

99  
29

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**  
**FACULTAD DE QUIMICA**



**DISEÑO TERMICO DE ENFRIADORES EVAPORATIVOS**

**T E S I S**  
**Q U E P R E S E N T A**  
**FERNANDO THOMAS VELAZQUEZ**  
**PARA OBTENER EL TITULO DE:**  
**INGENIERO QUIMICO**

MEXICO, D. F.

1989

**TESIS CON  
FALTA DE ORIGEN**



Universidad Nacional  
Autónoma de México



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

C O N T E N I D O

	<u>PAGINA</u>
INDICE DE FIGURAS	4
INTRODUCCION	6
CAPITULO 1 ENFRIADORES EVAPORATIVOS	8
- 1.1. DESCRIPCION	8
1.2. USOS	11
1.3. VENTAJAS Y DESVENTAJAS	13
1.4. TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO DE DISEÑO	14
1.5. VALORES RECOMENDADOS PARA DISEÑO	15
1.6. NOTA	17
CAPITULO 2 TEORIA	19
- 2.1. FUNCIONAMIENTO	19
2.2. MODELOS	21
2.3. SUPOSICION ADOPTADA	21
2.4. MODELO DE PARKER Y TREYBAL	22
2.4.1. FUERZAS IMPULSORAS	22
2.4.2. COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA	23
2.4.3. INTERVALOS DE VALIDEZ - DE LAS CORRELACIONES	28
2.4.4. BALANCE DIFERENCIAL DE CALOR	28
2.4.5. REARREGLOS MATEMATICOS	30

PAGINA

2.4.6.	FUERZAS IMPULSORAS PROMEDIO	33
2.4.6.1.	VALOR PROMEDIO DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURAS	33
2.4.6.2.	VALOR PROMEDIO DE LA DIFERENCIA DE ENTALPIAS	33
2.4.7.	BALANCE GLOBAL DE CALOR	34
- 2.5.	MODELO DE MIZUSHINA Y COLABORADORES	35
2.5.1.	FUERZAS IMPULSORAS	35
2.5.2.	COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA	37
2.5.3.	BALANCE DIFERENCIAL DE CALOR	41
2.5.4.	REARREGLOS MATEMATICOS	43
2.5.5.	BALANCE GLOBAL DE CALOR	44
2.5.6.	GEOMETRIA	45
2.5.7.	NUMEROS DE REYNOLDS	47
2.5.8.	SECUENCIA DE DISEÑO	51
2.5.8.1.	DATOS	51
2.5.8.2.	CANTIDADES SUPUESTAS	51
2.5.8.3.	DESARROLLO DE LA SECUENCIA	52
- 2.6.	NOTAS	64
CAPITULO 3	CRITICA A LA TEORIA SOBRE ENFRIADORES EVAPORATIVOS	69
- 3.1.	MODELO DE PARKER Y TREYBAL	69

PAGINA

3.1.1.	CONSIDERACION NO ENUNCIADA POR PARKER Y TREYBAL	69
3.1.2.	FUNDAMENTOS DE LA ECUACION DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE MASA	70
- 3.2.	MODELO DE MIZUSHINA Y COLABORADORES	71
3.3.	SECUENCIA DE DISEÑO DE MIZUSHINA Y COLABORADORES	72
3.4.	NOTA	77
CAPITULO 4 APORTACIONES		82
- 4.1.	MODIFICACIONES A LA SECUENCIA DE DISEÑO DE MIZUSHINA Y COLABORADORES	82
4.2.	SECUENCIA DE DISEÑO MODIFICADA	97
4.2.1.	DATOS	97
4.2.2.	CANTIDADES SUPUESTAS	98
4.2.3.	DESARROLLO DE LA SECUENCIA	99
4.2.4.	EJEMPLO	109
4.3.	CONSIDERACIONES ECONOMICAS	123
APENDICE I, CAP. 4.	OBTENCION DE LAS CURVAS: H vs. $t_w$ y H vs. T	142
APENDICE II, CAP. 4.	OBTENCION DE LA CURVA - H vs. $t_G$	147
CONCLUSIONES		152
BIBLIOGRAFIA		155
NOMENCLATURA		158

INDICE DE FIGURAS

	<u>PAGINA</u>
FIG. (1.1) ESQUEMA DE UN ENFRIADOR - EVAPORATIVO	9
FIG. (2.1) VALORES DE LA TEMPERATURA DEL AGUA A VARIAS ALTURAS DE UN ENFRIADOR EVAPORATI VO	20
FIG. (2.2) FUERZAS IMPULSORAS EN UN ENFRIADOR EVAPORATIVO SE- GUN PARKER Y TREYBAL	24
FIG. (2.3) FUERZAS IMPULSORAS EN UN ENFRIADOR EVAPORATIVO SE- GUN MIZUSHINA Y COLABORA- DORES	36
FIG. (3.1) LOCALIZACION DE LAS CANTI- DADES DE LA FIG. (2.2) EN UN DIAGRAMA ENTALPIA vs. TEMPERATURA	79
FIG. (4.1) CURVAS ENTALPIA vs. TEMPE- RATURA DE UN ENFRIADOR - EVAPORATIVO	83
FIG. (4.2) FUERZAS IMPULSORAS EN CA- DA UNO DE LOS PUNTOS DEL RECORRIDO DEL FLUIDO DE - PROCESO POR UN ENFRIADOR EVAPORATIVO, EN EL CUAL - SE PRESENTE UNA GRAFICA - COMO LA ILUSTRADA EN LA - FIG. (4.1)	85
FIG. (4.3) INTERSECCION DE LAS CUR-- VAS H vs. $t_w$ Y H vs. $t_G$ DE UN ENFRIADOR EVAPORATI VO	86

PAGINA

FIG. (4.4)	SITUACION QUE SE PRESENTA EN LA ZONA MAS OSCURA DE LA FIG. (4.3)	87
FIG. (4.5)	INTERSECCION DE LAS CURVAS H vs. T Y H vs. $t_w$ EN UN ENFRIADOR EVAPORATIVO	88
FIG. (4.6)	FUERZAS IMPULSORAS EN EL PUNTO DE INTERSECCION DE LAS CURVAS: H vs. T Y H vs. $t_w$	89
FIG. (4.7)	FORMA DE ENCONTRAR EL VALOR DE $H_w$ QUE CORRESPONDA A CADA H.	108
FIG. (4.8)	TRAZO DE LAS CURVAS H vs. T Y H vs. $t_w$ PARA EL EJEMPLO (4.2.4).	116
FIG. (4.9)	METODO PARA TRAZAR SIMULTANEAMENTE A LAS CURVAS: H vs. $t_w$ Y H vs. T DE UN ENFRIADOR EVAPORATIVO.	143
FIG. (4.10)	METODO PARA OBTENER LA CURVA H vs. $t_c$ DE UN ENFRIADOR EVAPORATIVO.	150

I N T R O D U C C I O N

El enfriador evaporativo es un equipo de transferencia de calor poco conocido y utilizado que aprovecha al contacto directo aire-agua para enfriar fluidos. Lo poco conocido y utilizado, se debe fundamentalmente a la escasez de publicaciones respecto a él, amén de que su aplicabilidad es muy específica.

F.D. Berkeley en 1961 (ref. 2), ya hace alusión a la falta de información publicada y hasta 1980 R.E. Treybal, publica algo respecto a enfriadores evaporativos en su clásico texto sobre Operaciones de Transferencia de Masa (ref. 14). Y, aún en nuestros días la situación no ha variado mucho, pues el número de artículos publicados no rebasa en gran cantidad a los incluidos en la Bibliografía de este estudio.

La falta de información publicada, y lo escrito por el reconocidísimo D.Q. Kern en su libro "Procesos de Transferencia de Calor" (ref. 7, pag. 577), donde textualmente menciona: "La torre de enfriamiento es el miembro más simple de una clase de equipos cuyas potencialidades han sido poco exploradas", constituyen el motivo de la realización de la presente investigación, esperando que sirva como punto de partida para conocer más acerca del enfria



dor evaporativo, que es precisamente una de las aplicaciones poco exploradas del contacto aire-agua a las que hace referencia Kern.

Este trabajo fue organizado en la siguiente forma: primero se presenta un compendio de la información publicada, - con el cual se da idea de cómo es el enfriador evaporativo, cuándo se aplica, qué ventajas y desventajas presenta su uso, en qué consisten los modelos que explican su funcionamiento y cómo está estructurada y en qué está basada su secuencia de diseño; después, se hace una crítica sobre cuáles son los alcances de los modelos y de la secuencia de diseño, y en el último capítulo, se presentan algunas aportaciones que persiguen mejorar la manera de diseñar un enfriador evaporativo para terminar con una comparación económica entre el enfriador evaporativo y el enfriar con aire o con agua.

## CAPITULO 1

## ENFRIADORES EVAPORATIVOS

1.1. Descripción.

El enfriador evaporativo es un equipo que aprovecha al contacto aire-agua para enfriar fluidos. La fig. (1.1), es un esquema de este tipo de equipo. En un enfriador evaporativo se hace fluir al fluido que se va a enfriar (fluido de proceso) por dentro de un banco de tubos, los cuales son bañados en su superficie externa con agua que es atomizada en la parte superior del equipo y recogida en la parte inferior para estarse recirculando continuamente. Un ventilador generalmente situado en la parte superior del equipo hace fluir al aire en forma tal, que éste y el agua vayan a contracorriente. Debido al contacto con el aire, el agua que baña los tubos se evapora, lo que hace que esta agua se enfríe (\*), y al enfriarse esta agua, ella extrae calor del fluido de proceso.

Los diseños comunes de enfriadores evaporativos, utilizan tubos de un diámetro externo de 3/4 ó 1 pulgada, 18 BWG, en longitudes de 8 a 20 pies, pudiendo ser ligeramente aletados o no aletados. Los materiales de que estén cons

(\*) Este fenómeno se llama: Enfriamiento Evaporativo.

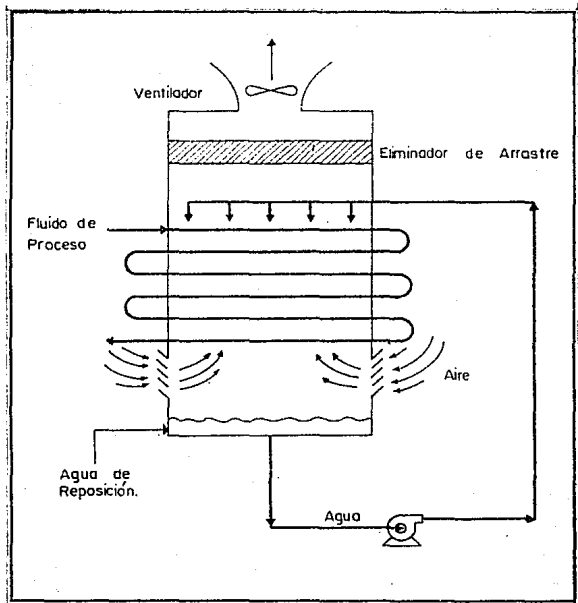


fig. (1.1). Esquema de un enfriador evaporativo.

truidos los tubos, pueden ser: acero al carbón, acero inoxidable, cobre, níquel, aleación níquel-cromo, aluminio, aleaciones de aluminio, cupro-níquel, admiralty, plomo, carbón, etc. Del lado del aire es más recomendable usar aluminio porque es más resistente a la corrosión atmosférica que el acero.

Muchos equipos cuentan con ventiladores de aspas de inclinación variable o con ventiladores de más de una velocidad, que ahorran potencia al ajustarse el ángulo de las aspas o la velocidad del ventilador, según sea la carga térmica o la temperatura de bulbo húmedo que se estén manejando, ya que éstas pueden ser menores que las de diseño (puede ser que la potencia máxima del ventilador sólo sea requerida durante el 1° del tiempo anual de operación). El uso de este tipo de ventiladores disminuye el costo inicial, pues el precio de uno de ellos es bastante inferior al que tendría el área adicional que resultaría al aumentar la temperatura de bulbo húmedo de diseño. Otra ventaja que se presenta al usar estos ventiladores, es que ayudan a prevenir la congelación durante el invierno. Para este fin, suelen también instalarse calentadores eléctricos o de vapor en el estanque inferior, los cuales al calentar el agua a recircularse proporcionan una protección conveniente contra la congelación durante períodos cortos.

1.2. Usos.

Hoy en día, los enfriadores con aire han encontrado aplicación industrial aún en aquellas situaciones donde se disponga fácilmente de agua de enfriamiento, puesto que a veces es más económico enfriar con ellos. Sin embargo, los enfriadores con aire no se pueden aplicar en casos donde se requiera obtener una temperatura en el fluido de proceso cercana a la temperatura ambiente, pues con equipos como éstos a lo más que se puede llevar al fluido de proceso, es a 20 ó 30°F arriba de la temperatura ambiente (ref. (5), pag. 90). Es aquí precisamente donde encuentra aplicación un enfriador evaporativo, pues con él se puede enfriar al fluido de proceso a temperaturas inferiores a la temperatura de bulbo seco del aire ambiente, lográndose obtener en la mayoría de los casos temperaturas unos 10°F arriba de la temperatura de bulbo húmedo de diseño (ref. (2), pag. 166) (\*).

(\*) Berkeley (ref. (2), pag. 166), afirma que para temperaturas del fluido de proceso entre 150 y 170°F, se pueden considerar como alternativas, tanto el enfriamiento con aire, como el enfriamiento evaporativo. Otro autor (Kals, ref. (5), pag. 90), que publicó sobre enfriadores con aire de superficie mojada (\*\*), afirma que a temperaturas superiores a 140°F las superficies secas son más económicas.

(\*\*) Que son unos equipos, cuya única diferencia con los enfriadores evaporativos, es que en ellos el aire y el agua fluyen en paralelo.

Los enfriadores evaporativos se usan con temperaturas del fluido de proceso relativamente bajas, pues en la mayoría de los casos, si ellas sobrepasan los 150°F hay un depósito rápido de incrustaciones de consistencia dura en la superficie externa de los tubos. En casos especiales, se puede operar un enfriador evaporativo con una temperatura del fluido de proceso de 170°F o más, usando agua pura o bien agua tratada con procedimientos especiales de purga, pues de lo contrario el depósito de incrustaciones será muy rápido y ellas serán muy duras. Si la temperatura del agua no excede los 115°F, el depósito de sales es generalmente ligero, pues él se va lavando con la cascada de agua al mismo tiempo que se va formando.

Los enfriadores evaporativos se han utilizado durante muchos años en sistemas de aire acondicionado y sistemas de refrigeración como condensadores del refrigerante; algunas otras de sus aplicaciones son:

- a) Como condensadores de vapores de proceso en torres de destilación y deodorizadores.
- b) Como condensadores de vapor de agua en turbinas de vapor, sistemas de refrigeración al vacío y eyectores a chorro.
- c) Como cambiadores de calor para:
  - Enfriar agua para uso en compresores de aire y máquinas de combustión interna.
  - Enfriar gases de descarga de compresores.
  - Enfriar aceite para máquinas de combustión interna.

### 1.3. Ventajas y Desventajas.

Los enfriadores evaporativos utilizan menos aire y requieren un área menor que los enfriadores con aire. Por otro lado, un enfriador evaporativo requiere menos agua que la que necesita un cambiador de calor de coraza y tubos para efectuar el mismo enfriamiento en el fluido de proceso, - pues el gasto de agua usualmente es menor que la mitad - que el que requiere un cambiador de calor en el que se -- use agua proveniente de una torre de enfriamiento. Además, la caída de presión del agua a través del sistema de atomización generalmente es menor que la que se presenta en un circuito torre de enfriamiento-cambiador de calor de coraza y tubos, porque usualmente la torre está localizada a una cierta distancia del cambiador de calor.

Smith y Gunter (ref. (13), pag. 4), son los únicos autores de la bibliografía consultada que encontramos que dicen algo desventajoso acerca del uso de los enfriadores evaporativos (quizá porque su artículo no tiende a hacerle propaganda a estos equipos), textualmente dicen:

"un enfriador evaporativo puede tener un bajo costo inicial, pero presenta costos de operación relativamente altos (para mantener la calidad del agua y para limpiar)".

Sin embargo, Berkeley (ref. (2), pags. 169 y 170), dice - que si se considera un  $R_d$  adecuado para determinar el área

de transferencia de calor, la frecuencia de limpieza se puede reducir prácticamente hasta cualquier nivel y que los requerimientos de mantenimiento serán aproximadamente iguales a los de una combinación torre de enfriamiento - cambiador de calor de coraza y tubos. Incluso apunta que pruebas preliminares han indicado que el depósito de incrustaciones cuando se utilizan tubos ligeramente aletados, no causa serios problemas.

#### 1.4. Temperatura de bulbo húmedo de diseño (\*).

La temperatura de bulbo húmedo que se usa para diseñar un enfriador evaporativo es una tal, que sólo se excede el 5% de las horas totales de junio a septiembre. Para casos en los cuales el control de la temperatura del fluido de proceso sea crítico, se diseña con una temperatura de bulbo húmedo cuyo valor no sea excedido en más del 1% de las horas citadas. No se diseña con la temperatura de bulbo húmedo máxima de la localidad con el fin de ahorrar en área, pues esta temperatura se presenta usualmente durante muy poco tiempo.

(\*) En la NOTA de las páginas 17 y 18, se explica porqué se escoge a la temperatura de bulbo húmedo como parámetro de diseño de un enfriador evaporativo.



### 1.5. Valores recomendados para diseño.

Para fines de estimación, se puede calcular el agua de re  
posición que maneje un enfriador evaporativo considerando  
que se requieren 1.5 lb de agua por cada 1000 Btu a ser -  
disipados, si las impurezas del agua y del aire no son ex  
traordinariamente altas.

Pillai (ref. (12), pag. 21), recomienda usar los siguien-  
tes valores para diseñar un condensador evaporativo para  
refrigeración:

1. Una velocidad del aire de 400 ft/min (pudiéndose mane-  
jar velocidades mayores a 200 ft/min donde no haya res  
tricciones severas al nivel de ruido).
2. Un gasto de aire de 200 a 300 ft<sup>3</sup>/min por tonelada de  
refrigeración (si se aumenta más la cantidad de aire,  
no aumenta casi la capacidad del condensador).
3. Un gasto de agua de unas 50 a 55 veces la cantidad -  
evaporada, lo cual garantiza un mojado apropiado de  
la superficie externa de los tubos.

NOTA

1.6. Nota.

RELACION ENTRE LA ENTALPIA Y LA TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO DE DISEÑO.

El balance global de calor en un enfriador evaporativo, - (según se puede ver en las páginas 34 y 44, de este trabajo), está dado por:

$$LC_L (T_2 - T_1) = G(H_2 - H_1) \quad (1.1)$$

Donde:

- L = Gasto másico del fluido de proceso.
- C<sub>L</sub> = Capacidad calorífica del fluido de proceso.
- T<sub>2</sub> = Temperatura de entrada del fluido de proceso.
- T<sub>1</sub> = Temperatura de salida del fluido de proceso.
- G = Gasto másico de aire seco.
- H<sub>2</sub> = Entalpía del aire a la salida del equipo.
- H<sub>1</sub> = Entalpía del aire a la entrada del equipo.

La ecuación anterior, se puede interpretar diciendo que en un enfriador evaporativo lo que pierde en temperatura el fluido de proceso, lo gana en entalpía el aire. Entonces, dependiendo del valor de "H<sub>1</sub>" ó entalpía del aire a

la entrada del enfriador evaporativo, el aire será más ca-  
paz o menos capaz de extraerle calor al fluido de proceso.  
Esta " $H_1$ " es la entalpía del aire ambiente, y ella varía al  
cambiar las condiciones climatológicas, así que se hace ne-  
cesario escoger para diseñar a un valor de esta entalpía.  
Dicho valor es la entalpía de diseño y se debe escoger pa-  
ra el verano, donde se presentan los valores más altos de  
entalpía del aire, debidos a las altas humedades absolutas  
y a las altas temperaturas de bulbo seco que se presentan  
durante dicha estación.

Dado que la entalpía del aire no es una propiedad que se  
pueda medir directamente, sino que se tiene que calcular  
con su ecuación (véase la ref. (14), pags. 231 y 234), se  
ha optado por especificar en lugar de la entalpía de dise-  
ño a una temperatura de bulbo húmedo de diseño, ya que es  
especificar a esta temperatura es una manera indirecta de -  
especificar a la entalpía, porque como se puede ver en --  
una carta psicrométrica al aumentar la entalpía, aumenta  
la temperatura de bulbo húmedo y al contrario, es decir,  
al disminuir la entalpía, disminuye la temperatura de bul-  
bo húmedo.

## C A P I T U L O 2

## TEORIA

2.1. Funcionamiento.

Cuando se alcanza el régimen permanente en un enfriador - evaporativo que esté funcionando correctamente sucede lo siguiente:

1. El fluido que circula por dentro de los tubos (fluido de proceso) abandona al equipo con una temperatura inferior que con la que entró.
2. El aire sale del equipo con una entalpía mayor que con la que entró y además, "lleva consigo" a todo el calor que perdió el fluido de proceso.
3. El agua, después de salir de los atomizadores, aumenta su temperatura hasta alcanzar un máximo, y luego la disminuye hasta que en el fondo del equipo alcanza un valor de temperatura igual al que tuvo cuando salió de los atomizadores. (véase la fig. (2.1)).

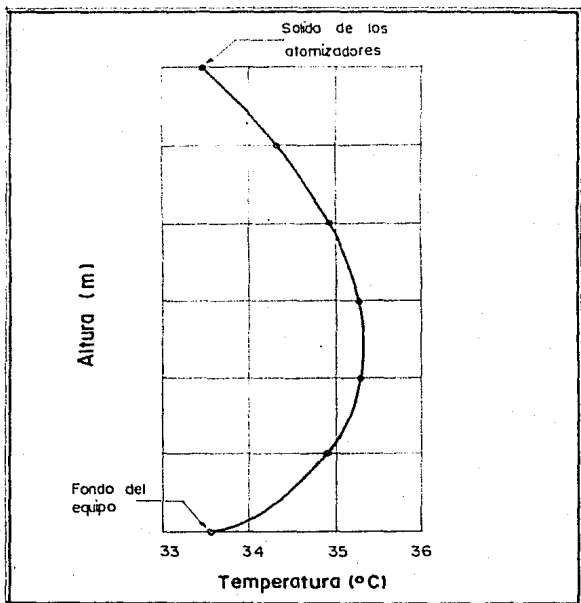


fig.(2.1).Valores de la temperatura del agua a varias alturas de un enfriador evaporativo (Mizushina y colaboradores, ref. 10, pag. 728)

## 2.2. Modelos.

En la literatura consultada, encontramos a dos grupos de investigadores que tratan de explicar "qué pasa dentro" - de los enfriadores evaporativos. Ellos son: Parker y - Treybal (ref. (11)) y Mizushina y colaboradores (refs.: - (9) y (10)). Ambos grupos experimentaron, obtuvieron -- correlaciones y elaboraron un modelo matemático (por su - parte Mizushina y colaboradores estructuraron además, una secuencia de diseño).

