

DISEÑO, DESARROLLO Y ANÁLISIS TÉRMICO DE UN COLECTOR SOLAR DE AIRE CON PLACA PLANA. ESTUDIO DE EFICIENCIA Y EXERGÍA

Alba I. Lema, María I. Pontin, Jorge M. Morsetto y Liliana G. Ruetsch

Universidad Nacional de Río Cuarto - Facultad de Ingeniería
Ruta Nacional 36 Km. 601, (5800) Río Cuarto – Córdoba, Argentina
Tel. +54 (358) 467 6485 - Fax +54 (358) 467 6246 . E-mail alema@ing.unrc.edu.ar

Recibido:04-08-11; Aceptado:04-09-11.

RESUMEN.- En este trabajo se describe el diseño y construcción de un colector solar plano de aire, como así también el desarrollo de los ensayos para determinar el comportamiento térmico de acuerdo con las normas ANSI/ASHRAE standard 93-2003 para ensayos al aire libre. En los colectores de aire, debido al bajo número de Prandtl, la eficiencia resulta prácticamente determinada por el flujo de aire que circula dentro del colector, por lo tanto la realización de los test requieren evaluar de manera precisa el caudal másico de aire a la entrada y a la salida del colector, con este propósito, se diseñaron accesorios que se incorporaron al colector. Se presentan curvas de eficiencia térmica y un análisis de exergía, a través de los cuales se evalúa el desempeño térmico y exergético. Se obtienen además, parámetros característicos del colector: rendimiento óptico $F_R(\tau\alpha)$ y factor de pérdidas de calor F_{RU_L} .

Palabras claves: Colector solar de placa plana, rendimiento instantáneo, pérdidas exergéticas.

DESIGN, DEVELOPMENT AND THERMAL ANALYSIS OF A FLAT PLATE SOLAR AIR COLLECTOR. EXERGY AND EFFICIENCY STUDY

ABSTRACT.- The design and construction of a flat plate solar air collector is described in this work, as well as the development of tests to determine its thermal performance in accordance with the ANSI/ASHRAE 93-2003 standard, for outdoors studies. Due to the low Prandtl number, the efficiency of the air collectors is highly dependent on the mass flow rate inside the collector, and for this reason, the proof tests required a precise evaluation of the inlet and outlet mass flow rate. Efficiency curves and an exergy analysis are presented, through which the thermal and exergetic performances were evaluated. In addition, the characteristic parameters of the collector were both obtained, the Optical efficiency factor and the heat losses factor F_{RU_L} .

Keywords: Flat plate solar air collector, efficiency, exergy losses.

1. INTRODUCCIÓN

En aplicaciones térmicas, donde es necesario aire caliente o templado, el uso de colectores solares de aire es una alternativa viable y constituye una tecnología prometedora en el uso activo de la energía solar para aplicaciones de calefacción en general (Choudhury et al., 1988). A diferencia de los sistemas solares de líquido, su ingreso en el mercado es limitado y la falta de información genera el principal obstáculo para una amplia difusión de estos sistemas solares (Rojas et al., 2008).

El posible usuario necesita parámetros confiables que le permitan decidir realizar la inversión necesaria y aplicar esta tecnología, y sería un error considerar sólo el aspecto del costo en el diseño o selección de un colector solar (Kurtbas y Durmus., 2004). Además, los costos de funcionamiento

producen un incremento de los costos totales durante la vida útil del colector solar, siendo el aumento de la eficiencia y la disminución de las pérdidas de exergía, la manera más eficaz de ahorrar energía.

La eficiencia energética de un colector es la relación entre el calor extraído y la energía solar disponible. El aire tiene, en comparación con el agua o los líquidos orgánicos, propiedades termodinámicas y de transporte pobres en términos de transferencia de calor y la eficiencia de los colectores solares de aire es naturalmente baja. Por esta razón, mejorar su rendimiento es un propósito prioritario (Ion y Martins, 2006).

En los últimos años, se ha profundizado el estudio de mejoras en el rendimiento de los colectores solares de aire (Choudhury y Garg, 1993), (Parker et al., 1993), (Ion y

Martins, 2006), (Rojas et al., 2008) y la mayoría de los métodos propuestos mejoran la eficiencia, incrementando el coeficiente de transferencia de calor desde la placa absorbedora a la corriente de aire, a través del aumento de la velocidad del fluido.

