

ENSAYO DE UN ACONDICIONADOR DE AIRE
DESHUMIDIFICADOR - ENFRIADOR EVAPORATIVO

L. Cardón* y G. Lesino**

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

RESUMEN

En el presente trabajo se describe el método teórico para obtener coeficientes globales de transferencia de masa a partir de mediciones, el equipo diseñado para realizar las mediciones y los valores obtenidos para diferentes celdas.

INTRODUCCION

En ensayo típico de un enfriador evaporativo de flujo cruzado se mide la temperatura y humedad del aire a la entrada y salida del enfriador y la temperatura de entrada y salida del agua de enfriamiento. También se miden los caudales de agua y aire involucrados. En la Fig. 1 se muestran los datos típicos de uno de estos ensayos.

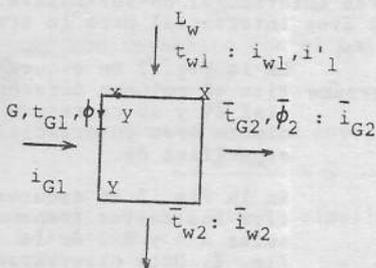


Fig. 1

A partir de estos datos es posible obtener un coeficiente global de transferencia de masa \$K\$ que luego será de gran utilidad en el diseño y modelización de equipos. La similitud de un enfriador evaporativo como el descrito con una torre de enfriamiento de agua de flujo cruzado permitirá usar las técnicas de análisis ya bien desarrolladas para éstas en aquél.

El análisis que emprenderemos fue desarrollado originalmente para torres de enfriamiento a contracorriente por Van Wie, Park y Handy (1) en 1960 mediante procedimientos gráficos, que luego se extendieron a torres de flujo cruzado. Park y Vance (2) desarrollaron en 1971 la técnica computacional correspondiente. El procedimiento desarrollado por Park y Vance se basa en las ecuaciones fundamentales establecidas por Merkel (3) en 1925 y en la interpretación del coeficiente global de transferencia de masa \$K\$ como resultante de la integración de alguna de las ecuaciones gobernantes, por ejemplo considerando el lado del agua

$$\frac{Ka V}{L} = \int_{t_2}^{t_1} \frac{dt}{h'' - h_a} \quad \text{y} \quad dha = \frac{L}{G} dt$$

* Becario del CONICET
** Investigador del CONICET
Instituto UNSa.- CONICET

Esta interpretación parece ser la más difundida (4-5) asociada a procedimientos gráficos de evaluación.

En 1974 Inazumi y Kegeyama (7) presentan su propio procedimiento de análisis y reducción de datos experimentales resolviendo nuevamente mediante procedimientos gráficos. Este trabajo es particularmente interesante porque presenta un análisis basado en otra interpretación del coeficiente de transferencia de masa K o del $NTU=KaV/G$ como el número de veces que la diferencia de potencial de entalpía promedio se divide en el cambio total de entalpía (4):

$$\frac{Ka Z}{G} = \frac{H_2 - H_1}{(H_t - H)_{prom}}$$

En este trabajo se desarrolló un procedimiento computacional para implementar la técnica de Inamuzi y Kageyama de reducción de datos experimentales.

ECUACIONES FUNDAMENTALES

Consideremos un elemento diferencial de volumen de enfriador $dV=dx dy B$ y su área de sección transversal $dA=dx dy$, supondremos que los flujos de agua y aire son estables y de tipo pistón y que el coeficiente global de transferencia de masa es constante para todos los elementos diferenciales. Bajo estas suposiciones, los cambios de entalpía se realizan en las direcciones de flujo de los fluidos x e y , mientras que la transferencia de calor y masa se realizan entre el agua y el aire en la dirección z .

