

MODELO MATEMÁTICO DEL HORNO SOLAR DE TACHO Y SIMULACIÓN CON EL USO DEL PROGRAMA COMPUTACIONAL SIMUSOL

Quiroga, V.N. y Esteves A.

Laboratorio de Ambiente Humano y Vivienda - INCIHUSA-CCT CONICET Mendoza
C.C. 131 – 5500 Mendoza – Argentina. Tel.: 54-261-5244338/09 - nquiroga@mendoza-conicet.gov.ar

Recibido 17/09/15, aceptado 15/10/15

RESUMEN: El presente trabajo plantea el modelo matemático del horno solar de tacho. El mismo se desarrolla mediante el cálculo de ecuaciones linealizadas de balance de energía, lo que permite obtener los correspondientes coeficientes conductivos, convectivos y radiativos intervinientes en el mecanismo de transferencia de calor dentro del horno, tomando como punto más caliente a la placa absorbadora. Los coeficientes térmicos obtenidos se utilizan para simular la evolución de la temperatura de la placa absorbadora en el programa computacional SIMUSOL. El modelo obtenido, utilizando las variables climáticas de temperatura y radiación medidas experimentalmente, permite ajustar el comportamiento del horno solar, tanto para día claro como para día cubierto.

Palabras claves: horno solar, SIMUSOL, modelo matemático.

INTRODUCCIÓN

La falta de energía para poder cocinar los alimentos en los enclaves rurales o urbano-marginales, se traduce en problemas sociales muy importantes como falta de alimentación adecuada y hasta desnutrición por no disponer de energía para cocinarlos, lo que genera en los niños dificultades en el aprendizaje, problemas de salud, etc. Por otro lado, el uso de los energéticos para cocción también tiene impactos hacia el medioambiente, ya sea el cambio climático que genera el uso de fósiles o la desertificación que produce el uso de la leña, etc. Por lo cual, el uso de energía solar para cocinar, a través de hornos solares, ha sido considerada una opción fundamental en el camino de permitir que las personas puedan acceder a una alimentación nutritiva y suficiente y además reducir ambos impactos.

Existen variados modelos de hornos solares, cada horno construido con diferentes materiales y en diferentes condiciones de uso. Olwi and Khalifa (1988), realizan el modelo matemático de un horno hermético al aire interior, es decir produciendo vapor en íntimos contacto con el recipiente de cocción. Pejack (1991) presenta el modelo para un horno solar cuya estructura está realizada con doble cartón y la cubierta vidriada es simple vidrio. Además manifiesta la importancia de contar con un modelo para evaluar la variación de la temperatura de los alimentos al variar las condiciones climáticas y estructurales.

Como sistema térmico de estudio y posterior desarrollo se analizó el horno solar de tacho (Saravia, 2003) modificado por Esteves (2007). En el interior del horno se considera de importancia considerartres parámetros: área y energía total absorbida por la placa absorbadora y los coeficientes de pérdidas de calor en el horno. En la Figura 1 se esquematiza el corte del transversal del horno solar de tacho donde se observan los materiales constructivos del mismo.

Resulta importante determinar las ecuaciones que surgen del modelo de transferencia de calor que ocurre dentro del mismo horno solar. Teniendo en cuenta los antecedentes de modelos anteriores, se presentarán las ecuaciones que se ajusten al modelo de horno solar de tacho, el cual es factible de autoconstruir por personas no especializadas, por su estructura robusta y buen comportamiento térmico.

Se consideran las características constructivas del horno solar de tacho para determinar su modelo matemático y con los valores obtenidos de los coeficientes de transferencia térmica, utilizarlos para ajustar el modelo de simulación térmica con el programa SIMUSOL.

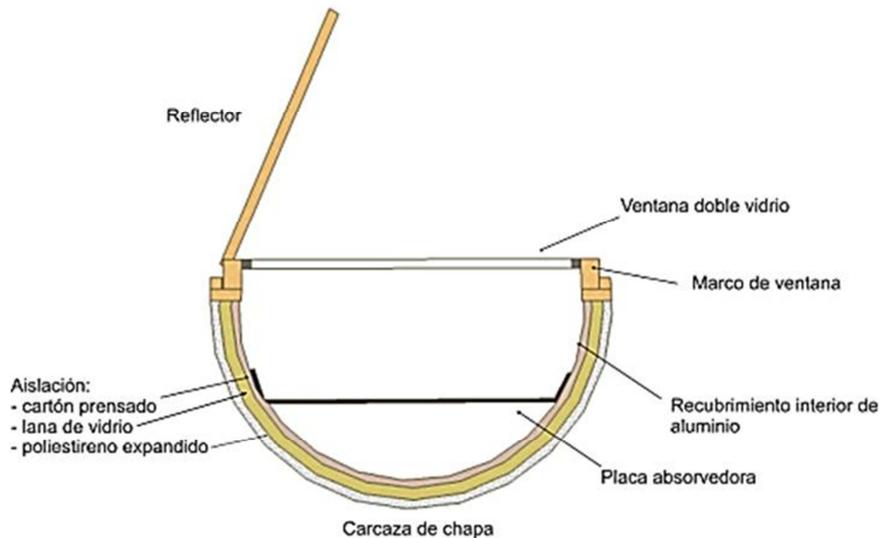


Figura 1: Esquema con los materiales constructivos del horno solar.

METODOLOGÍA

Modelo matemático del horno solar de tacho

El estudio teórico del horno solar es importante como herramienta para evaluar las ganancias y pérdidas térmicas desde el interior hacia el exterior. Asimismo es interesante contar con este modelo para comparar su rendimiento térmico con otros equipos (Terrés et al., 2008). Se describen las ecuaciones que representan el comportamiento térmico del horno entre los diferentes puntos de control (temperaturas de: placa absorbedora, vidrio, ambiente interior del horno, ambiente exterior y valores de radiación solar) y su relación entre ellos mediante los mecanismos de transferencia de calor para predecir la temperatura de la placa absorbedora y su evolución en el tiempo.

