

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN SECADERO SOLAR DOBLE PASO PARA PRODUCTOS ESPECIALES #

A. Iriarte¹ y S. Bistoni

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 04/08/16, aceptado 01/10/16

RESUMEN: En los últimos años se ha trabajado en el mejoramiento de los tendaleros, para convertirlos en secaderos solares en convección forzada. Una de las desventajas que presentan es que la radiación incide directamente sobre el producto, con lo cual algunos de ellos, como las aromáticas, se oxidan. En el presente trabajo se discute el diseño de un secadero tendalero solar indirecto doble paso. Se analiza el diseño mediante un modelo de analogía térmico – eléctrico, utilizando el software Simusol, presentándose los resultados obtenidos. El ajuste y validación realizados con datos experimentales fueron aceptables, obteniéndose una desviación máxima de 0,87 °C y un error relativo máximo del 1,2 % para tres días de funcionamiento. Este modelo permitió determinar la longitud óptima del colector en 5,50 m con una eficiencia instantánea máxima de 58,2 %. El diseño final consolidado por la simulación numérica resultó razonable desde el punto de vista térmico, económico y constructivo.

Palabras clave: secadero solar, secadero doble paso, simulación secado, energía solar

INTRODUCCIÓN

El secado de alimentos expuestos al sol, en cachones y tendaleros, es una práctica utilizada en muchos países desde la antigüedad, especialmente por las empresas familiares. Estas técnicas permiten conservar alimentos por períodos más largos que lo que habitualmente se dispone en fresco. Los productos deshidratados constituyen una parte importante en las preparaciones alimenticias convencionales de los hogares rurales.

Una desventaja de este método convencional de secado es que los productos pueden deteriorarse debido a las condiciones climáticas adversas y también contaminarse con polvo, insectos y excrementos de animales. Además, el área y el tiempo que se requiere es grande, el secado no es uniforme lo que implica que una parte del producto puede reabsorber humedad, reduciendo su calidad e iniciando un proceso de descomposición.

En la región del Noroeste Argentino, particularmente en la zona de la prepuna (valles calchaquies) y en la puna, los secadores solares tienen un potencial uso debido a la alta radiación solar diaria y baja humedad. En esta condición atmosférica, la convección natural puede ser utilizada eficazmente en el proceso de secado solar. Esta opción es una propuesta adecuada para el sector rural y otras áreas en las que la electricidad es escasa y/o el suministro es irregular. Éstos no requieren ventiladores para bombear el aire a través del secador (Forson et al., 2007), son de bajo costo, pueden ser construido localmente y no requieren energía a partir de combustibles fósiles (Sharma et al., 1995). Sin embargo, especialmente durante días nublados y cuando se tienen volúmenes grandes de producto, los sistemas a convección natural presentan limitaciones frente a los con convección forzada. Jain y Tiwari (2004)

Parcialmente financiado por UNCa, INTA, PFIP

¹ Investigador del CONICET

informaron que el coeficiente de transferencia de masa en el modo forzado es el doble que el de convección natural en la etapa inicial de secado. Si bien los sistemas con convección forzada presentan un gasto extra de energía por el consumo del ventilador, ésta es muy baja y pueden usarse paneles fotovoltaicos para proveer la energía (Hossain y Bala, 2007; Bala et al., 2005; Chen et al., 2005).

Dentro de la clasificación de secaderos con convección forzada y con cámara de secado con radiación directa, están los secaderos tendaleros solares que disponen de un colector y cámara de secado en un solo plano, ambos con incidencia de radiación directa.

Durante los últimos años los tendaleros fueron ensayados con un colector y cámara de secado con radiación de 10 m y 16 m de longitud total, con un ancho de 1,80 m (Iriarte et al. 2013, 2014, 2015). Una desventaja que presenta este tipo de secadero es que el producto recibe radiación solar directa, lo que provoca en algunos productos oxidación. Este hecho se observa principalmente en el secado de las aromáticas.

El objetivo del presente trabajo es obtener un tendalero solar indirecto con flujo forzado, que permita 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. El diseño de este secadero se optimizó por medio de simulación numérica usando el SIMUSOL. Mediante las curvas simuladas se confirmaron algunos parámetros de diseño y se determinaron otros no conocidos.

MATERIALES Y MÉTODO

Descripción del secadero

El secadero consiste en dos módulos conectados entre sí: la parte superior contiene la placa absorbidora de radiación solar por lo que actúa como colector solar; la parte inferior es la cámara de secado, donde se ubican las bandejas con el producto a deshidratar, como se muestra en la Fig. 1.

