

EVALUACIÓN DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE AIRE APTO PARA SECADO SOLAR INDIRECTO DE PEREJIL

Javier H. Garnica, Alba I. Lema, Jorge M. Morsetto, María I. Pontin y Juan M. Lucchini
Universidad Nacional de Río Cuarto - Facultad de Ingeniería - Departamento de Mecánica
Ruta Nac. 36 Km. 601, 5800 Río Cuarto
Tel./Fax: (0358) 4676246 - e-mail: alema@ing.unrc.edu.ar

Recibido 11/08/16, aceptado 08/10/16

RESUMEN: En este trabajo se analiza la viabilidad de un secador solar indirecto, formado por tres componentes básicos: un colector de agua, un intercambiador de calor agua-aire y la cámara de secado. Se considera que el elemento condicionante en esta propuesta lo constituye el intercambiador de calor, ya que debe proporcionar la potencia mínima requerida para el secado y posibilitar el flujo termosifónico. El objetivo de este trabajo fue construir un intercambiador de calor agua-aire de bajo costo, a partir de materiales en desuso y evaluar experimentalmente el flujo termosifónico y la disponibilidad de la potencia térmica mínima requerida para el secado de perejil. El flujo aire a través del intercambiador es forzado, impulsado por un ventilador de 12 V. Los resultados de los ensayos, se presentan en gráficos y se concluye que el sistema propuesto constituye un diseño viable e idóneo en relación al secado indirecto aplicado a productos agrícolas.

Palabras clave: intercambiador de calor agua-aire; secado indirecto; comportamiento térmico; calentamiento de aire.

INTRODUCCIÓN

El secado puede definirse como la operación unitaria responsable de la reducción del contenido de humedad de cierto producto hasta el nivel requerido. Cuando se aplica a hierbas aromáticas o alimentos en general, el secado es un método de estabilización de los mismos, que se basa en la reducción de la actividad del agua (a_w) para ralentizar los procesos de deterioro a los que se ven sometidos estos productos, de modo que el almacenamiento resulte seguro, dificultando el ataque de insectos y hongos, (Mujumdar, 2000). La humedad final del sólido varía con los distintos productos, abarcando un rango comprendido entre 10 % y 14 % de humedad expresada sobre base húmeda.

Los intentos por controlar las condiciones del secado condujeron al desarrollo de tecnologías, entre ellas, la deshidratación solar, que aplicada al secado de hierbas aromáticas reviste especial interés económico, teniendo en nuestro país buenas perspectivas (Corvalán et al., 2000).

Considerando los diferentes tipos de secadores, los secadores de convección forzada, requieren de un ventilador para impulsar el aire a través de la cámara de secado y usan una fuente de energía para calentar aire, que es tomado del ambiente circundante de donde se encuentra el secador (Pangavhanet al., 2002). Este calentamiento tiene como objetivos principales darle energía suficiente al aire, para realizar el proceso de evaporación del agua del producto y aumentar la cantidad de agua que este aire puede retener sin que se condense. Las fuentes de energía son variadas pero en su mayoría usan un proceso de combustión, y es en este punto, donde la incorporación de la energía solar, convierte a los secadores solares en una tecnología innovadora, no contaminante y sustentable.

En referencia a los secadores solares, los indirectos presentan numerosas ventajas, por ejemplo, permiten un mayor control en el proceso, facilitan la manipulación de los productos, permiten integrar una fuente auxiliar de energía y posibilitan el secado de productos sensibles a la radiación solar directa sin pérdida de calidad, ya sea color natural, destrucción de vitaminas y/o valor nutritivo.

El secador solar considerado en este trabajo, utiliza flujo de aire forzado y calentado solarmente de manera indirecta. Consta de tres componentes de intercambio energético: el primero, consiste en un colector solar, cuya finalidad es aumentar la energía térmica del agua, la cual constituye uno de los fluidos de intercambio del siguiente componente. El segundo componente, es un intercambiador de calor aire-agua, cuyo principal elemento es un radiador en el cual se realiza la transferencia de calor entre el aire y el agua proveniente del colector solar, finalmente, el tercer componente, es la cámara de secado, a la cual ingresa el aire caliente proveniente del radiador con la finalidad de deshidratar al sólido y acarrear el agua que abandona el mismo.

El objetivo de este trabajo, es analizar y evaluar la capacidad e idoneidad de uno de los componentes del secador para proveer aire caliente apto para el secado de hierbas aromáticas, como así también de funcionar mediante circulación termosifónica. Se trata de un intercambiador de calor agua- aire, construido con materiales en desuso y de bajo costo.

En este trabajo, se explica en detalle el planteo del problema, y los materiales y métodos elegidos para su abordaje. Se describe el intercambiador agua-aire construido, se detallan las características y objetivos de los diferentes ensayos realizados, el modelo matemático para el cálculo de los requerimientos energéticos mínimos del aire de secado y se analizan los resultados obtenidos.

SISTEMA DE SECADO. PLANTEO DEL PROBLEMA

El secador solar considerado en este trabajo, está formado por tres sistemas componentes, que se detallan a continuación:

- Colector solar de agua,
- Sistema de intercambio energético aire-agua,
- Cámara de secado.

