

DISEÑO, CONSTRUCCION Y ENSAYO DE COLECTOR SOLAR DE AIRE NO CONVENCIONAL DE FORMATO ELIPTICO

J. O. Almirón, D. O. Messi, M A. Lara¹
Laboratorio de Energías Alternativas (LEA-IFIR-FCEIA)
Facultad de Ciencias Agrarias (UNR)
Av. Pellegrini 250 - CP 2000 – Rosario – Argentina

Fax: 54 – 0341 - 4802655 - E mail: joalmiron@fro.utn.edu.ar; d_messi@hotmail.com; malara@fceia.unr.edu.ar

RESUMEN. Se ha diseñado y construido un colector solar de aire, que corresponde a un formato de colector elíptico, a los fines de analizar su comportamiento energético en cuanto al rendimiento térmico. Se censaron los datos experimentales para cuantificar eficiencias del dispositivo como intercambiador de calor. Estos resultados, fueron favorables a lo esperado antes de la construcción. La conclusión final, nos permite demostrar que este sistema no convencional, puede obtener los mismos resultados, que los colectores convencionales de aire en términos de operabilidad e intercambio térmico.

Palabras claves: energía solar, colector, transferencia de calor.

INTRODUCCIÓN

Los colectores solares de aire planos, actualmente se diseñan bajo geometrías rectangulares o cuadradas, por su fácil operatividad y resultados satisfactorios en referencia a rendimientos térmicos y condiciones estructurales como rigidez y estanqueidad; además los modelos matemáticos son bien definidos (Duffie & Beckman, 1980), y se ajustan a la realidad física con notable concordancia. Con la nueva geometría elíptica, se pretende conseguir que el modelo planteado, en cuanto a energía útil y eficiencia efectiva, se ajuste a la realidad con buena precisión.

La experimentación se realizó en la ciudad de Rosario-Provincia de Santa Fé. Los datos recolectados corresponden a mediciones de temperatura interna del colector, en los extremos y parte central del mismo, tanto por arriba como por debajo de la placa absorbadora; medición de Irradiancia del lugar, medición de velocidad de ingreso y salida del aire. La fecha de experimentación, corresponde a día soleado con fecha 14/07/2012, en el intervalo horario de 11 horas a 15 horas. La hora en cuestión es la hora local. Los ángulos de inclinación del dispositivo ensayados fueron 44° y 40°, respecto a la horizontal.

DESCRIPCION DEL PROTOTIPO

El sistema construido esta compuesto de un colector solar de forma elíptica, donde la elipse la forman una cubierta de policarbonato alveolar de 4 mm de espesor, y una placa de fibra de vidrio, ambas de 1.03 m de ancho x 5.8 m de largo. Existe una placa absorbadora en su interior compuesta de chapa galvanizada de 1.25 mm de espesor, de 1 m de ancho x 5.8 m de largo, y pintada de negro mate (Ibáñez Plana M. et al., 2005). Esta placa divide el compartimiento interior de circulación en dos partes; la superior y la inferior. La placa inferior de fibra de vidrio, en la parte superior, se encuentra aislada térmicamente con espuma de polietileno de 10 mm de espesor, para evitar pérdidas de calor al medio exterior.

La placa superior de policarbonato alveolar, esta curvada en toda su longitud, de modo que los alvéolos se encuentran curvados. La flecha máxima, entre esta última placa y la placa absorbadora, en toda su longitud, es de 14 cm. La placa inferior, también se encuentra curvada en toda su longitud, y con flecha máxima equivalente a 15 cm. Dada la dimensión estándar de la placa superior, fue necesario cortarla a medida en tramos, acoplándose estos entre sí, para mantener el ancho en 1.03 m, mediante cinta scotch. La placa inferior de fibra de vidrio tiene un peso de 800 gr/m². Los extremos de las uniones laterales de la chapa con las placas, se realizan con perfiles de aluminio, donde la parte interior de cada perfil, se aísla con una banda de goma, y los perfiles se agarran a la chapa a través de tornillos pasantes.

La orientación del sistema es hacia el Norte, estando ubicado horizontalmente de Este a Oeste. Con esta ubicación no se considera muy afectada las propiedades ópticas del colector, ya sea de mañana o tarde por el efecto de las nervaduras del policarbonato (Perelló D., 2008). Para garantizar turbulencia en el colector (Incropera & DeWitt, 1999), existen a cada metro de la chapa, deflectores tanto por arriba como por debajo, y que fueron construidos con flejes galvanizados y pintados de negro mate. La estructura soporte esta hecha con perfiles cuadrados de hierro de 50 mm x 30 mm, soldados en L y pintados de color negro.

