

## **DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y ENSAYO DE UN COLECTOR DE AIRE TRAPEZOIDAL PARA DESHIDRATADO DE FRUTAS**

**Aien Salvo, Pablo Dellicompagni, Judith Franco**

Instituto de Investigaciones en Energía No Convencional (INENCO, UNSa - CONICET)  
Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET)  
Universidad Nacional de Salta (UNSa), Av. Bolivia 5150, A4400FVY, Salta, Argentina  
Tel. 0387-4255579. Cel. 0387-154030921. E-mail [aienweni@gmail.com](mailto:aienweni@gmail.com)

**RESUMEN:** El presente trabajo muestra el diseño, construcción y ensayo experimental de un colector de aire trapezoidal, diseñado para el deshidratado de frutos tropicales de la localidad Orán, provincia de Salta. Se presentan los resultados experimentales de los distintos ensayos. Para la caracterización del colector, se estudió la correlación entre los parámetros ambientales de entrada al sistema con las variables de salida mediante la utilización del programa estadístico Statgraphics Centurion®. El colector solar demostró tener una buena respuesta instantánea, alcanzando el régimen estable de manera rápida. Las temperaturas y humedades relativas alcanzadas indicaron que el colector puede ser utilizado en un futuro para la deshidratación de frutas. Se propone a futuro la simulación numérica del colector.

**Palabras claves:** Deshidratado solar. Diseño Experimental. Construcción. Orán.

### **INTRODUCCIÓN**

En el actual contexto de calentamiento global, el uso y aplicación de las energías renovables comienza a tomar cada vez mayor protagonismo y urgencia a la hora de diversificar las matrices energéticas en pos de minimizar la utilización de combustibles fósiles.

Dentro de las renovables, la energía solar es ampliamente utilizada a nivel mundial, siendo puntualmente la solar térmica de fácil acceso y amplia aplicación a diversas escalas que van desde pequeñas, familiares a industriales. Los colectores de placa plana son la tecnología de mayor importancia (Zulkifl et al, 2018) al ser principalmente sencillos de construir y utilizar. Los mismos son básicamente intercambiadores de calor que transforman la energía de la radiación solar en energía térmica transferida hacia un fluido de transporte, pudiendo ser agua o aire, entre otros (Duffie & Beckman, 1980).

Para el aprovechamiento térmico del sol existen diversas posibilidades tecnológicas/ constructivas entre las que podemos encontrar los colectores de placa plana. Dentro de esta categoría los de aire son los de uso más común debido a su diseño simple y fácil construcción, aunque su eficiencia es menor comparados a los colectores de agua (Zulkifl et al., 2018). Sin embargo, se proponen continuamente nuevos diseños con el fin de elevar los rendimientos de los mismos focalizándose las investigaciones en la performance térmica en pos de obtener tecnologías cada vez más compactas, ligeras, y de alta eficiencia (Ullah, 2017). Al ser utilizados los colectores de placa plana para múltiples usos, los mismos están sujetos a diversas posibilidades constructivas (Molero Villar et al., 2009). Independientemente de la aplicación para la cual se destine la tecnología, el sistema de captación solar es siempre la más importante. Entre las diversas aplicaciones que podemos mencionar está la del secado solar de alimentos para su conservación y/o generación de valor agregado.

El deshidratado solar de alimentos, exponiendo los mismos sobre canchones al aire libre es en realidad una de las aplicaciones más antiguas de la energía solar (Saravia Mathon, 2010). El desarrollo e introducción de tecnologías solares para tal fin, teniendo en cuenta características técnicas como la disminución de la humedad relativa del aire sin sobrepasar los 60°C a la salida de forma tal de evitar la cocción de los alimentos (De Michelis & Ohaco, 2012), se realiza con el objeto de mejorar el proceso de secado en cuanto al tiempo y las condiciones en las cuales se produce el mismo.

En el presente artículo se muestra el diseño, construcción, ensayo experimental y caracterización mediante correlación de variables de entrada y salida de un colector de aire trapezoidal, diseñado para su posterior aplicación en el deshidratado de frutos tropicales de la localidad Orán, provincia de Salta.