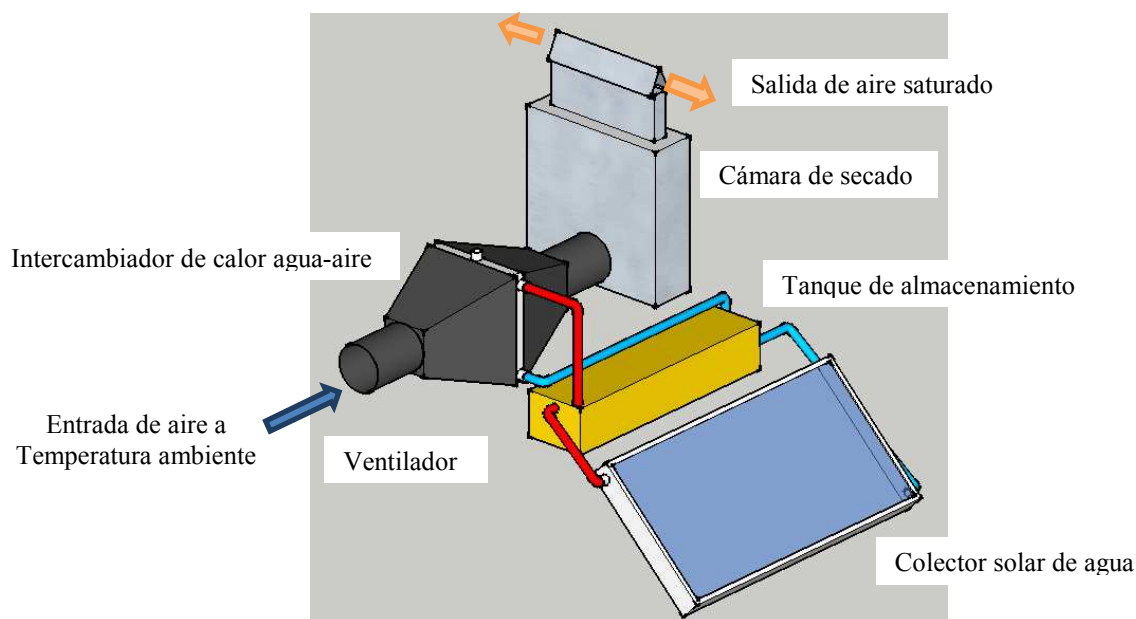


Figura 1: Esquema del sistema de secado solar indirecto

En la figura 1, se puede observar cómo se conectan estos componentes, generando un diseño de secador solar con calentamiento indirecto de aire.

El colector solar, tiene como finalidad calentar el agua que actúa como fluido de intercambio en el siguiente componente, esto es, el intercambiador de calor agua-aire. Está previsto que el agua circule termosifónicamente en dos circuitos cerrados conectados entre sí mediante un tanque, tal como se muestra en la figura 1.

Se plantea usar colectores solares disponibles en el laboratorio de energía solar. Estos colectores son de tipo placa plana, con carcasa de chapa galvanizada y cubierta de policarbonato alveolar. De anteriores ensayos de estos equipos se conoce que para una diferencia de temperatura de la entrada de agua al colector con el ambiente de 40 °C el rendimiento es del 40 % aproximadamente. (Garnica et al., 2012). La selección de aquél que integre el sistema de secado, dependerá de los requerimientos energéticos necesarios.

El siguiente componente, el intercambiador de calor aire-agua, fue construido en base a materiales de bajo costo y otros desechados y disponibles. El análisis y evaluación del intercambiador de calor construido, constituye el principal objetivo de este trabajo.

En relación al tercer componente, la cámara de secado, se analizan los requerimientos mínimos del aire de secado para diferentes cantidades de sólido a secar, seleccionando el perejil a los fines de obtener resultados y no se realiza dimensionamiento y diseño de la misma.

Se propone una configuración de la ubicación del tanque, los colectores y el radiador de modo que pueda lograrse circulación termosifónica tanto para el circuito de los colectores como para el circuito a través del radiador. De este modo se prescinde del uso de bombas de agua, evitando el consumo de energías auxiliares y minimizando futuros mantenimientos y probabilidades de falla. Solamente sería necesaria energía eléctrica de 12 V de corriente continua para el ventilador que mueve el aire, que bien puede obtenerse mediante un pequeño sistema fotovoltaico.

ANÁLISIS Y EVALUACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR AGUA-AIRE

Diseño y construcción del intercambiador de calor agua-aire.

En la construcción del intercambiador de calor agua-aire, se utilizó un radiador, un ventilador y un tanque de combustible en desuso. El radiador usado, mostrado en la figura 2 a), es un radiador de uso automotriz, de paso simple, con aletas exteriores (por el lado de circulación de aire) y los tubos por donde circula el agua, también están aletados interiormente. Es un radiador grande, ya que pertenecía a una pick up, y se consiguió como descarte del servicio técnico debido a un pequeño defecto que lo inutilizaba para su uso original, pero que no afecta el funcionamiento planteado en el ensayo. El radiador consta de un domo superior, por donde ingresa el agua caliente, un panel de tubos y aletas, que es donde se hace el intercambio de calor y un domo inferior donde se recoge el agua fría y sale del radiador. El área del panel de intercambio es de 0,69 m de ancho por 0,59 m de altura. La entrada y la salida están del mismo lado del radiador.

