

DESTILACION DE AGUA CON ENERGIA SOLAR RECUPERANDO EL CALOR DE CONDENSACION

Luis Saravia* y Judith Franco

INENCO#, Universidad Nacional de Salta
Buenos Aires 177 - 4400 Salta

Introducción

En Argentina existen zonas donde el agua es salobre, estas en general son zonas aisladas y de mucha radiación solar, por lo que la utilización de destiladores solares pasivos es la más adecuada para pequeños grupos familiares.

Los destiladores solares clásicos, del tipo invernadero, aprovechan la energía solar para calentar la solución salina de la batea, ésta al calentarse se evapora subiendo por convección y condensándose en la cúpula de vidrio, el vapor condensado escurre por este y se colecta en sus extremos.

La eficiencia de estos destiladores es del 30% esta eficiencia ha sido aumentada mejorando el diseño del destilador de una etapa, entre estas mejoras figuran los de tipo escalonado e inclinado. Las bajas eficiencias se deben a que éstos destiladores no recuperan el calor liberado en la condensación, este se pierde en la atmósfera por convección o radiación.

Otra desventaja de estos destiladores cuando funcionan en zonas de altura es que debido a las bajas temperaturas nocturnas el agua de la batea se congela por lo que se desperdicia mucha energía durante el día en llevar el agua hasta la temperatura de funcionamiento.

En este trabajo se estudia un destilador con superficie inclinada por donde desliza el agua, lo que disminuye el riesgo de congelamiento. Además se aumenta el rendimiento condensado el vapor de agua en un intercambiador donde se precalienta el agua de entrada y con doble vidrio en la superficie de absorción que disminuye las pérdidas y aumenta la temperatura interna de funcionamiento. El aire circula por la parte superior llevando la humedad y luego por la parte inferior sobre el intercambiador condensando el vapor de agua. Aunque se espera que el aparato pueda funcionar por convección natural, se han instalado dos pequeños ventiladores para estudiar el régimen de funcionamiento en distintas condiciones de circulación de aire.

Se construyó un prototipo de pequeño tamaño, con el cual se han corregido los problemas básicos de funcionamiento y se han recogido datos experimentales para evaluar el funcionamiento térmico y que permitirán realizar el diseño definitivo. También se desarrolla una simulación computacional que permite un mejor análisis de los datos experimentales.

* Investigador del CONICET

Instituto UNSa.- CONICET

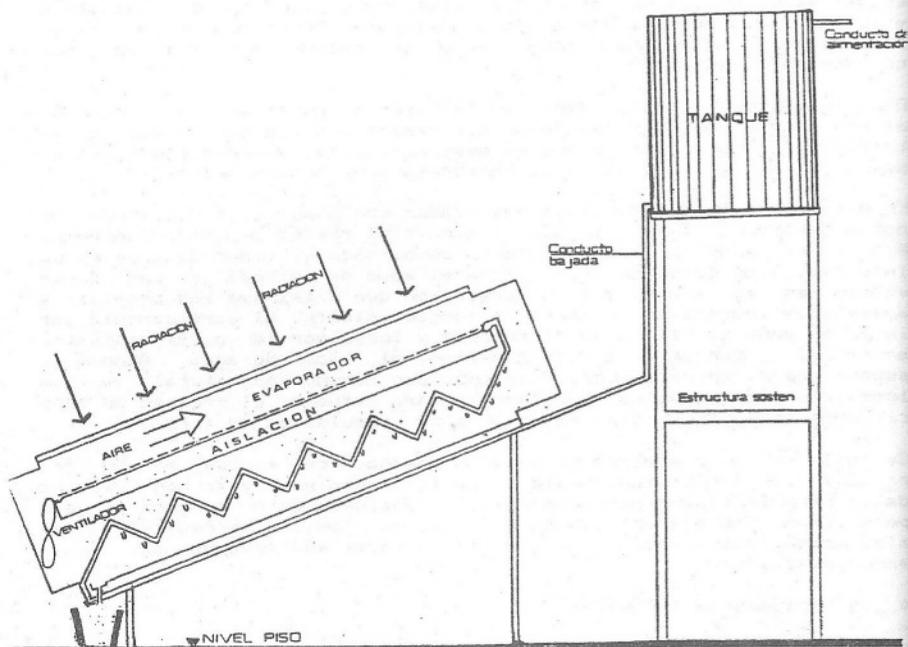
DETALLES CONSTRUCTIVOS

El equipo experimental está construido sobre un armazón de hierro de 80 cm de ancho por 1,20 de largo. Consta de un doble vidrio en la parte superior del colector, la solución circula sobre una tela de fibra de vidrio apoyada sobre un vidrio pintado de negro. Esta técnica utilizada es la que permite distribuir el agua en un film uniforme. Está aislada del intercambiador por una capa de fibra de vidrio de 4 cm de espesor. El intercambiador consiste en dos mangueras de 50 cm de longitud conectadas en paralelo con la cañería de alimentación y están enrolladas alrededor de un armazón de hierro que permite que las mangueras no se toquen ni se quiebren, estas se conectan nuevamente a la cañería de distribución del colector. El acople entre colector e intercambiador se realiza por los extremos de los mismos.