## MATERIALES Y METODOS

### *Aspectos constructivos del colector*

Se realizó el diseño y construcción de un colector trapezoidal de aire (figura 1), cuyas dimensiones son 1 m de ancho en la parte superior, 2.44 m en la parte inferior y 1.90 m de alto.

La carcasa se construyó con chapa galvanizada (figura 2), la cual fue aislada con lana de vidrio de 0.1m de espesor en los laterales y base. La placa absorbadora es de chapa galvanizada sinusoidal pintada de negro mate, mientras que la cubierta es de policarbonato alveolar de 6 mm de espesor.

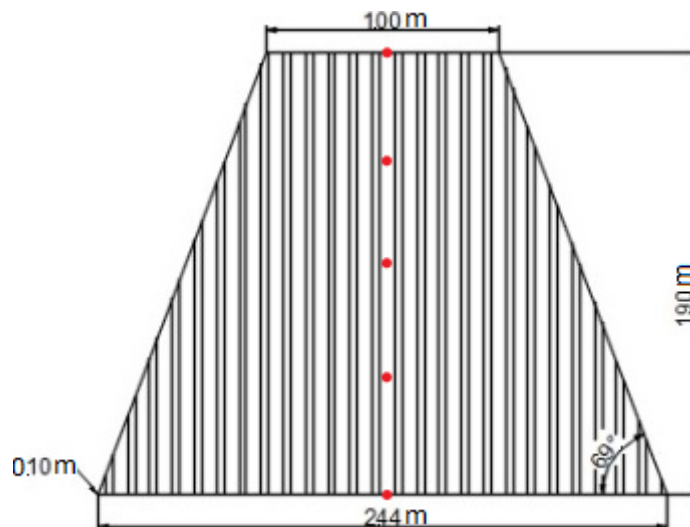


Figura 1. Esquema en planta del colector de aire trapezoidal ensayado. Los puntos rojos refieren a la ubicación de las termocuplas para medición de la temperatura del aire circulante por arriba de la placa absorbadora.

Se prevé la utilización de una resistencia eléctrica para cubrir los requerimientos energéticos del proceso de secado en aquellos días de baja radiación.

### *Diseño experimental*

Para el ensayo experimental, el colector fue orientado hacia el norte con una inclinación de 36°. Se realizó el registro de la temperatura y humedad ambiente, así como las temperaturas del aire circulante sobre la placa absorbadora, mediante 5 termocuplas: tres en puntos intermedios, una en la entrada y otra en la salida de aire (Figura 1). Se midieron las velocidades y flujos de aire de entrada en cuatro puntos y a la salida de la cámara en un punto. Además, se registró la velocidad del viento predominante y la radiación solar global en el plano del colector.

Para el procesamiento de datos, las mediciones realizadas a la entrada fueron descartadas debido a que las mismas se encontraban fuera del rango del instrumental empleado introduciendo por consiguiente mucho error.



*Figura 2. Vista en corte de los aspectos constructivos del colector de aire.*

Con el objeto de disminuir la influencia del viento externo sobre las mediciones de velocidad y caudal de aire, se construyó un ducto colocado en el ingreso del aire del colector, de unos 0.6 m de largo; y un receptáculo de cartón a la salida (figura 3), construido con idéntica geometría que la cámara de secado que se proyecta instalar en un futuro cercano, dado que a la hora de realizar las pruebas no se contaba con la misma. Dicho receptáculo se instaló sin producto a secar dentro del mismo.



*Figura 3. Colector instalado, con termocuplas de medición, ducto de entrada y simil cámara de secado.*

El instrumental utilizado para las mediciones se detalla en la tabla 1. Cabe aclarar que los ensayos fueron realizados en día claro, tomándose medidas desde las 10 hasta las 17 horas, de forma tal de abarcar el mediodía solar. Las mediciones fueron orientadas a calcular la potencia térmica entregada por el colector, así como determinar su eficiencia.

