

## SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE UNA COCINA SOLAR (PARTE II)

V. Passamai<sup>†</sup>  
INENCO – CIUNSa\* - CONICET  
Facultad de Ciencias Exactas  
Av. Bolivia 5150 – 4400 Salta. R. Argentina  
Tel.: 0054-87-255389 – Fax: 0054-87-255489 – Email: <passamai@unsa.edu.ar>

### RESUMEN

Se presenta un modelo matemático para la simulación del comportamiento térmico de un horno solar, incluyéndose en esta segunda parte el comportamiento dinámico de la evolución de las temperaturas del sistema cuando se incorpora una masa de agua contenida en una olla, experiencia que se planteó realizar en un trabajo anterior (Passamai, 1998), primera parte de éste. Se realizan nuevas hipótesis de trabajo, simplificadoras de la situación real, que permiten, no obstante, realizar la simulación numérica buscada de manera satisfactoria. Esto se fundamenta mediante un análisis comparativo con datos experimentales.

### INTRODUCCIÓN

En dos trabajos recientemente publicados (Passamai, 1998, a, b), se presentaron experiencias de calentamiento de un horno solar *vacío* por acción de la radiación constante proveniente de una lámpara, así como los resultados de la simulación por computadora de dichas experiencias.

En este nuevo trabajo, se desarrollan las ecuaciones que surgen del modelo acoplado de transferencia de calor para una masa de agua contenida en una olla que va dentro del mismo horno solar, sometido nuevamente a la radiación mediante lámpara.

Se sigue la metodología empleada en el trabajo de Passamai (1998, b) y se compara con los resultados obtenidos experimentalmente.

### ESQUEMAS DE FLUJOS DE CALOR E HIPÓTESIS DE TRABAJO

Efectuándose una presentación esquemática que permita visualizar los flujos de calor que intervienen en el calentamiento del agua contenida en la olla, similar a lo realizado anteriormente (Passamai, b), se podrán plantear las nuevas ecuaciones de la dinámica térmica, resolver las mismas y comparar con las temperaturas medidas. La Figura 1 muestra los flujos de calor que describen el calentamiento de la masa de agua y el resto del sistema:

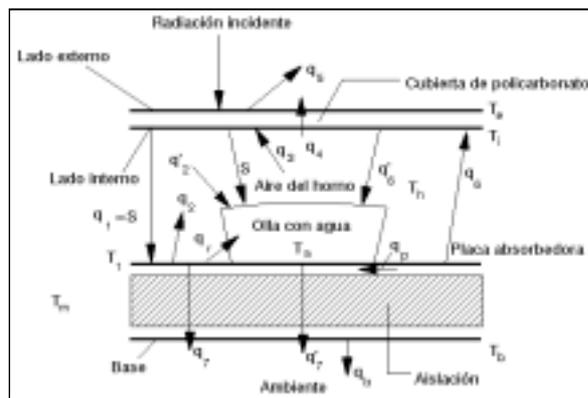


Figura 1: Esquema térmico detallado de un horno solar conteniendo una olla con agua.

Se emplean hipótesis que son pertinentes para el caso particular de una olla con agua, además de las ya establecidas:

1. Se desprecia la inclinación de la cubierta transparente así como el intercambio de calor con los costados;
2. el horno se considera como un colector solar plano operando en condiciones no estacionarias, con un coeficiente  $f$  que corrige el alejamiento de la placa colectora de la forma plana, que se determina nuevamente de manera similar a la ya realizada, para tener en cuenta ahora la presencia de la olla con agua (Passamai, 1998, b);
3. la placa absorbidora negra (Fig. 1) se considera dividida en dos regiones, la zona que recibe radiación, de temperatura

<sup>†</sup> Investigador Adjunto del CONICET

\* Consejo de Investigación de la Universidad Nacional de Salta, organismo financiador.

