

TRASFERENCIA DE CALOR Y CURVAS DE CALENTAMIENTO PARA ABSORBEDORES DE ALUMINIO EMPLEADOS EN COCINAS SOLARES¹

Cadena², C; Saravia³, L; Echazú⁴, R.

INENCO, Instituto de Investigación en Energía No Convencional. (UNSa-CONICET)

Universidad Nacional de Salta,

Calle Buenos Aires 177, 4400, Salta, Argentina

Fax: 54-387-4255489, E-mail: cadena@unsa.edu.ar

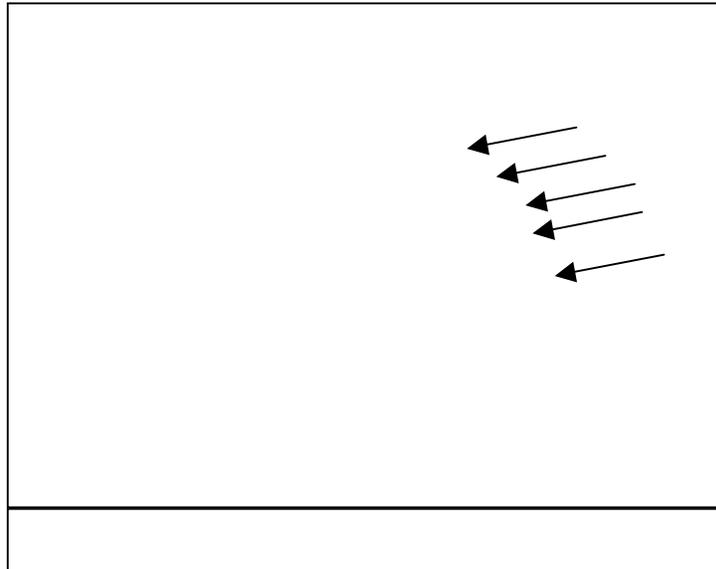
RESUMEN

Se presenta en este trabajo los resultados obtenidos en algunos ensayos realizados para cocinas solares con acumuladores sólidos de aluminio, donde se estudia el proceso de transferencia de calor del acumulador, a los alimentos en una caja aislada. Para la realización de dichos ensayos se empleó una olla, de las típicas que se emplean para cocinar, cargada con veinte litros de agua, por considerar que las propiedades térmicas de esta son similares a las de la mayoría de las preparaciones (sopas, guisados, etc.) Se analiza también la curva de calentamiento de dichos absorbedores en el foco del concentrador, cambiando la cubierta protectora. Finalmente se realiza una comparación entre estos resultados y los obtenidos con los de la simulación empleando el programa SIMUSOL.

Palabras clave: absorbedor, cocina solar, aluminio, transferencia de calor, simusol

INTRODUCCIÓN

Para las cocinas solares con concentrador y acumulador sólido y móvil, como las planteadas en este caso, y donde los procesos de calentamiento y transferencia del calor se producen en forma separada, resulta importante su estudio y modelización. La transferencia del calor, se realiza en el interior de la caja caliente, tal como se observa en la figura 1, donde las barras se encuentran a altas temperaturas, rodeando a la olla prácticamente en toda circunferencia. Además, la geometría de las barras (Cadena y Saravia, 2001) permite optimizar la transferencia de calor.



¹ Parcialmente financiado por CIUNSA

² P. Principal CONICET

³ Investigador CONICET

⁴ CIUNSA

En trabajos anteriores (Saravia et al 1997, 1998, etc.) se describe el absorbedor de aluminio y su cubierta protectora de vidrio Pirex (vaso de precipitación de dos litros), que produce el efecto de disminuir las pérdidas de calor hacia el exterior por un lado, y muy baja absorbancia de la radiación ($T \approx 85\%$), por su espesor delgado y ausencia de color por otro. Este dispositivo funciona razonablemente bien, aunque por razones de costo y simplicidad, se pensó que podría ser útil emplear cubiertas fabricadas con vidrio común, cortado en tiras de manera de tener un prisma de base poligonal en lugar de un cilindro. La unión entre los vidrios tiene cierta holgura para permitir las dilataciones y contracciones correspondientes, lo que conlleva a que se produzca un aumento de las pérdidas de calor. Es por esta razón que también se ensayó una segunda opción consistente en sellar con un adhesivo siliconado transparente dichas juntas para disminuir algo más las pérdidas.

