

ENSAYO Y SIMULACIÓN DE UN SECADERO SOLAR COMPACTO #

A. Iriarte¹, S. Bistoni, V. García y V. Luque
Grupo de Energías Renovables Catamarca, INENCO – CONICET
Facultad de Ciencias Agrarias, Universidad Nacional de Catamarca
M. Quiroga N° 93, 4700 – Catamarca, Argentina. iriarteadolfo@gmail.com

Recibido 24/07/17, aceptado 22/09/17

RESUMEN: El secado es uno de los métodos de conservación que utilizan los pequeños productores para dar valor agregado a su producción. El objetivo del presente trabajo es determinar el comportamiento de un secadero solar compacto, cuyo diseño fue optimizado por medio de la simulación numérica. Se describe el sistema y se muestran los resultados del ensayo experimental y de las predicciones del modelo. En el ajuste se obtuvo, para la temperatura experimental y simulada a la salida del colector, una desviación promedio de aproximadamente 1,4 °C y un error relativo de 2,5 %. Mientras que para la temperatura a la salida del recinto de secado y su correspondiente simulada, fue del orden de 0,5 °C y un error relativo de 1,6 %. El modelo de simulación permitió predecir adecuadamente el comportamiento del sistema. El secadero solar compacto es de construcción sencilla y puede construirse utilizando materiales disponibles localmente.

Palabras clave: secado solar, secadero solar compacto, simulación secado

INTRODUCCIÓN

La captación y transformación de energía solar en energía térmica sigue siendo una de las principales alternativas en el secado de productos agrícolas en la región de Cuyo y NOA. Las producciones de hortalizas, frutos y aromáticas juegan un papel importante en la vida cotidiana de las personas que viven en zonas rurales. Estos productos se venden en los mercados locales y presentan el inconveniente de deteriorarse rápidamente. Por lo que el secado es uno de los métodos de conservación que utilizan los pequeños productores para dar valor agregado a su producción.

Los secaderos convencionales permiten disminuir el tiempo de secado y mejorar el control de temperatura, pero consumen una cantidad significativa de energía para calentar y mover el aire (Janjai *et al.* 2009, Ferreira *et al.*, 2008). Una alternativa es el uso de secaderos solares, especialmente debido a las menores inversiones y teniendo en cuenta que son regiones donde la radiación solar es considerablemente mayor al promedio mundial 3,82 kWh m⁻² (Imre, 2007).

Los secaderos solares se clasifican generalmente según el modo de flujo de aire. Así se tienen secaderos por convección natural y secaderos con convección forzada (Forson *et al.*, 2007). Los primeros no requieren ventiladores para la circulación del aire, son de bajo costo y de fácil construcción. Sin embargo tienen algunas limitaciones, especialmente cuando no hay buenas condiciones climáticas. Mientras que los que utilizan la convección forzada por ventiladores reducen el tiempo de secado.

Jain y Tiwari (2004) informaron que el coeficiente de transferencia de masa, en la etapa inicial del secado, en secaderos con cobertura de plástico tipo invernadero en convección forzada, es el doble de

Parcialmente financiado por UNCa, INTA, PFIP

¹ Investigador del CONICET

cuando la convección es natural. Pangavhane y Sawhney, (2006) y otros investigadores (Miller, 1983; Arinze *et al.*, 1999; Iriarte *et al.* 2015) han optado por la convección forzada e informaron que es importante tener en cuenta que los ventiladores deben funcionar durante la noche para prevenir el crecimiento de microorganismos (Hossain y Gottschalk, 2006). Esto origina que los niveles de humedad dentro del secadero sean igual a la humedad del ambiente exterior. En este sentido, es necesario disponer de un respaldo de almacenamiento térmico o una fuente auxiliar para cubrir ese déficit (Bistoni *et al.*, 2014, García *et al.*, 2016).

En los últimos años, Iriarte *et al.* (2013, 2014, 2015) ensayaron secaderos formados por tendaleros de 10 m de longitud y un ancho de 1,8 m y de 16 m de longitud por el mismo ancho. Los mismos estaban constituidos por un colector y una cámara de secado con aporte de radiación solar. Una desventaja que presenta este tipo de secadero es que el producto recibe radiación solar directa, lo que provoca cambio de color en algunos productos. Este hecho se observa principalmente en el secado de las aromáticas. Al respecto, en un trabajo anterior (Iriarte y Bistoni, 2016) presenta el diseño y simulación de un tendalero solar indirecto con flujo forzado, que permite en un solo módulo disponer del colector y de la cámara de secado: en la parte superior se ubica el colector y debajo la cámara de secado, lo cual permite el secado de productos que se ven afectados por la radiación directa.

El objetivo del presente trabajo fue determinar el comportamiento de un secadero solar tipo tendalero compacto, cuyo diseño fue optimizado por medio de la simulación numérica, con predicción de su comportamiento antes de la construcción. Se analizan los resultados experimentales obtenidos con el prototipo construido para ensayos sin carga de producto. Los mismos son comparados con los obtenidos por la simulación del diseño (Iriarte *et al.*, 2016), destacándose las coincidencias y las deficiencias. Se realiza el ajuste teórico del modelo mediante los datos obtenidos experimentalmente.

MATERIALES Y METODOS

A los efectos de cumplimentar con el objetivo propuesto, se construyó un secadero solar compacto siguiendo las pautas de diseño obtenidas por la simulación numérica realizada en un trabajo anterior (Iriarte *et al.*, 2016). Una vez instalado el equipo en el campo experimental del INTA, Sumalao, se procedió a realizar ensayos durante los meses de febrero y marzo, sin carga de producto. Posteriormente se comparó los resultados experimentales con los de la simulación obtenidos por el modelo numérico que se utilizó para el diseño del equipo. Finalmente el modelo de simulación utilizado fue modificado a los efectos del ajuste a los datos experimentales del prototipo.