Las técnicas de simulación numérica, como los modelos matemáticos brindan una herramienta importante para predecir la influencia de los parámetros en el funcionamiento del horno solar, permitiendo la optimización del sistema de cocción sin necesidad de recurrir a su construcción real previa.

Se ha desarrollado el modelo térmico con su equivalente en el modelo eléctrico, el cual se incluye en la Figura 2 (b). Esto permite estudiar los procesos térmicos no estacionarios que transcurren dentro del horno. Con este análisis se puede predecir el funcionamiento del horno para cualquier condición climática, en cualquier sitio.

La irradiación solar es la fuente de energía, la temperatura del ambiente exterior y la velocidad de viento determinan las pérdidas de calor desde el interior del horno. Los materiales permiten la mayor o menor transferencia de energía o acumulación dependiendo de las características constructivas del horno. Se considera a la placa absorbedora de la radiación como elemento más caliente.

El modelo teórico plantea un sistema de ecuaciones linealizadas de balance de energía. Para crear el modelo se ha buscado obtener la mejor relación entre complejidad y precisión del modelo.

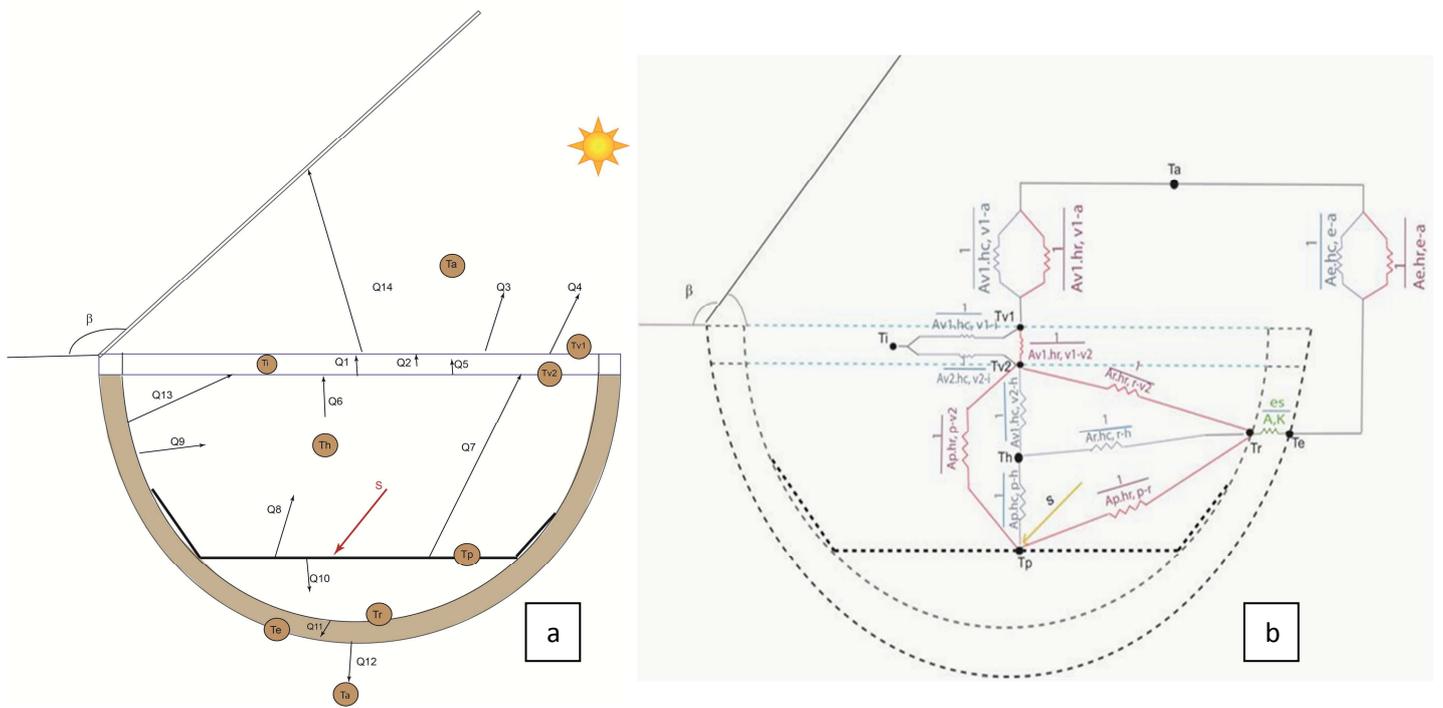


Figura 2: Esquema de Transferencia de calor dentro del horno solar (a) y modelo de circuito eléctrico equivalente (b) del horno solar de tacho.

La Radiación absorbida en la placa absorbadora (S), se expresa como indica la Ec. 1, la cual ha sido adaptada de Duffie and Beckman (1991).

$$S = \left[I_b + I_d \left(\frac{1 + \cos \beta_v}{2} \right) \right] + \left[I_b R_b + I_d \left(\frac{1 + \cos \beta_{re}}{2} \right) \right] \cdot (1 + ff \cdot \rho_{re}) \cdot \tau_v^2 \cdot \alpha_p \quad (1)$$

Es el producto de la radiación solar incidente sobre el plano del vidrio (compuesta por la radiación solar directa más la difusa que llega a la ventana directamente desde el sol, más la reflejada por el reflector), la transmitancia de la cubierta, y la absorptividad solar de la placa.

Teniendo en cuenta la ganancia de energía sobre la placa absorbadora, se determinan los balances energéticos de los diferentes componentes del horno solar de tacho.

