

## SIMULACION DE SECADEROS SOLARES SIN ACUMULACION

Lois Saravia\*, Leonor Zunino\*\*, Victor Passamai

INENCO\*, Universidad Nacional de Salta  
Buenos Aires 177 - 4400 Salta

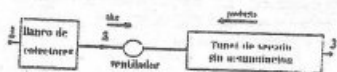
### Introducción:

La producción media de un secadero solar expresada en kilogramos de agua evaporada del producto por día de funcionamiento, es un parámetro básico en el diseño y posterior evaluación económica de un secadero solar. Su cálculo puede realizarse mediante una simulación numérica detallada del funcionamiento del sistema durante todo el período de secado, pero ello requiere un tiempo considerable de computación e información detallada del proceso de secado del producto y de los parámetros meteorológicos del lugar de instalación. Una alternativa puede pensarse en usar los métodos que aplican el concepto de la función "utilizabilidad" (1) con el fin de obtener resultados sobre la base de los valores medios de los distintos datos de interés.

Los trabajos realizados durante los últimos años (2) muestran que desde un punto de vista económico es importante tender al uso de sistemas sencillos, con un mínimo de costo inicial y de construcción por el propio productor. En este sentido se ha planteado el uso de sistemas de secado en túnel sin acumulación. En el presente trabajo se presenta una metodología para la evaluación rápida de la producción promedio para este tipo de secadero, en la que se tienen en cuenta tres premisas: a) dado que no se hace uso de acumulación no se vuelve necesario introducir la noción de utilizabilidad; b) se pueden separar los problemas relacionados con el diseño del colector solar y estimación de la producción media, de aquellos involucrados con el diseño detallado de la cámara de secado, usando como parámetro extra la humedad relativa media de salida del aire en la cámara de secado. Esto permite evaluar la producción sin detallar la interacción aire caliente-producto y el tamaño de la cámara de secado. Es de indicar que habitualmente se dispone de valores esperables para este parámetro ya que de él dependen otros aspectos del proceso de secado, como ser la obtención de velocidades de secado aceptables o el evitar la aparición de hongos en las zonas de baja temperatura del túnel; c) es posible tener una relación analítica aproximada entre la producción promedio y los valores promedios de radiación, temperatura ambiente, humedad absoluta ambiente y humedad relativa del aire en la salida, a pesar del carácter no lineal de las funciones involucradas en los diagramas psicrométricos.

\* Investigador del CONICET  
\*\* Becaria del CONICET  
\* Instituto UNSa.- CONICET

El sistema de secado solar a analizar se esquematiza en la Fig.1. Consta de un túnel de secado y un colector solar. El túnel es de contracorriente, con el producto entrando por un extremo y el aire caliente por el otro. La Fig.2 muestra la evolución del aire a lo largo del sistema en un diagrama psicrométrico.



Sistema de secado

Figura N°1

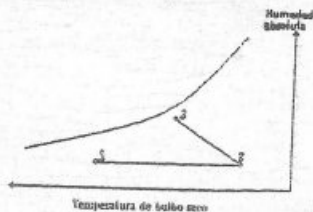


Diagrama psicrométrico de la evolución del aire

figura N°2

En las secciones que siguen se detalla el método aproximado de cálculo, se desarrolla una simulación computacional detallada del sistema y se comparan los resultados entre la simulación y la solución aproximada con el fin de comprobar el grado de exactitud esperable.

## 2. Cálculo aproximado de la producción media:

Si, con referencia al diagrama de la Fig.2,  $W_3$  y  $W_1$  son las humedades absolutas en la entrada y salida del túnel de secado, la producción media en un mes, expresada en kilos de agua evaporada, está dada por:

$$M = \sum_{\text{horas}} \dot{m} \cdot (W_3 - W_1) \cdot 3600$$

dias

donde  $\dot{m}$  es el flujo de aire seco en kg/s y se suma durante las horas de funcionamiento del secadero.