Descripción del secadero solar compacto

Las instalaciones de secado están ubicadas en el campo experimental que dispone el Grupo de Energías Renovables Catamarca (GERCa), en el Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria (INTA), Valle Viejo, Provincia de Catamarca (28,4732 S; 65,7307 O).

El secadero tendalero solar compacto puede ser clasificado como secadero indirecto en convección forzada. Está formado por dos módulos uno sobre otro y conectados entre sí en uno de sus extremos. La parte superior contiene la placa absorbadora de radiación solar y las cubiertas que la aíslan del exterior; la parte inferior es la cámara de secado donde se ubican las bandejas con el producto a deshidratar. En la Fig. 1 se muestra un esquema con los detalles de su diseño.

El colector, de 5,5 m de longitud por 1,8 m de ancho, está formado por una lámina de aluminio adherida a la aislación de lana de vidrio de 5 cm de espesor. Sobre la placa colectora, a 10 cm de la misma, hay una cubierta de plástico (LDT) plana que forma un conducto por donde circula el aire impulsado por tres ventiladores de 45 W cada uno. Sobre esta cubierta plana se montó una cubierta semicircular de altura máxima de 0,20 cm, cuyo eje es paralelo al flujo de aire y está en contacto con el exterior. La doble cubierta permite proteger al colector de los vientos de la zona y obtener mayor aislación en la parte superior.

La cámara de secado es un conducto de 1,8 m de ancho y aproximadamente 0,13 m de alto, delimitada en la parte superior por la aislación de la placa y en la inferior por la aislación de la cámara de secado

ubicada debajo de las bandejas. A los 5 cm de la parte superior de la cámara se colocaron las 10 bandejas para el producto. Los espacios por los que ingresan las bandejas son cerrados mediante puertas rebatibles de placas cementicia de “super board” de 4mm.

En el suelo, debajo del secadero, se colocó un plástico negro para evitar el crecimiento del pasto y sobre el mismo se puso ripio, con el propósito de acumular parte del calor que pierde el sistema en la parte inferior. Desde las puertas de acceso a las bandejas hasta la superficie de tierra se cubrió con un plástico negro para protegerlo de los vientos.

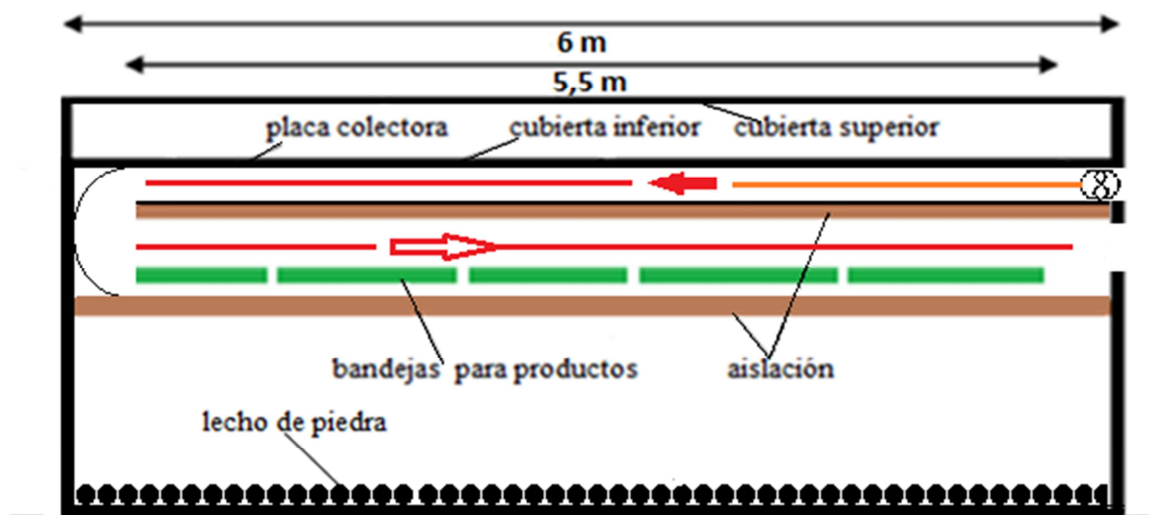


Figura 1. Esquema del secadero solar compacto

Instrumentos utilizados para las mediciones experimentales

Las mediciones de temperatura del aire de entrada y salida del colector, así como las temperaturas de entradas y salida del aire en el recinto de secado se midieron con termopares de cobre-constantán, calibrados con un calibrador Fluke 9102S, se usaron Data Logger UX120-014M, permiten medir temperaturas en el rango de $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ (precisión de $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$, resolución de $0,02\text{ }^{\circ}\text{C}$) y humedades relativas del aire entre 10 - 90 % (precisión de $\pm 1\%$, resolución de $0,1\%$). Mientras que, la temperatura y humedad sobre las bandejas se midieron con Data Logger tipo HOBOS tipo U12 individuales que permiten medir temperaturas en el rango de $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ (precisión de $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$, resolución de $0,02\text{ }^{\circ}\text{C}$) y humedades relativas del aire entre 10 y 90 % (precisión de $\pm 1\%$, resolución de $0,1\%$). Los sensores se ubicaron a lo largo del sistema en la dirección del flujo de aire, protegidos de la radiación solar directa. Los registros fueron cada 15 minutos durante el ensayo.