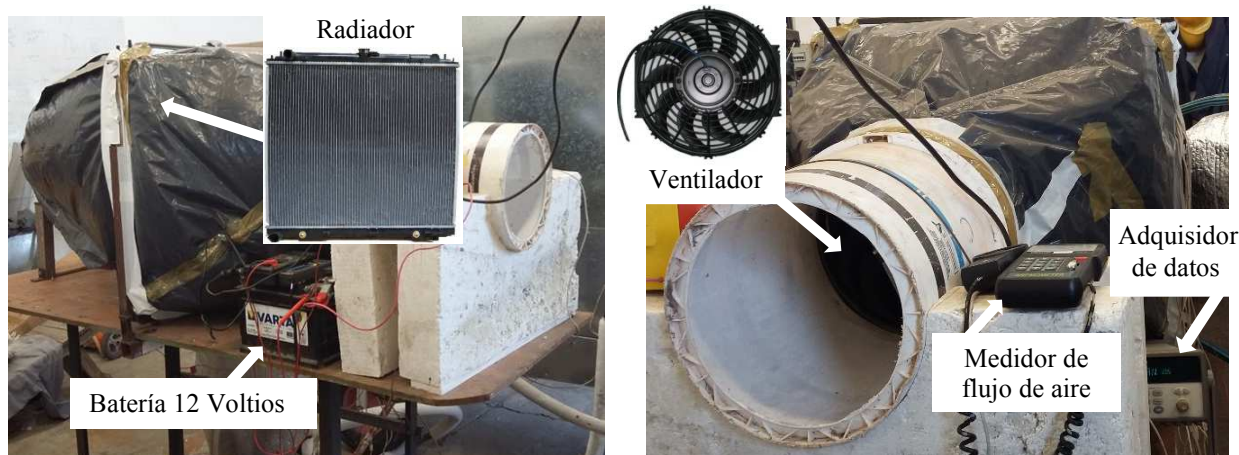


Figura 2 a) Intercambiador de calor aire-agua

Figura 2 b) Entrada de flujo de aire

El tanque utilizado para hacer el ensayo con circulación termosifónica, se muestra en la figura 3 b), es de 80 litros, tiene aproximadamente la forma de un prisma rectangular cuya base es de 0,24 m por 0,30 m, y su altura es de 1,25 m. La forma mencionada, permite lograr que la altura del mismo funcione

como “columna caliente” para generar circulación termosifónica por el radiador. El movimiento del aire a través del radiador se realizó mediante un electroventilador de uso automotriz genérico estándar de 12 pulgadas (0,30 m) de diámetro que se observa en la figura 2 b). El ventilador funciona con 12 volt de corriente continua, y en esas condiciones tiene un consumo de 80 W. Durante el ensayo se midieron las variables eléctricas (tensión de alimentación y corriente) para obtenerla potencia real que está consumiendo, ya que ésta depende del estado de carga de la batería de alimentación.

La elección de estos elementos para la construcción del intercambiador de calor, se debe a que son fáciles de conseguir, y la posibilidad de reciclar partes usadas, abarata el equipo y además disminuye la huella de carbono. En general son elementos intercambiables y tienen una construcción confiable dado su uso original. Se tiene la desventaja de que no se conocen parámetros de funcionamiento de los mismos.

Se preparó una estructura donde montar el radiador, de modo que quede fijo y se construyó el canal de flujo, utilizando polietileno negro, tal como se muestra en la figura 2 a). El aire ingresa al canal, por medio de un tubo cilíndrico de 45 cm de longitud y una abertura circular de 30 cm de diámetro, inmediatamente después del cual se encuentra el ventilador. El canal se continúa con forma de prisma cónico hasta llegar al radiador, y desde el radiador hasta la boca de salida, tal como se muestra en la figura 2 a). En esta construcción se utilizó polietileno negro y la longitud del intercambiador fue de 1,50 m. El radiador tiene una sección de 0,70 m x 0,60 m y ocupa completamente el área de flujo de aire, obligando que la corriente de aire lo atravesase en su totalidad. El aire abandona el canal, a través de una apertura circular de 30 cm de diámetro idéntica a la de entrada, que puede verse en la figura 3. b). Por último, y como resultado del pasaje del aire a través del radiador, el aire queda acondicionado a la temperatura y humedad relativa deseada, para ingresar a la cámara de secado.

Diseño de las experiencias.

La evaluación y análisis del intercambiador de calor agua-aire construido, se realizó mediante dos tipos de experiencias. El primer ensayo tuvo como objetivo determinar la potencia calórica entregada al aire, bajo diferentes temperaturas de entrada del agua y a caudal constante, mientras que el segundo, permitió comprobar la viabilidad del flujo de agua termosifónico a través del radiador.