El rendimiento energético de un colector solar es muy importante, pero no constituye un criterio suficiente para la eficiencia del colector solar de placa plana, ya que la ecuación de la energía por sí sola no encuentra las pérdidas internas (Dutta Gupta y Saha, 1990; Luminosu y Fara, 2005). Las pérdidas de exergía permiten identificar las desviaciones de la idealidad de un sistema.

El análisis de exergía en un proceso térmico, es un método usado para establecer pautas para el diseño y operación del mismo y permite conocer la degradación energética que posee el sistema (Torres et al., 1996). Es útil para establecer estrategias que permitan optimizar la utilización de la energía, en función de las variables de ajuste. En este sentido, se define una eficiencia de la segunda ley, η_{II} , como la relación entre la eficiencia térmica real y la máxima eficiencia térmica posible (reversible) bajo las mismas condiciones (Gómez Ribelles et al., 1990).

En el presente trabajo, se propone evaluar térmicamente, a través de la eficiencia y mediante un análisis de pérdidas exergéticas, un colector de aire de placa plana, diseñado previamente y construido con materiales disponibles en el mercado local. El procedimiento de medida de la eficiencia térmica para el caso de colectores solares de aire, implica una mayor dificultad por ser el aire un fluido compresible, lo cual introdujo la necesidad de diseñar accesorios al colector, de modo de poder cuantificar de manera precisa el caudal másico, dado que el rendimiento térmico de los colectores solares de aire depende del flujo de masa a través del colector.

La experimentación se realizó en concordancia con las normas ANSI/ASHRAE standard 93-2003, para ensayos en el exterior. Se describen los procedimientos para el cálculo de la curva de eficiencia energética y de las pérdidas de exergía para el colector solar analizado, operando en sistema de lazo abierto, con presión positiva, en estado estacionario y al aire libre.

2. DESARROLLO DEL TRABAJO

En esta sección, se hace una descripción del diseño y construcción de un colector solar de placa plana que forma parte de un sistema de secado solar, como así también se describen los accesorios incorporados, de modo de poder realizar la experimentación de acuerdo a la norma ASHRAE 93-2003 para colectores de aire. Se presenta la formulación matemática utilizada para calcular la Eficiencia térmica y las Pérdidas de exergía.

2.1. Diseño y características constructivas del sistema solar y los accesorios incorporados.

El colector solar de aire, forma parte de un sistema de secado solar (figura 1) que se diseñó conjuntamente con la cámara de secado. La superficie absorbedora es una chapa de zinc, pintada de negro mate y la cubierta, es de vidrio transparente de 5 mm de espesor. Entre ambas superficies, se forma el canal de flujo de aire, que tiene una sección transversal de 0,90 m de ancho y 0,15 m de altura.



Fig. 1. Sistema ensayado

La parte exterior del colector, es un recinto de chapa galvanizada, aislado térmicamente en los laterales, con poliestireno expandido y la aislación del fondo es una combinación de poliestireno expandido de alta densidad y aire estanco (figura 2).

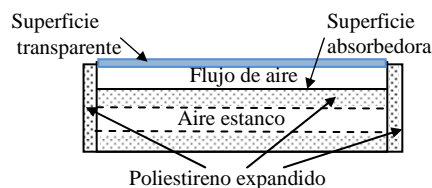


Fig 2. Sección transversal del colector

El sistema de secado se encuentra emplazado en el campus de la Universidad Nacional de Río Cuarto, específicamente en el predio del Laboratorio del Grupo de Energía Solar. De acuerdo a la latitud de la ciudad de Río Cuarto (33° 04' S) y pretendiendo una orientación más favorable para el invierno, el colector solar se montó mirando hacia el norte con una inclinación de 45°, sobre una estructura de caño de acero de 30 mm x 30 mm de sección y de 1,2 mm de espesor. La cabina de secado, está ubicada a continuación del colector, es de chapa galvanizada, recubierta interiormente por poliestireno expandido de 5 cm de espesor.

En el modo normal de funcionamiento, el aire que circula por el colector solar, proviene de un ventilador centrífugo de 1 HP. A los fines de la realización de las experiencias, antes de ingresar al colector, el aire atraviesa una cámara de calefacción, comandada por un controlador de temperaturas Novus N1100 (figura 3). De este modo, el controlador permite seleccionar una temperatura para el aire a la entrada del colector en el valor deseado y mantener su valor constante, mientras que el caudal másico se regula modificando la apertura del área de succión del ventilador.