La radiación solar se midió con un piranómetro horizontal Kipp & Zonen ($\pm 5\%$). Las variables meteorológicas se determinaron con la estación meteorológica instalada en el lugar de la experiencia. La velocidad del aire dentro del secadero fue medida con un anemómetro de hilo caliente TSI 8345 ($\pm 0,05\text{ m s}^{-1}$), en diferentes puntos en dirección transversal y a lo largo del colector y secadero.

Análisis teórico

A los efectos del modelo higrótico del secadero se consideraron las mismas suposiciones que en el trabajo anterior (Iriarte y Bistoni, 2016):

- La temperatura es constante a lo ancho del colector. Se trabaja con un modelo unidimensional.
- El aire caliente circula sobre las bandejas. Se considera que la temperatura es la misma arriba y debajo de las bandejas.
- La superficie de los laterales tienen solo pérdidas de calor de tipo convectiva.
- La pérdida de carga dentro del sistema es despreciable.
- El colector no tiene pérdidas de aire por infiltraciones al ambiente exterior.
- Se considera despreciable la masa de las cubiertas transparentes de plástico, por lo que no existe acumulación de energía en las mismas.

- Se considera despreciable la transferencia de calor por conducción a lo largo de la longitud de la placa absorbidora.
- El coeficiente convectivo exterior se tomó como $h_w = 2.8+3*V$ (Duffie y Beckman, 1991).
- Los coeficientes convectivos entre la placa absorbidora, cubiertas y laterales son fijos.
- No se tiene en cuenta los intercambios de calor en el recinto de secado al no haber producto.

Balance en el colector

* *Cubierta 1*

$$h_{c,c1-ae} (T_{c1} - T_{aex}) + h_{r,c1-sk} (T_{c1} - T_{sk}) + h_{c1-ai} (T_{c1} - T_{ai}) - h_{r,c2-c1} (T_{c2} - T_{c1}) = I_{c1} \quad [1]$$

* *Cubierta 2*

$$h_{c,c2-ai} (T_{c2} - T_{ai}) + h_{r,c2-c1} (T_{c2} - T_{c1}) + h_{c,c2-f} (T_{c2} - T_f) - h_{r,p-c2} (T_p - T_{c2}) = I_{c2} \quad [2]$$

* *Placa colectora*

$$h_{c,p-f} (T_p - T_f) + h_{r,p-c2} (T_p - T_{c2}) = I_p \quad [3]$$

Se aclara que los intercambios radiativos entre placa y cubiertas con el cielo no se incluyen por ser demasiados pequeñas al tener doble cubierta. Según las mediciones experimentales realizadas sobre los plásticos especiales LDT la transmitancia de onda larga infrarroja es del orden del 40 % (Saravia et al, 1990).

* *Flujo de aire en el colector*

$$B G C_{p,f} \frac{dT_f}{dx} = h_{c,p-f} (T_p - T_f) + h_{c,c2-f} (T_{c2} - T_f) \quad [4]$$

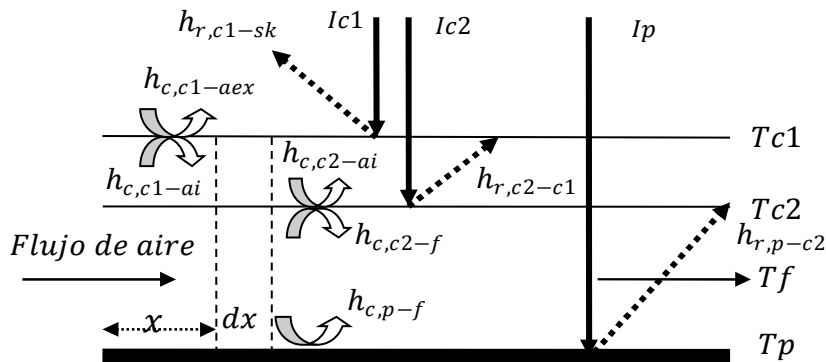


Figura 2. Esquema del balance en el colector

Modelo de simulación del secadero

El modelo utilizado se basa en la analogía existente entre los procesos térmicos y los eléctricos (Iriarte, 2001) e interpretados por una interfase Simusol (Saravia y Saravia, 2000). El Simusol interpreta los diagramas de circuitos eléctricos, que se realizan utilizando el programa Dia, especialmente adaptados

para su interpretación. Este traduce el diagrama a un archivo de texto y lo usa como archivo de entrada para Sceptre (System for Circuit Evaluation and Prediction of Transit Radiation Effects) para que este realice la simulación numérica. Luego Simusol analiza los resultados de Sceptre y produce con ellos resultados de interés para el usuario; utilizando Gnuplot, muestra gráficos con los resultados.

Por lo tanto, los coeficientes convectivos y radiativos se representan como resistencias eléctricas para las pérdidas conductivas, para las pérdidas convectivas y radiativas. Los flujos de calor y los flujos asociados a flujos de masa se representan por fuentes de corriente. La acumulación de calor sensible se esquematiza mediante capacitores y las fuentes de tensión representan valores de temperatura conocidos.

