

## OPTIMIZACIÓN DEL ÁREA DE COLECCIÓN Y DEL FLUJO DE AIRE DE UN COLECTOR SOLAR DE AIRE DE DOBLE FLUJO MEDIANTE SIMULACION CON SIMUSOL.

**Silvina Mariana González<sup>1</sup>, Silvana Flores Larsen<sup>2</sup>, Alejandro Hernández<sup>3</sup>**

Universidad Nacional de Salta (UNSa),  
 Instituto de Investigación en Energías No Convencionales (INENCO), UNSa – CONICET  
 Avda. Bolivia 5150. CP 4400. Salta. Argentina  
 Fax: 0387 - 4255489 – Tel: 0387 - 4255424  
 E-mail: <sup>1</sup> ing.silvina.gonzalez@gmail.com.  
<sup>2</sup> silvanafloreslarsen@gmail.com  
<sup>3</sup> alejoher65@gmail.com

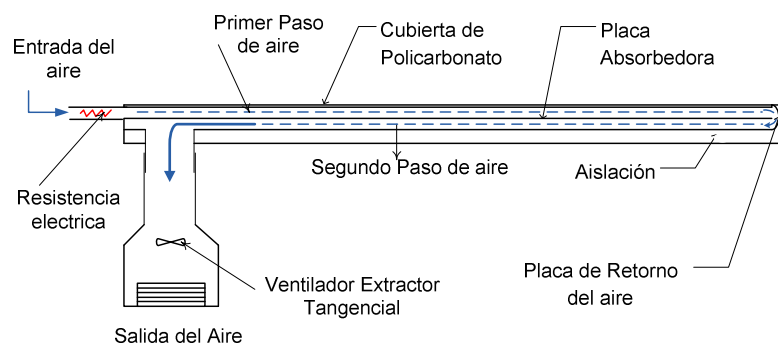
*Recibido 12/08/13, Aceptado 23/09/13*

**RESUMEN:** En el presente artículo se aborda la optimización del flujo de aire y del área de colección de un colector solar de doble flujo en contracorriente previamente estudiado, teniendo en cuenta no sólo los aspectos térmicos de maximización de la eficiencia sino también aspectos económicos y de funcionamiento. El estudio se realiza para condiciones climáticas correspondientes al período invernal de la Ciudad de Salta, en base a un modelo térmico obtenido previamente mediante el software SIMUSOL y validado con datos experimentales. Los resultados obtenidos indican que es térmica y económicamente conveniente trabajar con una longitud de colección de 2.4 metros y una velocidad del aire de 4m/s, lo cual resulta en una eficiencia global del 80% y una temperatura de salida del aire de alrededor de 40°C, la cual se considera aceptable para su utilización en calefacción de ambientes interiores residenciales de la Ciudad de Salta.

**Palabras clave:** Colector solar, doble flujo, simulación, velocidad de aire, flujo óptimo, longitud óptima.

### INTRODUCCIÓN

La utilización de colectores solares para calefacción de ambientes interiores es una alternativa viable para disminuir el consumo de energía convencional de los edificios. En trabajos previos se avanzó en el estudio de un colector solar de doble flujo en contracorriente. Dicho colector cuenta con un área de colección útil de 2m<sup>2</sup> (0.83m de ancho x 2.40m de largo). El aire proveniente del ambiente exterior ingresa por la boca de entrada ubicada en el lateral superior del colector recorriendo su primer paso entre la cubierta de policarbonato alveolar (6mm) y la placa absorbadora, y retorna en su segundo paso por debajo de la placa absorbadora (Figura 1). El colector se encuentra aislado térmicamente en los laterales y parte baja con lana de vidrio de 5cm de espesor, como así también el circuito de salida por donde circula el aire hasta llegar al ventilador. Toda la estructura del colector, la placa absorbadora, la boca de extensión, la caja del ventilador, están contruidos con el mismo material de chapa galvanizada plana calibre 27. La placa absorbadora se encuentra cubierta con esmalte negro resistente a las altas temperaturas.