Al abandonar el recinto de calefacción el aire es conducido al colector a través de un acople tipo piramidal, que conecta la salida del recinto calefactor (sección circular de 0,11 m de diámetro) con la entrada del colector (sección rectangular de 0,9 m x 0,15 m), este acople puede observarse en la figura 3.



Fig. 3. Ingreso del flujo de aire al colector

El aire se distribuye uniformemente al interceptar en su paso, un deflector de flujo y una placa perforada de distribución, ubicada a la salida del acople, tal como se muestra en la figura 4.



Fig. 4. Placa de distribución de flujo

En la figura 5, se observa un segundo acople ubicado a la salida del colector, que obliga al aire que abandona el colector, a circular a través de un tubo de 11 cm de diámetro. La figura 6 muestra un detalle del mismo.



Fig. 5. Dispositivo de recolección del aire a la salida del colector



Fig. 6. Detalle del acople a la salida del colector

2.2. Desarrollo de las experiencias.

El rendimiento de la mayoría de los colectores es particularmente sensible a los niveles de radiación térmica, por eso el colector se ubicó al aire libre de modo que la temperatura de las superficies cercanas al colector estén lo más cerca posible de la temperatura ambiente.

Los datos de temperatura y radiación fueron registrados cada 10 segundos mediante un adquisidor de datos "Agilent". Se utilizaron termocuplas tipo T (cobre-constantán) para medir las temperaturas y dos solarímetros fotovoltaicos ubicados uno en posición horizontal, y otro sobre el plano inclinado del colector. Las termocuplas se protegieron en todos los casos de la radiación solar directa y se distribuyeron uniformemente, cinco en la sección transversal a la entrada del colector y cinco a la salida, dos registrando la temperatura ambiente, cuatro soldadas a superficie absorbadora, una en el aire estanco de la aislación, una en la sección circular a la salida del recinto de calefacción y otra en la sección circular del anexo cónico a la salida del colector.

Los parámetros ambientales como Humedad Relativa Ambiente, Velocidad y Dirección del Viento, fueron registrados mediante una Estación Meteorológica Inalámbrica Portátil Pegasus.

El flujo másico del aire que circula a través del colector, se calculó tomando el promedio de los flujos másicos en dos puntos diferentes, uno de ellos, en la sección circular del cono de ingreso del aire al colector (figura 3), y el otro, en la sección circular del cono de egreso del aire a la salida del colector (figura 5 y 6). En cada uno de los puntos, se midió la velocidad mediante un medidor de flujo de paletas marca Prova AVM07, se calculó el área de flujo y la densidad como función de la temperatura, de este modo el caudal másico \dot{m} , se calculó como:

$$\dot{m} = A_f v \rho \quad (1)$$

2.3 Análisis de energía. Rendimiento térmico (• □).

La eficiencia térmica del colector solar está dado por (Duffie y Beckman, 1992):

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c \cdot G} \quad (2)$$

siendo A_c (m^2) el área de exposición del colector, G (W/m^2) la irradiación sobre el plano del colector y Q_u (W) la ganancia de calor útil por parte del fluido de trabajo, que se expresa como:

$$Q_u = \dot{m} c_p (T_s - T_e) \quad (3)$$

donde \dot{m} es el flujo másico de aire (kg/s), c_p , es la capacidad calorífica del aire ($J/kg \text{ } ^\circ C$), T_e ($^\circ C$) es la temperatura del aire a la entrada del colector y T_s ($^\circ C$) es la temperatura del aire a la salida del colector.

Para un colector solar de placa plana en estado estacionario, la ecuación de Hottel-Whillier (ecuación 4), relaciona la ganancia de energía útil transferida al aire, Q_u (W), con los parámetros del colector y los datos climáticos.

$$Q_u = A_c F_R [G(\tau\alpha) - U_L(T_c - T_a)] \quad (4)$$

donde T_a ($^\circ C$) es la temperatura ambiente, U_L ($W/K \text{ } m^2$), es el coeficiente total de pérdida de calor y F_R el factor de remoción de calor.