Magnitud	Instrumento de medición	Error
Temperatura	Termómetro Fluke 54 II con termocuplas tipo K	+/- 0.1 °C
Humedad	Termohigrómetro TES-1364	+/- 0.1 %
Velocidad y flujo de aire	Anemómetro de hilo caliente TES 1341	Velocidad +/- 0.01 m/s
		Flujo +/-0.001 m <sup>3</sup> /min
Radiación solar global	Solarímetro HT204	+/- 1 W/m <sup>2</sup>

Tabla 1. Propiedades del instrumental utilizado para el ensayo experimental

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En la tabla 2 se muestran los resultados de las mediciones experimentales. A partir de los registros obtenidos, se calculó la potencia térmica en Watts como  $Q = \Delta I \times \dot{m}$  donde  $\Delta I$  es la diferencia de entalpía entre la salida y la entrada (J/kg), determinadas mediante ábaco psicrométrico en función de las temperaturas y humedades relativas, y  $\dot{m}$  es el caudal másico (kg/s), determinado en función de la densidad del aire y del caudal volumétrico ( $\dot{V}_e$ ) medido a la salida de la cámara.

La potencia eléctrica del sistema auxiliar requerida para cubrir la demanda energética en días nublados se determinó con un coeficiente de conversión termo-eléctrico de 0.85 (Carrier, 1980), suponiendo que el 0.15 de pérdidas contempla la transformación energética en sí, como las pérdidas de calor que se producen desde el aire caliente hacia el exterior mientras circula desde el sistema auxiliar hacia la entrada de la cámara. El rendimiento global resulta  $\eta = \frac{Q}{A_C * I_g}$ .

Tiempo	$I_g$	$T_{in}$	$H_{in}$	$T_1$	$T_2$	$T_3$	$T_{out}$	$H_{out}$	$T_a$	$\dot{V}_e$	$v$
Hora	W/m <sup>2</sup>	°C	%	°C	°C	°C	°C	%	°C	m <sup>3</sup> /min	m/s
10:00	746	22.6	41.4	19.9	45.6	52.0	51.5	24	21.2	0.300	2.46
10:30	858	22.8	32.1	30.5	49.2	58.0	57.1	13.5	21.8	0.360	0.57
11:00	990	26.6	27.9	31.5	56.0	68.1	69.4	11.4	25.2	0.480	0.30
11:30	1018	27.2	25.3	35.1	65.2	73.3	76.6	7.5	27.4	0.540	0.91
12:00	1194	32.0	25.7	37.0	71.3	78.5	81.9	9.9	29.7	0.540	0.83
12:30	1245	32.5	26.6	36.0	70.0	80.3	82.3	10.9	29.7	0.540	1.13
13:00	1286	35.6	25.3	44.5	72.1	83.5	88.4	8.1	32.0	0.720	2.05
13:30	1230	33.1	24.8	40.0	65.5	74.7	77.9	9.5	32.2	0.540	1.80
14:00	1218	33.6	25.2	40.6	67.2	80.0	82.3	8.9	32.2	0.600	3.32
14:30	1173	33.0	25.7	38.6	63.1	75.5	77.2	7.6	31.9	0.660	2.11
15:00	1090	31.6	28.5	36.5	56.1	68.7	71.3	12.8	31.3	0.579	1.59
15:30	1010	31.3	24.3	34.8	51.3	63.3	64.0	13.8	30.9	0.660	3.40
16:00	905	30.8	21.9	36.0	46.6	55.0	57.2	13.4	31.3	0.480	1.60
16:30	760	30.7	20.6	35.0	44.2	51.3	59.5	14.6	31.1	0.360	1.16
17:00	680	31.2	19.4	34.1	42.0	48.5	49.5	15.7	30.8	0.231	0.62
17:30	323	30.7	20.2	31.2	33.0	36.7	36.2	15.9	30.1	0.240	1.18

Tabla 2. Resultados experimentales.