*Figura 1: Esquema del colector solar de aire de doble flujo en contracorriente.*

Este colector fue estudiado y caracterizado en trabajos previos (Gonzalez *et al.*, 2011, 2012, 2013), cuyos principales resultados se describen brevemente en el apartado siguiente. En el presente artículo se aborda un nuevo aspecto: la optimización del flujo de aire en el colector y del área de colección, realizada teniendo en cuenta no sólo los aspectos térmicos de maximización de la eficiencia sino también incluyendo aspectos económicos y de funcionamiento. El estudio se realizó para condiciones climáticas correspondientes al período invernal de la Ciudad de Salta.

<sup>1</sup> Tesista de Maestría en Energías Renovables – U.N.Sa.

<sup>2</sup> Investigador Adjunto de CONICET, Directora de Tesis

<sup>3</sup> Director de Doctorado en Ciencias

## BREVE DESCRIPCION DE RESULTADOS PREVIOS OBTENIDOS

En el artículo de González et al. (2011) se presentan las características constructivas de diseño, comportamiento térmico y estudio experimental, en base a un ensayo realizado los días 15 y 30 de Junio del 2011 en el campus del INENCO. Se utilizó un ventilador axial con un motor monofásico de 220V, 37W y 2750 rev/min que funciona como extractor. Para una inclinación de 40° al Norte y un caudal de 0.014 m<sup>3</sup>/s se obtuvieron saltos térmicos entre 30°C y 35°C, alcanzando temperaturas de salida de 65°C. El paso siguiente consistió en determinar experimentalmente la eficiencia de un colector en un rango apreciable de temperatura de entrada, para lo cual se requirió variar la temperatura a la que ingresa el aire. En este nuevo estudio se agregó una extensión de la boca de entrada de aire y se colocaron resistencias eléctricas de 500W y un variador de tensión. Esta adaptación permitió además encauzar el aire que ingresa al colector impidiendo el efecto de la turbulencia del viento exterior. En estos ensayos se utilizó un ventilador tangencial extractor de 24cm de longitud, 37 W de potencia y 2750 rev/min, y genera un flujo másico de aire de 0.016 m<sup>3</sup>/s correspondiente a una velocidad media de 0.83m/s. El diseño tangencial de este tipo de ventilador libera el aire caliente por una sección rectangular de 4cm de alto por 24cm de ancho, permitiendo una mejor distribución del aire en el local que se desea calefaccionar (Figura 2). Las medidas, realizadas en el período del 21 al 24 de junio del 2012 y que se reproducen en la Figura 2, permitieron caracterizar la eficiencia de este colector en función de  $(T_e - T_a)/G_T$  mediante una recta, con un coeficiente  $R^2=0.90$  y un valor máximo de 0.5. Estos resultados se encuentran descriptos en detalle en el artículo de González *et al.* (2013).

