar entre 0° y 32°.

Según el estándar, para obtener las condiciones de estado estable debe cumplirse que durante el período de datos utilizables, y al menos 10 minutos antes de la toma de cada dato representativo, la radiación solar global sobre el plano del colector debe tener un valor mínimo de 790 W/m^2 y una variación no mayor a $\pm 32 \text{ W/m}^2$, mientras que la temperatura ambiente no debería superar los 30°C y no variar más de $\pm 1,5^\circ\text{C}$. De los 100 días ensayados solo 28 se aproximan a estas condiciones, y lo hacen durante un período de una hora alrededor del mediodía solar.

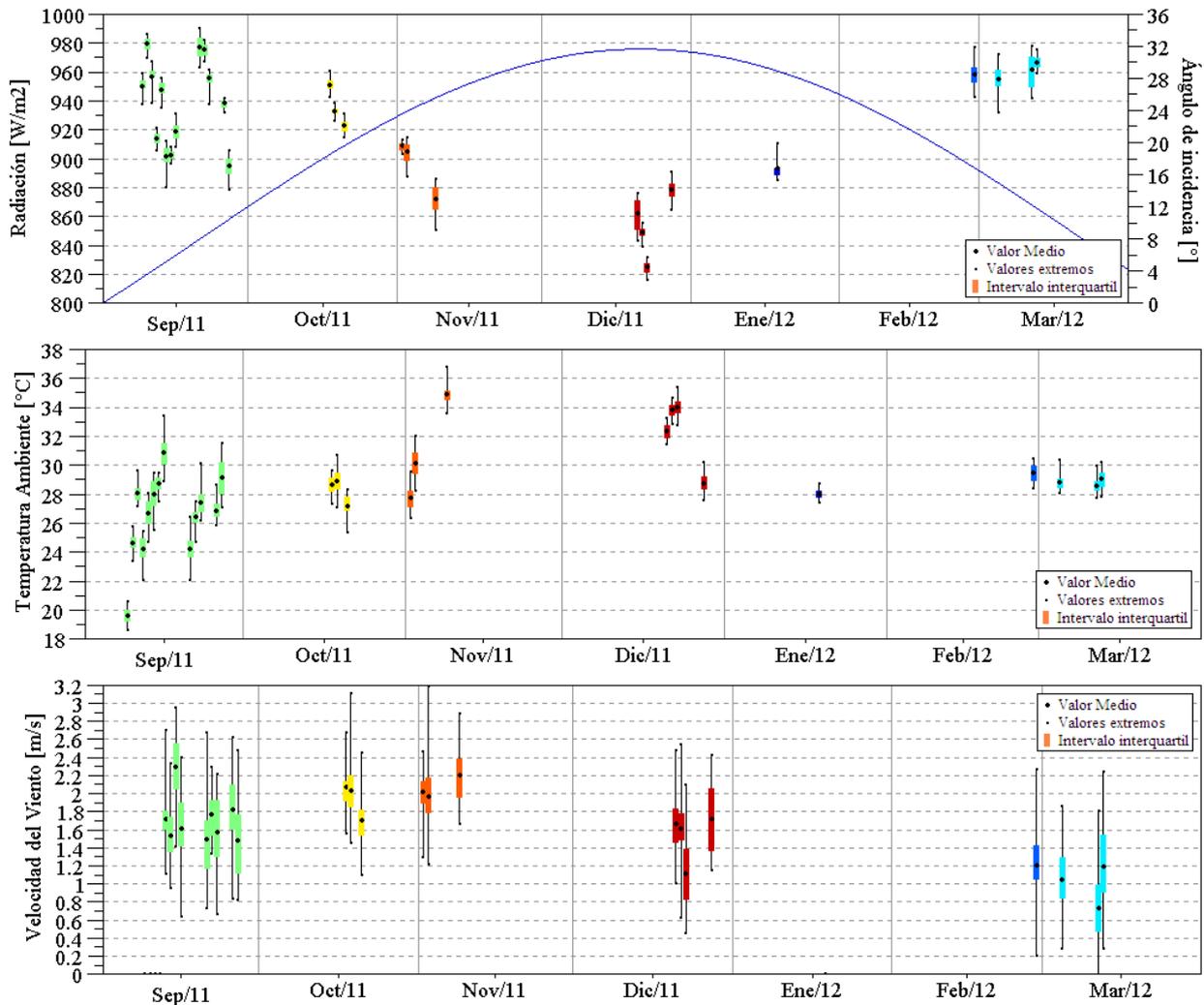
Por motivos técnicos el sistema de calentamiento auxiliar solo pudo ser utilizado en el mes de diciembre, y solo 4 días de ese mes satisfacen las condiciones de estabilidad. En lo que respecta a la velocidad del viento, el estándar estipula un valor medio durante el período de datos útiles entre 2,2 m/s y 4,5 m/s, pero solo en uno de los 28 días preseleccionados este valor supera los 2,2 m/s, por que se decidió ignorar esta condición exigida por el estándar.