Tiempo	$I_e$	$I_s$	$\Delta I$	$\rho$	$\dot{m}$	$Q$	$N$	$\eta$
Hora	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kg/m <sup>3</sup>	kg/s	(W <sub>t</sub> )	(W <sub>e</sub> )	%
10:00	43.20	112.58	69.38	0.931	0.0047	322.96	379.96	13%
10:30	39.13	101.94	62.81	0.918	0.0055	345.96	407.01	12%
11:00	44.48	136.83	92.35	0.881	0.0070	650.88	765.74	20%
11:30	44.01	136.92	92.91	0.864	0.0078	722.47	849.96	22%
12:00	54.64	173.27	118.63	0.850	0.0077	907.52	1067.67	23%
12:30	56.62	183.22	126.60	0.848	0.0076	966.21	1136.72	24%
13:00	62.97	155.62	92.65	0.853	0.0102	948.37	1115.72	23%
13:30	56.63	159.43	102.80	0.857	0.0077	792.90	932.82	20%
14:00	57.93	163.42	105.49	0.852	0.0085	898.77	1057.38	23%
14:30	56.98	139.96	82.98	0.862	0.0095	786.82	925.67	21%
15:00	56.15	154.25	98.10	0.873	0.0084	826.36	972.19	23%
15:30	51.85	127.92	76.07	0.896	0.0099	749.75	882.05	23%
16:00	48.79	101.92	53.13	0.918	0.0073	390.19	459.04	13%
16:30	47.52	114.11	66.59	0.910	0.0055	363.58	427.74	15%
17:00	47.51	85.21	37.70	0.942	0.0036	136.98	161.15	6%
17:30	47.20	53.96	6.76	0.986	0.0039	26.66	31.37	3%

Tabla 3. Cálculos de potencia térmica, potencia eléctrica y rendimiento.

A partir del procesamiento de dichas tablas, se realizó la representación gráfica de la evolución de las temperaturas (figura 4) en las 5 termocuplas a lo largo del día de medición. Los picos tanto en las temperaturas como en la radiación se registraron a las 13 horas, la evolución se mostró a lo largo de todo el día de medición correlacionado. La máxima radiación registrada fue de 1286 W/m<sup>2</sup> momento para el cual el pico de temperatura a la salida del colector fue de 88.4 °C, se menciona el pico en dicho lugar del colector entendiendo su importancia al ser el valor al cual el aire ingresará a la cámara de secado.

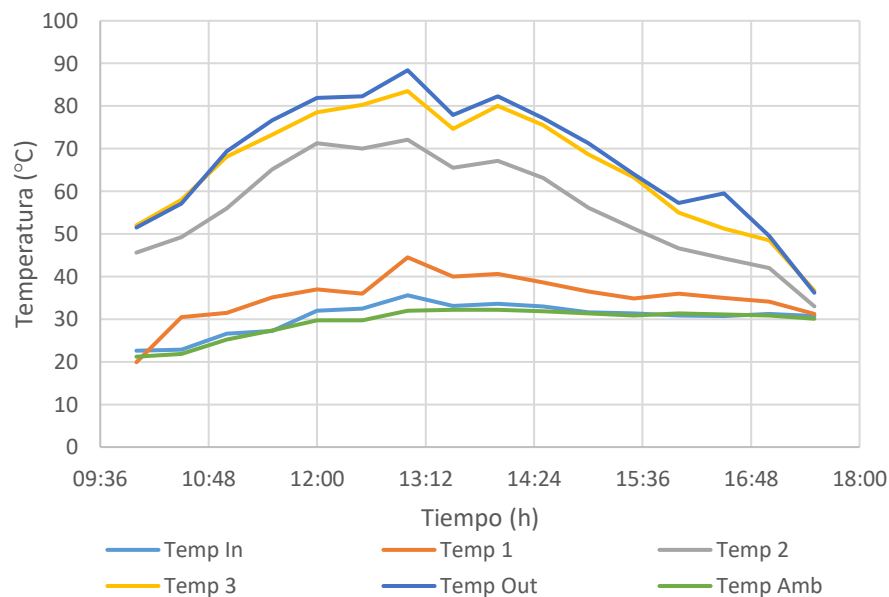


Figura 4. Evolución de las temperaturas en los 5 puntos de medición.