El cálculo de  $M$  requiere la evaluación de  $W_3$  a partir del diagrama psicrométrico de la Fig.2 en función de los siguientes parámetros de interés: temperatura y humedad absoluta de entrada,  $T_1$  y  $W_1$ , radiación incidente  $I$ , características del colector y humedad relativa a la salida  $\phi_3$ . Conocidos  $T_1$  y  $W_1$ , se determinan  $T_2$  y  $W_2$  a partir de la radiación  $I$  y la ecuación del colector. Con  $T_2$  y  $W_2$  se determina  $W_3$  si se conoce  $\phi_3$ . Como se indica en la introducción, se introduce  $\phi_3$  como parámetro a elegir para evitar el análisis detallado del proceso de secado en la cámara.  $\phi_3$  resulta ser un parámetro de diseño adecuado debido a que por distintas razones de funcionamiento, su valor se puede estimar.

Para realizar el cálculo de  $W_3$  se deben utilizar las ecuaciones termodinámicas del aire húmedo en la aproximación del gas perfecto (3), en conjunto con una expresión aproximada para la presión de saturación del vapor de agua. Además se deberá introducir el rendimiento  $\eta$  del colector, que será función de un factor de remoción  $F_r$  y del producto absortancia-trasmisividad ( $\alpha \tau$ ). A saber:

$$h) \text{ entalpía } h: \quad h(W, T) = C T + d W T + h_{r_g} W \quad (1)$$

donde  $C = 1000$  Julios/kg/C;  $d = 1.875$  Julios/kg/C;  $h_{r_g} = 2.484 \cdot 10^6$  Julios/kg

$$b) \text{ humedad relativa } \phi: \quad W = \frac{.622 - \phi P_s(T)}{P - \phi P_s(T)} \quad (2)$$

donde  $P$  es la presión atmosférica en pascales y  $P_s(T)$  la presión de saturación en pascales, aproximable con la función:

$$P_s(T) = \exp(A - B / (T + C)) \quad (3)$$

siendo los valores de las constantes  $A = 23.5613$ ;  $B = 4032$ ;  $C = 230.10$ , cuando  $T$  se expresa en centígrados.

En lo que sigue se despreciará el término cruzado  $d.T.W$  en la entalpía debido a que para el rango de temperaturas a considerar (menos de 60C) su aporte es muy pequeño y el no considerarse simplifica las ecuaciones.

En el proceso 1-2 la humedad absoluta queda determinada por no haber ingreso de agua,  $W_1 = W_2$ .

La temperatura  $T_1$  se evalúa con la ecuación del colector, la que da un rendimiento  $\eta$ . Dado que en este caso la temperatura de entrada es la ambiente, queda:

$$\eta = F_r (\alpha \tau)$$

donde  $F_r$  es el factor de remoción y  $(\alpha \tau)$  el producto absortancia-trasmisividad. Para cada caso se podrá estimar  $\eta$  teniendo en cuenta el flujo  $\dot{m}$ , y las características del colector. Se obtendrá  $T_2$  como:

$$T_2 - T_1 = \frac{\eta A_c I}{\dot{m} C_p} \quad (4)$$

donde  $A_c$  es el área de colección en  $m^2$  y  $C_p$  el calor específico del aire, igual a 1000 Julios/kg/C. Se llamará  $K = n A_c / (\dot{m} C_p)$ .

Conocido el punto 2, se determina el 3 teniendo en cuenta que el proceso 2-3 se realiza prácticamente a entalpía constante:

$$h_2 = h_3 \quad (5)$$

Si se da  $\phi_3$  se puede determinar  $W_3$ . Para esto se despeja  $T_3$  de la ecuación (2) y (3) y se reemplaza en la (5), obteniéndose:

$$C (T_1 + K I) + h_{r_g} W_1 = C \left[ \frac{B}{A - \ln \left[ \frac{P}{\phi_3 (.622 + W_3)} \right]} - C_0 \right] + h_{r_g} W_3 \quad (6)$$