Se seleccionaron entonces 28 series de datos con 60 registros cada una (1 dato promedio por minuto), adquiridos durante las 11:30 y 12:30 (hora solar), en los que se cumplen aproximadamente las condiciones de estabilidad para la radiación solar y para la temperatura ambiente.

5. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

5.1 Variables ambientales

En la Fig. 3 (A) a (C) se muestran los datos de las variables ambientales: irradiancia solar global sobre plano del colector, temperatura ambiente y velocidad del viento, representados para cada serie de datos mediante su valor medio, sus valores extremos y el intervalo comprendido entre su primer y tercer cuartil. En la Fig. 3 (A) se agrega con línea azul el ángulo de incidencia de la radiación solar directa sobre el colector al mediodía solar en el período ensayado.



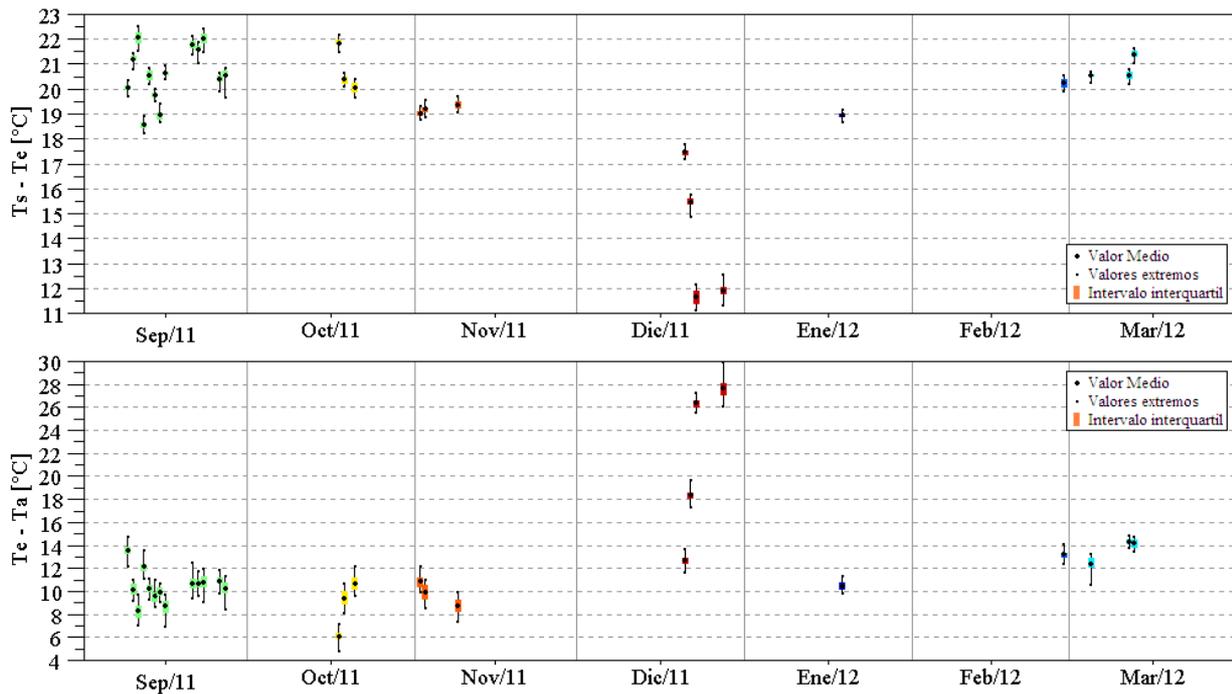
Figuras 3- (A) Radiación sobre plano del colector, (B) temperatura ambiente y (C) velocidad de viento.

