

# comportamiento de torres de enfriamiento de tiro natural, tipo híbrido\*

Pedro Navarrete Alarcón\*\*

---

*RESUMEN: El presente trabajo contiene las bases de cálculo para determinar el comportamiento de torres de enfriamiento híbridas de tiro natural. En el tipo de torre de enfriamiento tratado aquí, el agua es primero enfriada en una parte seca y luego en una parte húmeda. El aire fluye en paralelo por las partes seca y húmeda.*

*A partir de las ecuaciones básicas se obtiene un sistema de ecuaciones, por medio del cual es posible determinar el comportamiento de ese tipo de torres de enfriamiento bajo distintas condiciones ambientales.*

*Como ejemplo de aplicación se estudió una torre de enfriamiento que debe disipar 435 MW de energía térmica, lo cual corresponde a la disipación de una planta de fuerza de 300 MW de energía eléctrica.*

*La temperatura de salida del agua de enfriamiento se ve afectada por dos factores de efectos contrarios:*

- *La parte húmeda es en parte descargada por la parte seca, lo cual afecta positivamente el enfriamiento del agua.*
- *La parte seca disminuye el tiraje de la torre de enfriamiento y con ello también el flujo de aire que fluye a través de la parte húmeda. Debido a esto el enfriamiento es afectado negativamente.*

*Cuál de ambos factores influye más fuertemente, depende de las condiciones ambientales.*

*SUMMARY: This work contains the calculation basis to determine natural draft hybrid cooling tower behavior. In this type of tower the water is first cooled in a dry section and then in a wet*

---

\* Manuscrito revisado y aprobado en forma definitiva en noviembre de 1983.

\*\* Departamento de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería, Universidad de Santiago de Chile (USACH).

section. The air flows in parallel through the dry and wet sections.

From the basic equations an equation system is obtained; by means of this system it is possible to determine the behavior of such a cooling tower under different atmospheric conditions.

As an application example it was studied a cooling tower which has a heat dissipation capacity of 435 MW, which corresponds to the heat release of a 300 MW power plant.

The outlet temperature of the cooling water is affected by two factors of opposite effects:

- The wet section is partially discharged by the dry section which affects positively the cooling function.
- The dry section decreases the draft of the cooling tower and with this the air flow that streams through the wet section. Due to this cooling is negatively affected.

The atmospheric conditions determine, which of the former factor is the most important.

## INTRODUCCION

Torres de enfriamiento son usadas para disipar a la atmósfera energía térmica de rechazo de un proceso energético. Una de las aplicaciones más importantes es el rechazo de calor de plantas de fuerzas térmicas.

En éstas debe disiparse forzosamente a la atmósfera, como consecuencia de la Segunda Ley de la Termodinámica, una parte de la energía térmica que le fue suministrada al proceso a alta temperatura. De acuerdo a la forma de entregar el calor a la atmósfera, existen torres de enfriamiento secas y húmedas. Las primeras entregan el calor a la atmósfera a través de las paredes de tubos aleteados. En este caso el agua caliente circula por el interior de los tubos aleteados y no se pone en contacto con el aire atmosférico, el cual circula por el exterior de los tubos. Se aplican cuando el agua es muy escasa como para poder usar torres de enfriamiento húmedas, las cuales evaporan agua de enfriamiento a la atmósfera.

Las torres de enfriamiento húmedas ponen en contacto directo al agua de enfriamiento, la cual escurre a lo largo de placas ordenadas vertical y paralelamente unas con respecto a las otras, y al aire atmosférico que fluye hacia arriba en contracorriente con el flujo de agua.

Existen también torres de enfriamiento húmedas con flujos cruzados de agua y aire; sin embargo, la cinética de transferencia de calor y masa es similar al caso de flujo en contracorriente.

El enfriamiento del agua es provocado por la transferencia acoplada de calor y masa que se produce entre el aire y agua.

En el último tiempo se han estado estudiando y empleando torres de enfriamiento híbridas, las cuales transfieren una parte del calor a rechazar a través de las paredes de tubos aleteados (enfriamiento seco) y la otra parte a través de un enfriamiento húmedo.

La razón de esta combinación es obtener un penacho visible a la salida de la torre de un largo aceptable. Penachos muy largos alteran la visibilidad y ocasionalmente pueden alcanzar el nivel del suelo provocando una capa de hielo si la temperatura atmosférica es inferior o cercana a 0° C.

Este trabajo estudia el comportamiento de este tipo de torres de enfriamiento respecto al enfriamiento producido en el agua así como el flujo de agua que es evaporada.

## DESARROLLO

### 1. FUNCIONAMIENTO DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO HIBRIDA DE TIRO NATURAL

El sistema estudiado es una torre de enfriamiento de tiro natural (figura 1), la cual es diseñada para rechazar el calor proveniente de una planta de fuerza térmica.

El agua de enfriamiento es primero enfriada en la parte seca y luego en la parte húmeda. El flujo de aire se divide en dos flujos parciales, los cuales fluyen en paralelo a través de las partes seca y húmeda. Para una buena mezcla de ambos flujos de aire después de abandonar las secciones de enfriamiento, éstas deben ser distribuidas sectorialmente en la sección transversal de la torre de enfriamiento.

### 2. ENFRIAMIENTO HUMEDO

En el enfriamiento húmedo el agua entrega calor al aire y al agua que se evapora en el aire. En el funcionamiento en ciclo cerrado el agua es recirculada hacia el condensador (Fig. 1). El flujo de agua que se evapora  $m_v$  debe ser constantemente añadido.