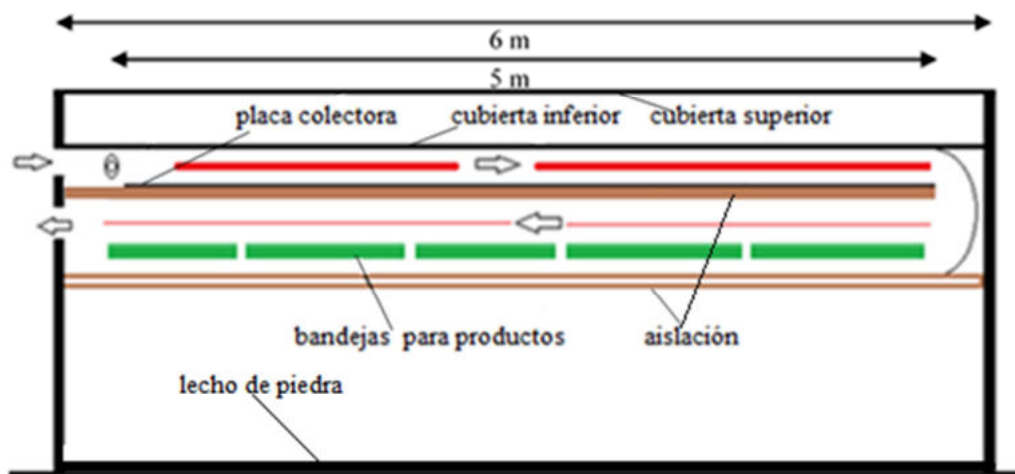


Figura N° 1: Esquema del secadero

El colector, al igual que en los diseños anteriores (Iriarte et al., 2015), es de una lámina de aluminio que está adherida a la aislación de lana de vidrio de 5 cm de espesor. Esta lámina de aluminio está pintada de negro mate y expuesta al sol. La longitud del colector es de 5,50 m y su ancho de 1,80 m, lo que determina una superficie expuesta de 9,9 m². A 10 cm por encima de la placa colectora, tiene una cubierta plástica de larga duración térmica (UVT), cubierta inferior, formando con la placa un conducto por donde circula el aire impulsado por los ventiladores. Sobre esta cubierta plana, a 20 cm se montó una cubierta semicircular, cubierta superior, cuyo eje es paralelo a la dirección del flujo de aire. Esta doble cubierta permite proteger al colector de los vientos de la zona y obtener mayor aislación de la parte superior.

La cámara de secado es de aproximadamente 7 cm de alto, queda delimitada entre la aislación del colector y la aislación de la parte de abajo del equipo. El colector está conectado con la cámara de

secado mediante un ducto semicircular, aislado con 5 cm de lana vidrio con papel de aluminio. La carga y descarga de los productos se realiza por ambos costados del módulo de secado. Debajo de las bandejas se dejó un espacio de aproximadamente 5 cm para equilibrar las temperaturas entre la parte superior e inferior del producto. La carga y descarga de los productos se realiza por los laterales del módulo de secado. La estructura está construida con tubo estructural cuadrado de hierro.

En el suelo, debajo del tendalero, se colocó un plástico negro para evitar el crecimiento del pasto; sobre el mismo se pusieron piedras pintadas de negro para acumular parte de calor que pierde el sistema en la parte inferior. Desde las puertas de acceso a las bandejas hasta la tierra, está cubierto por un plástico negro que lo protege la estructura del viento.

Modelo de simulación

El modelo utilizado se basa en la analogía existente entre los procesos térmicos y eléctricos. En el modelo físico se identifican los nodos y se conectan entre sí con elementos eléctricos representativos de los distintos fenómenos térmicos. Las resistencias térmicas se representan mediante resistencias eléctricas: RD conductivas, RV convectivas y RR radiativas. Los flujos de calor (JQ) y los flujos asociados a flujos de masa (JMQ) se representan mediante fuentes de corriente. La acumulación de calor sensible se esquematiza mediante capacitores (C) y las fuentes de tensión (E) representan valores de temperatura conocidos. Para determinar el valor de la temperatura en un nodo se utiliza como termómetro una fuente de corriente (JT) de valor nulo entre el nodo y tierra. El valor de la temperatura se mide con la diferencia de potencial de la fuente (VJT).

Para la construcción del modelo del sistema de secado se hicieron las siguientes suposiciones:

- La temperatura es constante a lo ancho del colector. Se trabaja con un modelo unidimensional.
- La superficie de los laterales del colector, uniones de flujo y cámara de secado tienen solo pérdidas de calor de tipo convectiva. Las pérdidas conductivas, frente a las convectivas se consideran despreciables.
- El sistema no tiene pérdidas de aire por infiltraciones al ambiente exterior.
- El producto ubicado en la cámara de secado es considerado con un espesor de capa única o capa delgada y el aire caliente pasa por encima. La temperatura del producto es la misma arriba y debajo del mismo.
- La pérdida de carga en el circuito del flujo es despreciable.
- Las masas de las cubiertas transparentes de plástico se consideran despreciables, por lo que no existe acumulación de energía en las mismas.
- La transferencia de calor por conducción a lo largo de la longitud de la placa absorbadora se considera despreciable.
- El coeficiente convectivo exterior se tomó como $h_w = 2,8 + 3 \cdot V$ (Duffie y Beckman, 1991).
- Los coeficientes convectivos entre la placa absorbadora, cubiertas y laterales son fijos, y fueron calculados para la velocidad de aire establecida en el diseño.
- El intercambio higrotérmico en la cámara de secado se considera en función del coeficiente de transferencia convectivo y de transferencia de masa entre el vapor de agua desde la superficie del producto y el aire circundante.

Circuito térmico - eléctrico

En base a las características térmicas y a las simplificaciones precedentes, se construyó el circuito térmico – eléctrico que representa al colector y cámara de secado, que se muestran en la Fig. 2. Para simular el proceso de secado con el programa SIMUSOL, el colector y la cámara de secado se dividieron longitudinalmente en 3 partes iguales conectadas mediante fuentes de flujo (J1c, J2c, J3c y J4c, para el colector y J2s, J3s y J4s, para la cámara de secado).

En la Fig. 2a, el colector conformado por un film de papel de aluminio de 150 μ está representado por el nodo (5a1) como placa colectora y la doble cubierta de plástico transparente en la parte superior, representadas por las cubiertas (4c1) y (2c1). Entre la cubierta interna (2c1) y la externa (4c1) se encuentra una masa de aire (3c1) que intercambia energía con ambas cubiertas mediante las resistencias convectivas (2c1) y (3c1), también con el exterior mediante (3ch1). El aire que circula por el interior del colector está representado por el nodo (1c1). Su temperatura a la entrada está dada por la

fuelle (E1) asociada a una tabla de temperatura ambiente exterior en el nodo A1. El intercambio térmico entre el aire de circulación y la cubierta interna del colector está indicado mediante la resistencia convectiva (1c1) y con el ambiente exterior por los laterales con (1ch1).