- promedio igual a  $T_l$  y masa  $m_l$ , y otra central, ubicada debajo de la olla, de temperatura promedio igual a la del agua;
4. se supone que la olla, la tapa, el agua y la parte de chapa donde se apoya constituyen un mismo sistema ("sistema agua"), por lo que tendrán una temperatura *uniforme* a lo largo del tiempo (esto se concluyó en vista a los valores medidos de temperaturas, que corresponden a las distintas partes indicadas según la Figura 2);
  5. de la radiación incidente sobre el lado externo de la cubierta se considera que  $S$  es la cantidad absorbida tanto por la placa colectora como la tapa de la olla;
  6. la temperatura inicial de todo el sistema es la del ambiente y, a medida que recibe radiación, la placa colectora negra aumenta su temperatura hasta  $T_l(t)$ , con el transcurso del tiempo  $y$ , el sistema agua, hasta  $T_a(t)$ ;
  7. este sistema agua recibe calor por conducción, convección y radiación de su entorno, o sea el horno o cocina solar;
  8. la temperatura de la placa,  $T_l(t)$ , es uniforme a lo largo de su espesor;
  9. un área  $A_p$  de intercambio *perimetral* – igual a la circunferencia de la base de la olla por el espesor de la placa - permite a la placa inmediatamente debajo de la olla recibir calor proveniente del resto de la placa circundante, en forma proporcional a la diferencia de temperaturas  $T_l - T_a$  (*ley de enfriamiento de Newton*);
  10. debido a la baja inercia del aire dentro del horno, su temperatura  $T_h$  se eleva rápidamente por encima de la del agua, por lo que el flujo de calor se considera del aire al agua (Figura 2);
  11. el resto de hipótesis son las mismas que las del trabajo anterior (Passamai b), debiéndose tener en cuenta que la temperatura del medio ambiente se denomina  $T_m$ , en lugar de  $T_a$ , pues ésta se reserva para la temperatura del sistema agua.

La notación utilizada es la siguiente:

$A, A_a, A_o, A_p$ : área total de la base de chapa negra de la cocina, de la tapa o base de la olla, lateral de la olla, de intercambio conductivo entre la parte de placa que recibe radiación y la que está bajo la olla, respectivamente;

$c, c_i$ : calores específicos de la placa absorbidora y del sistema agua;

$d, d_b, d_o, k, k_b, k_o$ : espesores y conductividades térmicas de la cubierta transparente, la base del horno solar y de la olla

$h, U$ : coeficientes de transferencia o de pérdida del calor (globales) de la densidad de flujo  $q$  que corresponda (ver mas abajo)

$m_1, m_2, m_a, m_o, m_i$ : masa de la placa colectora –partes 1 y 2-, del agua, la olla-tapa y del sistema agua ( $m_i = m_a + m_o + m_2$ );

$q_1 = S$ : radiación neta incidente sobre la placa absorbidora y la olla

$q_2, q'_2$ : densidad de flujo de calor por convección libre de la placa al aire, y del aire del horno a la olla;

$q_3$ : densidad de flujo de calor por convección desde el aire a la cara interna de la cubierta transparente

$q_4$ : densidad de flujo de calor por conducción a través de la cubierta

$q_5$ : pérdida global de calor desde la cubierta hacia el aire ambiente

$q_6, q'_6$ : intercambio radiativo entre la placa y el lado interno de la cubierta, y entre el lado interno de la cubierta y la olla;

$q_7, q'_7, q_b$ : pérdida de calor de la placa, y del sistema agua, a través de la aislación térmica, y por la base al aire ambiente;

$q_r$ : calor que fluye por radiación desde la placa a la olla;

$q_p$ : flujo de calor entre la placa que recibe radiación y la parte situada bajo la olla (*ley de enfriamiento de Newton*)

$T_l, T_a, T_h, T_i, T_e, T_b, T_m$ : temperaturas de la placa, del sistema agua, del aire del horno, lado interno y externo de la cubierta transparente, de la base externa del horno y del medio ambiente.

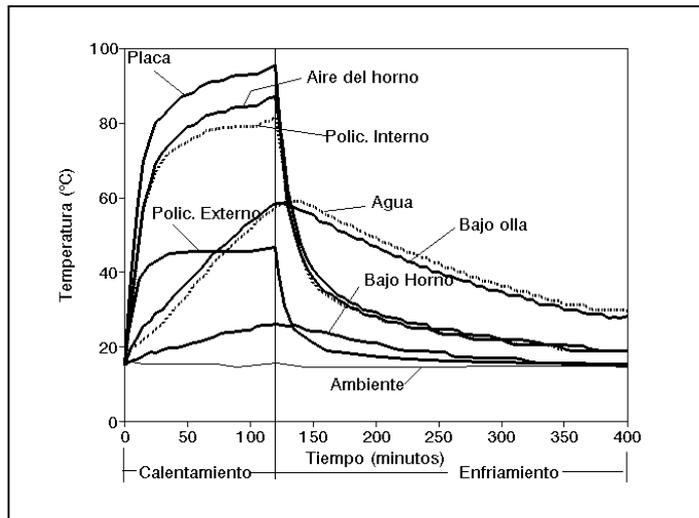


Figura 2: Experiencia de calentamiento y enfriamiento del horno solar que contiene una olla con agua, mediante radiación de lámpara.