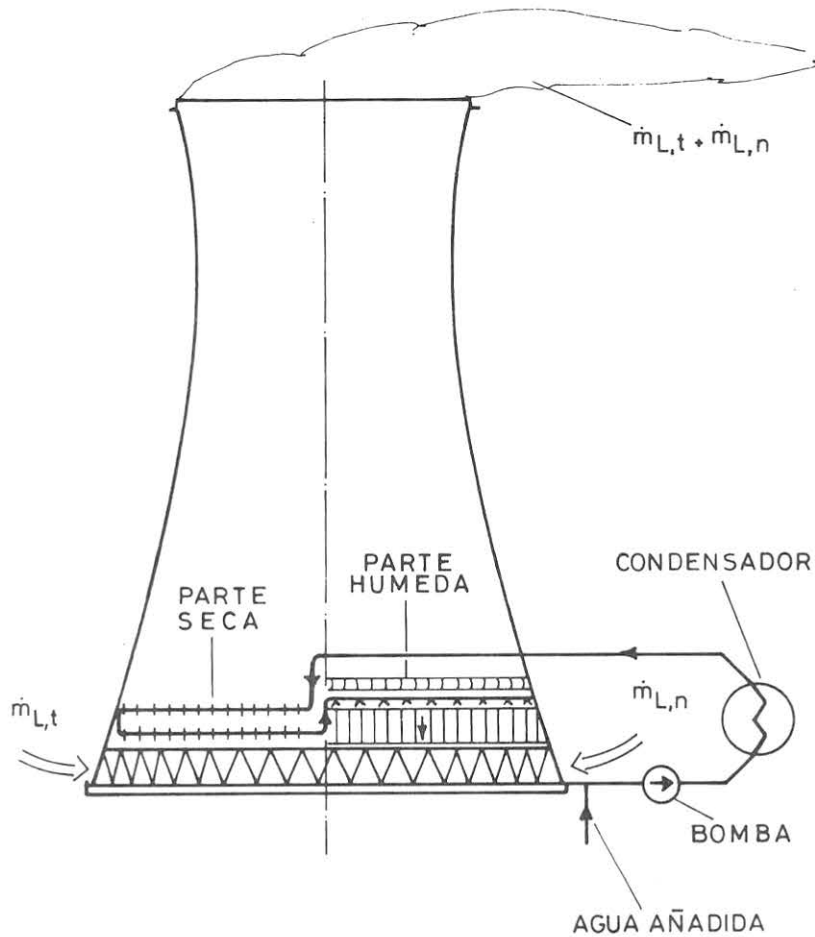


Figura 1. Esquema de una Torre de Enfriamiento Híbrida.

### 2.1. Balance de Energía

En torres de enfriamiento que funcionan en contracorriente, el agua, después de haber sido calentada en el condensador, se hace escurrir a lo largo de placas verticales de enfriamiento y toma contacto con un flujo de aire  $\dot{m}_L$  que fluye hacia arriba. El agua es enfriada desde la temperatura  $\theta_{ww}$  hasta  $\theta_{wk}$  y fluye de nuevo hacia el condensador.

Si se designa con  $\dot{m}_w$  el flujo másico de agua, con  $c_w$  el calor específico del agua, entonces el flujo de energía que recibe el agua en la planta de fuerza es:

$$\dot{E} = \dot{m}_w \cdot c_w \cdot (\theta_{ww} - \theta_{wk}) \quad (1)$$

El aire que toma la energía rechazada por el agua aumenta su entalpía específica referida a un Kg de aire seco de  $h_U$  a la entrada a  $h_{Lw}$  a la salida de las placas de enfriamiento. Si  $\dot{m}_{Lt}$  es el flujo másico de aire seco, el balance energético en la torre de enfriamiento es:

$$\dot{m}_w \cdot c_w \cdot (\theta_{ww} - \theta_{wk}) + \dot{m}_v \cdot c_w \cdot \theta_{wk} = \dot{m}_{Lt} (h_{Lw} - h_U) \quad (2)$$

De las ecuaciones 1 y 2 se obtiene el flujo de energía rechazado por la planta de fuerza:

$$\dot{E} = \dot{m}_{Lt} \cdot (h_{Lw} - h_U) - \dot{m}_v \cdot c_w \cdot \theta_{wk} \quad (3)$$

El flujo de agua evaporada  $\dot{m}_v$  se obtiene a partir de las humedades del aire atmosférico  $x_U$  y del aire a la salida de la torre de enfriamiento  $x_{L,w}$ :

$$\dot{m}_v = \dot{m}_{L,t} \cdot (x_{L,w} - x_U) \quad (4)$$

## 2.2. Cambio de Estado del Agua y del Aire a lo largo de las Placas de Enfriamiento

En el volumen de control diferencial en figura 2, el agua fluye desde arriba con la temperatura  $\theta_w$  y es enfriada en  $d\theta_w$ . El flujo másico de aire seco  $\dot{m}_{L,t}$  entra al volumen de control con la temperatura  $\theta$  y la humedad  $x$  y es calentado en  $d\theta$  y humectado en  $dx$ .

Dentro del volumen de control el agua transmite al aire el flujo de calor  $dQ$  y el flujo de vapor de agua  $d\dot{m}_v$  con la entalpía  $h_D$ .

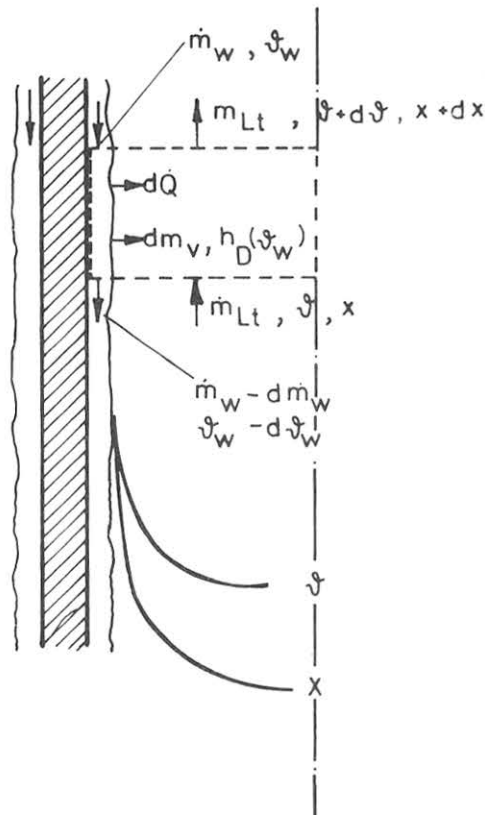


Figura 2. Volumen de control diferencial en una placa de enfriamiento.