Se puede ver en la figura 5 la contrastación entre la humedad relativa medida a la salida del colector con la medida en la entrada. A la salida del colector se alcanzaron humedades relativas muy bajas siendo la mínima de 7.6% a las 14:30 aparejada la misma a una la entalpia  $I=139.96$  kJ/Kg siendo sin embargo el máximo valor de entalpia igual a  $I=183.2$  kJ/ Kg a las 12:30.

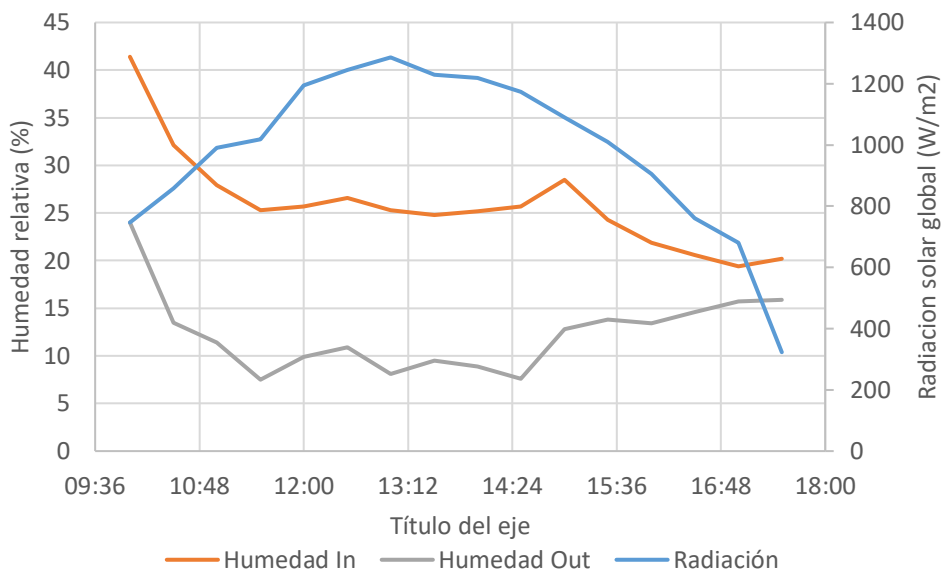


Figura 5. Humedad relativa y radiación en función de la hora del día.

En la figura 6 se muestra la evolución de la velocidad y el flujo de aire medidos a la salida de la cámara. A mayor temperatura, mayor es la expansión del aire por lo tanto el flujo/caudal se acelera; aceleración que se ve beneficiada además por la reducción de la sección transversal al flujo a lo largo del colector. Lo que muestra la figura 6 es que el colector se comporta, en términos dinámicos, según lo esperado. Se debe recalcar el hecho de que al no tener la cámara ningún producto para secar, no existe una contrapresión más allá de la atmosférica (estática) y del viento externo circulante (dinámica).

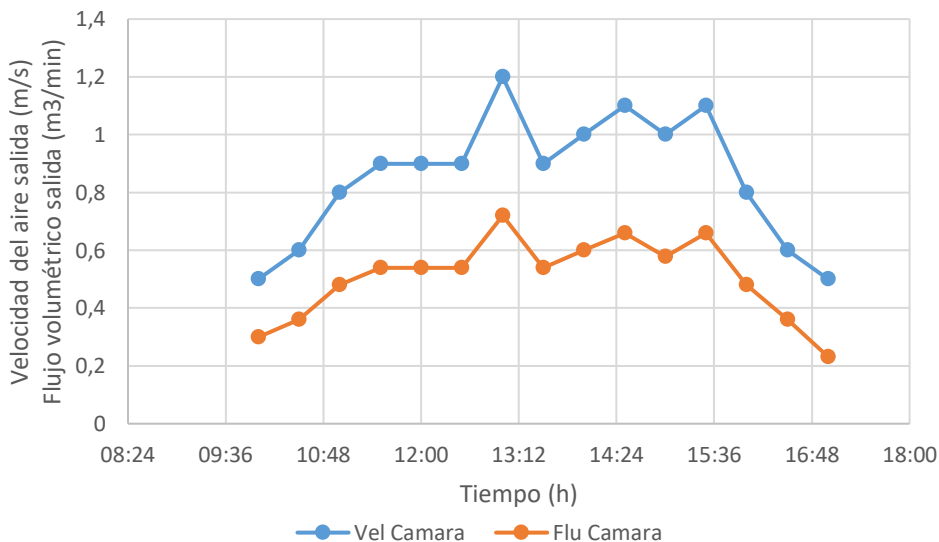


Figura 6. Velocidad y flujo del aire medidos en la cámara de deshidratado.

