

EVALUACION COMPUTACIONAL DE LA EFICIENCIA TÉRMICA DE COLECTORES CALENTADORES DE AIRE. ESTUDIO PARAMETRICO PARA DOS CONFIGURACIONES

A. Hernández y N. Salvo
Universidad Nacional de Salta (UNSa), Avda. Bolivia N° 5.150, CP. 4400, Salta Capital
Instituto de Investigaciones en Energía No Convencional (INENCO), UNSa – CONICET
Consejo de Investigación de la Universidad Nacional de Salta (CIUNSa)
Tel. 0387-4255579 – Fax 0387-4255489. E-mail: alejo@unsa.edu.ar

RESUMEN: En este trabajo se presenta el estudio comparativo de la performance térmica de dos configuraciones de colectores solares calentadores de aire en base al espesor del policarbonato alveolar empleado en sus cubiertas, el caudal de aire circulante, el espesor del canal de flujo y el área de colección solar para dos pendientes de interés en aplicaciones de calentamiento de espacios. El estudio fue realizado por simulación computacional mediante un programa desarrollado en lenguaje Visual Basic. Los resultados obtenidos permiten despejar algunas dudas sobre la influencia que tiene cada parámetro de diseño sobre la eficiencia global diaria y su aporte puede resultar provechoso para el desarrollo de prototipos eficientes y rápidamente transferibles o comercializables.

Palabras clave: colector solar, calentamiento de aire, simulación computacional.

INTRODUCCION

La elección de un diseño de colector solar calentador de aire de placa plana se realiza muchas veces sin saber exactamente cuál es la configuración más eficiente en lo que respecta a sus parámetros constructivos. Desde la década del 70, en el siglo pasado, se han venido diseñando y ensayando numerosos prototipos de estos colectores, los que han contribuido a llenar innumerables páginas de libros y revistas provenientes de distintos lugares del mundo. Sin embargo, las configuraciones básicas son sólo cuatro, diferenciadas por el lugar por donde fluye el aire en contacto con la placa colectora:

1. Flujo de aire entre placa colectora y cubierta.
2. Flujo de aire entre la placa colectora y el fondo del colector.
3. Flujo de aire a través de una malla porosa o placa perforada.
4. Flujo mixto combinando el primer y segundo caso pudiendo incluir, además, una malla porosa.

En la página 283 de la tercera edición del famoso libro de Duffie y Beckman (2006) se vuelven a exponer las mismas configuraciones de colectores calentadores de aire presentes ya en la 1ª y 2ª edición que datan de los años 1980 y 1991 respectivamente. Pero incluyen en ésta el nuevo modelo de “placa transpirada” sin cubierta estudiado por Kutscher et al (1993, 1994), Summer (1995) y Gunnewiek et al (1996), entre otros.

A la hora de diseñar un colector solar calentador de aire deben seleccionarse los materiales y las dimensiones que tendrá a fin de optimizar los tamaños de chapas y perfilera metálica de acuerdo a los existentes en el comercio, ya que esto permitirá disminuir los costos de mano de obra generados por su construcción (corte y plegado de chapas, corte y soldadura de perfiles de hierro, preparación del aislante térmico y de la cubierta transparente, etc). Una parte importante del gasto en materiales es introducido por la cubierta transparente ya que, para obtener mejores eficiencias, debe ser doble. Una alternativa interesante por su costo, bajo peso y resistencia mecánica al impacto es el uso del policarbonato alveolar en reemplazo de la doble cubierta de vidrio. Sin embargo, su precio difiere considerablemente de acuerdo al espesor de los alvéolos. En este trabajo se presenta el estudio comparativo de la performance térmica de las dos primeras configuraciones de colectores calentadores de aire listadas más arriba, en base al espesor del policarbonato alveolar empleado en sus cubiertas, el caudal de aire circulante, el espesor del canal de flujo y el área de colección solar. Forma parte de las tareas realizadas en el PICTO UNSa N° 36646 titulado **SISTEMA SOLAR HÍBRIDO DE GENERACIÓN DE AIRE CALIENTE PARA LA REDUCCIÓN DEL CONSUMO ENERGÉTICO EN LA AGROINDUSTRIA Y EN VIVIENDAS**, a desarrollarse entre el 2008 y el 2010.

DISEÑO DE LOS COLECTORES ESTUDIADOS

Como unidad básica de comparación se consideró un prototipo cuyas dimensiones son: 2,16 m de largo, 0,94 m de ancho y 0,1 m de espesor, con un área de apertura solar de 1,91 m². Estas medidas son la que mejor permiten aprovechar la chapa de 2,44 m de largo por 1,22 m de ancho que se vende en el comercio. Al determinar el tamaño de un colector debe tenerse en cuenta que el factor de flujo, $F'' = F_R / F'$, disminuye al aumentar el área de colección (a flujo másico fijo). Dado que el factor de eficiencia del colector, F' , no depende del área de colección sino del flujo de aire circulante por el canal, al aumentar el área de apertura solar del colector (sin aumentar el caudal) disminuirá F'' , y consecuentemente disminuirá el factor de remoción del calor F_R , lo cual influirá negativamente en la performance energética del colector.

En la figura 1 se esquematizan las dos configuraciones estudiadas. Las líneas punteadas representan las cubiertas de policarbonato alveolar. U_t es el coeficiente de pérdida de calor hacia arriba y U_b el de pérdida de calor por el fondo de la caja del colector.