Para ese volumen de control se obtienen las siguientes ecuaciones de balance de masas y de energía:

- Conservación de masa para el agua de enfriamiento

$$d\dot{m}_v = \dot{m}_{L,t} \cdot dx \quad (5)$$

- Conservación de energía para los flujos de agua y de aire

$$\dot{m}_{L,t} \cdot dh = \dot{m}_w \cdot c_w d\theta + c_w \cdot \theta \cdot d\dot{m}_w \quad (6)$$

- Conservación de energía para el flujo de aire

$$\dot{m}_{L,t} \cdot dh = d\dot{m}_v \cdot h_D(\theta_w) + d\dot{Q} \quad (7)$$

El flujo de calor  $d\dot{Q}$  transportado desde el agua al aire es proporcional al área de contacto  $dF$  y a la diferencia de temperaturas; el coeficiente de proporcionalidad  $\alpha$  se llama coeficiente de transferencia de calor:

$$d\dot{Q} = \alpha \cdot dF \cdot (\theta_w - \theta) \quad (8)$$

El flujo de agua evaporada es proporcional al área de contacto y a la diferencia entre las humedades del aire en el centro del flujo y sobre la superficie de agua, donde se considera que el aire está saturado; si  $x''$  es la humedad de saturación, se tiene:

$$d\dot{m}_v = \sigma \cdot dF \cdot (x''(\theta_w) - x) \quad (9)$$

$\sigma$  es el coeficiente de transferencia de masa en  $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$ .

Si se considera que el vapor de agua se comporta como gas perfecto,  $h_v$  puede expresarse según:

$$h_D(\theta) = r_o + c_{pD} \cdot \theta \quad (10)$$

$r_o$  es la entalpía de cambio de fase del agua a  $0^\circ\text{C}$  y  $c_{pD}$  es el calor específico del vapor de agua.

La entalpía específica del aire húmedo relativa a un  $\text{kg}$  de aire seco sobresaturado es:

$$h = c_{pL} \cdot \theta + x''(\theta) \cdot h_D(\theta) + (x - x''(\theta)) \cdot c_w \cdot \theta \quad (11)$$

Si el aire no se encuentra saturado ( $x < x''$ ), entonces en ecuación 11 debe reemplazarse  $x''$  por  $x$ .

### 2.3. Temperatura de Enfriamiento

De las ecuaciones 5 hasta 11 se puede obtener la siguiente ecuación para el enfriamiento del agua:

$$\begin{aligned} \dot{m}_w \cdot c_w \cdot d\theta_w = & \sigma \cdot dF \cdot [Le \cdot (h''(\theta_w) - h) + (1 - Le) \cdot (x''(\theta_w) - x) \\ & \cdot (r_o + c_{pD} \cdot \theta_w) - (x''(\theta_w) - x) \cdot c_w \cdot \theta_w] \end{aligned} \quad (12)$$

donde  $h''$  es la entalpía de saturación del aire y  $Le$  es el factor de Lewis, el cual tiene valores cercanos a 1 para enfriamiento por evaporación:

$$Le = \alpha / (\sigma \cdot c_p) \quad (13)$$

La ecuación 12 es la forma general de la "Ecuación fundamental del enfriamiento por evaporación" que dedujo Merkel<sup>5\*</sup>. Si se introducen las siguientes aproximaciones:

- El factor de Lewis es igual a 1.
- La entalpía específica del agua líquida es despreciable.
- La variación de flujo másico debido a la evaporación es despreciable.

Entonces se obtiene la ecuación fundamental de Merkel:

$$\dot{m}_w \cdot c_w \cdot d\theta_w = \sigma \cdot dF (h''(\theta_w) - h) \quad (14)$$

Transformando y luego integrando la ecuación 19 se obtiene

\* Los superíndices se refieren a referencias bibliográficas.

$$\int_0^F \sigma \cdot dF/\dot{m}_W = \int_{\theta_{wk}}^{\theta_{ww}} c_W d\theta_W / (h''(\theta_W) - h) \quad (15)$$

El lado izquierdo de la ecuación 20 es el número adimensional llamado Número de Merkel  $M_e$ . Dado que los factores  $\sigma$  y  $F$  no son conocidos, se representa el número de Merkel como función de diferentes parámetros empíricos.

La forma de representación más común es:

$$M_e = \int_0^F \sigma \cdot dF/\dot{m}_W = A \cdot \lambda^n \quad (16)$$

En esta ecuación  $\lambda$  es la relación entre el flujo másico de aire y el de agua.  $A$  y  $n$  deben ser determinados empíricamente.

Si  $M_e$  es calculado de la ecuación 16, se puede obtener las temperaturas del agua fría y caliente de la ecuación 15, donde es necesario conocer  $h''$  y  $h''(\theta_W)$ . Para esto último es necesario resolver el sistema de ecuaciones diferenciales parciales que se obtiene de las ecuaciones 6 hasta 11<sup>6</sup>. La solución de ese sistema de ecuaciones diferenciales debe obtenerse numéricamente; sin embargo, con ello no se logra una exactitud significativamente mayor en el cálculo de las temperaturas del agua comparado con métodos de integración simplificados, como el de Merkel<sup>5</sup>, para el lado derecho de la ecuación 15. Esto último se debe a que la ecuación 16 sólo puede representar con una alta dispersión los valores experimentales obtenidos. La ecuación 15, por lo tanto, será resuelta aproximadamente con valores medios de las entalpías involucradas:

$$M_e = c_W \cdot (\theta_{Ww} - \theta_{Wk}) / (\bar{h}''(\theta_W) - \bar{h}) \quad (17)$$

donde  $\bar{h}''(\theta_W)$  y  $\bar{h}$  son valores medios entre la entrada y salida de la torre de enfriamiento.