Balance energético en el vidrio 1 (v₁):

$$Q_1 + Q_2 = Q_3 + Q_4 + Q_{14} \quad (2)$$

Donde:

$$Q_1 = A_{v1} \sigma \epsilon_v (T_{v2}^4 - T_{v1}^4) = A_{v1} hr_{v2-v1} (T_{v1} - T_{v2})$$

$$Q_2 = A_{v1} hc_{i-v1} (T_i - T_{v1})$$

$$Q_3 = A_{v1} \sigma \epsilon_v (T_{v1}^4 - T_c^4) = A_{v1} hr_{v1-c} (T_{v1} - T_c)$$

$$Q_4 = A_{v1} hc_{v1-a} (T_{v1} - T_a)$$

$$Q_{14} = A_{v1} \sigma \epsilon_v (T_{v1} - T_{re}) = A_{v1} hr_{v1-re} (T_{v1} - T_{re})$$

A partir de la Ec. 2, se despejan los términos para obtener la temperatura del vidrio 1 (Tv₁), en la Ec. 3.

$$Tv_1 = \frac{hr_{v2-v1} \cdot Tv_2 + hc_{v1-i} \cdot Ti + hr_{v1-c} \cdot 0.0552 \cdot Ta^{1.5} + hc_{v1-a} \cdot Ta + hr_{v1-re} \cdot Ta}{hr_{v2-v1} + hc_{v1-i} + hr_{v1-c} + hc_{v1-a} + hr_{v1-re}} \quad (3)$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación entre dos superficies, en este caso entre el vidrio exterior, v_1 , y el interno, v_2 , ($hr_{v_2-v_1}$), es expresado por Duffie and Beckman (1991). El mismo se obtiene según la Ec. 4, considerando un factor de vista igual a 1.

$$hr_{v_2-v_1} = \frac{\sigma(Tv_2^2 + Tv_1^2)(Tv_2 + Tv_1)}{\frac{1}{\epsilon_{v_1}} + \frac{1}{\epsilon_{v_2}} - 1} \quad (4)$$

Se considera la misma emisividad en ambos vidrios (ϵ_{v_1} y ϵ_{v_2}) de 0.88 (Duffie and Beckman, 1991) y una temperatura del vidrio 2 (Tv_2) igual a temperatura del ambiente interior del horno (Th), como una primera aproximación.

Para el cálculo del coeficiente convectivo entre el vidrio 1 y el vidrio 2 (hc_{v_1-i}), se utiliza la expresión 5 para cavidades horizontales calentada desde abajo (Incropera and De Witt, 1999), dado que es una separación lo suficientemente pequeña donde es insignificante el efecto de las paredes laterales.

$$hc_{v_1-i} = \frac{Nu_{v_1-v_2} \cdot k_i}{d_{v_1-v_2}} \quad (5)$$

Donde: $d_{v_1-v_2}$ = separación entre los vidrios [m]

$$Nu = 0.069 L^{1/3} Pr^{0.074} \quad (6)$$

para $3 \times 10^5 < Ra < 7 \times 10^9$

$$Pr = \frac{\nu_i}{\alpha_i} \quad (7)$$

k_i , ν_i y α_i se obtienen de tablas para la temperatura del aire interior entre los vidrios (Ti) (Incropera and De Witt, 1999). Para verificar que el Nu se encuentre dentro del intervalo propuesto se calcula el número de Ra .

$$Ra_{v_2-v_1} = \frac{g\beta \Delta T_{v_2-v_1} d_{v_1-v_2}^3}{\nu_i \alpha_i} \quad (8)$$

La temperatura del interior del doble vidrio, se considerará a los fines prácticos igual a $Ti = (T_{v_1} + T_{v_2})/2$. En este caso Ra es de $3.25E+07$, por lo tanto se encuentra dentro del intervalo.

La transferencia de calor radiativo del vidrio hacia el ambiente (hr_{v_1-c}), en este caso a la temperatura de cielo (Tc). La misma se obtiene de la expresión propuesta por Swinbank (1963) citada por Novak (1989) para cielo despejado en la superficie horizontal en función de la temperatura ambiente expresada en grados K, $Tc = 0.0553(Ta)^{1.5}$. Considerando un factor de forma igual a 1, el coeficiente radiativo se expresa según Ec. 9.

$$hr_{v_1-c} = \sigma \cdot \epsilon_{v_1} \cdot (T_{v_1}^2 + T_c^2)(T_{v_1} + T_c) \quad (9)$$

Las pérdidas térmicas que sufre la superficie vidriada hacia el exterior debido al viento son importantes. El cálculo del coeficiente convectivo resulta complejo, con lo cual en este caso se considera, por su simplicidad y generalidad, la correlación propuesta por Mc Adams y sugerida por Duffie and Beckman (1991):

$$hc_{v_1-a} = 5.7 + 3.8v \quad (10)$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación entre el vidrio exterior y el reflector (hr_{v_1-re}):

$$hr_{v_1-re} = \frac{\sigma(Tv_1^2 + Ta^2)(Tv_1 + Ta)}{\frac{1-\epsilon_{re}}{\epsilon_{v_1}} + \frac{1}{F_{re-v_1}} + \frac{(1-\epsilon_{v_1})A_{re}}{\epsilon_{v_1}A_{v_1}}} \quad (11)$$

siendo $F_{re-v_1} = 1 - \sin(\beta/2)$, donde β es el ángulo que forma el reflector con la cubierta vidriada (plano horizontal).