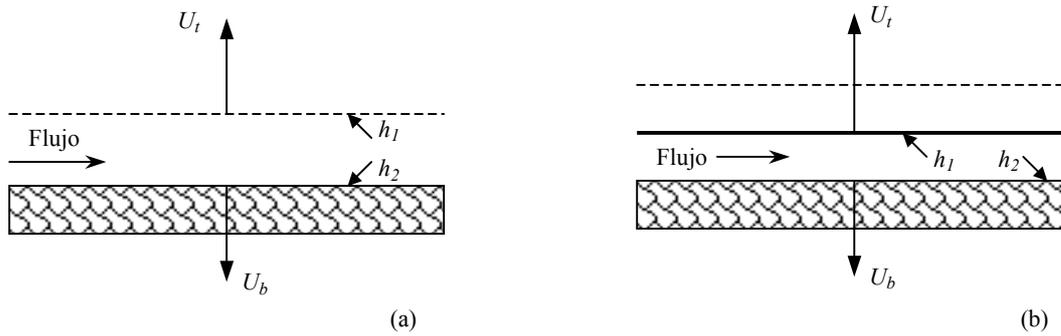


Figura 1: Configuraciones de colector ensayadas: (a) flujo por encima de la placa colectora y (b) flujo por debajo.

Estas dos configuraciones resultan de interés ya que, combinadas, dan lugar al cuarto tipo de configuración básica enumerada anteriormente. En el prototipo estudiado la aislación térmica del fondo está compuesta por lana de vidrio de 5 cm de espesor y el canal de flujo tiene, inicialmente, una altura de 2,5 cm.

BALANCES DE ENERGIA

A fin de determinar el coeficiente global de pérdida de calor del colector, U_L , y su factor de eficiencia F' , es necesario plantear, para cada configuración, los balances de calor en la cubierta, en el aire que fluye y en la placa colectora. Si bien las expresiones de U_L y F' resultantes en ambas configuraciones son similares, la combinación de coeficientes de transferencia convectivos, radiativos y parciales hacia arriba y hacia abajo difieren, dando lugar a distintos coeficientes globales de pérdida para iguales condiciones de flujo interior. Los resultados así obtenidos permiten determinar cuál de las dos configuraciones es más eficiente en la conversión de energía solar en calor útil dentro del colector.

Balances de energía en la configuración (a)

En esta configuración el aire, a temperatura local T_f , fluye en el espacio existente entre la placa colectora y la primer superficie del policarbonato alveolar. Por lo tanto, el coeficiente de pérdida hacia arriba U_t cuantifica la pérdida de calor desde esta superficie a temperatura T_c hacia el ambiente exterior a temperatura T_a . Por su parte, el coeficiente U_b cuantifica la pérdida de calor desde la placa colectora a temperatura T_p hacia el aire exterior, a través de la aislación térmica del fondo. Los balances de calor en la cubierta, la placa y el fluido quedan expresados, respectivamente, mediante:

$$U_t(T_a - T_c) + h_r(T_p - T_c) + h_1(T_f - T_c) = 0 \quad (1)$$

$$S + U_b(T_a - T_p) + h_2(T_f - T_p) + h_r(T_c - T_p) = 0 \quad (2)$$

$$h_1(T_c - T_f) + h_2(T_p - T_f) = q_u \quad (3)$$

don h_1 y h_2 son los coeficientes de transferencia de calor por convección sobre la cubierta y la placa (figura 1), h_r es el coeficiente de transferencia por radiación entre estas superficies, S la irradiancia solar absorbida en la placa colectora y q_u el calor útil ganado localmente por el fluido.

Despejando de las ecuaciones 1 y 2 los términos $(T_c - T_f)$ y $(T_p - T_f)$ respectivamente, reemplazando estos resultados parciales en la ecuación 3 y reacomodando términos en la expresión $q_u = F' [S - U_L (T_f - T_a)]$ se obtiene:

$$F' = \frac{h_r h_1 + h_2 h_r + h_1 h_2 + U_t h_2}{(U_t + h_r + h_1)(U_b + h_2 + h_r) - h_r^2} \quad (4)$$

$$U_L = \frac{(U_b + U_t)(h_r h_1 + h_2 h_r + h_1 h_2) + U_b U_t (h_1 + h_2)}{h_r h_1 + h_2 h_r + h_1 h_2 + U_t h_2} \quad (5)$$

Balances de energía en la configuración (b)

En este caso, el aire fluye por un canal dispuesto sobre la aislación térmica del fondo, siendo su superficie superior la placa colectora. Entre ésta y la cubierta queda entonces una cámara de aire estanco que disminuye la pérdida calor convectiva hacia el exterior. Por lo tanto, el coeficiente U_t cuantifica en este caso la pérdida de calor desde la placa colectora hacia el aire

exterior y el coeficiente U_b la pérdida de calor hacia el exterior desde la superficie inferior del canal por donde fluye el aire (fondo del colector) la que está a una temperatura T_{fon} . Las ecuaciones de balance de energía en la placa colectora, el fluido y la superficie del fondo del canal resultan en este caso:

$$S + U_t(T_a - T_p) + h_1(T_f - T_p) + h_r(T_{fon} - T_p) = 0 \quad (6)$$

$$h_2(T_{fon} - T_f) + h_1(T_p - T_f) = q_u \quad (7)$$

$$U_b(T_a - T_{fon}) + h_r(T_p - T_{fon}) + h_2(T_f - T_{fon}) = 0 \quad (8)$$

Despejando el término $(T_{fon} - T_f)$ de la ecuación (8) y $(T_p - T_f)$ de la (6) y reemplazándolos en la ecuación (7), se llega a las siguientes expresiones para F' y U_L :

$$F' = \frac{h_r h_1 + h_2 h_r + h_1 h_2 + U_b h_1}{(U_t + h_r + h_1)(U_b + h_2 + h_r) - h_r^2} \quad (9)$$

$$U_L = \frac{(U_b + U_t)(h_r h_1 + h_2 h_r + h_1 h_2) + U_b U_t (h_1 + h_2)}{h_r h_1 + h_2 h_r + h_1 h_2 + U_b h_1} \quad (10)$$

La temperatura T_{fon} , necesaria para el cálculo del coeficiente radiativo h_r , surge de la resolución de las ecuaciones (6) a (8) y su expresión es la siguiente:

$$T_{fon} = \frac{U_b T_a + h_r T_p + h_2 T_f}{U_b + h_r + h_2} \quad (11)$$

Dado que h_r está presente en la ecuación (11), se debe calcular su valor y el de T_{fon} mediante un procedimiento iterativo.