Combinando las ecuaciones (2) y (4), se obtiene:

$$\eta = \underbrace{\frac{F_R(\tau\alpha)}{\eta_0}}_{\text{rendimiento óptico}} - \underbrace{\frac{U_L F_R}{\text{Factor de pérdida de calor}}}_{\text{Factor de pérdida de calor}} (T_e - T_a) / G \quad (5)$$

que es la ecuación lineal para la eficiencia del colector solar de placa plana, operando en estado estacionario.

Si el rendimiento se plantea en términos de $T_m - T_a$, la ecuación (5) se modifica para dar:

$$\eta = \underbrace{\frac{F_{av}(\tau\alpha)_n}{\eta_0}}_{\text{rendimiento óptico}} - \underbrace{\frac{U_L F_{av}}{\text{Factor de pérdida de calor}}}_{\text{Factor de pérdida de calor}} (T_m - T_a) / G \quad (6)$$

Finalmente si la diferencia de temperaturas se define como $T_s - T_a$, la ecuación (5) queda:

$$\eta = \underbrace{\frac{F_0(\tau\alpha)_0}{\eta_0}}_{\text{rendimiento óptico}} - \underbrace{\frac{U_L F_0}{\text{Factor de pérdida de calor}}}_{\text{Factor de pérdida de calor}} (T_s - T_a) / G \quad (7)$$

La relación entre las diferentes expresiones dadas por (5), (6) y (7) para el rendimiento óptico y para el factor de pérdida de calor, puede ser consultada en Duffie y Beckman, 1992, (sección 6.19).

2.4 Análisis de las pérdidas exergéticas

El método de la exergía es una técnica de análisis relativamente nueva que se aplica para conocer la calidad de la energía con la que se está llevando a cabo un proceso. La calidad de la energía es un sinónimo de su capacidad para producir un cambio en el sistema y depende de la forma de la energía, sus parámetros y los del ambiente.

La exergía se define como una medida del trabajo potencial de las diferentes formas de energía usando los parámetros

ambientales como referencia. A través de un balance de exergía aplicado a un sistema, se evalúa la degradación de la energía en un proceso. Así, la degradación energética equivale a la disminución del potencial de trabajo (exergía) ocasionado por la irreversibilidad de los procesos reales.

La figura 7 esquematiza los flujos de exergía en un colector solar.

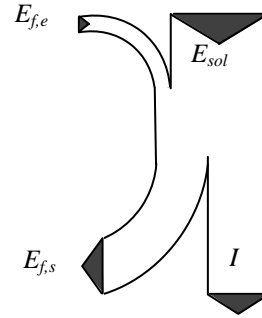


Fig. 7. Flujos de exergía en un colector solar

El balance de exergía para un colector solar (sistema abierto) operando en estado estacionario, puede ser escrito como:

$$\underbrace{E_{sol} + E_{f,e}}_{\text{Exergía de entrada}} = \underbrace{I}_{\text{Irreversibilidad}} + \underbrace{E_{f,s}}_{\text{Exergía de salida}} \quad (8)$$

donde E_{sol} (W) representa la exergía correspondiente a la radiación solar, $E_{f,e}$ (W) es la exergía del aire a la entrada del colector, $E_{f,s}$ (W) es la exergía del aire a la salida del colector.

La exergía correspondiente a la radiación solar incidente, E_{sol} (W), se evaluó de acuerdo a la expresión propuesta por Chaturvedi et al. (1991):

$$E_{sol} = A_c \cdot G \cdot (\tau\alpha) \left[1 - \frac{4}{3} \frac{T_a}{T_{sol}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_a}{T_{sol}} \right)^4 \right] \quad (9)$$

donde T_{sol} ($^\circ C$) depende de las características del espectro de la radiación solar sobre la superficie del colector. Se consideró al sol como un cuerpo negro y $T_{sol} = 5800 \text{ K}$.