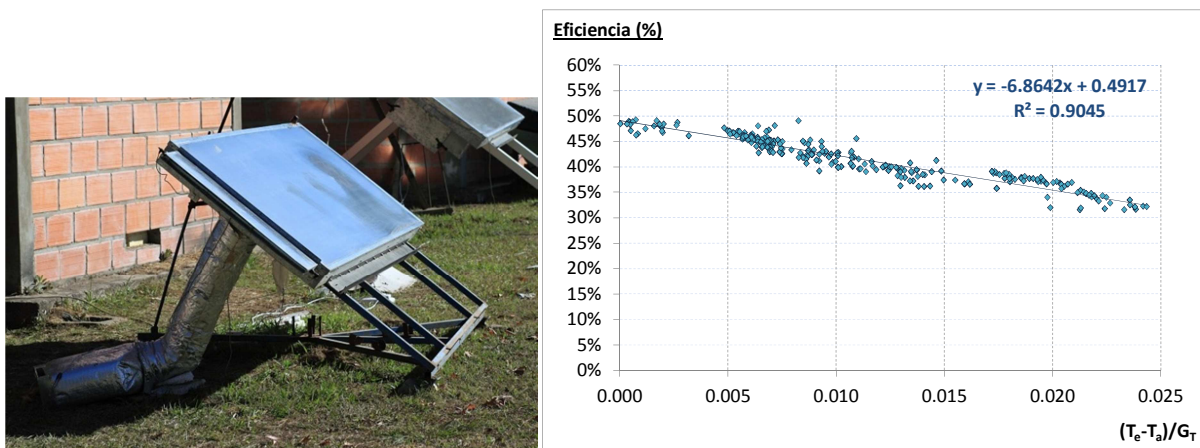


Figura 2: Foto del colector solar de aire de doble flujo en contracorriente ensayado (izquierda) y resultados experimentales (derecha) obtenidos durante el ensayo en Junio del 2012.

Paralelamente a este estudio experimental, se realizó un modelo térmico del colector utilizando el programa SIMUSOL. Más detalles de dicho modelo y los resultados obtenidos puede consultarse en González et al. (2012). En este trabajo, el modelo teórico obtenido fue validado con datos experimentales, encontrándose que se puede predecir la temperatura de salida del aire en forma teórica con un error promedio de 1°C. También surgió otra importante conclusión de este estudio, referida al salto térmico que ocurre en los dos pasos de aire del colector: se encontró que el 83% del salto térmico entre la entrada y la salida ocurre en el primer paso, siendo sólo de un 17% el aporte del segundo paso. Esto indicaría que una reducción del largo del colector podría resultar una alternativa interesante desde el punto de vista económico, puesto que se podría disminuir el área de colección (y la cantidad de materiales utilizados) sin afectar significativamente la eficiencia. Esta suposición debe ser estudiada mediante simulación computacional, utilizando el modelo que se desarrolló en el artículo mencionado. La descripción detallada de este modelo no se repite aquí, por lo que el lector interesado puede consultarla en González *et al.* (2012).

## INFLUENCIA DEL FLUJO DE AIRE EN LA EFICIENCIA DEL COLECTOR

En primer lugar, se realizó la variación del flujo de aire en el modelo de SIMUSOL, para lo cual se mantuvieron fijos todos los parámetros constructivos y de materiales del colector y se utilizaron como datos meteorológicos los valores promedio de invierno para Salta, en un día despejado y considerando que la temperatura de entrada del aire es igual a la temperatura ambiente exterior. Las condiciones de trabajo simuladas son las siguientes:

- Irradiancia solar incidente sobre el plano del colector = 1080W/m<sup>2</sup>
- temperatura ambiente = 17.5°C
- temperatura de entrada del aire al colector = 17.5°C
- Área de colección 0.83m de ancho x 2.4m de largo = 2m<sup>2</sup>

Debido a que la velocidad de aire está directamente relacionada con el coeficiente convectivo de transferencia de calor entre la placa absorbadora y el nodo aire, este coeficiente fue recalculado de acuerdo al tipo de flujo que surge con cada valor de velocidad (flujo laminar,  $Re < 3000$ , o turbulento  $Re > 3000$ ), utilizando las siguientes expresiones (Duffie and Beckman):

$$Nu_{laminar} = 4.9 + \frac{0.0606 (Re Pr D_h/L)^{1.2}}{1+0.0909 (Re Pr D_h/L)^{0.7} Pr^{0.17}} \quad (1)$$

$$Nu_{turbulento} = 0.0158 Re^{0.8} \quad (2)$$

El caudal o flujo másico del aire está relacionado con la velocidad del aire de entrada del colector según la siguiente expresión (Duffie and Beckman):

$$\dot{m}_e = v_e \rho_e A_e \quad (3)$$

Donde  $\dot{m}_e$  es el flujo másico del aire en Kg/s,  $v_e$  la velocidad del aire que ingresa al colector,  $\rho_e$  es la densidad del aire a la temperatura de entrada y  $A_e$  es el área de la sección de entrada del aire en el colector. Originalmente el colector se encuentra trabajando con flujo másico medio de 0.020 Kg/s correspondiente a una velocidad media de del aire entrante de 0.83m/s. En las simulaciones realizadas, se varió la velocidad de entrada de aire en un rango amplio para obtener un mayor panorama del comportamiento del colector. El rango de variación de la velocidad de entrada del aire estuvo comprendido entre un valor mínimo de 0.6m/s (0.015 kg/s) y un valor máximo de 10m/s (0.260 kg/s).