Comparando las ecuaciones (4) y (9) se observa que la única diferencia entre los F' se encuentra en el último sumando de sus numeradores, siendo $U_t h_2$ en la primer configuración y $U_b h_1$ en la segunda. Igualmente, de la comparación entre las ecuaciones (5) y (10) se deduce que la diferencia entre los valores de los coeficientes U_L se encuentra también en el último sumando pero, en este caso, de los denominadores, cuyas expresiones son idénticas a las de los numeradores de los F' .

Si bien en principio esto parece una extraña coincidencia simbólica, la duda se despeja rápidamente al analizar la simetría de ambas configuraciones. Observando la figura 1 y considerando que en ambos casos el aire fluye entre dos superficies paralelas a distintas temperaturas, resulta que una de ellas transfiere calor hacia el exterior mediante un cierto coeficiente complejo de pérdida de calor, mientras que la otra transfiere también calor hacia el mismo exterior mediante otro coeficiente complejo de pérdida, distintos en sus naturalezas propias (U_t es fundamentalmente convectivo- radiativo y U_b fundamentalmente conductivo) pero indistinguibles matemáticamente. Y entonces, a la luz de esta abstracción geométrica da igual si esos coeficientes se llaman U_t o U_b . Desde el punto de vista del aire exterior el colector libera calor desde ambas superficies mediante mecanismos de transferencia energética gobernados por coeficientes cuasi constantes. Esta simetría hace que, si se reemplaza en cualquiera de las 4 ecuaciones aludidas, h_1 por h_2 y U_t por U_b , las únicas diferencias matemáticas que surgen son las mencionadas anteriormente. Duffie y Beckman (2006) presentan otra ecuación para el cálculo del F' correspondiente a la configuración (b), pero aclaran que en su deducción se ha asumido, por simplicidad, que las pérdidas de calor a través de la aislación térmica del fondo del colector se producen desde la placa colectora, cosa que en nuestro desarrollo no se ha contemplado.

Para el cálculo de los coeficientes U_t y U_b se siguió el procedimiento detallado por Duffie & Beckman (2006) haciendo uso del símil eléctrico para el cálculo de las resistencias térmicas. En el caso del U_t se empleó el método iterativo y no la ecuación aproximada de Klein que figura en la página 253 del libro. Para la estimación de la temperatura de cielo se empleó la correlación de Aubinet (1994) definida en función de la temperatura ambiente media diaria (en °K) y del índice de claridad diario K_T , dada por:

$$T_{sky} = -29 + 1,09 \bar{T}_a - 19,9 K_T \quad (12)$$

Para el cálculo de los coeficientes convectivos h_1 y h_2 se consideró flujo turbulento plenamente desarrollado y se calcularon mediante la siguiente correlación del N_u con el R_e dada por Kays y Crawford (citados por Duffie y Beckman):

$$N_u = 0.0158 R_e^{0.8} \quad (13)$$

donde el número de Reynolds está basado en el diámetro hidráulico del canal de flujo, $D_h = 4 A_f / \text{perímetro mojado}$, siendo A_f el área de flujo. Las propiedades termodinámicas del aire fueron calculadas a la temperatura media del fluido mediante correlaciones generadas a partir de la Tabla A.4 que figura en el apéndice A del libro de Incropera y DeWitt (1990).

Todas las ecuaciones involucradas en el funcionamiento de los colectores fueron incluidas en un programa de cálculo estructurado en lenguaje Visual Basic 4.0 con el cual se realizaron las simulaciones que se presentan a continuación.

EVALUACIÓN PARAMÉTRICA DE LA EFICIENCIA DIARIA DE AMBAS CONFIGURACIONES

Ambas configuraciones fueron evaluadas en base a la eficiencia diaria de colección definida como el cociente entre el calor útil total generado durante las horas de sol, Q_u diario (Mjoule), y la Irradiación solar total recibida sobre el plano del colector durante ese mismo período, H_p :

$$\eta = \frac{Q_u \text{ diario}}{A_c H_p} \quad (14)$$

siendo A_c el área de apertura del colector. El sitio de emplazamiento corresponde a la ciudad de Salta (Latitud: $-24,7^\circ$, Longitud: $65,5^\circ$ Oeste y altura: 1200 m.s.n.m), siendo los parámetros variados en este estudio el caudal de aire, el espesor del policarbonato alveolar, el espesor del canal de flujo y el área de apertura solar para dos pendientes distintas: 35° y 90° . Estas inclinaciones particulares son de interés ya que representan las posiciones en que pueden ser colocados los colectores adosados a techos y paredes de envolventes de edificios. La pendiente de 35° corresponde a la latitud del lugar $+ 10^\circ$, considerada como óptima para la colección de invierno. El azimut de los colectores es 180° (al Norte).

Como datos meteorológicos de temperatura ambiente se emplearon valores estadísticos correspondientes al mes de Julio, proporcionados por el Servicio Meteorológico Nacional a través de sus publicaciones decanarias. La irradiancia solar horizontal fue estimada mediante el programa GEOSOL (Hernández, 2003, <http://www.inenco.net>) por el método de Hotel. Sus valores se grafican en la figura 1. El programa desarrollado realiza la transformación geométrica a los planos de 35 y 90° .