DESCRIPCIÓN DE MATERIALES

En la figura 2, se observa la cubierta facetada transparente y las guías que permiten sostener los vidrios que la constituyen. En su interior se colocan las barras de aluminio para su calentamiento con radiación. Las barras pueden alcanzar temperaturas de más de 350 C, aunque lo usual es retirarlas cuando están en valores comprendidos entre los 300 y 320 C; esto se produce, y dependiendo de la temperatura inicial, una media hora o cuarenta y cinco minutos después de colocadas. La temperatura de la cubierta vidriada, también es elevada. Originariamente se emplearon vidrios comunes de ventana (que tienen una ligera coloración verdosa debido a ciertos componentes empleados en su fabricación), aunque la utilización de vidrios blancos permitiría disminuir la absorbancia en el mismo, con una consecuente mejora en el rendimiento.

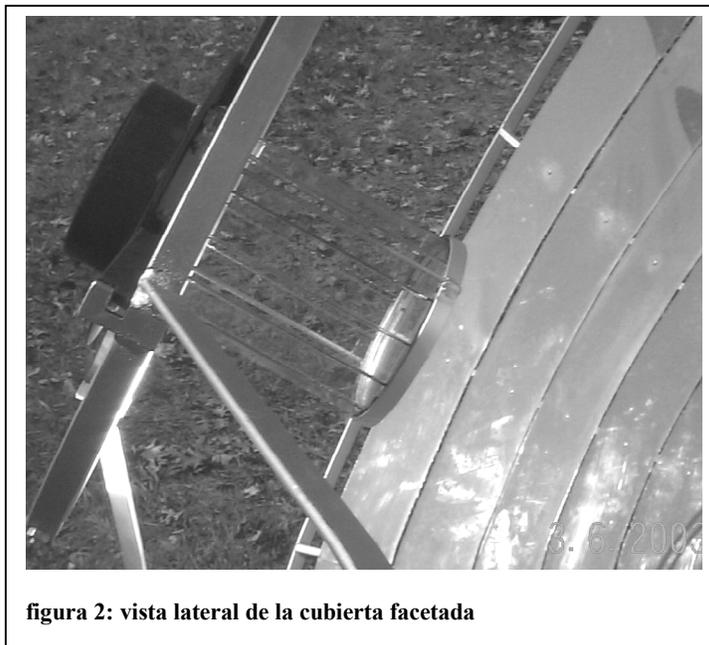


figura 2: vista lateral de la cubierta facetada

Si bien los ensayos se realizaron en forma independiente, las condiciones meteorológicas fueron similares en cuanto a temperatura ambiente, cercana a los 20 C; radiación sobre plano horizontal, 800W/m²; y baja velocidad de viento.

Las temperaturas en las barras fueron medidas en tres puntos: los dos extremos y el centro. Conviene recordar que ambos extremos se encuentran en condiciones muy diferentes: el extremo inferior de la barra se encuentra irradiado a través de la cubierta protectora con un coeficiente global de pérdidas muy grande, mientras que el superior, no recibe radiación y está totalmente rodeado por una cubierta de material aislante (pérdidas bajas). El punto central de medición también se encuentra irradiado. El intervalo de medida, entre cada toma, se estipuló en dos minutos, dado que si bien al final de la medición los valores no se cambian demasiado, al comienzo del proceso sí lo hacen. El modelo térmico equivalente, fue descrito en un trabajo anterior (Cadena, et al, 2001), encontrándose que la temperatura del extremo iluminado, aumenta rápidamente de acuerdo a la ecuación:

$$T = T_a + \frac{I}{US} (1 - e^{-\frac{U \cdot S}{cp \cdot m} \tau}), \text{ donde:}$$

