

## MODELIZACION DE UN SECADERO SOLAR DE MADERAS CON CIRCULACION DE AIRE POR CONVECCION NATURAL.

Sogari, N<sup>1</sup>. - Saravia, L.

FA.CE.NA. – U.N.N.E.  
Av. Libertad 5470. 3400 Corrientes  
e-mail: [nsogari@exa.unne.edu.ar](mailto:nsogari@exa.unne.edu.ar)

INENCO – UNSA  
Buenos Aires 177. 4400-Salta, Argentina

### RESUMEN

En el presente trabajo se presentan los resultados obtenidos al modelizar el funcionamiento de un prototipo de secadero solar de maderas, ubicado en Resistencia – Chaco. La modelización se basó en analizar las ecuaciones de balance energético y de masa, obteniéndose con ello el perfil de temperatura a lo largo del sistema colector, el flujo másico y el rendimiento.

El perfil de temperatura responde a una ecuación exponencial creciente en función de la longitud, pero numéricamente se estabiliza a los 50-60 m, es decir que un incremento de la longitud del túnel no contribuiría a un aumento importante de la temperatura del aire. En cuanto al rendimiento del sistema, este no supera el 60%.

La simulación se efectuó con el programa TRNSYS, para lo cual se programaron dos tipos utilizando el lenguaje FORTRAN.

Se puede concluir que el modelo propuesto permite predecir el funcionamiento del sistema.

### PALABRAS CLAVES

Secadero solar, modelización, convección natural.

### INTRODUCCION.

El secado solar de productos agrícolas e industriales resulta una importante forma de aprovechar la energía proveniente del Sol. Con frecuencia, se propone al ámbito agropecuario como primer campo de acción para la aplicación de nuevas tecnologías basadas en el uso de energía no convencional. En este sentido, países desarrollados como Alemania, Austria, Bélgica entre otros, no solamente trabajan, en la optimización de los sistemas que usan la energía solar con distintos fines, sino también en programas de difusión de las alternativas existentes para aprovechar las energías renovables. Tales programas de difusión se desarrollan además en países en desarrollo.

Durante el período 1994 – 1996, la Universidad Nacional del Nordeste y la Universidad Técnica de Munich, trabajaron conjuntamente en el diseño y construcción de un prototipo de secadero solar de maderas con circulación de aire por convección natural.

El secadero solar se construyó en un aserradero ubicado en Resistencia, Chaco. El mismo estaba constituido por un túnel colector de 60 m de largo, de sección semicircular, cubierto por un plástico transparente de baja densidad de 100 micrones de espesor, del tipo LD y con tratamiento UV (marca Agrotileno, fabricado por la firma IPESA). Sobre el piso del túnel se colocó un plástico negro de 200 micrones de espesor, marca Agrotileno. Anexado al túnel estaba una cámara de secado de 12 m<sup>3</sup> de capacidad y una chimenea de 12 m de alto. (Reuss M 1997).



Figura 1. Prototipo de secadero solar de madera.

<sup>1</sup> Becaria de Ciencia y Técnica de la U.N.N.E.

## MODELIZACIÓN DEL SISTEMA.

Para determinar el perfil de temperatura en el sistema y calcular su rendimiento se plantearon las ecuaciones del balance de energía y la de continuidad. (Mahr M. 1992)

La modelización del túnel colector se realizó partiendo de las siguientes consideraciones:

- Se estudia el sistema en condiciones estacionarias.
- Se considera al cielo como un cuerpo negro para las largas longitudes de onda.
- El túnel colector está asentado sobre una superficie perfectamente plana.
- La forma del túnel es la de un semicilindro ideal.
- Se considera el flujo del calor sobre el cobertor unidimensional.
- Se considera que la temperatura del flujo de aire varía a lo largo del túnel colector (dirección x).
- La temperatura del aire se mantiene constante en la sección transversal del túnel colector (direcciones y-z)
- La sección de salida del túnel coincide con la sección de entrada de la cámara de secado.