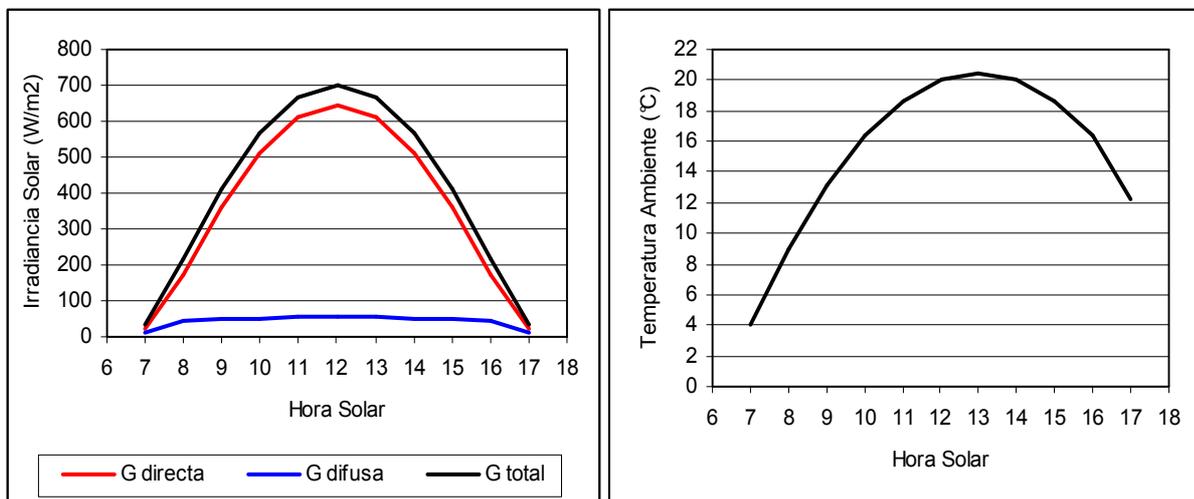


Figura 1 Datos meteorológicos de irradiancia solar horizontal y temperatura ambiente empleados en las simulaciones.

Resultados para la configuración (a)

En la figura 2 se grafican las eficiencias diarias en función del caudal de aire circulante y del espesor del policarbonato alveolar (4 a 10 mm). La variable β indica la pendiente del colector. El caudal se varió entre 0,02 y 0,25 m^3/s .

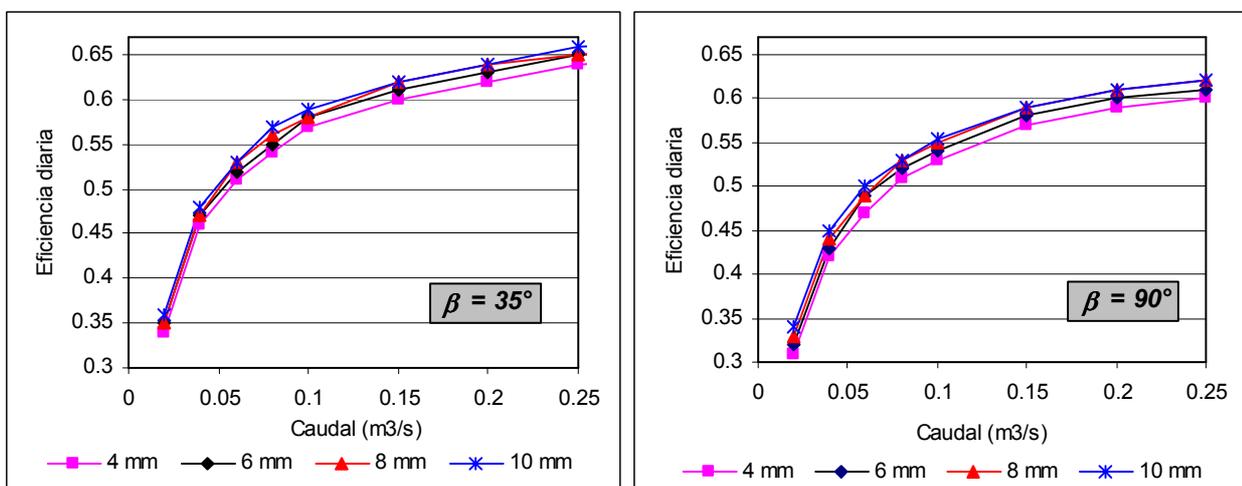


Figura 2: Dependencia de la eficiencia diaria en la configuración (a) con el caudal y el espesor del policarbonato alveolar

Se observa en la figura que la eficiencia diaria aumenta al aumentar el caudal de aire circulante y el espesor del policarbonato. El incremento del caudal disminuye la temperatura media de placa pero potencia la transferencia de calor convectiva entre ésta y la cubierta transparente calentándola más y aumentando, consecuentemente, el coeficiente U_L dentro del rango de caudales estudiado. Ahora bien, el coeficiente de transferencia de calor por convección natural en una cavidad cerrada como la de los alvéolos del policarbonato disminuye cuando su espesor aumenta de 4 a 10 mm, razón por la cual la eficiencia diaria es mayor para el policarbonato de 10 mm que para el de 4 mm. Se observa también que la eficiencia del colector inclinado es aproximadamente un 3 % mayor que la del vertical para todos los caudales y espesores estudiados.

El prototipo simulado posee una eficiencia diaria del orden del 30 % para flujos muy bajos y del 60 % para flujos medios. A caudales tan altos como $0,5 \text{ m}^3/\text{s}$ (no representado en las gráficas) llega al 67 %.

En la figura 3 se presenta la dependencia del coeficiente U_L con el caudal de aire y el espesor del policarbonato alveolar donde se observa su continuo crecimiento al aumentar el caudal (debido al incremento de la transferencia convectiva que ya se mencionó) y la gran diferencia existe entre los cuatro tamaños de policarbonato.