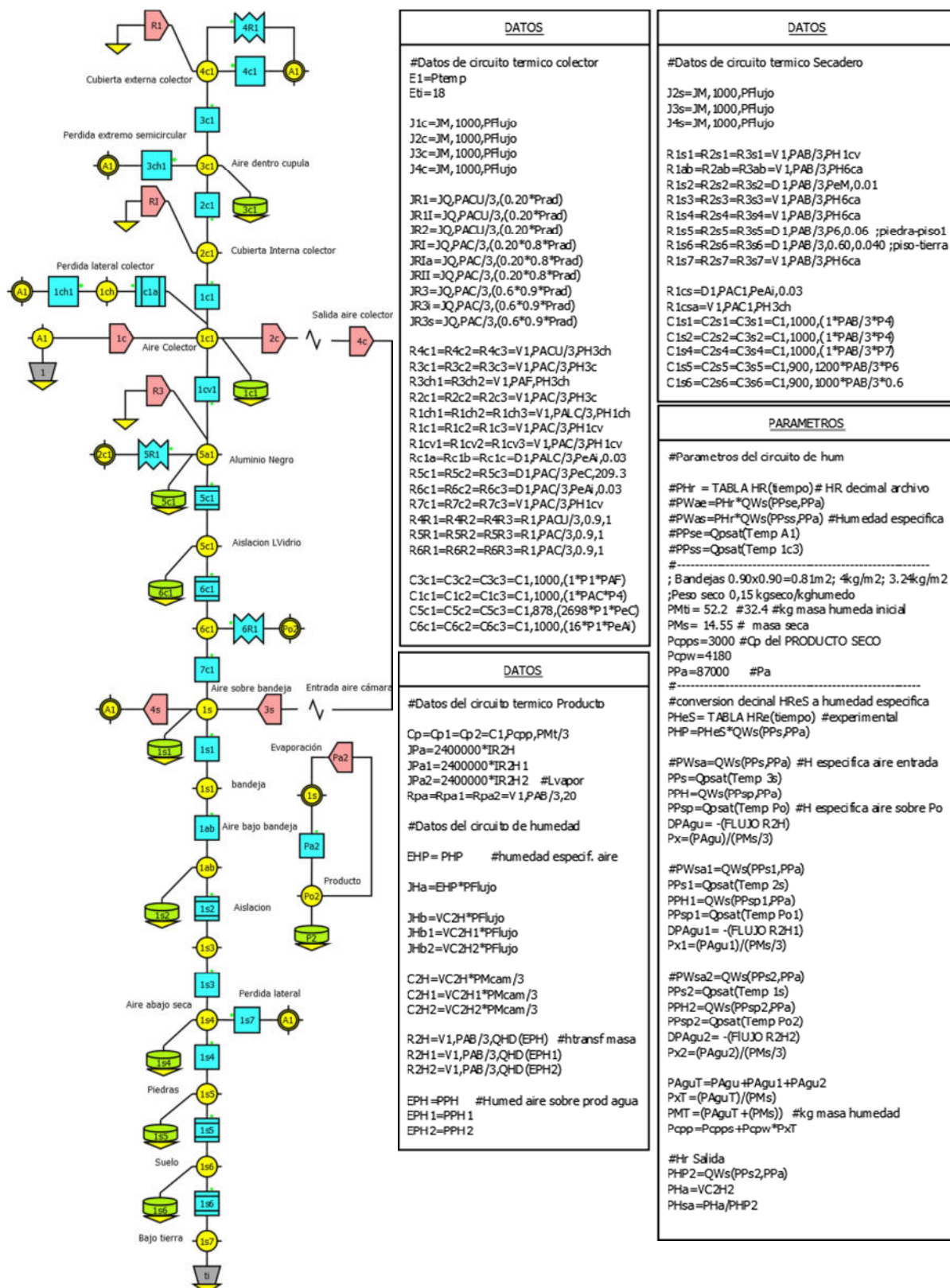


Figura N° 2. a) Uno de los tres circuitos que representa el modelo de intercambio térmico y datos de las componentes

La radiación solar que llega a las cubiertas y al absorbedor está representada por las fuentes (R1, RI y

R3), asociadas a tablas con valores reales obtenidos experimentalmente. El intercambio radiativo entre la placa y la cubierta interna está dado por la resistencia (5R1). Similar intercambio se produce entre la cubierta exterior y el ambiente externo, representado por (4R1), considerándose además las pérdidas convectivas (4c1). Al calentarse el absorbedor, intercambia energía tanto con el aire que circula por su superficie superior (1cv1) y conduce a través de una resistencia conductiva (5c1). Debajo de la placa está la aislación de lana de vidrio representada por la resistencia conductiva (6c1).

El nodo (1s) representa el aire que circula sobre el producto, intercambiando calor por convección con la aislación (7c1) y (1s1) que representan las bandejas con productos. La resistencia conductiva (1s2) corresponde a la aislación debajo de la bandeja. Por debajo de la aislación hay una masa de aire interactúa con el lecho de piedras por medio de (1s4), aunque también pierde por las paredes laterales hacia el ambiente (1s7). Parte de la energía que llega al lecho de piedras (1s5) es transferida hacia se a la tierra, proceso representado por las resistencias conductivas (1s6). El aire que está contenido entre las cubiertas y bajo del absorbedor, el lecho de piedras y el suelo, transfieren una parte de la energía recibida, el resto se acumula provocando cambios en las temperaturas de cada uno de estos elementos. Para considerar esta situación se incorporan los acumuladores (1c1), (3c1), (5c1), (6c1), (1s1), (1s2), (1s4), (1s5) y (1s6).

El proceso de intercambio térmico del producto está representado por un circuito independiente pero relacionado con el principal por intermedio de los nodos (1s). En la primera, el elemento producto representado por el nodo (Po2) recibe energía proveniente de la radiación solar (Rpa2) y también desde el aire caliente (1s) que está circulando sobre la bandeja, mediante un proceso convectivo indicado con (Pa2), esto produce evaporación de la humedad superficial y cambios en su temperatura; como la masa del producto constituye un acumulador, se introduce el componente (P2).

