

ENSAYO Y SIMULACIÓN DE UN DESTILADOR ATMOSFÉRICO EN CONTRACORRIENTE

Luis R. Saravia¹, Sonia Esteban² y Judith Franco⁴
INENCO³

Universidad Nacional de Salta
4400, Salta, Argentina
Tel. 87-255423, Fax 87-255389
E-mail saravia@ciunsa.edu.ar

RESUMEN

En un trabajo anterior (1) se discutió teóricamente la utilización de un intercambiador en contracorriente funcionando en una atmósfera húmeda para la producción de agua destilada. Aquí se presenta un prototipo con un área de intercambio de 1.2 m² que tiene como fin mostrar la factibilidad técnica del sistema y medir el coeficiente global de transferencia térmica entre las dos placas del intercambiador a distintas temperaturas de trabajo. Se describen los detalles constructivos del prototipo, las dificultades encontradas para realizar las medidas y los resultados obtenidos. Los mismos son utilizados para plantear la simulación de un sistema a escala real.

INTRODUCCION

Baumgartner et al (2) han propuesto un destilador de agua a presión atmosférica en el cual el agua salada es alimentada a un intercambiador de tubos de plástico colocado verticalmente en una atmósfera de aire caliente saturado a presión atmosférica. El agua que sale del intercambiador sufre un nuevo calentamiento en un colector solar y luego cae por telas verticales colocadas en la misma atmósfera. El agua en las telas se vaporiza saturando la atmósfera y el aire saturado convecta entre las telas y el intercambiador, ya que las primeras están más calientes por acción del colector solar. El vapor condensa sobre el intercambiador produciendo agua destilada. El equipo puede verse como un intercambiador en contracorriente, una de cuyas placas está formada por las telas y la otra es el tubo de plástico. El agua sube por los tubos levantando temperatura y luego cae por las telas bajando su temperatura, en forma similar a lo que ocurre en un intercambiador en contracorriente. La transferencia térmica ocurre en forma combinada por acción del aire y del vapor de agua que convectan. El vapor arrastrado condensa sobre los tubos produciendo el agua destilada. El intercambiador es abierto, produciéndose traspaso de vapor de agua entre telas y tubos.

El sistema descrito tiene el inconveniente de necesitar una bomba para circular un flujo alto de agua salada a través de los tubos y calentador, cayendo luego por gravedad a lo largo de las telas. No es posible usar la convección natural, ya que el circuito está expuesto a la presión atmosférica a la altura de las telas. La cantidad de agua a circular es grande, más de diez veces el agua destilada producida, debido a que la transferencia de calor entre telas y tubos es por cambio de fase, y ese calor debe ser provisto por el agua que circula como calor sensible.

En otro trabajo (1), los autores han propuesto utilizar un intercambiador en contracorriente con otra disposición geométrica, como la que se esquematiza en la Fig. 1, para disponer de un circuito cerrado de agua que circule por el intercambiador por convección natural. El intercambiador tiene dos placas cerradas, una horizontal, sumergida en el agua salada, y la otra vertical. El agua que circula por el intercambiador no es el agua salada, pudiendo ser agua común o destilada. El agua entra en la placa superior, punto F2, después de pasar por un disipador externo, se calienta a lo largo de la placa condensando vapor de agua de la atmósfera húmeda y entra al calentador, punto F1. Al salir de éste entra a la placa caliente, punto C1, y

1 Investigador del CONICET

2 Becaria alumna del Consejo de Investigación de la UNSa

3 Instituto UNSa-CONICET

4 Becaria postdoctoral del CONICET

evapora agua de la salmuera en la que está sumergida la placa, con lo cual el agua de recirculación se enfría hasta llegar a C2, donde entra al dissipador para completar el ciclo.

En forma global, el sistema transporta energía térmica desde el calentador al enfriador. En ese proceso, también se transporta calor internamente entre las placas del intercambiador usando un fenómeno de evaporación-condensación. Si el sistema se hace funcionar con las temperaturas adecuadas, actúa como un multiplicador de calor transmitido, lográndose una evaporación de agua varias veces superior a la que se obtendría con el calor entregado directamente al calentador.

En las secciones que siguen se describen la teoría de funcionamiento del destilador, los detalles constructivos y el ensayo de un prototipo destinado a medir el parámetro de diseño más importante, el coeficiente de transferencia entre las dos placas, como función de las temperaturas de las mismas. A partir de estos datos se puede calcular el funcionamiento de un sistema a escala real.