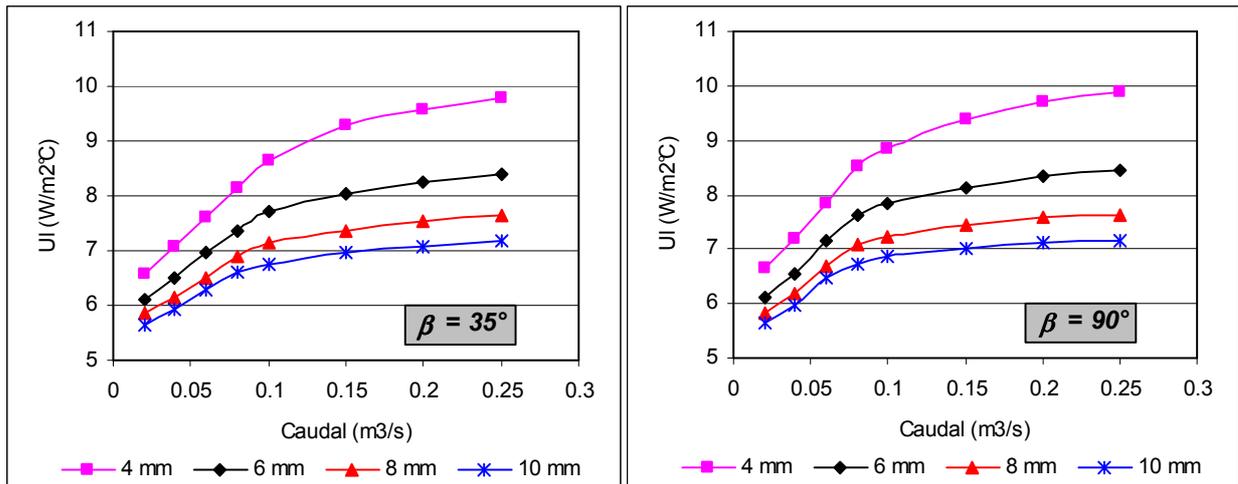


Figura 3: Dependencia del coeficiente global de pérdida con el caudal y el espesor del policarbonato alveolar

La diferencia de pendientes no influye significativamente en los valores del U_L pero sí el espesor del policarbonato. Se observa que cuando su valor es de 4 mm, el coeficiente global de pérdida llega a $10 \text{ W/m}^2\text{C}$ a caudales medios. El valor correspondiente a un espesor de 6 mm es prácticamente el promedio entre los valores correspondientes a 4 y 10 mm.

A fin de estudiar la dependencia de la eficiencia diaria con la altura del canal de flujo y la longitud del colector, se fijó el caudal en $0,25 \text{ m}^3/\text{s}$ y el espesor del policarbonato en 6 mm y se procedió a variar, para ambas inclinaciones del colector, la longitud entre 1 y 6 m y la altura del canal entre 1 y 5 cm. Los resultados se observan en la figura 4.

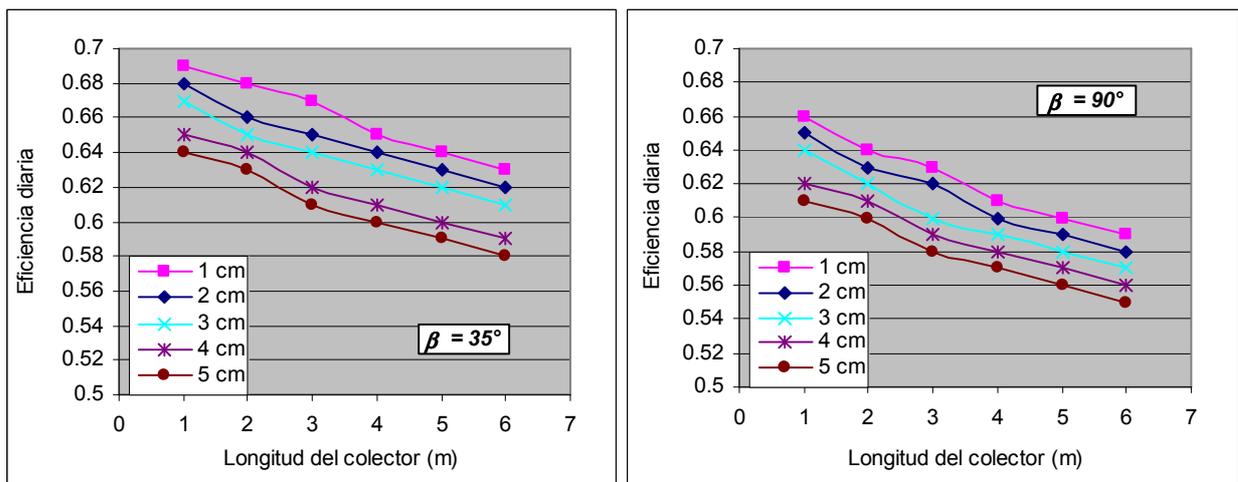


Figura 4: Dependencia de la eficiencia diaria con la longitud del colector, parametrizada con la altura del canal de flujo

Como se mencionara al principio, aumentar la longitud del colector (y con ello el área de colección) manteniendo invariable el caudal ocasiona la disminución del factor de flujo F'' y la consecuente disminución de la eficiencia del colector. Para la configuración (a), la tasa promedio de disminución de la eficiencia es del 1,2 % por m de incremento en la longitud del colector, cualquiera sea la altura del canal de flujo. Se observa en la figura que, para esta configuración, las mayores eficiencias se obtienen cuando menor es la altura del canal, disminuyendo un 5 % al aumentar este valor de 1 a 5 cm.

Se observa también que cualquiera sea la longitud del colector y la altura del canal de flujo, la eficiencia diaria es un 3 % mayor para el colector inclinado que para el vertical, resultado que ya fuera observado en la figura 2.

Entonces, para mantener un dado valor de eficiencia diaria cuando se debe aumentar el área de colección por un determinado factor F_A y/o el espesor del canal de flujo, debe incrementarse el caudal circulante por un factor F_C que depende de la altura del canal por donde fluye el aire. En la figura 5 se grafican los factores F_C en función del factor F_A para ambas pendientes estudiadas y para cuatro incrementos de 1 cm en la altura del canal respecto del valor que da la mayor eficiencia (1 cm).