T_a es la ambiente

I es la radiación incidente

U es el coeficiente convectivo de pérdidas

S su área

Cp y m: calor específico y masa del aluminio

Para este caso, la diferencia entre las curvas proviene del incremento de las pérdidas, y de la disminución de la radiación incidente. Para los estudios de transferencia de calor, las barras fueron calentadas en un horno eléctrico a una temperatura de casi 350 C, en un tiempo de aproximadamente 30 minutos, con una temperatura de ingreso a la “caja caliente” de más de 300 C.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En la gráfica correspondiente a la figura 3, se observan las curvas correspondientes a los incrementos de temperatura del absorbedor de aluminio: a la derecha empleando una cubierta protectora implementada con el vaso de precipitado, mientras que a la izquierda, la implementada con tiras de vidrio común, selladas entre sí, y conformando una “cubierta facetada”.

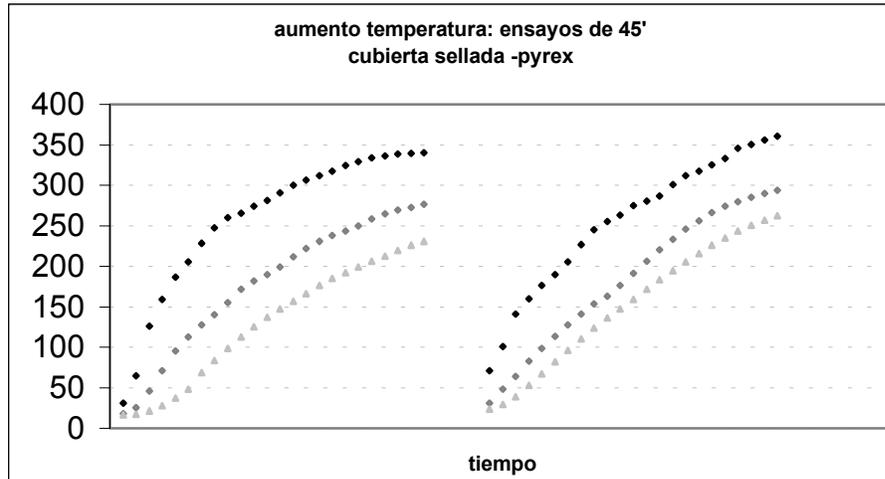


figura 3: curvas de temperatura, medidas con dos tipos de cubiertas de absorbedores

Se observa, para cada situación tres curvas diferentes, que corresponden a las temperaturas del extremo inferior, zona central, y extremo superior. La temperatura más elevada, corresponde al extremo irradiado. De la comparación de las familias de curvas, se observa la influencia del mayor efecto de absorción ($T < 85\%$) del vidrio común, el sellado incompleto (en la base del prisma no se selló) con el adhesivo siliconado, y otras razones geométricas. El resultado es el que se muestra en la gráfica: para el mismo tiempo, una temperatura final menor.

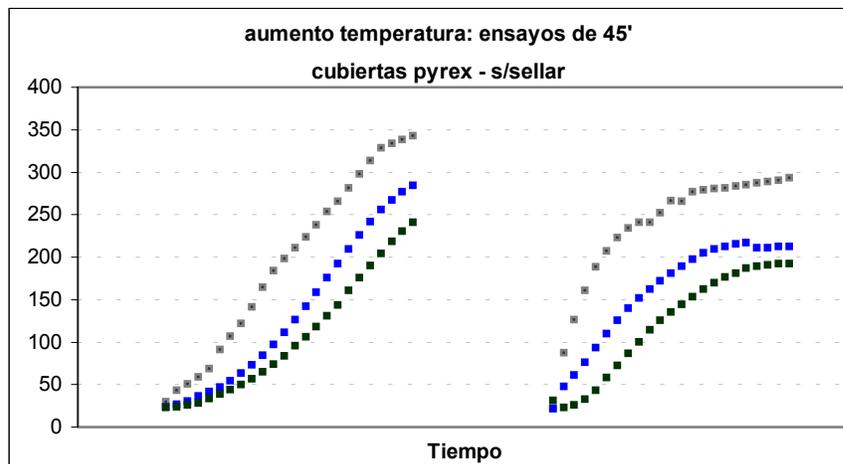


figura 4: curvas medidas con dos tipos de absorbedores

En las gráficas de la figura 4, se observan los efectos mencionados anteriormente, pero acentuados por las pérdidas de calor a través de las pequeñas aberturas entre los vidrios. Las máximas temperaturas alcanzadas se encuentran en el orden de lo 300 C para el extremo iluminado. Este hecho por si mismo justifica el empleo del adhesivo sellador.