Aunque se muestran días completamente despejados, la Fig. 3 (A) indica que los valores medios para cada serie varían de 825 W/m² a 980 W/m², con una disminución en valores hacia el mes de diciembre. Las fluctuaciones pueden adjudicarse a la variabilidad de las condiciones atmosféricas, mientras que la disminución hacia el mes de diciembre está relacionada con la orientación del colector, fija. Sin embargo, las desviaciones estándar son menores a 12 W/m² y la diferencia entre el valor máximo y el valor mínimo de cada serie se mantiene por debajo de los 40 W/m². Los valores medios de la temperatura ambiente se ubican dentro del intervalo entre 24°C y 35°C (a excepción de la primera serie del mes de septiembre, correspondiente al día 08/09/2011, para la cual se tuvo un valor medio de 19,6 °C). La máxima variación dentro una misma serie de datos es a lo sumo de 4,5°C, mientras que las desviaciones estándar resultan menores a 1,2°C. Por último, en ninguno de los casos la velocidad del viento supera los 3,5 m/s, con valores medios menores a 2,3 m/s, aunque en este caso la dispersión de los datos de cada serie es mayor.

5.2 Variables del flujo

A partir del perfil de velocidad medido se calculó el caudal de aire, resultando 0,067 m³/s. Para el cálculo de flujo másico (\dot{m}) se tuvo en cuenta la variación de la densidad del aire con la temperatura, obteniendo valores entre 0,061

kg/s y 0,068 kg/s. La Fig. 4 (A) y (B) muestran respectivamente, el incremento de temperatura del aire al atravesar el colector ($T_s - T_e$) y la diferencia entre la temperatura de entrada y la temperatura ambiente.



Figuras 4 - (A) incremento en la temperatura del aire entre la entrada y la salida del colector, (B) la diferencia entre la temperatura del aire en la entrada del colector y la temperatura ambiente.

En ambas figuras se destacan los valores correspondientes al mes de diciembre, período durante cual estuvo en funcionamiento el sistema auxiliar de calentamiento. Para estos días se observa que la diferencia $T_e - T_a$ adquiere valores mayores que para el resto de las series, lo cual trae aparejado mayores pérdidas de calor. Como consecuencia, y por la menor irradiancia sobre el plano del colector, el incremento en la temperatura del aire al atravesar el colector es notablemente menor (Fig. 4 (A)). Para el resto de los días el incremento de temperatura se mantiene entre los 11,6°C y los 22,1°C, con desvíos estándar (dentro de una misma serie de datos) menores a 0,32°C.

La diferencia media entre la temperatura de entrada y la temperatura ambiente se mantiene entre 6,1°C y 14,4°C, a excepción de tres de los días de diciembre (18,4°C, 26,4°C y 27,6°C). Cabe destacar que tanto la recirculación como la presencia de la loza dentro del circuito cerrado influyen para que esta diferencia se mantenga dentro del intervalo mencionado. Las desviaciones estándar de este valor caen para cada serie dentro del rango 0,3°C–0,8°C.