Los resultados obtenidos se muestran en la Figura 5, que muestra la eficiencia térmica del colector y la eficiencia global del sistema (que tiene en cuenta la energía que consume el ventilador y la temperatura del aire a la salida del colector) en función del flujo másico del aire de entrada.

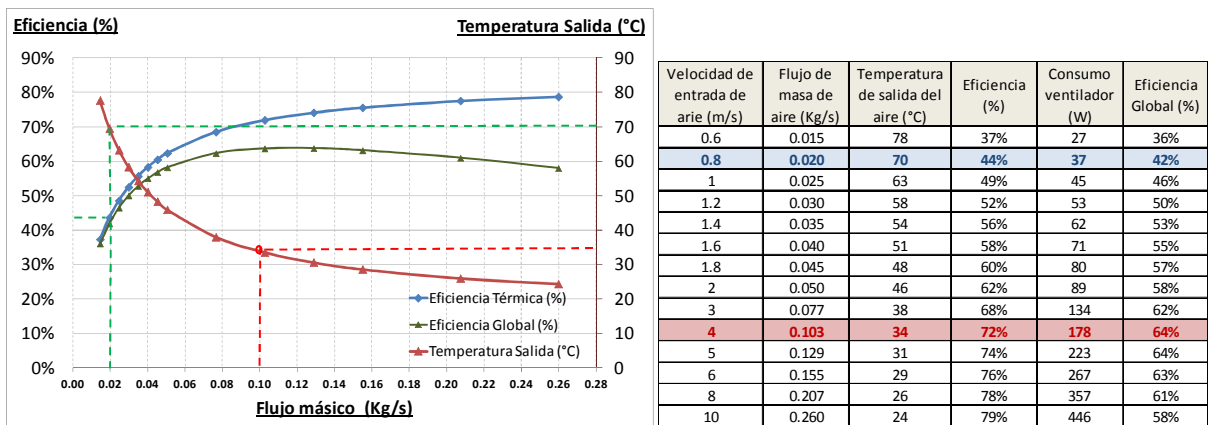


Figura 3: Comportamiento de la eficiencia térmica, global y temperatura de salida del aire en función del flujo másico de aire (izquierda), y tabla de resumen de datos de la gráfica cuando se varía el flujo de aire desde 0.015Kg/s a 0.26Kg/s (derecha).

La eficiencia térmica del colector se obtiene de la siguiente forma (Duffie and Beckman):

$$\eta_t = \frac{\dot{m} C_p (T_o - T_e)}{A_c G_T} \quad (4)$$

Dónde  $\dot{m}$  es el flujo de masa promedio del aire que circula en el colector (Kg/s),  $C_p$  es poder calorífico del aire a la temperatura media entre la entrada y salida (J/Kg °C),  $T_o$  es la temperatura de salida del aire del colector (°C),  $T_e$  la temperatura de entrada del aire del colector (°C),  $A_c$  es el área útil del colector (m<sup>2</sup>) y  $G_T$  la irradiancia solar sobre el plano del colector (W/m<sup>2</sup>).

En la práctica si uno desea trabajar con un mayor flujo másico de aire en el colector, requerirá de un ventilador extractor de mayores dimensiones, mayor potencia y por ende mayor consumo eléctrico. Este hecho hace que el continuo crecimiento de la eficiencia térmica del colector no sea lo más adecuado para representar la realidad, ya que un mayor consumo reduce la eficiencia global del colector en su conjunto. Por ello se definió la “eficiencia global” del colector que tiene en cuenta el consumo del ventilador en la eficiencia térmica mediante la siguiente expresión:

$$\eta_g = \frac{[\dot{m} C_p (T_o - T_e)] - Q_v}{A_c G_T} \quad (5)$$

Donde  $\eta_g$  es la eficiencia global del colector y  $Q$ , es el consumo eléctrico del ventilador, para lo cual se considera que la eficiencia del ventilador es muy alta, como ocurre en la realidad.