## BALANCES DE ENERGÍA.

En el cobertor

$$0 = h_{r_{Fbl},Ftr} (T_{Fbl} - T_{Ftr}) + h_{Ftr,L} (T_L - T_{Ftr}) + U_t (T_\infty - T_{Ftr}) \quad (1)$$

En el absorbente

$$0 = S + h_{Fbl,L} (T_L - T_{Fbl}) + h_{rFbl},Ftr (T_{Ftr} - T_{Fbl}) + U_b (T_b - T_{Fbl}) \quad (2)$$

En el fluido en el túnel.

$$qu = h_{Fbl,L} (T_{Fbl} - T_L) + h_{Ftr,L} (T_{Ftr} - T_L) \quad (3)$$

Donde:

$T_\infty$  es la temperatura ambiente.

$T_{Fbl}$  es la temperatura del plástico negro.

$T_{Ftr}$  es la temperatura del plástico transparente.

$T_L$  es la temperatura del fluido en el interior del sistema.

$T_b$  es la temperatura del suelo.

$h_{Ftr,L}$  es el coeficiente convectivo entre el plástico transparente y el fluido.

$h_{Fbl,L}$  es el coeficiente convectivo entre el plástico negro y el fluido.

$h_{r_{Fbl},Ftr}$  es el coeficiente radiativo.

$U_t$  es el coeficiente convectivo externo

$U_b$  es el coeficiente conductivo del suelo

$S$  es la radiación solar

$qu$  es el calor útil ganado por el sistema

Despejando  $T_{Fbl}$  en (1) y  $T_{Ftr}$  en (2) se obtuvieron:

$$T_{Fbl} = \frac{S + U_b T_\infty + h_{Fbl,L} T_L + h_{r_{Fbl},tr} T_{Ftr}}{U_b + h_{Fbl} + h_{r_{Fbl},tr}} \quad (4)$$

$$T_{Ftr} = \frac{U_t T_\infty + h_{r_{Fbl},tr} T_{Fbl} + h_{Ftr,L} T_L}{U_t + h_{Ftr,L} + h_{r_{Fbl},tr}} \quad (5)$$

Reemplazando (4) y (5) en (3) quedó

$$qu = \frac{h_{Ftr,L} h_{r_{Fbl},tr} + h_{Fbl,L} (U_t + h_{Ftr,L} + h_{r_{Fbl},tr})}{(U_b + h_{Fbl,L} + h_{r_{Fbl},tr}) (U_t + h_{Ftr,L} + h_{r_{Fbl},tr}) - h_{r_{Fbl},tr}^2} \left[ S - \frac{[(h_{Ftr,L} + h_{Fbl,L}) U_t U_b + (h_{Ftr,L} h_{Fbl,L} + h_{Ftr,L} h_{r_{Fbl},tr} + h_{Fbl,L} h_{r_{Fbl},tr}) (U_b + U_t)]}{h_{Ftr,L} h_{r_{Fbl},tr} + h_{Fbl,L} (U_t + h_{Ftr,L} + h_{r_{Fbl},tr})} (T_L - T_\infty) \right]$$

De acuerdo con la fórmula del calor útil presentado por Duffie – Bekmann (6), se obtuvieron el factor de remoción del calor  $F'$  y el coeficiente de pérdida total  $U_L$ :

$$qu = F' [S - U_L (T_L - T_\infty)] \quad (6)$$

Plantando el balance energético para el fluido que se mueve en un diferencial de longitud  $\Delta x$ , y despejando  $qu$ :

$$qu = \dot{m} c_p \frac{dT_L}{dx} \quad (7)$$

Duffie-Beckman expresa la cantidad de calor ganada por un colector, de la siguiente forma:

$$Qu = A_{Fbl} F' [S - U_L (T_L - T_\infty)] \quad (8)$$

Igualando las ecuaciones 7 y 8 se tiene

$$m cp \frac{dT_L}{dx} = A_{Fbl} F' [S - U_L (T_L - T_\infty)] \quad (9)$$

La solución de la ecuación diferencial 9 es la siguiente:

$$T_L * e^{\left( \frac{A_{Fbl} U_L F'}{mcp} \right) * x} = \left( S + U_L T_\infty \right) \frac{e^{\left( \frac{A_{Fbl} U_L F'}{mcp} \right) * x}}{U_L} + C_1$$

Operando algebraicamente y aplicando la condición de contorno:

$$x = 0 \Rightarrow T_L = T_\infty \text{ entonces } C_1 = - \frac{S_{Fbl}}{U_L}$$

se llegó a la expresión que permite calcular la temperatura del fluido en función de la longitud del túnel :

$$T_L = T_\infty + \frac{S}{U_L} \left( 1 - e^{-\left( \frac{A_{Fbl} U_L F'}{mcp} \right) * x} \right) \quad (10)$$

El coeficiente de pérdida total del túnel colector  $U_L$ , puede obtenerse en función de los coeficientes de transmisión del calor conductivos, convectivos y radiativos.

