

OPTIMIZACION DE UN SECADERO SOLAR POR CONVECCIÓN NATURAL: ANÁLISIS DEL COLECTOR SOLAR DE AIRE.

GRUPO DE INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO DE ENERGÍAS RENOVABLES (GUIDER)

A. Busso, A. Aeberhard, G. Figueredo, P. Martina, V. Cocca.

Dpto. de Termodinámica - Facultad de Ingeniería - UNNE - Av. Las Heras 727 - 3500 Resistencia - Chaco - Argentina.

Tel/Fax: (0722) - 36298 - e-mail: ajbusso@ing.unne.edu.ar

RESUMEN

Se presenta la modelización del colector solar de aire de un secadero de madera mediante el uso del formalismo matemático válido para colectores planos. Se comparan temperaturas predichas por el modelo con resultados experimentales obtenidos bajo diferentes condiciones de trabajo del sistema. Se interpretan las causantes físicas de los rasgos presentados por los perfiles de temperatura experimentales y, en base a esta, se aplican factores de corrección al modelo teórico mejorando la precisión en las predicciones.

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo es continuación del proyecto sobre "Secado Solar de Madera Mediante Secadero Solar de Convección Natural"^{1,2} llevado a cabo por el Dpto. de Termodinámica y Máquinas Térmicas y el Instituto de Tecnología Agraria de la Universidad Tecnológica de Munich entre los años 1993 a 1996. Durante este periodo se construyó y puso en funcionamiento un prototipo de secadero con capacidad de carga de 12 m³ de madera, se validó el modelo teórico propuesto³ para el secado de la madera estibada, se realizaron corridas de simulación utilizando el programa TRNSYS14⁴ y, por último, se optimizó el proceso de secado a fin de reducir los tiempos sin perjudicar la calidad del producto final.

Como etapa final en este estudio sobre secado solar de madera se encaró la optimización del secadero desde el punto de vista tecnológico. Para ello es necesario entender y familiarizarse con el funcionamiento de cada uno de los elementos constitutivos (colector solar para calentamiento de aire, cámara de secado, estiba de madera, chimenea). También, saber cómo afectan la performance de los mismos los diversos parámetros constructivos y cuáles de ellos pueden modificarse a fin de lograr el objetivo de máximo rendimiento con menor costo.

En lo que sigue y como parte del proyecto de optimización del secadero, se presenta en forma muy abreviada el desarrollo del modelo teórico propuesto para el colector solar de aire y su validación a partir de resultados experimentales.

MATERIALES Y MÉTODOS

Existe una variedad de trabajos, tanto teóricos como experimentales, sobre calentadores solares de aire^{5,6,7}, en su mayoría todos ellos basados en geometría plana por ser la más difundida. En términos generales el problema se reduce a plantear las ecuaciones de balance energético del sistema para estado estacionario y obtener expresiones para el rendimiento de placa y factor de remoción de calor en función de parámetros tales como: caudal de aire, coeficientes de transferencia de calor debida a: viento, flujo interno, radiación de cielo, intercambio radiativo interno, aislamiento, entre otros.

La determinación de estos factores es compleja y requiere un gran esfuerzo, especialmente porque los detalles geométricos del sistema y los patrones de flujo del fluido caloportador son cruciales en su determinación.

El modelo teórico que se utilizó para las predicciones del comportamiento del colector es una adecuación del formalismo válido para colectores planos, que toma en cuenta las características particulares de nuestro sistema (túnel semicircular de polietileno de 4m de diámetro, longitud de 60m, ubicación, aire como fluido caloportador a régimen abierto de circulación, etc.). Entre algunas de las simplificaciones introducidas se puede mencionar que: se tomó la temperatura de suelo igual a la temperatura ambiente a los efectos del cálculo de pérdida por suelo, no se considera la absorción en la cubierta ni tampoco la dependencia espectral de la transmitancia, no se toman en cuenta los efectos de la suciedad sobre la placa absorbente.