### 3. ENFRIAMIENTO SECO

En torres de enfriamiento de tipo seco, la energía disipada a la atmósfera es proporcional al área de transferencia  $F_L$  y a la diferencia media efectiva de temperaturas  $\Delta\theta_m$ . El coeficiente de proporcionalidad  $k$  es el coeficiente global de transferencia de calor:

$$\dot{Q} = k \cdot F_L \cdot \Delta\theta_m \quad (18)$$

#### 3.1 Enfriamiento del Agua

De la ecuación 18 y de un balance térmico es posible determinar las temperaturas de entrada y salida de ambos flujos mediante un cálculo iterativo. Este cálculo sin embargo puede evitarse si se aplica el método descrito en [2]. Según éste, el flujo de calor está dado por:

$$\dot{Q} = \phi \cdot Q_{\max} \quad (19)$$

$\dot{Q}_{\max}$  es el flujo de calor que sería transferido si la superficie de transferencia fuese infinitamente grande. Para un intercambiador de flujos en contracorriente esto significaría que la temperatura de salida del flujo con menor capacidad térmica,  $W = \dot{m} \cdot c_p$ , es igual a la temperatura de entrada del otro flujo.

Si  $W$  del flujo de aire es menor que para el flujo de agua, se tiene:

$$\dot{Q}_{\max} = W_L(\theta_{Ww} - \theta_U) \quad (20)$$

El parámetro  $\phi$  puede ser expresado como una función de dos parámetros adimensionales:

$$\phi = \phi(k \cdot F_L/F_w, W_L/W_w) \quad (21)$$

El intercambiador de calor a considerar para la parte seca es uno en contracorriente. De acuerdo a la figura 1, el aire fluye hacia arriba; perpendicular al flujo de aire se encuentran ordenadas verticalmente seis filas de tubos aleteados. El agua de enfriamiento fluye primero a través de las tres filas de tubos superiores y al final de éstos giran en 180° y fluye de vuelta por las tres filas de tubos inferiores. La función  $\phi$  para el intercambiador descrito es: [2].

$$\phi = f(W_w/W_L) \cdot [1 - [1 + (1 - \phi_0/2) \cdot (\exp(2 \cdot \phi_0 \cdot W_L/W_w) - 1)]^{-1}] \quad (22)$$

donde

$$f(W_w/W_L) = \begin{cases} 1 & \text{si } W_w \leq W_L \\ W_w/W_L & \text{si } W_w > W_L \end{cases} \quad (23)$$

$$\phi_0 = 1 - \exp(-k \cdot F_L/(2 \cdot W_L)) \quad (24)$$

De las ecuaciones 19 y 20 es posible expresar la temperatura de entrada del agua como función de  $\phi$ ,  $Q$  y  $W_L$ . Las temperaturas de salida del aire y de entrada del agua pueden determinarse mediante balances de energía.

#### 4. TIRAJE DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

##### 4.1. Torres de Enfriamiento Húmedas de Tiro Natural

Para el flujo viscoso de aire entre el punto en la atmósfera donde comienza la aceleración del aire y el punto en la torre de enfriamiento, a partir del cual la presión del aire es igual a la presión de la atmósfera, se tiene que la disipación viscosa es:

$$\Delta P_v = -(\Delta P_U + \int_{w=0}^{w=w_A} \rho_i d(w^2/2) + g \int_{z=0}^{z=h_w} \rho_i dz) \quad (23)$$

$\rho_i$  es la densidad del aire en la torre de enfriamiento después de las placas de enfriamiento; la velocidad de salida del aire es  $w_A$ .

$\Delta P_U$ , es la diferencia de presión hidrostática en la atmósfera entre la entrada a la torre de enfriamiento y la altura  $h_w$  a partir de la cual la presión del flujo de aire se iguala a la atmosférica; esta altura se llama altura efectiva y es menor que la altura de la torre dado que el aire frío que entra por la parte superior de la torre de enfriamiento causa el desprendimiento del flujo de aire de la pared. La variación de presión atmosférica  $\Delta P_U$  es:

$$\Delta P_U = -\rho_U \cdot g \cdot h_w \quad (24)$$

Si se supone, en una buena aproximación, que el flujo de aire en la chimenea de la torre de enfriamiento tiene una densidad constante  $\rho_A$ , entonces se obtiene de 23 y 24:

$$\Delta P_v = (\rho_U - \rho_A) \cdot g \cdot h_w - \bar{\rho} \cdot w_A^2/2 \quad (25)$$



$\bar{\rho}$  es la densidad media del aire

$$\bar{\rho} = (\rho_U - \rho_A)/2 \quad (26)$$

La pérdida de carga está dada por

$$\Delta P_v = \zeta_A \cdot w_A^2 \bar{\rho} / 2 \quad (27)$$

donde  $\zeta_A$  es el coeficiente de fricción del flujo de aire.

Para el flujo de aire, se obtiene de

$$\dot{m}_L = \rho_A w_A F_A \quad (28)$$

la siguiente expresión:

$$\dot{m}_L = (g \cdot h_{ch})^{1/2} \rho_A \cdot F_A \cdot [2 \cdot (\rho_U - \rho_A) / \bar{\rho}]^{1/2} \quad (29)$$

$h_{ch}$  es la llamada altura característica<sup>9</sup>:

$$h_{ch} = h_w / (1 + \zeta_A) \quad (30)$$

La altura característica es aquella altura de la chimenea, que es necesaria para acelerar el flujo de aire a la velocidad  $w_A$  en un flujo sin fricción. Para una torre de enfriamiento de 100 metros de altura,  $h_{ch}$  es aproximadamente 10 metros.