TRASFERENCIA DEL CALOR A LA OLLA

Si bien muchos de los procesos de cocción de alimentos se producen a partir de los 70 ó 75 C para el tipo de comidas consideradas en este caso (guisados), para disminuir los tiempos de cocción es necesario que las temperaturas alcancen la temperatura de ebullición. Esto se consigue con temperaturas elevadas de las fuentes de calor y con buenos procesos de transferencia de calor. En la gráfica de la figura 5 se observa un ciclo de transferencia de tres etapas.

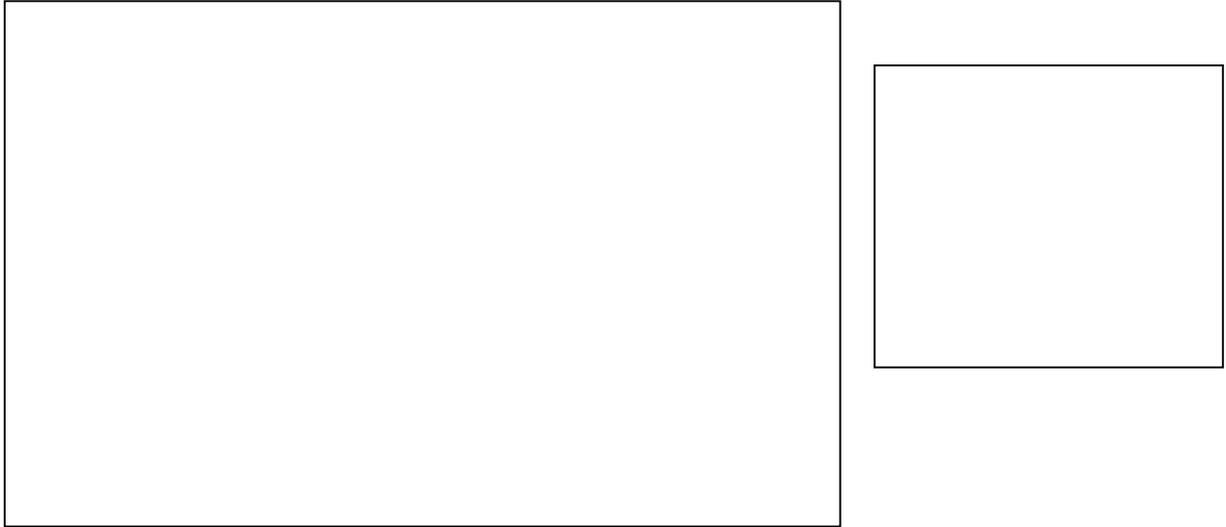
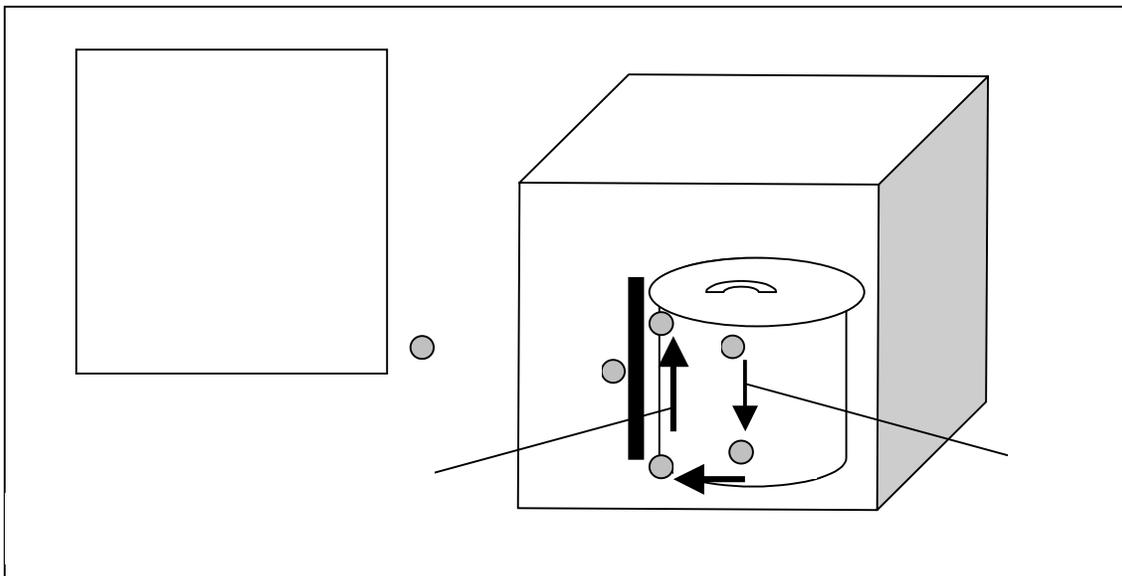