La Fig. I. muestra la red térmica del sistema, los procesos de transferencia de calor y el balance energético para un elemento de volumen ubicado a una distancia y de la entrada al colector respectivamente.

El perfil cualitativo de temperaturas y rendimientos se obtuvo resolviendo analíticamente la ecuación diferencial resultante del análisis de distribución de temperaturas en la dirección del flujo (Fig. I-c).

La predicción de los valores de temperatura se realizó en forma numérica aplicando el método iterativo de Gauss-Seidel para resolver el sistema de ecuaciones obtenidos de la red térmica del sistema (Fig. I-a).

a) RED TÉRMICA

Las ecuaciones de balance de calor para cada nodo de la red térmica son las siguientes:

$$\mathbf{T}_c: \quad U_t (T_a - T_c) + h_{r,p-c} (T_p - T_c) + h = 0 \quad (1)$$

$$\mathbf{T}_p: \quad S + h_s (T_a - T_p) + h_{r,p-c} (T_c - T_p) + h (T_f - T_p) = 0 \quad (2)$$

$$\mathbf{T}_f: \quad h (T_c - T_f) + h (T_p - T_f) = q_u \quad (3)$$

con \mathbf{T}_c , \mathbf{T}_p y \mathbf{T}_f , referidos a temperatura de cubierta, placa y fluido caloportador respectivamente, \mathbf{S} es la energía útil absorbida por la placa colectora que toma en cuenta las pérdidas ópticas del sistema y U_t el coeficiente de pérdida total superior.

b) COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Los coeficientes de transferencia en función de las temperaturas y otros parámetros se obtuvo como sigue:

$h_{r,p-c}$ - radiación interna entre superficies- de la expresión de la ley de Plank para el intercambio radiativo entre dos superficies^{5,7}.

U_t - pérdida frontal - evaluando la contribución conjunta de pérdida por radiación al cielo, $h_r^{5,7}$, y de viento, h_w^5 . Debido a la geometría del sistema, h_w , se determino utilizando el modelo propuesto por Mitchell⁸ que supone el comportamiento del sistema como representado por el comportamiento de una esfera de igual volumen, y cuya solución es conocida⁵.

U_s - pérdida de suelo - de la expresión de pérdida por conducción^{5,7,9} de calor a través de una capa de terreno de espesor d .

h - flujo interno - dado que en el colector $Re > 1 \times 10^5 \Rightarrow$ régimen turbulento completamente desarrollado, se utilizo la expresión desarrollada por Petukhov¹⁰ aplicable a tubos rugosos trabajando en dicho régimen, reemplazando el diámetro del tubo por el diámetro hidráulico del túnel.

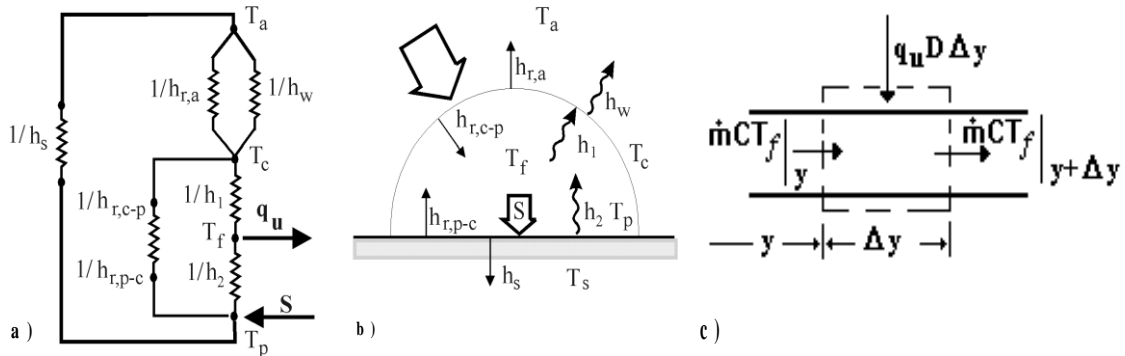


Fig. I.-a) red térmica b) procesos de transferencia de calor c) balance energético de un elemento de volumen

c) DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS EN LA DIRECCIÓN DEL FLUJO