En el extremo inferior del equipo se colocaron dos ventiladores pequeños. Las paredes laterales son de vidrio para poder observar el funcionamiento del intercambiador. El equipo está aislado con poliestireno expandido y se encuentra inclinado un ángulo de 30 grados con la horizontal.

El agua de alimentación del sistema proviene de un tanque colocado a un metro de altura sobre el destilador.

La figura muestra un esquema del equipo.



ENSAYOS REALIZADOS.

Los ensayos del destilador se realizaron en el mes de agosto, en días soleados claros, el equipo se conectaba las 10 de la mañana y se dejaba funcionando hasta las 18 hs. aproximadamente.

Se hicieron los ensayos con velocidades de circulación de aire distintas, midiendo la radiación incidente y la cantidad de agua destilada al final del día, tratando de mantener el caudal de agua de alimentación constante durante todos los ensayos. Las distintas velocidades se obtuvieron cambiando el voltaje sobre bornes de los ventiladores.

Se observó en los ensayos que a pesar de las bajas temperaturas exteriores (bajo cero) el agua comenzaba a evaporar a los pocos minutos de encendido el equipo. Cuando operaba con convección natural la cantidad de agua destilada era menor que con convección forzada y se apreciaba que se condensaba agua en el vidrio superior del colector. Esto implica que el flujo de aire con convección natural no es suficiente para asegurar un buen funcionamiento del sistema. Este resultado era de esperar dado que el prototipo es pequeño y su altura no es suficiente para asegurar un buen salto de presión por diferencia de temperatura.

Se midió el gradiente de temperatura interior entre los extremos del colector y se observó una diferencia de temperatura de aproximadamente 30°C. Cuando el destilador funcionaba con convección forzada la temperatura interna se uniformizaba.

Se observó que el agua que se desecha sale a una temperatura de aproximadamente 40°C para el flujo de agua elegido. La cantidad de agua destilada por día es de un poco más de 2 litros por día con buena radiación durante el mes de agosto.

METODO DE CALCULO.

La circulación del aire y agua en el destilador se determinan a través de balances energéticos en los vidrios, la superficie de evaporación y el intercambiador. A lo largo del evaporador se define un eje x y a lo largo del intercambiador un eje y . Las variables a determinar como función de x o y son:

- $t(x)$: temperatura del aire en el evaporador
- $h(x)$: humedad del aire en el evaporador
- $t_v(x)$: temperatura del vidrio interior.
- $t_w(x)$: temperatura del agua que desliza en el evaporador
- $t(y)$: temperatura del aire en el intercambiador
- $h(y)$: humedad del aire en el intercambiador
- $t_w(y)$: temperatura del agua en el intercambiador

No figura el tiempo ya que se supone que se alcanza el estado estacionario debido a la escasa masa en juego.

Se conoce la temperatura de entrada del agua y se supone que el aire debe cerrar el ciclo de circulación.

Para el aire húmedo se tomaron las siguientes ecuaciones, obtenidas en la aproximación de gas perfecto y expresadas en el sistema internacional.

$$\text{entalpia} = h(t,w) = 1000.t + 1875.w.t + 2484000.w$$

presión de saturación =

$$Ps(t) = \exp(23.5613) - 4032 (t + 235.181)$$

$$\text{humedad absoluta} = W(\phi, t) = \frac{0,622 \phi \cdot Ps(t)}{patm \cdot \phi \cdot Ps(t)}$$

donde ϕ es la humedad relativa

Para el agua se tomará:

Estado líquido:

$$ht(tw) = 4186 \cdot tw$$

Estado de vapor:

$$hg(tw) = 1880 tw + 2451000$$

Las variables mencionadas se determinarán numéricamente dividiendo los ejes en segmentos de longitud dx y planteando el balance energético para cada uno. Las fig. 2, 3, y 4 muestran dichos segmentos para los vidrios, la superficie de evaporación y el intercambiador. En ellas se indican los nombres adoptados para los distintos coeficientes de convección térmica.

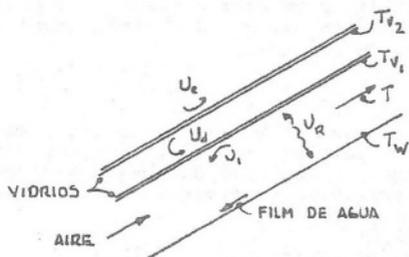


Figura 2: Intercambio térmico en la cobertura de vidrio.