Balance energético en el vidrio 2 (v_2):

$$Q_6 + Q_7 + Q_{13} = Q_1 + Q_5 \quad (12)$$

Donde:

$$Q_5 = A_{v_2} hc_{v_2-i} (T_{v_2} - T_i)$$

$$Q_6 = A_{v_2} hc_{h-v_2} (T_h - T_{v_2})$$

$$Q_7 = A_{v2} \sigma \varepsilon_p (T_p^4 - T_{v2}^4) = A_{v2} h_{r_{p-v2}} (T_p - T_{v2})$$

$$Q_{13} = A_{v2} \sigma \varepsilon_r (T_r^4 - T_{v2}^4) = A_{v2} h_{r_{r-v2}} (T_r - T_{v2})$$

Reemplazando las equivalencias en la Ec. 12 con los respectivos cálculos, se obtiene que la temperatura del vidrio interior (T_{v2}) se puede expresar según la Ec. 13:

$$T_{v2} = \frac{(h_{c_{h-v2}} T_h + h_{c_{v2-i}} T_i + h_{r_{v2-v1}} T_{v1} + h_{r_{p-v2}} T_p + h_{r_{r-v2}} T_r)}{(h_{c_{h-v2}} + h_{r_{p-v2}} + h_{r_{r-v2}} + h_{c_{v2-v1}} + h_{c_{v2-i}})} \quad (13)$$

El coeficiente convectivo dentro del horno ($h_{c_{h-v2}}$) se estima con la Ec. 5. El valor de Nu se calcula con la correlación propuesta por Holland (Incropera and De Witt, 1999):

$$\overline{Nu}_L = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{Ra_L \cos \tau} \right]^+ \left[1 - \frac{1708 (\text{sen } 1.8 \tau^{1.6})}{Ra_L \cos \tau} \right] + \left[\left(\frac{Ra_L \cos \tau}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ \quad (14)$$

donde τ es el ángulo de inclinación del vidrio y el número de Ra se calcula según la Ec. 8. Dado que en este caso $\tau=0^\circ$ la Ec.14 se expresa de la siguiente manera:

$$\overline{Nu}_L = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{Ra_L} \right]^+ + \left[\left(\frac{Ra_L}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ \quad (15)$$

El coeficiente convectivo de entre ambos vidrios ($h_{c_{v2-i}}$), se calcula según lo expresado en las ecuaciones 5 a 8.

El coeficiente radiativo $h_{r_{v2-v1}}$ se estiman igual al calculado en Ec. 4. Para el cálculo de los coeficientes $h_{r_{p-v2}}$ y $h_{r_{v1-r}}$, además se estimó el factor de vista, F_{p-v2} , (Ec. 16) utilizando la relación de reciprocidad expresada por Incropera and De Witt (1999) y citada por Durán y Condorí (2012); donde:

$$A_p \cdot F_{p-v2} = A_{v2} \cdot F_{v2-p} \text{ y } F_{p-v2} + F_{v2-p} = 1$$

A partir de las expresiones anteriormente mencionadas se obtiene la Ec. 16.

$$F_{p-v2} = \frac{A_{v2}}{A_{v2} + A_p} \quad (16)$$

$$h_{r_{p-v2}} = \frac{\sigma (T_p^2 + T_{v2}^2) (T_p + T_{v2})}{\frac{1-\varepsilon_{v2}}{\varepsilon_{v2}} + \frac{1}{F_{p-v2}} + \frac{(1-\varepsilon_p) A_{v2}}{\varepsilon_p A_p}} \quad (17)$$

Balance energético en el aire interior del horno (h):

$$Q_8 + Q_9 = Q_6 \quad (18)$$

Donde:

$$Q_8 = A_p h_{c_{p-h}} (T_p - T_h)$$

$$Q_9 = A_p h_{c_{r-h}} (T_r - T_h)$$

Reemplazando las equivalencias de Q_8 , Q_9 y Q_6 (18), se obtiene que la temperatura del aire interior del horno (T_h) según la Ec. 19:

$$T_h = \frac{A_p h_{c_{p-h}} T_p + A_{v2} h_{c_{h-v2}} T_{v2} + A_r h_{c_{r-h}} T_r}{A_{v2} h_{c_{h-v2}} + A_p h_{c_{p-h}} + A_r h_{c_{r-h}}} \quad (19)$$

El coeficiente convectivo la placa absorbadora y el interior del horno ($h_{c_{p-h}}$) está dado por la Ec. 20:

$$h_{c_{p-h}} = \frac{Nu_{p-h} k_h}{d_{p-v2}} \quad (20)$$

donde Nu_{p-h} se calcula según la ecuación 15. El valor del coeficiente convectivo entre el revestimiento interior se calcula también con las ecuaciones 6 y 15.

Balance energético del recubrimiento interior de aluminio (r):

$$Q_{10} = Q_9 + Q_{11} + Q_{13} \quad (21)$$

Donde:

$$Q_{10} = A_p \sigma \varepsilon_p (T_p^4 - T_r^4) = A_p h_{r_{p-r}} (T_p - T_r)$$

$$Q_{11} = \left(\sum \frac{e_i}{k_i} \right)^{-1} (T_r - T_e) = U_r \cdot A_r \cdot (T_r - T_e)$$

Reemplazando los términos en el balance térmico (Ec.21), se obtiene Tr:

$$T_r = \frac{A_p \cdot h_{r_{p-r}} \cdot T_p + A_r \cdot h_{c_{r-h}} \cdot T_h + \frac{k}{es} \cdot A_r \cdot T_e + A_{v2} \cdot h_{r-v2} \cdot T_{v2}}{\left[A_p \cdot h_{r_{p-r}} + A_r \cdot h_{c_{r-h}} + \frac{k}{es} \cdot A_r + A_{v2} \cdot h_{r-v2} \right]} \quad (22)$$

En esta estimación intervienen los coeficientes conductivos y radiativos obtenidos anteriormente.

Para el caso de la transferencia radiativa entre el recubrimiento y la placa ($h_{r_{p-r}}$), se obtiene mediante la siguiente relación:

$$h_{r_{p-r}} = \frac{\sigma (T_p^2 + T_r^2) (T_p + T_r)}{\frac{1 - \varepsilon_r}{\varepsilon_r} + \frac{1}{F_{r-p}} + \frac{(1 - \varepsilon_p) A_r}{\varepsilon_p A_p}} \quad (23)$$

Donde: $F_{r-p} = \frac{A_p}{A_r + A_p}$ utilizando las relaciones descriptas para la Ec. 16.