Figura 5: curvas medidas del intercambio de calor

Cada ciclo comienza con el ingreso de las barras a una temperatura superior, o al menos igual a los trescientos grados centígrados en la “caja caliente”, donde transfieren el calor al contenido de la olla, y a otros materiales. El proceso tiene muy alta eficiencia a temperaturas elevadas y va disminuyendo a medida que disminuye la temperatura de las barras y se iguala con la del agua, por lo que como se explicó, el recambio de las barras se efectúa a una temperatura comprendida entre los 140 y 150 C.

EL MODELO

El primer paso a dar para la realización del modelo, consiste en transformar el sistema térmico en un modelo circuital. Su estudio numérico se encara a través del programa SIMUSOL (Saravia et al, 2001), que utiliza el método de variables de estado para



resolver el problema. Las diferencias de tensión sobre los elementos del circuito y las corrientes en los mismos se constituyen en

las variables a determinar en el cálculo numérico. Con ese objetivo, se le presenta al programa el modelo circuital mediante un archivo que contiene una descripción del circuito, que también posee información adicional, tal como las condiciones iniciales del circuito, las variables calculadas que son de interés para el usuario, y las condiciones auxiliares. Se estiman entonces los valores de los coeficientes de pérdida, de transferencia y aislaciones; los otros datos de base son: temperaturas interior (superior e inferior del agua, superior e inferior de la olla) y exterior, más la temperatura inicial de las barras.

El modelo completo del circuito térmico equivalente, se muestra en la figura 7. En la misma figura se observa también la planilla de datos, las condiciones iniciales, las variables de salida (resultados) con el intervalo de muestra (pese a que se graficó solo 1800 segundos) y los parámetros que rigen el mecanismo de convección del agua cuando se calienta.