RESULTADOS EXPERIMENTALES

En la tabla 1 se detallan las características ambientales, físicas y performance térmica del secadero para tres días de funcionamiento del secadero en vacío.

| Parámetros climáticos | 1er. Día | 2do. Día | 3er. Día |
|---|----------|----------|----------|
| Radiación global sobre superficie horizontal [MJ/m ²] | 23,7 | 23,6 | 23,5 |
| Promedio temperatura ambiente horas diurnas [°C] | 24,3 | 24,0 | 25,3 |
| Promedio temperatura ambiente horas nocturna [°C] | 21,9 | 22,0 | 23,2 |
| Humedad relativa ambiente horas diurna [%] | 42,6 | 47,2 | 42,4 |
| Humedad relativa ambiente horas nocturna [%] | 50,1 | 52,5 | 48,1 |
| Parámetros del colector y cámara de secado | | | |
| Área del colector [m ²] | 9,9 | | |
| Apertura solar [m ²] | 9,9 | | |
| Inclinación del colector [°] | 0 | | |
| Flujo de aire [kg s ⁻¹] | 0,17 | | |
| Superficie de bandeja [m ²] | 8,10 | | |
| Eficiencia global diaria de colección solar [%] | 61,03 | 61,38 | 61,19 |
| Promedio temperatura aire de salida diurna colector [°C] | 45,5 | 45,3 | 46,3 |
| Promedio temperatura aire de salida nocturna colector [°C] | 15,3 | 17,3 | 19,6 |
| Promedio humedad relativa aire salida diurna colector [%] | 25,5 | 27,9 | 25,2 |
| Promedio humedad relativa aire salida nocturna colector [%] | 63,6 | 60,6 | 55,8 |
| Máxima temperatura aire salida colector [°C] | 64,6 | 63,2 | 65,6 |
| Máxima temperatura aire salida secadero [°C] | 52,1 | 51,7 | 53,4 |
| Tiempo que temperatura del aire esta 10 °C sobre ambiente (h) | 8,3 | 8 | 7,8 |

Tabla 1. Resumen de características ambientales, físicas y performance térmica del secadero

Se entiende por horas diurnas el periodo que comprende desde las 8 h hasta las 19 h y horas nocturnas a partir de las 19 h hasta la 8 h del otro día. Este criterio se toma teniendo en cuenta el que el nivel de irradiancia sea menor que 100 W m⁻² sobre superficie horizontal para considerar la noche.

Los parámetros climáticos son similares para los tres días de ensayo dentro de los márgenes de error de los instrumentaos de medición utilizados. La eficiencia global diaria, en promedio para los tres días, fue del orden 61,2 %. La humedad promedio del aire que sale del secadero durante la noche es demasiada alta, 60 %, lo que rehidrataría al producto. Esto se debe a la disminución de la temperatura del aire sobre la placa colectora por pérdida de radiación infrarroja; por lo que hay que estudiar detalladamente el comportamiento con carga debido a que los ventiladores funcionan durante la noche y podrían realizar un aporte importante de humedad.

En la Fig. 3, se muestran las temperaturas del aire a la salida del colector (Ta,sC), entrada del recinto de secado (Ta,eS), salida del secadero (Ta,sS), la temperatura ambiente exterior (Ta,ex) y la irradiancia solar, para tres días claros del mes de marzo, en función del tiempo. Se advierte que las temperaturas máximas del aire en el colector son razonables para los niveles de irradiancia en esta época del año; sin embargo la temperatura a la salida del recinto de secado, sin carga, disminuye casi

aproximadamente 13 °C, manteniéndose durante los tres días. Esta diferencia se estima que es debido a problemas constructivos relacionados con la forma y aislación, el ducto de unión entre colector y secadero y del material con que están construidas las puertas de acceso a las bandejas.

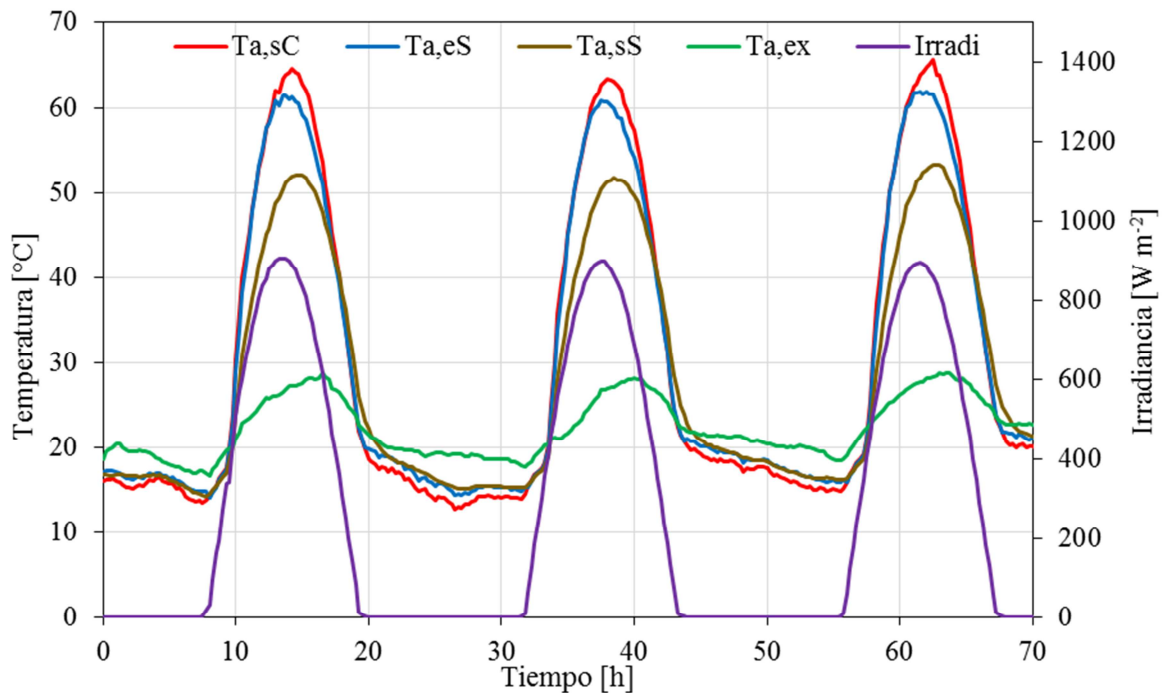


Figura 3. Variación de temperatura del aire y la irradiancia sobre superficie horizontal para tres días claros durante el ensayo

SIMULACIÓN DEL SECADERO

Para utilizar el programa Simusol y ajustar con mayor precisión el comportamiento del prototipo, se dividieron longitudinalmente, tanto el colector como la cámara de secado, en 3 partes iguales.