Si se supone, que la densidad del flujo de aire a la salida de la torre de enfriamiento  $\rho_A$  es aproximadamente igual a la densidad media del aire  $\bar{\rho}$ , entonces se obtiene de ecuación 29:

$$\dot{m}_L = (g \cdot h_{ch})^{1/2} \cdot F_A (\rho_U^2 - \rho_A^2)^{1/2} \quad (31)$$

El flujo de aire seco se obtiene de

$$\dot{m}_{L,t} = \dot{m}_L / (1 + x_{L,w}) \quad (32)$$

## 5. TORRES DE ENFRIAMIENTO HIBRIDAS DE TIRO NATURAL

En torres de enfriamiento híbridas fluyen por la salida dos flujos de aires provenientes de la parte seca y de la parte húmeda.

El flujo de aire a través de la parte húmeda está dada por:

$$\dot{m}_{L,n} = \rho_A \cdot w_A \cdot F_A / (1 + k_{m,n}) \quad (33)$$

con

$$k_{m,n} = \dot{m}_{L,t} / \dot{m}_{L,n} \quad (34)$$

De las ecuaciones 25, 26, 27 y 33 se obtiene para el flujo de aire a través de la parte húmeda la expresión:

$$\dot{m}_{L,n} = (g \cdot h_{ch,n})^{1/2} \cdot F_A (\rho_U^2 - \rho_A^2)^{1/2} / (1 + k_{m,n}) \quad (35)$$

En forma análoga se obtiene el flujo de aire a través de la parte seca:

$$\dot{m}_{L,t} = (g \cdot h_{ch,t})^{1/2} \cdot F_A \cdot (\rho_U^2 - \rho_A^2)^{1/2} / (1 + k_{m,t}) \quad (36)$$

con

$$k_{m,t} = m_{L,n}/\dot{m}_{L,t} \quad (37)$$

Los coeficientes de fricción relativos al área de flujo en las placas de enfriamiento (índice E) se transforman en coeficientes relativos al área de salida según la siguiente ecuación:

$$\zeta_A = \zeta_E \cdot (F_A/F_E)^2/(1 + k_m)^2 \quad (38)$$

## 6. ACOPLAMIENTO DE LAS PARTES SECAS Y HUMEDAS EN UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO HIBRIDA

Para la torre de enfriamiento híbrida representada en la figura 1, se obtiene un sistema de ecuaciones, por medio del cual es posible determinar la temperatura de salida del agua de enfriamiento así como el estado del flujo de aire a la salida de la torre de enfriamiento.

### Balance Energético

#### Parte Seca

El flujo de energía transmitida en la parte seca está dado por

$$\dot{E}_t = \dot{m}_{L,t} \cdot (h_{Lw,t} - h_U) \quad (39)$$

y

$$\dot{E}_t = \dot{m}_w \cdot c_w \cdot (\theta_{Ww,t} - \theta_{Wk,t}) \quad (40)$$

#### Parte Húmeda

Análogamente a la parte seca se tiene para el flujo de energía transmitido en la parte húmeda:

$$\dot{E}_n = \dot{m}_w \cdot c_w \cdot (\theta_{Ww,n} - \theta_{Wk,n}) \quad (41)$$

con

$$\theta_{Ww,n} = \theta_{Wk,t} \quad (42)$$

$$\dot{E}_n = \dot{m}_{L,t,n} \cdot (h_{Lw,n} - h_U) \quad (43)$$

La energía total transmitida en la torre de enfriamiento  $\dot{E}$  es:

$$\dot{E} = \dot{E}_n + \dot{E}_t \quad (44)$$

### Cálculo del Tiraje

Se asume que ambos flujos de aire se mezclan directamente después de los elementos de enfriamiento y que la densidad de esa mezcla se mantiene constante hasta la salida de la torre de enfriamiento.

Las ecuaciones que permiten determinar los flujos de aire húmedo y seco  $\dot{m}_{L,n}$  y  $\dot{m}_{L,t}$ , a través de las partes húmedas y secas considerando las ecuaciones planteadas anteriormente son las siguientes:

$$\dot{m}_{L,n} = K_n \cdot (\rho_U^2 - \rho_A^2)^{1/2} \quad (45)$$

comparando con la ecuación 35 se obtiene

$$K_n = (g \cdot h_{ch,n})^{1/2} \cdot F_A / (1 + k_{m,n}) \quad (46)$$

Para el flujo de aire seco a través de la parte húmeda se aplica:

$$\dot{m}_{L,t,n} = \dot{m}_{L,n} / (1 + x_{L,w,n}) \quad (47)$$

El término  $(\rho_U^2 - \rho_A^2)$  en la ecuación 45 es la diferencia que provoca el flujo de aire, tanto en la parte seca como en la parte húmeda; con ello, el flujo de aire a través de la parte seca es dado por:

$$\dot{m}_{L,t} = \dot{m}_{L,n} \cdot K_t / K_n \quad (48)$$

$K_t$  se obtiene de la ecuación 43

$$K_t = (g \cdot h_{ch,t})^{1/2} \cdot F_A / (1 + k_{m,t}) \quad (49)$$

El flujo de aire seco a través de la parte seca, así como los flujos totales de aire húmedo y seco a través de la salida de la torre de enfriamiento están dados respectivamente por:

$$\dot{m}_{L,t,t} = \dot{m}_{L,t} / (1 + x_U) \quad (50)$$

$$\dot{m}_{L,A} = \dot{m}_{L,n} + \dot{m}_{L,t} \quad (51)$$

$$\dot{m}_{L,t,A} = \dot{m}_{L,A} / (1 + x_A) \quad (52)$$

### Humeda y Entalpía de la Mezcla

La humedad del penacho que abandona la torre de enfriamiento, así como su entalpía específica, se obtienen a partir de los respectivos balances de masa y energía:

$$x_A = (\dot{m}_{L,t,n} \cdot x_{L,w,n} + \dot{m}_{L,t,t} \cdot x_U) / \dot{m}_{L,t,A} \quad (53)$$

$$h_A = (\dot{m}_{L,t,n} \cdot h_{L,w,n} + \dot{m}_{L,t,t} \cdot h_{L,w,t} - \dot{m}_{L,t,A} \cdot (1 + x_A) \cdot g \cdot H_{KT}) / \dot{m}_{L,t,A} \quad (54)$$

donde  $H_{KT}$  es la altura de la torre de enfriamiento.