En el extremo horizontal de los soportes existen bisagras de hierro, de color negro, soldadas en una cara, permitiendo el libre movimiento de la otra mitad. Las bisagras tienen 140 mm de longitud cada hoja.

¹ Investigador de CONICET

En el extremo vertical de los soportes, existen bisagras de hierro, que permiten regular el ángulo del colector, desplazando la bisagra mediante bulones atornillados al soporte. También existen estructuras de hierro en forma de U atornillada entre estas bisagras y el colector, con el fin de poder cumplir con el ángulo deseado.

Una vez armado el colector solar, se acoplaron las dos bocas elípticas en los extremos del mismo. Una de ellos para regular el caudal de aire de circulación (damper), la otra para ligar el colector con polietileno al ventilador. Esta unión se realizó con polietileno transparente de 200 micrones. La transparencia asegura que no interfiera la medición de temperatura en la entrada del colector. Este plástico está sellado lateralmente para darle hermetismo al recinto.

ENSAYO DEL COLECTOR

Para el ensayo del dispositivo, se colocaron termocuplas en la chapa absorbidora por arriba y por debajo, así como también en la parte central y los extremos de la misma, así se logra tener 6 puntos de medición de temperatura de la chapa. Se utilizó para ello un adquisidor de datos CR 23 X Micrologger, marca Campbell Scientific, Inc.

Para determinar la temperatura del aire, se colocaron 6 registradores electrónicos de temperatura, marca Novus, en la entrada, salida y parte central del colector, por arriba y por debajo de chapa absorbidora. Estos registradores se programaron para que comiencen a adquirir datos a través de su memoria, para ser posteriormente enviados a un ordenador y poder visualizar los mismos. La utilización del software LogChart-II, fue la herramienta utilizada para la configuración.

En total se utilizaron 6 termocuplas para censar temperaturas de materiales y 6 para censar temperaturas del aire interno. Simultáneamente se censaron mediciones de radiación in situ para la inclinación del colector. También se midieron temperatura externa del aire y humedad del mismo, mediante registrador electrónico marca Novus, que contiene dos canales de entrada para realizar las dos mediciones simultáneamente. El principio de funcionamiento es similar al registrador electrónico de temperatura. Las mediciones comienzan a partir de las 11 horas y finalizan a las 15 horas (hora local).

Para medir velocidades de flujo, se dispone de un anemómetro marca Wilh Lambrecht Göttingen, y así poder determinar luego la pérdida de carga entre la entrada y salida del colector (Ower & Pankhurst, 1977). Se conectó al ventilador, un transformador que permitió variar el voltaje de salida del mismo, para variar la velocidad de flujo de aire en el interior del colector. El ventilador que mantuvo estas velocidades estaba ubicado en la dirección Este y la salida de aire al Oeste.

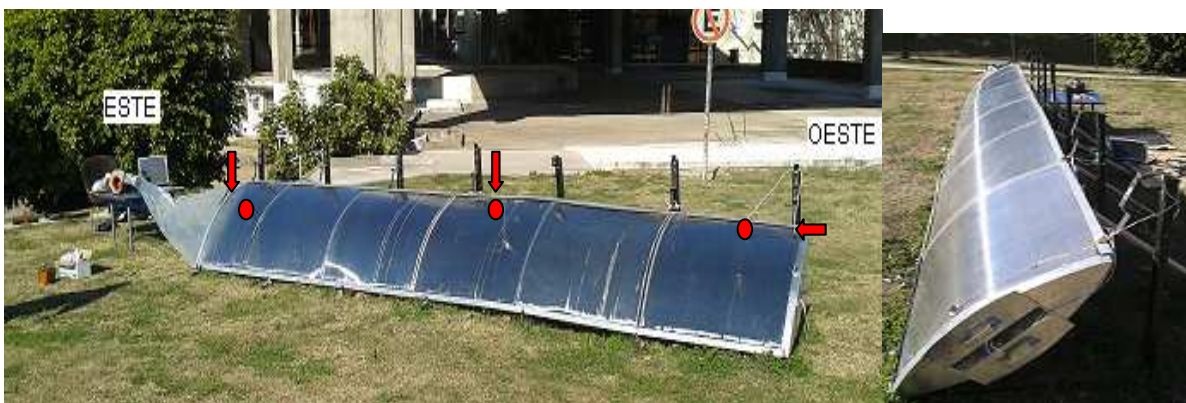


Figura 1: Fotos del prototipo experimental. La figura izquierda, las flechas rojas indican la ubicación de termocuplas, tanto por arriba como por debajo de la placa. Lo mismo sucede con los círculos rojos, indicando las posiciones de los registradores electrónicos. Figura izquierda vista desde el Oeste.