En la figura 3 se puede ver que al aumentar el flujo de aire de entrada aumenta la eficiencia térmica del colector, como es de esperar debido a que se reducen las pérdidas debido a la disminución de la temperatura del aire que circula por el colector. A diferencia de la eficiencia térmica del colector que tiene un crecimiento continuo con tendencia a 1, la eficiencia global tiene un máximo y luego comienza a caer a media que se incrementa el flujo de masa del aire entrante. El máximo de la eficiencia global es de 65% y correspondiente a un flujo másico de aire aproximado de 0.10 kg/s que equivale a una velocidad del aire de 4m/s y corresponde a una temperatura de salida del aire de 35°C, generando un salto térmico de 17.5°C. Si se trabaja con flujos mayores a 0.10 kg/s comienza a bajar tanto la eficiencia global del colector como la temperatura del aire a la salida, por lo que no se recomienda trabajar con flujos mayores a éste o velocidades mayores a 4m/s.

Para encontrar el flujo de masa de aire más adecuado se tuvo en cuenta lo siguiente:

- Para aumentar la eficiencia, la velocidad del aire sugerida vs debe ser mayor a la velocidad actual de 0.83m/s (vs>0.83m/s).
- La velocidad del aire no debe ser superior a los 4m/s (punto de máxima eficiencia global) ya que a mayores velocidades de aire cae la eficiencia global (vs<4m/s).
- La temperatura del aire a la salida del colector para un día de invierno al mediodía solar, con temperatura exterior de 17.5°C no debe ser menor a 35°C. Esto impone un límite a la velocidad de aire: para este colector vs no debe ser superior a los 4m/s, (vs<4m/s).
- La velocidad del aire debe cumplir con la requerida según el manual de “Normas y Especificaciones para Estudios, Proyectos, Construcción e Instalación de Servicio de Aire Acondicionado” INIFED - Instituto Nacional de la Infraestructura Física Educativa, (Tabla 1).

Aclaración del punto “d”: El Instituto Nacional de la Infraestructura Física Educativa (INIFED), a través del manual mencionado recientemente, asegura que “la velocidad del aire crea insatisfacción dependiendo de la diferencia de temperatura entre el aire y el cuerpo humano, y la actividad desarrollada dentro del local”, y recomienda velocidades medias y máximas para los sistemas de aire acondicionado. No recomiendan que la velocidad del aire sea mayor a los 10m/s, (vs<10m/s). En la Tabla 1 se puede ver que las recomendaciones están orientadas a grandes sistemas de aire acondicionado, en los que se tienen diversos componentes para la instalación y donde la mayor velocidad del aire se encuentra en la zona de descarga ubicada en el centro del sistema debido al uso de ventilador impulsor. En el caso de estudio el punto de referencia es la entrada del aire al colector y además el ventilador es del tipo extractor (no impulsor) y se encuentra ubicado al final del recorrido del aire, siendo mayor la velocidad del aire en la zona de entrada del aire al colector y menor en la descarga del ventilador. Como el sistema de acondicionamiento de aire utilizando el colector solar es mucho más simple y la caída de presión es pequeña, se toma como referencia de tabla 1 la velocidad recomendada para los ductos principales o secundarios, establecida en un valor recomendado de 3.05m/s y un máximo de 5.1m/s (3.05m/s<vs<5.1m/s).