Si es la superficie interfacial específica del relleno (superficie total de intercambio/volumen de relleno) tendremos que para el elemento diferencial de volumen corresponde un área interfacial $dS=adV=adxdyB$. Tendremos que a podrá o no ser igual al área interfacial para la transferencia de calor o a la de masa, a_H ó a_M

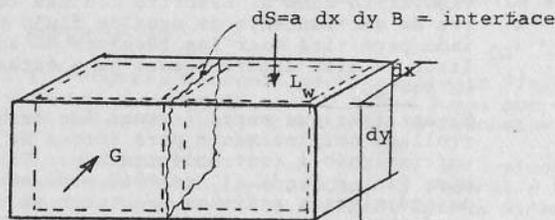


Fig. 2

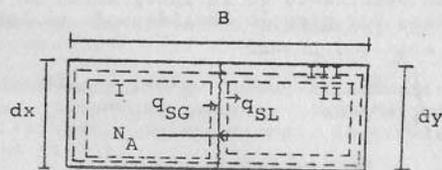


Fig. 3

En la Fig. 2 se esquematiza el volumen diferencial dV y su correspondiente área interfacial específica dS .

En la Fig. 3 se esquematiza los cortes transversales A-A y B-B de la Fig. 2. Debe observarse que en esta figura los lados derecho e izquierdo de la interfaz no están en el mismo plano como aparenta ni los flujos son contracorriente.

Los intercambios de calor y masa que tienen lugar a través de la interfaz dS expresados como flujes (flujos por unidad de área) son q_{L1} y q_{G0} , el flux de transferencia de calor sensible para el agua y el aire, y N_{M_A} el flux de transferencia de masa. Y se calculan

$$q_{s1} = h_L (t_i - t_e) \quad (1)$$

$$q_{s0} = h_G (t_e - t_i) \quad (2)$$

si la rapidez de transferencia de masa es pequeña como generalmente lo es

$$N_A M_A = K_G (W_i - W) \quad (3)$$

Se puede plantear ahora los balances de entalpía para el elemento diferencial de volumen.

ENTORNO I - Lado del aire

$$G \frac{\partial i}{\partial x} = -q_{sG} + N_A M_A i_w \quad (4)$$

introduciendo las siguientes simplificaciones

$$\begin{aligned} a_H &= a_M = a_L \\ Lc &= 1 \\ L C_L \frac{\partial t_i}{\partial y} &\gg i_L \frac{\partial L}{\partial y} \\ \lambda_0 &\gg y C_A (t_G - t_0) \end{aligned}$$

El balance de entalpía para el entorno I queda expresado

$$G \frac{\partial i}{\partial x} = K_y (i_i - i) \quad (5)$$

ENTORNO II - Lado del agua

Se plantea ahora el balance de entalpía para el entorno II que engloba la fase líquida del elemento diferencial de volumen.

$$\frac{\partial (kL)}{\partial y} q_{sL} - N_A M_A i_{A,i} \quad (6)$$

que conjuntamente con el balance de masa

$$\frac{\partial L}{\partial y} = -G \frac{\partial W}{\partial x} \quad (7)$$

y el balance global de energía para el entorno III

$$- \frac{\partial i_{M1}}{\partial y} = G \frac{\partial i}{\partial x} \quad (8)$$

y mediante las mismas simplificaciones que en el caso anterior, podemos escribir

$$L \frac{\partial i_{M1}}{\partial y} = k_y a_H (i - i_i) \quad (9)$$

Es importante reconocer, y así lo señala Treybal como Sherwood el hecho que el coeficiente de transferencia de masa K_a se aplica a un potencial de entalpía $(i - i^*)$. Esta forma fue introducida por Merkel (3.8) en 1926.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA

Las ecuaciones 5 y 9 presentan el inconveniente de que el término de acoplamiento o el potencial de entalpía $(i - i_i)$ está expresado en función de la entalpía de la interfaz i_i , que depende de la temperatura de la interfaz y que no es usualmente conocida. Resulta conveniente expresar dichas ecuaciones en términos de un potencial de entalpía $(i' - i)$ donde i' es la entalpía del aire que estaría saturado a la

temperatura de la agua t_L . Para ello se define un nuevo coeficiente K a aplicarse a este nuevo potencial $(t^* - i)$. En la fig. 5 se esquematizan las resistencias a la transferencia de energía desde el seno de la corriente líquida y la interface y entre ésta y la corriente de aire y los potenciales de entalpía entre los que se realizan éstas transferencias.