5.3 Eficiencia y cálculo de parámetros característicos

Los resultados del cálculo de eficiencia (Ec. 6) para cada serie de datos se muestran en la Fig. 5. Los resultados correspondientes a los días de diciembre son menores, debido a la baja irradiancia sobre el plano del colector y la mayor diferencia ($T_e - T_a$). Para el resto de las series la eficiencia media fluctúa entre 0,57 y 0,65, con desviaciones estándar menores a 0,012. La variación de la eficiencia instantánea dentro de una misma serie de datos es a lo sumo de 0,04.

En la Fig. 6, (A) y (B), se muestran los mismos valores de eficiencia en función del cociente $(T_e - T_a)/G_T$. En la Fig. 6 (A) se presentan todos los datos de cada serie, y en la Fig. 6 (B) solo se presentan los valores medios. Se agrega además la recta que representa el mejor ajuste lineal de los datos, extrapolada hasta su intersección con ambos ejes.

En estas gráficas, para las series de datos sin el calentamiento auxiliar se obtienen resultados similares con nubes de puntos solapadas, desplazándose a lo largo de la recta, por la variabilidad de las condiciones entre ensayos.

La regresión lineal obtenida a partir de todos los datos de todas las series es la siguiente:

$$\eta = 0,737417 - 11,1145 (T_e - T_a)/G_T \quad (7)$$

con $R^2 = 0,9027$ y un error típico para la eficiencia de 0,02.

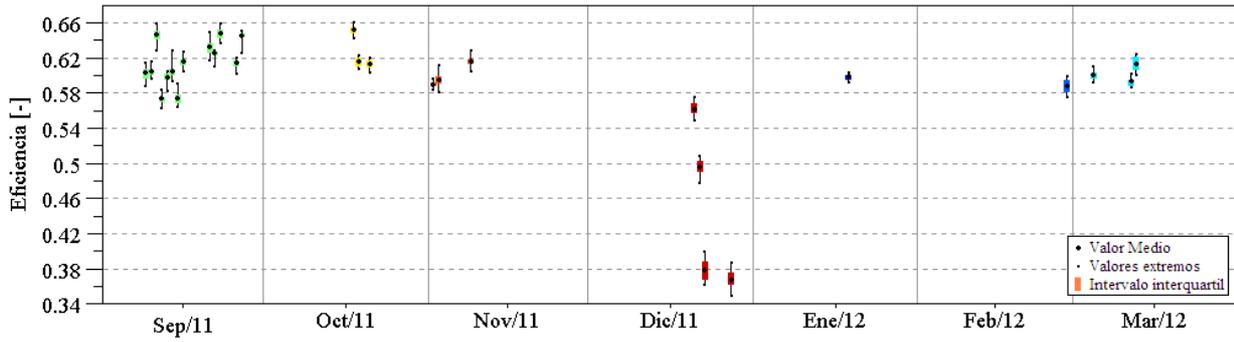
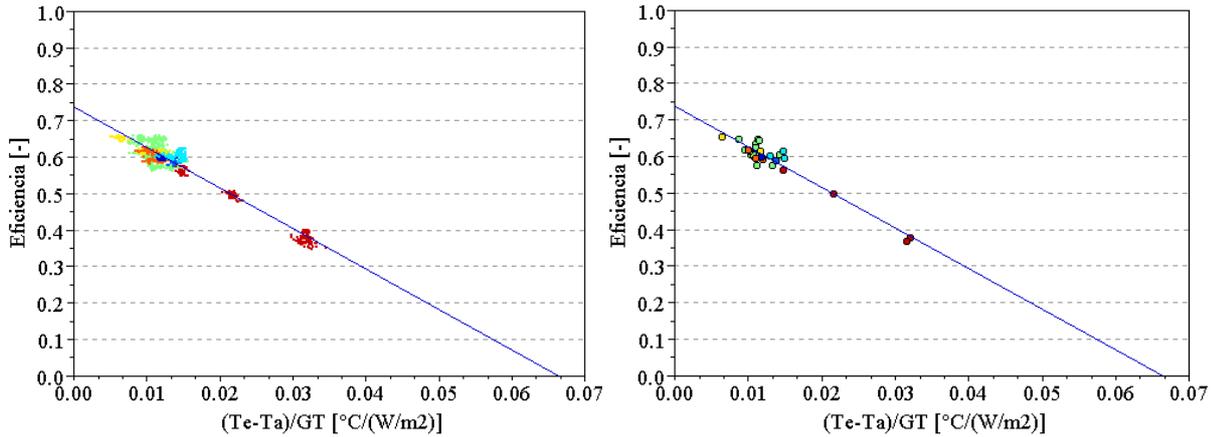