GRAFICOS Y MEDICIONES REALIZADAS

Es necesario aclarar que las mediciones realizadas se obtuvieron en día claro sin nubosidad.

En Tabla 1 se ubican las velocidades promedios utilizadas en la experiencia. En la figura 2, 3, 4 y 5, observándose las mediciones de temperaturas dentro del colector en grados centígrados para el fluido interno (aire) y la temperatura ambiente fuera del colector. Las curvas presentadas se catalogan como inferiores y superiores, respecto a la placa absorbidora. A los fines de visualizar temperaturas en el dispositivo, se muestran los valores de temperaturas medidas por las termocuplas en la placa absorbidora, según figura 8 y 9. La figura 8, son mediciones en la parte superior de esta placa. La figura 9 muestra las mediciones en la parte inferior de la misma.

Hora	Velocidad (m/seg.)	Voltaje de trabajo (V)	Inclinación (°)
11-12	2	225	40
12-13	1.25	150	40
13-14	1.35	225	44
14-15	1.25	150	44

Tabla 1: Resumen de velocidades según voltaje de trabajo del ventilador e inclinación del sistema a distinto horario

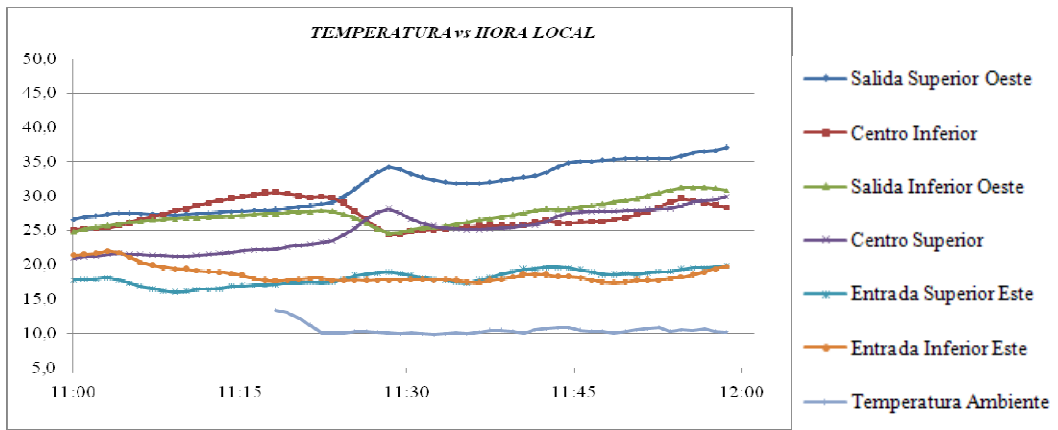


Figura 2: Temperatura de aire en colector en función de la hora para el intervalo horario de 11-12 horas

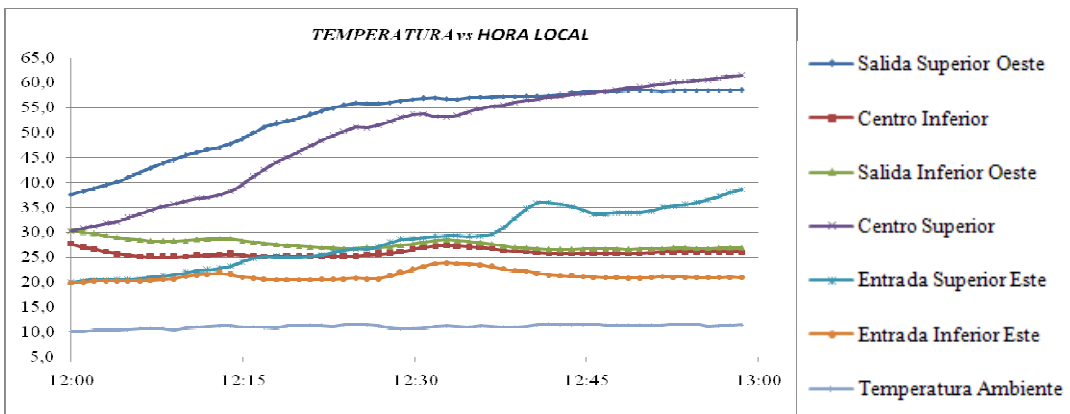


Figura 3: Temperatura de aire en colector en función de la hora para el intervalo horario de 12-13 horas