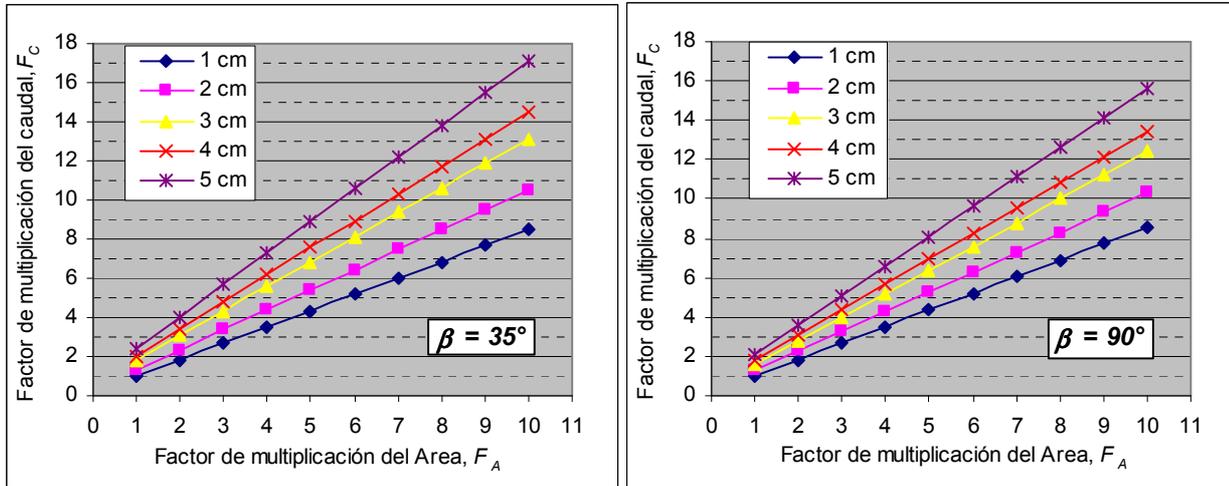


Figura 5: Variación del factor de multiplicación del caudal con el factor de multiplicación del área colectora y la altura del canal de flujo.

Como ejemplo, consideremos un colector de 2 m^2 de área colectora con un canal de flujo de 1 cm de espesor, inclinado 35° . Si se pretende triplicar el área de colección ($F_A = 3$) sin modificar la altura del canal, se deberá multiplicar el caudal inicial por 2,67 que es el valor de F_C medido sobre el eje de las ordenadas. Si además de triplicar el área se quiere aumentar la altura del canal a 4 cm, se deberá multiplicar el caudal inicial por 4,778, valor correspondiente a la curva de color rojo. En la gráfica se observa que los factores multiplicadores del caudal son menores para el colector vertical que para el inclinado.

Aplicando una regresión multivariada a los datos graficados en la figura 5, se obtienen las siguientes correlaciones para los factores F_C como función de F_A y de las nuevas alturas del canal X_C (en cm):

$$F_C(\beta = 35^\circ) = (0,1961 X_C + 0,6406)F_A + (0,1539 X_C + 0,0094) \quad (15)$$

$$F_C(\beta = 90^\circ) = (0,1616 X_C + 0,6817)F_A + (0,1083 X_C + 0,0684) \quad (16)$$

Resultados para la configuración (b)

En la figura 6 se grafican las eficiencias diarias para esta configuración en función del caudal de aire circulante y del espesor del policarbonato alveolar (4 a 10 mm). Tanto la altura del canal como el espaciamiento placa cubierta es de 2,5 cm en este caso. El caudal se varió entre 0,02 y $0,25 \text{ m}^3/\text{s}$.

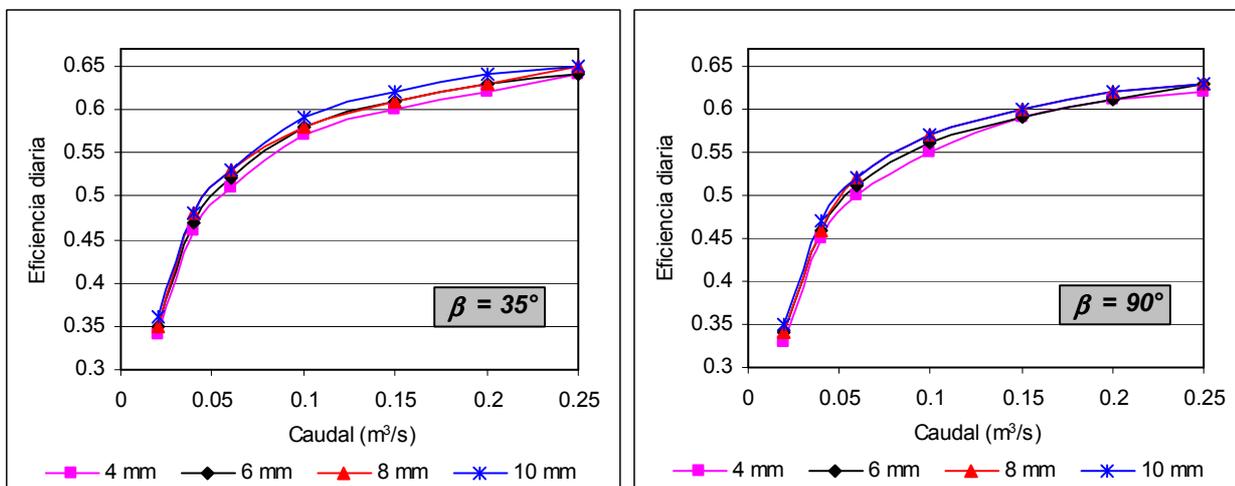


Figura 6: Dependencia de la eficiencia diaria en la configuración (a) con el caudal y el espesor del policarbonato alveolar

La dependencia de la eficiencia diaria de esta configuración es similar a la de la configuración (a), aumentando con el incremento del caudal y del espesor del policarbonato. No se aprecian diferencias como para asegurar categóricamente que una configuración sea más eficiente que la otra bajo las condiciones meteorológicas ensayadas. Sin embargo se observa que para pendiente vertical, la configuración (b) es un 2 % más eficiente que la (a).