La ecuación de balance de energía para un elemento a una distancia y de la entrada al colector esta dada por:

$$\dot{m} C T_f \Big|_y - \dot{m} C T_f \Big|_{y+\Delta y} + q_u D \Delta y = 0 \quad (4)$$

q_u es la energía útil transferida al fluido. Expresando en función de las temperaturas T_f y T_{amb} ; de (1), (2) y (3); y reemplazando en la ec. (4) se llega a la siguiente solución para la temperatura del fluido y rendimiento, η , del colector:

$$T_f = T_a + \frac{S}{U_L} (1 - e^{\frac{-DF U_L}{mC} y}) \quad (5) \quad \eta = \frac{\dot{m} C S (1 - e^{\frac{-A_c F U_L}{mC}})}{A_c I U_L} \quad (6)$$

con U_L , F y A_c el coeficiente global de pérdida, factor de rendimiento y área del colector respectivamente.

SOLUCIÓN NUMÉRICA

Para resolver el sistema de ecuaciones (1), (2) y (3) se necesitan los valores de los coeficientes de transferencia de calor involucrados y ello implica un conocimiento a priori de T_c , T_f y T_p .

Se subdivide el colector en N elementos de igual longitud y se parte de un set arbitrario de valores de temperatura iniciales para el calculo de los coeficientes para el primer elemento. Con estos, se resuelve el sistema obteniéndose un nuevo set de valores de temperatura. Este se compara con el inicial y el proceso de calculo se repite hasta que dos sets de valores de temperatura sucesivos difieran en 0.01 °C.

Lograda la convergencia para este elemento, se procede al calculo de las temperaturas para el elemento siguiente tomando como set de temperaturas inicial el set de temperaturas de salida del elemento anterior. Este proceso iterativo se repite hasta que se hayan calculado todos los elementos en el que fue subdividido el colector.

Para facilitar los cálculos se generó un programa de computación en Visual Basic utilizando el algoritmo iterativo de Gauss-Seidel para resolver el sistema lineal de ecuaciones. El programa sigue exactamente la lógica de calculo detallada anteriormente, habiéndose comprobado que el numero de iteraciones hasta lograr la convergencia en un elemento, no supera las cuatro.

DISCUSIÓN DE RESULTADOS

El instrumental utilizado y metodología experimental empleada se encuentran detallados en informes anteriores^{1,2,11} Debe mencionarse el cambio de la cubierta transparente de polietileno y de la placa colector de polietileno negro debido al deterioro presentado, pero, se demuestra que los resultados antes y después del cambio son similares. Además, se incremento a 10 el numero de sensores de temperatura dentro del colector.

Los valores de absorbancia, transmitancia, emisividad, de los materiales utilizados fueron tomados de tablas. Se observo que variaciones en los valores de estos parámetros, o de la velocidad de viento, producían diferencias de temperatura del orden de ± 1 °C en los resultados haciendo suponer que el comportamiento teórico del colector no depende fuertemente de estos parámetros.

Diferencias de temperatura importantes se produjeron cuando se variaron, ya sea, el coeficiente de conductividad del suelo o el espesor de la capa de terreno considerada como contribuyendo a la conducción.

En la validación del modelo se analizaron datos actuales como también de años anteriores.

La Fig. II. compara cualitativamente las curvas de temperatura (5) y rendimiento (6) predichas frente a las obtenidas experimentalmente. Se observa la gran coincidencia en la relación funcional de ambas con el caudal, \dot{m} .