CONCEPTO	RESIDENCIAS		LOCALES PÚBLICOS		INSTALACIONES INDUSTRIALES	
	m/s	ppm	m/s	ppm	m/s	ppm
Tomas de aire exterior	3.50	700	4.00	800	5.10	1000
	4.00	800	4.50	900	6.10	1200
Filtros	1.25	250	1.55	300	1.80	350
	1.55	300	1.80	350	1.80	350
Serpentines	2.30	450	2.50	500	3.05	600
	2.50	500	3.05	600	3.50	700
Lavadoras de aire	2.50	500	2.50	500	2.50	500
	3.50	700	4.00	800	5.10	1000
Succión de ventilador	4.50	900	5.10	1000	7.10	1400
	5.10	1000	6.60	1300	8.15	1600
Descarga de ventilador	8.65	1700	11.20	2200	14.20	2800
	3.50	700	5.10	1000	6.10	1200
Ductos principales	5.10	1000	8.15	1600	11.20	2200
	3.05	600	3.05	600	4.00	800
Ductos secundarios	5.10	1000	6.60	1300	9.15	1800
	2.50	500	3.05	600	4.00	800
Derivaciones a difusores	4.00	800	6.10	1200	8.15	1600

Tabla 1: Velocidades recomendadas y máximas en sistemas de aire acondicionado según “Normas y Especificaciones para Estudios, Proyectos, Construcción e Instalación de Servicio de Aire Acondicionado” INIFED - Instituto Nacional de la Infraestructura Física Educativa (México).

Teniendo en cuenta todas estas consideraciones, se encuentra un punto de trabajo sugerido ubicado en la figura 3 en color rojo (temperatura de salida de 35°C, a la cual corresponde un flujo másico de 0.103 kg/s). En este punto, la velocidad de aire

es de 4m/s, para el cual la eficiencia global es de 64% y la eficiencia térmica del colector es de 72%. Una vez fijada la velocidad de aire, el siguiente paso es encontrar la longitud sugerida para el dimensionamiento óptimo del colector.

### VARIACION DE LA LONGITUD ÚTIL DE COLECCIÓN

El área de colección se hizo variar modificando la longitud útil del colector. Las simulaciones se realizaron bajo las mismas condiciones climáticas descriptas. Se estudiaron tres situaciones de velocidad de aire de entrada, a) para una velocidad de 0.83m/s (situación actual del colector), b) una velocidad de entrada de aire de 3m/s, para la cual la temperatura de salida del aire es del orden de 40°C, y c) una velocidad de 4m/s, la cual cumple con las restricciones de las normas de instalación y además corresponde al punto de máxima eficiencia global del punto anterior.

Para cada situación se varía la longitud útil del colector, que originalmente se encuentra en 2.4m. Se define un rango amplio de variación de la longitud (desde 1m a 4m de longitud). Al variar la longitud útil de colección varía la energía total que recibe el colector y con ello varía la eficiencia térmica del colector. La pérdida de carga es función lineal de la longitud del colector, pero en este caso se desprecian estos cambios debido a que la mayor caída de presión se genera como consecuencia del retorno del aire en el interior del colector, siendo prácticamente despreciable la variación de pérdida de carga en los tramos rectos.

Los resultados de la simulación se muestran en la figura 4, en la cual se puede ver el comportamiento de la eficiencia térmica y la temperatura de salida del aire del colector en función de la longitud útil de colección, para las tres situaciones definidas de velocidad del aire de entrada.