Los cuadros mediante los cuales se introducen los datos restantes y las instrucciones necesarias para el funcionamiento del programa que se detallan en la Fig. 2a. se muestran en la Fig. 2b. Estos datos corresponden a los tres circuitos que representan el modelo.

PARAMETROS	PARAMETROS	FUNCIONES
# PARAMETROS CONSTRUCTIVOS DEL SISTEMA P1=5.5 #LARGO_COLECTOR P2=5.5 #LARGO_CAMARA_DE_SECADO P3=1.8 #ANCHO_COLECTOR_Y_CAMARA P4=0.10 #ALTO_COLECTOR P5=0.10 #ALTO_CAMARA P6=0.15 #ESPESOR_CAMA_DE_PIEDRA P7=0.50 #ALTO_PATAS PeC=0.001 #Espesor aluminio colector PeAi=0.05 #Espesor aislacion L Vidrio PeM=0.01 #Espesor membrana secadero PAC=P3*P1 #AREA_COLECTOR PAB=P3*P2 #AREA_BANDEJA PATC=P3*P4 #AREA_TRANSV_COLECTOR PAT5=P5*P3 #AREA_TRANSV_CAM PALC=2*P4*P1 #AREA_LATERAL_COLECTOR PAF=3.14*(P3**2)/2 #AREA_SEMICIRCULAR PACU=2*3.14*P3/2*P1*3/4 #AREA_CUBIERTA COL PABC=P3*P7+2*P1*P7 # AREA_LAT_BAJO_COL PABCA=((P2*2*(P7-P5/2))+P1*(P7-P5/2))*#AREA_LAT_CAM PALCa=((2*P5*P2)+(P3*P5/2)) #AREA_LAT_CAMARA PAC1=1.462	# PARAMETROS ADICIONALES #Datos experimentales Ptemp= TABLA 3(tiempo) #T amb archivo Prad=TABLA 4(tiempo) # rad archivo #----- PVcam= PAB*P5 #m3 PMcam= 1*PVcam #kg PCpa=4186 PH1c=15 #15 #Hcolect aire-cubi int PH3c=6 #Hcol aire-cub ext PH3ch=(2.8+3.7*2) #Hcol cub ext-ext PH1cv=15 #Hcol aire-aluminio PH1ch=(2.8+3.7*2) PH6ca=6 #H aire-piedra	#Funciones para circuito de humedad QWd(xc,yy)=0.622*xc/(yy-xc) Qpsat(TT)=6.10.7*10**(7.5*TT/(273+TT)) #Threkeid QHd(xc)=1/((958+1796*xc)) #hc/Lewis

Figura N° 2. b) Cuadros de datos complementarios de la figura 2a

En el circuito de pérdida de humedad, Fig. 2c, se considera la humedad inicial que posee tanto el producto como el aire que circula por el secadero y las variaciones en su contenido durante el proceso de secado a causa de la interacción entre ellos. Los valores iniciales son introducidos para el aire mediante la fuente (HP) asociada a una tabla con datos meteorológicos y para el producto mediante el valor de su peso húmedo. El nodo (Wp) representa la superficie del producto y el condensador 2H la acumulación de agua del mismo.

El nodo (1H) está conectado a una fuente de tensión que representa el contenido de humedad del aire que ingresa a la cámara de secado. Mediante JH se transfiere humedad al nodo (2H) que representa el

aire húmedo de la cámara, mientras JHB es la cantidad de humedad que arrastra el aire hacia el exterior del sistema. El contenido de humedad del producto está representado por la fuente HP en el nodo (WP), nodo que representa al aire sobre el producto. La resistencia 2H representa la transferencia de masa (vapor de agua) desde el producto a el aire que lo rodea nodo (2H).

El ajuste y validación del colector se realizó mediante datos experimentales obtenidos de ensayos de un colector similar, que integra un secadero tendalero de 10 m de largo (5 m colector y 5 m cámara de secado) por 1,8 m de ancho. Los datos del primer día se utilizaron para realizar el ajuste del modelo, mientras que los restantes sirvieron para validar el mismo. Se utilizaron como variables de ajuste los coeficientes de absorción de la radiación en las cubiertas y placa colectora. Para la estimación de estos coeficientes se utilizó mediciones de irradiancia solar con un piranómetro Kipp & Zonen ($\pm 5\%$), ventilado, sobre las cubiertas y placa colectora. Las variables meteorológicas se determinaron con la estación meteorológica instalada en el lugar de la experiencia ($\pm 5\%$).