#### COEFICIENTES CONVECTIVOS DENTRO DEL COLECTOR.

El coeficiente de transmisión del calor por convección natural se calcula en función del número de Nusselt, de acuerdo con la siguiente fórmula:

$$h = \frac{k_f Nu_D}{D} \quad (11)$$

donde  $D$  es el diámetro del túnel y  $Nu_D$  es el número de Nusselt en base del diámetro del túnel a través del cual circula el fluido. El valor del coeficiente conductivo  $k_f$  para una temperatura determinada está tabulado.

El cálculo del número de Nusselt dependerá del valor de los números de Reynolds  $Re$  y Prandl  $Pr$ . Las expresiones de los mismos son:

$$Re = \frac{u \times D}{\nu} \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (12)$$

$u$  es la velocidad del aire.

$D$  es el diámetro del túnel

$\nu$  es el coeficiente de viscosidad del aire.

$\alpha$  es la difusividad del aire

Sabiendo que:

el diámetro del túnel de 3 m

la temperatura del fluido dentro del túnel  $30^\circ - 40^\circ C$

el coeficiente de viscosidad promedio, correspondiente al intervalo de temperatura antes citado, igual a  $15.89 * 10^{-6} m^2/s$

la difusividad es igual a  $22.5 * 10^{-6} m^2/s$

la velocidad del aire dentro del túnel oscilante entre 0.1 – 1.7 m/s

El valor del número de Reynolds varía entre 18880 y 320957, por lo tanto de acuerdo con Incropera - DeWitt el régimen del caudal de aire que circula en el túnel es turbulento dado que  $Re > 10^4$ .

El valor del número de Prandl es 0.707.

La ecuación de Petukhov, Kirillov and Popov permite calcular el número de Nusselt de acuerdo con la siguiente expresión:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) * Re * Pr}{1.07 + 12.7 * \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (13)$$

Esta expresión tiene en cuenta al factor de fricción  $f$ , el cual se obtiene de la siguiente forma:

$$f = (1.82 * \log_{10} Re - 1.64)^{-2} \quad (14)$$

COEFICIENTE CONVECTIVO FUERA DEL COLECTOR.

La superficie del cobertor expuesta al accionar del viento, pierde una determinada cantidad de energía. El coeficiente convectivo, se calculó de acuerdo con la expresión propuesta por Watmuff et al. (1977):

$$U_t = 2.8 + 3 * u \quad (15)$$

$u$  es la velocidad del viento.

FLUJO MÁSIICO.

Se aplicó la ecuación de continuidad del flujo másico, considerando al sistema sin carga y se obtuvo:

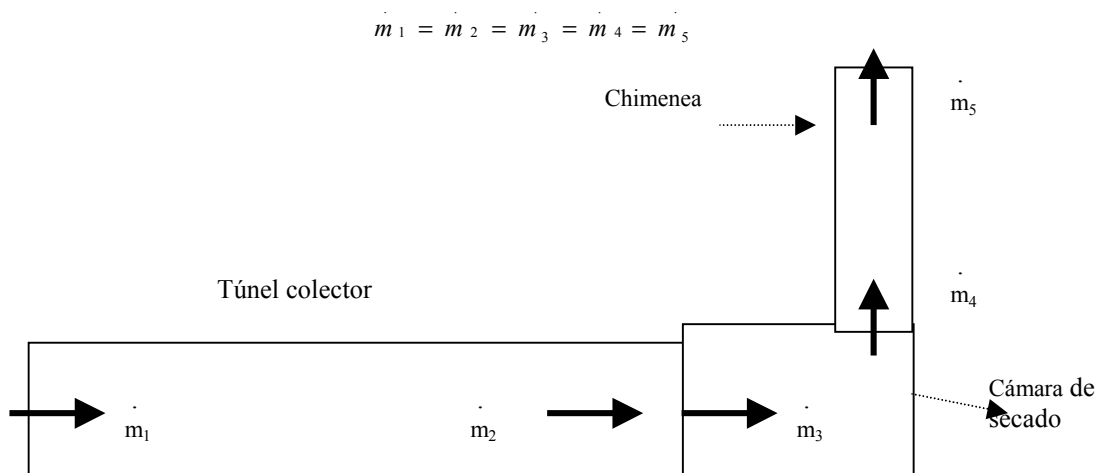


Figura 2. Esquema del secadero solar.

Condori et al. (2001) han propuesto un modelo teórico del funcionamiento de una chimenea, de manera tal que el flujo másico circulante es:

$$\dot{m}_5 = C_D * A_K * \left( g * H * \rho_4 * \rho_H * (\rho_\infty - \bar{\rho}) \right)^{1/2} \quad (16)$$

$$\rho = \left( \frac{Ra * T}{P} \right)^{-1}$$

Donde

$C_D$  coeficiente de fricción

$A_K$  sección de la chimenea

$g$  aceleración de la gravedad

$H$  altura a la cual se colocó el sensor para registrar la temperatura del aire dentro de la chimenea

$\rho_H$  densidad del aire a la altura  $H$  dentro de la chimenea

$\rho_\infty$  densidad del aire a temperatura ambiente

$\bar{\rho}$  densidad media (promedio entre la densidad del aire a la entrada de la chimenea y a una altura  $H$ )

Conocido  $m_5$  se obtuvo  $m_2$ , y luego se reemplazó en la expresión del rendimiento, quedando de esta forma:

$$\eta = \frac{m_2 * c_p * \left( 1 - e^{\frac{-A_{Fbl} F U_{Lx}}{m_2 c_p}} \right)}{A_{Fbl} IU_L} \quad (17)$$

En base al desarrollo matemático expuesto, se desarrolló un type utilizando lenguaje Fortran, para simular el funcionamiento del sistema corriendo el programa TRNSYS.

### RESULTADOS OBTENIDOS.

Luego de correr el módulo denominado Secadero, utilizando el programa TRNSYS, se obtuvieron los siguientes resultados:

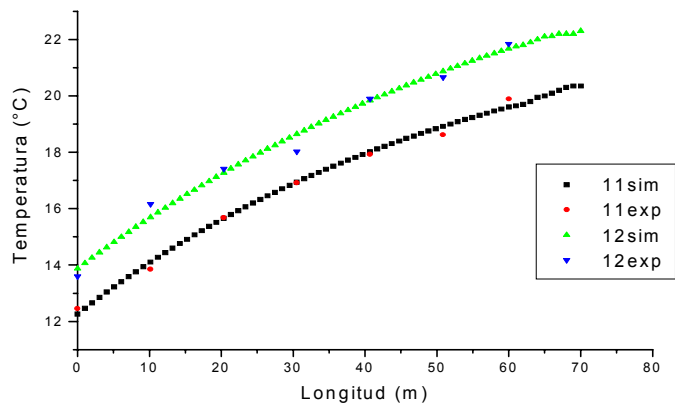


Figura 3. Variación de la temperatura a lo largo del colector.

La figura 3 muestra la variación de la temperatura del fluido, a lo largo del túnel colector del secadero en distintos momentos durante un día soleado, sin nubes. De igual forma se obtuvieron resultados similares para otros días correspondientes a distintas épocas del año. Los datos experimentales de la temperatura del fluido a lo largo del túnel colector, responden a una función exponencial.