La Fig. III muestra perfiles típicos de temperatura para diferentes valores de intensidad de radiación incidente (referida de aquí en mas como I). Dos rasgos comunes observables son: 1.- la depresión presente, en mayor o menor medida, en todos los casos a los 30 mts. 2.- la relación $T_{amb} > T_{10}$, temperatura entre la entrada y la medida a los 10 mts. (curva $I=95$ Fig. III) y que muestra una dependencia aparente con I (Fig. IV).

Se atribuyo la depresión a variaciones del coeficiente de flujo interno, h , debidas a variaciones del factor de rugosidad, f , a lo largo del colector. Para corroborar esto, se realizaron simulaciones con el coeficiente del factor de rugosidad, C_f , tomando valores diferentes para cada sección del colector, mejorándose cualitativamente y cuantitativamente el ajuste de las curvas según se aprecia en la fig. V. De los resultados se verifico que la diferencia entre datos experimentales y predichos se reducía, en promedio, de 1.5 °C, antes de la corrección, a 0.5 °C luego al aplicar esta corrección.

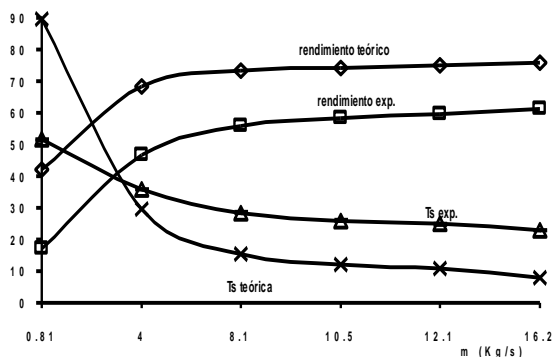


Fig. II. η y temp. de salida, T_s , en funcion de \dot{m}

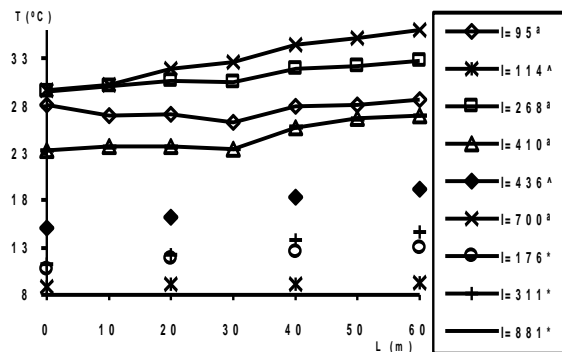


Fig. III. perfiles de temperatura. ^ '94, * '95, a '97

Las variaciones en f son consecuencia, entre otras causas, de pliegues en el polietileno de la placa colectora, variaciones en la sección del colector a lo largo del mismo debido a embolsamiento de las superficies libres de la cubierta entre arcos portantes.

Respecto al hecho que $T_{amb} > T_{10}$, al no ser una característica que se repite en todas las curvas descartamos la hipótesis anterior como causa para su explicación.

En cambio, lo atribuimos al efecto combinado de dos fenómenos: 1.- la atenuación de I producida por el plástico de la cubierta hace que en forma natural se produzca esta relación ($T_{amb} > T_{10}$) dado que T_{amb} se tomó en el exterior del colector y expuesto al sol y, T_{10} en el interior del mismo. 2.- la contribución a la temperatura T_{10} del efecto invernadero dentro del colector dependiente de Y .

Por encima de un cierto umbral de I el efecto invernadero enmascara la diferencia natural y predomina sobre esta (Fig. IV). El error introducido por este hecho fue cuantificado y corregido en todos los casos analizados afectando T_{amb} de un factor aditivo de $-0.4\text{ }^\circ\text{C}$.

CONCLUSIONES

Se presento en este informe el desarrollo de un modelo teórico para predecir el comportamiento de un colector de aire solar pasivo de geometría semicircular. Las complicaciones matemáticas inherentes a la geometría del sistema fueron simplificadas reformulando el formalismo válido para colectores planos tomando en cuenta las características particulares de nuestro colector. Las ecuaciones de balance de energía del sistema fueron resueltas aplicando el método iterativo de Gauss-Seidel a cada sección del colector.