La energía total del flujo la corriente de aire es la suma de la entalpía, la energía cinética y la energía potencial. Por lo tanto, la exergía de tal corriente, es simplemente la suma de las exergías de la entalpía, la energía cinética y la energía potencial. Esto es, la exergía de la corriente de aire, E_f (W), se expresa por unidad de masa como:

$$E_f = (h - h_a) - T_a (S - S_a) + \frac{v^2}{2} + g z \quad (10)$$

Suponiendo despreciables los efectos del cambio de las energías cinéticas y potencial y la variación del flujo másico en la corriente de aire desde la entrada hasta la salida del colector, es posible a partir de las ecuaciones (8), (9) y (10), expresar la irreversibilidad o exergía perdida (I), como:

$$I = A_c \cdot G \cdot (\tau\alpha) \left[1 - \frac{4}{3} \frac{T_a}{T_{sol}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_a}{T_{sol}} \right)^4 \right] + \dot{m}_e (h_e - T_a S_e) - \dot{m}_s (h_s - T_a S_s) \quad (11)$$

Los cambios de entalpía y entropía en el colector, están dado por:

$$h_s - h_e = c_p (T_s - T_e) \quad (12)$$

$$S_s - S_e = c_p \ln \frac{T_s}{T_e} - R \ln \frac{P_s}{P_e} \quad (13)$$

Haciendo $\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}$ y sustituyendo (12) y (13) en (11), esta última puede ser escrita como:

$$I = A_c \cdot G \cdot (\tau\alpha) \left[1 - \frac{4}{3} \frac{T_a}{T_{sol}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_a}{T_{sol}} \right)^4 \right] - \dot{m} c_p (T_s - T_e) + \dot{m} c_p T_a \ln \frac{T_s}{T_e} - \dot{m} R T_a \ln \frac{P_s}{P_e} \quad (14)$$

A partir de la definición general, $\eta_{II} = (\text{exergía recuperada})/(\text{exergía suministrada})$, es posible obtener la eficiencia de segunda ley para diferentes procesos térmicos que funcionan como sistemas abiertos en estado estacionario. Cuando los cambios en energía cinética y energía potencial son despreciables, la eficiencia de segunda ley para un colector solar, puede ser calculada como $\eta_{II} = 1 - (\text{exergía perdida})/(\text{exergía suministrada})$, esto es:

$$\eta_{II} = 1 - \frac{I}{\left[1 - 4/3(T_a/T_s) + 1/3(T_a/T_s)^4 \right] A_c G (\tau\alpha)} \quad (15)$$

2.5 Número de Nusselt y número de Reynolds

Los colectores solares de aire de placa plana son intercambiadores de calor por radiación, los cuales transforman la energía radiante solar en calor, que se transfiere por convección desde la placa absorbidora al fluido (Kurtbas y Turgut, 2006). De acuerdo con esta definición, la transferencia de calor obtenida se puede dar en términos de número de Nusselt:

$$Nu = \frac{h \cdot D_H}{k} \quad (16)$$

donde k (W/m °C) es la conductividad térmica de la placa y D_H el diámetro hidráulico (m), que es evaluado como:

$$D_H = \frac{4 \cdot A_f}{P_m} \quad (17)$$

y h (W/m² °C) el coeficiente de transferencia de calor convectivo, que se calcula a partir de:

$$Q_u = h \cdot A \cdot MLDT \quad (18)$$

siendo MLDT (°C), la media logarítmica de temperaturas entre la temperatura de la placa y la temperatura del aire, A el área de la placa.

El número de Reynolds, es calculado a partir de:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_H}{\mu} = \frac{\dot{m} \cdot D_H}{A_f \cdot \mu} = \frac{4 \dot{m}}{P_m \cdot \mu} \quad (19)$$

La viscosidad del aire, μ (es evaluada a una temperatura media entre la temperatura del aire a la entrada y a la salida del colector (kg/m s).

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

A partir de los datos experimentales, se determinó el rendimiento energético del colector para diferentes abscisas, esto es: $(T_e - T_a)/G$, $(T_m - T_a)/G$ y $(T_s - T_a)/G$. En la figura 8, se muestran los puntos obtenidos y las curvas de ajuste. Las ecuaciones de regresión obtenidas, se muestran a continuación:

$$\eta = 0,493 - 3,387 \cdot (T_e - T_a)/G \quad (20)$$

$$\eta = 0,532 - 3,871 \cdot (T_m - T_a)/G \quad (21)$$

$$\eta = 0,583 - 4,529 \cdot (T_s - T_a)/G \quad (22)$$

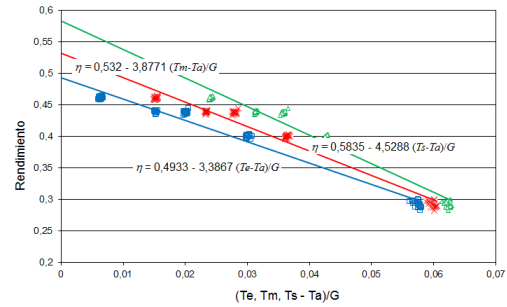


Fig. 8. Rendimiento del colector (η) vs. diferentes abscisas: $(T_e - T_a)/G$, $(T_m - T_a)/G$, $(T_s - T_a)/G$