Predicción del comportamiento

En un trabajo anterior, Iriarte y Bistoni (2016), plantearon un diseño de secadero solar compacto que fue analizado mediante el software Simusol. Este modelo permitió ajustar la longitud óptima del colector y definir los parámetros constructivos más importantes.

Para corroborar el error en la predicción realizada por el modelo, respecto al sistema construido que se describe en este trabajo, se utilizó el mismo circuito eléctrico-térmico usando los datos climáticos de los días en que se realizaron los ensayos experimentales. En la Fig. 4, se grafica la temperatura experimental del aire a la salida del colector, la temperatura obtenida por el modelo que se usó para el diseño del equipo, $T_{a,sC}$ simul, la temperatura ambiente exterior y la irradiancia solar sobre superficie horizontal. Se advierte que hay una diferencia aproximada, en promedio para los tres días, del orden del 12 % menor entre la temperatura máxima del aire medida a la salida del colector y lo pronosticado por el modelo. Mientras que la diferencia medida y simulada de la temperatura promedio máxima a la salida de la cámara de secado, para los tres días de funcionamiento, Fig. 5, es del orden de un 3,4 %.

Otro aspecto a tener en cuenta al analizar los resultados del diseño, fruto de la simulación, frente al prototipo construido, es que cuando se realizó la simulación y ajuste del diseño, los plásticos de la cubierta ya tenían un año de colocados, mientras que en el prototipo construido son nuevos, lo que influye en los coeficientes de transmitancia de la radiación. También hay que tener en cuenta que los materiales constructivos no son exactamente iguales térmicamente.

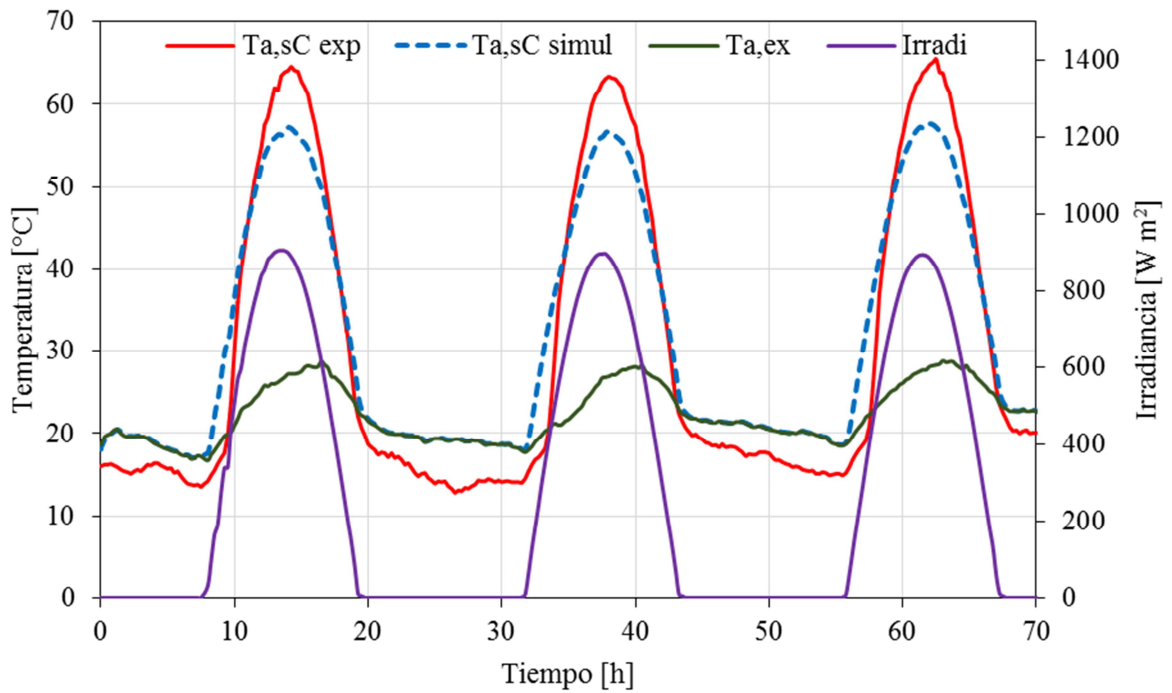


Figura 4. Comparación de los resultados del modelo utilizado para el diseño con los obtenidos experimentalmente respecto a la temperatura del aire a la salida del colector.