Este capítulo tiene como fin, describir lo aportado por - estos grupos de investigadores y explicar aspectos que -- ellos omiten o no dejan suficientemente claros.

## 2.3. Suposición adoptada.

Lo primero que hay que decir antes de comenzar a detallar al modelo de Parker y Treybal, y al modelo de Mizushina y colaboradores, es que en cada uno de estos modelos los au tores coinciden en adoptar una consideración.

Esta consideración consiste en suponer que en un enfriador evaporativo el fluido de proceso va en contracorriente con respecto al flujo de aire y en paralelo con respecto al -- flujo de agua, lo cual en sentido estricto no es cierto, -

ya que en realidad en un enfriador evaporativo hay un flujo cruzado entre el fluido de proceso, el agua y el aire (\*).

#### 2.4. Modelo de Parker y Treybal.

##### 2.4.1. Fuerzas Impulsoras.

En el modelo de Parker y Treybal, se establece que en cada punto del recorrido del fluido de proceso por el enfriador evaporativo, éste le va cediendo calor al agua debido a la fuerza impulsora:  $(T - t_w)$  — el significado de las literales se indica en seguida — mientras que el agua por su parte también le va cediendo calor latente y sensible al

(\*) Parker y Treybal, aclaran esto último, diciendo que ignorar al flujo cruzado entre el fluido de proceso, el aire y el agua es válido si la variación de la temperatura del agua es limitada y si el número de pasos a flujo cruzado es grande, condiciones que según ellos se cumplen en los experimentos que efectuaron para obtener las correlaciones que proponen (10 pasos a flujo cruzado y un cambio máximo de 3°C en la temperatura del agua — véase la ref. (11) — ). Mizushina y colaboradoras por su parte, no justifican el hecho de que ellos también hayan ignorado al flujo cruzado entre el fluido de proceso, el agua y el aire; sin embargo, se puede ver (ref. (10)), que ellos experimentaron en enfriadores evaporativos de 8 ó 12 pasos (según la corrida experimental) y que registraron un cambio máximo en la temperatura del agua de 2°C, lo cual se parece a las condiciones en que experimentaron Parker y Treybal.



al aire, debido a la fuerza impulsora:  $(H^* - H)$ , de tal manera que los perfiles de estas fuerzas impulsoras en cada punto del trayecto del fluido de proceso son como las ilustradas en la fig. (2.2), en la cual las literales tienen el siguiente significado:

- $T$  = Temperatura del seno del fluido de proceso.
- $t_w$  = Temperatura del seno de la película de agua que baña la superficie externa de los tubos.
- $t_i$  = Temperatura de la interfase aire-agua.
- $t_G$  = Temperatura de bulbo seco del seno de la corriente de aire.
- $H^*$  = Entalpía de una mezcla aire-vapor de agua saturada a una temperatura igual a la del seno del agua que baña los tubos.
- $H_i$  = Entalpía de la mezcla aire-vapor de agua en la interfase aire-agua.
- $H$  = Entalpía del seno de la corriente de aire.

#### 2.4.2. Coefficientes de Transferencia.

En el modelo de Parker y Treybal, se definen dos coeficientes globales:

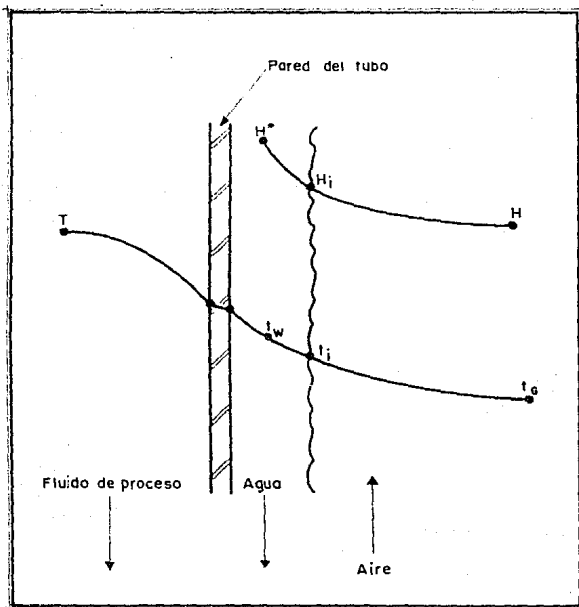


fig. (2.2). Fuerzas impulsoras en un enfriador evaporativo según Parker y Treybal.

1. Un coeficiente global de transferencia de calor ( $U$ ), que toma en cuenta al calor cedido del fluido de proceso al agua que baña los tubos.
2. Un coeficiente global de transferencia de masa ( $K$ ), que toma en cuenta la transferencia de entalpía del agua que baña los tubos a la corriente de aire.

Estos coeficientes están dados por las siguientes ecuaciones:

$$\frac{1}{U} = \frac{D_o}{D_i} \left( \frac{1}{h_i} \right) + \frac{D_o}{D_m} \left( \frac{c}{k} \right) + \frac{1}{h_{Lec}} \quad (2.1)$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{k_y} + \frac{m}{h''_L} \quad (2.2)$$

Donde:

- $U$  = Coeficiente global de transferencia de calor que toma en cuenta al calor que cede el flujo de proceso al agua que baña los tubos.
- $D_o$  = Diámetro externo de los tubos.
- $D_i$  = Diámetro interno de los tubos.
- $h_i$  = Coeficiente de película para la transferencia de calor entre el fluido de proceso y el área interna de los tubos.

- $D_m$  = Diámetro promedio de los tubos.  
 $e$  = Espesor de los tubos.  
 $k$  = Conductividad térmica del material del que es  
 tén construidos los tubos.  
 $h_{Lec}$  = Coeficiente de película para la transferencia  
 de calor entre la superficie externa de los -  
 tubos y el seno del agua que los baña.  
 $K$  = Coeficiente global de transferencia de masa que  
 toma en cuenta la transferencia de entalpía del  
 agua que baña los tubos a la corriente de aire.  
 $k_y$  = Coeficiente de transferencia de masa.  
 $Y$  = Humedad absoluta del aire.  
 $m$  = Pendiente de la curva de saturación en un dia-  
 grama entalpía-temperatura para aire húmedo.  
 $h''_L$  = Coeficiente de película para la transferencia  
 de calor entre el seno del agua que baña los -  
 tubos y la interfase aire-agua.

Para poder evaluar los coeficientes globales de transfe-  
 rencia de calor y masa con las ecuaciones (2.1) y (2.2),  
 es necesario conocer los valores de los coeficientes indi-  
 viduales:  $h_i$ ,  $h_{Lec}$ ,  $k_y$  y  $h''_L$ ; para ello, Parker y Treybal,  
 dan las siguientes correlaciones ( $h_i$ , se calcula con cual-  
 quier correlación para el fluido que va por dentro de los  
 tubos):

$$h_{Lec} = 13.72 (1 + 0.0123 t_w)^{1/3} \left( \frac{\Gamma}{D_o} \right); \frac{Btu}{hr ft^2 ^\circ F} \quad (2.3)$$

$$k_y = 0.0924 (G'_{smin})^{0.905} ; \frac{lb}{ft^2 hr \Delta Y} \quad (2.4.a)$$

$$k_y = 0.0924 \{G'_{smin} (1 + Y_m)\}^{0.905} ; \frac{lb}{ft^2 hr \Delta Y} \quad (2.4.b) (*)$$

$$h''_L = 2000 \frac{Btu}{hr ft^2 \Delta F} \quad (2.5)$$

Donde: (\*\*)

$t_w$  = Temperatura del seno del agua ( $^{\circ}F$ ).

$D_o$  = Diámetro externo de los tubos (ft).

$$\frac{\Gamma}{D_o} = \frac{W}{(2L'') (2n)} \frac{lb}{hr ft}, \text{ para tubos al tresbolillo.}$$

$W$  = Gasto másico de agua ( $\frac{lb}{hr}$ ).

$n$  = Número de tubos en una hilera.

$G'_{smin}$  = Masa velocidad del aire basada en el área transversal libre (largo x ancho del equipo menos el área ocupada por una hilera de tubos) - - (lb/hr ft<sup>2</sup>).

(\*) La correlación (2.4.a), la proporcionan los autores en la ref. - (11) y la correlación (2.4.b), la publica Treybal en la ref. - - (14).

(\*\*) Para evitar repeticiones excesivas, aquí y en las expresiones matemáticas posteriores, sólo listamos aquellas literales cuyo significado no haya sido dado anteriormente.

$Y$  = Humedad absoluta del aire (lb agua/lb aire seco).

$$Y_m = \frac{Y_1 + Y_2}{2}$$

$Y_1$  = Humedad absoluta del aire que entra (lb agua/lb aire seco).

$Y_2$  = Humedad absoluta del aire que sale (lb agua/lb aire seco).

#### 2.4.3. Intervalos de validez de las correlaciones.

Las correlaciones anteriores, fueron obtenidas bajo las siguientes condiciones experimentales:

- Tubos de 3/4 in de diámetro externo, arreglados al tresbolillo con un pitch de 1.5 in.
- $1000 < \frac{r}{D_o} < 2200$  lb/ft<sup>2</sup> hr.
- $500 < G_{smin} < 3700$  lb/ft<sup>2</sup> hr.
- $60 < t_w < 160^\circ\text{F}$

#### 2.4.4. Balance Diferencial de Calor.

El calor que en cualquier punto de la altura de un enfriador evaporativo pierde el fluido de proceso es el que gana el agua, así que:

$$LC_L dT = U A dx (T - t_w) \quad (2.6)$$

Donde:

- L = Gasto másico del fluido de proceso.  
 $C_L$  = Capacidad calorífica del fluido de proceso.  
 A = Área de transferencia de calor de los tubos de un enfriador evaporativo.  
 x = Fracción del área de transferencia de calor de la cama de tubos medida en la dirección del flujo del aire (x = 0, en el fondo de la cama y x = 1, en la parte superior de la cama).

Por su parte, en cada punto de la altura de un enfriador evaporativo, el aire recibe calor del agua que baña los tubos, por consiguiente:

$$GdH = KAdx (T^* - T) \quad (2.7) (*)$$

Donde:

- G = Gasto másico de aire seco.  
 A = Área de transferencia de calor.

(\*) Debe notarse que en esta ecuación, se está poniendo como área de transferencia de calor a la misma "A" que se puso en la ecuación (2.6). Esto se debe a que Parker y Traybal suponen que el área de transferencia de calor de los tubos es igual al área de la interfase aire-agua.

Además, en cada punto de su recorrido por el enfriador evaporativo, el agua que baña los tubos a la vez, gana y pierde calor, pues recibe calor del fluido de proceso y cede calor al aire. Esto último se expresa con la siguiente ecuación, la cual es un balance diferencial de calor:

$$WC_w dt_w = KA dx (H^* - H) - UA dx (T - t_w) \quad (2.8)$$

Donde:

$W$  = Gasto másico del agua que baña los tubos.

$C_w$  = Capacidad calorífica del agua que baña los tubos.

#### 2.4.5. Rearreglos Matemáticos.

Antes de enunciar las ecuaciones que dan el valor de las fuerzas impulsoras promedio (ecuaciones (2.20) y (2.21)), procedamos a exponer el procedimiento matemático por el cual Parker y Treybal obtienen las ecuaciones que les dan origen:

Las ecuaciones (2.6), (2.7) y (2.8), se pueden escribir de la manera siguiente:

$$\frac{dT}{dx} = \frac{UA}{LC_L} (T - t_w) \quad (2.6')$$



$$\frac{dH}{dx} = \frac{KA}{G} (H^* - H) \quad (2.7')$$

$$\frac{dt_w}{dx} = \frac{KA}{WC_w} (H^* - H) - \frac{UA}{WC_w} (T - t_w) \quad (2.8')$$

Restando la ecuación (2.8'), de la ecuación (2.6'), se obtiene:

$$\frac{d(T - t_w)}{dx} + a_1 (T - t_w) + b_1 (H^* - H) = 0 \quad (2.9)$$

Multiplicando la ecuación (2.8') por "m" y restándola de la ecuación (2.7'), resulta que:

$$\frac{d(H^* - H)}{dx} + a_2 (T - t_w) + b_2 (H^* - H) = 0 \quad (2.10)$$

Donde:

$$a_1 = - \left( \frac{UA}{LC_L} + \frac{UA}{WC_w} \right) \quad (2.11)$$

$$b_1 = \frac{KA}{WC_w} \quad (2.12)$$

$$a_2 = \frac{mUA}{WC_w} \quad (2.13)$$

$$b_2 = - \left( \frac{mKA}{WC_w} - \frac{KA}{G} \right) \quad (2.14)$$

Las ecuaciones (2.9) y (2.10), forman un sistema de ecuaciones diferenciales simultáneas, cuya solución, si se considera que  $U$  y  $K$  son constantes; está dada por las siguientes ecuaciones:

$$T - t_w = M_1 e^{r_1 x} + M_2 e^{r_2 x} \quad (2.15)$$

$$H^* - H = N_1 e^{r_1 x} + N_2 e^{r_2 x} \quad (2.16)$$

Donde  $r_1$  y  $r_2$  son las raíces de la siguiente ecuación cuadrática:

$$r^2 + (a_1 + b_2)r + (a_1 b_2 - a_2 b_1) = 0 \quad (2.17)$$

Y donde las "emes" y las "enes", están relacionadas por:

$$N_i = \frac{M_i (r_i + a_1)}{b_1}, \quad i = 1, 2 \quad (2.18)$$

$$N_i = \frac{-M_i a_2}{(r_i + b_2)}, \quad i = 1, 2 \quad (2.19)$$

#### 2.4.6. Fuerzas Impulsoras - Promedio.

##### 2.4.6.1. Valor Promedio de la Diferencia de Temperaturas.

El valor promedio de la diferencia entre la temperatura - del fluido de proceso y la temperatura del seno del agua en el modelo de Parker y Treybal está dado por:

$$(T - t_w)_m = \frac{M_1}{r_1} (e^{r_1} - 1) + \frac{M_2}{r_2} (e^{r_2} - 1) \quad (2.20)$$

La ecuación anterior, se obtuvo integrando la ecuación - (2.15), desde  $x = 0$ , hasta  $x = 1$  (es decir, desde la en - trada hasta la salida del aze), y dividiendo al resultado de esta integral entre la integral desde  $x = 0$  hasta  $x = 1$  de la diferencial de "x".

(Recuérdese que si  $y = f(v)$ , su promedio está dado por:

$$y_m = \frac{\int_{v_0}^{v_1} f(v) dv}{\int_{v_0}^{v_1} dv}$$

##### 2.4.6.2. Valor Promedio de la Diferencia de Entalpías.

El valor promedio de la diferencia entre la entalpía de - una mezcla aire-vapor de agua saturada a la misma tempera - tura del seno del agua y la entalpía del seno de la corrieno

te de aire está dado por la siguiente ecuación:

$$(H^* - H)_m = \frac{N_1}{r_1} (c^{r_1} - 1) + \frac{N_2}{r_2} (e^{r_2} - 1) \quad (2.21)$$

La ecuación anterior, se obtiene en la misma manera que la ecuación (2.20), sólo que integrando a la ecuación -- (2.16).

#### 2.4.7. Balance Global de Calor.

En el modelo de Parker y Treybal, se establece que el aire que abandona a un enfriador evaporativo "lleva consigo" a todo el calor que pierde el fluido de proceso, es decir:

$$\begin{aligned} UA(T - t_w)_m &= KA(H^* - H)_m = LC_L(T_2 - T_1) = \\ &= G(H_2 - H_1) \end{aligned} \quad (2.22)$$

Nótese que las primeras dos expresiones involucran a las fuerzas impulsoras promedio dadas por las ecuaciones -- (2.20) y (2.21).

## 2.5. Modelo de Mizushina y Colaboradores.

### 2.5.1. Fuerzas Impulsoras.

Mizushina y colaboradores, conciben a las fuerzas impulsoras en un enfriador evaporativo de manera semejante a como lo hacen Parker y Treybal. Para ilustrar como suponen que son estas fuerzas impulsoras, incluimos la fig. (2.3) que viene en la página 532 de la ref. (9). En ella la nomenclatura significa lo siguiente:

- T = Temperatura del seno del fluido de proceso.
- $t_w$  = Temperatura del seno de la película de agua que baña la superficie externa de los tubos.
- $t_G$  = Temperatura de bulbo seco del seno de la corriente de aire.
- $H_w$  = Entalpía de una mezcla aire-vapor de agua saturada a la temperatura del seno del agua.
- H = Entalpía del seno de la corriente de aire.

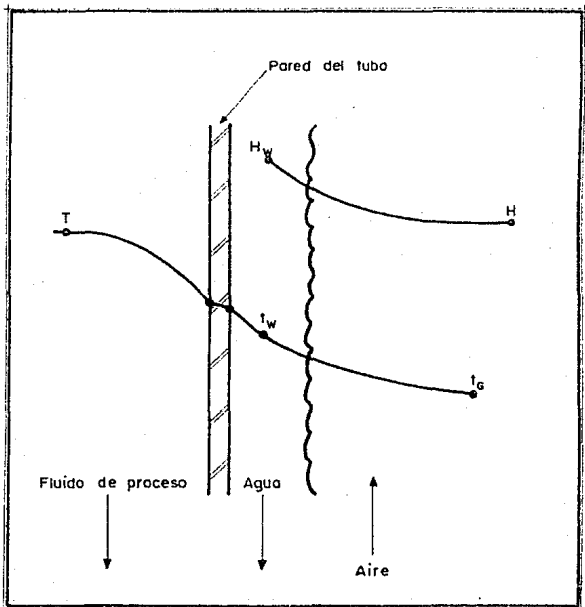


fig.(2.3). Fuerzas impulsoras en un enfriador evaporativo según Mizushina y colaboradores.

2.5.2. Coeficientes de Transferencia.

Mizushina y colaboradores, utilizan la siguiente correlación para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del fluido de proceso:

$$h_i = 0.023 (Re_L)^{0.8} (Pr_L)^{0.4} \frac{k_L}{D_i} \quad (2.23)$$

Para:

$$8 \times 10^3 < Re_L < 7 \times 10^4 (*)$$

Donde:

- $h_i$  = Coeficiente de película de transferencia de calor perteneciente al fluido de proceso que va por dentro de los tubos (kcal/m<sup>2</sup>hr°C).
- $D_i$  = Diámetro interno de los tubos (m).
- $k_L$  = Conductividad térmica del fluido de proceso (kcal/m hr°C).
- $Re_L$  = Número de Reynolds del fluido de proceso.

(\*) Este es el intervalo de validez que para esta ecuación dan los autores en la ref. (9). Sin embargo, creemos que los que quisieron escribir fue:  $8 \times 10^3 < Re_L < 6 \times 10^4$ , que según dice en la ref. (10), fue el intervalo en el cual experimentaron. (Véase la Nota 1, en la página 64).

$Pr_L$  = Número de Prandtl del fluido de proceso.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor entre la pared externa del tubo y el agua que lo baña, - estos autores proporcionan la siguiente ecuación:

$$h_w = 118 \left( \frac{\Gamma}{D_o} \right)^{1/3} \quad (2.24)$$

Para:

$$7 \times 10^2 < \frac{\Gamma}{D_o} < 2 \times 10^4$$

Donde:

$h_w$  = Coeficiente de película para la transferencia de calor entre la pared externa del tubo y el agua que lo baña (kcal/m<sup>2</sup>hr°C).

$D_o$  = Diámetro externo de los tubos (m).

$\Gamma$  = Está dado por:

$$\Gamma = \frac{W}{(2n)(2L')} \quad (\text{kg/m hr}) \quad (2.24')$$

Donde:

$n$  = Número de tubos en una hilera.

$L'$  = Longitud de un tubo (m).

$W$  = Gasto másico del agua de enfriamiento (kg/hr).



Los coeficientes anteriores, se encuentran relacionados con el coeficiente global de transferencia de calor por medio de la ecuación siguiente:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_w} + \frac{D_o}{D_i} \left( \frac{1}{h_i} \right) + R_{d_i} + R_{d_o} \quad (2.25)^{(*)}$$

Donde:

$U$  = Coeficiente global de transferencia de calor.

$R_{d_i}$  = Factor de ensuciamiento para el fluido de proceso.

$R_{d_o}$  = Factor de ensuciamiento para el agua que baña los tubos.

A su vez, Mizushina y colaboradores obtuvieron las siguientes correlaciones para calcular el coeficiente global de transferencia de masa y el coeficiente de transferencia de calor entre el agua que baña los tubos y la corriente de aire:

$$k_{og} a = 1.81 \times 10^{-4} (Re_G)^{0.9} (Re_w)^{0.15} (D_o)^{-2.0} \quad (2.26)$$

(\*) El coeficiente global de transferencia de calor sólo toma en cuenta al calor que le transfiere el fluido de proceso al agua que baña los tubos.

Para:

$$1.5 \times 10^3 < Re_G < 8 \times 10^3 \quad (")$$

$$h_{OG} a = 1.2 (Re_G)^{0.9} (Re_w)^{0.15} \quad (2.27)$$

Para:

$$1.5 \times 10^3 < Re_G < 8 \times 10^3 \text{ y } 50 < Re_w < 240$$

Donde:

$k_{OG}$  = Coeficiente global de transferencia de masa -  
(kg/m<sup>2</sup> hr). (\*\*)

$a$  = Area de la interfase aire-agua por unidad de  
volumen de la cama de tubos (m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>).

$Re_G$  = Número de Reynolds del aire.

$Re_w$  = Número de Reynolds del agua que baña los tubos.