La ecuación que se obtiene para  $W_3$  es implícita y debe resolverse en forma numérica para obtener la dependencia de  $W_3$  con todos los parámetros mencionados. En lo que sigue se tratará de obtener una forma sencilla aproximada de esa dependencia. Dada la estructura de la ecuación (6) se puede reducir el estudio al análisis de dicha dependencia con  $I$  y  $\phi_3$  por lo que se tomarán los siguientes valores para los otros parámetros:

$$T_1 = 20C \quad P = 100000 \text{ pascales}$$

$$W_1 = 0.0072 \text{ (correspondencia } \phi_1 = 50\%) \quad K = 0.020 \text{ C } m^2/\text{vatio}$$

La Fig. 3 muestra gráficamente valores de  $W_3$  ( $I, \Phi_3$ ) obtenidos mediante evaluación numérica en el rango de interés para  $I$  y  $\Phi_3$ . Se aprecia que la relación es muy lineal en la radiación  $I$  y se aparta en algo de la linealidad en  $\Phi_3$ .

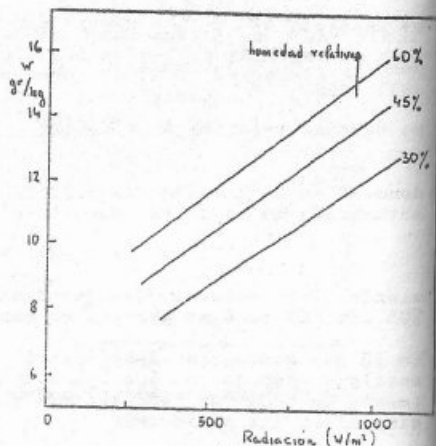


Figura N°3

Utilizando una dependencia cuadrática para  $\Phi_3$ , se obtiene la siguiente expresión aproximada:

$$W_3 = a_1 (Ac I / (\dot{m} C_p) + T_1) + a_2 W_1 + a_3 P_0 \Phi_3 / P - a_4 (P_0 \Phi_3 / P)^2 - a_5 \quad (7)$$

Los valores para las constantes son:

$$a_1 = .2511 \cdot 10^{-3}; \quad a_2 = .603; \quad a_3 = 1903; \quad a_4 = 9.5 \cdot 10^7; \quad a_5 = 9.383 \cdot 10^{-3}$$

Se ha elegido la función para obtener buenos valores de  $W_3$  en la zona de las variables que son de mayor interés para el cálculo de secaderos solares. En la Tabla I se muestra a título ilustrativo los errores que se cometen al utilizar la relación (7) en vez del cálculo exacto mediante el diagrama psicrométrico, para distintos valores de  $I$  y  $\Phi_3$ . Se observa que en el rango de uso habitual, entre 30 y 90 % para  $\Phi_3$  y entre 0 y 1000 W/m² para  $I$ , los errores se mantienen por debajo del 5 %.

Tabla I- Errores en % en el cálculo de  $W_3$  con la fórmula aproximada para distintos  $I$  y  $\Phi_3$ . Para  $T_1 = 20C$ ,  $W_1 = 0.0072$  y  $K = 0.03$ .

$\Phi_3 \backslash I$	0	500	1000	1300
20	-	0	5.5	4.9
40	-	0	1.5	0
60	0	2	1.3	-0.6
80	0	0.8	-1.2	-3.3
100	-2.8	-3.0	-4.0	-6.7

La expresión (7) se puede introducir en la del cálculo de la producción media mensual  $M$ . Al realizar el promedio conviene reordenar el cálculo en el que interviene  $I$  y  $\Phi_3$ . Para  $I$  resulta útil introducir la radiación media diaria  $H$  en  $M$  julios/m² día.

$$\sum_{\text{horas}} \dot{m} k I 3600 = \sum_{\text{día}} \dot{m} P Ac I 3600 = \dot{m} P Ac H \quad (8)$$