Figura 5 - Eficiencia térmica para cada serie de datos.



Figuras 6 y - η vs. $(T_e - T_a)/G_T$. (A) Todos los datos de cada serie, (B) centro de la nube de datos, respectivamente.

Este ajuste lineal, basado en la Ec. 6, aproxima los valores medios estacionales de los parámetros del colector:

$$\overline{F_R(\tau\alpha)} \approx 0,74 \quad \text{y} \quad \overline{F_R U_L} \approx 11,11 \text{ W/m}^2\text{°C} \quad (8)$$

Si bien el método usual para el cálculo de los parámetros es mediante la regresión lineal mostrada en la Ec. 6, también es posible realizar una regresión múltiple a partir de la Ec. 2. El resultado se muestra en la Ec. 9.

$$\dot{Q}_u = 1,72491 G_T - 25,8494 (T_e - T_a) \quad (9)$$

El ajuste resultó $R^2 = 0.9345$. El área de apertura del colector es $A_C = 2,34$ m, y los valores promedio estacionales:

$$\overline{F_R(\tau\alpha)} \approx 0,74 \quad \text{y} \quad \overline{F_R U_L} \approx 11,05 \text{ W/m}^2\text{°C} \quad (10)$$

Al realizar una regresión múltiple en base a la Ec. 5, y considerando el modificador del ángulo de incidencia:

$$\dot{Q}_u = 1,71094 G_T - 0,378668 G_T \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) - 23,2634 (T_e - T_a) \quad (11)$$

Se mejoró el ajuste respecto al logrado en la Ec. 9, resultando $R^2 = 0.9423$, permitiendo además el cálculo de b_0 , el coeficiente promedio del modificador del ángulo de incidencia, resultando:

$$\overline{F_R(\tau\alpha)}_n \approx 0,73 \quad , \quad \overline{b_0} \approx -0,221 \quad \text{y} \quad \overline{F_R U_L} \approx 9,94 \text{ W/m}^2\text{°C} \quad (12)$$

Al comparar las Ec. 8, 10 y 12, se observa que en el intervalo temporal (11:30 a 12:30 hora solar) las tres regresiones concuerdan en el cálculo del producto $\tau\alpha$ promedio, aún cuando en el último caso se trate del valor para incidencia normal de radiación solar. En cuanto al coeficiente global de pérdidas térmicas, las dos primeras regresiones arrojan valores similares y la tercera aporta un valor menor, debido al término adicional asociado a las pérdidas ópticas.

5.3 Predicción del calor útil

En el apartado anterior se han mostrado regresiones generadas a partir de los datos seleccionados (I) para asegurar las condiciones de estabilidad y la validez de la Ec. 2. Como la base de datos contiene más información, resulta interesante estudiar cuanto se aleja la predicción del calor útil por las Ec. 7, 9 y 11 del calor útil calculado a partir de Ec. 1, utilizando todos los datos disponibles. Para ello se clasificaron los días según la heliofanía, en días claros (19 días), días con algunas nubes (19 días), días parcialmente nublados (17 días) y días completamente nublados (45 días). Para ilustrar el criterio de clasificación, en las Fig. 7 (A) a (D) se muestra la irradiación solar global sobre el plano del colector en un día escogido al azar para cada una de las categorías.