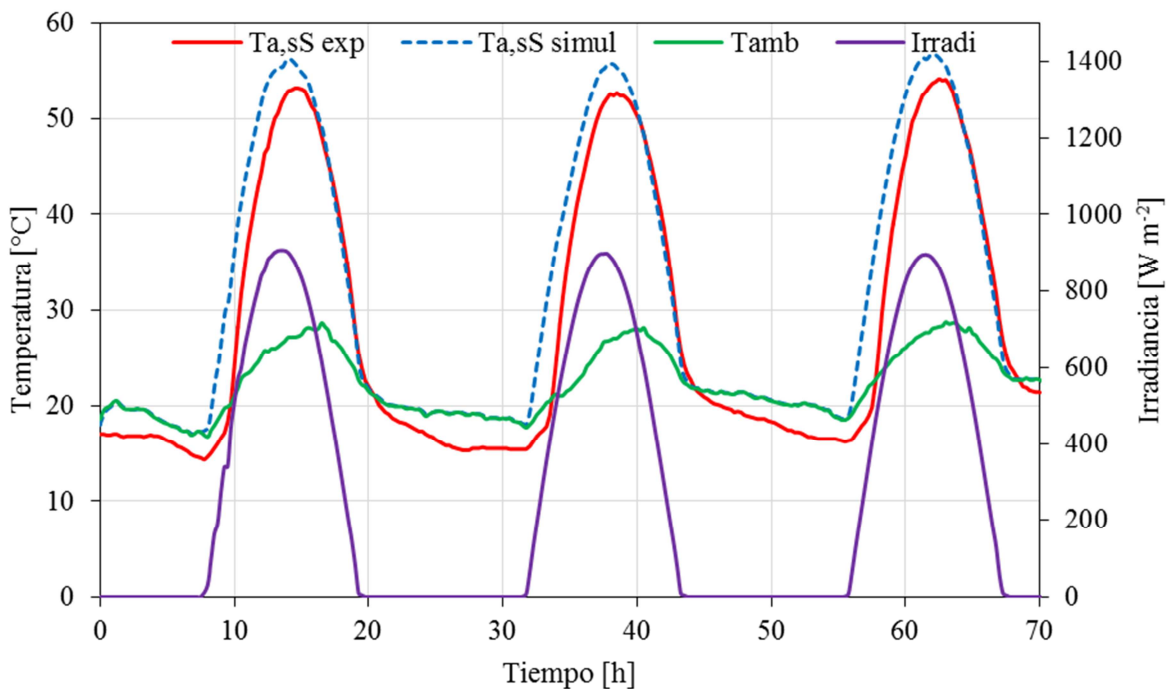


Figura 5. Comparación de los resultados del modelo utilizado para el diseño con los obtenidos experimentalmente respecto a la temperatura del aire a la salida de la cámara de secado.

Ajuste del modelo numérico de simulación

El proceso de ajuste se realizó durante tres días claros y consecutivos. Se usó el modelo detallado en Iriarte y Bistoni (2016) ajustándose las temperaturas de salida del colector y secadero. Los parámetros de ajuste fueron coeficientes de transferencias convectivos en el colector y el producto absorbancia-transmitancia ($\alpha\tau$) de las cubiertas por el deterioro de los plásticos durante un año. En la fig. 6 se muestra el ajuste del modelo, observándose las temperaturas experimentales de salida del colector y salida del recinto de secado y los resultados de la simulación; como así también la temperatura

ambiente exterior y la irradiancia sobre superficie horizontal. Para los tres días consecutivos se obtuvo, para la temperatura a la salida del colector y la simulada, una desviación promedio de aproximadamente 1,4 °C y un error relativo de 2,5 %. Mientras que para para la temperatura a la salida del recinto de secado y su correspondiente simulada, fue del orden de 0,5 °C y un error relativo de 1,6%.

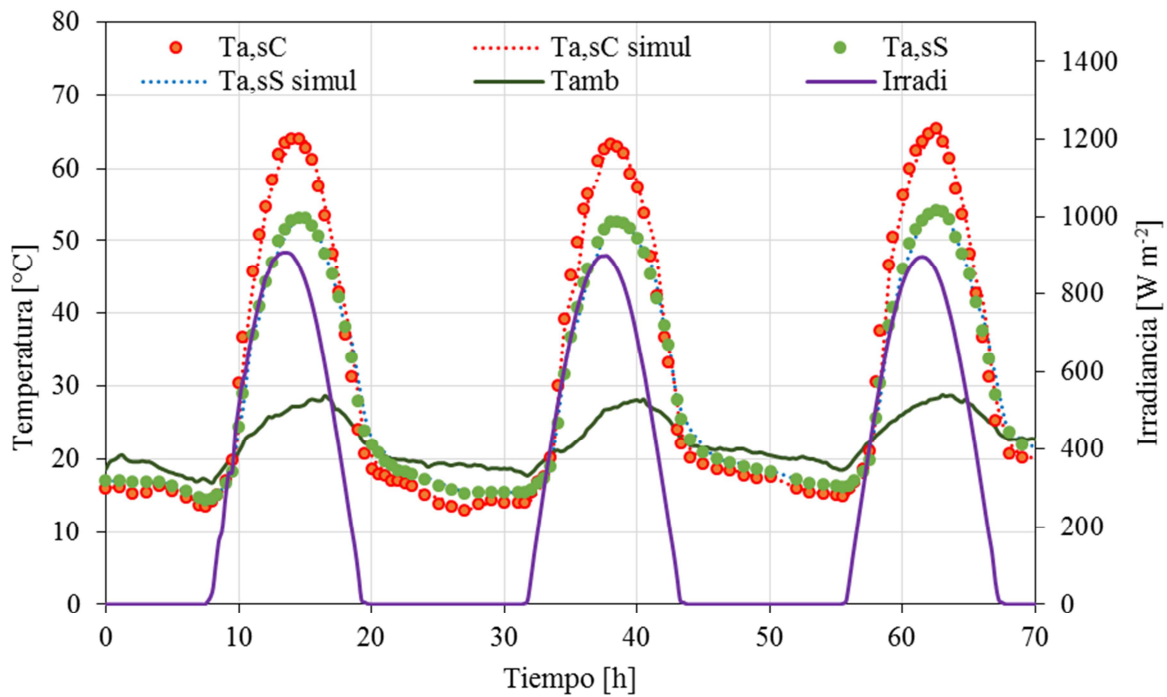


Figura 6. Ajuste de temperaturas experimentales y las obtenidas por la simulación numérica

Los resultados del ajuste se aprecian también la Fig. 7 donde se muestra la correlación que existe entre los valores de temperatura experimentales y simulados para las temperaturas de salida del colector y del recinto de secado. Se observa una buena concordancia para las dos temperaturas.