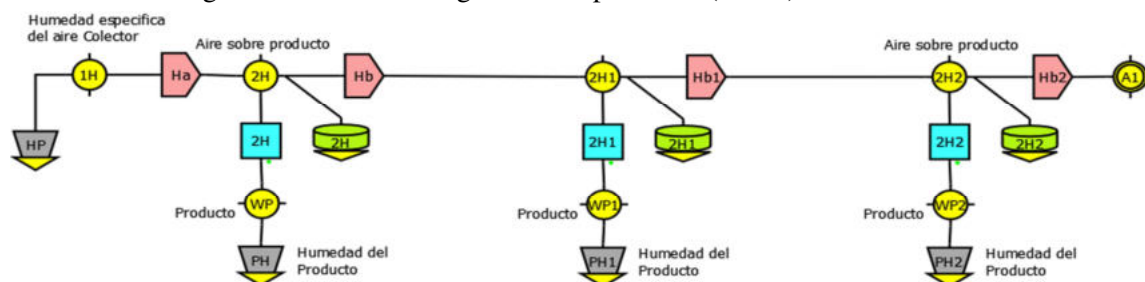


Figura N° 2. c) Circuito que representan el intercambio de humedad aire-producto

Los datos de temperatura y humedad usados para el ajuste y la validación se realizaron 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 - 90 % (precisión de $\pm 1\%$, resolución de $0,1\%$). Los sensores fueron ubicados a lo largo del sistema en la dirección del flujo de aire, protegidos de la radiación solar directa. Los registros fueron tomados cada 15 minutos durante los ensayos. La velocidad del aire dentro del secadero fue medida con un anemómetro de hilo caliente, marca TSI 1650 ($\pm 0,05\text{ ms}^{-1}$), en diferentes puntos en dirección transversal y a lo largo del colector y secadero. Las muestras testigos se pesaron con una balanza electrónica (Mettler $\pm 0,1\text{ g}$) y la pesada inicial y final de todo el producto con una balanza de plato ($\pm 1\text{ g}$).

Los datos de la cinética de secado que se usaron para la simulación corresponden a un ensayo con pimienta para pimentón con una densidad de carga de 4 kg m^{-2} , con un peso total de 52,50 kg, un peso seco de 14,55 kg y con un producto final del 12 % del contenido de humedad.

Una vez realizada la validación del modelo se confeccionó un nuevo modelo utilizando las mismas especificaciones técnicas de cada elemento y se agregó debajo del colector el circuito correspondiente a una cámara de secado. Los resultados de la simulación de este nuevo diseño de colector - cámara de secado fueron comparados con los obtenidos durante los ensayos experimentales.

Es importante destacar algunas condiciones requeridas para este nuevo diseño: 1) temperatura máxima del aire sobre el producto debe ser menor a $75\text{ }^{\circ}\text{C}$, 2) velocidad del aire sobre el producto $\geq 1\text{ m s}^{-1}$, 3) menor costo respecto a un secadero tendalero solar convencional de iguales especificaciones técnicas. Se hicieron distintas simulaciones para determinar cuáles son los valores óptimos de los siguientes parámetros: a) longitud del colector; b) eficiencia de colección y c) flujo de circulación del aire.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Ajuste y validación

En la Fig. 3 se muestran los resultados del ajuste y validación del modelo. Se grafican las temperatura del aire a la salida del colector, experimental $[T_{a,Sc}\text{ Exp}]$, simuladas $[T_{a,Sc}\text{ Simul}]$, ambiente exterior $[T_{a,ext}]$ y la irradiancia solar $[Radi]$, en función del tiempo. Los datos experimentales utilizados

corresponden a tres días consecutivos con irradiancia solar máxima de 1039, 1019 y 1001 W m^{-2} respectivamente. Los resultados del ajuste y validación fueron aceptables, obteniéndose una desviación máxima entre los datos experimentales y simulados de 0,87 °C y un error relativo máximo del 1,2 % para tres días de funcionamiento.

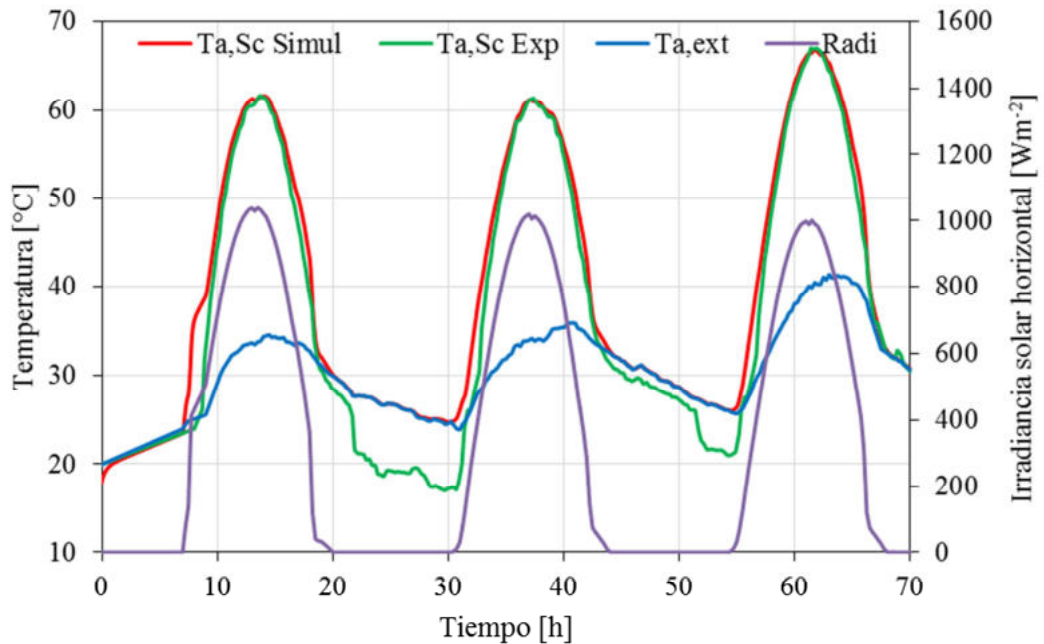


Figura N° 3. Ajuste del modelo en la temperatura del aire a la salida del colector en contraste con la temperatura ambiente e irradiancia experimental en función del tiempo

Con el propósito de evaluar la diferencia de temperatura del aire del modelo ajustado con el modelo propuesto, se simuló el modelo ajustado del tendalero con una longitud del colector de 5,5 m que se llamó T5-5 y del tendalero doble circulación, sin que circule aire por la cámara de secado, que se llamó DSR. Esto significa que el aire que circula por el colector, en lugar de circular por la cámara de secado, sale directamente al exterior, similar a lo que pasa en el colector del T5-5.