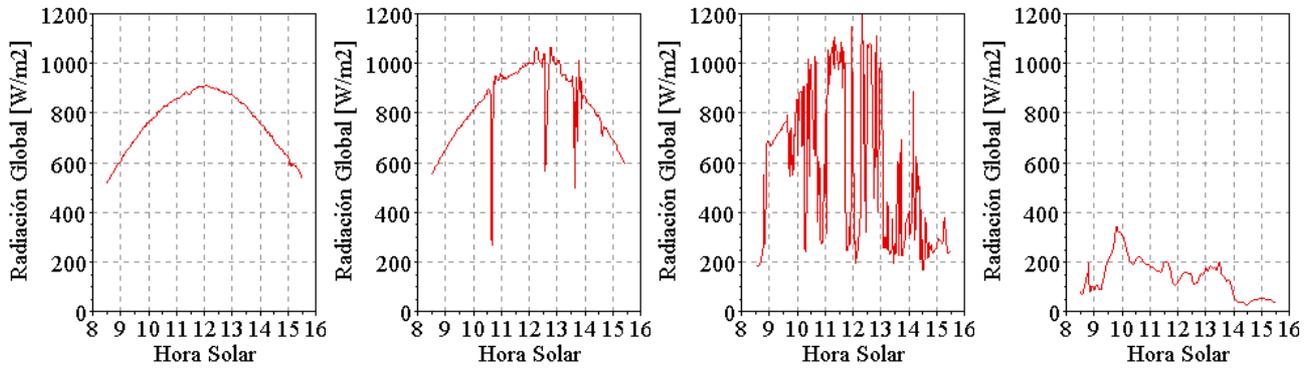


Figura 7– (A) Radiación solar global sobre el plano del colector para: un día claro (13/09/2011), (B) un día con algunas nubes (10/03/2012), (C) un día parcialmente nublado (15/02/2012) y (D) un día completamente nublado (15/11/2011).

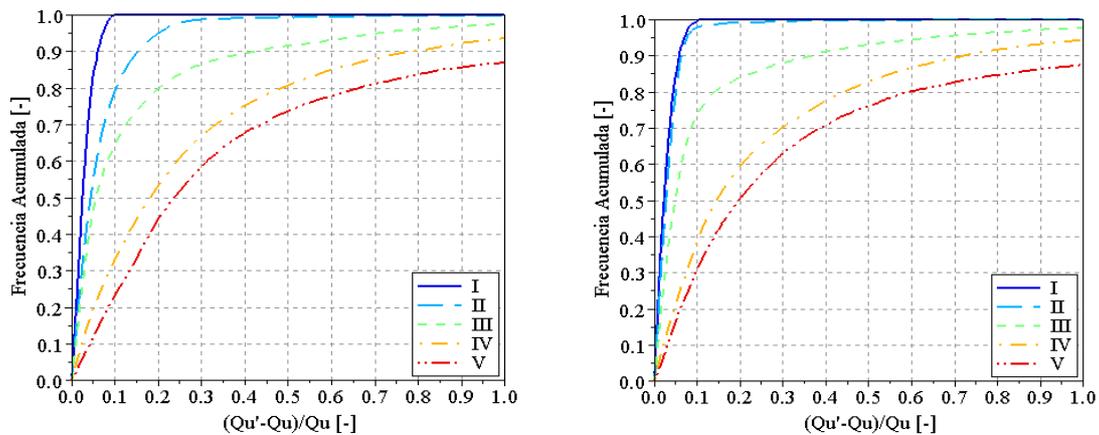
Para poder comparar la calidad de las predicciones del calor útil (\dot{Q}_u) dadas por las Ec. 9 y 11, se calculó el error relativo de cada predicción para todos los datos disponibles, dado por el cociente:

$$\varepsilon_r = \frac{\dot{Q}_u' - \dot{Q}_u}{\dot{Q}_u}$$

La frecuencia acumulada de estos errores se muestra en la Fig. 8, (A) y (B), para el calor útil calculada mediante la Ec. 9 y Ec. 11, respectivamente. La Ec. 7 fue descartada, ya que no se observó diferencia entre sus resultados y los calculados con la Ec. 9. Se agrega también la frecuencia acumulada del error relativo.