(") Este intervalo de validez, es el que viene en la ref. (9). Sin embargo, en la ref. (10) (pag. 728), estos autores dan como intervalos:  $1.2 \times 10^3 < Re_G < 1.4 \times 10^4$  y  $50 < Re_w < 240$ . Estos últimos intervalos deben de ser los correctos, pues en la misma ref. (10), aparece una tabla donde se enlistan los intervalos experimentales en los que Mizushima y colaboradores trabajaron y coinciden con los últimos intervalos mencionados y además, en esta misma referencia se muestra una gráfica de:  $(k_{OG} a / Re_w^{0.15} D_o^{-2.6})$  vs.  $(Re_G)$  (pag. 730), donde se puede apreciar que ellos si experimentaron en el intervalo:  $1.2 \times 10^3 < Re_G < 1.4 \times 10^4$ .

(\*\*) Las unidades ya están corregidas. Ellos ponen: (kg/m<sup>3</sup> hr) en la ref. (10).

$h_{og}$  = Coeficiente de transferencia de calor entre -  
 el agua que baña los tubos y la corriente de  
 aire ( $\text{kcal/m}^2 \text{ hr}^\circ\text{C}$ ). (\*\*\*)

### 2.5.3. Balance Diferencial de Calor.

En una diferencial de altura de la cama de tubos de un en-  
 friador evaporativo, Mizushina y colaboradores efectúan -  
 un balance de calor que queda expresado por:

$$GdH = LC_L dt + WC_w dt_w \quad (2.28)$$

La ecuación (2.28), es un balance diferencial de calor -  
 que nos indica como se distribuye la energía calorífica -  
 entre el fluido de proceso, el agua que baña los tubos y  
 el aire, después de que las corrientes de cada uno de es-  
 tos fluidos han pasado por una diferencial de altura de la  
 cama de tubos de un enfriador evaporativo. El significado  
 de cada uno de los términos de la citada ecuación, es:

GdH: Calor ganado por el aire después de pasar por  
 una dZ (o diferencial de altura de la cama de  
 tubos).

(\*\*\*) Las unidades ya son las correctas, pues ellos ponen -  
 ( $\text{kcal/m}^2 \text{ hr}^\circ\text{C}$ ) en la ref. (10).

$LC_L dt$ : Energía térmica que pierde el fluido de proceso después de pasar por  $dZ$ .

$WC_W dt_w$ : Energía térmica que pierde o gana el agua que baña los tubos después de pasar por la misma  $dZ$ .

La ecuación a la que estamos haciendo referencia (2.28), nos dice que en un punto dado del recorrido del fluido de proceso por un enfriador evaporativo, el aire no necesariamente absorbe todo el calor que pierde el fluido de proceso. Esto último, se puede explicar así: si se supone que  $dt$  y  $dH$  son siempre positivas (\*),  $GdH$  y  $LC_L dt$ , serán siempre positivas; entonces si en una  $dZ$  determinada el agua que baña los tubos se enfría ( $dt_w < 0$ ), el aire estará absorbiendo menos calor que el que pierde el fluido de proceso, porque a  $LC_L dt$ , se le restará  $WC_W dt_w$  en la ecuación (2.28). Dicho de otra manera, lo que está sucediendo, es que no todo el calor que pierde el fluido de proceso, se lo lleva el aire, sino que parte de él, se queda en el agua. Por otro lado, si en una  $dZ$  dada, el agua que baña los tubos se calienta ( $dt_w > 0$ ), el aire estará

(\*) Suposición que viene implícita en la información que publican estos autores, en la cual se puede ver que conforme más avanzado esté el fluido de proceso en su recorrido por el enfriador evaporativo, menor temperatura tendrá y que conforme más alto esté el aire en su recorrido ascendente por el enfriador evaporativo mayor entalpía tendrá (véase, la Fig. 3 de la ref. 9, pag. (534)).

absorbiendo más calor que el que pierde el fluido de proceso (\*\*) porque a  $LC_L dT$ , se le sumará  $WC_w dt_w$  en la ecuación (2.28). Por consiguiente, en un punto dado del enfriador evaporativo ( $dZ$ ), el aire no necesariamente absorberá a todo el calor que pierde el fluido de proceso, sino que puede absorber menos o más calor que el perdido por dicho fluido.

#### 2.5.4. Rearreglos Matemáticos.

Es conveniente mencionar, que los términos  $LC_L dT$  y  $GdH$  que aparecen en la ecuación (2.28), están dados a su vez por las siguientes ecuaciones:

$$LC_L dT = U a' (T - t_w) S dZ \quad (2.29)$$

$$GdH = k_{og} a (H_w - H) S dZ \quad (2.30)$$

Donde:

$S$  = Sección transversal del enfriador evaporativo.

$Z$  = Altura de la cama de tubos del enfriador evaporativo.

$a'$  = Área de transferencia de calor de los tubos por unidad de volumen de la cama de tubos.

(\*\*) Proviene este excedente del calor sensible y latente transferido del agua al aire.

Por otro lado, dividiendo miembro a miembro la ecuación (2.29) entre la ecuación (2.30), se obtiene:

$$\frac{dT}{dH} = \frac{G}{LC_L} \frac{Ua'}{k_{OG}a} \left( \frac{T - t_w}{H_w - H} \right) \quad (2.31)$$

Además, derivando la ecuación (2.28) con respecto a H y -reacomodando se llega a:

$$\frac{dt_w}{dH} = \frac{G}{WC_w} - \frac{LC_L}{WC_w} \frac{dT}{dH} \quad (2.32)$$

Las ecuaciones (2.31) y (2.32), serán útiles en el Capítulo 4.

#### 2.5.5. Balance Global de Calor.

Mizushina y colaboradores encontraron experimentalmente - que en un enfriador evaporativo, el aire prácticamente absorbe a todo el calor que pierde el fluido de proceso - (ref. (10), pag. 730), por eso al balance de calor en todo el equipo lo representan por la siguiente ecuación:

$$LC_L (T_2 - T_1) = G (H_2 - H_1) \quad (2.33)^{(*)}$$

Donde:

- L = Gasto másico del fluido de proceso.
- C<sub>L</sub> = Capacidad calorífica del fluido de proceso.
- T<sub>2</sub> = Temperatura de entrada del fluido de proceso.
- T<sub>1</sub> = Temperatura de salida del fluido de proceso.
- G = Gasto másico de aire seco.
- H<sub>2</sub> = Entalpía del aire a la salida del equipo.
- H<sub>1</sub> = Entalpía del aire a la entrada del equipo.

#### 2.5.6. Geometría.

En esta sección se indica cuál era la geometría del enfriador evaporativo en el cual Mizushina y colaboradores experimentaron, y además, se definen dos variables:  $a'$  y  $G_{smin}'$ , hasta llegar a las expresiones matemáticas que para dichas variables utilizan estos investigadores en la Secuencia de Diseño que publican (ecuaciones (2.37) y (2.39)).

(\*) Si se integra definitivamente la ecuación (2.28) bajo la consideración de que la cantidad de agua evaporada es despreciable ( $N = \text{constante}$ ) y se toma en cuenta que la temperatura del agua al salir de los atomizadores es igual a la que adquiere en el fondo del equipo, se obtiene una ecuación idéntica a la ecuación (2.33). (El desarrollo de la integración de la ecuación (2.28), viene en la Nota 2, de la pag. 64).

Para comenzar, hay que decir que el equipo en el que experimentaron Mizushina y colaboradores tenía los tubos colocados en un arreglo triangular de triángulos equiláteros, con una distancia centro a centro de dos veces el diámetro externo. Para este arreglo, el ancho de la sección transversal al flujo de aire y agua, y la altura de la cama de tubos están dados por las siguientes ecuaciones:

$$B = 2D_o(n + 1/2) \quad (2.34)$$

$$Z = \sqrt{3} D_o N \quad (2.35)$$

Donde:

B = Ancho de la sección transversal al flujo de aire y agua.

Z = Altura de la cama de tubos.

N = Número de hileras de tubos.

Por su parte, el área de transferencia de calor de los tubos por unidad de volumen de la cama de tubos está definida por:

$$a' = \frac{A}{SZ} \quad (2.36)$$

Donde:

a' = Área de transferencia de calor de los tubos por unidad de volumen de la cama de tubos.



Sustituyendo en la ecuación (2.36) a "Z", por lo que indica la ecuación (2.35); a "A" (área externa de los tubos) por el producto:  $nD_o nL'N$  y a "S" por  $L'xB$ , poniendo a "B" por lo indicado por la ecuación (2.34) se llega a:

$$a' = \frac{4n}{\sqrt{3} D_o (2n + 1)} \quad (2.37)$$

Por otro lado, la masa velocidad de aire seco basada en el área transversal libre queda definida por:

$$G_{smin} = \frac{G}{S - nD_o L'} \quad (2.38)$$

Si en la ecuación anterior se sustituye "S" por el producto del largo por el ancho, expresando al ancho con lo que indica la ecuación (2.34) se puede llegar a:

$$G_{smin} = \frac{G}{(n + 1) D_o L'} \quad (2.39)$$

#### 2.5.7. Números de Reynolds.

En las líneas siguientes, se dan las ecuaciones que Mizushina y colaboradores utilizan para el cálculo de los números de Reynolds del fluido de proceso, del agua y del aire, indicándose también el origen de cada una de estas ecuaciones.

El número de Reynolds del fluido que va por dentro de los tubos (fluido de proceso) está dado por la siguiente ecuación:

$$Re_L = \frac{D_i G'_L}{\mu_L} \quad (2.40)$$

Donde:

$D_i$  = Diámetro interno de los tubos.

$G'_L$  = Masa velocidad del fluido de proceso.

$\mu_L$  = Viscosidad absoluta del fluido de proceso.

A su vez:

$$G'_L = \frac{L}{a_f} \quad (2.41)$$

Donde:

$L$  = Gasto másico del fluido de proceso.

$a_f$  = Area de flujo.

Y:

$$a_f = \frac{\text{No. de tubos} \times \frac{\text{Area de flujo}}{\text{tubo}}}{\text{No. de pasos}} \quad (2.42)$$

$$\frac{\text{Area de flujo}}{\text{tubo}} = \pi \left( \frac{D_i}{2} \right)^2 \quad (2.43)$$

Si se substituyen las ecuaciones: (2.41), (2.42) y (2.43) en la ecuación (2.40) y se define a "n" como el cociente de dividir al número de tubos entre el número de pasos (\*), se llega a la siguiente ecuación, que es la que utilizan - Mizushina y colaboradores para calcular el número de Reynolds del fluido de proceso:

$$Re_L = \frac{4L}{\pi n D_1 \mu_L} \quad (2.44)$$

Donde:

$\mu_L$  = Viscosidad absoluta del fluido de proceso.

Por otro lado, el número de Reynolds del agua que baña la superficie externa de los tubos queda definido por:

$$Re_w = \frac{4l'}{\mu_w} \quad (2.45)$$

Donde:

$\mu_w$  = Viscosidad absoluta del agua.

Si en la ecuación (2.45), se substituye el valor de  $l'$ , por lo que indica la ecuación (2.24'), se obtiene:

$$Re_w = \frac{W}{n L' \mu_w} \quad (2.46)$$

(\*). Nótese que la "n" definida es igual al número de tubos que hay en una hilera.

Tanto la ecuación (2.46), como la ecuación (2.45) son utilizadas por Mizushina y colaboradores en su Secuencia de Diseño.

Por último, en el caso del aire, su número de Reynolds está dado por:

$$Re_G = \frac{D_o G_{smin}}{\mu_G} \quad (2.47)$$

Donde:

$$\mu_G = \text{Viscosidad absoluta del aire.}$$

Si en la ecuación anterior se sustituye el valor de  $G_{smin}$  por el dado por la ecuación (2.39), se llega a la ecuación siguiente, que es la utilizada en la Secuencia de Diseño - por Mizushina y colaboradores:

$$Re_G = \frac{G}{(n + 1) L' \mu_G} \quad (2.48)$$

2.5.8. Secuencia de Diseño.2.5.8.1. Datos.

- a) Temperatura inicial, final y gasto másico del fluido de proceso.
- b) Propiedades físicas del aire, agua y fluido de proceso (capacidades caloríficas, viscosidades, densidades y conductividades térmicas).
- c) Temperatura de bulbo seco y entalpía de aire que entra al enfriador evaporativo.

2.5.8.2. Cantidades Supuestas.

Durante el desarrollo de la secuencia, se supone el valor de cada una de las siguientes magnitudes:

- a) Número de Reynolds del fluido de proceso ( $Re_p$ ). Los autores recomiendan suponer inicialmente un valor de 20,000 para que se presente flujo turbulento y sea válida la ecuación (2.23).
- b)  $\Gamma$  (Parámetro definido por la ecuación (2.24')). Ellos recomiendan suponer un valor entre 150 y 200 kg/hr m, intervalo en el que aseguran se obtiene un mojado --

apropiado de la superficie externa de los tubos.

- c) Número de Reynolds del aire ( $Re_G$ ). Dicen que usualmente anda entre 5,000 y 10,000.

### 2.5.8.3. Desarrollo de la Secuencia.

#### Paso 1.

Cálculo aproximado del ancho del equipo por la siguiente ecuación:

$$B = \frac{8L}{\pi \mu_L (Re_L)^1} \quad (2.49) (*)$$

Donde:

$(Re_L)$  = Valor supuesto de  $Re_L$ .

#### Paso 2.

Determinación del largo del equipo (que será igual a la longitud de cada uno de los tubos). Este se determina escogiendo a  $L'$  aproximadamente igual a  $B$ , pues  $B \times L'$  es aproximadamente un cuadrado.

(\*) Esta ecuación se obtiene a partir de las ecuaciones (2.34) y (2.44) bajo la suposición de que  $n \gg 1$  y  $D_0 \approx D_1$  (ver las ecuaciones: (28), (31), (35), (36) y (37) de la ref. (9)).

Paso 3.

Determinación del diámetro externo de los tubos.

3.1.

Por prueba y error, se determina un diámetro externo que satisfaga la siguiente desigualdad, en la cual las variables encerradas entre corcheas ( $\{B\}$ ,  $\{Re_G\}$ ,  $\{Re_W\}$ ,  $\{\Gamma\}$  y  $\{Re_L\}$ ), indican que esos valores han sido supuestos:

$$\frac{\{B\} L' \mu_G \{Re_G\} (H_{L1} - H_1)}{2Q} > D_o + \frac{1.81 \times 10^{-4} \times 2 \sqrt[3]{\dots}}{\pi} *$$

$$* \left( \frac{\alpha \{Re_G\}^{0.9} \{Re_W\}^{0.15} D_o^{0.4}}{D_o + \frac{2\{B\}L'\{\Gamma\}C_W}{LC_L}} \right) \left[ \frac{1}{118} \left( \frac{\{\Gamma\}}{D_o} \right)^{-1/3} + \dots \right]$$

$$\left. \frac{D_o}{0.023 k_L \{Re_L\}^{0.8} Pr_L^{0.4}} + \frac{1}{hs} \right] \quad (2.50) (*)$$

(\*) Para detalles sobre el origen de esta inequación, véase la Nota

3 (pag. 65).

Donde:

$H_{L1}$  = Entalpía de aire saturado a una temperatura igual a la temperatura de salida del fluido de proceso (\*\*).

hs = Inverso de la suma de los factores de ensuciamiento.

### 3.2.

Si el  $D_0$  que satisface la desigualdad anterior está fuera de línea de los estándares japoneses industriales (los autores son japoneses), se modifica el valor inicialmente supuesto del número de Reynolds del fluido de proceso, y con este nuevo valor de  $Re_D$  se vuelve a repetir la secuencia desde el Paso 1.

(\*\*) Estos autores suponen que la curva de equilibrio es lineal en un cierto intervalo de temperaturas, siendo entonces la ecuación de dicha curva de la forma siguiente:

$$H_w = mt_w - \beta \quad (2.52)$$

Donde:

m = Pendiente.

$\beta$  = Ordenada de origen.

t = Temperatura.

$H_{L1}$  se calcula con la ecuación anterior.



Paso 4.

Determinación del número de tubos por hilera con la siguiente ecuación:

$$n \approx \frac{\{B\}}{2D_o} \quad (2.51) \quad (***)$$

El valor de n que resulte de la ecuación anterior, se aproxima a un valor entero.

Paso 5.

Cálculo del valor definitivo del ancho del equipo. Este se hace con la ecuación (2.34):

$$B = 2D_o (n + 1/2) \quad (2.34)$$

Paso 6.

Cálculo del valor definitivo del número de Reynolds del fluido de proceso con la ecuación (2.44):

$$Re_L = \frac{4L}{\pi n D_i u_L} \quad (2.44)$$

(\*\*\*) Esta ecuación se obtiene a partir de la ecuación (2.34) suponiendo que  $n \gg 1$ .

Paso 7.

Considerar que  $\{\Gamma\}$  es igual a  $\Gamma$  y calcular  $Re_w$  y  $W$  por medio de las ecuaciones (2.45) y (2.46):

$$Re_w = \frac{4\Gamma}{\nu_w} \quad (2.45)$$

$$W = Re_w n L' \nu_w \quad (2.46')$$

Paso 8.

Cálculo de  $Ua'$ . Este se hace de la manera siguiente:

8.1.

Cálculo de  $h_w$  y  $h_i$ :

$$h_w = 118 \left( \frac{\Gamma}{D_o} \right)^{1/3} \quad (2.24)$$

$$h_i = 0.023 (Re_L)^{0.8} (Pr_L)^{0.4} \frac{k_L}{D_i} \quad (2.23)$$

8.2.

Cálculo de  $U$  a partir de:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_w} + \frac{D_o}{D_i} \left( \frac{1}{h_i} \right) + \frac{1}{hs} \quad (2.25)$$

8.3.

Cálculo de  $Ua'$  por:

$$Ua' = U \frac{\pi n}{\sqrt{3} \cdot D_o (2n + 1)} \quad (2.53)^{(*)}$$

Paso 9.9.1.

Por prueba y error, se determina un  $Re_G$  que satisfaga la siguiente desigualdad:

$$\frac{(n + 1) L' \mu_G (H_{L_i} - H_i)}{Q} Re_G - \frac{\alpha 1.81 \times 10^{-4} Re_w^{0.15}}{Ua' D^{2.6}} *$$

$$\left( \frac{LC_L}{WC_w + LC_L} \right) Re_G^{0.9} > 1 \quad (2.54)^{(**)}$$

9.2.

Con este valor de  $Re_G$ , se calculan  $G$  y  $k_{og} a$ , usando las siguientes ecuaciones:

(\*) El valor de  $a'$  proviene de la ecuación (2.37).

(\*\*) Para detalles sobre el origen de esta inecuación, véase la Nota 4, (pag. 65).

$$G = (n + 1) L' \mu_G Re_G \quad (2.48')$$

$$k_{og}^a = (1.81 \times 10^{-4}) (Re_G)^{0.9} (Re_v)^{0.15} (D_o)^{-2.6} \quad (2.26)$$

### Paso 10.

Cálculo de la entalpía del aire de salida ( $H_2$ ) por medio de la ecuación (2.33) que rearmada da:

$$H_2 = \frac{LC_L (T_2 - T_1)}{G} + H_1 \quad (2.33')$$

### Paso 11.

Cálculo de la altura del banco de tubos. Ella se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$Z = \frac{G}{k_{og} a S} \int_{H_1}^{H_2} \frac{dH}{H_w - H} \quad (2.30') (*)$$

Mizushima y colaboradores proponen dos opciones para calcular el valor de la altura del banco de tubos. En una de estas opciones consideran que el valor de la temperatura del agua permanece constante durante todo su recorrido por el -

(\*) Es la forma integrada de la ecuación (2.30).

equipo (\*\*). Y en la otra opción si toman en cuenta la -  
 variación de la temperatura del agua. A continuación, se  
 describen ambas opciones, denominándolas respectivamente  
 Opción uno y Opción dos.

### Opción uno.

(Considerando la temperatura del agua constante). La al-  
 tura de la cama de tubos se calcula por la siguiente ecua-  
 ción, que proviene de resolver la integral de la ecuación  
 (2.30') bajo la consideración mencionada:

$$Z = \frac{G}{k_{og} a S} \ln \frac{H_{wc} - H_1}{H_{wc} - H_2} \quad (2.55)$$

Donde:

$H_{wc}$  = Entalpía de aire saturado a la temperatura -  
 del agua (considerando a esta temperatura -  
 constante ( $t_{wc}$ )).

El valor de  $H_{wc}$  necesario para poder evaluar  $Z$  con la -  
 ecuación anterior se obtiene con la ecuación siguiente:

(\*\*) Según los autores, esta consideración se cumple cuando la tem-  
 peratura del agua es menor que la temperatura de salida del -  
 fluido de proceso.

$$\frac{T_2 - t_{WC}}{T_1 - t_{WC}} = \left( \frac{H_{WC} - H_1}{H_{WC} - H_2} \right)^{K/K'} \quad (2.56) (*)$$

Donde:

$$K = \frac{U a' S}{LC_L} \quad \text{y} \quad K' = \frac{k_{Og} a S}{G}$$

El procedimiento para encontrar el valor de  $H_{WC}$ , es por prueba y error, suponiendo valores de  $t_{WC}$  y calculando las respectivas entalpías de saturación con la ecuación (2.52), hasta que se satisfaga la igualdad de la ecuación (2.56).

### Opción 2.

(Considerando la variación en la temperatura del agua). Si se quiere tomar en cuenta esta variación, lo primero que hay que hacer, es obtener la curva  $H$  vs.  $t_w$  para poder conocer los valores de las diferencias:  $(H_w - H)$ , a diversos valores de  $t_w$  y poder evaluar la integral de la ecuación (2.30') gráfica o numéricamente. Mizushina y colaboradores proponen el siguiente procedimiento para obtener la curva  $H$  vs.  $t_w$ :

(\*) La obtención de esta ecuación, aparece en la Nota 5, (pag. 65 ).

1. Suponer un valor de  $t_{w1}$  (temperatura del agua en el fondo del equipo) que esté en el intervalo dado por la siguiente desigualdad:

$$\frac{1}{\alpha} \left( \frac{Q}{C} + H_1 + 2 \right) < t_{w1}$$

$$\frac{\left( \frac{Ua'}{k_{og} a} \right) T_1 + (S + H_2) \frac{LC_L}{WC_w + LC_L}}{\left( \frac{Ua'}{k_{og} a} \right) + m \left( \frac{LC_L}{WC_w + LC_L} \right)} \quad (2.57) \quad (*)$$

2. Integrar las ecuaciones diferenciales (2.31) y (2.32) simultáneamente por intervalos desde  $H_1$  hasta  $H_2$ . Al final de esta integración, el valor de  $t_{w2}$ , debe ser igual al de  $t_{w1}$  supuesto en un principio. Si no se cumple esto último, hay que suponer otro valor de  $t_{w1}$  según la desigualdad (2.57).