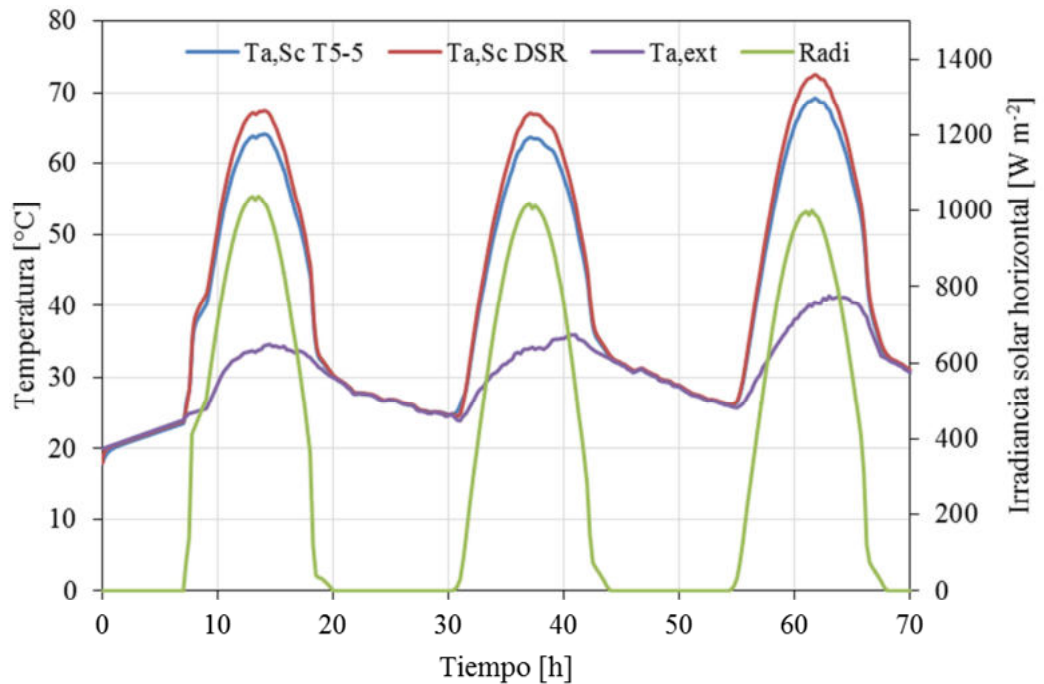


Figura N° 4. Variación de las temperaturas máximas de los colectores de T5-5 y DSR en contraste con la temperatura del aire exterior e irradiancia horizontal en función del tiempo

En la Fig. 4 se muestran las curvas de temperatura de salida de los colectores T5-5 ($T_{a,Sc}$ T5-5) y DSR ($T_{a,Sc}$ DSR), la temperatura ambiente exterior ($T_{a,ext}$) y la irradiancia (R_{adi}) en función del tiempo. La diferencia de temperatura máxima entre ambas es de 3,3 °C, lo que equivale a un 4,6 %, valor que está dentro de lo aceptable, teniendo en cuenta el error de medición de la irradiancia (± 5 %). Esto permite considerar que es adecuado utilizar los datos del modelo para simular el colector del tendalero nuevo.

Optimización del colector

Con el ajuste realizado del colector es posible estudiar el comportamiento del secadero tendalero doble paso (DP), con circulación en la cámara de secado, analizando el comportamiento del colector para diferentes longitudes y su correlación con las temperaturas máximas y sus eficiencias instantáneas máximas calculada como calor útil sobre radiación incidente. En la Fig. 5 se muestra la variación de temperatura máxima de salida y la eficiencia instantánea máxima de colección para diferentes longitudes del colector del secadero.

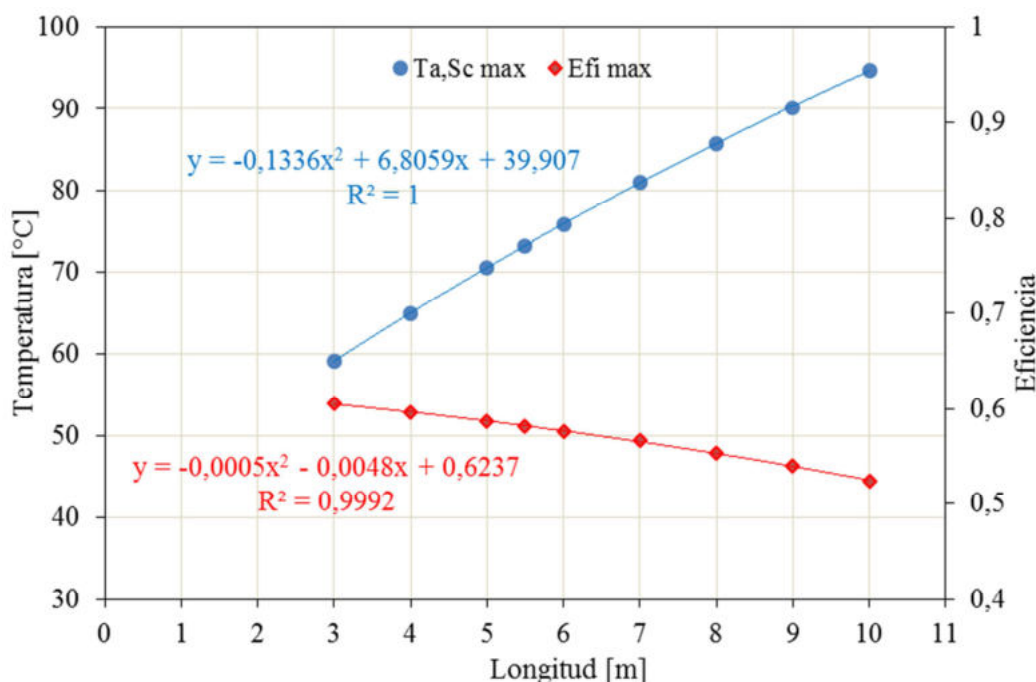


Figura N° 5. Relación entre la temperatura máxima del aire a la salida y la eficiencia máxima instantánea en función de la longitud del colector