En la figura 7 quedan evidenciada la potencia térmica del colector. La misma fue en promedio de  $614 W_t$  fluctuando entre un mínimo de  $27 W_t$  y un máximo de  $966 W_t$ . El mínimo se registró para el final del día momento en el cual la radiación medida sobre el plano del colector fue de  $323 W/m^2$ . La eficiencia del colector rondó en un promedio del 18% alcanzando un máximo del 24% en el mediodía solar (tabla 3).

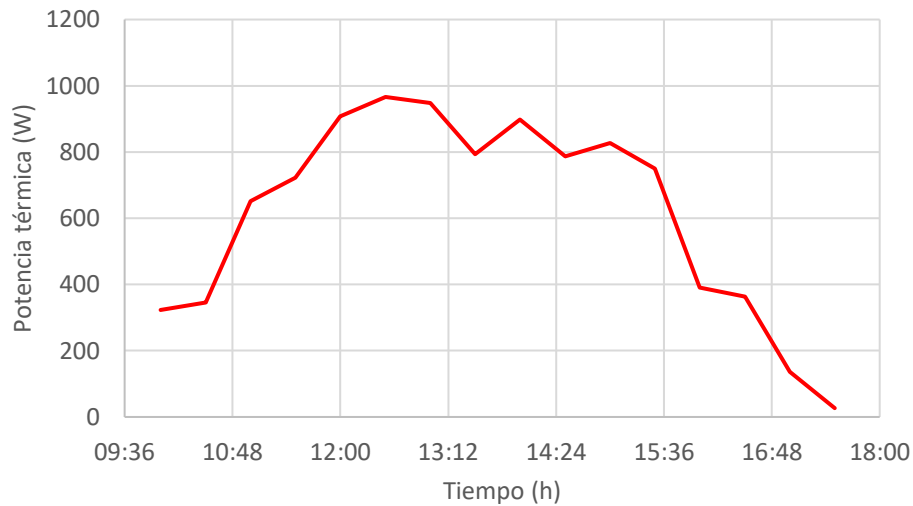


Figura 7. Potencia térmica entregada por el colector solar.

#### Tratamiento estadístico de los datos y ecuaciones de regresión

Mediante la utilización del programa estadístico Statgraphics Centurion<sup>®</sup>, se estudió la correlación entre los parámetros ambientales de entrada al sistema: radiación, velocidad exterior del aire, temperatura de entrada y humedad de entrada; con las variables de salida del sistema: flujo, potencia térmica, temperatura y humedad de salida. Se corroboró previamente que el sesgo y el coeficiente de curtosis estandarizada estén dentro del rango  $-2/+2$  de forma tal de determinar que todas las variables analizadas presentan un comportamiento de distribución normal o Gaussiana (Pértegas Diaz S, 2001). En el caso de las humedades, tanto de entrada como de salida, se eliminó del análisis la medición tomada para las 10 am debido a que la misma desviaba la distribución de la variable de la normalidad. Se muestra en la tabla 4 el resumen estadístico de dichas variables.

Las correlaciones presentadas a continuación se obtuvieron con el fin de caracterizar el colector de forma tal de poder prever su comportamiento en caso de ser instalado en otro lugar. Las mismas sin embargo cuentan con ciertas limitantes para que sean válidas: el colector debe tener siempre los mismos materiales constructivos, la misma orientación e inclinación.