En la figura 7 se grafica la dependencia del coeficiente U_L con el caudal de aire y el espesor del policarbonato alveolar donde se observa que, para esta configuración, sus valores son cuasi-constantes y no superan los $5,5 \text{ W/m}^2\text{C}$, siendo muy inferiores a los registrados en la configuración (a). Esto se debe a que la cámara estanca existente entre la placa colectora y la cubierta disminuye la pérdida de calor a través de ella. Cuanto mayor es el flujo de aire, menor es la temperatura media de placa y con ello el valor de U_b , razón por la cual el coeficiente U_L no crece significativamente sino que tiende a disminuir.

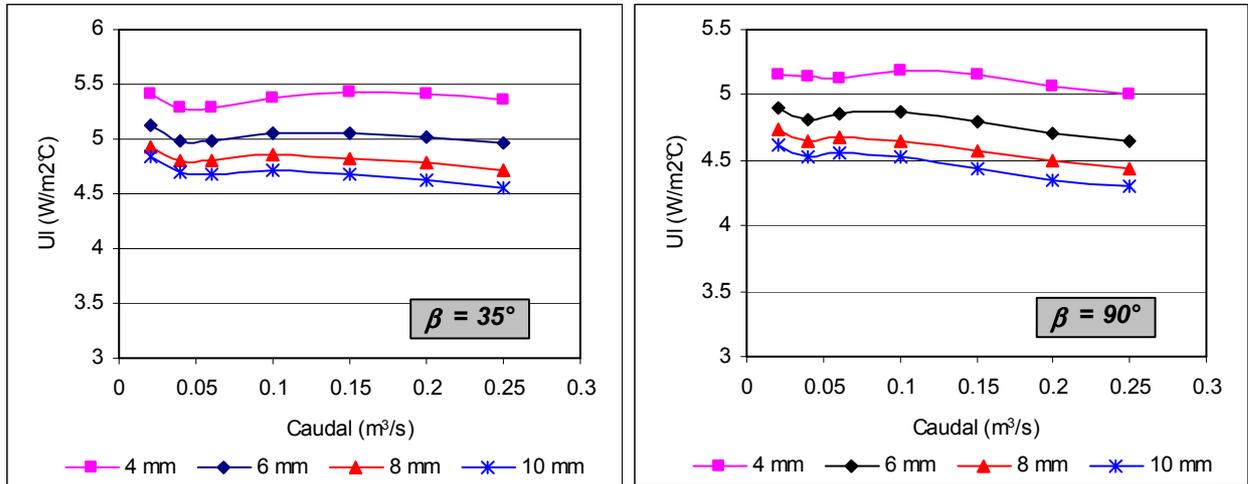


Figura 7: Dependencia del coeficiente global de pérdida con el caudal y el espesor del policarbonato alveolar

Como ya se observara en la configuración (a), el coeficiente global de pérdida disminuye a medida que aumenta el espesor del policarbonato alveolar, siendo más pequeño el del colector vertical que el del inclinado para todos los espesores.

A fin de analizar la dependencia de la eficiencia diaria con el espesor de la cámara estanca entre placa y cubierta y con la altura del canal por donde circula el aire, se variaron sus valores entre 0,5 y 2,5 cm el primero y entre 1 y 5 cm la segunda, fijándose el flujo en $0,1 \text{ m}^3/\text{s}$ y el espesor del policarbonado alveolar en 6 mm. Los resultados se observan en la figura 8.

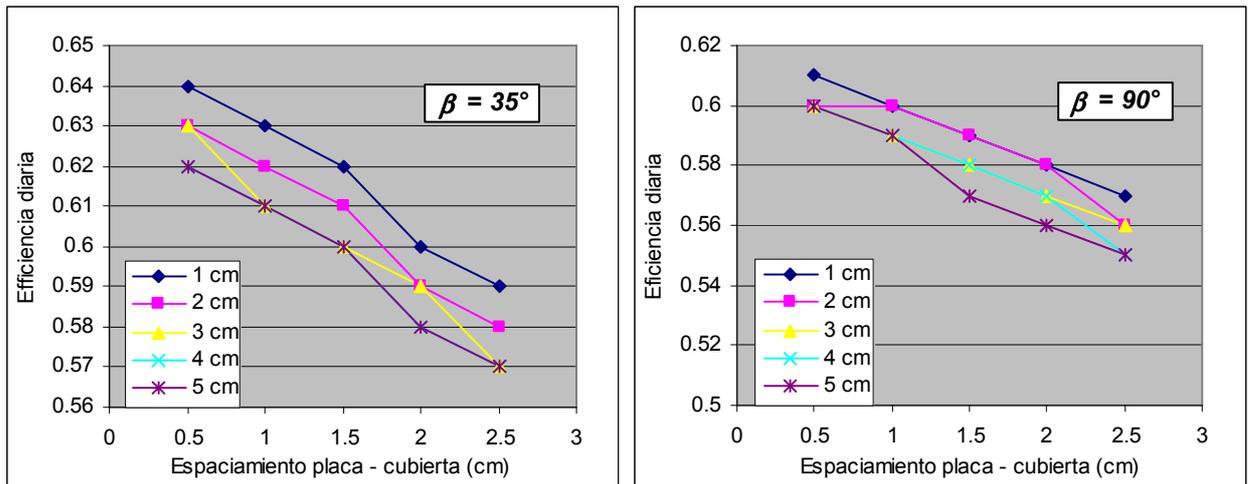


Figura 8: Dependencia de la eficiencia diaria con la distancia placa-cubierta, parametrizada con la altura del canal de flujo

Según se observa en la figura, a flujo constante, la eficiencia diaria disminuye al aumentar el espaciamiento placa-cubierta y aún más al aumentar la altura del canal de flujo. Resulta entonces conveniente, a fin de obtener las mayores eficiencias diarias, que el espaciamiento placa-cubierta sea del orden de 1 cm y que el canal de flujo tenga una altura no superior a los 2 cm.