En la figura 8, las tres curvas, se interceptan para $\eta=0$, sin embargo el Rendimiento óptico, dado por el valor de la ordenada al origen, varía desde 0,493 a 0,589, dependiendo de la curva que se analice. Del mismo modo, el Factor de pérdidas de calor, dependiendo de abscisa que se considere, cambia desde 3,387 hasta 4,529. Por lo tanto, se deduce que el valor del rendimiento debe darse conjuntamente con la especificación de la variable independiente (abscisa) para la cual se calculó, debido que la variación del valor del rendimiento en los colectores de aire es significativa.

Por otro lado, y como es sabido, la radiación solar incidente es uno de los parámetros más importantes en el rendimiento del colector y como era de esperar, se observa que a mayor radiación la eficiencia del colector aumenta.

En la figura 9, se representa el rendimiento térmico (η) y la Temperatura de salida del aire (T_s) vs. el flujo másico de aire (\dot{m}). Se observa que el aumento del flujo de masa produce un incremento en la eficiencia del colector, mientras que la temperatura de salida del aire disminuye.

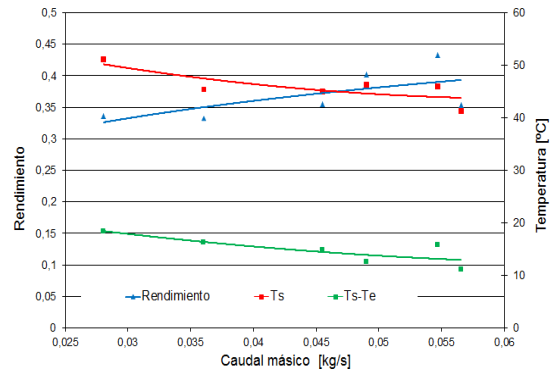


Fig. 9. Rendimiento del colector (η) - Temperatura de salida del aire vs. caudal másico. ($T_e=30^\circ\text{C}$).

Para un flujo turbulento completamente desarrollado y adiabático, para un canal de flujo con un lado caliente y otro aislado, la correlación fue dada por Kays y Crawford, (1993):

$$Nu = 0.0158 \cdot Re^{0.8} \quad (23)$$

también Ucar y Inalli, (2006) indicaron las siguientes relaciones entre el Nu , y el Re para el flujo a través de un canal de un colector solar de placa plana.

$$\begin{aligned} 100 < Re < 2100 & \quad Nu = 0,344 Re^{0.35} \\ 2100 < Re < 2850 & \quad Nu = 168 \cdot 10^{-9} Re^{2.25} \\ 2850 < Re < 5650 & \quad Nu = 2,55 \cdot 10^{-3} Re^{1.04} \\ 5650 < Re < 1 \cdot 10^5 & \quad Nu = 19,8 \cdot 10^{-3} Re^{0.8} \end{aligned} \quad (24)$$

En la figura 10, se grafica el número de Nusselt (Nu) vs. el Número de Reynolds (Re) calculados a partir de los datos experimentales, y se representaron las correlaciones definidas en (23) y (24). Es posible observar, que el ajuste para el colector ensayado, supera los valores teóricos dados por (23) y (24).