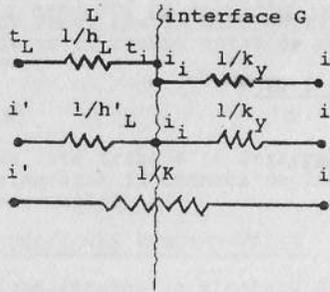


Fig. 4

Podemos escribir que el nuevo potencial de entalpía es

$$(t^* - t) = (t^* - i) + (i - i') \quad \text{también}$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{k_y} + \frac{1}{h_L} \quad \text{y como}$$

$$h_L(t_i - t_i) = h'_L(i_i - i^*)$$

el nuevo coeficiente K a usar con el potencial $(i' - i)$ se define

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{k_y} + \frac{1}{h_L} \quad i_i - i^*/t_i - t_L \quad (10)$$

el factor que multiplica a $1/h_L$ en la definición anterior

$$C_i - i^* - i_i / t_L - t_i \quad (11)$$

puede ser interpretado por la pendiente entre dos puntos cercanos sobre la curva de equilibrio, uno de ellos correspondientes a las condiciones de la interface por lo que podemos aproximar $di/dt = C_i$. Representando los potenciales de entalpía en el diagrama $i - t$ se hacen evidentes las relaciones enunciadas.

Según el rango de temperaturas de trabajo de la fase líquida podremos o no considerar C_i como constante.

Ahora podemos reescribir las ecuaciones 5 y 9 de la siguiente manera:

$$G \frac{\partial i}{\partial x} = Ka (i^* - i) \quad (12)$$

$$L \frac{\partial i}{\partial y} = Ka (i - i^*) \quad (13)$$

REDUCCION DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE ENTALPIA A PARTIR DE DATOS EXPERIMENTALES

Generalidades:

Método de Inazumi y Kageyama (7)

Como hemos visto, la integración de las ecuaciones 32 o 33 conducen a la definición del número de unidades de transferencia de entalpía NTU, así

$$NTU = KaV/L C_p = \int \frac{dt}{i - i^*}$$

Inatsumi y Kageyama (7), basándose en la interpretación del NTU como el número de veces que el potencial de entalpía promedio se divide entre el cambio total de entalpía

$$NTU = \frac{KaV}{G_T} = \frac{i_{X,Y} - i_0}{(t^* - i)_{Medio}}$$

desarrollan un método iterativo para la reducción de los datos de ensayo al coeficiente Ka . El balance global de entalpía para todo el equipo es según la nomenclatura de la fig. 6

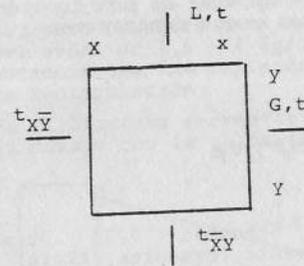


Fig. 5

$$G Y (i_{X,Y} - i_0) = L C_L X (t_{L_0} - t_{L,X,Y}) = KaXY (t^* - i)_{M} \quad (14)$$

donde $(i - i')_M$ es el valor medio sobre el área de transferencia de todo el equipo y se calcula:

$$(t^* - i)_M = \frac{1}{XY} \int_0^X \int_0^Y (t^* - i)_{x,y} dx dy = \frac{1}{XY} B \quad (15)$$

de las ec 14 y 15

$$B = \int_0^Y \int_0^X (t^* - i)_{x,y} dx dy = \frac{G (i - i_0) Y}{Ka} \quad (16)$$

Con estos fundamentos, la metodología propuesta por Inatsumi y Kageyama ya es la siguiente:

- 1) Suponer un valor de Ka y calcular B según su definición dada por la ecuación 15. (Inazumi y Kageyama desarrollan un método gráfico para dicha integración).
- 2) Mediante la ecuación 16 y el valor de B calculado, recalculan Ka .
- 3) Si $((Ka - Ka_0)/Ka)$, el error relativo, es menor que un límite prefijado, se toma el valor de Ka como satisfactorio.
- 4) En caso contrario se repite el procedimiento de 1 a 3.