Cuando se satisfaga la igualdad  $t_{w1} = t_{w2}$ , ya se conocerá la curva  $H$  vs.  $t_w$  (también la curva  $H$  vs.  $T$ ) y con ella ya se podrá resolver la integral de la ecuación (2.30').

(\*) El procedimiento matemático para obtener esta desigualdad viene en la Nota G, (pags. 66-68).

Paso 12.

Cálculo del número de hileras. Ya conociendo el valor de la altura, el valor del número de hileras se calcula con la ecuación (2.35), la cual reacomodada queda así:

$$N = \frac{Z}{\sqrt{3} D_0} \quad (2.35')$$



N O T A S

2.6. Notas.

Aquí presentamos las notas a que se hace referencia durante el desarrollo del texto del Capítulo 2. El número de ellas es el mismo que se usó en dicho texto.

1. Mizushina y colaboradores están limitando el intervalo de validez de la ecuación (2.23) a las condiciones en que experimentaron (véase la nota al pie de la pag. 37). Sin embargo, según se puede ver en la pag. 219 de la ref. (8), esta ecuación es válida para intervalos más amplios (Pr: 0.7 - 120; Re: 10,000 - 120,000 y  $L'/D \geq 60$ ).
2. Si se integra definitivamente la ecuación (2.23) considerando a  $W$  constante, es decir despreciando a la cantidad de agua evaporada, se tiene que:

$$LC_L \int_{T_1}^{T_2} dT = G \int_{H_1}^{H_2} dH - WC_W \int_{t_{w1}}^{t_{w2}} dt_w \quad (N.1)$$

Como la temperatura del agua al salir de los atomizadores es igual a la que ella alcanza en el fondo del equipo ( $t_{w1} = t_{w2}$ ), la ecuación anterior se simplifica para dar:

$$LC_L (T_2 - T_1) = G (H_2 - H_1) \quad (N.2)$$

Como se puede observar, la ecuación (N.2), es idéntica a la ecuación (2.33).

3. La inecuación (2.50), es obtenida por Mizushina y colaboradores a partir de la siguiente desigualdad:

$$G > \left(1 + \frac{LC_L k_{09} a}{(WC_W + LC_L) U_a'} m\right) \frac{Q}{H_{L1} - H_1} \quad (2.50')$$

Para ello, sustituyen en (2.50'), a las ecuaciones: (2.23), (2.24), (2.24'), (2.26), (2.25), (2.37), (2.39) y (2.51), suponiendo que  $n \gg 1$ . (\*)

4. La inecuación (2.54), se obtiene sustituyendo a las ecuaciones (2.26) y (2.48) en la desigualdad (2.50').
5. La ecuación (2.56) se obtiene a partir del siguiente procedimiento:

(I) Dividir a la ecuación (2.29) entre la ecuación (2.30).

(II) En la expresión resultante de (I), separar variables e integrar entre límites.

(\*) Según Mizushina y colaboradores, la inecuación (2.50') proviene de la desigualdad (2.57).

(III) Simplificar la expresión obtenida después de efectuar (II), usando las siguientes igualdades:

$$1) \quad t_{w1} = t_{w2} = t_{wc}$$

$$2) \quad H_{w1} = H_{w2} = H_{wc}$$

$$3) \quad K = \frac{U a' S}{LC_L}$$

$$4) \quad K' = \frac{k_{og} a}{G}$$

6. El siguiente procedimiento matemático permite obtener a la expresión (2.57):

a) Suponer que:

$$\left( \frac{dT}{dH} \right)_1 > \left( \frac{dt_w}{dH} \right)_1 \quad (N.3) (*)$$

Mizushina y colaboradores afirman que la desigualdad anterior asegura que las curvas T vs. H y  $t_w$  vs. H de un enfriador evaporativo no se intersectan.

(\*) El subíndice 1 se refiere a la parte inferior del equipo.

- b) Combinar la desigualdad (N.3) y la ecuación (2.32) para obtener:

$$\left(\frac{dT}{dH}\right)_1 > \frac{G}{WC_w + LC_L} \quad (N.4)$$

- c) Evaluar a la ecuación (2.31) en el fondo del equipo, luego introducir en ella a la ecuación (2.52) y combinar al resultado de lo anterior con (N.4), obteniéndose así:

$$t_{w1} < \frac{\left(\frac{U a'}{k_{og a}}\right) T_1 + (\beta + H_1) \left(\frac{LC_L}{WC_w + LC_L}\right)}{\left(\frac{U a'}{k_{og a}}\right) + \frac{LC_L}{WC_w + LC_L}} \quad (N.5)$$

- d) Suponer que la temperatura del aire de salida es menor que la temperatura a la cual se alimenta agua al equipo:

$$t_{G2} < t_{w1} \quad (N.6) (*)$$

(\*) Recuérdese que  $t_{w1} = t_{w2}$ .

- e) Suponer que el aire sale saturado, lo que hace - que su entalpía se pueda calcular por la ecuación (2.52) dando como resultado que:

$$H_2 = mt_{G2} - \beta \quad (H.7)$$

Sustituir lo anterior en la ecuación (2.33) y de ella despejar  $t_{G2}$  para obtener:

$$t_{G2} = \frac{1}{m} \left( -\frac{Q}{G} + H_1 + \beta \right) \quad (H.8)$$

- f) Sustituir a este último valor de  $t_{G2}$  en la desigualdad (N.6), la cual combinada con la desigualdad (N.5) da:

$$\frac{1}{m} \left( -\frac{Q}{G} + H_1 + \beta \right) < t_{w1} <$$

$$\frac{\left( \frac{U a'}{k_{OG} a} \right) T_1 + (\beta + H_1) \left( \frac{LC_L}{WC_w + LC_L} \right)}{\frac{U a'}{k_{OG} a} + \frac{LC_L}{WC_w + LC_L}} \quad (N.9)$$

que es la desigualdad (2.57).

## CAPITULO 3

## CRITICA A LA TEORIA SOBRE ENFRIADORES EVAPORATIVOS

En este capítulo, se presentan todos aquellos aspectos de lo expuesto en el capítulo anterior que ameritan comentar se más.

Para tener un orden que permita la fácil identificación de cada uno de estos aspectos, se presentan agrupados dependiendo del tema al que pertenezcan (Modelo de Parker y Treybal, Modelo de Mizushina y colaboradores o Secuencia de Diseño de Mizushina y colaboradores).

3.1. Modelo de Parker y Treybal.3.1.1. Consideración no enunciada por Parker y Treybal.

El término  $H^*$ , que Parker y Treybal utilizan en el gradiente entálpico:  $(H^* - H)$ , tiene un significado difícil de entender si nos apegamos al tratamiento tradicional que se les ha dado a los problemas de humidificación, ya que esta  $H^*$  es mayor que la entalpía en la interfase aire-agua (véase la fig. (2.2)), cuando lo que se ha hecho tradicionalmente es usar a la propia entalpía en la interfase ( $H_1$ ) en lugar de  $H^*$ .

Lo que debe de estar sucediendo, es que Parker y Treybal estén considerando que en cada punto de un enfriador evaporativo es despreciable la diferencia entre el valor de la temperatura en el seno del agua y la temperatura en la interfase aire-agua (\*), de tal manera que si sucede esto último,  $H^*$  tiene el mismo valor que  $H_i$ , y así,  $H^*$  si tiene significado en cuanto al tratamiento usual que se le ha dado a los problemas de humidificación, es decir, considerar que en la interfase aire-agua, el aire está saturado (en este caso a una temperatura prácticamente igual a  $t_w$ ).

### 3.1.2. Fundamentos de la Ecuación del Coeficiente Global de Transferencia de Masa.

La ecuación (2.2), que da al coeficiente global de transferencia de masa, sólo es válida bajo las siguientes situaciones:

- a) Que el seno de la corriente de aire que recorre al enfriador evaporativo vaya saturado a  $t_G$ .

(\*) En realidad nunca dicen que hagan esta suposición. Sin embargo, como se verá adelante (3.4), para llegar a la ecuación que utilizan para calcular el coeficiente global de transferencia de masa hay que hacer la susodicha suposición.



- b) Que la diferencia entre la entalpía de la mezcla saturada aire-vapor de agua a la temperatura del seno del agua y la entalpía en la interfase:  $(H^* - H_i)$  sea igual a la diferencia entre la entalpía en la interfase y la entalpía del seno de la mezcla aire-vapor de agua:  $-(H_i - H)$ .

La razón de lo que se afirma al principio de este punto, radica en que únicamente suponiendo que se cumplen las dos condiciones anteriores se puede llegar a una ecuación idéntica a la ecuación (2.2). El desarrollo que se sigue para obtener dicha ecuación viene en la Nota que aparece en las páginas: 77 - 81.

### 3.2. Modelo de Mizushina y colaboradores.

En su modelo, Mizushina y colaboradores, están suponiendo que en un enfriador evaporativo la temperatura del seno del agua es igual a la temperatura en la interfase aire-agua, ya que evalúan la entalpía del aire saturado ( $H_w$ ) a la temperatura que hay en el seno del agua y no a la temperatura que hay en la interfase aire-agua, lo cual equivale a suponer que el agua opone una resistencia despreciable al flujo de calor sensible que viene del fluido de proceso.

La suposición que se menciona al inicio de esta sección, o su equivalente recién mencionado, de seguro fueron supuestos por Mizushina y colaboradores debido a que en un enfriador evaporativo no existe forma de conocer el gradiente de temperaturas entre el seno del agua y la interfase, como su cede por ejemplo en las torres de enfriamiento a contracorriente cuando se conoce el valor del cociente del coeficiente de transferencia de calor en la fase líquida entre el coeficiente de transferencia de masa en la fase gaseosa (véase la ref. 14 pag. 247).

### 3.3. Secuencia de Diseño de Mizushina y Colaboradores.

- a) Mizushina y colaboradores recomiendan que un enfriador evaporativo se diseñe con números de Reynolds del fluido de proceso ( $Re_L$ ) mayores a 10,000. Sin embargo, la ecuación (2.23), que es la que involucra a  $Re_L$ , es válida para un rango más definido:  $10,000 < Re_L < 120,000$  (véase la Nota 1 de la Sección 2.6).
- b) Mizushina y colaboradores recomiendan diseñar un enfriador evaporativo con valores del número de Reynolds del aire ( $Re_G$ ) entre 5,000 y 10,000, sin decir porqué hacen tal recomendación.

- c) En el Paso 2 de su Secuencia de Diseño, Mizushina y colaboradores dicen que el valor del largo del enfriador evaporativo (o longitud de cada uno de los tubos) debe ser cercano al valor del ancho del equipo, sin explicar más al respecto.
- d) La expresión (2.57), la cual en el Paso 11 de la Secuencia, nos ayuda a encontrar el valor de la temperatura del agua en el fondo del enfriador evaporativo, solamente es válida si ocurre lo siguiente:
- I. Que  $(dT/dH)_1$  sea mayor que  $(dt_w/dH)_1$  (el subíndice 1 se refiere al fondo del enfriador evaporativo).
  - II. Que la temperatura con que abandona el aire al enfriador evaporativo sea inferior a la temperatura con que sale el agua de los atomizadores.
  - III. Que el aire que sale del enfriador evaporativo esté saturado.
- e) Es importante tener en cuenta, que la ecuación (2.50), que ayuda a conocer el valor del diámetro externo de los tubos, es una expresión que involucra a la suposición que el número de tubos por hilera es mucho mayor a 1, y a las ecuaciones que dan el ancho y la altura del enfriador evaporativo (ecuaciones (2.35) y (2.34)); involucrando además, a las siguientes expresiones mate

máticas, las cuales al sustituirse en la inecuación - que da al flujo másico de aire seco (inecuación - - (2.50')) llevan a la expresión (2.50):

- I. Correlación para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del fluido de proceso - (2.23).
  - II. Correlación del coeficiente de transferencia de calor del agua que baña los tubos (2.24).
  - III. Definición de  $\Gamma$  (2.24').
  - IV. Correlación para calcular el coeficiente de transferencia de masa (2.26).
  - V. Ecuación que da al coeficiente global de transferencia de calor (2.25).
  - VI. Ecuación del área de transferencia de calor de - los tubos por unidad de volumen de la cama de tubos (2.36).
  - VII. Ecuación para el cálculo de la masa velocidad de aire seco basada en el área transversal libre -- (2.38).
- f) Es importante hacer notar una cosa que a simple vista - puede pasar desapercibida. Ella consiste en que varias de las expresiones matemáticas que usan estos autores - en la Secuencia de Diseño, sólo son válidas para una -- geometría en la cual la altura y el ancho del enfriador

evaporativo estén dados por las ecuaciones: (2.34) y (2.35). Los números de estas expresiones son: - (2.39), (2.48), (2.49), (2.50), (2.51), (2.53) y - (2.54).

- g) Si se diera el caso de que la situación que suponen Mizushina y colaboradores, acerca de que no hay diferencia entre los valores de la temperatura en la interfase aire-agua y la temperatura del seno del agua no se presentara, al aplicar la Secuencia de Diseño, se calcularán mayores valores de  $H_w$  que los que en realidad existan y por consiguiente, los valores de  $(H_w - H)$  calculados también serán mayores que los reales. Además, el valor de la integral de la ecuación (2.30') será mayor que el real, lo cual llevará a -- calcular una altura del haz de tubos menor a la que en realidad se requiera.

- h) Si se utiliza la Secuencia de Diseño de Mizushina y colaboradores tal y como está estructurada, se puede caer en el error de usar a la ecuación (2.24) del Paso 8 de la Secuencia mencionada, con valores de  $\Gamma/D_0$  para los cuales no sea válida. Decimos esto -- porque esta ecuación sólo es válida si  $\Gamma/D_0$  está en el intervalo:  $7 \times 10^2 < \Gamma/D_0 < 2 \times 10^4$  (ref. (9), pag. (533)), y en la Secuencia propuesta por Mizushina y colaboradores, nunca se verifica que el valor de  $\Gamma/D_0$  utilizado esté en el intervalo mencionado.

NOTA

3.4. Nota.Obtención de la ecuación (2.2).

Parker y Treybal no dicen de donde proviene la ecuación (2.2) que da al coeficiente global de transferencia de masa en un enfriador evaporativo (K). Por esa razón, se procedió a obtenerla, siguiendo para ello un procedimiento similar al que se lleva a cabo para obtener la relación entre el coeficiente global de transferencia de masa y los coeficientes locales de transferencia de masa, cuando la transferencia de masa se presenta a través de la interfase. (ref. (14), pags.: 109 - 111). Se hizo ésto por la similitud que guarda la citada ecuación (2.2) con las ecuaciones (5.9) y (5.16) de la ref. (14).

El procedimiento de obtención para la ecuación (2.2), es como sigue:

Supóngase que las fuerzas impulsoras en cada uno de los puntos del recorrido del fluido de proceso por el enfriador evaporativo son como las ilustradas en la fig. (2.2). Supóngase también que el seno de la corriente de aire va saturado a  $t_g$ , entonces debido a que para Parker y Treybal  $H^*$  es una entalpía de saturación, y a que por postulado se considera que en la interfase el aire está saturado, será

posible representar a los puntos de coordenadas:  $(t_w, H^*)$ ,  $(t_i, H_i)$  y  $(t_G, H)$ , sobre la curva de equilibrio en una gráfica entalpía vs. temperatura (véase la fig. (3.1), donde se encuentran representados dichos puntos).

Establézcase además, que el flux de calor del agua al aire está dado por las siguientes ecuaciones:

$$F = k_y (H^* - H_i) \quad (3.1)$$

$$F = h_x (t_i - t_G) \quad (3.2)$$

$$F = h''_L (t_w - t_i) \quad (3.3)$$

$$F = K (H^* - H) \quad (3.4)$$

Donde:

F: Flux de calor.

$h_x$  y  $h''_L$ : Coeficientes de transferencia de calor que se utilizan con las fuerzas impulsoras:  $(t_i - t_G)$  y  $(t_w - t_i)$  respectivamente.



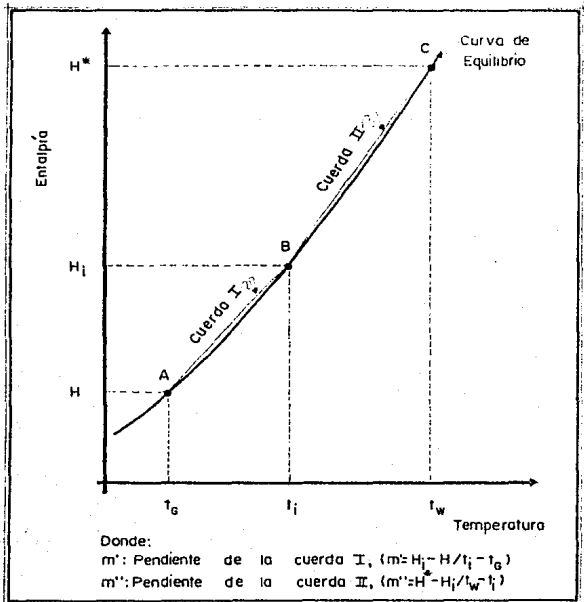


fig.(3.1). Localización de las cantidades de la fig. (2.2) en un diagrama entalpía vs. temperatura.

$k_y$  y  $K$ : Coeficientes de transferencia de masa que se utilizan con las fuerzas impulsoras:  $(H^*-H_1)$  y  $(H^*-H)$  respectivamente (\*).

Por otro lado, de la fig. (3.1), se tiene que:

$$(H^*-H) = (H^*-H_1) + (H_1-H) \quad (3.5)$$

Usando la ecuación de la pendiente de la cuerda I ( $m'$ ), - (véase la fig. (3.2)), la ecuación anterior se puede escribir de la manera siguiente:

$$(H^*-H) = (H^*-H_1) + m'(t_1-t_G) \quad (3.6)$$

Sustituyendo las ecuaciones: (3.1), (3.2) y (3.4) en la ecuación (3.6), se obtiene:

$$\frac{F}{K} = \frac{F}{k_y} + \frac{Fm'}{h_x} \quad (3.7)$$

Dividiendo a la ecuación (3.7) entre  $F$ ;

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{k_y} + \frac{m'}{h_x} \quad (3.8)$$

(\*) Es difícil entender el significado de la fuerza impulsora:  $H^*-H_1$ , sin embargo, según parece, es la única forma en que se puede llegar a la ecuación (2.2).

Sustituyendo en la ecuación (3.8) el valor de  $m'$  y el valor de  $h_x$  que da la ecuación (3.2), se tiene que:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{k_Y} + \frac{H_i - H}{F} \quad (3.9)$$

Después de igualar a las ecuaciones resultantes de despejar a  $(t_w - t_i)$  de la ecuación (3.3) y de la ecuación de la cuerda II ( $m''$  - véase la fig. (3.1)-), se llega a:

$$\frac{m''}{h''_L} = \frac{H^* - H_i}{F} \quad (3.10)$$

Si suponemos que  $(H_i - H)$  es igual a  $(H^* - H_i)$ , podemos sustituir al último término de la ecuación (3.9) por la expresión dada por la ecuación (3.10), obteniendo así que:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{k_Y} + \frac{m''}{h''_L} \quad (3.11)$$

La ecuación anterior será idéntica a la ecuación (2.2), si la diferencia entre la temperatura del seno del agua ( $t_w$ ) y la temperatura de la interfase ( $t_i$ ), es pequeña (\*), pues así la Cuerda II se aproximará a una recta tangente a la curva de equilibrio en el intervalo:  $(t_i, t_w)$ . Es decir, en la ecuación (3.11), se podrá poner  $m(**)$  en lugar de  $m''$ .

(\*) Véase el punto (3.1.1).

(\*\*) No confundir esta  $m$  con  $m'$ .

## CAPITULO 4

### AFORTACIONES

En ninguna de las publicaciones citadas en la Bibliografía aparecen criterios que permitan diseñar un enfriador evaporativo en forma tal, que las fuerzas impulsoras sean adecuadas. De ahí, que en este capítulo se incorporen a la - - Secuencia de Diseño de Mizushina y colaboradores procedimientos para este fin, además de algunas otras modificaciones cuyo propósito es disminuir las limitaciones de la - Secuencia que se hicieron notar en el Capítulo 3.

Además, en este capítulo, se hace una comparación económica entre un enfriador evaporativo, un enfriador con aire y un circuito torre de enfriamiento - cambiadores de calor - de coraza y tubos para un determinado servicio de enfriamiento.

#### 4.1. Modificaciones a la Secuencia de Diseño de Mizushina y Colaboradores.

En la fig. (4.1)., se encuentra reproducida una gráfica que Mizushina y colaboradores publican en la página 731 de la - ref. (10).

En realidad, Mizushina y coautores no explican gran cosa - sobre esta gráfica, pues sólo dan los datos experimentales bajo los cuales se obtuvo. Sin embargo, en dicha gráfica hay un aspecto digno de observarse, el cual consiste en - que si se concibe a un enfriador evaporativo por la suposi

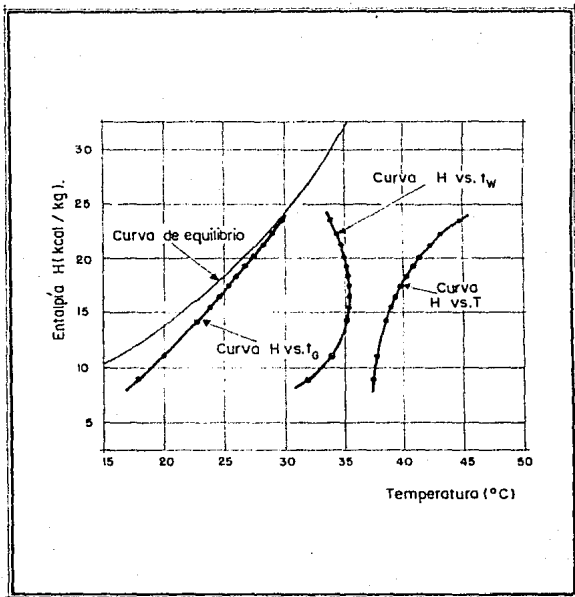


fig.(4.1). Curvas entalpía vs. temperatura de un enfriador evaporativo (tomada de la ref. 10, pag. 731).

ción enunciada en las páginas: 21 y 22, la gráfica de la fig. (4.1) representa a un enfriador evaporativo en el cual, en cada punto del recorrido del fluido de proceso, la temperatura del fluido de proceso es mayor que la temperatura del agua, y a su vez ésta última es mayor que la temperatura de bulbo seco del seno del aire ( $T > t_w > t_G$ ), lo cual se puede ver claramente en la gráfica de la que estamos hablando, pues a cada valor de entalpía le corresponde la situación:  $T > t_w > t_G$ . Esta situación, presenta la ventaja de que las fuerzas impulsoras están dispuestas de tal manera, que el enfriador evaporativo cumple con su función en cada punto de la trayectoria del fluido de proceso por el equipo. Es decir, en cada punto de esta trayectoria se le extrae calor al fluido de proceso, tanto por el gradiente de temperaturas, como por el gradiente de humedades absolutas (véase la fig. (4.2)).