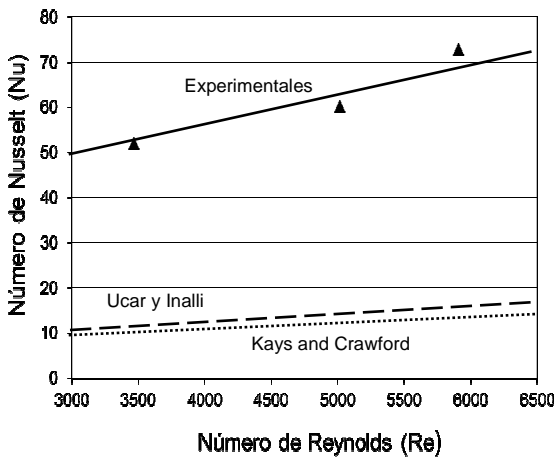


Fig. 10. Número de Nusselt vs. Número de Reynolds

En la figura 10 se observa que los valores obtenidos para el Nu superan los teóricos esperados para colectores de placa plana, y también los obtenidos de la literatura para colectores de aire diseñados con diferentes mejoras (Kurtbas y Durmus, 2004); se infiere que esto, es debido a la potente aislación térmica con la que fue provisto el colector ensayado, ya que su diseño es de simple paso, placa plana y de geometría sencilla.

De la observación de las figuras 9 y 10, es posible afirmar que un mayor caudal o un mayor Re , mejoran la transferencia de calor y el rendimiento, pero hay que tener en cuenta que, aunque la eficiencia del colector aumenta con el caudal, el gasto de energía eléctrica también aumenta (por el consumo del ventilador), por lo tanto hay que llegar a una solución de compromiso para trabajar a un caudal mínimo que garantice una eficiencia energética aceptable, y que no produzca muchas pérdidas de carga. Además es necesario considerar que el aumento del caudal másico, disminuye la temperatura del aire de salida (figura 6), lo cual puede ser un inconveniente si el proceso requiere una determinada temperatura de salida del aire, como ocurre en el secado.

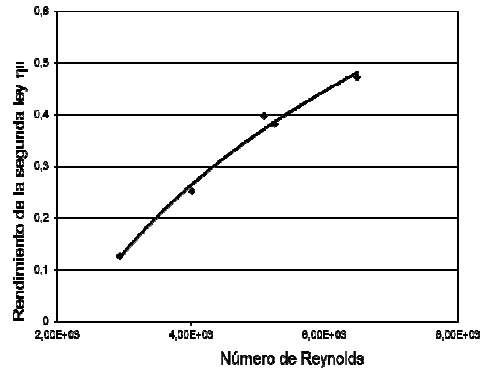


Fig. 11. Eficiencia de la segunda ley (η_{II}) vs. Número de Reynolds (Re)

En la figura 11, se representó la eficiencia de la segunda ley (η_{II}) vs. el Re . Puede observarse que el Rendimiento de la segunda ley (η_{II}) aumenta con el incremento del Re , lo que se refleja en la disminución de las pérdidas de exergía.

4. CONCLUSIONES

De los resultados mostrados y de su análisis y discusión, se pueden obtener las siguientes conclusiones:

El diseño de los acoples incorporados al colector, permitió la realización de los test de acuerdo a la normativa vigente, quedando disponible para evaluar la incidencia en el comportamiento térmico de modificaciones en el diseño y/o utilización de diferentes materiales.

La inclusión del difusor se considera imprescindible para homogeneizar la temperatura y distribución del aire a la entrada del colector y optimizar la transferencia de calor.

Las curvas de rendimiento correspondientes a diferentes colectores de aire, solamente son comparable si están referidas a la misma abscisa, esto es, si se utilizaron las mismas variables en su determinación.

El rendimiento térmico obtenido, se considera muy satisfactorio. El buen desempeño es debido a la hermeticidad y a la importante aislación con la que fue diseñado.

Los valores obtenidos para el rendimiento de la segunda ley, están acorde a los valores obtenidos de la literatura para colectores solares que han sido diseñados buscando optimizar su performance térmica (Ucar y Inalli, 2006).

El aumento del número de Reynolds favorece la eficiencia, pero a los efectos del secado debemos tomar una solución de compromiso debido a su influencia en la disminución de la temperatura del aire a la salida del colector

5. NOMENCLATURA

- A_c = Área de exposición del colector, m^2
- A_f = Área de flujo, m^2
- c_p = Calor específico del aire, $J/(kg \cdot ^\circ C)$
- D_H = Diámetro hidráulico, m
- E = Exergía, W
- E = Exergía, W
- $E_{f,e}$ = Exergía del aire a la entrada del colector, W
- $E_{f,s}$ = Exergía del aire a la salida del colector, W