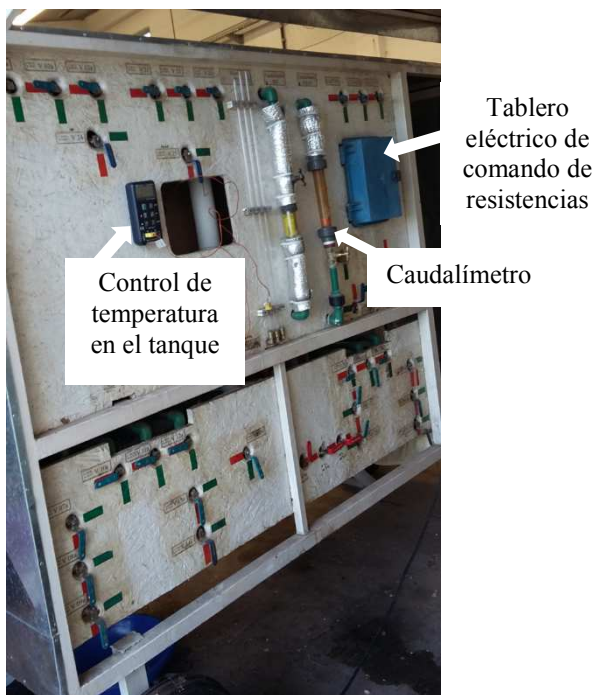


Figura 3 a): Máquina de ensayos



Figura 3 b) Intercambiador agua-aire ensayado
Flujo termosifónico

El primer ensayo, requirió de la disponibilidad de agua a diferentes temperaturas y consistió en un conjunto de tres experiencias consecutivas. El calentamiento del agua se realizó utilizando una máquina de ensayos, que se muestra en la figura 3 a), que permitía calentar el agua hasta la temperatura deseada. Cada experiencia involucraba de este modo, una etapa previa de calentamiento del agua y posteriormente el registro de los datos de correspondientes al intercambio energético en el radiador.

La máquina de ensayos, es un equipo construido hace algunos años con la finalidad de poder realizar la experimentación prescindiendo de la disponibilidad del recurso solar y por sobre todo para poder realizar ensayos controlando las variables que intervienen en la experimentación (Garnica et al., 2010).

El calentamiento del agua se produce mediante recirculaciones a través de un tanque calefaccionado con resistencias eléctricas, comandado desde el panel de la máquina de ensayos. El movimiento del agua se realiza mediante bombas en un circuito cerrado. Inicialmente, el agua contenida en un tanque, se dirige al tanque calefaccionado, para luego ingresar al radiador. La salida del radiador admite conexión con el tanque de almacenamiento, mediante un conjunto de válvulas, conformando de este modo, un circuito cerrado para el calentamiento del agua. Una vez que el agua, conjuntamente con todo el sistema alcanza la temperatura deseada, se da inicio al intercambio energético agua-aire en el intercambiador, encendiendo el ventilador y comenzando la toma de datos. Claramente, el calentamiento previo y el intercambio energético agua-aire, implicaban el mismo circuito para el agua, garantizando la recuperación de la temperatura del agua en su paso por el tanque calefactor, luego que se enfriara en el radiador.

Los datos registrados fueron temperaturas del aire a la entrada y a la salida del canal, como así también en diversos puntos sobre la superficie del radiador. Se midió también temperatura de entrada y salida del agua en el radiador. Las termocuplas usadas fueron tipo T y un adquisidor de datos, marca Agilent. Se tomaron datos de velocidad del aire a la entrada y salida del canal, usando un medidor de flujo de paletas marca Prova AVM07y se registró también la humedad relativa de manera continua. Cabe destacar que en su recorrido por la máquina de ensayos, el agua atraviesa un caudalímetro, registrando de este modo el flujo volumétrico de agua que interviene en la experiencia.

El segundo ensayo, tuvo como propósito comprobar la viabilidad del flujo de agua termosifónico a través del radiador. El circuito para el agua en el intercambiador agua-aire mostrado en la figura 3 b), fue diferente al anterior, el agua circulaba entre un tanque aislado y el radiador.

El tanque de almacenamiento del sistema de intercambio de calor agua-aire, fue aislado con fibra de vidrio y recubierto exteriormente por un aislante térmico reflectante de 5 mm de espesor. Se favorecieron las condiciones para el flujo termosifónico, permitiendo el ingreso del agua al radiador por la parte superior, mientras que la salida se ubicó en la parte inferior, conectada al tanque de almacenamiento.

El agua del tanque fue calentada previamente al igual que el radiador, usando el circuito cerrado del ensayo anterior, conformado por la bomba, un tanque de almacenamiento, el tanque calefaccionado y el radiador. Cuando se alcanzó la temperatura deseada, el agua fue trasladada al tanque aislado que se muestra en la figura 3 b), se desconectó la máquina de ensayos y se da comienzo a la nueva experiencia, con circulación sin bombas y a caudal variable, ya que el flujo es termosifónico.

En esta experiencia, no fue posible conocer el flujo volumétrico involucrado, si bien se sabe que a medida que el agua se enfriaba, el caudal de agua disminuía. El intercambio de energía continuó, mientras hubo caudal de agua disponible. Hay que tener en cuenta que en esta experiencia el agua se enfriaba y no recuperaba la energía perdida, como consecuencia, se perdía fuerza impulsora para el flujo termosifónico.

El sistema de secado mostrado en la figura 1, consta de un solo tanque de almacenamiento que junto con el radiador, forma parte del sistema de intercambio de calor agua-aire y también es un componente

del colector solar, de modo que el diseño prevé que el agua que abandona el radiador ingrese al tanque y recupere energía, permitiendo el flujo termosifónico mientras esté disponible la radiación solar.