Las temperaturas predichas en forma teórica fueron comparadas con resultados experimentales obtenidos bajo diferentes condiciones de trabajo del sistema.

Se explicaron las causantes físicas de los rasgos presentados por los perfiles de temperatura, se las relaciono con factores constructivos, se determinaron factores de corrección y se corrigió el modelo teórico logrando mayor precisión en las predicciones llegando, en promedio, a $\pm 0.5\text{ }^\circ\text{C}$.

Se concluye que el modelo desarrollado puede ser considerado satisfactorio para la predicción del comportamiento de nuestro colector solar.

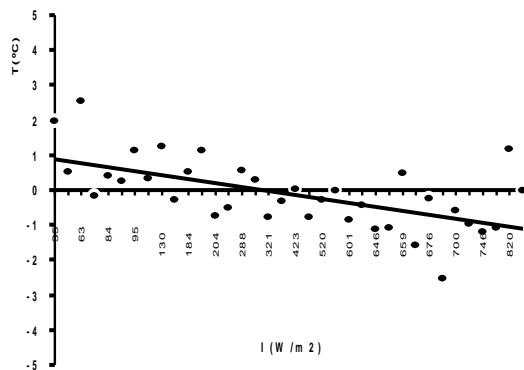


Fig. IV. disminución de temp. ($T_{amb} - T_{10}$).

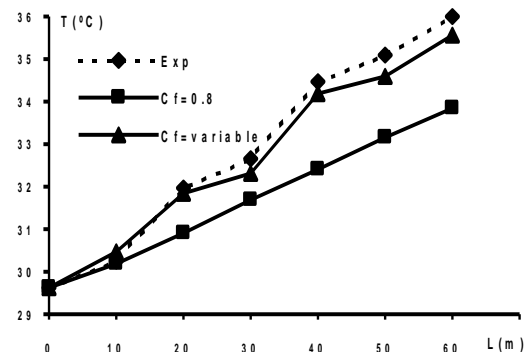


Fig. V.- simulación con C_f constante y variable.

REFERENCIAS

- 1.- Martina P., Aeberhard A., Secado Solar de Maderas Mediante Secadero Solar de Convección Natural. Dpto. de Termodinámica, Fac. de Ingeniería, UNNE, Informe Anual de Beca: año 1994.
- 2.- Martina P., Aeberhard A., Optimización de Secado Solar de Maderas Mediante Secadero Solar de Convección Natural. Dpto. de Termodinámica, Fac. de Ing., UNNE, Informe Anual de Beca: año 1995.
- 3.- Benkert S., Modellierung und Experimentelle Überprüfung einer Pilotanlage zur solaren Holz Trocknung, Universidad Técnica de Munich, 1995.
- 4.- Manual del Usuario del TRNSYS 14.1, Universidad de Wisconsin, Madison, 1994.
- 5.- Duffie J., Beckman W., Solar Engineering of Thermal Processes, 2da. edición, Wiley, New York, 1991.
- 6.- Ong K. S., Thermal Performance of Solar Air Heaters, Solar Energy, 55, 93-109 (1995).
- 7.- Ong K. S., Thermal Performance of Solar Air Heaters - Experimental Correlation, Solar Energy, 55, 209-220 (1995).
- 8.- Mitchell J.W., Biophysical Journal, 16, 561 (1976). Heat Transfer from Spheres and other Animal Forms.
- 9.- Welty J. R., Transferencia de Calor Aplicada a la Ingeniería. Limusa (1985).
- 10.- Petukhov B. S., Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties, In Advances in Heat Transfer, J. P. Hartnett and T. F. Irvine (Eds). pp. 504-564. Academic Press, New

- York (1970).
- 11.- Desarrollo Teórico y Experimental de un Sistema de Secado Solar de Maderas por Convección Natural, ASADES - Actas 19na. Reunion de Trabajo - Tomo I ,01.37, Mar del Plata (1996).