## ECUACIONES DE BALANCE DE CALOR

Con las hipótesis anteriores se plantean los siguientes balances térmicos, multiplicando *por cada área correspondiente*, en los

sistemas que constituyen el esquema básico de la figura 1:

1. Balance global de la placa con el aire ambiente:

$$S(A - A_o) = fm_1c \frac{dT_1}{dt} + (A - A_o)U(T_1 - T_m), \text{ o sea: } S = f\sigma c \frac{dT_1}{dt} + U(T_1 - T_m) \quad (1)$$

2. Cubierta transparente, lado externo:

$$q_4 = q_5 \quad (2)$$

3. Aire del horno:

$$(A - A_a)q_2 = (A_a + A_o)q'_2 + Aq_3 \quad (3)$$

4. Sistema agua (olla, tapa, placa circular y masa de agua):

$$A_a(S + q'_6) + (A_a + A_o)q'_2 + A_o q_r + A_p q_p = m_t c_t \frac{dT_a}{dt} + A_a q'_7 \quad (4)$$

5. Placa absorbedora (área 1):

$$(A - A_a)S = fm_1c \frac{dT_1}{dt} + A_p q_p + (A - A_a)(q_2 + q_6 + q_7) + A_o q_r \quad (5)$$

6. Cubierta transparente, lado interno:

$$(A - A_a)q_6 + Aq_3 = Aq_4 + A_a q'_6 \quad (6)$$

7. Base:

$$(A - A_a)q_7 + A_a q'_7 = Aq_b \quad (7)$$

Expresión detallada de cada ecuación (se indica primada la respectiva numeración de cada una):

$$\frac{k}{d}(T_i - T_e) = U_c(T_e - T_m) \quad (2')$$

$$(A - A_a)h_1(T_1 - T_h) = (A_a + A_o)h_1(T_h - T_a) + Ah_2(T_h - T_i) \quad (3')$$

$$A_a[S + U_p(T_i - T_a)] + (A_a + A_o)h_1(T_h - T_a) + A_o h_r(T_1 - T_a) + A_p h_p(T_1 - T_a) = m_t c_t \frac{dT_a}{dt} + A_a \frac{k_b}{d_b}(T_a - T_b) \quad (4')$$

$$(A - A_a)S = fm_1c \frac{dT_1}{dt} + A_p h_p(T_1 - T_a) + (A - A_a) \left[ h_1(T_1 - T_h) + U_p(T_1 - T_i) + \frac{k_b}{d_b}(T_1 - T_b) \right] + A_o h_r(T_1 - T_a) \quad (5')$$

$$(A - A_a)U_p(T_1 - T_i) + Ah_2(T_h - T_i) = A \frac{k}{d}(T_i - T_e) + A_a U_p(T_i - T_a) \quad (6')$$

$$(A - A_a) \frac{k_b}{d_b}(T_1 - T_b) + A_a \frac{k_b}{d_b}(T_a - T_b) = AU_b(T_b - T_m) \quad (7')$$

## RESOLUCIÓN DEL SISTEMA DE ECUACIONES

Comenzando con la (1), con la condición inicial  $T_1(0) = T_m$ , resulta:  $T_1 = T_m + \frac{S}{U}(1 - e^{-\frac{U}{f\sigma c}t})$ . Con los datos de una experiencia de calentamiento, realizada con el horno solar descrito en Passamai (1998, a), bajo radiación constante de la lámpara de tungsteno, se pudieron obtener los siguientes parámetros, con un ajuste promedio entre curva teórica y datos de temperatura de placa del 1,6 % (véase la Figura 3):

$$S = 663 \text{ W/m}^2, \quad U = 8,9 \text{ W/(m}^2\text{K)}, \quad f = 3,69.$$

Estos parámetros son comparables a los encontrados anteriormente cuando el horno no contenía agua.