La fig. 3 muestra el doble de vidrio que cubre el sistema. La radiación incidente es absorbida quedando en cada uno $(1-T) I/2$ donde T es el coeficiente de transmisión global. Si se plantean los balances para ambos vidrios se puede despejar la temperatura del vidrio interno, T_{v1} , que es lo importante para los otros balances. Se obtiene:

$$T_{v1} = \frac{1}{B} \left[\frac{(V_e \cdot 20V_d)(1-T)}{2} I + V_e V_d t_e + V_i (V_e \cdot V_d) t + V_r (V_e + V_d) tw \right]$$

donde:

$$B = (V_i + V_r) (V_e \cdot V_d) + V_e V_d$$

La Fig. 4 muestra la superficie inclinada donde corre un flujo m_w de agua. En contra corriente fluye un gasto m_a de aire. P es el ancho del colector.

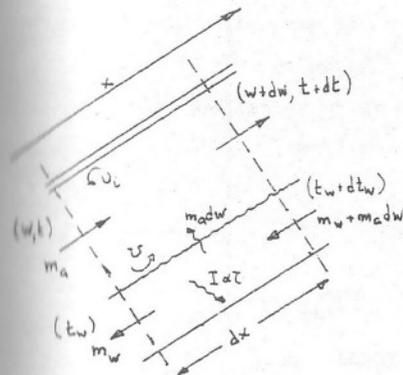


Figura 3: Intercambio aire - film de agua.

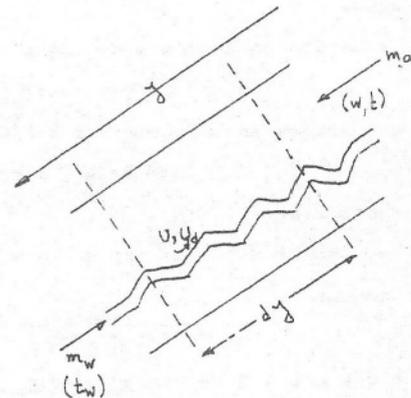


Figura 4: Intercambio aire - intercambiador de agua.

La variación de entalpía dh del aire se obtiene por balance en el mismo:

$$m_a dh = [V_i (t_{v1} - t) + V(t_w - t)] p dx + m_a dw h_g(t_w)$$

La variación de entalpía dhw en el agua cumple:

$$- m_w dh_w - m_a \cdot dw \cdot h_w = [I a + V(t - t_w) + V_r (t_{v1} - t_w)] p dx$$

donde $a(I \cdot)$ es la cantidad de energía radiante efectivamente absorbida.

La cantidad de agua m_{adw} transferida desde la película del agua al aire está dada por una ecuación de difusión.

$$m_a dw = V_d p dx (W_s(t_w) - w)$$

donde W_s es la humedad absoluta de saturación y V_d el coeficiente de difusión másico determinado mediante el número de Lewis, Le .

$$Le = \frac{V}{V_d \cdot C_{pa}}$$

donde C_{pa} es el calor específico de aire.

Por el intercambiador pasa el agua y la masa de aire que lo lame. Se supone que el aire al enfriarse condensa agua sobre los serpentines. Si se llama A a la superficie de serpentina por metro lineal de intercambiador, se cumplirá:

$$- m_a dw = U_a \cdot A dy (r_w - W_s) (rtw)$$

donde se supone que la capa de agua sobre el serpentín se encuentra a la temperatura del agua, rtw . El agua no condensa porque el aire está saturado, sino que existe un intercambio difusivo entre aire y capa de agua.

La variación de entalpía del agua dentro del serpentín será:

$$m_a dh = u(rtw - rt) A dy + w_a dw hg(rt)$$

En una primer aproximación la variación de entalpía del aire es:

$$dh = C_p \cdot d(rt) + hrg d(rw)$$

Al reemplazar:

$$m_a C_p drt + m_a hrg drw = u (rtw - rt) A dy + m_a drw hg$$

por lo que:

$$m_a C_p drt = u (rtw - rt) A dy + m_a hf drw$$

C_p tiene una ligera variación con la humedad w .

Para el agua dentro del intercambiador

$$m_w dhw = + m_a dh$$

y dado que $hw = C_{pw} rtw$, se puede obtener $d(rtw)$ a partir de dh .

A partir de estas relaciones se puede calcular la distribución de temperatura y humedad en forma numérica con un planteo de tipo explícito. Debido a la circulación del aire y agua en contracorriente el esquema debe implementarse en forma iterativa. Se pueden plantear como conocidos la temperatura y humedad del aire, así como la temperatura del agua a la salida del evaporador, a partir de allí se pueden calcular la variación de los parámetros en sentido ascendente de x y luego de y hasta llegar a la entrada de agua fría en el intercambiador. Si los valores iniciados fueron bien elegidos, se obtendrá al final el valor correcto de la temperatura de entrada del agua y los mismos valores para la temperatura y humedad del aire, ya que este recircula. De lo contrario habrá que iterar variando los valores iniciales supuestos hasta obtener la coincidencia final.