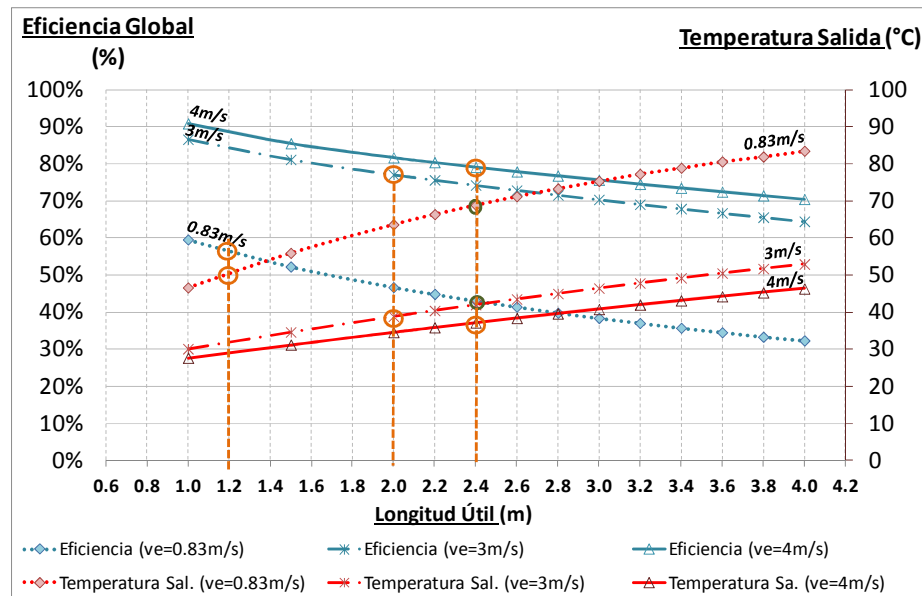


Figura 4: Comportamiento del colector cuando se varía la longitud útil de colección para tres valores de velocidad de aire de entrada (0.83m/s, 3m/s y 4m/s), para un día tipo de invierno al mediodía solar.

Longitud (m)	Área útil de colección (m <sup>2</sup> )	Velocidad aire de entrada 0.83m/s			Velocidad aire de entrada 3m/s			Velocidad aire de entrada 4m/s		
		Flujo másico del aire (Kg/s)	Temperatura de salida del aire (°C)	Eficiencia Global (%)	Flujo másico del aire (Kg/s)	Temperatura de salida del aire (°C)	Eficiencia Global (%)	Flujo másico del aire (Kg/s)	Temperatura de salida del aire (°C)	Eficiencia Global (%)
1.00	0.8	0.021	47	60%	0.078	30.12	87%	0.104	27.69	91%
1.50	1.2	0.021	56	52%	0.077	34.62	81%	0.103	31.22	86%
2.00	1.7	0.021	64	47%	0.077	38.85	77%	0.103	34.60	82%
2.20	1.8	0.020	66	45%	0.077	40.47	76%	0.103	35.90	80%
2.40	2.0	0.020	69	43%	0.076	42.04	74%	0.102	37.18	79%
2.60	2.2	0.020	71	41%	0.076	43.56	73%	0.102	38.42	78%
2.80	2.3	0.020	73	40%	0.076	45.04	72%	0.102	39.64	77%
3.00	2.5	0.020	75	38%	0.076	46.48	70%	0.102	40.84	76%
3.20	2.7	0.020	77	37%	0.076	47.87	69%	0.102	42.00	75%
3.40	2.8	0.020	79	36%	0.075	49.22	68%	0.101	43.14	74%
3.60	3.0	0.020	81	35%	0.075	50.52	67%	0.101	44.24	73%
3.80	3.2	0.020	82	33%	0.075	51.77	66%	0.101	45.32	71%
4.00	3.3	0.020	83	32%	0.075	52.99	64%	0.101	46.38	70%

Tabla 2: Resumen de datos del comportamiento del colector cuando se varía la longitud útil de colección para tres situaciones de velocidad de entrada de aire, para un día tipo de invierno al mediodía solar.

La figura 4 indica que la eficiencia global del colector baja al aumentar la longitud de colección y la temperatura del aire a la salida se incrementa casi linealmente con la longitud del colector, debido a que el aire tiene un mayor recorrido dentro del colector, particularmente en el primer paso. La eficiencia global disminuye con la longitud debido a que la energía incidente

sobre el plano del colector crece más rápido con la longitud del colector que la energía que entrega el colector. La energía que entrega el colector está limitada por la velocidad del aire en el interior y la temperatura del aire. A mayor longitud del colector mayor es la pérdida térmica del colector.

Cuando la velocidad del aire de entrada es baja, 0.83m/s, conviene reducir la longitud del colector a un valor de 1,2m para elevar la eficiencia global del colector de 43% a 60% y alcanzar una temperatura de salida del aire de aproximadamente 47°C, además dado que las placas de policarbonatos comercial traen un largo máximo de 2.4m, el cual es múltiplo de 1.2m para evitar desperdicio de materiales y costos.