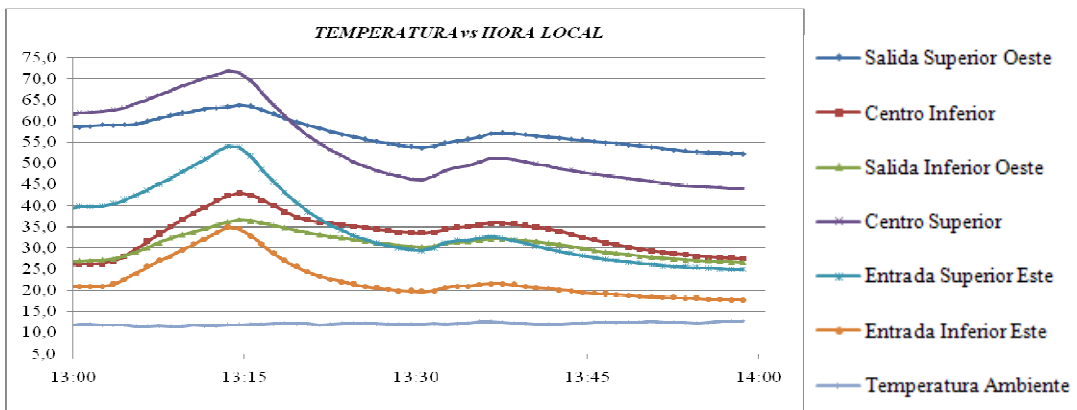


Figura 4: Temperatura de aire en colector en función de la hora para el intervalo horario de 13-14 horas

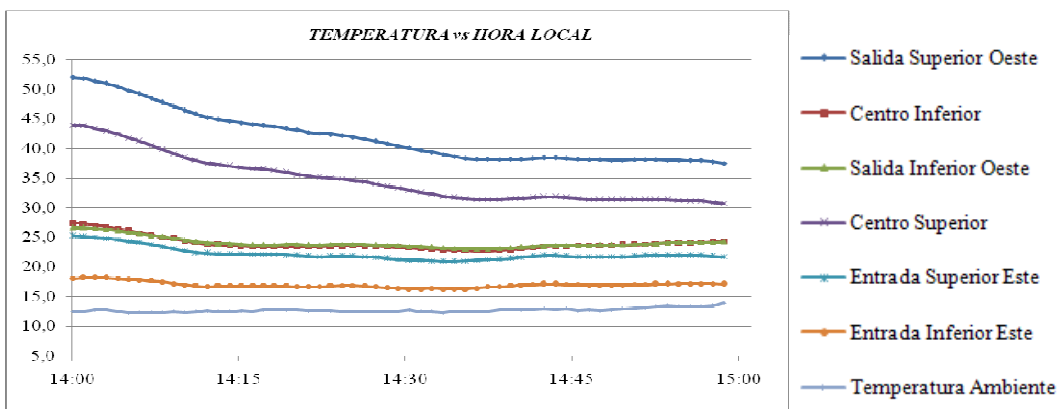


Figura 5: Temperatura de aire en colector en función de la hora para el intervalo horario de 14-15 horas

En la figura 6, se observa las mediciones de humedad relativa expresada en porcentaje, vemos que la misma no tiene demasiada variación para el intervalo horario de mediciones propuestas.

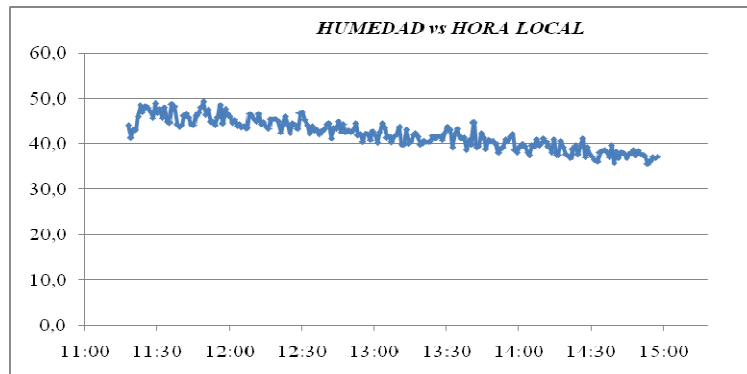


Figura 6: Medición de Humedad

En la figura 7, se observa la radiación global incidente sobre plano en función de la hora. La misma esta expresada en kW/m².