	$I_g$	$T_{in}$	$T_{out}$	$H_{in}$	$H_{out}$	$Q$	$v$	$\dot{V}$
<b>Recuento</b>	16	16	16	15	15	16	16	16
<b>Promedio</b>	982.9	30.3	67.6	24.9	11.6	614.7	1.6	0.5
<b>Desviación Estándar</b>	261.5	3.7	14.7	3.4	2.9	303.7	0.9	0.2
<b>Coefficiente de Variación</b>	26.6%	12.2%	21.7%	13.5%	25.1%	49.4%	59.0%	30.8%
<b>Mínimo</b>	323	22.6	36.2	19.4	7.5	26.7	0.3	0.2
<b>Máximo</b>	1286	35.6	88.4	32.1	15.9	966.2	3.4	0.7
<b>Rango</b>	963	13	52.2	12.7	8.4	939.6	3.1	0.5
<b>Sesgo Estandarizado</b>	-1.7	-1.8	-0.9	0.3	0.0	-1.0	1.2	-0.7
<b>Curtosis Estandarizada</b>	0.9	0.5	-0.4	0.3	-1.1	-0.8	-0.1	-0.7

Tabla 4. Resumen estadístico de variables

La ecuación 1 refleja la regresión entre la humedad de salida en función de la radiación solar, velocidad del viento exterior, la temperatura y humedad de entrada. Si bien el valor  $p=0,0199$  es menor que 0,05 significando una relación estadísticamente significativa, el R-cuadrado ajustado es del 52,22% lo que

implica una explicación porcentual por parte del modelo muy bajo respecto a la variabilidad del parámetro  $H_{out}$ .

$$H_{out} = 15.1 + 0.1 * H_{in} + 0.1 * T_{in} - 0.01 * I_g + 0.1 * v \quad (1)$$

La ecuación 2 muestra el modelo de regresión que explica la variabilidad de la temperatura de salida en función de los mismos parámetros de entrada utilizados anteriormente, es decir los parámetros ambientales. El  $p=0,0000$  es significativamente menor que 0,05 y el R-cuadrado del 91,23% lo cual significa a diferencia del modelo anterior que la variabilidad de la temperatura de salida ajusta muy bien con los parámetros analizados.

$$T_{out} = 9.9 + 0.1 * I_g + 0.3xT_{in} - 0.1 * H_{in} - 1.7 * v \quad (2)$$

La ecuación 3 determina la relación entre el flujo de salida y los parámetros ambientales, con un  $p=0,0003$  y un R ajustado del 80,27%, por lo que se puede decir que el modelo explica ampliamente la variabilidad del flujo de aire de salida.

$$\dot{V} = -0.2 + 0.0004xI_g + 0.002 * T_{in} + 0.006 * H_{in} + 0.06 * v \quad (3)$$

Finalmente, en la ecuación 4 se muestra la relación encontrada para explicar la variabilidad de la potencia térmica en función de los parámetros externos. El  $p$ -valor es de 0,0000 y el R-ajustado de 88,88%.

$$Q = -1174.9 + 0.9 * I_g + 16.0 * T_{in} + 15.9 * H_{in} + 16.0 * v \quad (4)$$

## CONCLUSIONES

A partir del análisis de las curvas obtenidas de temperatura y radiación vs. tiempo, se puede concluir que el colector solar demostró tener una buena respuesta instantánea respecto a la variación de la radiación incidente, alcanzando en óptimas condiciones, rápidamente la temperatura de operación.

En cuanto a las temperaturas y humedades relativas alcanzadas, teniendo en cuenta el proceso de deshidratado de alimentos, las mismas indican que el colector solar es apto para su futuro uso en dicho proceso. El mismo tiene sin embargo una muy baja inercia térmica, lo cual puede presentar déficit de energía térmica cuando la radiación solar disminuye.

Se encontraron ecuaciones para la estimación de los parámetros de interés (flujo, potencia térmica, humedad y temperatura), y que explican la variabilidad de los mismos con un buen grado de ajuste, exceptuando el ajuste de la regresión que estima la humedad relativa de salida para la cual se necesitan realizar más mediciones en pos de obtener modelos de regresión de mayor precisión.