Hemos insistido en explicar la situación que representa la gráfica de la fig. (4.1), porque pensamos que también es posible que al diseñar un enfriador evaporativo se lleguen a presentar situaciones como las ilustradas en las figs.: (4.3) y (4.5). Así por ejemplo, si se llega a dar el caso ilustrado en la fig. (4.3), o sea que las curvas:  $H$  vs.  $t_w$  y  $H$  vs.  $t_G$  se intersecten, se tendrá el problema de que en la zona marcada más oscura de las curvas:  $H$  vs.  $t_w$  y  $H$  vs.  $t_G$ , se presentará una situación no adecuada en cuanto a la remoción de calor del fluido de proceso, debido a que en -

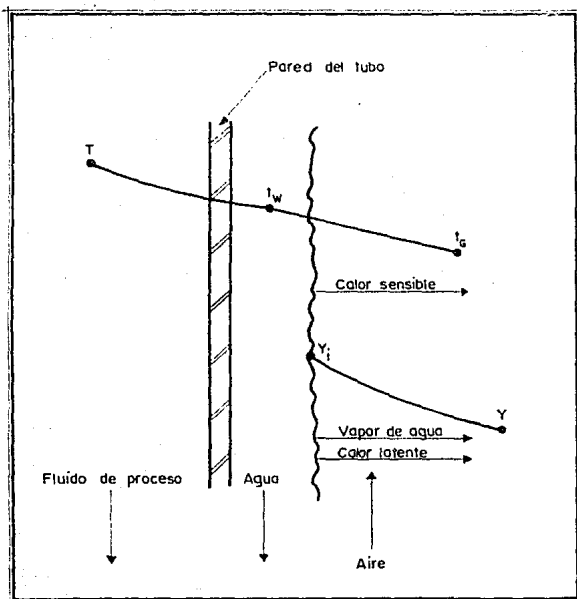


fig.(4.2). Fuerzas impulsoras en cada uno de los puntos del recorrido del fluido de proceso por un enfriador evaporativo, en el cual se presenta una gráfica como la ilustrada en la fig. (4.1).

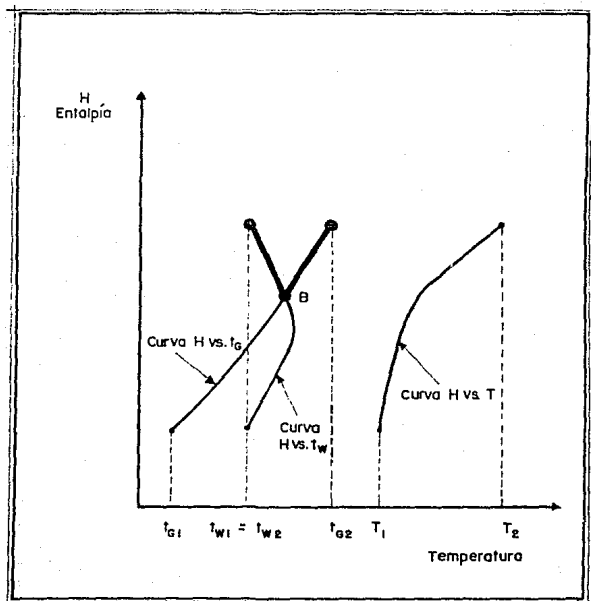


fig.(4.3). Intersección de las curvas H vs.  $t_w$  y H vs.  $t_g$  de un enfriador evaporativo.



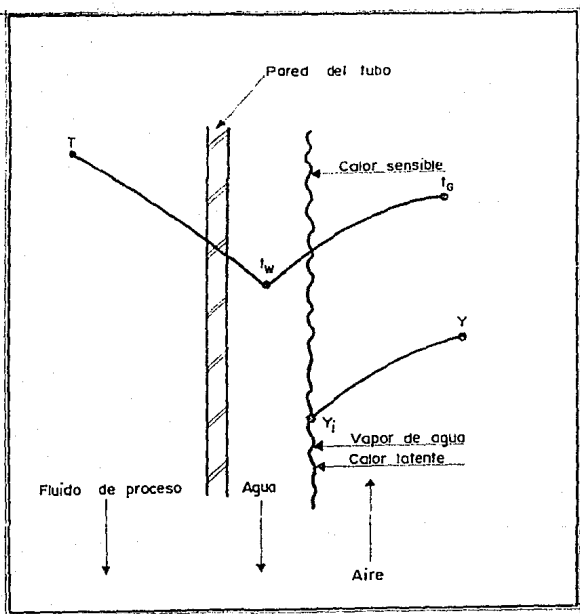


fig.(4.4). Situación que se presenta en la zona más oscura de la fig.(4.3).

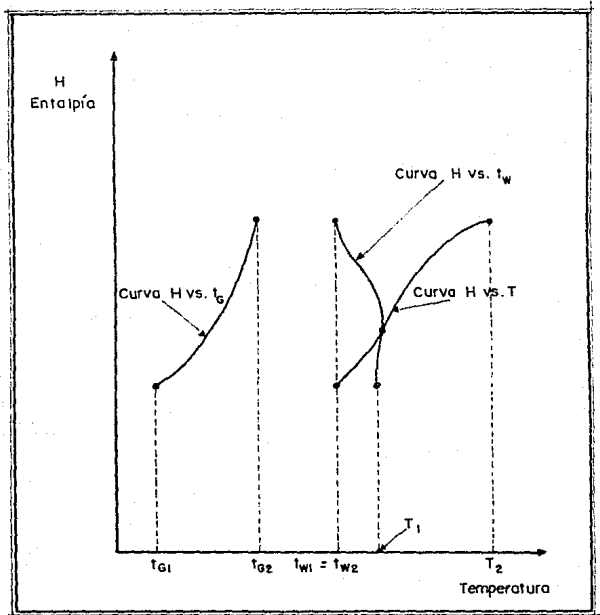


fig.(4.5). Intersección de las curvas H vs.T y H vs. $t_w$  en un enfriador evaporativo.

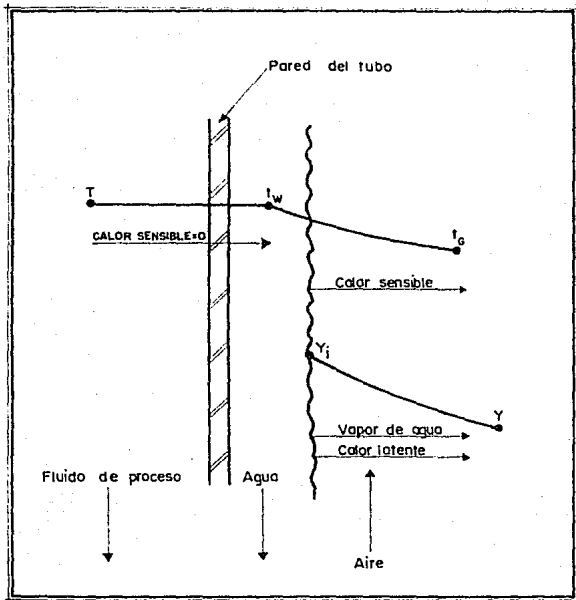


fig.(4.6). Fuerzas impulsoras en el punto de intersección de las curvas:  $H$  vs.  $T$  y  $H$  vs.  $t_w$ . (véase la fig. (4.5))

esta zona (exceptuando al punto de intersección de las curvas), las fuerzas impulsoras estarán dispuestas de tal manera que los flujos de calor sensible y latente irán del aire hacia el agua, pudiendo provocar estos flujos que la temperatura del agua aumente, tanto que el fluido de proceso empiece a calentarse en vez de enfriarse (véase la fig. (4.4)). En el punto de intersección de las curvas  $H$  vs.  $t_G$  y  $H$  vs.  $t_w$ , también se presenta una situación inconveniente en cuanto a la extracción de calor del fluido de proceso, porque en ese punto deja de extraerse calor a dicho fluido, ya que las temperaturas del aire y del agua tienen el mismo valor.

Por otro lado, si al diseñar un enfriador evaporativo se llega a presentar una situación como la ilustrada en la fig. (4.5), habrá un lugar en el equipo en el cual no se extraerá calor del fluido de proceso porque la temperatura del fluido de proceso y la temperatura del agua serán iguales (véase la fig. (4.6)). Este lugar es el representado por el punto de intersección de las curvas  $H$  vs.  $T$  y  $H$  vs.  $t_w$ .

De lo dicho anteriormente, se concluye que es conveniente que un enfriador evaporativo se diseñe evitando que se presenten "zonas muertas" en cuanto a la transferencia de calor deseada. Estas zonas se pueden presentar porque no haya fuerza impulsora que origine la extracción de calor del fluido de proceso o, porque las fuerzas impulsoras estén dispuestas, de tal manera que los flujos de calor latente y sensible vayan en dirección contraria a la debida.

La forma de prevenir la existencia de la zonas muertas, -

es procurando que no se intersecten las curvas:  $H$  vs.  $T$ ,  $H$  vs.  $t_w$  y  $H$  vs.  $t_G$ ; es decir, evitando que se presenten situaciones como las ilustradas en las figuras: (4.3) y (4.5), y procurando que se presente una situación como la ilustrada en la fig. (4.1). Para lograr ésto último, desarrollé métodos gráficos que permiten trazar las curvas mencionadas; son dos métodos que vienen explicados en las páginas: 142-151. Uno de ellos, sirve para trazar simultáneamente a las curvas:  $H$  vs.  $T$  y  $H$  vs.  $t_w$ , y el otro - para trazar la curva  $H$  vs.  $t_G$ .

Estos métodos fueron incorporados a la Secuencia de Diseño de Mizushina y colaboradores, sustituyendo a lo que es tos autores establecen en la Opción 2 del Paso 11, con la ventaja de que al ser gráficos, se puede ver si las curvas se intersectan o no, además de que al utilizarlos se estará evitando depender de la suposición:  $(dT/dH)_1 > (dt_w/dH)_1$ , en la cual está basada la inecuación (2.57), que aparece en la Opción 2 del Paso 11, y de la cual no estoy seguro que en realidad garantiza la no intersección de las - curvas  $H$  vs.  $T$  y  $H$  vs.  $t_w$ . Por otra parte, al utilizar el método gráfico para generar la curva  $H$  vs.  $t_G$ , se puede saber qué temperatura lleva el aire de descarga del enfria--dor evaporativo y se elude la suposición que dicho aire va saturado, en la cual, por cierto, también está basada la - inecuación (2.57).

Ahora bien, en cuanto al método de trazo de la curva - -

H vs.  $t_w$ , hay que resaltar una cuestión importante, la -  
 cual consiste en que en este método la temperatura del -  
 agua en la parte inferior de la cama de tubos ( $t_{w1}$ ) no es  
 una incógnita como lo es en la Opción 2 del Paso 11 de la  
 Secuencia original, sino que es un dato; es decir, al - -  
 efectuar este método se tiene que escoger un valor de la  
 temperatura del agua en la parte inferior de la cama de -  
 tubos tal que siempre en cada punto del recorrido del fluido  
 de proceso por el enfriador evaporativo: la temperatura  
 del fluido de proceso sea mayor que la temperatura del  
 agua, y a su vez, ésta sea mayor que la temperatura de bul  
 bo seco del aire, para que así siempre se esté extrayendo  
 calor al fluido de proceso mientras éste recorra al equipo;  
 es decir, hay que escoger un valor de  $t_{w1}$  con el cual  
 las curvas: H vs. T, H vs.  $t_w$  y H vs.  $t_G$  no se intersecten.

O sea, al utilizar los métodos gráficos referidos, se esco  
 gherá un valor de  $t_{w1}$  y se trazarán las curvas: H vs. T,  
 H vs.  $t_w$  y H vs.  $t_G$ ; y si por ejemplo, las curvas H vs.  $t_w$   
 y H vs.  $t_G$ , ó las curvas H vs. T y H vs.  $t_w$  se intersecta  
 ran, habrá que escoger otro valor de  $t_{w1}$  hasta evitar esas  
 intersecciones y obtener curvas dispuestas como lo ilustrado  
 en la fig. (4.1).

Además, de haber modificado la Secuencia de Diseño de - -  
 Mizushina y colaboradores cambiando la forma de efectuar -  
 la Opción 2 del Paso 11, mediante la introducción de método

dos gráficos y mediante la concepción de  $t_{w1}$  como dato, - se hicieron otras modificaciones a la Secuencia tendientes a mejorar lo que se hizo notar en los incisos: a, b, c, - d, e y h del punto 3.3 del Capítulo anterior.

Estas modificaciones y otras que se tuvieron que hacer por razones diferentes a las mencionadas en los incisos del - punto 3.3 a los que acabamos de hacer referencia, se enlistan a continuación, explicando en qué consistió cada modificación y el motivo por el cual fue necesario realizarla.

1. La recomendación que Mizushina y - colaboradores hacen acerca de que para diseñar un enfriador evaporativo se utilice un número de Reynolds del fluido de proceso ( $Re_L$ ) mayor a 20,000, fue modificada en forma tal, que se escojan para diseño valores del número de - Reynolds dentro del intervalo:  $10,000 < Re_L < 120,000$ , - el cual es estrictamente el rango en que es válida la correlación (2.23), que involucra a  $Re_L$  y sirve para calcular el coeficiente de transferencia de calor del fluido - de proceso.

2. La recomendación que hacen Mizushi - na y colaboradores con respecto a que para diseñar un enfriador evaporativo se utilice un valor del número de - Reynolds del aire ( $Re_G$ ) que esté entre 5,000 y 10,000, se cambió en manera tal, que ahora se seleccione un valor -

del número de Reynolds del aire en el intervalo: - -  
 $1.2 \times 10^3 < Re_G < 1.4 \times 10^4$ , que es el intervalo de vali-  
 dez de la correlación (2.26), que involucra a  $Re_G$ , y sir-  
 ve para determinar el valor del coeficiente global de - -  
 transferencia de masa.

3. Dado que los valores que se utilizan  
 más comúnmente para el diámetro externo de los tubos ( $D_o$ ) -  
 en los enfriadores evaporativos son: 3/4 ó 1 pulgada, se -  
 optó por asignar uno de estos valores, en vez de calcular -  
 al valor de  $D_o$  por medio de la expresión (2.50).

4. La modificación que acabamos de -  
 mencionar en el punto anterior, es decir, prescindir del  
 uso de la expresión (2.50), lleva a cambiar el orden ori-  
 ginal de la Secuencia de Diseño de Mizushina y colaborado-  
 res en manera tal, que ahora se determine el largo del -  
 equipo "L'" hasta un paso anterior a la determinación del  
 flujo másico del agua, porque la modificación mencionada  
 en el punto anterior hace que hasta que se vaya a calcular  
 el flujo másico de agua, se requiera conocer al valor de  
 "L'" y no antes. En cambio, en la Secuencia original se  
 determinaba el valor de "L'" desde prácticamente el ini-  
 cio de la Secuencia (Paso 2), porque este valor se requie-  
 ría en el Paso 3, precisamente para utilizarse en la ex--



presión (2.50).

5. Para evitar el uso de la ecuación (2.24) con valores de  $F/D_0$  para los cuales no sea válida, se modificó la Secuencia de Diseño original en modo tal - que ahora se verifique que el valor de  $F/D_0$  a usar en la susodicha ecuación esté en el intervalo:  $7 \times 10^2 < F/D_0 < 2 \times 10^4$ .

6. Otra modificación que se le hizo a la Secuencia de Diseño de Mizushina y colaboradores fue: considerar a  $t_{wc}$  (valor de la temperatura del agua, si dicha temperatura permanece constante) como dato y no como variable a calcular.

La modificación que nos ocupa lleva a que en la Opción 1 del Paso 11, ya no sea necesario encontrar al valor de  $H_{wc}$  iterando en la ecuación (2.56), sino que basta con determinarlo a la  $t_{wc}$  que se use como dato.

La razón de considerar a  $t_{wc}$  como dato no fue evitar iterar en la ecuación (2.56), pues ésta no es una dificultad; más bien, provino de que pensamos que  $t_{wc}$  no debe ser una variable cuyo valor se tenga que calcular, sino que su valor se debe escoger de tal manera -- que siempre en cada punto del recorrido del fluido de proceso por el enfriador evaporativo se presente la situación:  $T > t_w > t_G$ , para que así siempre se esté extrayen

do calor al fluido de proceso mientras éste recorra al en  
friador evaporativo.

7. El incorporar la modificación inme  
diata anterior a la Secuencia de Diseño de Mizushina y co  
laboradores, hace que no se necesite utilizar la ecuación  
(2.56) para conocer el valor de  $t_{wc}$ , y éste a su vez, im-  
plica que ya no sea necesario efectuar el Paso 8 de la Se  
cuencia cuando se suponga que la temperatura del agua se  
mantiene inalterada, puesto que el propósito de ese Paso  
es determinar el valor de  $Ua'$ , y dicho valor sólo se nece  
sita para resolver la ecuación (2.56).

8. Se modificó el inciso 9.1 del Paso  
9 de la Secuencia original, de tal manera que en él no se  
utilizara la expresión (2.54) para calcular el número de  
Reynolds del aire ( $Re_G$ ), sino que en vez de éste se selec  
cionara un valor del número de Reynolds del aire que esté  
en el intervalo:  $1.2 \times 10^3 < Re_G < 1.4 \times 10^4$ , que es el  
intervalo de validez de la ecuación (2.26), con la que en  
el inciso 9.2 del mismo Paso 9, se calcula el coeficiente  
global de transferencia de masa.

#### 4.2. Secuencia de Diseño Modificada.

A continuación se describe la Secuencia tal y como queda - después de hacerle las modificaciones mencionadas en la - sección anterior. Esta nueva secuencia consta del mismo - número de pasos que la original y salvo lo ya dicho, todo lo demás es exactamente igual a la de Mizushina y colaboradores, por consiguiente, esta secuencia modificada servirá si el equipo va a tener una geometría tal, que el ancho es té dado por la ecuación (2.34) y la altura esté dada por - la ecuación (2.35).

##### 4.2.1. Datos.

###### a) Fluido de proceso:

- Gasto másico.
- Temperatura de entrada.
- Temperatura de salida.

###### b) Agua:

- $t_{w1}$ , o temperatura del agua en la parte inferior de la cama de tubos (si se va a tomar en cuenta - la variación en la temperatura del agua).
- $t_{wc}$ , o temperatura que tendrá el agua en todo su re corrido por el enfriador evaporativo (si se va a considerar que el agua se mantiene a temperara

tura constante).

c). Aire:

- Temperatura de bulbo seco a la entrada del equipo.
- Entalpía a la entrada del equipo\*.

d) Propiedades físicas del aire, agua y fluido de proceso (calores específicos, viscosidades, densidad y conductividades térmicas).

4.2.2. Cantidades Supuestas.

- a) Número de Reynolds del fluido de proceso. Supóngase un valor en el intervalo:  $10,000 < Re_L < 120,000$ .
- b) Número de Reynolds del aire. Supóngase un valor en el intervalo:  $1.2 \times 10^3 < Re_G < 1.4 \times 10^4$ .
- c)  $\Gamma$  (Parámetro definido por la ecuación (2.24')). - Supóngase un valor entre 150 y 220 kg/hr m, para obtener un mojado apropiado de la superficie externa de los tubos.

\* O cualquier otra pareja de datos psicrométricos que permitan conocer a la temperatura de bulbo seco y a la entalpía del aire a la entrada del equipo.

#### 4.2.3. Desarrollo de la Secuencia.

##### Paso 1.

Calcular aproximadamente el ancho del equipo con la ecuación (2.49):

$$B \approx \frac{8L}{\pi \mu_L \{Re_L\}} \quad (2.49)$$

Donde:

$\{Re_L\}$  = Valor estimado de  $Re_L$ .

##### Paso 2.

Escoger un valor de 3/4 ó 1 pulgada para  $D_o$ . (Diámetro externo de los tubos).

##### Paso 3.

Calcular el número de tubos por hilera por medio de la ecuación (2.51), aproximar a un número entero.

$$n \approx \frac{B}{2 D_o} \quad (2.51)$$

Paso 4.

Calcular el valor definitivo del ancho del equipo con:

$$B = 2 D_o (n + 1/2) \quad (2.34)$$

Paso 5.

Escoger un valor para "L" (largo de la sección transversal del equipo).

Paso 6.

Calcular el valor definitivo del número de Reynolds del fluido de proceso con la ecuación (2.44):

$$Re_L = \frac{4L}{\pi n D_i \mu_L} \quad (2.44)$$

Paso 7.7.1.

Dividir el valor escogido para  $\Gamma$  entre el valor escogido para  $D_o$ . Si el resultado de este cociente está en el intervalo:  $7 \times 10^2 < \Gamma/D_o < 2 \times 10^4$ \*, continúese con la -

\* Este intervalo, es el intervalo de validez de la ecuación (2.24), la cual se utiliza en el Paso 8 de la presente Secuencia.

Secuencia. Si dicho resultado no se encuentra en este intervalo, escójase otro valor para  $f$  que sí cumpla con que al dividirse entre el valor de  $D$ , dé un valor comprendido en el intervalo mencionado.