Por otro lado, conviene en el caso de  $\Phi_3$  introducir una desviación cuadrática media:

$$\left[ 1903 \frac{10^6}{P} \Phi_3 - 9.5 \left( \frac{10^5}{P} \right)^2 \Phi_3^2 \right] = 19.03 \frac{10^6}{P} \Phi_3 N_h - 9.5 \left( \frac{10^5}{P} \right)^2 \left[ (\Phi_3 - \bar{\Phi}_3)^2 + \bar{\Phi}_3^2 \right] N_h = 19.03 \frac{10^6}{P} \Phi_3 N_h - 9.5 \left( \frac{10^5}{P} \right)^2 \bar{\Phi}_3^2 N_h - 9.5 \left( \frac{10^5}{P} \right)^2 (\Phi_3 - \bar{\Phi}_3)^2 N_h \quad (9)$$

donde la raya indica una media sobre las horas del día y  $N_h$  el número de horas al día durante las cuales funciona el secadero. La ventaja de introducir la desviación cuadrática media radica en que generalmente tiene valores muy pequeños y puede despreciarse.

La expresión para  $M$  queda:

$$M = .2511 \dot{m} P Ac H + \dot{m} N_h [ .904 T_1 - 1429 W_1 - 33.8 + 68.5 \left( \frac{10^5}{P} \right) \bar{\Phi}_3 - 34.2 \left( \frac{10^5}{P} \bar{\Phi}_3 \right)^2 ] \quad (10)$$

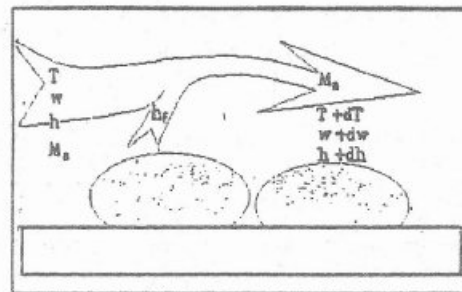
donde es conveniente reconocer las unidades:

$\dot{m}$ : kg H <sub>2</sub> O/día	$\eta$ : 0 a 1
$Ac$ : m²	$H$ : Megajulios/m² día
$k$ : kg/s	$N_h$ : n° horas al día con radiación
$T_1$ : °C	$W_1$ : kg/kg
$\Phi_3$ : de 0 a 1	$P$ : pascales

En la expresión (10), usualmente la contribución principal a  $M$  proviene del término con  $H$ . Es de observar que  $\eta Ac H$  es el calor recogido por el colector. Si se usara totalmente en el cambio de fase de agua por evaporaría habría que dividir por 2.4 Mjul/día. La expresión indica que se divide por 3.98, ilustrando el hecho de que una buena parte del calor colectado no se aprovecha usándose en el calentamiento de agua líquida o perdiéndose como aire caliente a la salida del túnel. El otro término en (10) indica que si la humedad relativa  $\Phi_3$  es mayor que  $\Phi_1$ , existirá efecto de secado aún sin radiación solar. Este término deberá dar cero cuando se asigna a  $\Phi_3$  el valor de humedad correspondiente a  $T_1$  y a  $W_1$ . Se puede comprobar que prácticamente sucede así, habiendo pequeñas diferencias debidas a las aproximaciones introducidas.

### 3. Simulación computacional detallada:

Para realizar el cálculo detallado de la evolución del aire húmedo dentro del túnel de secado es preciso plantear ecuaciones de balance energético y de masa en el aire y en el fruto. La Fig.4 muestra un esquema del túnel donde se ha definido un eje a lo largo del mismo.



Diferencial de volumen de túnel

Figura N°4

En un diferencial de volumen del túnel, determinado por un diferencial  $dy$ , el aire que ingresa con una cierta entalpía, humedad y temperatura, sufre dos procesos de transferencia: 1) uno másico de evaporación de agua del fruto y 2) uno térmico de transferencia de calor por convección del aire al agua.