### Ecuaciones de Transferencia de Calor y Masa

De las ecuaciones 19 y 20 se obtiene la temperatura de entrada del agua a la parte seca.

$$\theta_{w,w,t} = \theta_U + \dot{E}_t / (\varnothing \cdot \dot{m} \cdot c_p)_{L,t} \quad (55)$$

Para la parte húmeda, las temperaturas de entrada y salida se calculan iterativamente a partir de la ecuación 17:

$$(h''(\theta_{w,w,n}) + h''(\theta_{w,k,n})) / 2 = c_w \cdot (\theta_{w,w,n} - \theta_{w,k,n}) / Me + (h_{L,w,n} + h_U) / 2 \quad (56)$$

Además se debe considerar la diferencia de temperatura  $(\theta_{w,w,n} - \theta_{w,k,n})$  y la entalpía del aire a la salida de la parte húmeda  $h_{L,w,n}$  que se obtiene de las ecuaciones de balance energético. El número de Merkel está dado por:

$$Me = A \cdot (\dot{m}_{L,n}/\dot{m}_W)^n \quad (57)$$

En primera aproximación, se considera que el aire alcanza a saturarse justo antes de la salida de la parte húmeda, es decir:

$$x_{Lw,n} = x''(\theta_{Lw,n}) \quad (58)$$

Las ecuaciones 39 a 58 contienen las siguientes veinte incógnitas:

- |                     |                    |                     |                     |
|---------------------|--------------------|---------------------|---------------------|
| 1. $\dot{E}_t$      | 6. $\dot{m}_{L,t}$ | 11. $h_{Lw,n}$      | 16. $\theta_{Ww,n}$ |
| 2. $\dot{E}_n$      | 7. $\dot{m}_{L,n}$ | 12. $h_{Lw,t}$      | 17. $\theta_{Wk,n}$ |
| 3. $\dot{m}_{Lt,t}$ | 8. $\dot{m}_{L,A}$ | 13. $x_{Lw,n}$      | 18. $x_A$           |
| 4. $\dot{m}_{Lt,n}$ | 9. $K_t$           | 14. $\theta_{Ww,t}$ | 19. $h_A$           |
| 5. $\dot{m}_{Lt,A}$ | 10. $K_n$          | 15. $\theta_{Wk,t}$ | 20. $Me$            |

Con ello, las ecuaciones 39 a 58 forman un sistema de ecuaciones posible de resolver mediante un sistema adecuado de iteración numérico.

### Ejemplo de aplicación

#### *Características de la parte húmeda*

Se considerará una torre de enfriamiento híbrida, cuya parte seca posea las mismas placas de enfriamiento que la torre de enfriamiento húmeda de tiro natural C de la planta de fuerza de Neurath, República Federal de Alemania, cuyas características y comportamiento son conocidos; los datos de diseño de esa torre son:

Temperatura ambiente	= 10° C
Humedad relativa del ambiente	= 70%
Flujo de Energía disipado	= 435 MW
Flujo másico de agua	= 8200 kg/s
Altura de la torre	= 100 m
Diámetro de salida	= 45 m
Flujo másico de aire	= 6740 kg/s
Area de flujo en la base	= 3500 m <sup>2</sup>
Formas de las placas de enfriamiento	= planas

Para el número de Merkel es válida la expresión determinada por Roller<sup>7</sup> a partir de los datos experimentales tomados en esa torre de enfriamiento:

$$Me = 1,64 \cdot (\dot{m}_{L,n}/\dot{m}_W)^{0,77} \quad (59)$$

Si en ecuación 35, se hace  $k_{m,n}$  igual a cero, se obtiene:

$$h_{ch} = \dot{m}_{L,n}^2 / (g \cdot F_A^2 (\rho_U^2 - \rho_A^2)) = 8,9 \text{ m} \quad (60)$$

La altura característica depende, de acuerdo a ecuación 30, de la altura efectiva  $h_w$  y del coeficiente  $\zeta_A$ . Este puede calcularse aproximadamente para la condición de diseño, si en la ecuación 30 se reemplaza la altura efectiva por la altura de la torre de enfriamiento  $H_{KT}$ .

## Características de la Parte Seca

La parte seca se considerará que funciona con intercambiadores de calor de tubos aleteados. Las características de éstos fueron tomadas de los resultados empíricos publicados por Kays und London<sup>4</sup> bajo la denominación: CF/905 – 3/4J(B).

El coeficiente de transferencia de calor al lado del aire está dado por:

$$\alpha_L = 0,324 \cdot R_e^{0,663} \cdot p_r^{1/3} \quad (61)$$

El número de Reynolds es calculado con el diámetro hidráulico y con la velocidad en la sección de flujo más angosta.

De los diagramas publicados en <sup>4</sup> puede determinarse para el coeficiente de fricción la siguiente ecuación

$$\zeta = 0,273 \cdot (4 \cdot l/d_h) \cdot R_e^{-0,246}$$

$d_h$  es el diámetro hidráulico y  $l$  es el largo del intercambiador en el sentido del flujo de aire.

$\zeta$  considera sólo la resistencia en el intercambiador de calor. La resistencia al flujo entre la entrada a la torre de enfriamiento y el extremo inferior del intercambiador puede determinarse de acuerdo a una expresión publicada por Zembaty und Konikowsky<sup>8</sup>:

$$\zeta_{E,n} = 0,117 \cdot (D_o/H_o) + 0,33 \cdot (D_o/H_o) + 2,48 \quad (62)$$

$D_o$  es el diámetro de la base y  $H_o$  es la altura de la entrada de aire.

## Dimensión de la Torre de Enfriamiento Híbrida

Como ejemplo de cálculo, se consideró una torre de enfriamiento con una parte seca cuya área transversal es igual a aproximadamente 75% del área transversal de la parte húmeda, la cual ya ha sido descrita.