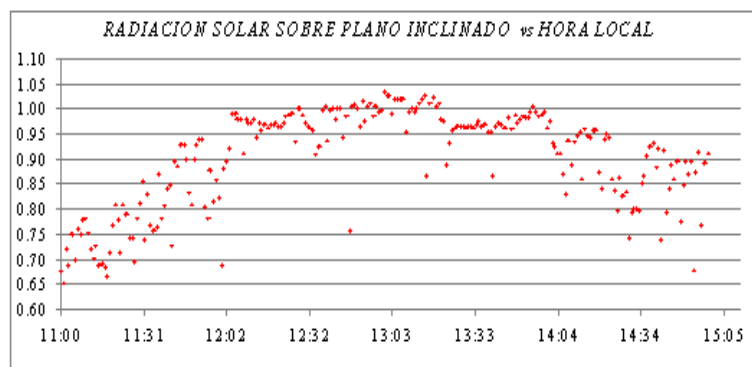


Figura 7: Medición de Radiación Solar sobre plano inclinado

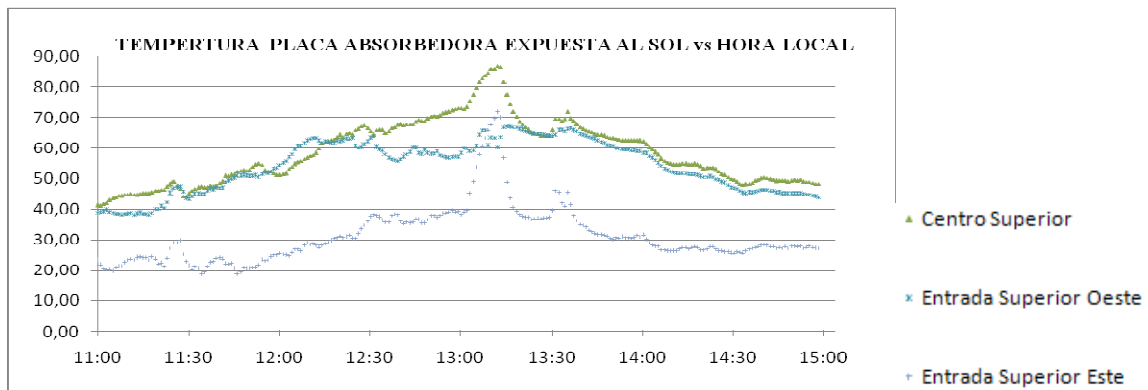


Figura 8: Medición de Temperatura sobre placa absorbadora expuesta al sol

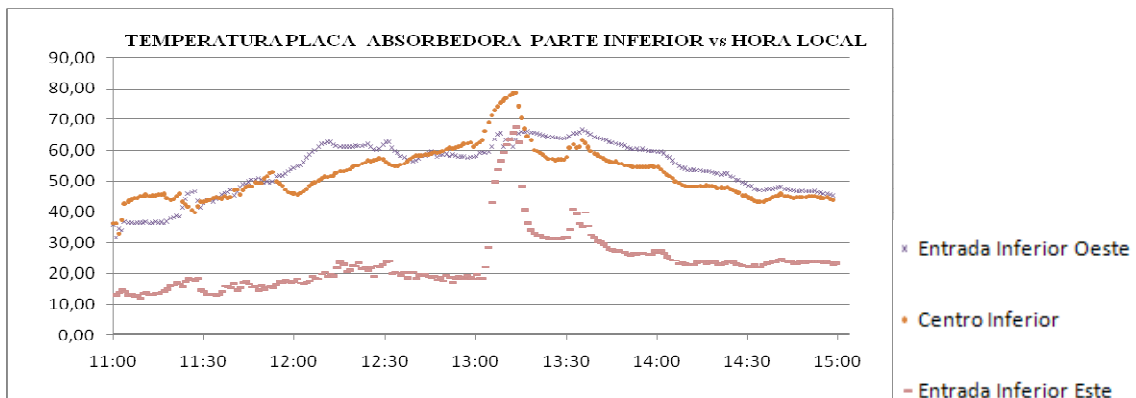


Figura 9: Medición de Temperatura sobre placa absorbadora expuesta a la sombra

EFICIENCIA DEL COLECTOR SOLAR

Los captadores se ensayan siguiendo el procedimiento estándar recomendado por Nacional Boreal of Standard, que consiste en hacer funcionar el colector bajo condiciones estables de radiación solar, velocidad de viento, caudal de fluido, temperatura del fluido a la entrada y salida, temperatura ambiente, durante un período de tiempo donde la energía útil no varíe sensiblemente (Felipe Blanch y López Martínez, 1999). De manera que la energía útil sin considerar el ventilador (Duffie & Beckman, 1980) es:

$$q_u = m * C_p * A_{ci} * (T_e - T_s) \quad (1)$$

$$m = \rho * v \quad (2)$$

$$A_{ci} = \pi * (r_1 * f_1) / 2, \quad A_{ci} = \pi * (r_1 * f_2) / 2 \quad (3)$$

Donde $r_1 = 0.45$ m, $f_1 = 0.14$ m, $f_2 = 0.15$ m

La eficiencia efectiva del colector (Bistoni S. et al., 2003) se realiza para cada sector, o sea, por arriba de la placa absorbadora y por debajo de esta última, luego se obtiene la eficiencia media entre los dos sectores calculándose como:

$$\eta = \frac{(q_u - P / 0.18)}{(I * A)} \quad (4)$$

Para calcular el calor específico (Anantharaman & Begun, 2005) de aire húmedo se utilizó la siguiente correlación:

$$C_p = 1.005 + 1.884 * H \quad (5)$$

Los valores de densidad (Santiago y González, 2001) se obtuvieron para la estación otoño, a partir de, presión atmosférica p , masa molar de aire seco M_a , factor de compresibilidad adimensional Z , constante molar de los gases R , temperatura ambiente de punto de rocío T , masa molar de vapor de agua en aire M_v , y fracción molar de vapor de agua x_v , así:

$$\rho = \frac{p * M_a * [1 - x_v * (1 - M_v/M_a)]}{Z * R * T} \quad (6)$$

La fracción molar de vapor de agua x_v , se calcula en función de la humedad relativa h , temperatura ambiente en el punto de rocío T , presión atmosférica p , y parámetros adimensionales.

$$x_v = \frac{h * (A * T^2 + B * T + C + D/T)}{100 * p} \quad (7)$$

α	β (Pa ⁻¹)	γ (°K ⁻²)	A (°K ⁻²)	B (°K ⁻¹)	C	D (°K)
1.0062	3.14 x10 ⁻⁸	5.6 x10 ⁻⁷	1.24 x10 ⁻⁵	-0.0191	33.93711047	-0.00634

Tabla 2: Valores de parámetros para cálculo de densidad de aire y fracción molar de agua en el mismo.

El factor de compresibilidad Z , se calcula en función de variables descriptas más arriba y parámetros dado en la tabla 3, prefijando una incertidumbre de 10 % en la humedad relativa, 0.1 hPa y 1°C.

$$Z = 1 - \frac{p}{T} * [a_0 + a_1 * t_a + a_2 * t_a^2 + (b_0 + b_1 * t_a) * x_v + (c_0 + c_1 * t_a) * x_v] + \frac{p^2}{T^2} * (d + E * x_v^2) \quad (8)$$

a_0 ($^{\circ}\text{K Pa}^{-1}$)	a_1 (Pa^{-1})	a_2 ($^{\circ}\text{K}^{-1}\text{Pa}^{-1}$)	b_0 ($^{\circ}\text{K Pa}^{-1}$)	b_1 (Pa^{-1})	c_0 ($^{\circ}\text{K Pa}^{-1}$)	c_1 (Pa^{-1})	D ($^{\circ}\text{K}^2\text{Pa}^{-2}$)	E ($^{\circ}\text{K}^2\text{Pa}^{-2}$)
1.58×10^{-6}	-2.93×10^{-8}	1.10×10^{-10}	5.70×10^{-6}	-2.05×10^{-8}	1.99×10^{-4}	-2.38×10^{-6}	1.83×10^{-11}	7.65×10^{-9}

Tabla 3: Valores de parámetros para cálculo del factor de compresibilidad.