Para la transferencia másica se adoptará una ecuación experimental (4) de pérdida de agua:

$$\frac{dx}{dt} = P_s(T) (1 - \Phi) / r(x)$$

donde  $x$  es la humedad absoluta del producto en kg de agua por kg de producto seco;  $T$  y  $\Phi$  son la temperatura y humedad del aire y  $r(x)$  es una resistencia global a la evaporación, supuesta función exclusiva de  $x$ , y que se determina en forma experimental. Para los cálculos se usará la del pimienta (4).

$$\frac{1}{r(x)} = (1.27 + 11.8 x + 2.29 x^2 + 0.15 x^3) 10^{-8}$$

Si la masa de producto seco por unidad de volumen de túnel es  $A_v$  y la sección del túnel es  $S$ , la cantidad de producto seco en el elemento de volumen será  $A_v \cdot S \cdot dy$  y la cantidad de agua eliminada por unidad de tiempo será:

$$A_v S dy \frac{dx}{dt} = A_v S dy \frac{P_s(T) (1-\Phi)}{r(x)}$$

Esta cantidad se incorpora al aire que pasa, aumentando la humedad absoluta en  $dW$  al pasar de la posición  $y$  a la  $y+dy$ . Por lo tanto

$$\dot{m} dW = A_v S \frac{P_s(T) (1-\Phi)}{r(x)} dy$$

El aire también sufre un salto de temperatura  $dT$ , que se obtiene al plantear el balance energético. El aire cambio entálpico del aire está dado por:  $\dot{m} dh = (C dT + h_{rG} dW) \dot{m}$

de acuerdo a la ecuación (1) en la que se simplificó el término cruzado. El agua entregada por el producto al aire incorpora una entalpía que sale  $h_r \dot{m} dW$ , donde  $h_r$  es la entalpía del agua líquida a la temperatura del producto. Será:

$$h_r \dot{m} dW = \dot{m} (C dT + h_{rG} dW)$$

lo que permite calcular  $dT$  en función de  $dW$ ,

$$dT = \frac{h_r - h_{rG}}{C} dW$$

Estas ecuaciones son suficientes para determinar el estado del aire en el túnel en cada instante en forma numérica. A una hora determinada se conoce la radiación y la temperatura ambiente, permitiendo calcular la temperatura  $T_2$  a la entrada del secadero mediante la ecuación (4) del colector. Conocidos  $T_2$  y  $W_2=W_1$ , se determina la variación de  $T$  y  $W$  a lo largo del túnel calculando las variaciones  $dW$  y  $dT$  para cada incremento  $dy$ .

Algunos de los resultados obtenidos mediante la simulación de un túnel de 16m de largo con las características enunciadas para la Tabla II, se muestran a partir de la Fig.5.