Los resultados obtenidos podrán ser complementados con un estudio más exhaustivo del perfil de velocidades a la entrada, salida e interior del colector, lo que permitirá describir el comportamiento del mismo de una manera más fehaciente. Esto último se propone como tarea a realizar a futuro, así como la simulación numérica del colector, lo cual facilitará encontrar los puntos a ser mejorados en el mismo para aumentar su eficiencia o performance térmico en general.

## NOMENCLATURA

$A_c$	Área de colección ( $m^2$ )
$H_{in}$	Humedad relativa de entrada (%)
$H_{out}$	Humedad relativa de salida (%)



$I_g$	Radiación global ( $W/m^2$ )
$I_e$	Entalpía de entrada ( $kJ/kg$ )
$I_s$	Entalpía de salida ( $kJ/kg$ )
$\dot{m}$	Caudal másico ( $Kg/s$ )
$N$	Potencia eléctrica ( $W_e$ )
$P$	Densidad del aire ( $kg/m^3$ )
$Q$	Potencia térmica ( $W_t$ )
$R^2$	Coefficiente de determinación (Adimensional)
$T_1$	Temperatura nodo 1 ( $^{\circ}C$ )
$T_a$	Temperatura ambiente ( $^{\circ}C$ )
$T_2$	Temperatura nodo 2 ( $^{\circ}C$ )
$T_3$	Temperatura nodo 3 ( $^{\circ}C$ )
$T_{out}$	Temperatura de salida ( $^{\circ}C$ )
$T_{in}$	Temperatura de entrada ( $^{\circ}C$ )
$\dot{V}_e$	Caudal volumétrico de aire a la salida ( $m^3/min$ )
$v$	Velocidad de viento exterior ( $m/s$ )
$\eta$	Eficiencia del colector (Adimensional)
$\Delta I$	Salto de entalpía ( $kJ/kg$ )

## REFERENCIAS

- Carrier Air Conditioning Company. Handbook of air conditioning system design. (1980). Edición limitada. Editorial Macombo, Barcelona. ISBN 84-267-0115-9.
- De Michelis, A. & Ohaco, E. Deshidratación y desecado de frutas, hortalizas y hongos. Procedimientos hogareños y comerciales de pequeña escala. 2012.
- Duffie, W. Beckman. Solar Engineering of Thermal Processes. Chichester: John Wiley & Sons Ltd. (2013).
- Pertegás Díaz S. & Pita Fernández S. La distribución normal. Unidad de Epidemiología Clínica y Bioestadística. Complejo Hospitalario Juan Canalejo. A Coruña. Cad Aten Primaria 2001; 8: 268-274.
- Saravia Mathon, Luis Roberto. Secado solar de productos agroalimentarios en Iberoamérica/ Luis Roberto Saravia Mathon y Rafael Espinosa. – 1ª ed. – Salta, 2010.
- Ullah F., Mansoor K. K., Min K., Ninghui L., Jun Y. & Xingsheng W. Numerical Simulation on Thermal Performance of Flat Plate Solar Collector with Double Glass Covers. Journal of Applied Sciences, 17 (10): 502 – 510, 2017.
- Molero Villar N., Cejudo López J. M., Domínguez Muñoz F., Rodríguez García E. & Carrillo Andrés A. Numerical 3 – D heat flux simulations on flat plate solar collectors. Solar Energy 83 (2009) 1086 – 1092.
- Zulkifle I, Alwaeli A. H. A., Ruslan H. M., Ibarahim Z., Hj Othman M. Y., Sopian K. Numerical investigation of V-groove air-collector performance with changing cover in Bangi, Malaysia. Case Studies in Thermal Engineering 12 (2018) 587–599. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2018.07.012>.

## ABSTRACT

The construction, design and experimental assays of a trapezoidal air heating collector (AHC) are shown. The AHC is designed for its application on tropical fruits dehydration at Oran city, province of Salta. By using the statistical program software Statgraphics Centurion®, correlation between the input and output environmental parameters was assessed. The AHC has good response reaching the stable regime quickly. Output temperatures and relative humidities were optimal for the collector to be used for future fruits dehydration. Further numerical simulation of the AHC is proposed

**Palabras claves:** Solar dehydration. Experimental design. Construction. Orán.