En este caso se detalla la transferencia conductiva de calor entre el revestimiento interior y la estructura (chapa) exterior.

$$\sum \left(\frac{e}{K} \right) = \frac{e_{ca}}{k_c} + \frac{e_{lvi}}{k_{lvi}} + \frac{e_m}{k_m} + \frac{e_{pol}}{k_{pol}} + \frac{e_e}{k_e} \quad (24)$$

Donde:

$$\begin{aligned} \frac{e_{ca}}{k_c} &= \frac{\text{espesor del cartón prensado [m]}}{\text{conductividad térmica del cartón prensado [W/m} \cdot \text{K]}} \\ \frac{e_{lvi}}{k_{lvi}} &= \frac{\text{espesor de la lana de vidrio [m]}}{\text{conductividad térmica de la lana de vidrio [W/m} \cdot \text{K]}} \\ \frac{e_m}{k_m} &= \frac{\text{espesor de la madera [m]}}{\text{conductividad térmica de madera [W/m} \cdot \text{K]}} \\ \frac{e_{pol}}{k_{pol}} &= \frac{\text{espesor del poliestileno expandido [m]}}{\text{conductividad térmica de poliestileno expandido [W/m} \cdot \text{K]}} \\ \frac{e_e}{k_e} &= \frac{\text{espesor de la estructura exterior [m]}}{\text{conductividad térmica de de la chapa exterior [W/m} \cdot \text{K]}} \end{aligned}$$

Balance energético de la estructura exterior (e):

De acuerdo al esquema de la Figura 6, se cumple la Ec. 26:

$$Q_{11} = Q_{12} \quad (25)$$

Donde:

$$Q_{12} = A_e h_{c_{e-a}} (T_e - T_a)$$

$$Q_{11} = \text{ídem Ec. 3.22}$$

Despejando Te se obtiene:

$$T_e = \frac{\frac{k}{es} \cdot T_r + h_{c_{e-a}} \cdot T_a}{h_{c_{e-a}} + \frac{k}{es}} \quad (26)$$

donde $h_{c_{e-a}}$ se estima con la Ec. 11.

Teniendo en cuenta que los sólidos que rodean al horno se consideran a la misma temperatura del aire exterior (T_a), entonces las pérdidas convectivas y radiativas tienen la misma diferencia de temperatura.

Balance energético de la placa absorbadora (p):

$$m_p C_p \frac{dT_p}{dt} = S - Q_7 - Q_8 - Q_{10} \quad (27)$$

A partir de la Ec. 27 se obtiene T_p :

$$T_p = \frac{S \cdot A_p + h r_{p-v2} \cdot T_{v2} + h c_{p-h} \cdot T_h + h r_{p-r} \cdot T_r}{h r_{p-v2} + h c_{p-h} + h r_{p-r}} \quad (28)$$

Para el cálculo de la temperatura de la placa se utilizan los valores calculados en las ecuaciones planteadas anteriormente (1, 16, 21, 24).

En la Tabla 1 se indican los parámetros considerados constantes durante la simulación del proceso:

Emitancia del vidrio	ε_v	0.88
Emitancia de la placa absorbadora	ε_p	0.9
Emitancia del revestimiento	ε_r	0.05
Distancia entre vidrios	d_{v1-v2}	0.015 m
Área del vidrio	A_v	0.368 m ²
Área del reflejante	A_{re}	0.4 m ²
Distancia entre la placa y el vidrio inferior	d_{p-v2}	0.2 m
Área de la placa	A_p	0.34 m ²
Área del revestimiento interior	A_r	0.636 m ²
Espesor del cartón prensado	e_{ca}	0.004 m
Espesor de la lana de vidrio	e_{lvi}	0.06 m
Espesor de la madera	e_m	0.069 m
Espesor del poliestireno expandido	e_{pol}	0.01 m
Conductividad del cartón	k_{ca}	0.14 W/m K
Conductividad de la lana de vidrio	k_{lvi}	0.041 W/m K
Conductividad de la madera	k_m	0.12 W/m K
Conductividad del poliestireno expandido	k_{pol}	0.036 W/m K

Tabla 1: Parámetros constantes para la simulación del comportamiento térmico del horno solar de tacho.

Para la estimación de la temperatura de placa se asumen algunas simplificaciones y datos necesarios para un primer análisis:

- la temperatura interior del horno (T_h) se considera la misma por encima y por debajo de la placa absorbadora.
- área del vidrio 1 (v_1) y el vidrio 2 (v_2) son iguales.
- se considera toda la aislación de la estructura del horno, como una sola resistencia a la transferencia de calor hacia el exterior.
- se considera que los vidrios tienen $\alpha=0$ y su temperatura es uniforme en todo el espesor.
- la temperatura del aire interior de la ventana doble vidrio (T_i) se considera igual al promedio de la temperatura del vidrio 1 (T_{v1}) y vidrio 2 (T_{v2}).
- la temperatura inicial del aire interior del horno (T_h) se estima como un promedio entre la T_{v2} y T_p .

Se realizaron los cálculos correspondientes al sistema de ecuaciones planteado, a partir de la obtención de la temperatura de placa. A partir del ajuste mediante iteraciones del sistema de ecuaciones se obtienen los valores de los coeficientes de transferencia de calor para obtener la temperatura de placa. Los valores de los coeficientes son calculados para una temperatura de placa estimada en 120°C; este valor es utilizado porque esa temperatura de placa es suficiente para realizar una cocción adecuada de los alimentos (Garg et. al, 1983).

RESULTADOS

Modelo de SIMULACIÓN

Con los valores obtenidos de los coeficientes de transferencia térmica (Tabla 2) se aplicaron al programa de SIMUSOL para obtener la temperatura de los nodos descritos en el modelo. Si bien los coeficientes radiativos no se utilizan en el SIMUSOL, el cálculo de cada uno de ellos permitió calcular las temperaturas de los diferentes componentes como así también los demás coeficientes conductivos y convectivos.