EVALUACIÓN DE LA CAPACIDAD DE SECADO DEL AIRE CALIENTE

Determinación de las condiciones mínimas requeridas para el aire de secado

En el proceso de secado a bajas temperaturas, indicado para hierbas aromáticas, el producto puede perder humedad hasta que se alcance el equilibrio térmico e higroscópico con las condiciones psicrométricas del aire, mientras que el aire pasa a través de la masa de producto a secar impulsado por acción de un ventilador.

El término “requerimiento mínimo del aire de secado”, hace referencia a la menor temperatura que debe tener el aire para una dada humedad absoluta, de modo que permita que el producto a secar en contacto con este aire, alcance la humedad deseada. Estas condiciones no consideran la eficiencia del secado, ni aseguran que el secado se produzca en un lapso de tiempo conveniente, sólo hace referencia a la “mínima fuerza impulsora” o “potencial mínimo requerido para el secado”.

Es claro, que para un aire con una determinada humedad relativa, a medida que aumenta la temperatura disminuye el contenido de humedad de equilibrio en el sólido. Con la humedad relativa ocurre lo contrario, es decir, que al aumentar la humedad relativa aumenta también el contenido de humedad de equilibrio. Desde esta perspectiva, es recomendable se eleve la temperatura del aire para el secado reduciendo de este modo la humedad relativa del mismo.

Para estimar el requerimiento mínimo del aire de secado, es necesario contar con información de las isothermas de adsorción del producto a secar y del diagrama psicrométrico del aire. El modo de determinar el calentamiento necesario del aire para obtener una determinada humedad final de equilibrio en el producto, es relacionar la cantidad de agua que se necesitaría evaporar durante el proceso con la energía mínima que debe aportar el aire para lograr esa evaporación, independientemente del tipo de secador empleado y de la evolución del secado.

A continuación se detalla las ecuaciones usadas para determinar la temperatura mínima que debe tener el aire, para una dada masa de producto a secar, en este caso, perejil y un determinado flujo de aire.

Formulación matemática

Se elaboró un algoritmo matemático, utilizando expresiones de la termodinámica, a los fines de calcular si el aire de secado provisto por el intercambiador, considerando el perejil como producto a secar y una velocidad del aire a la salida del intercambiador de 4 m/s, posibilitaba el secado en un tiempo adecuado.

El perejil requiere condiciones finales de secado dadas por una humedad del 10 % en base húmeda y una actividad acuosa del 0,6 % como máximo. Para lograr este valor de humedad final, es necesario ponerlo en contacto con un aire cuya temperatura y humedad relativa sean iguales o menores que estos valores de equilibrio termodinámico.

Para calcular el contenido de humedad de equilibrio del perejil en contacto con un determinado aire, se utilizó la ecuación del modelo predictivo propuesta por Henderson (Štencl, 2005).

$$x_e = \left(\frac{\ln(1 - a_w)}{-0.0007(T_e - 2.1493)} \right)^{0.4826} \quad (1)$$

Conocida la temperatura y la humedad relativa del aire ambiente, esta ecuación permite decidir si las características de ese aire son suficientes para lograr la humedad deseada en el sólido, en este caso, $x_e=10$ %. Si el resultado que arroja esta ecuación corresponde a un valor mayor de humedad de equilibrio del sólido, es necesario calentar el aire, hasta lograr el 10 % deseado, teniendo en cuenta que la a_w , o la humedad relativa del aire, se menor o igual a 0,6 %.

Las variables psicrométricas utilizadas fueron calculadas usando las ecuaciones dadas por Singh et al. (2002). Para la presión de saturación del vapor de agua, se usó:

$$p_{vs}(T_a) = 610,78 \cdot \exp \left[17,269 \left(\frac{T_a}{237,3 + T_a} \right) \right] \quad (2)$$

Para $0^\circ\text{C} < T < 63^\circ\text{C}$ y $610,78 \text{ Pa} < p(T) < 22870,52 \text{ Pa}$

$$p_{vs}(T_a) = 610,78 \cdot \exp \left[17,269 \left(\frac{T_a}{236,3 + 1,01585T_a} \right) \right] \quad (3)$$

Para $63^\circ\text{C} < T < 110^\circ\text{C}$ y $22870,52 \text{ Pa} < p(T) < 143292,97 \text{ Pa}$

Con la humedad relativa del aire w_a , la temperatura ambiente T_a , y la presión de saturación a la misma temperatura $p_{vs}(T_a)$, se calcula la presión de vapor $p_v(T_a)$ a partir de:

$$p_v(T_a) = \frac{w_a}{100} \cdot p_{vs}(T_a) \quad (4)$$

Mientras que la humedad absoluta del aire ambiente ϕ_a , se determina por:

$$\phi_a = 0,622 \cdot \left[\frac{p_v(T_a)}{p_a - p_v(T_a)} \right] \quad (5)$$

Si con las condiciones del aire ambiente T_a y $w_a = a_w$, la x_e calculada con la ecuación (1) es mayor que 10 %, se propone un calentamiento del aire ambiente y con las ecuaciones anteriores (2), (3), (4) y (5) se calcula la humedad relativa, manteniendo la misma humedad absoluta. Nuevamente con la ecuación (1) se calcula la humedad de equilibrio del sólido y se repite esta secuencia hasta alcanzar una x_e menor o igual al 10 %, verificando que la w_a sea menor o igual a 0,6.