Cuando se toma la velocidad del aire de entrada de 3m/s, conviene reducir muy poco la longitud del colector, a 2m se alcanza una eficiencia global aproximadamente de 77% (sin tener en cuenta el efecto de las pérdidas de carga) y una temperatura del aire a la salida del colector de 38.8°C, una situación bastante conveniente si no se tiene en cuenta las pérdidas de los materiales debido a los retazos por los cortes.

Para la situación sugerida donde la velocidad de entrada del aire es de 4m/s, máxima eficiencia global en el análisis de flujo de masa de aire, se tiene una eficiencia global muy alta según la bibliografía consultada hasta el momento. En esta situación es conveniente mantener la longitud de colección en 2.4m, dado que una menor longitud, si bien incrementa la eficiencia térmica del colector, hace que la temperatura del aire a la salida del colector baje radicalmente por debajo de los 37°C, alcanzando eficiencias superiores al 80%.

Finalmente y analizando todas las situaciones resulta térmica y económicamente conveniente trabajar con una longitud de colección de 2.4 metros y una velocidad del aire de entrada de 4m/s, optimizando de este modo el funcionamiento del colector.

## CONCLUSIONES

Se partió de un modelo previamente validado con datos experimentales para simular el comportamiento de un colector solar de aire de doble flujo en contracorriente mediante el empleo del software SIMUSOL. Se hicieron simulaciones variando el flujo de masa de aire de entrada del colector y la longitud útil de colección, teniendo en cuenta la eficiencia térmica y global del colector, la temperatura de salida del aire, su aplicación para uso residencial, y las "Normas y Especificaciones para Estudios, Proyectos, Construcción e Instalación de Servicio de Aire Acondicionado" del INIFED - Instituto Nacional de la Infraestructura Física Educativa.

Los resultados obtenidos indican que es térmica y económicamente conveniente trabajar con una longitud de colección de 2.4 metros y un flujo másico de aire de 0.1 kg/s (equivalente a una velocidad de 4 m/s), logrando así una eficiencia global del 80% y una temperatura de salida del aire de alrededor de 40°C, las cuales se consideran aceptables para su utilización en la calefacción de ambientes interiores residenciales en la Ciudad de Salta.

Se pretende, en un trabajo posterior, llevar a cabo un estudio experimental utilizando la longitud y el flujo de aire de entrada encontrado para reforzar el presente estudio.

## AGRADECIMIENTOS

Este trabajo fue parcialmente financiado por CIUNSa 1699 y PICTO 2009-0192.

## REFERENCIAS

- Alia D. et al. (2012). Simusol: Simulating thermal systems using Sceptre and Dia. Journal of free software and free knowledge. N°1.
- Duffie J. A. y Beckman W. A. (1991). Solar Engineering of Thermal Processes, 2ª edición, pp. 160-169. Wiley Interscience, New York.
- González S. M. et al. (2011). Estudio experimental de un colector solar calentador de aire de doble flujo: Resultados preliminares. ASADES
- González S. M. et al. (2012). Simulación del comportamiento térmico de un colector solar de aire de doble flujo mediante el software SIMUSOL. ASADES
- González S. M. et al. (2013). Thermal evaluation and modeling of a double-pass solar collector for air heating. ISES Solar Word Congress - International Solar Energy Society.
- INIFED – Instituto Internacional de la Infraestructura física educativa. (2011). Normas y especificaciones para estudios, proyectos, construcción e instalaciones de aire acondicionado. Vol. 5, To. 3. Pp. 13-15. México.

## ABSTRACT

This article deals with the optimization of the air flow and the collection area of a double-counter flow solar air heater previously studied. The optimization was carried out by considering thermal aspects related to maximizing its efficiency, and also economic and functioning issues, in order to find an acceptable cost-benefit relationship for this prototype. The study uses a thermal model developed previously by using SIMUSOL software that was validated with experimental data. The results for average winter meteorological conditions show that it is thermally and economically convenient to build a collector with 2.4m of longitude and an air velocity of 4m/s. For these values, a global efficiency of 80% and an outlet air temperature of around 40°C are obtained, which are considered acceptable for heating indoor environments.

**Keywords:** solar air heater, double-counter flow, simulation, optimum air flow, optimum collection length, collection area.