Coeficientes radiativos		Coeficientes convectivos		Coeficiente conductivo	
hr v1-v2	6.1633	hc v1-i	0.750854	hd	1.2895
hr v1-c	2.8104	hc v1-a	43.7		
hr v1-re	3.6033	hc h-v2 = hc p-	2.205		
hr p-v2	4.6612				
hr r-v2	0.8580				
hr p-r	0.4116				

Tabla 2: Coeficientes de transferencia térmica calculados con el modelo

A continuación se muestra el diagrama DIA utilizado por el programa SIMUSOL (Saravia, 2000). SIMUSOL trabaja en el entorno GNU-Linux, utiliza varios programas de uso libre como Dia, Sceptre y Gnuplot, calculando el sistema térmico como análogo a un sistema eléctrico; la herramienta DIA provee el conjunto de símbolos gráficos para representar el circuito y Sceptrees la herramienta que permite el cálculo de del paquete.

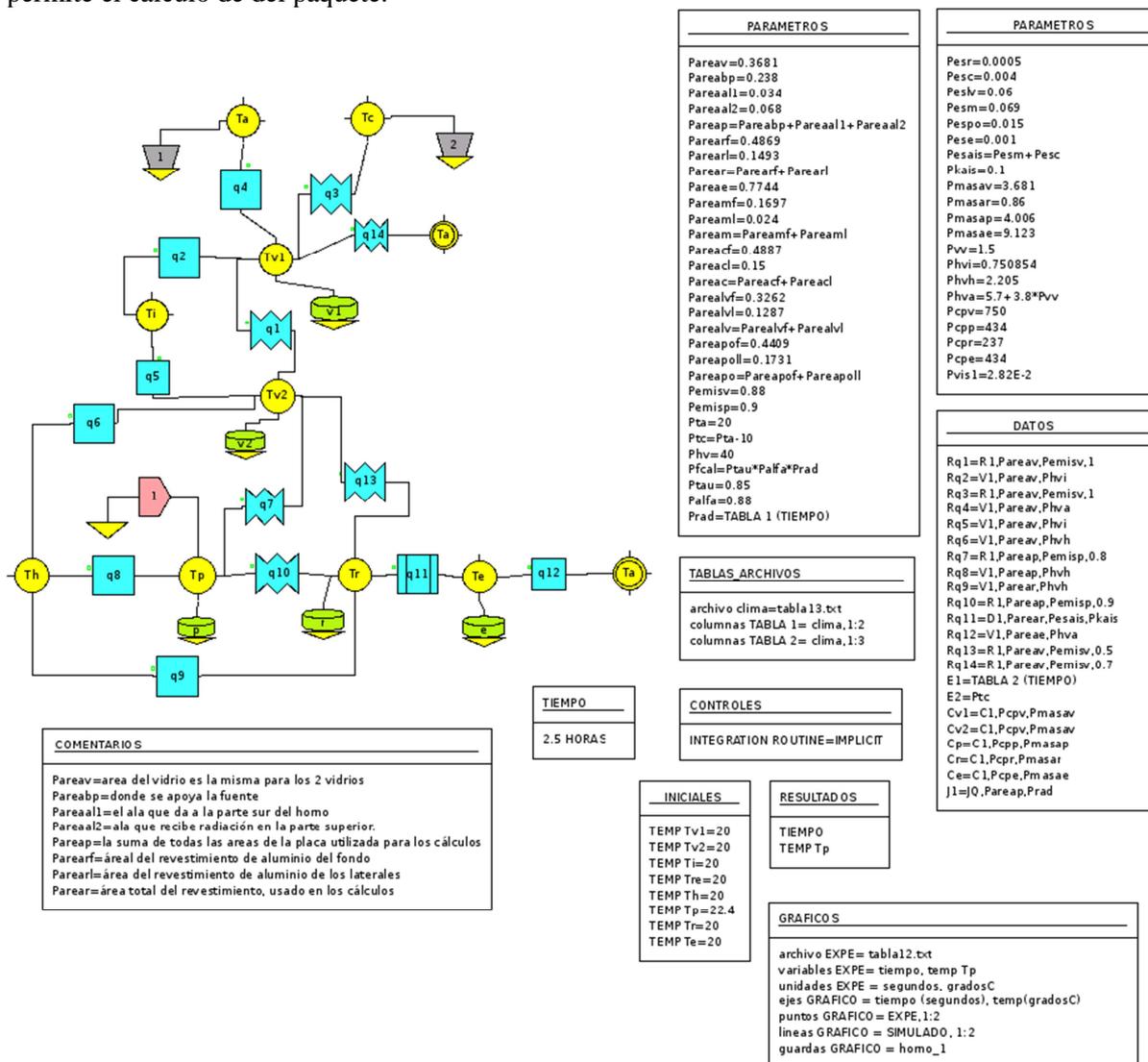


Figura 3: Esquema del modelo DIA para SIMUSOL del horno solar de tacho.

Ajuste y validación

Se evaluaron experimentalmente las variables ambientales: radiación, temperatura exterior y velocidad de viento. La Radiación Solar sobre el plano horizontal se ha medido utilizando un solarímetro Kipp y Zonen modelo CM5. Los datos son registrados en voltaje y almacenados en un datalogger ONSET HOBO, los mismos se ajustan con la constante de calibración del aparato ($12.9 \times 10^{-6} \text{ V/W m}^{-2}$), de esta manera se obtiene la Radiación Global sobre el plano horizontal en W/m^2 . Se midieron la temperatura y humedad de ambiente exterior con sensor datalogger ONSET HOBO, colocado en las cercanías del horno al momento de la experiencia. Para medir la velocidad de viento se usaron los datos registrados por la estación Pegasus EP 2000, ubicada a 3m de altura sin obstáculos y un adquisidor de datos, EP 2000, que además posee sensores de temperatura, humedad relativa y radiación solar.