EVALUACION DEL VALOR MEDIO DEL POTENCIAL DE ENTALPIA

La técnica de reducción de datos de ensayo anteriormente descrita requiere de la valuación de la integral B , cosa que se podría hacer mediante una fórmula de cuadratura apropiada si se conocieran los estados termodinámicos del agua y del aire en todo el equipo. Esto requeriría la solución de las ecuaciones 15 y 16, lo cual se puede hacer en forma analítica o numérica bajo ciertas restricciones como se verá posteriormente.

Tenemos que el potencial de entalpía para un punto cualquiera (5) es

$$(t^* - i) = (t^*_0 - i_0) \exp\left(-\frac{Nx}{X} - \frac{NRy}{Y}\right) I_0\left(2N \frac{Rx}{X} \frac{y}{Y}\right) \quad (17)$$

donde

$$N = Ka V/G_T = KaX/G$$

$$R = C_i G_T/L_T C_p$$

$$C_i = di/dt$$

$$I_0 = \text{función de Bessel de orden 0 (modificada)}$$

La integral B entonces se puede resolver en forma analítica, pero que da expresada hasta donde se llegó en este trabajo, por una triple sumatoria de complicado cálculo.

Se desarrolla aquí un procedimiento mixto analítico-numérico para su evaluación aproximada. Por simplicidad escribiremos la ec 17

$$(t^* - i) = (t^*_0 - i_0) \exp(-\alpha - \beta) I_0(2\sqrt{\alpha\beta})$$

donde

$$\alpha = Nx/X$$

$$\beta = NRy/Y \quad (18)$$

por lo que

$$B = \frac{(I_0^* - I_0) XY}{N^2 R} \int_0^N \left[\int_0^{NR} \exp(-\alpha - \beta) I_0 (2\sqrt{\alpha\beta}) \right] d\beta \quad 19$$

observamos que el integrando entre corchetes depende de una función de frecuente aparición en problemas relacionados y que denominaremos J.

$$J(\alpha, \beta) = 1 - e^{-\beta} \int_0^{\infty} e^{-s} I_0 (2\sqrt{\beta s}) ds \quad (20)$$

por lo que la integral B puede escribirse

$$B = (I_0^* - I_0) XY / N^2 R \cdot \int_0^{NR} (1 - J(N, \beta)) d\beta \quad (21)$$

SOLUCION ANALITICA DE J

La función J fue calculada originalmente por Schumman (1929) y Furnas (1930) Hougen y Marshall (1947) y posteriormente Vermeulen, Klein y Hiester (1973). Los primeros cálculos se hicieron a partir del análisis de Shumman.

$$J = 1 - e^{-\beta} \int_0^{\infty} e^{-s} I_0 (2\sqrt{\beta s}) ds = 1 + e^{-\beta} \sum_{n=0}^{\infty} \alpha^n M_n(\alpha\beta)$$

en estos términos quedaron expresadas las soluciones usadas por lo menos hasta el año 48 (Lbf). Shitzer y Levy (1983) utilizan

$$I_0 (2\sqrt{\alpha\beta}) = \sum_{n=0}^{\infty} (\alpha\beta)^n / n!^2$$

de donde obtienen

$$MN(\alpha\beta) = d^p M_0(\alpha\beta) / d(\alpha\beta)^n = \sum_{n=0}^{\infty} (\alpha\beta)^m / m! (m+n)!$$

así J queda

$$J = 1 + e^{-\alpha-\beta} \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{m=0}^{\infty} \alpha^m \beta^{m+n} / m! (m+n)!$$

Se optó por una integración numérica de la ecuación utilizando esta última expresión analítica en el integrando.

Esta se efectúa mediante la subrutina GAUSS, tomada de Carnahan que utiliza la forma de cuadratura de Gauss-Legendre. También podría haberse utilizado un método más simple como la regla de Simpson con resultados similares.

IMPLEMENTACION DE LOS ENSAYOS Y RESULTADOS

La figura 7 muestra un esquema del prototipo de acondicionador de aire construido y el sistema de medición. En los ensayos que actualmente se realizan se ha reemplazado los termómetros de bulbo seco y húmedo por medidores electrónicos de humedad relativa de tipo resistivo.