Horario (hora)	Humedad Abs. (Kg. Agua/Kg. Aire)	T ($^{\circ}\text{C}$)	Humedad Rel. (%)	C_p (kJ/Kg $^{\circ}\text{C}$)	ρ (kg/m ³)	m (Kg./m ² seg.)
11-12	0.0023	4.5	46	1.009	1.242	2.48
12-13	0.0023	5	44	1.009	1.240	1.55
13-14	0.0023	7	41.2	1.009	1.235	1.67
14-15	0.0023	7	38.2	1.009	1.233	1.54

Tabla 4: Valores medios de parámetros para cálculo de densidad. La humedad absoluta sale a partir de cartas psicrométricas conociendo la humedad relativa y temperatura de bulbo seco.

Horario (hora)	T_e ($^{\circ}\text{C}$)	T_s ($^{\circ}\text{C}$)	I (Kw/m ²)	η
11-12	10.5	29.35	0.79	0.898
12-13	11.1	40.3	0.97	0.774
13-14	12.1	43.95	0.98	0.863
14-15	12.7	33.1	0.88	0.538

Tabla 5: Valores de temperatura promedio de entrada y temperatura promedio de salida entre los dos compartimentos, calor útil y rendimiento

Para el cálculo del área de transferencia se tiene 5.8 m de largo del absorbedor por 0.9 m de ancho. Se considera que el 10 % de esta placa no absorbe por sombra establecido por los perfiles de aluminio. Así, el área de la superficie captadora es de 5.22 m². Por otro lado el valor de P, significa la potencia de bombeo de aire dado por el ventilador, y surge de multiplicar el valor del voltaje del ventilador por la intensidad nominal equivalente a 0.9 A.

COSTO DEL COLECTOR

El costo total de dispositivo, equivale a \$ 3580 de manera estimada, y no considera el costo del ventilador ni los elementos de medición, y se encuentran discriminados en porcentajes del valor total (Espinoza R. et al., 2010) como se observa en la figura 9. La relación costo por unidad de área de transferencia ronda los \$ 686.

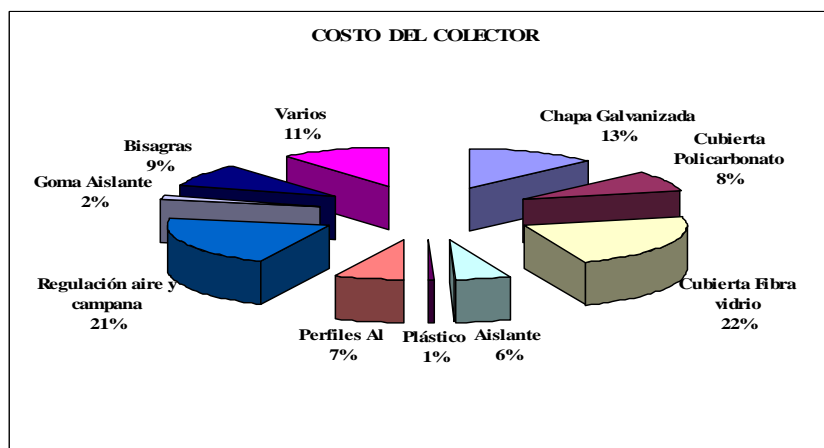


Figura 10: Costo del Colector Solar

ANÁLISIS DE RESULTADOS

En las observaciones gráficas se visualiza que en las primeras horas la temperatura ambiente ronda los 11 $^{\circ}\text{C}$, y para el período de 11-12 horas, y durante el primer tercio de hora, tanto en la entrada como centro del colector las temperaturas son mayores bajo la placa absorbedora en la entrada y zona media. Esto responde a que en esa zona superior quedo un agujero abierto en la entrada, para colocar el anemómetro y no fue sellado durante ese intervalo. En las siguientes horas se visualiza bien marcadas las diferencias de temperaturas entre la zona expuesta al sol y la expuesta a la sombra. La zona expuesta al sol contiene la porción de aire más caliente y el mayor salto térmico lo tenemos a la salida del colector. También, de acuerdo a las mediciones de temperatura en placa absorbedora según gráficos 8 y 9 se observa que estas presentan menores valores en la entrada que en centro y zona de salida, probablemente debido a la disipación de calor por el frente de aire frío ingresante.

Respecto a las eficiencias, se toman eficiencias en las dos zonas promediando los valores; las menores corresponden a aquellas cuyas velocidades de flujo son más pequeñas. Por otro lado la contribución del salto térmico y la Intensidad de radiación solar son las variables que tienen marcada sensibilidad, esta última afectada al ángulo de inclinación.

Dentro del lapso horario existen valores de radiación sobre plano inclinado altos para la fecha, dado que el sistema se encontraba cerca del valor de inclinación óptimo para esta zona y para la época del año.