Para medir la temperatura alcanzada por las distintas partes del horno en su interior se emplearon dos tipos de termocuplas:

- termocupla tipo K de cromel - alumel para la placa absorbadora
- termocuplas tipo T de Cobre-Constantan revestidas con vainas termocontraíbles, para vidrio, el ambiente interior, la carga (agua o alimentos) y el sensor del termostato.

Todos los valores de temperatura se registran en Data Logger HOBO U12 para termocuplas tipo J, K, S y T.

El horno solar tipo caja se ha simulado numéricamente previamente por Quiroga et al. (2001 y 2004). En base a los buenos resultados obtenidos, se ha planteado en el diagrama DIA un circuito que tiene en cuenta los procesos térmicos involucrados en el interior de un horno solar de tacho (Figura 3). Tanto la simulación, como los valores experimentales se realizan con el horno sin carga, para tener en calentamiento en vacío, dado que es una característica importante para comprar con el funcionamiento de otros hornos solares (Esteves y Román, 2003).

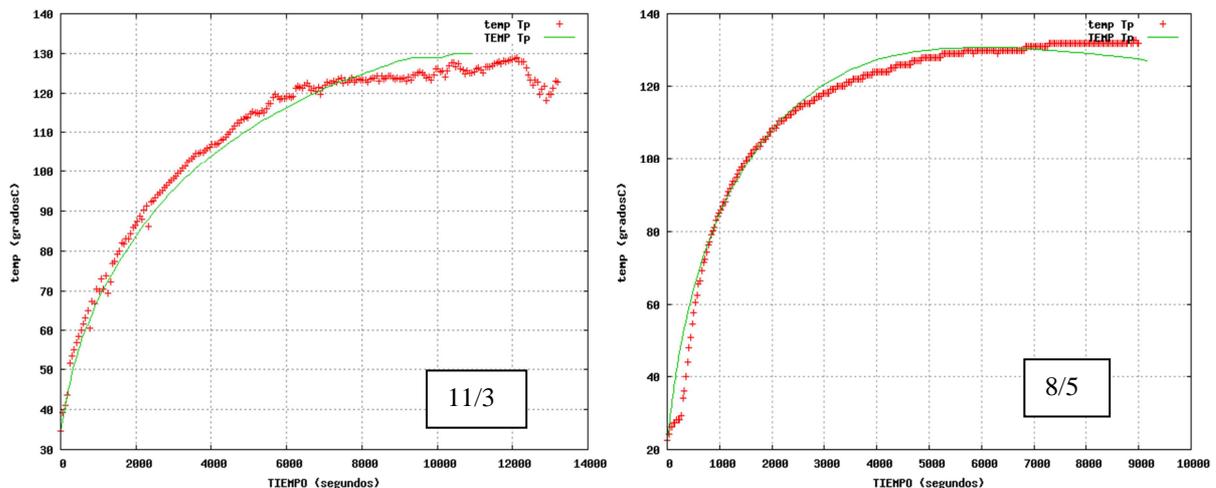


Figura 4: Evolución de la temperatura de placa simulada (verde) y medida (puntos rojos) para dos fechas diferentes.

Con el programa SIMUSOL se graficaron (Figura 4), los valores de Temperatura de placa medidos y simulado. Se puede observar que con la simulación se puede ajustar los valores de temperatura de placa a las medidas experimentales. Se tomaron los valores desde las 12:00 h oficial, obteniendo la máxima temperatura de placa al medio día solar.

En la Figura 5 se observa la evolución de la temperatura de placa en un día parcialmente cubierto. En este caso es para observar las condiciones de un día típicamente cubierto, cuyas condiciones sólo permiten obtener una temperatura de placa de 101°C , la cual no alcanza para completar una cocción en el horno solar; esto indica la necesidad de contar con un sistema auxiliar en estos días donde la radiación es escasa, que permita mantener los 120°C en la placa.

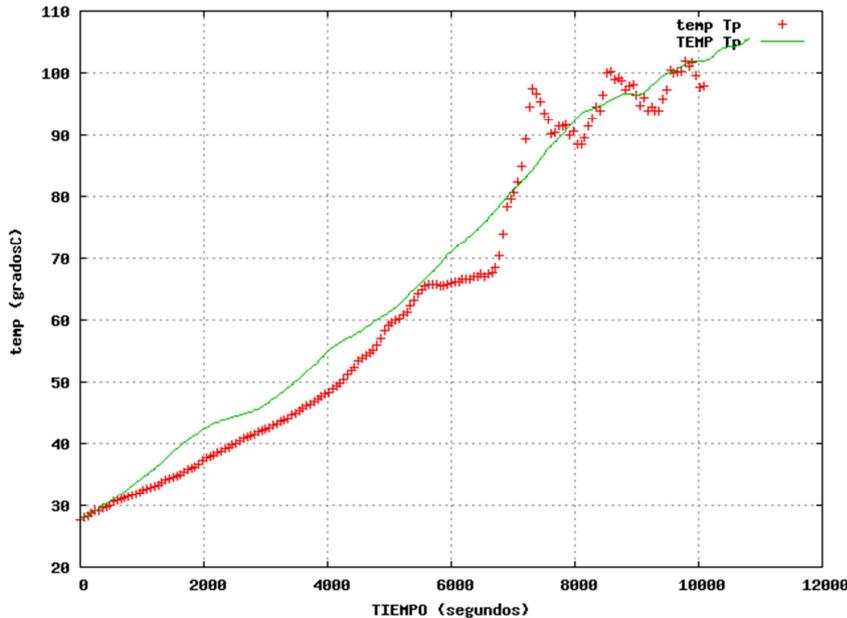


Figura 5: Temperatura de placa simulada y valores climáticos tomados para la simulación.

CONCLUSIONES

El modelo matemático planteado permite calcular con bastante aproximación los coeficientes de transferencia de calor que se presentan dentro del horno solar de tacho. Los mismos se ingresaron como parámetros dentro del Diagrama DIA y se realizó la simulación térmica con el programa SIMUSOL, obteniendo un buen ajuste entre los valores medidos y simulados, tomando como punto más caliente la temperatura de la placa absorbidora.