En el cálculo de las regresiones (I), el error es menor al 10% en ambos casos, con mejor acuerdo para la Ec. 11 (Fig. 8 (B)) que para la Ec. 9 (Fig. 8 (A)). Al utilizar la Ec. 11 se obtienen errores menores al 10% en el 98% de los casos, y al utilizar la Ec.9 se tiene errores menores al 10% en el 80% de los casos. Esta diferencia se debe a que la Ec. 11 considera el ángulo de incidencia, crucial en horarios fuera del mediodía solar.

Las Ec. 9 y 11 no representan el comportamiento del colector para días parcial y completamente nublados, pues surgen de la Ec. 2, aplicable al estado estable. Los mayores errores relativos se producen durante los estados transitorios provocados por la presencia de nubes. A pesar de esto, en días con pocas nubes ambas predicciones son aceptables, puesto que con la Ec. 9 el error es menor al 20% para el 80% de los casos, y con la Ec. 11 lo es en el 84% de los casos.



Figuras 8 - (A) Frecuencia acumulada del error relativo en la predicción del calor útil, utilizando la Ec. 9 y (B) la Ec.12 respectivamente, para: días claros 11:30-12:30 (I), días claros 8:30-15:30 (II), días con nubes esporádicas 8:30-15:30 (III), días parcialmente nublados 8:30-15:30 (IV), días completamente nublados 8:30-15:30 (V).

5. CONCLUSIONES

Se construyó un colector solar de aire con absorbedor poroso compuesto por una matriz metálica. Las dimensiones del prototipo son 0,94 m de ancho, 2,4 m de largo y 0,1 m de alto. El cuerpo del colector se construyó en chapa galvanizada con aislación térmica en lana de vidrio de 38 mm en sus costados y fondo, y cubierta de 4 mm en policarbonato alveolar transparente. El absorbedor está compuesto por 18 mallas de material desplegado, superpuestas entre el fondo del colector y la cubierta.

Se realizaron ensayos estacionales bajo condiciones de campo, conectando el colector solar en circuito cerrado a una losa radiante y a una resistencia eléctrica de 2000 W. La inclinación del colector se mantuvo fija a 33° respecto de la horizontal. Los ensayos se llevaron a cabo en un lapso de 100 días desde Septiembre de 2011 a Marzo de 2012, midiéndose valores de temperatura ambiente, velocidad de viento, radiación solar global sobre plano de colector, temperatura de flujo en la entrada y salida del colector y velocidad de flujo de aire.

Los resultados radiación presentan desvíos estándar menores a 12 W/m², con diferencia entre máximos y mínimos por debajo de los 40 W/m². Los valores medios de la temperatura ambiente están en el intervalo entre 24°C y 35°C, con variación máxima de 4,5°C. En base a estos resultados se seleccionaron 28 series de datos, con 60 registros adquiridos durante las 11:30 y 12:30 (hora solar), en los que se cumplen las condiciones de estabilidad (según ASHRAE 93-1986) para la radiación solar y para la temperatura ambiente.

El flujo de aire se encuentra entre 0,061 kg/s y 0,068 kg/s. De las medidas de temperatura de flujo en colector, Fig 4 (A) y (B), en los días donde se utilizó el calentamiento eléctrico la diferencia $T_e - T_a$ adquiere valores mayores que para el resto de las series, lo que trae aparejado mayores pérdidas de calor. Para el resto de los días el incremento de temperatura se mantiene entre los 11,6°C y los 22,1°C, con desvíos estándar menores a 0,32°C.