La curva de ajuste para la temperatura en función de la longitud del colector es:

$$T_{a,Sc} (\text{máx}) = -0.1336 L^2 + 6.8059 L + 39.907 \quad [1]$$

Y para la eficiencia se tiene la siguiente ecuación:

$$\eta (\text{máx}) = -0.0005 L^2 - 0.0048 L + 0.6237 \quad [2]$$

A los efectos de analizar estos resultados, es necesario tener en cuenta las condiciones asumidas para el diseño del secadero. Particularmente considerando que la temperatura máxima del aire requerida para no dañar la calidad del producto deshidratado debe ser ≤ 75 °C, de acuerdo con la ec. (1) la longitud de colección es de 5,8 m. Teniendo en cuenta aspectos constructivos y de costo que se explicitan más adelante, es conveniente elegir 5,5 m para la longitud de la placa colectora. Para esta longitud, la eficiencia instantánea máxima del colector, calculada con la ec. [2] es de 58,2 %.

La Fig. 6 muestra las variaciones de la temperatura máxima dentro del colector en función de la longitud del mismo para distintos flujos de aire. Para la longitud de placa de 5,5 m y para una temperatura de 75 °C, se tiene un flujo comprendido entre 0,17 - 0,18 kg s⁻¹, valores que aseguran una velocidad del orden de 1 m s⁻¹ sobre el producto.

Confirmados algunos valores que se utilizaron para el diseño y calculados otros, se presentan los resultados de la simulación en la Fig. 7, para una longitud de 5,5 m y un flujo entre $0,175 \text{ kg s}^{-1}$. Se muestran las temperaturas simuladas de entrada ($T_{a,Es}$), sobre el producto (T_{po}) y a la salida de la cámara de secado ($T_{a,Ss}$), así como el contenido de humedad en base seca (bs) $[(P-Ps)/Ps]$ en función del tiempo; P es el peso del producto, Ps el peso seco del mismo.

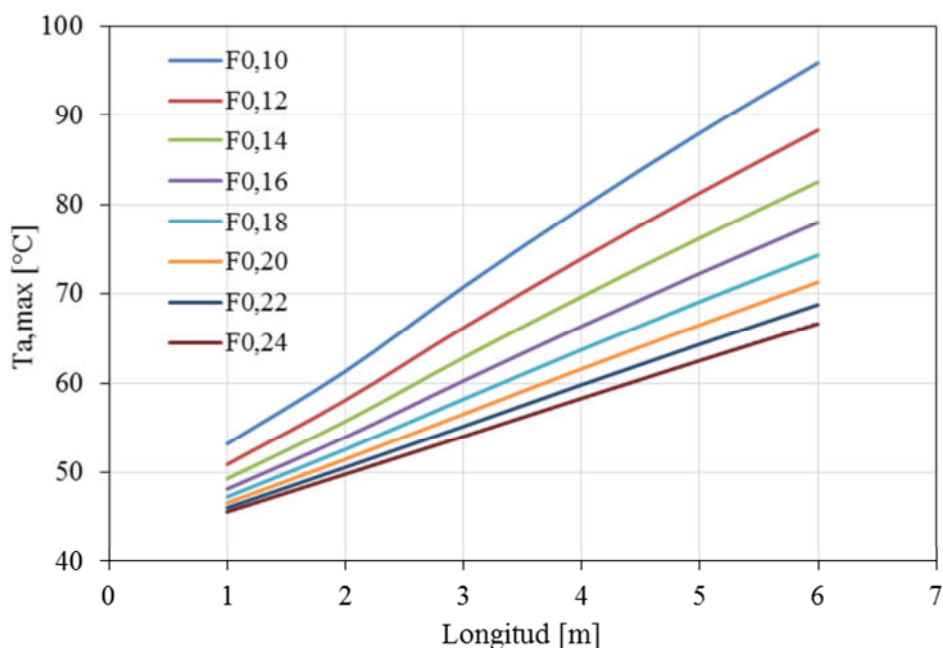


Figura N° 6. Variación de la temperatura máxima del aire dentro del secadero en función de la longitud del colector para diferentes flujos de aire.

Como se aprecia las temperaturas no superan los 75°C sobre el producto, quedando un margen de unos 7°C para cualquier aumento de la temperatura exterior, cuyo valor máximo utilizado para este modelo, fue de 40°C . El contenido de humedad del producto en base seca para pimiento pimentonero, que se muestra en la misma figura, incluye la pérdida de agua en los periodos nocturnos, debido a que los ventiladores siguen funcionando durante la noche.