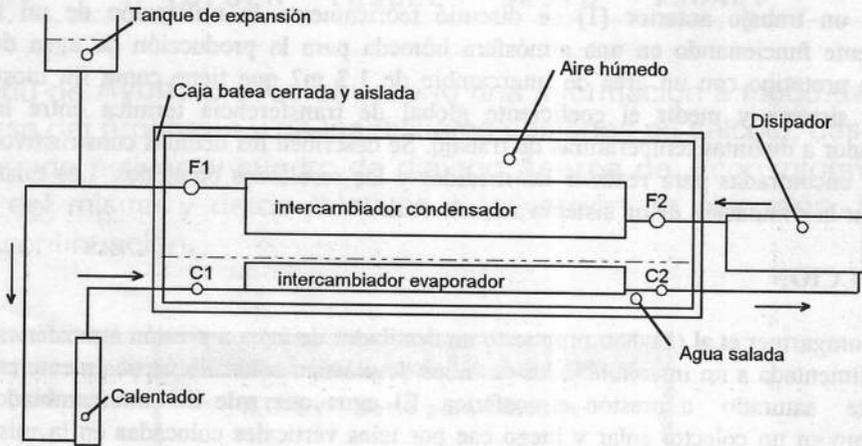


Fig. 1.- Esquema del destilador en contracorriente, vista lateral.

CONSTRUCCION DEL PROTOTIPO DE DESTILADOR

El sistema descrito será probado en funcionamiento mediante un prototipo con un área de base de la caja que lo contiene de 2 m². La Fig. 2 muestra un corte donde se aprecian algunos detalles constructivos.

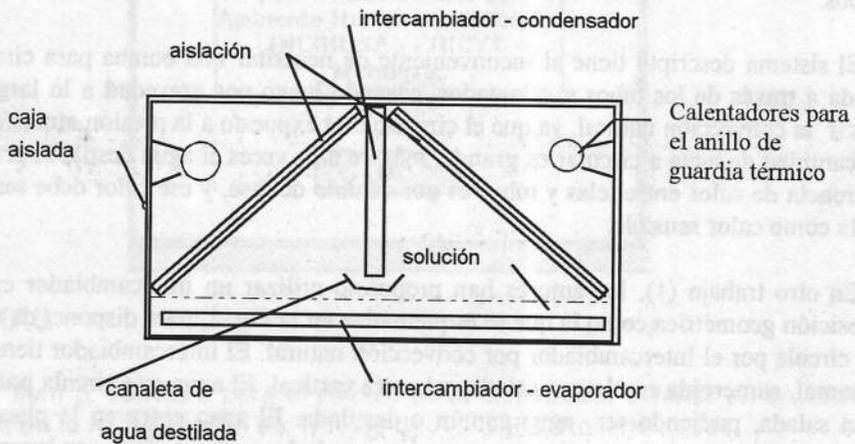


Fig. 2.- Corte esquemático del destilador tipo intercambiador

Las placas del intercambiador están fabricadas con chapas de policarbonato celular de 8 mm de espesor y tienen un área de intercambio de 1.2 m². El agua corre a lo largo de la estructura celular. En cada extremo se han pegado caños de poliestireno con una ranura, que distribuyen el agua a lo ancho de la placa y luego la recogen en el otro extremo. A la placa vertical se le ha colocado una canaleta en la parte inferior para

recoger el agua que condensa en su superficie externa. La placa horizontal va sumergida en la salmuera para entregar el calor que vaporiza el agua. La altura de agua salada es de unos 3 cm. Un plástico sella la batea con el agua salada y luego se eleva hasta pasar por encima de la placa vertical. La zona de convección del aire adopta una forma triangular y el plástico evita las pérdidas de vapor. Una placa aislante cubre los plásticos inclinados, evitando la condensación sobre su superficie por pérdidas de calor.

Una caja de poliestireno expandido rodea al intercambiador evitando las pérdidas térmicas al exterior. A pesar de la aislación las pérdidas influyen en el funcionamiento del sistema. En el caso real existirán muchos intercambiadores, uno al lado del otro, por lo que las pérdidas térmicas perderán importancia, pero en el prototipo la caja está en contacto con la temperatura ambiente en toda su periferia y el salto térmico es considerable. Se han tomado algunas precauciones para evitar este problema. En las zonas triangulares por encima del plástico y aislante que cierran la cámara convectiva se han colocado calentadores (lámparas de 25 vatios) regulando su potencia para lograr en las zonas triangulares la misma temperatura que en las cámaras convectivas. Esta disposición funciona como un "anillo de guardia" térmico que corta las pérdidas. Lo mismo se hará por debajo de la batea, aunque aún no está implementado.