Esta temperatura T_{secado} , es el valor mínimo que debe alcanzar el aire ambiente en el intercambiador de calor agua-aire. Esto es, el intercambiador de calor, debe ser capaz de producir un aumento de temperatura en el aire ambiente de $T_{secado} - T_{amb}$. La T_{secado} , tiene asociado un tiempo de secado, para una dada masa de perejil y un determinado flujo de aire. Aumentar esta temperatura, mejoraría el tiempo de secado.

El calor que se requiere para reducir el contenido de humedad del perejil se obtiene a partir de:

$$Q = m_{perejil} \cdot \bar{c}_p_{perejil} \cdot (T_{secado} - T_a) + m_{seca} \cdot \left[\frac{x_{inicial}}{1 - x_{inicial}} - \frac{x_{final}}{1 - x_{final}} \right] \cdot L_v(T_{bh}) \quad (6)$$

El calor específico medio del perejil $\bar{c}_p_{perejil} = 3.93 \text{ (kJ / (kg K))}$, se toma de la tabla 3 del manual ASHRAE (2006).

En el agua libre, el calor latente de vaporización $L_v \text{ (J/kg)}$, depende exclusivamente de la temperatura y se puede determinar a partir de la temperatura de bulbo húmedo, utilizando la siguiente expresión:

$$L_v(T_{bh}) = 2,5018 \cdot 10^6 - 2378 \cdot T_{bh} \quad (7)$$

La temperatura de bulbo húmedo T_{bh} , se obtiene resolviendo simultáneamente las ecuaciones (7), (8), (9) y (12).

$$p_{vs}(T_{bh}) = 610,78 \cdot \exp \left[17,27 \left(\frac{T_{bh}}{237,3 + T_{bh}} \right) \right] \quad (8)$$

$$p_v(T_a) = p_{vs}(T_{bh}) - \left[\frac{cp_{aire} \cdot (T_{secado} - T_{bh}) \cdot (P_a - P_{vs}(T_{bh}))}{0,622 \cdot L_v(T_{bh})} \right] \quad (9)$$

El calor necesario para vaporizar el agua es aportado por el aire caliente. Suponiendo que todo el calor cedido por el aire se utiliza para evaporar esta humedad.

$$Q = m_{aire} \cdot \bar{cp}_{aire} \cdot (T_{secado} - T_a) \quad (10)$$

$$m_{aire} = \bar{\rho}_{aire} \cdot Vol_{aire} \quad (11)$$

Donde el calor específico medio del aire \bar{cp}_{aire} y la densidad media del mismo, $\bar{\rho}_{aire}$, se calculan promediando con las ecuaciones que siguen los valores obtenidos para las temperaturas T_{secado} y T_a .

$$cp_{aire} = 0,9956 + 0,9299 \cdot 10^{-4} T \quad (12)$$

$$\rho_{aire} = \frac{352,9454 - 0,1753 \cdot p_v(T)}{(T + 273)} \quad (13)$$

Propiedades del aire en el intervalo 0°C – 1500°C.

Finalmente, el tiempo necesario para el secado se obtiene a partir de la ecuación (14).

$$Vol_{aire} = v_{aire} \cdot A \cdot t_{secado} \quad (14)$$

RESULTADOS OBTENIDOS

Los datos recolectados en las diferentes experiencias, se volcaron en gráficos presentados de manera conveniente.

Las figuras 4 a) y 4 b) corresponden al primer ensayo realizado, que consistió en tres experiencias con diferentes temperaturas de entrada de agua al radiador y caudal de agua constante. En todas ellas, la velocidad del aire a la salida del intercambiador de calor agua-aire, era cercana a los 4 m/s.

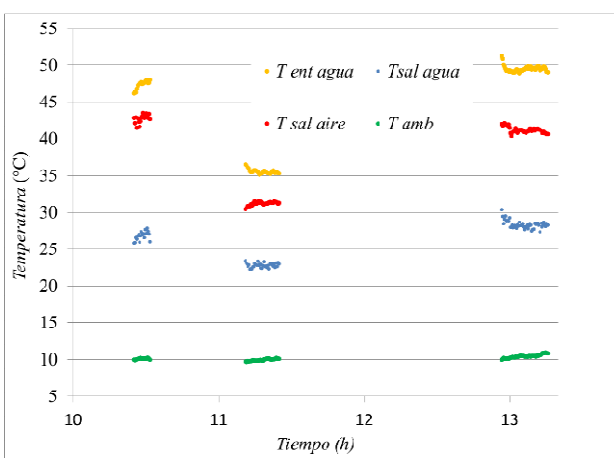


Figura 4 a) Distribución de Temperaturas a caudal constante

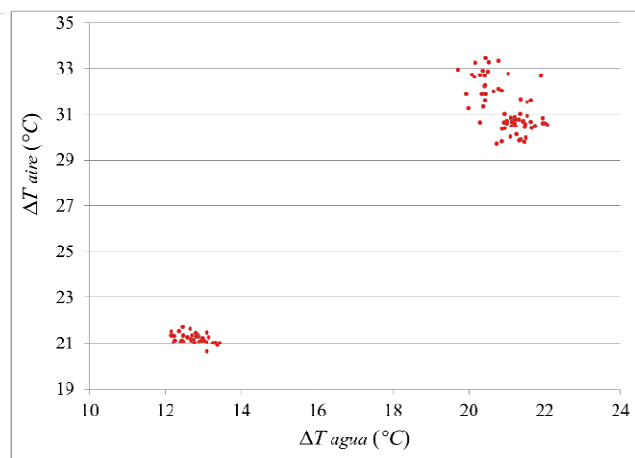


Figura 4 b) Transferencia de calor a caudal constante

La figura 5 a) presenta los datos de temperatura registrados para el agua y el aire en la segunda experiencia, en la cual el movimiento del agua era puramente convectivo. La figura 5 b) muestra las variaciones en las temperaturas del aire y del agua asociadas a la transferencia de calor en el intercambiador funcionando con flujo termosifónico y velocidad del aire aproximadamente de 4 m/s.