CONCLUSIONES

Finalmente, los rendimientos del dispositivo son mayores al 50 %, considerando un consumo energético por parte del ventilador, sumado a esto su costo relativamente bajo; hace un dispositivo competitivo como intercambiador de calor de aire frente a otros modelos de colectores solares. Desde el punto de vista constructivo, la falta de medidas comerciales de placas de policarbonato, requiere cortarlas y acoplarlas según largo del dispositivo, con la posible pérdida de eficiencia en las uniones con el paso del tiempo. Para ello no es aconsejable construir este tipo de colectores en más de 2.1 m de largo.

NOMENCLATURA

0.18 Factor de conversión de energía mecánica en energía térmica en nuestro país,

r1 Mitad del ancho de la placa absorbidora menos 5 cm por efecto de la sombra de los perfiles laterales (m),

π Relación entre la longitud de una circunferencia y su diámetro, en geometría euclidiana.,

I Intensidad de Radiación sobre sup. Inclinada (Wh/m^2) *A* Área de superficie captadora (m^2).

Cp Calor Específico del Aire Húmedo (kJ/ kg °C), ρ Densidad del Aire Húmedo (Kg/m^3),

H Humedad Absoluta (%), *Te* Temperatura ambiente o de entrada al colector (°C),

Tp Temperatura aire de Salida de colector (°C), *v* Velocidad de aire interno (m/s),

T Temperatura ambiente de punto de rocío en (°K), *ta* Temperatura ambiente de punto rocío (°C),

p Presión atmosférica en (Pa) *Z* Factor de compresibilidad adimensional,

Ma Masa del aire seco 0.0289635 kg/mol, *Mv* Masa mola de vapor de agua (0.0180154),

R Constante molar de los gases (8.31451 J/Kmol), *h* Humedad relativa (%),

xv Fracción molar de vapor de agua, *M* Masa mola de vapor de agua (0.0180154),

P Potencia de bombeo del aire por el ventilador (kW). *I* Radiación Solar Incidente en superficie inclinada,

f1 flecha máxima del compartimiento superior (m), *f2* Flecha máxima del compartimiento inferior (m),

Aci Área de flujo del aire en el colector (m^2) *qu* Energía útil del colector (kW),

REFERENCIAS

- Duffie J., Beckman W. (1980). Solar Engineering of Thermal Processes, pp: 207, 257, 267, 288, 304, 297-299, John Wiley & Sons, E.E.U.U.
- Incropera F., DeWitt D. (1999). Fundamentos de Transferencia de Calor, 4 ° ed, pp. 420-421, 426, 490-491, 515, 289-290, Prentice Hall, México.
- Ibáñez Plana M., Rosell Polo J., Rosell Urrutia J.(2005). Tecnología Solar, pp 105-111, 116, Mundi-Prensa, España.
- Bistoni, S. y et al. (2003). Análisis Teórico de un Colector Solar de Aire, ASADES, Vol. 7, Argentina.
- Perelló Daniel A. (2008). Policarbonato versus vidrios en Colectores Solares, pp: 2-6, 9-11, 27-31 Universidad Nacional de Salta, Salta.
- Espinoza R. y et al. (2010). Secado Solar de Productos Agroalimentarios en Iberoamérica. pp: 122-131. Espinosa, Saravia. 1° ed. Salta.
- Felipe Blanch J. J., López Martínez J. A. (1999). Sistemas Solares Térmicos de Baja Temperatura, pp: 20. Universidad Politécnica de Cataluña, Barcelona.
- Santiago B., González G. (2001). Estimación de la Incertidumbre en la Determinación de la Densidad del Aire. Centro Nacional de Metrología, México.
- Anantharaman N., Begum S. (2005). Elements of Mass Transfer, Part I, pp: 83, 100, Prentice Hall, India.
- Ower E., Pankhurst R. C. (1977). The Measurement of Air Flow, 5° ed., pp: 6-13, Pergamon Press, Inglaterra.

ABSTRACT. Is designed and built a air solar collector, which corresponds to an elliptical collector format, in order to analyze their energy behavior regarding thermal efficiency. The census of the experimental data to quantify efficiencies as a heat exchanger device. These favorable results were as expected before construction. The final conclusion, we demonstrate that this system allows unconventional can obtain the same results as conventional air collector in terms of operability and heat exchange.

Keywords: solar energy, collector, heat transfer.