Como disipador se ha colocado una manguera de 20 m de longitud y el agua enfriada entra en un termóstato que asegura una temperatura constante en la salida, punto F2. La bomba del termóstato determina el flujo de agua a través del sistema. Se ha colocado una derivación y una llave con el fin regular el gasto de agua.

El calentador está formado por un tubo central con una resistencia eléctrica y un espacio anular que rodea a la resistencia, por donde circula el agua. Todo el calentador está protegido por un aislante.

TEORIA DE FUNCIONAMIENTO DEL DESTILADOR

A continuación se detallan las ecuaciones básicas que determinan el funcionamiento del destilador en estado estacionario.

Se supondrá que no existen pérdidas laterales a través de las paredes de la caja que contiene el intercambiador. Ello implica que todo el calor que sale de la placa horizontal llega a la vertical. Dado que el flujo de masa de agua m a través de las dos placas es el mismo, el salto de temperatura entre las dos placas será constante a lo largo de todo el intercambiador. Se tiene :

$$T_{c1} - T_{f1} = T_{c2} - T_{f2} = \Delta T_{cf} \quad (1)$$

El flujo de calor intercambiado, Q_{int} , será :

$$Q_{int} = \int h \cdot (T_c - T_f) dA = hm \cdot A_{int} \cdot \Delta T_{cf} \quad (2)$$

donde la integral se realiza a lo largo del intercambiador. Dado que el salto de temperatura es constante, se puede sacar fuera de la integral y reemplazar esta por un valor medio del coeficiente de transmisión térmica h entre las placas. Este flujo también puede expresado en función de las temperaturas en los extremos :

$$Q_{int} = c_{pa} \cdot m \cdot (T_{c1} - T_{c2}) = c_{pa} \cdot m \cdot (T_{f1} - T_{f2}) \quad (3)$$

El flujo de calor entregado en el calentador será :

$$Q_{cal} = c_{pa} \cdot m \cdot \Delta T_{cf} \quad (4)$$

En estas ecuaciones podemos suponer conocidos al área de intercambio A_{int} , al flujo de agua m , al flujo de calor en el calentador y a la temperatura del agua que sale del termóstato, T_{f2} . Las otras tres temperaturas son incógnitas. La ecuación (4) determina el salto de temperatura entre las placas. Dado que T_{f2} es conocido se puede calcular T_{c2} . Conocido el salto de temperaturas entre placas, la ecuación (2) determina el calor intercambiado Q_{int} si se supone conocido el coeficiente de transmisión medio hm . Una vez calculado este flujo, las ecuaciones (3) determinan T_{c1} y T_{f1} . En realidad, el coeficiente hm es función de las temperaturas de las placas, por lo que el cálculo necesitará de un proceso de iteración.

A partir de las ecuaciones (4) y (2) se obtiene la relación entre el calor intercambiado y el calor entregado en el calentador :

$$\frac{Q_{int}}{Q_{cal}} = \frac{hm \cdot A_{int}}{c_{pa} \cdot m} \quad (5)$$

Q_{int} es el resultado del intercambio de calor sensible por parte del aire que circula y del calor de cambio de fase producido por la condensación del vapor de agua por lo que su valor está relacionado con la performance del equipo. El coeficiente de transferencia hm se puede dividir teniendo en cuenta los dos tipos de intercambio :

$$hm = h_{sens,m} + h_{evap,m} \quad (6)$$

En ese caso, el flujo de agua destilada estará dado por :

$$\frac{M \cdot \lambda}{Q_{cal}} = \frac{h_{evap,m}}{hm} \cdot \frac{hm \cdot A_{int}}{c_{pa} \cdot m} \quad (7)$$

donde λ es el calor de cambio de fase del vapor de agua. Eligiendo la relación A_{int}/m , es decir el flujo de agua por unidad de superficie de intercambio, se puede conseguir que la relación (7) tenga un valor sustancialmente mayor que 1.