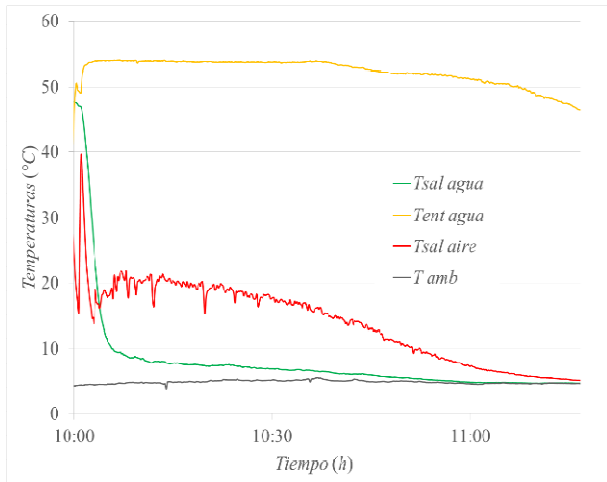


Figura 5 a) Distribución de Temperaturas flujo termosifónico

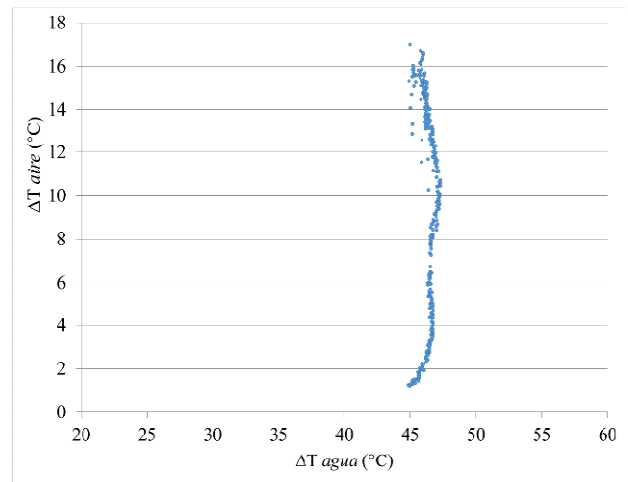


Figura 5 b) Transferencia de calor flujo termosifónico

Por último, en la figura 6, se presentan los resultados obtenidos de la formulación matemática, que dan cuenta del calentamiento mínimo requerido para el aire de secado, considerando dos cargas diferentes de masa de perejil y un flujo volumétrico de aire de aproximadamente 0,3 m³/s. El tiempo de secado obtenido se tradujo a días solares, esto es, cada día corresponde a 8 horas diarias de secado.

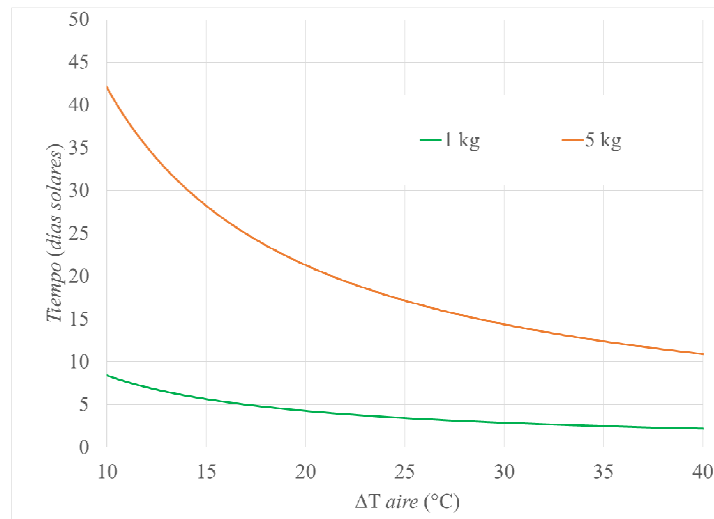


Figura 6. Tiempo teórico requerido para el secado

DISCUSIÓN DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES

De la experimentación y discusión de los resultados mostrados, es posible obtener conclusiones, que se detallan a continuación.

Los ensayos realizados a caudal constante, representan un adecuado diseño de experiencias que permiten conocer cuál es la demanda energética para el agua, a fin de lograr una deseada transferencia

de calor hacia el aire. Esta información es necesaria a la hora de seleccionar el colector de agua. En la figura 4 b), se observa que para un aumento de 20°C en la temperatura del aire se requiere un ΔT_{agua} de aproximadamente 13°C, si en cambio el aumento en la temperatura del aire es de 30°C, el colector solar debe proveer en el tanque de almacenamiento un ΔT_{agua} cercano a los 22°C.