Finalmente, las ecuaciones que relacionan el factor F_C con el F_A y el X_C para esta configuración son:

$$F_C(\beta = 35^\circ) = (0,0225 X_C + 0,6232) F_A + (0,0315 X_C + 0,4164) \quad (17)$$

$$F_C(\beta = 90^\circ) = (0,0215 X_C + 0,6690) F_A + (0,0506 X_C + 0,3514) \quad (18)$$

Estas ecuaciones conducen a valores de F_C considerablemente menores a los obtenidos para la configuración (a) pero se omiten sus gráficas por razones de espacio.

CONCLUSIONES

En este trabajo se realizó un estudio paramétrico de la dependencia de la eficiencia diaria de dos configuraciones de colectores solares calentadores de aire con el caudal de aire circulante, el espesor del policarbonato alveolar, la altura del canal de flujo y el área de colección, para dos inclinaciones de interés en aplicaciones de acondicionamiento térmico de edificios. Bajo las condiciones meteorológicas ensayadas ambas configuraciones presentaron eficiencias diarias similares, con un 2% superior para la configuración (b) sólo para pendiente de 90°. La dependencia de la eficiencia diaria con la pendiente es tal que su valor es un 3% superior para el colector inclinado a la latitud + 10° que para el vertical durante la época invernal.

Los coeficientes globales de pérdida de calor evidenciaron respuestas muy diferentes en ambas configuraciones al aumentar el caudal circulante, siendo más altos para la configuración (a) debido a la forma particular en que circula el aire en su interior. En ambos casos, al aumentar el espesor del policarbonato alveolar, los coeficientes U_L disminuyen pero las eficiencias diarias no experimentan grandes diferencias con este parámetro, siendo el costo del material el que decida su elección. Un valor apropiado para este parámetro de acuerdo a la relación costo-beneficio y resistencia mecánica al impacto sería de 6 mm.

En ambas configuraciones, al aumentar la altura del canal de flujo sin variar el caudal circulante, las eficiencias diarias disminuyen al disminuir la velocidad del aire dentro del colector, lo cual se traduce en un aumento de la temperatura media de placa que potencia la pérdida de calor hacia el exterior, resultando un valor apropiado para este parámetro 2 cm.

En la configuración (b), la eficiencia diaria del colector disminuye también al aumentar el espaciamiento placa-cubierta, resultando un valor conveniente para este parámetro 1 cm.

En ambas configuraciones, para mantener valores de eficiencia equivalentes a un valor óptimo al aumentar el área de colección y/o la altura del canal de flujo es necesario aumentar el caudal circulante en un factor F_C que depende del factor de incremento del área F_A y del nuevo espesor del canal de flujo X_C . Las simulaciones realizadas permitieron obtener, por regresión multivariada las correlaciones que permiten estimar los valores de F_C para ambas configuraciones. Los resultados indican que este valor es considerablemente mayor para la configuración (a) que para la (b) en todo el rango estudiado:

$$[1 \leq F_A \leq 10] \text{ y } [1 \leq X_C \leq 5 \text{ cm}].$$

El presente trabajo aportó importante información para el diseño de los colectores calentadores de aire a desarrollar en el proyecto de investigación en el cual se enmarca y contribuye a despejar algunas dudas sobre la influencia que tiene cada parámetro de diseño sobre la eficiencia global diaria de las dos configuraciones más empleadas en la construcción de colectores solares calentadores de aire. Se espera que su aporte sea provechoso para aquellas personas interesadas en el desarrollo de prototipos eficientes y rápidamente transferibles o comercializables.

REFERENCIAS

- Aubinet M. (1994). Longwave sky radiation parametrizations. *Solar Energy*, Vol 53 N° 2, pp.147-154
- Duffie, J. A. & Beckman, W. A. (2006). *Solar Engineering of Thermal Processes*, 3ª edición. John Wiley & Sons, Inc., New Jersey.
- Gunnewiek, L. H., Brundrett, E. and Hollands, K. G. T. (1996). Flow distribution in unglazed transpired plate solar air heaters of large area. *Solar Energy* Vol. 58, No. 4-6, pp. 221-237.
- Hernández A., (2003), “*Geosol: Una Herramienta Computacional Para el Cálculo de Coordenadas Solares y la Estimación de Irradiación Solar Horaria*”, AVERMA, Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente, Vol. 7 – N° 2, Sección 11, pág. 19 – 24. ISSN: 0329-5184, Argentina.
- Incropera F. Y DeWitt D. (1990). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 3rd edition. John Wiley & Sons, New York.
- Kutscher, C. F., Christensen, C. B. and Barker, G. M. (1993). Unglazed transpired solar collector: heat loss theory. *Trans ASME J. Solar Energy Eng.*, 115, pp. 182.
- Kutscher, C. F. (1994). Heat exchange effectiveness and pressure drop for air flow through perforated plates with and without crosswind. *Trans ASME J. Solar Energy Eng.*, 116, pp. 391.
- Summers, D. N. (1995). *Thermal simulation and economic Assessment of unglazed transpired collectors systems*. M. S. Thesis in Mechanical Engineering, University of Wisconsin-Madison.

ABSTRACT

In this work, the comparative study of the thermal performance of two configurations of air heating solar collectors according to the thickness of the polycarbonate used for the cover, the air mass flow rate, the thickness of the flow channel and the solar collector area for two slopes of interest in applications of spaces heating is presented. The obtained results allow to clear some doubts on the influence that each parameter of design has on the daily global efficiency and its contribution can be beneficial for the development of efficient and quickly transferable or marketable prototypes.

Keywords: solar collector, air heating, computational simulation.