La instalación mostrada se ha usado como banco de prueba para los ensayos de distintos tipo de enfriadores evaporativos. Las celdas enfriadoras ensayadas son:

- celdas de láminas de yute paralelas entre sí y la corriente de aire espaciadas 1.5 cm en un cubo de lado .5m.
- de telas de yute colocadas en forma transversal al flujo de aire. Se ensayaron 1 y 3 telas.
- Se construyeron otros tipos de celdas todavía no ensayadas
- empaquete continuo de viruta de madera. Se probó con un espesor de 20 cm siendo excesiva la pérdida de carga que ocasiona. Se probará con menor espesor.
- bandas rotativas de acrotón colocadas en forma transversal al flujo. Este sistemas se probó como deshumidificador (con C12Ca en vez de agua)

habiendo algunos problemas técnicos y de diseño por resolver para obtener de él la eficiencia esperada.

Se ensayó también cámaras de aspersión a contracorriente, utilizándose boquillas de uso agropecuario. Este sistema tiene buen comportamiento, pero requiere para su funcionamiento correcto presiones de agua del orden de 1,5 - 2 Kg/cm² para lo cual se requieren bombas de mayor potencia que las empleadas en los otros sistemas donde sólo hace falta recirculación.

En el diagrama sicrométrico se ejemplifican los datos tomados durante un ensayo con la celda tipo b

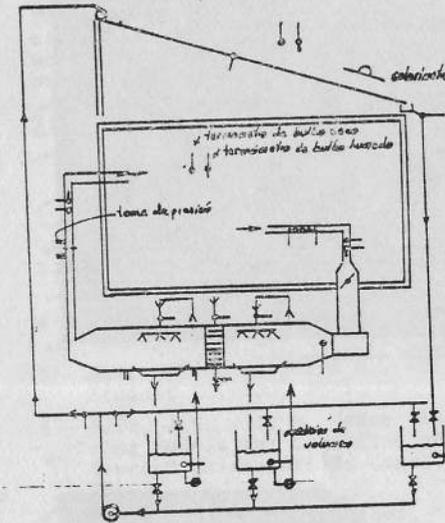


Fig. 6

La Tabla I muestra los valores obtenidos para series de cinco mediciones con dos flujos de aire. La dispersión de los valores de Ka obtenidos puede deberse a los errores de medición. Esta hipótesis podrá confirmarse mediante un análisis de sensibilidad del procedimiento de reducción. Los resultados completos de las experiencias efectuadas se pondrán en un próximo informe.

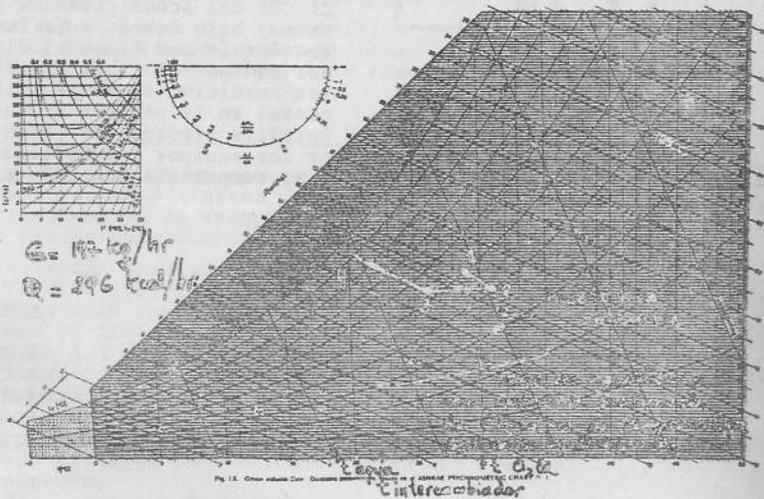
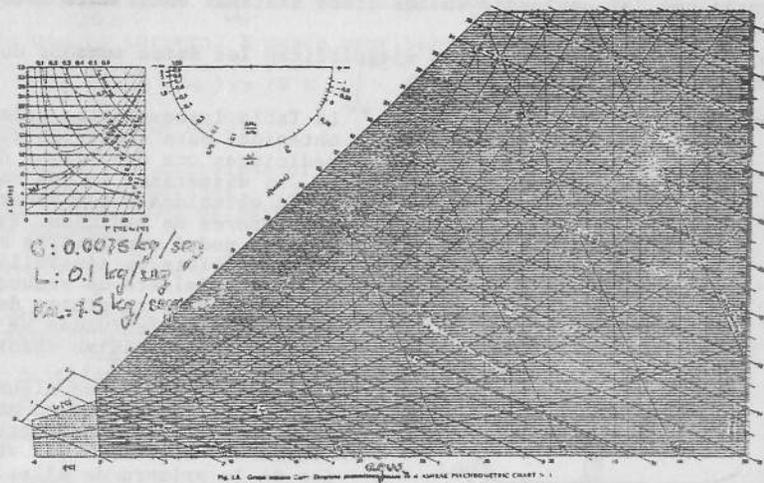
También se realizaron algunas experiencias con el equipo acondicionador de aire. El diagrama sicrométrico 2 muestra los resultados de la primera de ellas. En la misma se utilizó como deshumidificador el sistema de bandas rotativas del que se habló previamente.