Variación de la humedad absoluta del producto durante las diez horas

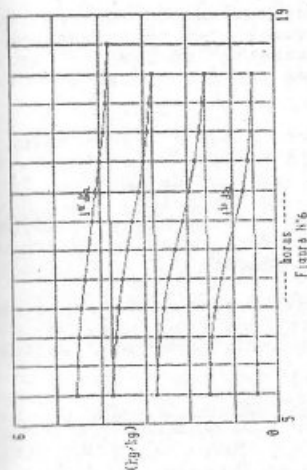


Figura N°6

Variación de la humedad relativa del aire a lo largo del túnel

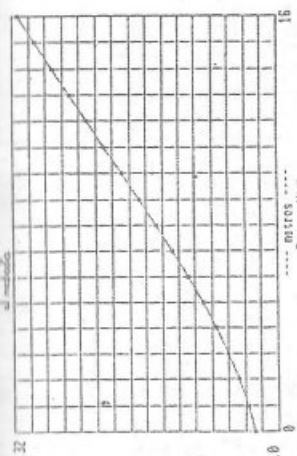


Figura N°5

Variación de la humedad relativa del aire a la salida del túnel

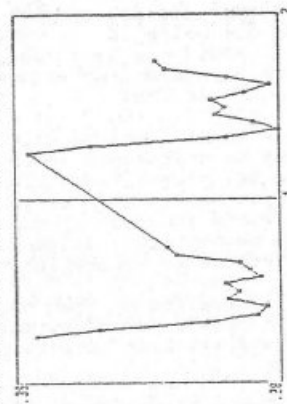


Figura N°8

Variación de la temperatura del aire a lo largo del túnel

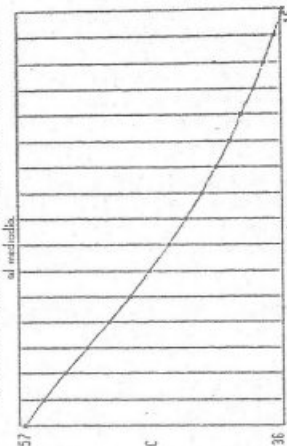


Figura N°7

La humedad relativa del aire húmedo a lo largo del túnel (Fig.5) aumenta debido a la evaporación de agua del producto, lo que se manifiesta además en: la disminución en la humedad absoluta del mismo (Fig.6) y en la temperatura del aire (Fig.7).

Es de observar además que el rango de variación de la humedad relativa del aire a la salida del túnel, es relativamente chico (Fig.8), razón por la cual su desviación cuadrática media es despreciable, esto se evidencia en los valores que se dan de dicha desviación en la Tabla II.

El aumento en la longitud del túnel a partir de un cierto valor no se traduce en un incremento apreciable de la humedad relativa del aire a la salida del mismo, como ejemplo: un aumento de 8m de longitud produce una variación de  $\bar{\omega}_2$  de 30% a 40% (Tabla II). Esto desde un punto de vista económico, implica que no es conveniente realizar una inversión de construir un túnel de más de 20m, pues no se produce un real aumento de la producción media del secadero.

La Tabla II muestra un buen acuerdo entre la producción media mensual obtenida a través de esta simulación detallada y lo que se calcula con la aproximación discutida en la sección anterior, validando así esta última.

TABLA II - COMPARACION DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS

Longitud de túnel	Humedad abs. $\omega_2$		Error % al apr. $\omega_2$	Hum. relat. $\bar{\omega}_2$	Desviación cuadrática media de $\bar{\omega}_2$	Error % eval. $H_2O$
	Método detallado	Método aproximado				
14	7.84 $10^{-3}$	8.05 $10^{-3}$	2.8	.2947	-2.2 $10^{-3}$	4.16
16	8.26 $10^{-3}$	8.47 $10^{-3}$	2.5	.3263	-3.3 $10^{-3}$	4.23
18	8.64 $10^{-3}$	8.86 $10^{-3}$	2.5	.3580	-4.0 $10^{-3}$	4.54
20	8.99 $10^{-3}$	9.24 $10^{-3}$	2.7	.3897	-5.1 $10^{-3}$	4.84
22	9.30 $10^{-3}$	9.58 $10^{-3}$	3.0	.4198	-6.2 $10^{-3}$	5.11

Los datos que muestra la Tabla corresponden a un área de colección de  $100m^2$ , flujo de aire de  $1.2kg/s$  y una velocidad de extracción del producto de  $3.7 \cdot 10^{-3}kg/s$ . Los valores de  $\omega_2$  y  $\bar{\omega}_2$  corresponden a sus medias diarias durante las horas de trabajo del secadero.

Agradecimiento:

Este trabajo se ha realizado como parte de un Proyecto de Investigación y Desarrollo (PID) del CONICET.

Referencias:

1. Klein, S.A. y Beckmann, W.A. A generalized Design Method for Closed-Loop Solar Energy Systems. Solar Energy, Vol.22, p.p. 269(1979).
2. Saravia, L., Passamai, V. y Echazú, R. Secado Solar de Pimientos: resultados experimentales y su simulación. Actas de la 9ª Reunión de ASADES, p.p.1.(1984).
3. Threlkeld, J.L. Ingeniería del Ambito Térmico, p.p. 165, Prentice Hall (1973).
4. Passamai, V. Resistencia global para el secado de productos vegetales. Presentado en la XI Reunión de trabajo de ASADES, 1986.