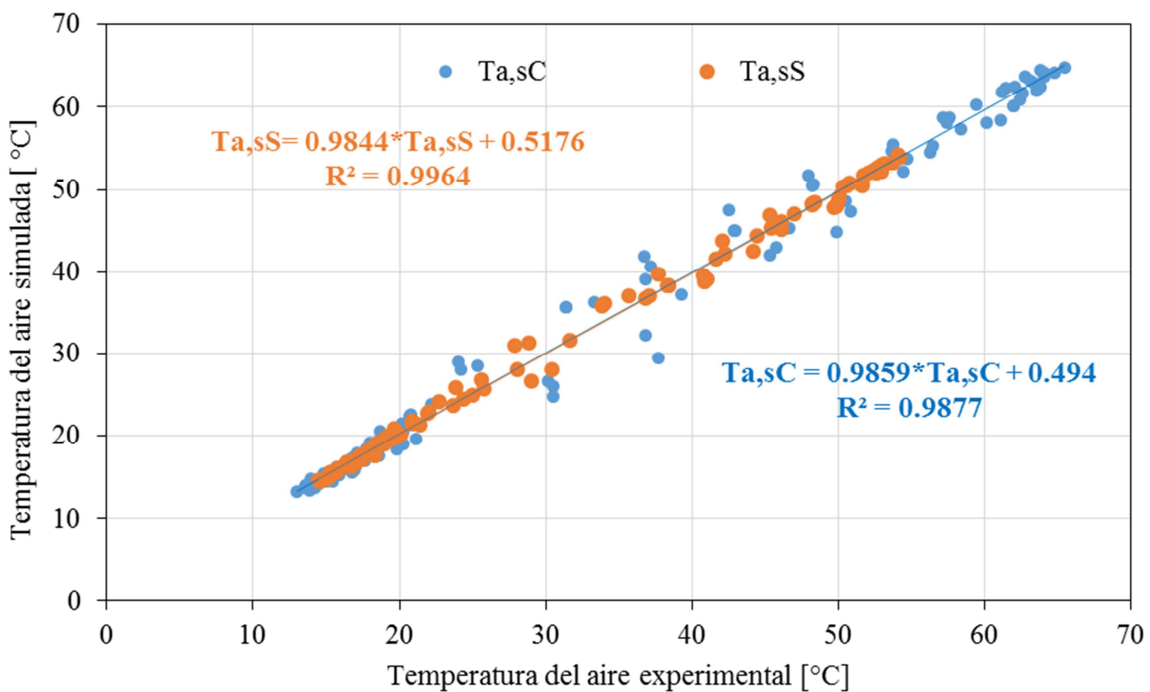


Figura 7. Desviación entre datos experimentales y simulados

CONCLUSIONES

La modelización de un sistema se realiza con el objetivo de disponer de una herramienta de diseño que permita predecir su comportamiento. De esta forma, el diseño del secadero, usando el modelo térmico – eléctrico simulado con el Simusol, permitió predecir adecuadamente el comportamiento del sistema a construir. Por otro lado, el modelo desarrollado y ajustado puede ser considerado como confiable para investigar el comportamiento del secadero solar compacto en otras condiciones climáticas y confeccionar un algoritmo de control del funcionamiento del equipo.

El secadero solar compacto es de construcción sencilla y puede construirse utilizando materiales disponibles localmente. Además los ventiladores pueden ser accionados por módulo fotovoltaico independiente de la red eléctrica. Si se compara el nuevo diseño con los secaderos “tipo túnel”, contruidos por este grupo de investigación, se puede destacar que la incorporación de un tercer ventilador ha mejorado notablemente la distribución del flujo a lo ancho del colector.

Los resultados experimentales obtenidos, para el secadero en vacío, son óptimos, destacándose la eficiencia global del colector durante los tres días de ensayo. Si bien los niveles de temperatura sobre las bandejas son aceptables, se podrían aumentar mejorando el ducto que une el colector con el secadero, por cuanto se advierte un defecto de construcción, al existir un ensanchamiento en la curva. Es necesario mejorar los cierres de las tapas donde están las bandejas y de las aislaciones.

Se propone estudiar la incorporación de un sistema de calentamiento auxiliar para evitar el aumento de humedad durante la noche.

NOMENCLATURA

| | |
|--|---|
| A_c = área de colección [m^2] | T_{c1} = temperatura cubierta 1 [$^{\circ}C$] |
| B = ancho del colector [m] | T_{c2} = temperatura cubierta 2 [$^{\circ}C$] |
| $C_{p,f}$ = calor específico del fluido (aire) [$J\ kg^{-2}$] | T_f = temperatura fluido [$^{\circ}C$] |
| $C_{p,L}$ = calor específico del líquido [$J\ kg^{-2}$] | T_p = temperatura placa colector [$^{\circ}C$] |
| $C_{p,V}$ = calor específico del vapor de agua [$J\ kg^{-2}$] | T_{sk} = temperatura de cielo [$^{\circ}C$] |
| $C_{p,w}$ = calor específico del agua [$J\ kg^{-2}$] | v_f = velocidad del fluido [$m\ s^{-1}$] |
| G = flujo másico del fluido (aire) [$kg\ m^{-2}$] | $h_{c,c1-ai}$ = coef. convectivo entre C_1 y aire |
| I_p = Irradiancia solar absorbida placa [$W\ m^{-2}$] | $h_{c,c2-f}$ = coef. convectivo entre C_2 y el fluido |
| I_{c1} = Irradiancia solar absorbida C_1 [$W\ m^{-2}$] | $h_{c,c1-aex}$ = coef. convectivo entre C_1 y aire ex |
| I_{c2} = Irradiancia solar absorbida C_2 [$W\ m^{-2}$] | $h_{c,c2-ai}$ = coef. convectivo entre C_2 y aire |
| v_f = velocidad del aire sobre la bandeja [$m\ s^{-1}$] | $h_{c,p-f}$ = coef. convectivo entre placa y el aire |
| m_f = masa del fluido [kg] | $h_{r,c1-sk}$ = coef. radiativo entre C_1 y cielo |
| T_{aex} = temperatura del aire ambiente [$^{\circ}C$] | $h_{r,c2-c1}$ = coef. radiativo entre C_2 y C_1 |
| T_{ai} = temperatura del aire entre cubierta 1-2 [$^{\circ}C$] | $h_{r,p-c2}$ = coef. radiativo entre placa y C_2 |