El COP del acondicionador resulta muy bajo debido a la fuerte incidencia que tiene el diseño del equipo con fines experimentales (medición de flujo principalmente) en la pérdida de carga, lo

que obliga al uso de ventiladores de potencia elevada. De todas maneras, la potencia auxiliar requerida por los equipos humidificadores y deshumidificadores es reducida, 60-170 W, compatible con COPs elevados o apropiados.

TABLA I

G/L = .07			G/L = .14		
Ka		G/Ka	Ka		G/Ka
2.66	10 ⁻²	1.12	1.82	10 ⁻²	3.29
2.1	10 ⁻²	1.42	1.26	10 ⁻²	4.76
2.03	10 ⁻²	1.47	1.25	10 ⁻²	4.8
1.49	10 ⁻²	2.01	9.19	10 ⁻³	6.52
8.02	10 ⁻³	3.74	8.37	10 ⁻³	7.16



CONCLUSION

Se construyó un acondicionador de aire del tipo deshumidificador-enfriador evaporativo que se usó como banco de ensayo de enfriadores evaporativos de flujo cruzado y otros y como prototipo de acondicionador del tipo. Las experiencias realizadas en el mismo señalan los puntos a considerar con mas cuidado en futuros desarrollos, principalmente las caídas de presión en conductos y algunos problemas particulares del diseño del deshumidificador de bandas rotativas. El funcionamiento térmico y mecánico (baja caída de presión) de las celdas de enfriamiento evaporativo ensayadas es satisfactorio así como su requerimiento de potencia auxiliar.

Se desarrolló una técnica analítica numérica para la reducción de los datos de ensayos de enfriadores evaporativos de flujo cruzado que se está aplicando sobre los datos de ensayo. Los resultados obtenidos muestran una diferencia del 10% y 7% con respecto a cálculos similares publicados.

BIBLIOGRAFIA

- 1 - Van Wie, N.H., J.E. Park y J. T. Hardy, "AIChE Computer Program Manual No. 6 (February 1962).
- 2 - Park, J.E. y J. M. Vance, "Computer Model of Crossflow Towers", Chemical Engineering Progress, Vol. 67 No.7 pag 55-57, July 1971.
- 3 - Merkel, F. "Verdunstungskühlung" VDI Forschungsarbeiten No. 275, Berlin (1925).
- 4 - Treybal, R.E. "Operaciones de transferencia de masa" Mc Graw Hill 1980.
- 5 - Sherwood K., Pigford R., Wilke R., "Mass Transfer" International Student Edition, 1975.
- 6 - Park, J.E. y J. M. Vance "Theory and Application of Simple Engineering Models for Crossflow and Counterflow Induced-Draft Cooling Towers" Union Carbide Corp., Computing Technology Center, Report CTC-47.
- 7 - Inazumi H., y S. Kageyama, "A Successive Graphical Method of Design of a Cross-Flow Cooling Tower", Chemical Engineering Science, Vol. 30, pag. 717 - 721, 1975.
- 8 - Hirsch, M., "Die Trockentechnik", Springer, Berlin 1927.