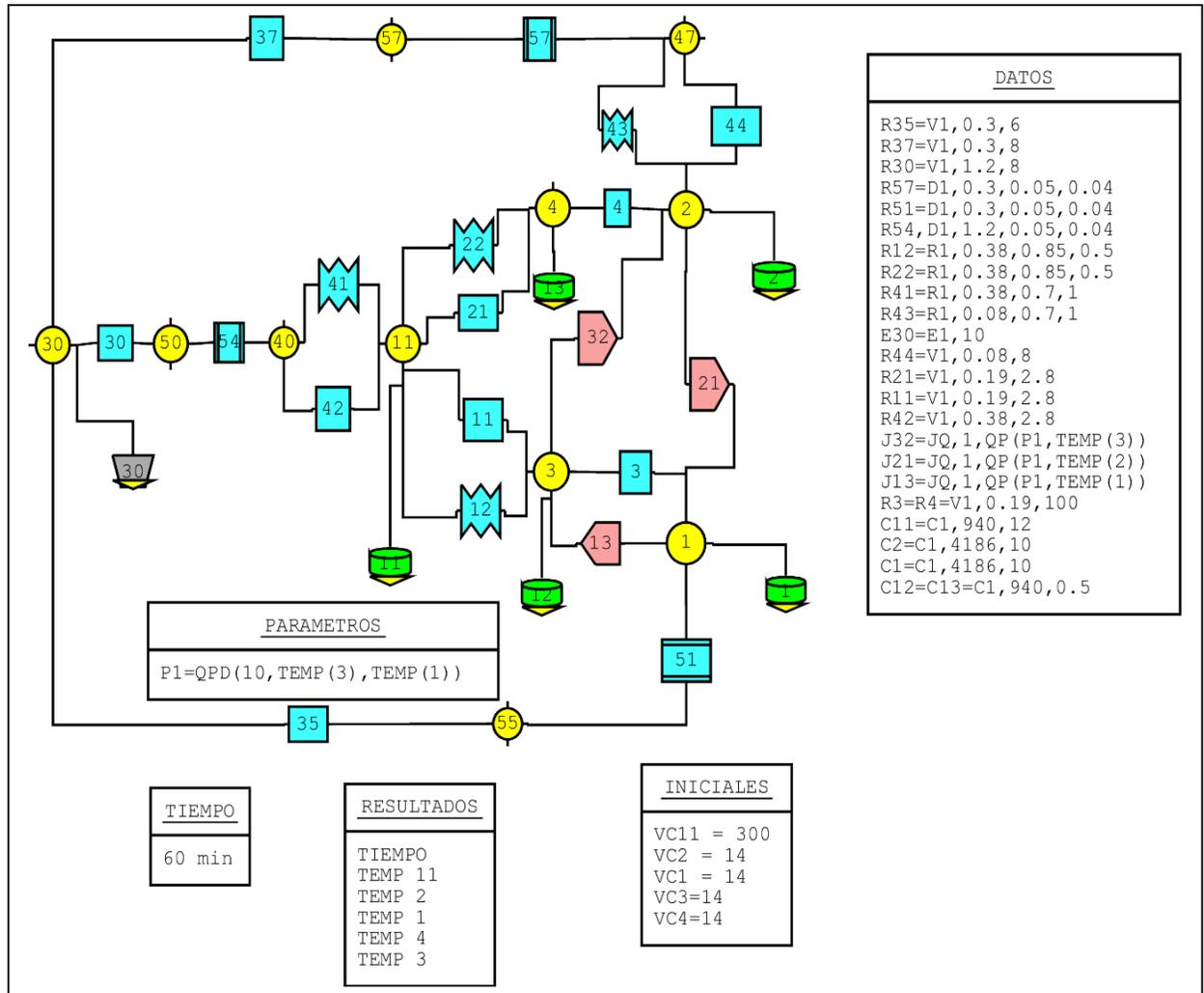


Figura 7: circuito térmico equivalente

Se consideró una olla de aluminio, pintada de negro, de un kilogramo de peso, dividida en dos (C12 y C13), cada una de ellas con la mitad del peso, mientras que la masa de agua de veinte kilos, también fue dividida en dos (C1 y C2). Por otra parte, la masa total del aluminio, identificada como C11, se encuentra concentrada (12 kilogramos), aunque entrega su calor por convección y radiación, hacia las franjas superior e inferior de la olla (R11, R12, R22 y R21). También lo hace, por el mismo mecanismo, hacia las paredes de chapa del interior de la caja caliente (R41 y R42). Esta “pierde calor” por conducción por el fondo (R51), por los costados R(54) y por la tapa (R57).

Los valores obtenidos de la simulación se muestran en la grafica de la figura 8, donde se observan los resultados de la evolución de temperaturas para el primer ciclo de trasferencia de calor de barras, con el sistema a una temperatura inicial de 14 C. Estos datos corresponden a los del primer tramo de la figura 5.