Para poder usar las ecuaciones desarrolladas será necesario conocer los coeficientes de transferencia hm y su división en calor sensible y calor de cambio de fase. La forma de la cavidad donde se produce la convección natural es complicada, por lo que en principio es necesario recurrir a las experiencias para determinarlos. Con ese fin se construyó el prototipo. Dado que es necesario determinar el coeficiente de transferencia a distintas temperaturas se ha construido un prototipo con una longitud relativamente corta y se regula el flujo de agua m de manera que el incremento de temperatura a lo largo del intercambiador sea de unos pocos grados (del orden de 5 C). Por otro lado se puede ir levantando la temperatura en el termóstato para correr la zona de temperaturas donde se mide el coeficiente hm .

Cabe destacar que es sencillo separar las dos contribuciones al coeficiente hm , ya que la cantidad de agua condensada que se produce permite medir $h_{evap,m}$, mientras que el salto de temperatura a lo largo de la placa vertical del intercambiador, $Tf1 - Tf2$, y el flujo de agua, m , determinan el calor total intercambiado Q_{int} .

ENSAYO DEL DESTILADOR

Para ensayar el destilador se han colocado termómetros tipo termistor en diversos puntos del sistema, midiendo las temperaturas de entrada y salida y controlando las cámaras que funcionan como anillos de guardia. Estas variables son medidas directamente por una computadora usando una tarjeta de adquisición de datos. Los flujos de agua en el sistema el flujo de agua condensada son medidos manualmente con probeta calibrada y cronómetro. El calor entregado con una resistencia eléctrica en el calentador se mide con un vatímetro electrónico. Este resultado es solo indicativo ya que el calentador tiene pérdidas importantes. Se obtiene un valor mas ajustado usando la diferencia de temperaturas sobre el calentador y el flujo de agua.

La Tabla 1 muestra los resultados obtenidos para dos experiencias con distintas temperaturas de entrada del termóstato. En la Tabla se incluyen valores calculados como ser la producción de agua destilada expresada en forma de flujo térmico, el flujo de calor en el calentador, el flujo de calor en el intercambiador y el valor del coeficiente de transferencia como se obtiene a partir de la expresión (2). Al tratar de aumentar más la temperatura del termóstato han empezado a aumentar el número de burbujas, impidiendo un funcionamiento regular. Se está procurando resolver este problema, ya que el aumento de la temperatura mejora en mucho el coeficiente de transferencia evaporativo al incrementar el porcentaje de vapor de agua en el aire que convecta.

Tabla 1 : Resultados experimentales.

No. exp.	Tc1 C	Tc2 C	Tf1 C	Tf2 C	m k/s	M g/s	Q _{evap} w	Q _{cal} w	Q _{int} w	hm w/m ² C
1	56.1	49.0	45.9	42.4	0.0081	0.036	86.5	379	118	11.4
2	64.0	54.2	53.0	48.3	.0085	.045	108	392	167.8	16.1

Los resultados muestran que el intercambiador no está trabajando exactamente como un intercambiador en contracorriente sin pérdidas, ya que por ej., en la experiencia No. 1 el salto de temperaturas a la entrada es de 10.1 C y a la salida de 6.6 C. Este comportamiento está siendo producido por pérdidas térmicas en la bandeja del agua salada a través de la base donde no se ha colocado aún un anillo de guardia térmico. En estas condiciones, el cálculo del calor intercambiado entre las placas se ha hecho con la diferencia de temperaturas en la placa vertical, donde no existen pérdidas hacia la parte superior de la caja por haber sido colocado el anillo de guardia térmico. En el cálculo del coeficiente de transferencia térmico, hm, se ha utilizado como salto de temperatura entre placas el promedio de los saltos de entrada y salida.

FUNCIONAMIENTO ESPERABLE EN UN DESTILADOR REAL.

Las condiciones reales de diseño y funcionamiento de un destilador en contracorriente dependerán de aspectos económicos que no se discutirán en el presente trabajo, ya que aún se deben realizar ensayos relacionados con diversos aspectos constructivos y de selección de materiales. A continuación se discute la producción que sería obtenible en condiciones de funcionamiento estimadas como factibles, aunque no hayan sido optimizadas. Los cálculos que siguen pueden ser realizados sin necesidad de recurrir a un modelo numérico, utilizando la teoría desarrollada. El único parámetro a determinar en forma experimental es el coeficiente de transferencia hm.