## Resultados

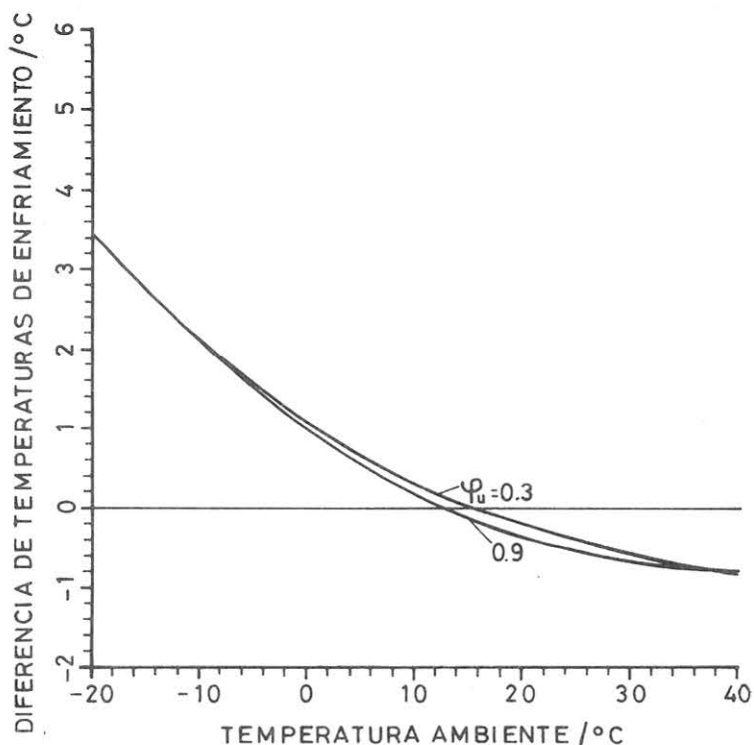
Por medio del sistema de ecuaciones establecido se estudió el comportamiento de la torre de enfriamiento descrita comparándola con el funcionamiento de una torre de enfriamiento que sólo consta de la parte húmeda de la anterior. Para ello, la temperatura ambiente fue variada entre  $-20^\circ\text{C}$  hasta  $40^\circ\text{C}$ . La humedad relativa del aire atmosférico fue variada desde 30% hasta 90%.

La figura 3 muestra la diferencia entre la temperatura de salida del agua de enfriamiento para funcionamiento 100% húmedo menos aquella para funcionamiento híbrido.

Para temperaturas atmosféricas bajas, esa diferencia es positiva. Para mayores temperaturas atmosféricas, esa diferencia se hace menor, y a partir de aproximadamente  $14^\circ\text{C}$  es negativa.

Este comportamiento es causado por dos efectos que en parte se anulan entre sí:

- La parte húmeda en operación híbrida es descargada respecto al funcionamiento 100% húmedo debido a que el flujo total de energía en ambos casos es el mismo. Con ello, el enfriamiento en operación híbrida es más intensivo dado que existe una mayor superficie de transferencia de calor. Esta influencia es mayor a bajas temperaturas ambiente.
- En la operación híbrida fluye a través de la parte húmeda un flujo de aire menor en comparación con la operación húmeda. Con ello, el número de Merkel es, a su vez, menor, es decir, el enfriamiento del agua en la parte húmeda es afectado negativamente.



**Figura 3.** Diferencia entre las temperaturas de salida del agua para funcionamiento húmedo e híbrido en función de la temperatura ambiente y la humedad ambiente  $\phi_u$ .

Esa disminución del flujo de aire en la parte húmeda es debida a que el flujo total de aire es incrementado por el flujo a través de la parte seca, con lo cual, debido a que el flujo total de energía es el mismo, la densidad de ese flujo total aumenta (ver ec. 45).

De acuerdo a las ecuaciones 35 y 36, el aumento de densidad tiene como consecuencia que el tiraje de la torre de enfriamiento disminuye y con esto, también el flujo de aire a través de la parte húmeda.

La figura 4 muestra la relación entre el flujo de agua evaporada en funcionamiento híbrido y aquel para funcionamiento 100% húmedo como función de la temperatura y humedad ambiente.

Esta relación se acerca al valor uno para temperaturas ambiente altas debido al aumento de la capacidad de absorber agua de la atmósfera y a la disminución del flujo de energía entregado en la parte seca. La humedad relativa ambiental no influye en forma decisiva en ese comportamiento.

La figura 5 muestra la relación entre el flujo de energía entregado en la parte seca y el flujo total de energía como función de la temperatura y humedad ambiente.

Se observa que para altas temperaturas ambientes esa relación es baja. Esto se debe a que si se mantiene constante la humedad relativa, el déficit de agua del aire atmosférico aumenta exponencialmente con la temperatura y con ello aumenta también la energía transferida en la parte húmeda. Esta relación también disminuye al disminuir la humedad relativa, debido a que esto también provoca un aumento del déficit de agua de la atmósfera.