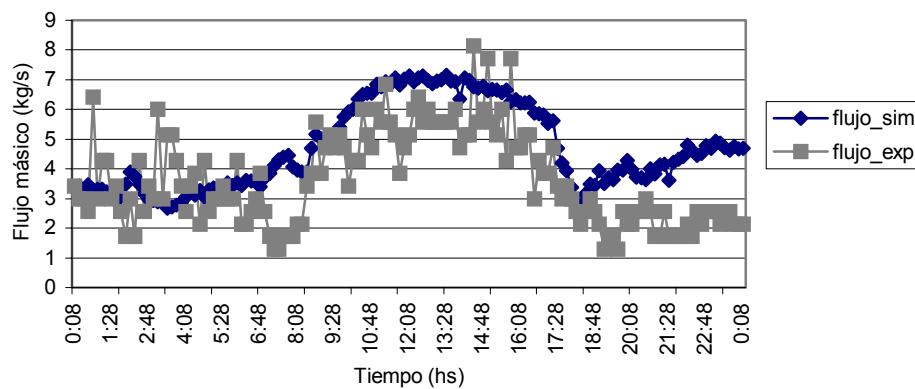


Figura 4. Variación del flujo másico en el sistema.

La expresión teórica del flujo másico, permite predecir el comportamiento de la masa de aire por unidad de tiempo que se mueve dentro del túnel.

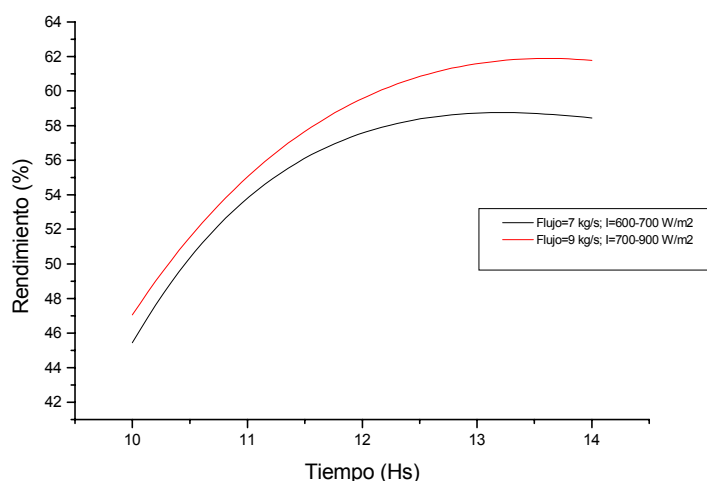


Figura 5. Rendimiento del sistema descargado.

La figura 5 muestra como varía el rendimiento del sistema colector, permaneciendo el flujo másico constante (igual a 7 y 9.07kg/s respectivamente) y variando la intensidad de la radiación solar.

## CONCLUSIONES.

En este trabajo se analizó mediante un modelo computacional, el comportamiento del túnel colector de un prototipo de secadero solar. Para ello primeramente se realizó una descripción física del sistema, luego se analizaron los balances de energía y de masa, para obtener las expresiones teóricas del perfil de temperatura, la variación del flujo másico en túnel y el rendimiento del mismo.

El rendimiento del sistema calculado a partir de los valores experimentales no supera el 60%. A través de la modelización el rendimiento promedio máximo, para distintas velocidades de flujo másico, es del 60%.

El modelo teórico planteado, permite predecir el comportamiento del prototipo de secadero solar.

## BIBLIOGRAFIA.

1. Condori M; Saravia L (2001). Modelización de un chimenea. Avances En Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol 5
2. Duffie-Beckman. (1991). Solar Engineering of Thermal Processes. Wiley. N.Y.
3. Mahr, M. (1992). Numerische und experimentelle Untersuchung von Solarenanlagen. Technische Universitat Munchen.
4. Reuss M. (1997). Modelling and experimental investigation of pilot plant for solar wood drying. Solar Energy. Vol4-6 pp 259.
5. Sogari N. (1997). Determinación del rendimiento de un secadero solar utilizando el programa de simulación TRNSYS 14.1. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol 1.

## ABSTRACT

In the present work, the results obtained to the simulation of the operation from a solar drying prototype from wood are exposed. The solar drying is located in Resistencia – Chaco. The simulation of system performance was based on analysing the energetic and bulk balance equations, being obtained with this the collector's temperature profile, the flow equation and the efficiency.

The temperature profile answers to an exponential growing equation in function of the length, but numerically is stabilized to 50-60 m, that's mean that an increase of the tunnel's length would not contribute to an important increase of the temperature of the air. The efficiency of the system, isn't higher than 60%.

The simulation was carried with the TRNSYS program by which two types of programmes were executed using Fortran language.

It can be concluded that the proposed model allows to predict the system's performance.