### 7.2.

Calcular el número de Reynolds del agua por medio de la ecuación (2.45), después sustituirlo en la ecuación - - (2.46'), para obtener el valor del gasto másico de agua:

$$Re_w = \frac{4\dot{m}}{h_w} \quad (2.45)$$

$$W = Re_w n L' \mu_w \quad (2.46')$$

### Paso 8.

Nota: Este paso sólo debe efectuarse si se va a tomar en cuenta la variación en la temperatura del agua.

Si se va a considerar que la temperatura del agua no varía, se debe omitir este Paso y pasar directamente al Paso 9.

### 8.1.

Calcular el coeficiente de película para la transferencia de calor entre la pared del tubo y el agua que lo baña - con la ecuación (2.24):

$$h_w = 118 \left( \frac{\Gamma}{D_o} \right)^{1/3} \quad (2.24)$$

8.2.

Calcular el coeficiente de película para la transferencia de calor del fluido de proceso por medio de la ecuación (2.23):

$$h_i = 0.023 (Re_L)^{0.8} (Pr_L)^{0.4} \frac{k_L}{D_i} \quad (2.23)$$

8.3.

Calcular el coeficiente global de transferencia de calor entre el agua que baña los tubos y el fluido de proceso -- con:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_w} + \frac{D_o}{D_i} \left( \frac{1}{h_i} \right) + \frac{1}{h_s} \quad (2.25)$$

8.4.

Calcular 'Ua' con la ecuación (2.53):

$$Ua' = U \frac{\pi n}{\sqrt{3} D_o (2n + 1)} \quad (2.53)$$



Paso 9.9.1.

Suponer un número de Reynolds del aire en el siguiente intervalo:

$$1.2 \times 10^3 < Re_G < 1.4 \times 10^4$$

9.2.

Calcular el flujo másico del aire por medio de la ecuación (2.48'):

$$G = (n + 1) L^3 \mu_G Re_G \quad (2.48')$$

9.3.

Calcular el coeficiente global de transferencia de masa - con:

$$k_{og} a = 1.81 \times 10^{-4} (Re_G)^{0.9} (Re_w)^{0.15} (D_o)^{-2.6} \quad (2.26)$$

Paso 10.

Calcular el valor de la entalpía del aire que sale del equipo por medio de la ecuación (2.33'):

$$H_2 = \frac{LC_L (T_2 - T_1)}{G} + H_1 \quad (2.33')$$

Paso 11.Opción 1.

(Suponer que la temperatura del agua permanece constante).

11.1.1.

Leer en una carta psicrométrica el valor de la entalpía del aire saturado a la temperatura del agua ( $H_{wc}$ ).

11.1.2.

Calcular la altura del banco de tubos con:

$$z = \frac{G}{k_{OG} a S} \ln \frac{H_{wc} - H_1}{H_{wc} - H_2} \quad (2.55)$$

Opción 2.

(Suponer que la temperatura del agua varía).

11.2.1.

Trazar las curvas:  $H$  vs.  $t_w$  y  $H$  vs.  $T$  por el método que viene en las páginas: 142 - 146.

11.2.2.

Trazar en el mismo papel donde se trazaron las curvas - H vs.  $t_w$  y H vs. T a la curva H vs.  $t_G$  por el método que viene en las páginas: 147 - 151.

11.2.3.

Verificar que las curvas: H vs.  $t_G$ , H vs.  $t_w$  y H vs. T, estén suficientemente espaciadas (como en la fig. (4.1), - es decir, que no se encimen como por ejemplo en las figuras: (4.3) y (4.5)). En el caso de que por ejemplo las - curvas: H vs.  $t_w$  y H vs. T se intersecten, se deberá escoger un valor de la temperatura del agua en el fondo del equipo ( $t_{w1}$ ) menor con el fin de que la curva H vs.  $t_w$  se recorra hacia la izquierda (Al escoger a este nuevo valor de  $t_{w1}$ , se deben volver a efectuar los pasos (11.2.1.), - (11.2.2.) y (11.2.3.), y así, hasta lograr que las curvas: H vs. T y H vs.  $t_w$  no se intersecten. Además, el escoger al nuevo valor de  $t_{w1}$  hace que se tengan que volver a - calcular los valores de todas aquellas variables en donde influya este nuevo valor, las cuales son:  $Re_w$ ,  $W$ ,  $k_{og}$ ,  $a$ ,  $Z$  y  $N$ , cuyo cálculo se efectúa respectivamente en los Pasos: (7.2), (9.3), (11.2.7.) y (12) de esta secuencia.

11.2.4.

Dividir en subintervalos pequeños e iguales al intervalo - comprendido entre la entalpía del aire a la entrada y la -

entalpía del aire a la salida (se pueden aprovechar para este fin a los subintervalos en los que se dividió el intervalo  $(H_1, H_2)$  cuando se trazaron las curvas  $H$  vs.  $t_w$  y  $H$  vs.  $T$ ).

#### 11.2.5.

Para cada valor de  $H$  del intervalo mencionado en 11.2.4., leer el valor correspondiente de  $H_w$  (véase la figura (4.7)).

#### 11.2.6.

Con los valores encontrados en 11.2.5., calcular:  $(1/H_w - H)$  y graficarlos contra  $H$ . El área bajo esa curva que esté comprendida entre  $H_1$  y  $H_2$ , será el valor de la integral:

$$\int_{H_1}^{H_2} dH/H_w - H.$$

#### 11.2.7.

Calcular el valor de la altura de la cama de tubos con la ecuación (2.30'):

$$z = \frac{G}{k_{og} a S} \int_{H_1}^{H_2} \frac{dH}{H_w - H} \quad (2.30')$$

Paso 12.

Calcular el número de hileras con la ecuación (2.35'):

$$N = \frac{Z}{\sqrt{3} D_0} \quad (2.35')$$

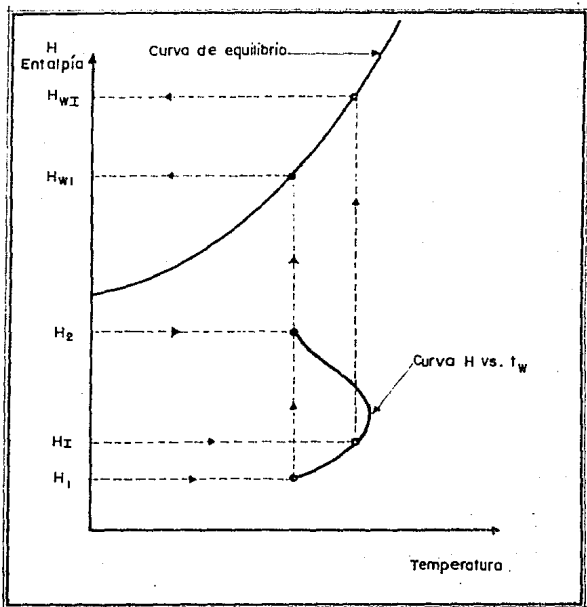


fig.(4.7). Forma de encontrar el valor de  $H_w$  que co rresponda a cada  $H$ .

4.2.4. Ejemplo.

A continuación, se incluye un ejemplo en donde se muestra la utilidad de la Secuencia de Diseño Modificada:

Diseñar un enfriador evaporativo que enfríe 77160 lb/hr - de agua desde 140 hasta 88°F. La planta donde se ubicará el equipo está situada en un lugar al nivel del mar, cuyas temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo de diseño - son respectivamente: 75 y 70°F.

DATOS

$$L = 77160 \text{ lb/hr}$$

$$T_2 = 140^\circ\text{F}$$

$$T_1 = 88^\circ\text{F}$$

$$t_{wb} = 70^\circ\text{F}$$

PASO 1.

Tomando valores de 20,000 para  $Re_L$ , y de 1.3063 lb/ft hr - para  $\mu_L$  (\*) y, sustituyéndolos en la ecuación (2.49), se tiene que:

$$B \approx \frac{8L}{\pi \mu_L \{Re_L\}} = \frac{8 \times 77160}{3.1416 \times 1.3063 \times 20000} = 7.52$$

(\*) Viscosidad del fluido de proceso (agua) a 114°F (temperatura - promedio entre  $T_2$  y  $T_1$ ).

PASO 2.

Se elige un valor de 3/4 de pulgada (0.0625 ft) para  $D_o$ .

PASO 3.

Sustituyendo los valores de B y de  $D_o$  en la ecuación (2.51) y aproximando a un número entero, se obtiene lo siguiente:

$$n \approx \frac{B}{2D_o} = \frac{7.52}{2 \times 0.0625} = 60.16 \approx 60 \text{ tubos/hilera}$$

PASO 4.

Utilizando los valores de n y de  $D_o$  en la ecuación (2.34), se calcula el valor definitivo de B.

$$B = 2 \times 0.0625 (60 + 0.5) = 7.6 \text{ ft.}$$

PASO 5.

Se escoge un valor de 7 ft para  $L'$ .

PASO 6.

Se calcula el valor definitivo de  $Re_L$  con la ecuación - (2.44), tomando  $D_i = 0.62 \text{ pulg} = 0.0517 \text{ ft}$  (\*).

$$Re_L = \frac{4 \times 77160}{3.1416 \times 60 \times 0.0517 \times 1.3063} = 24245$$

(\*) Valor del diámetro interno para un tubo de 16 BWG con un diámetro externo de 3/4".



PASO 7.

- (7.1) Se escoge un valor de 117.6 lb/hr ft (175 kg/hr m) para  $\Gamma$  y se calcula el cociente  $\Gamma/D_0$ .

$$\frac{\Gamma}{D_0} = \frac{117.6}{0.0625} = 1881.6 \text{ lb/hr ft}^2 = 9187 \text{ kg/hr m}^2$$

Como  $700 < 9187 \text{ kg/hr m}^2 < 20000$ , se continúa con -  
(7.2).

- (7.2) Con  $\mu_w = 1.984 \text{ lb/ft hr (*)}$  y con  $\Gamma = 117.6 \text{ lb/ft hr}$  se determinan los valores de  $Re_w$  y  $W$ :

$$Re_w = \frac{4 \times 117.6}{1.984} = 237.14$$

$$W = 237.14 \times 60 \times 7 \times 1.984 = 185231 \text{ lb/hr}$$

PASO 8.

- (8.1) Con  $\Gamma/D_0 = 9187 \text{ kg/hr m}^2$  se calcula  $h_w$ .

$$h_w = 118 (9187)^{1/3} = 2471.38 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr}^\circ\text{C} = 506.17 \text{ Btu/ft}^2 \text{ hr}^\circ\text{F}$$

(\*) Viscosidad del agua a  $t_w = 81^\circ\text{F}$ .

(8.2) Se determina  $h_i$  (\*).

$$h_i = 0.023 (24245)^{0.8} (3.5403)^{0.4} \times 7.1373$$

$$h_i = 876.15 \text{ BTU/hr ft}^2\text{°F}$$

(8.3) Se calcula el valor del coeficiente global de transferencia de calor.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{506.17} + \frac{1}{876.15} \times \frac{0.75}{0.62} + 0.003$$

$$U = 157.33 \text{ BTU/hrft}^2\text{°F}$$

(8.4) Sustituyendo el valor de "U" en la ecuación (2.53), se determina el valor del producto  $Ua'$ .

$$Ua' = 157.33 \frac{3.1416 \times 60}{1.7320 \times \frac{0.75}{12} (2 \times 60 + 1)}$$

$$Ua' = 2264.12 \text{ BTU/hr ft}^3\text{°F}$$

(\*) Evaluando las propiedades físicas del fluido de proceso (agua, - en este caso) a la temperatura promedio entre  $T_1$  y  $T_2$ .

PASO 9.

(9.1) Se escoge  $Re_G = 7600$ .

(9.2) Con el valor escogido para  $Re_G$  y con  $\nu_G = 0.435$  lb/ft<sup>2</sup>hr (\*), se calcula el gasto másico de aire seco:

$$G = (60 + 1) \times 7 \times 0.435 \times 7600 = 1411662 \text{ lb/hr}$$

(9.3) Con la correlación (2.26), se determina  $k_{og}a$ :

$$k_{og}a = 1.18 \times 10^{-4} (7600)^{0.9} (237.14)^{0.15} (0.019)^{-2.6}$$

$$k_{og}a = 38186.01 \text{ kg/m}^3\text{hr} = 2383.85 \text{ lb/hrft}^3$$

PASO 10.

Sustituyendo  $H_1 = 26.53$  Btu/lb (\*\*), en la ecuación (2.33'), se calcula el valor de la entalpía del aire que sale del enfriador evaporativo:

$$H_2 = \frac{77160 \times 1 \times (140 - 88)}{1411662} + 26.53 = 29.57 \text{ Btu/lb}$$

(\*) Viscosidad de aire seco a 77°F.

(\*\*) Entalpía del aire a la entrada del equipo.

PASO 11.Opción 2.11.2.1. Trazo de las curvas: H vs.  $t_w$  y H vs. T.DATOS

(a)

$$G = 1411662 \text{ lb/hr}$$

$$W = 185231 \text{ lb/hr}$$

$$L = 77160 \text{ lb/hr}$$

(b)

$$Ua' = 2264.12 \text{ Btu/hr ft}^3\text{°F}$$

(c)

$$k_{og} a = 2383.85 \text{ lb/hr ft}^3$$

(d)

$$H_1 = 26.53 \text{ BTU/lb}$$

$$H_2 = 29.57 \text{ Btu/lb}$$

(e)

$$T_1 = 88\text{°F}$$

(f)

$$t_{w1} = 81\text{°F}$$

DESARROLLO

1. En el eje de las ordenadas de la fig. (4.8), se divide el intervalo ( $H_1, H_2$ ) en 17 subintervalos de igual longitud.
2. Después de sustituirle los valores de:  $G, L, C_L, Ua'$  y  $k_{og}^a$ , la ecuación (2.31), toma la siguiente forma:

$$\frac{dT}{dH} = 17.3764 \left( \frac{T - t_w}{H_w - H} \right) \quad (2.31)$$

Sustituyendo los valores de  $T_1 = 88^\circ\text{F}$ ,  $t_{w1} = 81^\circ\text{C}$ ,  $H_{w1} = 36.80 \text{ Btu/lb (*)}$  y  $H_1 = 26.52 \text{ Btu/lb}$  en la ecuación anterior y sacando el recíproco se llega a que:

$$\frac{dT}{dH_1} = 4.50^\circ\text{F Btu/lb y } \frac{dH}{dT_1} = 0.22 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F}$$

3. En la figura (4.8), se traza a partir del punto ( $88^\circ\text{F}$ ,  $26.52 \text{ Btu/lb}$ ) una línea recta con pendiente  $dH/dT_1 = 0.22 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F}$  marcándose un punto donde esta línea cruce con el final del primer subintervalo (Punto I), se lee el valor de temperatura correspondiente ( $T_1 = 97^\circ\text{F}$ ).

(\*) Entalpía del aire saturado a  $t_{w1} = 81^\circ\text{F}$  (véase la Tabla 4.1).

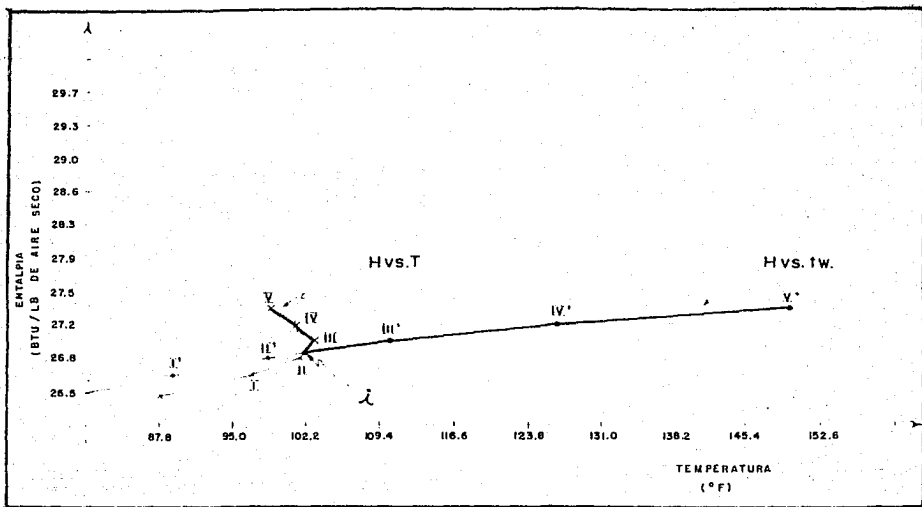


fig.(4.8) Trazo de las curvas Hvs.T y Hvs.tw. para el ejemplo (4.2.4).

<u>TEMPERATURA</u> (°F)	<u>ENTALPIA</u> (Btu/lb)
70.0	26.60
72.0	28.19
75.0	31.12
77.0	33.26
80.1	36.22
82.0	38.36
84.9	41.85
86.9	44.01
90.0	48.08
91.9	50.80
95.0	55.42
97.0	58.70
100.0	64.44
102.0	67.73
105.0	74.05
107.0	77.90
110.0	84.82
112.0	89.24
115.0	96.73
117.0	101.7
120.0	111.47
122	117.59

TABLA (4.1)

ENTALPIAS DE AIRE SATURADO A DISTINTAS TEMPERATURAS A UNA PRESION ATMOSFERICA DE 1 atm (CALCULADAS CON LA FIGURA 7.5 (b) Y CON LA ECUACION (7.13) DE LA - REF. (14)).

4. Después de sustituir los valores de:  $G$ ,  $L$ ,  $C_L$ ,  $W$  y  $C_w$  en la ecuación (2.32), se llega a:

$$\frac{dt_w}{dH} = 7.6211 - 0.4166 \frac{dT}{dH} \quad (2.32)$$

Sustituyendo en la ecuación anterior el valor de  $dT/dH_1$ , = 4.50°F lb/Btu, se obtiene que  $dt_w/dH_1$  = 5.28°F lb/Btu, y que  $dH/dt_{w1}$  = 0.19 Btu/lb°F.

5. Se traza en la figura (4.8), a partir del punto: - (81°F, 26.52 Btu/lb) una recta de pendiente  $dH/dt_{w1}$  y se marca un punto en el cruce con el final del primer subintervalo (Punto I'), se lee el valor de temperatura correspondiente ( $t_{wI}$  = 89°F).
6. Se calcula el valor de  $dT/dH_2$  por medio de la ecuación (2.31), para  $T = T_I = 97^\circ\text{F}$ ,  $t_w = t_{wI} = 89^\circ\text{F}$ ,  $H = H_I = 26.64$  Btu/lb y  $H_w = H_{wI} = 46.62$  Btu/lb (\*), obteniéndose que  $dT/dH_2 = 2.48^\circ\text{F lb/Btu}$  y que  $dH/dT_2 = 0.40$  - Btu/lb°F.
7. Se traza en la figura (4.8), una línea recta con pendiente  $dH/dT_2$  a partir del punto I. Se marca un punto (Punto II), donde ella cruce con el final del segundo subintervalo y se lee la temperatura correspondiente - ( $T_{II}$  = 102°F).

(\*) Entalpía del aire saturado a  $t_{wI} = 89^\circ\text{F}$  (véase la Tabla 4.1).



8. En la ecuación (2.31), se sustituye el valor de  $dT/dH_2$  para obtener  $dt_w/dH_2 = 6.12^\circ\text{F lb/Btu}$  y  $dH/dt_{w2} = 0.16 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F}$ .
9. Se traza a partir del punto I' una recta con pendiente igual a  $dH/dt_{w2}$ . Se marca un punto (Punto II') donde ella cruce con el final del segundo subintervalo, se lee la temperatura correspondiente ( $t_{wII} = 98^\circ\text{F}$ ).
10. Se calcula el valor de  $dT/dH_3$  por medio de la ecuación (2.31), para  $T = T_{II} = 102^\circ\text{F}$ ,  $t_w = t_{wII} = 98^\circ\text{F}$ ,  $H = H_{II} = 26.82 \text{ Btu/lb}$  y  $H_w = H_{wII} = 61.02 \text{ Btu/lb}$  (\*), obteniendo que  $dT/dH_3 = 0.64^\circ\text{F lb/Btu}$  y que  $dH/dT_3 = 1.56 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F}$ .
11. Se traza en la figura (4.10) un segmento de recta con pendiente  $dH/dT_3$  a partir del punto II. Se marca un punto (Punto III), donde él cruce con el final del tercer subintervalo y se lee la temperatura correspondiente ( $T_{III} = 103^\circ\text{F}$ ).
12. En la ecuación (2.31), se sustituye el valor de  $dT/dH_3$  para obtener  $dt_w/dH_3 = 6.89^\circ\text{F lb/Btu}$  y  $dH/dt_{w3} = 0.14 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F}$ .

(\*) Entalpía del aire saturado a  $t_{wII} = 98^\circ\text{F}$  (véase la Tabla 4.1).

13. Se traza a partir del punto II' una recta con pendiente igual a  $dH/dt_{w3}$ . Se marca un punto (Punto III') - donde ella cruce con el final del tercer subintervalo, se lee la temperatura correspondiente ( $t_{wIII} = 110^\circ\text{F}$ ).
14. Se calcula el valor de  $dT/dH_4$  por medio de la ecuación (2.31), para  $T = T_{III} = 103^\circ\text{F}$ ,  $t_w = t_{wIII} = 110^\circ\text{F}$ , -  $H = H_{III} = 85.68 \text{ Btu/lb}$  y  $H_w = H_{wIII} = 27 \text{ Btu/lb}$  (\*), obteniendo que  $dT/dH_4 = -0.81^\circ\text{F lb/Btu}$  y que  $dH/dT_4 = -1.24 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F}$ .
15. Se traza en la figura (4.8), una recta con pendiente  $dH/dT_4$  a partir del punto III. Se marca un punto - (Punto IV), donde ella cruce con el final del cuarto subintervalo y se lee la temperatura correspondiente ( $T_{IV} = 101^\circ\text{F}$ ).
16. En la ecuación (2.31), se sustituye el valor de  $dT/dH_4$  para obtener  $dt_w/dH_4 = 7.49^\circ\text{F lb/Btu}$  y  $dH/dt_{w4} = 0.13 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F}$ .
17. Se traza a partir del punto III' un segmento de recta con pendiente igual a  $dH/dt_{w4}$ . Se marca un punto - (Punto IV') donde ella cruce con el final del cuarto subintervalo, se lee la temperatura correspondiente ( $t_{wIV} = 127^\circ\text{F}$ ).
- (\*) Entalpía de aire saturado a  $t_{wIII} = 110^\circ\text{F}$ .