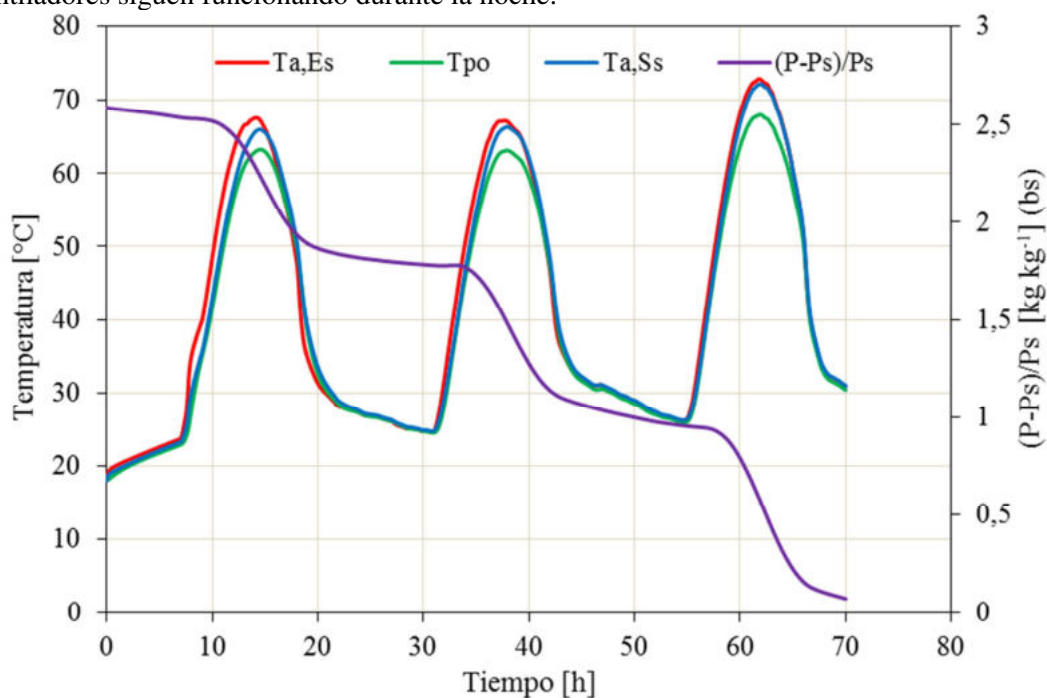


Figura N° 7. Variación de las temperaturas en la cámara de secado y del contenido de humedad en función del tiempo

Análisis de costo del sistema

El costo se realizó evaluando los precios actuales en el mercado local, teniendo en cuenta los elementos utilizados. No se tuvo en cuenta los desperdicios o restos de material que se descartan al construir el equipo. Cabe advertir que la longitud del secadero es importante porque al estar construido con tubos de hierro, se debe tener en cuenta las barras que se venden son de 6 m. Del análisis de costo se desprende que un secadero “doble paso” cuesta \$ 10.650 (u\$s 710) mientras que el mismo secadero, pero usando colector y cámara de secado en un mismo plano cuesta \$ 14.990 (u\$s 999,40), lo que significa un ahorro del 29 %.

CONCLUSIONES

El modelo obtenido con el software Simusol permite predecir el comportamiento térmico del colector - secador estudiado, bajo diferentes condiciones de temperatura exterior y radiación solar. El diseño final consolidado por la simulación numérica resultó razonable desde el punto de vista térmico, económico y constructivo, siendo el modelo de simulación un instrumento interesante para disponer de datos de base y analizar posteriormente la validación de los mismos con el prototipo construido.

Los resultados de la simulación cumplen con las condiciones impuestas para el diseño: temperatura máxima del aire sobre el producto debe ser menor a 75 °C; velocidad del aire sobre producto $\geq 1 \text{ m s}^{-1}$; menor costo respecto a un secadero tendalero solar con colector y cámara de secado unidos uno a continuación del otro, con iguales especificaciones técnicas.

El secadero es de una construcción sencilla, de bajo costo y mano de obra no especializada. Se utilizan materiales que se pueden obtener en el mercado local. La capacidad de carga es razonable, especialmente si los productos a deshidratar son aromáticos. Estas cualidades del secadero facilitan su transferencia y adopción.

Una ventaja de este diseño es que para lugares con muy baja temperatura ambiente se puede recircular parte del aire y obtener los niveles adecuados para un secado más rápido. Asimismo, para las zonas donde las temperaturas ambientes son muy altas, existe la posibilidad de agregar un ventilador para mayor flujo, bajar la temperatura del aire y aumentar la eficiencia de secado.

Respecto del costo se advierte claramente que el sistema DP resulta más económico que el otro por la cantidad de hierro, aislación y plástico a utilizar. Sin embargo hay que tener en cuenta cual será el producto a deshidratar al momento de tomar la decisión sobre que secadero utilizar. En este sentido, el diseño presentado tiene una capacidad de carga limitada, pero se podría estudiar la posibilidad de aumentarla mediante otra configuración.

REFERENCIAS

- Bala, B.K., Ashraf, M.A., Uddin, M.A., Janjai, S., 2005. Experimental and neural network prediction of the performance of a solar tunnel drier for drying jackfruit bulbs and leather. *Journal of Food Process Engineering* 28, 552–566.
- Duffie J. A. y Beckman W. A. (1991). *Solar Engineering of Thermal Processes*, 2ª edición, Wiley Interscience, New York.
- Chen, H.H., Hernandez, C.E., Huang, T.Z., 2005. A study of the drying effect on lemon slices using a closed-type solar dryer. *Solar Energy* 78, 97–103.
- Forson, F.K., Nazha, M.A.A., Rajakaruna, H., 2007. Modelling and experimental studies on a mixed-mode natural convection solar cropdrier. *Solar Energy* 81, 346–357.
- 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.
- Hossain, M.A., Bala, B.K., 2007. Drying of hot chilli using solar tunnel drier. *Solar Energy* 81, 85–92.
- 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,
- Sharma, V.K., Colangelo, A., Spagna, G., 1995. Experimental investigation of different solar driers suitable for fruits and vegetable drying. *Renewable Energy* 6, 413–424.

ABSTRACT: In recent years, solar dryers type “tendaleros” have been improved, turning them into forced convection solar dryers. One disadvantage is that incident solar radiation, directly on the products, may be oxidized some of them, such as herbs. In this paper the design of a solar indirect drying double pass “tendalero” is discussed. The design is analyzed by means of an electric - thermal analogy model, using the SIMUSOL software. The results are presented. The fit and validation performed with experimental data were acceptable, resulting in a maximum deviation of 0.87 ° C and a maximum relative error of 1.2% for three days of operation. This model allowed to determine the optimal length of the collector at 5.50 m with a maximum instantaneous efficiency of 58.2%. The final design determined by the numerical simulation was reasonable thermal, economical and structurally.

Keywords: solar dryer, double pass dryer, solar drying, solar energy