E_{sol} = Exergía de la radiación solar, W
 F_R = Factor de remoción de calor del colector, adimensional
 g = Aceleración de la gravedad, m/s^2
 G = Radiación solar sobre el plano del colector, W/m^2
 h = Coeficiente de transferencia de calor por convección, $W/K m^2$
 h_e = Entalpía del aire a la entrada del colector, J/kg
 h_s = Entalpía del aire a la salida del colector, J/kg
 I = Irreversibilidad o pérdidas de exergía, W
 \dot{m} = Flujo másico del aire, kg/s
 Nu = Número de Nusselt
 $MLDT$ = Media logarítmica de temperatura entre la temperatura del aire y de la placa, K
 P_m = Perímetro mojado, m
 Q_u = Ganancia de calor útil por el aire, W
 R = Constante de los gases ideales
 Re = Número de Reynolds
 T_{sol} = Temperatura del sol, considerado como un cuerpo negro, °C
 T_a = Temperatura del aire ambiente, °C
 T_e = Temperatura del aire que ingresa al colector, °C
 T_m = Temperatura media del aire entre la entrada y la salida del colector, °C
 T_s = Temperatura del aire que abandona el colector, °C
 U_L = Coeficiente de pérdidas de calor del colector solar $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

 v = Velocidad del aire, m/s
 z = Distancia al plano del suelo, m
 η = Eficiencia térmica del colector
 η_{II} = Eficiencia de la segunda ley
 $(\tau\alpha)$ = Producto transmitancia-absorbancia efectiva, adimensional
 ρ = Densidad del aire, kg/m^3
 μ = Viscosidad del aire, kg s/m

Choudhury C., Anderson S. L. y Rekstand J. (1988). A solar air heater for low temperature application. *Solar Energy* **40**, 335-344.
 Choudhury C. y Garg H. (1993). Performance of air-heating collectors with packed airflow passage. *Solar Energy* **50**, 205-221.
 Duffie J. A. y Beckman W. A. (1992) *Solar Engineering of Thermal Processes*, 2a. edición, pp. 303-305. Wiley Interscience, New York.
 Dutta Gupta K.K. y Saha S. K. (1990). Energy analysis of solar thermal collectors. *Renewable Energy and Environment*. 283-287.
 Gómez Ribelles J. L., Monleón Pradas M. y Ribes Greus A. (1990) *Termodinámica: Análisis exergético*, pp. 64. Ed. Reverté S.A.
 Ion I. V. y Martins J. G. (2006) Design, developing and testing of a solar air collector. En *The annals of "Dunarea de Jos" University of Galati*. Fascicle 4 Refrigerating Technique, internal combustion engines, boilers and turbines, pp. 72-76. Galati, Rumania.
 Kays W. M. y Crawford M. E. (1993) *Convective heat and mass transfer*, 3a. edición, pp. 5. McGraw-Hill, New York.
 Kurtbas I. y Turgut E. (2006). Experimental investigation of solar air heater with free and fixed fins: Efficiency and Exergy loss. *International Journal of Science and Technology*. **1**, 1, 75-82.
 Kurtbas I. y Durmus A. (2004). Efficiency and exergy analysis of a new solar air heater. *Renewable Energy* **29**, 1489-1501.
 Luminosu I. y Fara L. (2005). Determination of the optimal operation mode of a flat solar collector by exergetic analysis and numerical simulation. *Energy* **30**, 731-747.
 Parker B. F., Lindley M. R., Colliver D. G. y Murphy W. E. (1993). Thermal performance of three solar air heaters. *Solar Energy* **6**, 467-479.
 Rojas D., Beermann S. A., Klein S. A. y Reindl D. T. (1988). A solar air heater for low temperature application. *Solar Energy* **40**, 335-344.
 Torres E., Baltazar J. y Rodríguez A. (1996). Análisis de exergía de la operación de una bomba de calor solar. *Información Tecnológica*. **7**, 4, 149-156.
 Ucar A. y Inalli M. (2006). Thermal and exergy analysis of solar air collectors with passive augmentation techniques. *International Communication in Heat and Mass Transfer* **33**, 1281-1290.

REFERENCIAS

ANSI/ASHRAE Standard 93-2003. Methods of testing to determine the thermal performance of solar collector.
 Chaturvedi S. A., Mohieldin T. O. y Chen T. D. (1991). Second law analysis of solar assisted heat pumps. *Energy*. **16**, 6, 941-949.