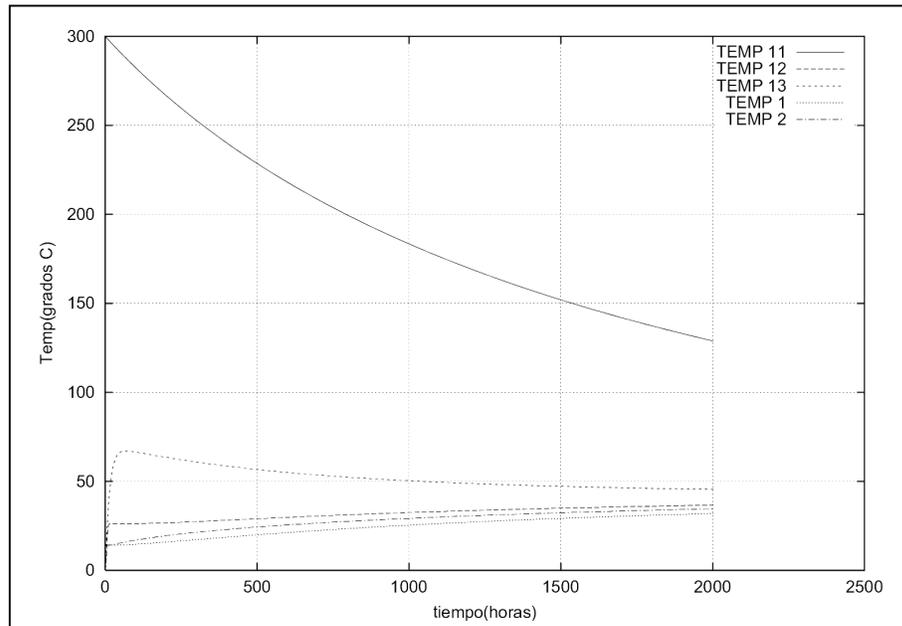


Figura 8: simulación de la evolución de la temperatura en las barras y el agua

Se observa la disminución de la temperatura de las barras entregando su calor, y el incremento de la temperatura del agua (curvas inferiores), separándose por efecto de la estratificación (el agua durante la experiencia no fue agitada), mientras que la curva central muestra el incremento de la temperatura de la olla (rápidamente, para luego descender)

CONCLUSIONES

El empleo del programa SIMUSOL permite una vez más confirmar que los modelos que emplean circuitos térmicos equivalentes, funcionan de acuerdo a lo que se puede inferir. En este caso su utilización permite estimar entre otras variables, y con razonable acuerdo el calentamiento y el movimiento del agua por convección en el interior de una olla de veinte litros, cuando se pone en contacto térmico con los absorbedores de aluminio calentados a 300 C. El intercambio de calor entre las barras y la olla con agua tiene un muy buen acuerdo, que se desprende a simple vista de la comparación entre las figuras 5 y 8.

REFERENCIAS

- Cadena y Saravia. 2001. "Análisis del comportamiento térmico de absorbedores de aluminio empleados en cocinas solares con concentración". AVERMA 5.
- Saravia, Cadena, y otros. 1997. "El uso de un concentrador sólido y móvil en una cocina solar con concentrador". AVERMA 1.
- Saravia, Cadena, Caso y Fernández. 1998. "El diseño de cocinas solares comunales con concentrador y acumulador sólido y móvil". AVERMA 2.
- Saravia, L. y Alía, D. (2001). *Simuterm*. AVERMA 5.
- Becker D. (1973) *Extended SCEPTRE: Vol. 1, User Manual*, AFWL - TR - 73.
- Duffie J. A. y Beckman W. A. (1991) *Solar Engineering of Thermal Processes*, 2da. Edición, Wiley Interscience, New York.
- Kreith F. y Kreider J. F.(1978) *Principles of Solar Engineering*, McGraw Hill.

THERMAL TRANSFER AND HEATING CURVES OF ALUMINIUM ABSORBERS USED IN SOLAR COOKER

Carlos Cadena, Luis Saravia y Ricardo Echazú

ABSTRACT.- Experimental results and a numerical simulation of thermal transfer process in a solar cooker, and heating curves of absorbers are presented . The different thermal loss coefficients in the "oven box" have been adjusted to obtain a reasonable simulation result when compared to the experimental values. SIMUTREM also let to calculate the convective water flux in a 20 liters pot.