En la figura 5 a), puede observarse que transcurrida media hora de la experiencia, la temperatura del aire de salida comienza a decaer, hasta que al cabo de una hora, la transferencia de calor entre el agua y el aire es imperceptible, esto es, la temperatura de salida del aire es muy cercana a la temperatura de entrada o ambiente. Lo que ocurre, es que el flujo de agua a través del circuito termosifónico disminuye, como consecuencia del enfriamiento que sufre el agua en su paso por el radiador, ralentizando el movimiento convectivo de la misma. Si bien en la figura se aprecia un ΔT_{agua} prácticamente constante, cabe destacar que la ubicación de la termocupla en el tanque correspondía a la parte superior, no siendo representativa, de la temperatura promedio en el tanque. Esto también se observa en la figura 5 b), en la cual el ΔT_{agua} permanece constante, debido a la ubicación de la termocupla, sin embargo la transferencia de calor hacia el aire disminuye, el ΔT_{aire} es menor, porque lo hace también el caudal de agua que circula. Este comportamiento, se corresponde con el flujo termosifónico.

El sistema termosifónico es capaz de proveer un aumento en la temperatura del aire de 17 °C y en la figura 6, puede observarse que 1 kg de perejil, con este aire requería cerca de 5 días para obtener una humedad final del 10 %.

Como derivaciones de este trabajo, se considera ventajoso el uso de un ventilador accionado por una batería de 12 V ya que permite la posibilidad de proporcionar la energía eléctrica necesaria mediante un pequeño equipo de energía solar fotovoltaica.

Por último, se concluye que es posible que el agua circule termosifónicamente y lograr un significativo aumento de la temperatura del aire, confirmando de este modo la viabilidad del diseño presentado en la Figura 1.

NOMENCLATURA

A	Área [m^2]
a_w	Actividad del agua [<i>adimensional</i>]
cp	Capacidad calorífica [$J\ kg^{-1}\ ^\circ C^{-1}$]
L_v	Calor latente de vaporización del agua [$J\ kg^{-1}$]
m	Masa [kg]
P	Presión atmosférica [Pa]
p_v	Presión parcial de vapor [Pa]
Q	Calor [J]
T	Temperatura [$^\circ C$]
t	Tiempo [s]
v	Velocidad del aire [$m\ s^{-1}$]
Vol	Volumen de aire [m^3]
W	Humedad relativa del aire [%bh]
x	Humedad relativa del perejil [%bh]
ϕ	Humedad absoluta del aire [<i>adimensional</i>]
ρ	Densidad del aire [$kg\ m^{-3}$]

Subíndices

a	Aire ambiente
bh	Bulbo húmedo
e	Equilibrio termodinámico
s	Saturación
v	Vapor

REFERENCIAS

- ASHRAE, (2006), *Ashrae Handbook, Refrigeration, SI Edition*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineering, Capítulo 9, pág. 9.3, Atlanta.
- Corvalán R., Horn M., Román R., Saravia L. (2000) Ingeniería del Secado Solar, Subprograma VI: Nuevas Fuentes y Conservación de la Energía. CYTED-D.
- Garnica J. H., Barral J. R., Lucchini J. M. y Stoll R. G. (2012) Colector de placa plana con absorbedor de perfiles de aluminio: Diseño, construcción, ensayos y aplicaciones prácticas. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente, pág. 03.37 – 03.44.
- Garnica J. H., Lucchini J. M., Stoll R. G. y Barral J. R. (2010) Ensayos normalizados de colectores solares y sistemas de calentamiento de agua en argentina: análisis de la situación, avances y dificultades. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente, Vol. 14, pág. 3.147 – 3.154.
- Mujumdar, A. S., (2000). Drying Technology in Agriculture and Food Sciences. *Science Publishers, Inc*, Enfield -NH, USA.
- Pangavhane, D. R., Sawhney, R. L., (2002). Review of research and development work on solar dryers for grape drying. *Energy Conversion and Management*. 43, p 45 – 61.
- Singh, A. K., Singh, H., Singh, S.P., y Sawhney, R. L. (2002). Numerical calculation of psychrometric properties on a calculator. *Building and Environment*. V. 37, No 4, p 415 – 419.
- Štencel, J. (2005). Effects of temperature on moisture sorption phenomena in agricultural products. *Acta universitatis agriculturae et silviculturae Mendelianae Brunensis*. LIII, No4, pág. 177 – 184.

EVALUATION OF A AIR HEATING SYSTEM SUITABLE TO INDIRECT SOLAR DRYING OF PARSLEY

ABSTRACT: This work analyzes the viability of an indirect solar dryer, energetically driven by a solar source. Due to its indirect conception the dryer can also receive auxiliary heating. The heat exchanger constitutes a crucial element in this proposal, since it must provide the minimal required power to the drying process and must make possible the thermosyphon flow of water to avoid the use of pumps. The goal of this work was to build a low cost air-water heat exchanger by using recycled materials, to evaluate the thermosyphon flow effect experimentally, and to verify the availability of minimal thermal power required to parsley drying. Forced air was driven through the heat exchanger, moved by a fan 70 W - 12 V. The test results are presented by plots and the study shows that the proposed system causes a viable design and it is suitable for indirect drying applied to agricultural products.

Keywords: air-water heat exchanger; indirect drying; thermal performance; air heating