Obtenidas las distribuciones de temperaturas en todo el equipos se determinan la cantidad de agua que va condensando en el intercambiador a partir de la cantidad $m_a dw$ para cada incremento a lo largo del eje y .

RESULTADOS

El esquema de cálculo fue implementado en una microcomputadora, realizándose el cálculo de la cantidad de agua condensada a lo largo del día. Para ello se dan como datos la temperatura externa T_e y radiación I para cada hora del día, en cada una se calcula la distribución de temperaturas y agua condensada.

La figura 5 muestra las curvas de evolución de la temperatura del aire y el agua dentro del destilador como se puede observar el agua entra al intercambiador con 20C, aumenta su temperatura (debido a la condensación el vapor de agua) hasta llegar al evaporador, al atravesar el colector aumenta un poco más la temperatura en los primeros centímetros y luego se mantiene casi constante. El aire se calienta en el colector - evaporador hasta llegar a una temperatura máxima en el extremo superior, al pasar por el intercambiador pierde el calor debido a la condensación del vapor de agua, cerrando luego el circuito.

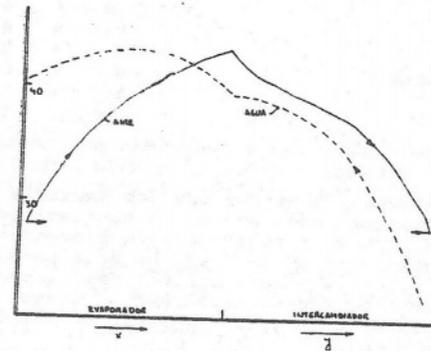


Figura 5 : Evolución de la temperatura del agua y el aire dentro del destilador.

La figura 6 muestra la trayectoria que sigue el aire sobre un diagrama psicrométrico cuando pasa por el evaporador aumenta su temperatura y humedad, cuando pasa por el intercambiador esta próxima a la línea de saturación.

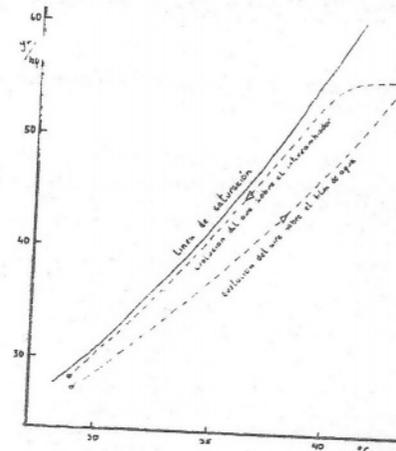


Figura 6 : Evolución de los parámetros psicrométricos del aire húmedo.

El ejemplo utilizado es el de un destilador de 0,8 m² de superficie y los datos para todos los parámetros se muestran en la Tabla I.

TABLA I

Datos usados en el cálculo del ejemplo

p = 0,8m	Ve = 15 ww/m ² .c
longitud = 1 m	Vi = 8 "
Av = Ay = 0,1 m	Vd = 4 "
ma = 0,01 Kg/s	Vr = 4 "
mw = 0,06 Kg/s	v = 8 "
A = 3 m ² /m lineal	d = 0,85 "
	t = 0,7 "

CONCLUSIONES

Las experiencias realizadas muestran que es factible hacer funcionar este tipo de destilador con una buena confiabilidad, habiéndose logrado resolver los problemas constructivos presentados, en especial en relación con la obtención de un flujo de agua parejo en la superficie inclinada y con la construcción del intercambiador. Las eficiencias experimentales que se miden aún no llegan a los valores esperados, pero esto es previsible teniendo en cuenta que el tamaño del prototipo es muy pequeño.

Se planteó proseguir el trabajo con la construcción de un modelo experimental de mayor tamaño en el que se asegure una circulación adecuada por convección natural. Por otro lado, el agua que sale del colector y actualmente es desechada, tiene una temperatura del orden de los 40 °C, la que puede ser aprovechada si se colocan superficies de tela que permitan una humidificación adicional del aire que circula. En esas condiciones algunas experiencias realizadas en Alemania (1) indican la obtención de más de 10 litros por m² y día, y la temperatura de salida del agua es prácticamente la ambiente.

Agradecimientos.

Este trabajo está financiado a través de fondos de un Proyecto de Investigación y Desarrollo del CONICET.

REFERENCIAS.

- 1 - Oskov Hesehl, Rudolf Sizman. Solar Desalination with recovery of heat of condensation.