18. Se calcula el valor de  $dT/dH_5$  por medio de la ecuación (2.31), para  $T = T_{IV} = 101^\circ\text{F}$ ,  $t_w = t_{wIV} = 127^\circ\text{F}$  -  
 $H = H_{IV} = 27.18 \text{ Btu/lb}$  y  $H_w = H_{wIV} = 136.62 \text{ Btu/lb}$  (\*),  
 obteniendo que  $dT/dH_5 = -1.5^\circ\text{F lb/Btu}$  y que  $dH/dT_5 =$   
 $-0.67 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F}$ .
19. Se traza en la figura (4.8), una recta con pendiente -  
 $dH/dT_5$  a partir del punto IV. Se marca un punto - -  
 (Punto V), donde ella cruce con el final del quinto -  
 subintervalo y se lee la temperatura correspondiente  
 ( $T_V = 99^\circ\text{F}$ ).
20. En la ecuación (2.31), se sustituye el valor de  $dT/dH_5$   
 para obtener  $dt_w/dH_5 = 7.78^\circ\text{F lb/Btu}$  y  $dH/dt_{w5} = 0.13$   
 $\text{Btu/lb}^\circ\text{F}$ .
21. Se traza a partir del punto IV' una recta con pendiente  
 igual a  $dH/dt_{w5}$ . Se marca un punto (Punto V') donde -  
 ella cruce con el final del quinto subintervalo, se lee  
 la temperatura correspondiente ( $t_{wV} = 150^\circ\text{F}$ ).

Como se puede observar, en la figura (4.8), las curvas:  $H$  vs.  $T$  y  $H$  vs.  $t_w$ , se intersectan en el punto -  
 "L", es decir, en ese punto las temperaturas del fluido  
 de proceso y del agua tienen el mismo valor, lo cual  
 significa que en ese punto el agua dejará de extraerle

(\*) Entalpía de aire saturado a  $t_{wIV} = 127^\circ\text{F}$ .

calor sensible al fluido de proceso. Es más, después de la intersección de las curvas, la transferencia de calor va a ser en sentido contrario a la deseada, pues el flujo de calor sensible va a ser del agua al fluido de proceso, ya que, como se puede ver en la zona más oscura de la figura (4.8), para cada valor de ordenada, la temperatura del agua siempre es mayor que la temperatura del fluido de proceso; queda demostrado entonces, que gracias a los métodos gráficos para el trazo de las curvas:  $H$  vs.  $T$  y  $H$  vs.  $t_w$ , se puede detectar, antes de seguir adelante con la secuencia, si un diseño de un enfriador evaporativo presenta o no zonas muertas a la transferencia de calor.

#### 4.3. Consideraciones Económicas.

Cuando se está diseñando un proceso, es común que se presente el problema de escoger con qué medio de enfriamiento conviene más enfriar los fluidos calientes. Los medios de enfriamiento más usados en la Industria Química son el agua y el aire, y en la literatura especializada es usual encontrar publicaciones que indican cómo evaluar qué conviene más: utilizar cambiadores de calor de coraza y tubos que utilicen agua como medio de enfriamiento o usar enfriadores con aire. Sin embargo, no es tan común que se considere una tercera alternativa: usar un enfriador evaporativo; lo cual, a veces puede ser una omisión importante, aunque no siempre se pueden aplicar las tres alternativas para realizar un servicio de enfriamiento, pues - por ejemplo, si se quiere enfriar al fluido de proceso a temperaturas muy cercanas a la temperatura de bulbo seco - del aire ambiente (de 0 a 20°F por encima de ella (\*)), no se podrá considerar un enfriador con aire como alternativa, ya que este equipo no es capaz de enfriar tanto, así que en este caso, solamente se deben comparar las alternativas de enfriar con un enfriador evaporativo o enfriar con agua.

(\*) Recuérdese que Kals (ref. (5)), dice que a lo más que puede llevar un enfriador con aire al fluido de proceso, es de 20 a 30°F arriba de la temperatura ambiente. (véase la pag. 11).

En cambio, si se necesita enfriar al fluido de proceso a temperaturas que se puedan lograr con un enfriador con aire y que no sean muy superiores a las que se puedan obtener con un enfriador evaporativo, creemos que sí vale la pena considerar las tres alternativas antes de tomar una decisión.

Para decidir cuál alternativa utilizar, hay que hacer un análisis económico y aquella que ocasione los menores costos totales, será la más atractiva. Los costos totales son la suma de los costos fijos más los costos de operación. Los costos fijos involucran a la depreciación y al mantenimiento y los costos de operación son originados por diferentes causas según cada una de las tres alternativas; así, en el caso del enfriador con aire, el costo de operación será el consumo de energía en el ventilador; y en el caso del circuito torre de enfriamiento de agua - cambiadores de calor, los costos de operación se deben al tratamiento de agua, así como a los consumos de energía en el ventilador de la torre de enfriamiento y en las bombas, tanto del agua de recirculación, como del agua de reposición; y por último, para el enfriador evaporativo, los costos de operación se obtienen sumando los costos de la energía consumida por el ventilador y la bomba de recirculación más los costos del tratamiento y transporte del agua de reposición.

Estas líneas tienen como fin insistir en que no deje de considerarse como alternativa al enfriador evaporativo, ya que en México sigue siendo un equipo desconocido, y al dejar de considerarlo, muchos ingenieros quizás estén perdiendo la mejor solución a su problema de enfriamiento. Definitivamente no debe tomarse como pretexto que los métodos de diseño de enfriadores evaporativos todavía no son tan completos y de aplicación tan general como los métodos de diseño de los cambiadores de calor de coraza y tubos; en todo caso, se puede recurrir a fabricantes para que ellos proporcionen las características del enfriador y con ellas se puede hacer una comparación con las otras alternativas.

Para mostrar cómo a veces un enfriador evaporativo puede ser más económico que un enfriador con aire y que un circuito torre de enfriamiento - cambiadores de calor de coraza y tubos, a continuación se incluye un ejemplo en donde se calculan los costos totales de cada alternativa, para un determinado servicio de enfriamiento.

#### 4.3.1. Ejemplo.

Se requieren enfriar 154 GPM de agua desde 140°F a 103°F en una planta que se ubicará en un lugar al nivel del mar, cuyas temperaturas de bulbo seco y de bulbo húmedo de diseño son 80 y 75°F respectivamente.

Analícese económicamente con cuál de las tres siguientes - alternativas conviene más efectuar el servicio de enfriamiento:

ALTERNATIVA # 1:

Enfriador Evaporativo.

ALTERNATIVA # 2:

Circuito torre de enfriamiento de agua - cambiadores de calor de coraza y tubos.

ALTERNATIVA # 3.

Enfriador con aire.

#### 4.3.1.1. Datos.

En el lugar donde se ubicará la planta, los costos son los siguientes:

- a) Costo de la energía eléctrica: 77 \$/kw - h.
- b) Costo del agua de enfriamiento en el circuito torre de enfriamiento - cambiadores de calor de coraza y tubos (incluye los costos del tratamiento de agua, de su recirculación y del transporte del -- agua de reposición): 0.17 \$/Galón.



- c) Costo del agua de enfriamiento para el enfriador - evaporativo (incluye los costos del tratamiento de agua y del transporte del agua de reposición): - 0.13 \$/Galón.

#### 4.3.1.2. Ecuaciones.

Para fines de este ejemplo considérese que la depreciación de las tres alternativas se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$D = 0.080 (I) \quad (4.1)$$

Donde:

$$D = \text{Depreciación } (\$/\text{año})$$

$$I = \text{Inversión } (\$)$$

Además, considérese que el mantenimiento del circuito torre de enfriamiento - cambiadores de calor de coraza y tubos y del enfriador evaporativo está representado por:

$$M = 0.033 (I) \quad (4.2)$$

Donde:

$$M = \text{Mantenimiento } (\$/\text{año})$$

Y que el mantenimiento del enfriador con aire está dado -  
por:

$$M = 0.020 (I) \quad (4.3)$$

Asimismo, recuérdese que los costos totales quedan repre-  
sentados por:

$$C_T = C_F + C_O \quad (4.4)$$

Donde:

$$C_T = \text{Costos totales} \quad (\$/\text{año})$$

$$C_F = \text{Costos fijos} \quad (\$/\text{año})$$

$$C_O = \text{Costos de operación} \quad (\$/\text{año})$$

Y que los costos fijos están dados por la siguiente expresi-  
ón:

$$C_F = D + M \quad (4.5)$$

A su vez, la siguiente ecuación representa los costos de  
operación:

$$C_O = C_E + C_{AE} \quad (4.6)$$

Donde:

$C_E$  = Costo de la energía. (\$/año).

$C_{AE}$  = Costo del agua de enfriamiento (\$/año)

Si se trata de un enfriador con aire,  $C_{AE} = 0$  en la ecuación anterior.

#### 4.3.1.3. Cálculos.

##### ALTERNATIVA # 1.

(ENFRIADOR EVAPORATIVO)

Por comunicación directa con el representante en México de una Compañía (\*) que fabrica enfriadores evaporativos, sabemos que esta Compañía cuenta con un modelo capaz de satisfacer el servicio de enfriamiento requerido. Este equipo tiene las siguientes características:

Tiro: forzado

Dimensiones:

Largo: 12,7 ft.

Ancho: 4,4 ft.

Altura máxima: 11 ft.

(\*) Baltimore Aircoil Company.

## Equipo motriz:

1 bomba de 150 GPM acoplada a un motor de 1 HP.

1 ventilador de flujo axial acoplado a un motor de 10 HP.

Precio: \$ 31'592,800

## COSTOS FIJOS.

Sustituyendo el valor del precio del enfriador evaporativo en las ecuaciones: (4.1), (4.2) y (4.5), se obtiene el monto de los costos fijos:

$$D = 0.080 \times 31'592,800 = 2'527,424 \quad \$/\text{año}$$

$$M = 0.033 \times 31'592,800 = 1'042,562 \quad \$/\text{año}$$

$$C_p = 2'527,424 + 1'042,562 = 3'569,986 \quad \$/\text{año}$$

## COSTOS DE OPERACION.

## a) Costo de la Energía.

Considerando que los equipos trabajan durante el año - un total de 7920 horas (las 24 horas del día, 330 días al año) y que el kilowatt - hora cuesta: 77 \$/kw-h, se calculan los consumos de energía y -

su costo de la manera siguiente:

Consumo de Energía en la bomba:

$$1 \text{ HP} \times \frac{0.7457 \text{ kw}}{1 \text{ HP}} = 0.7457 \text{ kw}$$

$$0.7457 \text{ kw} \times 7920 \frac{\text{h}}{\text{año}} = 5905.9 \text{ kw-h/año}$$

Consumo de Energía en el ventilador:

$$10 \text{ HP} \times \frac{0.7457 \text{ kw}}{1 \text{ HP}} = 7.457 \text{ kw}$$

$$7.457 \text{ kw} \times 7920 \frac{\text{h}}{\text{año}} = 59059.4 \text{ kw-h/año}$$

Consumo total de Energía:

$$5905.9 + 59059.4 = 64965.3 \text{ kw-h/año}$$

Costo de la Energía consumida:

$$C_E = 64965.3 \frac{\text{kw-h}}{\text{año}} \times \frac{77 \$}{\text{kw-h}} = 5'002,328 \$/\text{año}$$

## b) Costo del agua de enfriamiento.

El consumo anual de agua de enfriamiento del enfriador evaporativo es de 72'705,600 Galones, (considerando un 2% de exceso debido al agua de reposición), entonces:

$$C_{AE} = 0.13 \frac{\$}{\text{Gal}} \times 72'705,600 \frac{\text{Gal}}{\text{año}} = 9'451,728 \text{ \$/año}$$

## c) Total de los costos de operación:

$$C_O = 5'002,328 + 9'451,728 = 14'454,056 \text{ \$/año}$$

## COSTOS TOTALES.

Sustituyendo  $C_F$  y  $C_O$  en la ecuación (4.4), se llega a:

$$C_T = 3'569,986 + 14'454,056 = 18'024,042 \text{ \$/año}$$

ALTERNATIVA # 2.

(CIRCUITO TORRE DE ENFRIAMIENTO - CAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS)

Las características de la torre de enfriamiento y de los cambiadores de calor que cumplen con el servicio, son las siguientes:

## TORRE DE ENFRIAMIENTO DE AGUA (\*):

Capacidad:	228 GPM
Tiro:	Inducido
Flujo:	Cruzado
Dimensiones:	
Largo:	11.9 ft
Ancho:	14.2 ft
Altura máxima:	7 ft
Ventiladores:	
Cantidad:	2
Tipo:	Axial
	Acoplado cada uno a un motor de 5 HP
Precio:	\$ 16'095,285

## CAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS:

Arreglo:	2 Serie, 1 Paralelo.
Tipo:	AES
Material:	Acero al carbón.
Dimensiones:	
Largo:	8 ft
Diámetro	1.9 ft

(\*) Información obtenida directamente con un proveedor.

## Tubos:

Número: 328  
 Diámetro: 0.75 pulgada  
 Calibre: 16 BWG

Area total de transferencia de calor: 972 ft<sup>2</sup>

Precio: \$ 72'783,141 (por los dos)

## COSTOS FIJOS.

Sustituyendo la suma de los precios anteriores en las ecuaciones: (4.3), (4.4) y (4.7), se calcula el valor de los costos fijos:

$$\begin{aligned}
 D &= 0.080 \times 88'878,426 = 7'110,274 \quad \$/\text{año} \\
 M &= 0.033 \times 88'878,426 = 2'932,988 \quad \$/\text{año} \\
 C_F &= 7'110,274 + 2'932,988 = 10'043,262 \quad \$/\text{año}
 \end{aligned}$$



## COSTOS DE OPERACION.

## a) Costo de la Energía.

Consumo de energía en los ventiladores (\*):

$$10 \text{ HP} \times \frac{0.7457 \text{ kw}}{1 \text{ HP}} = 7.457 \text{ kw}$$

$$7.457 \text{ kw} \times 7920 \frac{\text{h}}{\text{año}} = 59059.4 \text{ kw-h/año}$$

Costo de la energía consumida:

$$C_E = 59059.4 \frac{\text{kw-h}}{\text{año}} \times \frac{77 \$}{\text{kw-h}} = 4'547,577 \text{ \$/año}$$

## b) Costo del agua de enfriamiento.

El consumo anual de agua de enfriamiento del sistema, es de 110'512,510 galones (considerando un 2% de exceso, debido al agua de reposición), así que:

$$C_{AE} = 0.17 \frac{\$}{\text{Gal}} \times \frac{110'512,510 \text{ Gal}}{\text{año}} = 18'787,126 \text{ \$/año}$$

(\*) Los costos de la energía consumida para la recirculación y reposición del agua vienen incluidos en el costo unitario por galón que se usa para calcular el costo del agua de enfriamiento.

c) Total de los costos de operación.

$$C_o = 4'547,577 + 18'787,126 = 23'334,703 \text{ \$/año}$$

#### COSTOS TOTALES.

Sustituyendo en la ecuación (4.4), los valores de  $C_F$  y  $C_o$  para esta alternativa, se tiene que:

$$C_T = 10'043,262 + 23'334,703 = 33'377,965 \text{ \$/año}$$

#### ALTERNATIVA # 3.

(ENFRIADOR CON AIRE)

El enfriador con aire capaz de efectuar el enfriamiento deseado tiene las siguientes características:

Tiro:	Forzado
Núm. de Secciones:	1
Núm. de Camas:	2
Dimensiones:	
Largo:	20 ft
Ancho:	9.3 ft

## Tubos:

Número: 84 (por cama)

Diámetro: 1 pulgada

## Aletas:

Tipo: "G"

Ventilador: Axial

## Requerimiento de potencia:

15 HP

Precio: \$ 172'500,000

## COSTOS FIJOS.

Con las ecuaciones (4.1), (4.3) y (4.5), se obtiene el monto de los costos fijos:

$$D = 0.080 \times 172'500,000 = 13'800,000 \quad \$/\text{año}$$

$$M = 0.020 \times 172'500,000 = 3'450,000 \quad \$/\text{año}$$

$$C_F = 13'800,000 + 3'450,000 = 17'250,000 \quad \$/\text{año}$$

## COSTOS DE OPERACION.

En este caso, los costos de operación son iguales al costo anual de la energía consumida en el ventilador, el cual se calcula a continuación:

$$15 \text{ HP} \times \frac{0.7457 \text{ kw}}{1 \text{ HP}} = 11.2 \text{ kw}$$

$$11.2 \text{ kw} \times 7920 \frac{\text{h}}{\text{año}} = 88704 \text{ kw-h/año}$$

$$C_o = 88704 \frac{\text{kw-h}}{\text{año}} \times 77 \frac{\$}{\text{kw-h}} = 6'830,208 \text{ \$/año}$$

## COSTOS TOTALES.

Adicionando  $C_F$  y  $C_o$  para el enfriador con aire, se obtienen sus costos totales:

$$C_T = 17'250,000 + 6'830,208 = 24'080,208 \text{ \$/año.}$$

## 4.3.1.4. Tabla Comparativa.

Para resumir, en la Tabla (4.2), se muestran los costos de cada alternativa de enfriamiento, y como se puede ver, el enfriador evaporativo es la alternativa que ocasiona menores costos totales.

	<u>ALTERNATIVA # 1</u> ENFRIADOR EVAPORATIVO	<u>ALTERNATIVA # 2</u> CIRCUITO TORRE DE ENFRIAMIENTO- CAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS	<u>ALTERNATIVA # 3</u> ENFRIADOR CON AIRE
INVERSION (\\$)	31'592,800	88'878,426	172'500,000
COSTOS FIJOS (\\$/año)	3'569,986	10'043,262	17'250,000
COSTOS DE OPERACION (\\$/año)	14'454,056	23'334,703	6'830,208
COSTOS TOTALES (\\$/año)	18'024,042	33'377,965	24'080,208

140

TABLA (4.2)

COMPARACION ECONOMICA DE LAS ALTERNATIVAS DE ENFRIAMIENTO  
DEL EJEMPLO (4.3.1.)

A P E N D I C E S

C A P I T U L O 4

## A P E N D I C E I

OBTENCION DE LAS CURVAS:  $H$  vs.  $t_w$  y  $H$  vs.  $T$ .

Durante el diseño de un enfriador evaporativo, es posible obtener las curvas:  $H$  vs.  $t_w$  y  $H$  vs.  $T$ , he aquí un método gráfico para hacerlo.

I.1. Datos.

Para trazar simultáneamente a las curvas:  $H$  vs.  $t_w$  y  $H$  vs.  $T$ , es necesario que se conozcan los siguientes valores:

- a) Los gastos máxicos del aire, agua y fluido de proceso.
- b) El valor del producto del coeficiente global de transferencia de calor por el área interfacial para la transferencia de calor del agua al aire ( $Ua'$ ).
- c) El valor del producto del coeficiente global de transferencia de masa por el área interfacial para la transferencia de masa ( $k_{og}a$ ).
- d) Los valores de las entalpías del aire a la entrada y salida del enfriador evaporativo ( $H_1$  y  $H_2$  respectivamente).



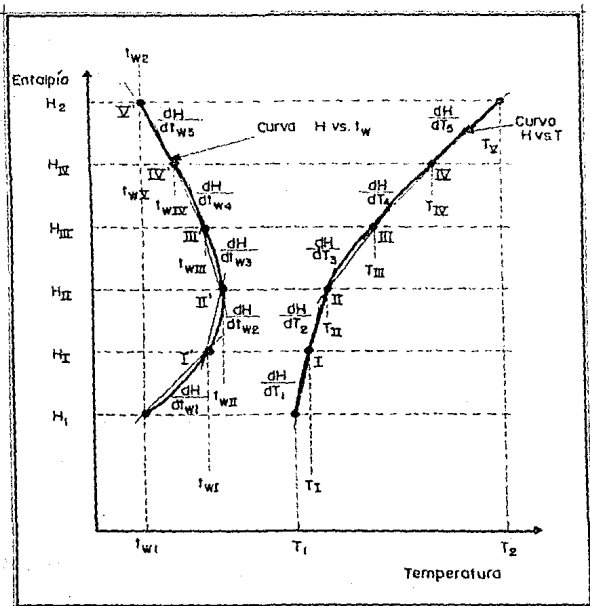


fig.(4.9) Método para trazar simultáneamente a las curvas  $H$  vs.  $t_w$  y  $H$  vs.  $T$  de un enfriador evaporati vo.

- e) El valor de la temperatura del fluido de proceso a la salida del enfriador evaporativo ( $T_1$ ).
- f) El valor de la temperatura del agua en la parte inferior de la cama de tubos ( $t_{w1}$ ).

### I.2. Desarrollo.

El método de trazo simultáneo de las curvas:  $H$  vs.  $t_w$  y  $H$  vs.  $T$ , se efectúa de la manera siguiente (para su mejor entendimiento, véase viendo la fig. (4.9)).

1. Se divide el intervalo de entalpías comprendido entre  $H_1$  y  $H_2$ , en varios subintervalos pequeños de igual longitud (En el caso de la fig. (4.9), dicho intervalo se dividió en cinco subintervalos delimitados por:  $H_I$ ,  $H_{II}$ ,  $H_{III}$ ,  $H_{IV}$ , y  $H_2$ ).
2. Con la ecuación (2.31), se calcula el valor de  $dT/dH_1$ , sustituyendo en ella los siguientes valores:  $T = T_1$ ,  $t_w = t_{w1}$ ,  $H = H_1$  y  $H_w = H_{w1}$  (\*). Luego, con el valor de  $dT/dH_1$  se calcula  $dH/dT_1$ .

(\*)  $H_{w1}$  es la temperatura de aire saturado a  $t_{w1}$  y se calcula por la ecuación (2.52).

3. Se traza a partir del punto  $(T_1, H_1)$  (en una gráfica entalpía vs. temperatura) una línea recta con pendiente igual a  $dH/dT_1$ . Se marca un punto (I) en la fig. (4.9) en donde esta recta cruce con el final del primer subintervalo  $(H_I)$ .

Se lee  $T_I$ .

4. Se calcula con la ecuación (2.32) el valor de  $-dt_w/dH_1$ , sustituyendo en ella el valor de  $dT/dH_1$ . Después con  $dt_w/dH_1$ , se obtiene  $dH/dt_{wI}$ .