*Los coeficientes convectivos y radiativos están en [$W\ m^{-2}\ ^{\circ}C^{-1}$]

REFERENCIAS

- Arinze E.A, Schoenau G.J., Sokhansanj S. (1999). Design and experimental evaluation of a solar dryer for commercial high-quality production. *Renew Energy* 1999; 16: pp.639–42.
- Bistoni S., V. García, M. Rodríguez, A. Iriarte, S. Justianovich (2014). Secadero tendalero solar – biomasa para pimienta pimentonero. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente Vol. 18*, pp.02.19-02.25.
- Duffie J. A. y Beckman W. A. (1991). *Solar Engineering of Thermal Processes*, 2ª edición, Wiley Interscience, New York.
- Ferreira, A. G., Maia, C. B., Cortez, M. F. B. & Valle, R. M. (2008). Technical feasibility assessment of a solar chimney for food drying. *Solar Energy*, 82, pp.198–205.

- Forson, F. K., Nazha, M. A. A. & Rajakaruna, H. (2007). Modelling and experimental studies on a mixed-mode natural convection solar crop-dryer. *Solar Energy*, 81, pp.346–357.
- García V., A. Iriarte y S. Justinovich (2016). Sistema de calentamiento auxiliar para secadero solar de productos agrícolas. Acta de la XXXIX Reunión de Trabajo de la Asociación Argentina de Energías Renovables y Medio Ambiente Vol. 4, pp. 02.25-02.32.
- Hossain M. A, Gottschalk K. (2016). Determination of optimum conditions for half fruit drying kinetics of tomato. *Bornimer Agric. Berichte*; 55: pp.181–97.
- Imre, L. (2007). Solar Drying. In A. S. Mujumdar (Ed.), *Handbook of Industrial Drying*, Third Edition chapter 13. (pp. 307–361). CRC Press, Taylor & Francis Group, Florida.
- Iriarte A. (2001). Acondicionamiento término solar de invernaderos para la producción agrícola intensiva. Tesis Doctoral, Universidad Nacional de Salta.
- Iriarte A., Bistoni S., García V., Luque V. (2013). Evaluación de un secadero solar tendalero túnel: estudio de secado de manzanas. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 17, pp. 21-28.
- Iriarte A., Rodríguez C., Bistoni S., Hall M. (2014). Simulación de un secadero solar tendalero túnel: Caracterización y optimización. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. 2014 Vol.18 pp. 825 – 834.
- Iriarte A., García V. y Bistoni S. (2015). Ensayos y simulación de un nuevo tendalero solar activo tipo túnel. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. Vol. 19, pp.02.29-02.38.
- Iriarte A. y Bistoni S. (2016). Diseño y simulación de un secadero solar doble paso para productos especiales. Acta de la XXXIX Reunión de Trabajo de la Asociación, Argentina de Energías Renovables y Medio Ambiente, Vol. 4, pp. 08.01-08.11.
- Jain, D., Tiwari, G.N. (2004). Effect of greenhouse on crop drying under natural and forced convection. I: Evaluation of convective mass transfer coefficient. *Energy Conversion and Management* 45, 765–783.
- Janjai, S., Lamlet, N., Intawee, P., Mahayothee, B., Bala, B. K., Nagle, M. & Müller, J. (2009). Experimental and simulated performance of a PV-ventilated solar greenhouse dryer for drying of peeled longan and banana. *Solar Energy*, 83, pp.1550–1565.
- Miller W. M. (1983). Energy storage via desiccants for food/agricultural applications. *Energy Agric*; 2(4): pp.341–54.
- Pangavhane DR, Sawhney RL. (2002). Review of research and development work on solar driers for grape drying. *Energy Convers Manage*; 43(1): pp.45–61.
- Saravia L., Echazú R. y Zunino L. (1990). Características ópticas de materiales de cubiertas de invernaderos. Actas 14va. Reunión de ASADES, pp. 323 – 330.
- Saravia L. y Saravia D. (2000). Simulación de sistemas solares térmicos con un programa de cálculo de circuitos eléctricos de libre disponibilidad. *Avances Energías Renovables*, Vol. 4, pp. 8.17 - 8.23.

ABSTRACT: Drying is one of the methods of conservation used by small producers to add value to their production. The objective of the present work is to determine the behavior of a compact solar dryer, whose design was optimized by numerical simulation. The system is described and the results of the experimental test and model predictions are shown. In the fitting, an average deviation of approximately 1.4 ° C and a relative error of 2.5% was obtained for the experimental and the simulated temperature at the outlet of the collector. While for the experimental temperature at the exit of the drying room and its corresponding simulated one, it was 0.5 ° C and a relative error of 1.6%. The simulation model allowed to predict the behavior of the system. The compact solar dryer is of simple construction and can be built using locally available materials.

Keywords: solar drying, compact solar drier, drier simulation