De acuerdo a las Fig. 5 y 6, los resultados de eficiencia instantánea del colector se encuentran en el rango 0,57 a 0,65, con desviaciones estándar menores a 0,012, excepto en los días de diciembre, donde se observan valores menores. La regresión lineal basada en los datos medidos, Ec (7), puede mejorarse, en base a una regresión lineal sobre la Ec (5), obteniéndose para los parámetros característicos: $\overline{F_R(\tau\alpha)_n} \approx 0,73$, $b_0 \approx -0,221$ y $\overline{F_R U_L} \approx 9,94$ W/m²°C.

El análisis del error en las predicciones de calor útil muestra error menor al 10% en días claros. En días nublados se observa un mejor acuerdo para la Ec. 11 (Fig. 7 (B)) que para la Ec. 9 (Fig. 7 (A)), especialmente para la categoría II.

Aunque las Ec. 9 y 11 no representan exactamente el comportamiento del colector para días con pocas nubes y días parcial y completamente nublados, los mayores errores relativos se producen en estados transitorios provocados por la presencia nubes. Sin embargo en días con pocas nubes (III), las predicciones son aceptables, por Ec (9), el error es menor al 20% para el 80% de los casos, mientras que con la Ec. 11 lo es en el 84% de los casos.

REFERENCIAS

- ANSI/ASHRAE, (1993). Methods of Testing to Determine Thermal Performance of Solar Collectors (ANSI approved) 93-1986 (RA 91).
- Duffie, J. A., Beckman, W. A., 1991. Solar Engineering of Thermal Processes, John Wiley & Sons.
- Karsili S. (2007) Performance analysis of new-design solar air collectors for drying applications. Renewable Energy 32
- Mohamad, A.A. (1997). High efficiency solar air heater. Solar Energy Vol. 60, No. 2, pp. 71-76, 1997
- Moumni N. Youcef (2004). Energy analysis of a solar air collector with rows of fins. Renewable Energy 29 (2004).
- Sopian K, Alghoul, M.A. Ebrahim M. Alfegi M.Y (2006) Evaluation of thermal efficiency of double-pass solar collector with porous–nonporous media. Renewable Energy 34 640–645.
- Souka, A.F., Safwat, H.H., (1966) Determination of the optimum orientations for the double-exposure, flat-plate collector and its reflectors, Solar Energy 10. (4), 170-174.J
- Romdhane, B. (2006) Solar air collectors: Introduction of baffles to favor the heat transfer. Solar Energy 81

BUILDING AND SEASONAL TESTING OF AN AIR SOLAR COLLECTOR WITH FORCED AIR FLOW, EXPANDED METAL MESH AND FIXED ORIENTATION

Abstract. *The design, building and seasonal testing of an air solar collector with porous metallic absorber are presented. The collector sizes are 0.94 m wide, 2.4 m long and 0.1 m high. It was build in galvanized sheet, alveolar polycarbonate cover and porous absorber made of lightweight expanded metal mesh. Seasonal tests to determining the in-situ long-term characterization of collector were performed, following the guidelines of ASHRAE Standard 93-1986. The solar collector was connected in a closed circuit to a radiant floor and an electrical resistance of 2000 W. The collector slope was kept fixed at 33 ° to the horizontal. The tests were carried out in a span of 100 non-consecutive days, from September 2011 to March 2012. Values of temperature, wind speed, global solar radiation on collector plane, flow temperature at the inlet and outlet the collector and airflow rate were measured. The results show an airflow between 0.061 kg / s and 0.068 kg / s, with flow temperature increases between the outlet and the inlet of 11.6 ° C and 22.1 ° C, with standard deviations lesser 0.32 ° C, and instantaneous efficiencies in the range of 0.57 to 0.65, with standard deviations less than 0.012, and characteristic parameters: $\overline{F_R(\tau\alpha)_n} \approx 0,73$, $b_0 \approx -0,221$ y $\overline{F_R U_L} \approx 9,94$ W/m²°C. An analysis of error in predictions of useful heat indicates that the linear equation of a flat plate collector represent satisfactorily the behavior of the collector on a clear day and partly cloudy day.*

Key words: air solar collector, thermal efficiency, seasonal measuring.