5. En el mismo papel donde se trazó el segmento de recta con pendiente igual a  $dT/dH_1$ , se traza a partir del punto  $(t_{wI}, H_1)$  una recta con pendiente igual a  $-dH/dt_{wI}$ , marcándose un punto (punto I' en la fig. (4.9)), en donde ella cruce con el final del primer subintervalo  $(H_I)$ .

Se lee  $t_{wI}$ .

6. Se calcula el valor de  $dT/dH_2$  por medio de la ecuación (2.31), para cuando:  $T = T_I$ ,  $t_w = t_{wI}$ ,  $H = H_I$  y  $H_w = H_{wI}$  (Nota:  $H_{wI} = mt_{wI} - \beta$  (ecuación (2.52))). Se calcula  $dH/dT_2$ .

7. Se traza una línea recta con pendiente  $dH/dT_2$  a partir del punto  $(T_I, H_I)$ . Luego, se marca un punto (II), donde ella cruce con el final del segundo subintervalo  $(H_{II})$ .

Se lee  $T_{II}$ .

8. En la ecuación (2.32), se sustituye el valor de  $dT/dH_2$

para obtener  $dt_w/dH_2$ . Con este último valor, se calcula el valor de  $dH/dt_w$ .

9. Se traza a partir del punto  $(t_{wI}, H_I)$  una recta con pendiente igual a  $dH/dt_w$ . Se marca un punto (II') - donde se cruce con el final del segundo subintervalo  $(H_{II})$ .

Se lee  $t_{wII}$ .

10. Continuar de igual manera con el procedimiento hasta que las rectas que parten del límite inferior del último subintervalo  $(H_{IV})$  crucen con el valor  $H_2$ . La curva  $H$  vs.  $T$ , se obtiene uniendo al punto  $(T_1, H_1)$  con los puntos marcados al trazar las rectas con pendientes  $dH/dT$ . Por su parte, la curva  $H$  vs.  $t_w$ , se obtiene uniendo al punto  $(t_{wI}, H_1)$  con los puntos marcados al trazar las rectas con pendientes  $dH/dt_w$ .

Mientras más pequeños sean los subintervalos en los que se divida al intervalo comprendido entre  $H_1$  y  $H_2$ , más preciso será el método y las coordenadas finales para  $t_w$  y  $T$  ( $t_{wV}$  y  $T_V$  en el caso ilustrado en la fig. (4.9)), se aproximarán más a la temperatura del agua a la salida de los atomizadores y a la temperatura de entrada del fluido de proceso.

## A P E N D I C E II

OBTENCION DE LA CURVA H vs.  $t_G$ .

A continuación se describe un método gráfico para trazar - la curva H vs.  $t_G$  durante el diseño de un enfriador evaporativo, explicando primero el fundamento teórico en que es basado.

II.1. Fundamento Teórico.

Establezcamos que en un enfriador evaporativo la transferencia de calor sensible del agua al aire está dada por:

$$Gc_H dt_G = h_{G^a}^a (t_w - t_G) S dz \quad (4.7) (*)$$

Donde:

G = Gasto másico del aire seco.

(\*) Esta ecuación fue tomada de la ref. (1), pag. (413) en donde se habla de torres de enfriamiento de tiro mecánico. Sin embargo, pensamos que esta ecuación es aplicable también a enfriadores -- evaporativos porque ella describe lo que pasa en una diferencial de volumen empacado de un equipo de sección constante en donde -- estén en contacto aire y agua; y, esta situación se presenta, -- tanto en torres de enfriamiento de tiro mecánico, como en enfriadores evaporativos.

- $c_H$  = Calor húmedo.  
 $t_G$  = Temperatura de bulbo seco del aire.  
 $h_G$  = Coeficiente de transferencia de calor del -  
 aire.  
 $a$  = Área de la interfase aire-agua por unidad -  
 de volumen de la cama de tubos.  
 $t_w$  = Temperatura del seno del agua.  
 $S$  = Sección transversal de un enfriador evaporati  
 vo.  
 $Z$  = Altura de la cama de tubos de un enfriador -  
 evaporativo.

Si se divide a la ecuación (4.7) miembro a miembro entre -  
 la ecuación (2.30), se obtiene lo siguiente:

$$c_H \frac{dt_G}{dH} = \frac{h_G (t_w - t_G)}{k_{og} (H_w - H)} \quad (4.8)$$

La ecuación anterior, es idéntica a la que llega Mickley -  
 (véase la ref. (1), pag. (416)). Esto último y el hecho -  
 de que la curva  $H$  vs.  $t_w$  de un enfriador evaporativo tie--  
 ne el mismo significado que la curva de operación en una -  
 torre de enfriamiento de tiro mecánico (\*), hace que se --

(\*) Ambas representan a la entalpía del seno del aire en función de -  
 la temperatura del seno del agua.

pueda aplicar el método de Mickley para un enfriador evaporativo, de igual manera a como se aplica para las torres de enfriamiento de tiro mecánico. Así que, el método para trazar a la curva  $H$  vs.  $t_G$  en un enfriador evaporativo que a continuación describimos es en esencia el conocido método de Mickley.

## II.2. Descripción del Método.

Para trazar la curva  $H$  vs.  $t_G$  en un enfriador evaporativo, se requiere que se tenga la curva  $H$  vs.  $t_w$ . Ya teniendo esta última curva, se debe proceder a hacer lo siguiente - (Para un mejor entendimiento, véase viendo la fig. (4.10)):

1. En el papel donde estén graficadas la curva de equilibrio y la curva  $H$  vs.  $t_w$ , localícese el punto  $(t_{G1}, H_1)$  ( $H_1$  = entalpía del aire que entra al equipo;  $t_{G1}$  = temperatura de bulbo seco del mismo aire).
2. Ascender verticalmente desde el punto  $(t_{w1}, H_1)$  - - ( $t_{w1}$  = temperatura del agua en el fondo del equipo) -- hasta la curva de equilibrio para obtener  $H_{w1}$ .
3. A partir del punto  $(t_{w1}, H_{w1})$  trázese una recta que lo una con el punto  $(t_{G1}, H_1)$  y tómesese un segmento de ella (que representa a  $(dH/dt_G)_1$ ). Márquese un punto al final de ese segmento (punto I) y desplácese horizontal-

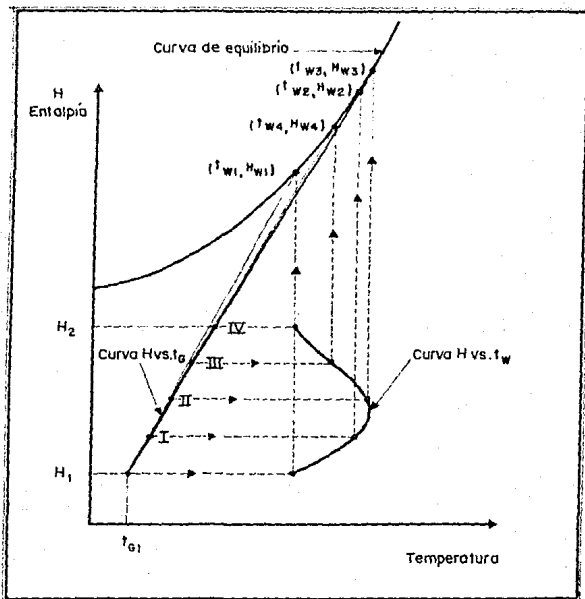


fig.(4.10) Método para obtener la curva  $H$  vs.  $t_g$  de un enfriador evaporativo.



mente hasta tocar la curva  $H$  vs.  $t_w$ . Al suceder ésto, súbbase verticalmente hasta tocar la curva de equilibrio (punto  $(t_{w2}, H_{w2})$ ), y a partir de ese punto trácese una línea recta que lo una con el punto I; tómese un segmento pequeño de ella (que representa a  $(dH/dt_G)_2$ ), márquese un punto al final de este segmento (punto II), desplácese horizontalmente hasta tocar la curva  $H$  vs.  $t_w$ ; al suceder ésto, súbbase verticalmente hasta tocar la curva de equilibrio (punto  $(t_{w3}, H_{w3})$ ), trácese una línea recta que una a este punto con el punto II, tómese un segmento de esta recta, -- márquese un punto al final de éste (punto III) y contíñese de manera similar hasta que uno de los segmentos que representan a  $dH/dt_G$  cruce el valor de  $H_2$ ; en el cruce, márquese un punto. La curva  $H$  vs.  $t_G$  se obtendrá uniendo los puntos marcados con el punto  $(t_{G1}, H_1)$ .

CONCLUSIONES

Posiblemente el mayor impedimento para conocer más sobre enfriadores evaporativos, ha sido la actitud que muchos ingenieros han tomado en cuanto a no aventurarse a estudiar el tema, debido a que no hay mucho en que apoyarse (algunas publicaciones y pocos fabricantes).

Con el presente trabajo pretendemos no tomar la misma actitud, y en él presentamos elementos cualitativos y cuantitativos de los que se puede disponer para aplicar, evaluar y diseñar enfriadores evaporativos, indicando además los alcances y limitaciones de estos elementos. Las conclusiones a las que llegamos son las siguientes:

Los dos modelos que se presentan son útiles para simular el comportamiento de un enfriador evaporativo y la secuencia de diseño de Mizushina y colaboradores, es la herramienta teórica más explícita con la que se cuenta para diseñar térmicamente un enfriador evaporativo, esta secuencia amplía su alcance si se modifica agregándole los métodos gráficos que se le incorporan en el último capítulo para evitar que haya zonas dentro del equipo en donde se deje de extraer calor al fluido de proceso (Secuencia Modificada).

Ahora bien, sería en vano utilizar la secuencia modificada o la secuencia original si no se toma en cuenta lo expresado en el capítulo 1 respecto a las temperaturas hasta las cuales se puede llevar al fluido de proceso con un enfriador evaporativo y respecto a cuáles son los niveles térmicos que originan problemas de incrustación en la superficie externa de los tubos.

Además, no debe dejar de considerarse como alternativa de enfriamiento un enfriador evaporativo, puesto que a veces puede ser más económico que utilizar un circuito torre de enfriamiento-cambiadores de calor de coraza y tubos e incluso que un enfriador con aire.

Definitivamente todavía hay mucho que hacer para que en México se pueda diseñar un enfriador evaporativo, pero no es imposible alcanzar este objetivo, para ello hay que probar los modelos y secuencias presentadas aquí, con lo cual se sabrá hasta dónde es válida la suposición de considerar que el fluido de proceso fluye en paralelo con respecto al agua y en contracorriente con respecto al aire, y en el caso de que el enfriador evaporativo a diseñar sea de una geometría diferente a aquella para la cual son válidas las secuencias de diseño original y modificada habría que obtener las ecuaciones para el ancho y la altura de la cama de tubos y -

sustituirlas en las ecuaciones que las involucren y con éstas últimas diseñar el equipo.

Adicionalmente, hace falta incorporar a las secuencias de diseño, procedimientos de cálculo que permitan calcular las potencias del ventilador y la bomba, y sería conveniente que se elaboraran modelos matemáticos capaces de explicar el funcionamiento de un enfriador evaporativo tomando en cuenta al flujo cruzado entre el fluido de proceso, el agua y el aire, para con dichos modelos estructurar algoritmos de diseño menos idealizados.

En un párrafo anterior, se mencionó la posibilidad de que en México se llegara a diseñar un enfriador evaporativo, ésta nos ha dado motivo para realizar este trabajo y dar un primer paso, creemos que vale la pena seguir trabajando en nuestro país hasta saber diseñar el equipo, porque así estaremos ayudando con un granito de arena a combatir a uno de nuestros más graves problemas: la dependencia tecnológica.

B I B L I O G R A F I A

1. Badger W.L., Banchemo J.T.,  
"Introducción a la Ingeniería Química",  
McGraw-Hill, Primera Edición,  
México - 1961.
2. Berkeley F.D.,  
"Now Consider Evaporative Cooling",  
Petroleum Refiner, Vol. 40, No. 1,  
Jan. 1961, pp. 165-170.
3. Harris L.S.,  
"For Flexibility, The Air - Evaporative Cooler",  
Chemical Engineering,  
Dec. 1962, pp. 77-82.
4. Harris L.S.,  
"Let's look at the new wetted-fin combined air -  
evaporative cooler",  
Power, Feb. 1964, pp. 65-67.
5. Kals W.,  
"Wet-Surface Aircoolers",  
Chemical Engineering,  
Jul. 1971, pp. 90-94.
6. Kals W.,  
"Wet-Surface Aircoolers: Characteristics and Usefulness",  
paper for presentation at the AIChE-ASME Heat Transfer -  
Conference, Denver Colo.,  
Aug. 6-9. - 1972.

7. Kern D.Q.,  
"Process Heat Transfer",  
McGraw-Hill International Book Company,  
Tokyo Japan, 1950.
8. McAdams W.H.,  
"Heat Transmission",  
McGraw-Hill Kogakusha, LTD,  
Third Edition,  
Tokyo Japan, 1954.
9. Mizushina T., Ito R., Miyashita H.,  
"Characteristics and Methods of Thermal Design of -  
Evaporative Coolers",  
International Chemical Engineering,  
Vol. 8, No. 3,  
Jul. 1968, pp. 532-538.
10. Mizushina T., Ito R., Miyashita H.,  
"Experimental Study of an Evaporative Cooler",  
International Chemical Engineering,  
Vol. 7, No. 4,  
Oct. 1967, pp. 727-732.
11. Parker R.O., Treybal R.E.,  
"The Heat, Mass Transfer Characteristics of Evaporative  
Coolers",  
Chemical Engineering Progress Symposium Series,  
Vol. 57, No. 32,  
1960, pp. 138-149.
12. Pillai G.K.,  
"Evaporative Condensers, Principles of Design and -  
Operation",  
World Refrigeration, Vol. 3, No. 1, 1952, pp. 21-22 y  
37.

13. Smith E.C., Gunter A.Y.,  
"Cooling Systems Combining Air and Water as the Coolant",  
paper for presentation at the AIChE-ASME Heat Transfer -  
Conference,  
Denver, Colo.,  
Aug. 6-9, 1972.
  
14. Treybal R.E.,  
"Mass-Transfer Operations",  
McGraw Hill Book Company, Third Edition,  
U.S.A., 1980.

N O M E N C L A T U R A

- A Area externa de los tubos de un enfriador evaporativo,  $L^2$ .
- a Area de la interfase aire-agua por unidad de volumen de la cama de tubos,  $L^2/L^3$  (\*).
- a' Area de transferencia de calor de los tubos por unidad de volumen de la cama de tubos,  $L^2/L^3$ .
- a<sub>f</sub> Area de flujo por paso de un cambiador de calor de co raza y tubos,  $L^2$ .
- a<sub>h</sub> Area interfacial para la transferencia de calor por - unidad de volumen de la cama de tubos,  $L^2/L^3$ .
- B Ancho de la sección transversal al flujo de aire y - agua en un enfriador evaporativo, L.
- C<sub>AE</sub> Costo del agua de enfriamiento, \$/año.
- C<sub>E</sub> Costo de la energía, \$/año.
- C<sub>F</sub> Costos fijos, \$/año.
- C<sub>H</sub> Calor húmedo, FL/MT.
- C<sub>L</sub> Capacidad calorífica del fluido de proceso. FL/MT.
- C<sub>O</sub> Costos de operación, \$/año.
- C<sub>T</sub> Costos totales, \$/año.
- C<sub>w</sub> Capacidad calorífica del agua que baña los tubos, - FL/MT.



- D Depreciación, \$/año.
- $D_i$  Diámetro interno de los tubos, L.
- $D_m$  Diámetro promedio de los tubos, L.
- $D_o$  Diámetro externo de los tubos, L (\*).
- e Espesor de los tubos, L.
- F Flux de calor,  $FL/OL^2$ .
- G Gasto másico de aire seco, M/O.
- $G'_L$  Masa velocidad del fluido de proceso,  $M/L^2\theta$ .
- $G'_{sm}$  Masa velocidad de aire seco basada en el área transversal libre,  $M/L^2\theta$  (\*).
- H Entalpía del seno de la corriente de aire,  $FL/M$ .
- $H_1$  Entalpía del aire a la entrada del enfriador evaporativo,  $FL/M$ .
- $H_2$  Entalpía del aire a la salida del enfriador evaporativo,  $FL/M$ .
- $H_i$  Entalpía del aire en la interfase aire-agua,  $FL/M$ .
- $H_{L1}$  Entalpía de aire saturado a una temperatura igual a la temperatura de salida del fluido de proceso,  $FL/M$ .
- $H_w$  Entalpía de aire saturado a una temperatura igual a la temperatura del seno del agua (para Mizushina y colaboradores),  $FL/M$ .

- $H_{wc}$  Entalpía de aire saturado a una temperatura igual a la temperatura del seno del agua (considerando a ésta última constante), FL/M.
- $H^*$  Entalpía de aire saturado a una temperatura igual a la temperatura del seno del agua (para Parker y Treybal), FL/M.
- $h_G$  Coeficiente de transferencia de calor por convección - para el aire, FL/L<sup>2</sup>T $\theta$ .
- $h_i$  Coeficiente de película para la transferencia de calor entre el fluido de proceso y el área interna de los tu bos, FL/L<sup>2</sup>T $\theta$ .
- $h''_L$  Coeficiente de película para la transferencia de calor entre el seno del agua que baña los tubos y la interfase aire-agua, FL/L<sup>2</sup>T $\theta$ .
- $h_{Lec}$  Coeficiente de película para la transferencia de calor entre la superficie externa de los tubos y el seno del agua que los baña, FL/L<sup>2</sup>T $\theta$  (\*).
- $h_{og}$  Coeficiente de transferencia de calor entre el agua - que baña los tubos y la corriente de aire, FL/L<sup>2</sup>T $\theta$  (\*).
- $h_s$  Inverso de la suma de los factores de ensuciamiento, FL/TL<sup>2</sup> $\theta$ .
- $h_x$  Coeficiente de transferencia de calor correspondiente a la fuerza impulsora:  $t_i - t_G$ , FL/L<sup>2</sup>T $\theta$ .

- $h_w$  Coeficiente de película para la transferencia de calor entre la pared externa del tubo y el agua que lo baña,  $FL/L^2\theta$  (\*).
- I Inversión, \$.
- K Coeficiente global de transferencia de masa que toma en cuenta la transferencia de entalpía del agua que baña - los tubos a la corriente del aire,  $M/L^2\theta$  (M/M).
- k Conductividad térmica del material de los tubos, -  $FL/\theta L^2$  (T/L)
- $k_L$  Conductividad térmica del fluido de proceso,  $FL/\theta L^2$  (T/L).
- $k_{og}$  Coeficiente global de transferencia de masa,  $M/L^2\theta$  (\*).
- $k_y$  Coeficiente de transferencia de masa,  $M/L^2\theta$  (M/M) (\*).
- L Gasto másico del fluido de proceso, M/O.
- L' Longitud de cada tubo (para Mizushina y colaboradores), L.
- L" Longitud de cada tubo (para Parker y Treybal), L.
- M Costo de mantenimiento, \$/año.
- m Pendiente de un segmento lineal de la curva de equilibrio,  $FL/MT$ .
- $m^1$  y  $m^2$  Pendientes de cuerdas trazadas sobre la curva de equilibrio,  $FL/MT$ .
- N Número total de hileras de tubos, adimensional.
- n Número total de tubos en una hilera, adimensional.
- $Pr_L$  Número de Prandtl del fluido de proceso, adimensional.

- Q Carga térmica, FL/O.
- Rd<sub>i</sub> Factor de ensuciamiento para el fluido de proceso, -  
OL<sup>2</sup>T/FL.
- Rd<sub>o</sub> Factor de ensuciamiento para el agua que baña los tu-  
bos, OL<sup>2</sup>T/FL.
- Re<sub>G</sub> Número de Reynolds del aire, adimensional.
- Re<sub>L</sub> Número de Reynolds del fluido de proceso, adimensio-  
nal.
- Re<sub>w</sub> Número de Reynolds del agua, adimensional.
- S Sección transversal de un enfriador evaporativo -  
(largo X ancho), L<sup>2</sup>.
- T Temperatura del seno del fluido de proceso, T.
- T<sub>1</sub> Temperatura de salida del fluido de proceso, T.
- T<sub>2</sub> Temperatura de entrada del fluido de proceso, T.
- t Temperatura, T.
- t<sub>G</sub> Temperatura de bulbo seco en el seno de la corriente  
de aire, T.
- t<sub>i</sub> Temperatura en la interfase aire-agua, T.
- t<sub>w</sub> Temperatura en el seno de la película de agua que ba-  
ña la superficie externa de los tubos, T (\*).

- $t_{w1}$  Temperatura del agua en la parte inferior de la cama de tubos de un enfriador evaporativo, T.
- $t_{wb}$  Temperatura de bulbo húmedo, T.
- $t_{wc}$  Temperatura del agua a través de un enfriador evaporativo (considerando a esta constante), T.
- U Coeficiente global de transferencia de calor que toma en cuenta al calor que cede el fluido de proceso al agua que baña los tubos,  $FL/L^2TO$ .
- W Gasto másico del agua, M/O.
- x Fracción del área de transferencia de calor de la cama de tubos medida en la dirección del flujo de aire, adimensional.
- Y Humedad absoluta del aire, M/M.
- $Y_1$  Humedad absoluta del aire a la entrada del enfriador evaporativo, M/M.
- $Y_2$  Humedad absoluta del aire a la salida del enfriador evaporativo, M/M.
- $Y_m$  Humedad absoluta promedio del aire, M/M (\*).
- $Y_i$  Humedad absoluta en la interfase aire-agua, M/M.
- Z Altura de la cama de tubos del enfriador evaporativo, L.

- $\beta$  Ordenada al origen de un segmento lineal de la curva de equilibrio, FL/M.
- $\Delta$  Diferencia.
- $\Gamma$  Flujo másico de agua por tubo/unidad de longitud, - M/LØ. (\*)
- $\mu_G$  Viscosidad absoluta del aire, M/LØ.
- $\mu_L$  Viscosidad absoluta del fluido de proceso, M/LØ.
- $\mu_w$  Viscosidad absoluta del agua, M/LØ.

D I M E N S I O N E S

-	F	FUERZA
-	L	LONGITUD
-	M	MASA
-	T	TEMPERATURA
-	Ø	TIEMPO

(\*) Esta variable en algunas ecuaciones debe utilizarse con determinadas unidades. Dichas unidades se especifican en la página - donde aparece la ecuación correspondiente.