Por su parte, para resolver el resto de ecuaciones de una manera simplificada, se puede hacer uso de la ecuación de balance global de pérdidas, expresada para esta oportunidad de la siguiente forma (Duffie y Beckman, 1991), si se desprecia –al igual que antes– la pérdida por la base:

$$(A - A_a)U(T_1 - T_m) = AU_c(T_e - T_m) \quad (8)$$

Esta expresión, equivalente a la constancia de la relación  $(T_e - T_m)/(T_1 - T_m)$  durante el tiempo de realización de la experiencia,

se volvió a verificar experimentalmente en el laboratorio. De la misma se determinó que  $U_c=17,6 W/(m^2K)$ . Con esto, y de la ecuación (8), se pudo despejar  $T_e$  y se graficó en función del tiempo (Figura 3), registrándose un error del 3,8% entre datos y valores simulados. Llevando a la ecuación de balance de calor para el lado externo de la cubierta transparente (2'), resulta que  $T_i=T_e+dU/k(T_e-T_m)$ . Entonces se puede obtener una simulación con un error del 3%, siempre que se recalcula la conductividad térmica  $k$ , que resulta ser igual a  $1,17 W/(mK)$ . Entre la ecuación de balance de energía para el aire del horno (3') y la del sistema agua (4'), despreciando en la (3')  $h_2(T_h-T_i)$ , por ser las temperaturas del aire del horno y la interior de la cubierta transparente aproximadamente iguales, se tiene una ecuación diferencial del tipo:  $T'_a(t)=f(t,T_a)$ . Esta se resolvió mediante el método de Runge-Kutta de cuarto orden, despreciándose, en primera aproximación, el término conductivo que contiene el coeficiente  $h_p$ . Con ello se calcularon los siguientes parámetros,  $U_p=12,7 W/(m^2K)$ ,  $h_l=h_r=5 W/(m^2K)$ , resultando que la simulación de la temperatura del sistema agua dio un error del 5% relativo a los datos experimentales (figura 3). Finalmente, de la ecuación completa correspondiente al balance para la temperatura del horno, (3'), se obtuvo  $h_2=10 W/(m^2K)$  y una simulación de la temperatura del horno con un error del 5%. Todos los gráficos se encuentran en la Figura 3.

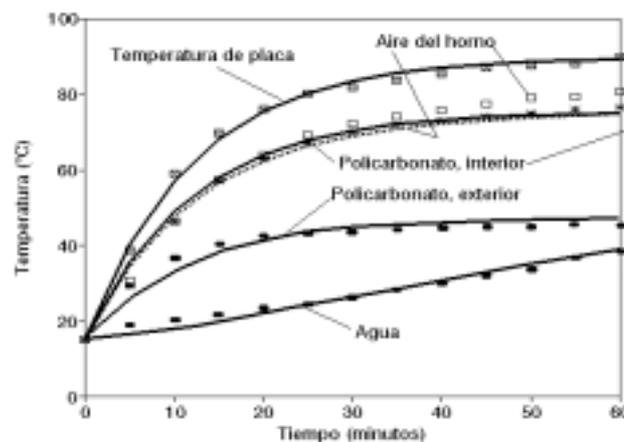


Figura 3: Curvas de temperatura simuladas (líneas) y datos (símbolos) del calentamiento del horno con una olla conteniendo dos kilogramos de agua.

## CONCLUSIONES

Las hipótesis realizadas para simplificar el modelo permitieron la resolución satisfactoria del mismo, así como la obtención de algunos de los parámetros térmicos del horno solar considerando la presencia de la carga de agua.

Se espera aplicar el modelo a escala de campo para poder verificar el mismo bajo radiación solar.

De la ecuación de balance para el sistema agua se puede cuantificar el porcentaje de distribución de la energía, resultando que de todos los aportes que llegan a dicho sistema, el 30 % corresponde a la radiación incidente sobre la olla, otro 30 % al aporte convectivo desde el aire, 20% por radiación desde la cubierta y el 20 % restante es también de tipo radiativo y proviene de la placa caliente. Si se tiene en cuenta el aporte conductivo, suponiendo un coeficiente  $h_p=20 W/(m^2K)$ , y se recalcula todo, el mismo llega a ser solamente del 0,5 %. Esto es debido al pequeño espesor de la placa, por lo que si se incrementa o se usa una chapa suplementaria que cubra toda la base, la proporción de este aporte puede aumentarse.

## REFERENCIAS

- Duffie J. A. y Beckman W. A. (1991) *Solar Engineering of Thermal Processes*, 2ª Edición, pp. 288-289. Wiley-Interscience, New York.
- Passamai, V. (1998, a). Experiencias de laboratorio y de campo con un horno solar. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 2, N°1, 1998 (02.29-02.32).
- Passamai V. (1998, b). Simulación del comportamiento térmico de una cocina solar. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 2, N°1, 1998 (02.33-02.36).

## AGRADECIMIENTOS

A P. Rionda, L. Yazlle, R. Dellmans y L. Pérez por su invaluable apoyo.