Se puede observar que en los días soleados la temperatura de placa alcanza los 120°C necesarios para completar una cocción. En cambio en los días parcialmente cubiertos, considerando el 50% de la radiación solar incidente, a temperatura de placa llega a sólo 85°C, esto nos da la pauta que para completar una cocción en estos días es necesario disponer de un sistema energético auxiliar para llegar a la temperatura de 120°C.

El modelo matemático planteado, a través de ecuaciones lineales, puede ser aplicado a otros hornos solares tipo caja. para poder aplicarlo se deberán considerar los materiales propios del horno y las variables que se desean conocer.

NOMENCLATURA

A	Área [m ²]	t	Tiempo [s]
C	Calor específico a presión constante [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	U	Pérdidas térmicas por el revestimiento [W]
d	Distancia [m]	vv	velocidad de viento [m/s]
ff	Factor de vista de reflector		
g	aceleración de la gravedad = 9.8m/s ²		
hc	Coefficiente de transferencia por convección [Wm ⁻² K ⁻¹]		
hr	Coefficiente de transferencia por radiación [Wm ⁻² K ⁻¹]		
Ib	Radiación Directa [Wm ⁻²]		
Id	Radiación Difusa [Wm ⁻²]		
k	Conductividad térmica [Wm ⁻¹ K ⁻¹]	Letras griegas	
m	Masa [kg]	α	Absortividad
Nu	número de Nusselt	β	Inclinación del plano del reflector
Pr	número de Prandtl	β'	coeficiente de expansión térmica = 1/[(T ₁ +T ₂)/2]
Q	Flujo de calor [W]	ε	Emitancia
Ra	número de Railey	θ	Ángulo de incidencia en el espejo sobre el vidrio superior
Rb	Relación de inclinación	ρ	Reflectancia
S	Radiación neta absorbida en la placa [W m ⁻²]	σ	Constante de Steffan - Boltzman: 5.67 x 10-8 [Wm ⁻² K ⁻⁴]
T	Temperatura [K]	τ	Transmitancia

ν_i viscosidad cinemática [m^2/s]
 α_i difusividad térmica [m^2/s]
Subíndices
a Ambiente exterior
c Cielo
ca Cartón prensado
e Estructura externa del horno
h Ambiente interior de horno
i Ambiente interior doble vidrio

lvi Lana de vidrio
m Madera de álamo
p Placa absorbadora
pol Poliestireno expandido
r Revestimiento de Aluminio interior
re Reflector
v1 Vidrio superior de ventana
v2 Vidrio interior de ventana

REFERENCIAS

- Duffie, J. A. and Beckman, W.A. (1991). Solar Engineering of Thermal Processes, 2nd ed. John Wiley and Sons, Inc.
- Durán G. J. y Condorí M. A. (2012). Modelo unidimensional estacionario de un colector solar de aire. Simulación por diferencias finitas. *Mecánica Computacional XXXI*, 1967-1983.
- Esteves A. y Román R. (2003). Libro de cocción solar. Salta, Argentina: Red Iberoamericana de Cocción Solar de Alimentos CYTED.
- Esteves, A. (2007). Instrucciones para armar horno solar de tacho. Página Web del CCT CONICET Mendoza.
<http://www.cricyt.edu.ar/lahv/atm/index.php?PHPSESSID=e931520c26828d35a1b662a9b21efed8&direction=0&order=&directory=Hornos+y+Cocinas+solares>. Ingreso 08/08/2011.
- Garg H. P., Bandyopadhyay B. and Datta, G. (1983). Mathematical Modelling of the Performance of a Solar Cooker. *Applied Energy* 14, 233-239.
- Incropera F. P., & DeWitt D. P. (1999). Fundamentos de transferencia de calor (4a ed.). México: Prentice Hall Hispanoamericana.
- Novak, H. (1989). The sky temperature in net radiant heat loss calculations from low-sloped roofs. *Infrared Physics*, 29(24), 231-232.
- Olwi I. A. and Khalifa A. (1988). Computer simulation of the solar pressure cooker. *Solar Energy*, 3, 259-268.
- Passamai, V. (1998). Simulación del comportamiento térmico de una cocina solar. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, 2 (1).
- Pejack E. R. (1991). Mathematical model of the thermal performance of box-type solar cookers. *Renewable Energy*, 1 (5/6), 609-615.
- Quiroga, M. A. (2004). Simulación de cocina solar tipo caja. Tesis de Maestría en Energías renovables. Universidad Nacional de Salta. Salta, Argentina.
- Quiroga, M., Saravia, L.R. y Cadena, C. (2001). Aplicación del programa SCEPTRE para la simulación de una cocina solar tipo caja. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* 5, 08.115 - 08.120.
- Saravia, L. R., Caso, R. y Fernández, C. (2003). Cocina solar de construcción sencilla. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, 7 (1).
- Saravia, L. y Saravia, D. (2000). Simulación de sistemas solares térmicos con un programa de cálculo de circuitos eléctricos delibre disponibilidad. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, 4(2).
- Terrés, H.; Ortega, A.; Gordón, M.; Morales, J. R. y Lizardi, A. (2008). Evaluación de reflectores internos en una estufa solar tipo caja. *Científica*, 12 (4), 175-183.

ABSTRACT

This paper presents the mathematical model of the solar oven. The same is developed using linear equations, allowing to obtain the corresponding coefficients: conductive, convective and radiative for

use in the mechanism of heat transfer in the solar oven with an absorber plate. The coefficients obtained were used to numerical simulation by SIMUSOL allows for characterization and optimization of the solar oven. The model obtained using radiation and exterior temperature experimentally measured, the model adjusts the performance of the solar oven, for clear day and cloudy day.

Key word: solar oven, SIMUSOL, mathematical model.