Es esperable que la temperatura máxima se encuentre cerca de los 85 C. Por otro lado no parece conveniente baja de los 55 C ya que el valor del coeficiente de transferencia hm baja mucho. Con 30 C de salto, un valor de 10 C para la diferencia entre placas daría una producción 3 veces mayor que la obtenible por simple destilación, lo que se puede considerar como razonable para comparar con un equipo de destilación multiefecto tradicional. Esta elección da una estructura de temperaturas de 55 a 85 C en la placa caliente y 45 a 75 C en la fría. Con estas temperaturas se puede esperar un valor de hm igual a 30, del cual 80% estaría produciendo agua condensada. Con un flujo de agua de recirculación de 0.02 kg/s se puede obtener un equipo pequeño, del orden de los sistemas usados para viviendas.

El calor necesario en el calentador, Q_{cal}, se obtiene con la expresión (4), dando 840 W. El calor intercambiado Q_{int} se obtiene con la fórmula (3), dando 2520 W, de los cuales el 80 %, es decir 2016 W produciría agua condensada. Ello implica 0.84 g/s de agua, o sea 3.02 kg/h. Es de observar que el flujo de agua de recirculación es igual a 23 veces el flujo de agua destilada. El área de intercambio necesaria está dada por la fórmula (2), obteniéndose 8.4 m², lo cual constituye un área razonable y daría margen para competir económicamente con un equipo multiefecto atmosférico.

CONCLUSIONES

El prototipo ensayado ha mostrado la factibilidad real de producción de agua destilada mediante un equipo en contracorriente. Es el primer equipo de este tipo que produce agua condensada en cantidades similares a lo que indica la evaluación teórica. Si bien se deben corregir algunos aspectos experimentales, principalmente la pérdida de calor por el fondo de la batea, los datos obtenidos permiten tener una idea de los valores esperables para el coeficiente de transferencia hm, quien en definitiva determina el tamaño del sistema.

Este equipo ha funcionado con un flujo de agua en circuito cerrado. Si bien se ha trabajado con una bomba eléctrica, se abre la posibilidad de diseñar un equipo que utilice la convección natural en el circuito

de recirculación, lo que permitiría su uso en zonas sin electricidad. A estos efectos se deberá estudiar la colocación de la caldera en el circuito. La recirculación también permite trabajar con un aporte de agua cercano al de producción de agua destilada, lo que resulta importante en zonas con escasez de agua.

Las experiencias realizadas muestran que en el diseño es necesario tener en cuenta algunos aspectos en especial. Entre ellos las pérdidas por las paredes del equipo son especialmente importantes. En su forma actual el sistema tiene un volumen por unidad de superficie de intercambiador demasiado alta. Es probable que sea más conveniente disminuir la altura de la placa vertical y colocar varias de ellas en paralelo a distancia menor entre las mismas. Por ej., en este equipo se podrían usar 4 placas de 12.5 cm de altura en vez de una de 50 cm, colocadas a unos 12 cm de distancia entre ellas. Ello dividiría por cuatro el volumen ocupado. Para decidir el tamaño óptimo es necesario analizar mejor la dependencia del coeficiente de transferencia con las dimensiones del ciclo convectivo.

Las placas utilizadas en el intercambiador fueron seleccionadas por razón de facilidad constructiva. El policarbonato tiene un precio alto y sería interesante poder reemplazarlo por polietileno. El intercambiador podría ser construido con dos láminas soldadas entre sí a lo largo formando canales, o por dos láminas soldadas entre sí en puntos de una cuadrícula, de manera que el espesor de la placa fuese pequeño. El movimiento de las burbujas es un aspecto a tener en cuenta en la selección final. La posibilidad de usar polietileno permitiría obtener un precio muy competitivo para el sistema total.

AGRADECIMIENTOS

Se agradece a los integrantes del Subprograma VI, Nuevas Fuentes y Conservación de la Energía, del Programa Iberoamericano de Ciencia y Tecnología para el Desarrollo, CYTED, por el intercambio de ideas en relación con este trabajo.

REFERENCIAS

- 1.- Saravia, Luis y Franco J., Nuevo diseño de destilador atmosférico de tipo multieaporativo, Actas de la 16ta Reunión de Trabajo de la ASADES, pp. 601, tomo II, 1993, La Plata, Argentina.
- 2.- Baumgartner, T., Jung D., Kossinger, F. and Sizmann, R., Multieffect low temperature process for solar desalination, Proceedings on the Seminar of New Technologies in water desalination, Athens, 1991.