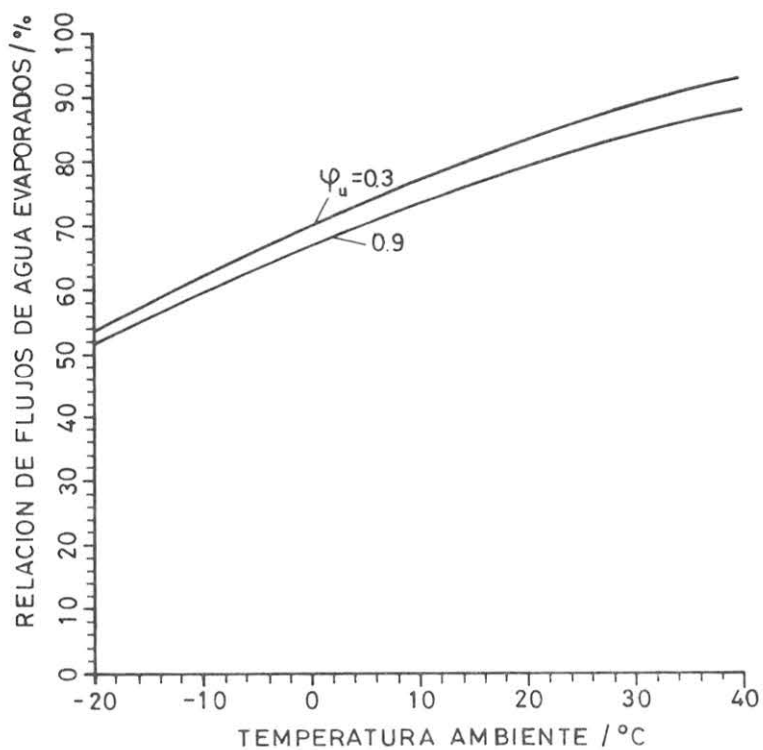


Figura 4. Relación entre los flujos de agua evaporados en funcionamiento húmedo e híbrido en función de la temperatura ambiente y la humedad ambiente  $\phi_u$ .

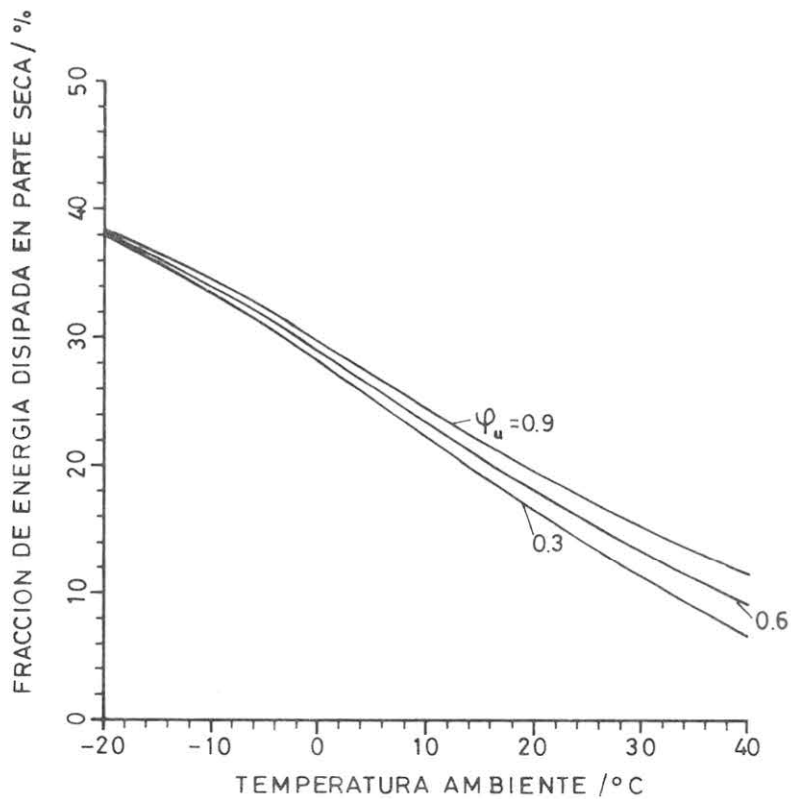


Figura 5. Relación entre el flujo de energía entregado en la parte seca y el flujo total de energía en función de la temperatura ambiente y la humedad ambiente  $\phi_u$ .

## 7. CONCLUSIONES

El sistema de ecuaciones planteado puede ser empleado para estudiar el comportamiento de torres de enfriamiento híbridas.

El comportamiento de la torre híbrida es consecuencia de la acción acoplada de varios factores como son el tiraje de la torre, producido por la diferencia de densidades, la evaporación de agua de enfriamiento, provocada por diferencia de presiones parciales y el flujo de calor, provocado por diferencia de temperaturas.

Se obtiene que la torre híbrida para bajas temperaturas ambientes enfría el agua a más baja temperatura respecto al funcionamiento 100% húmedo. Para valores de la temperatura ambiente mayores que un valor determinado ese comportamiento se invierte obteniéndose temperaturas de enfriamiento más altas con una torre híbrida.

El flujo de energía disipado en la parte seca aumenta si baja la temperatura ambiente. El flujo de agua evaporada por el contrario aumenta al aumentar la temperatura ambiente.

Dada la complejidad del sistema descrito y el número de variables involucradas, la determinación del comportamiento de una torre de enfriamiento híbrida sólo es posible mediante la resolución numérica del sistema de ecuaciones planteado. Aquí es necesario conocer las características de funcionamiento tanto de la parte seca como de la parte húmeda tales como: coeficientes de transferencia de calor, número de Merkel, características del intercambiador de calor y coeficiente de fricción.

### NOMENCLATURA:

#### Símbolo

A, n	: Factores empíricos.
c, $c_p$	: Calor específico.
$\dot{E}$ , Q	: Flujo de energía o calor.
F	: Superficie.
g	: Aceleración de gravedad.
$H_{KT}$	: Altura de torre de enfriamiento.
h	: Entalpía específica.
k	: Coeficiente global de transferencia de calor, relación de flujos máscicos.
m	: Flujo máscico.
Re	: Número de Reynolds.
ro	: Entalpía de cambio de fase para agua a 0°C.
x	: Humedad absoluta.
$\alpha$	: Coeficiente de transferencia de calor.
$\Delta\theta_m$	: Diferencia media efectiva de temperaturas.
$\Delta P_U$	: Diferencia de presión atmosférica entre entrada y salida a torre de enfriamiento.
$\varnothing$	: Parámetro característico de un intercambiador de calor.
$\lambda$	: Relación entre el flujo máscico de aire y el flujo máscico de agua.
$\rho$	: Densidad.
$\zeta$	: Coeficiente de fricción.

### INDICES:

A	: Salida de la torre de enfriamiento.
D	: Vapor de agua.
E	: Area de flujo a través de elementos de enfriamiento.
L	: Aire húmedo.
Lt	: Aire seco (no considera el agua presente en el aire).
Lw	: Aire caliente.
n	: Parte húmeda.
t	: Parte seca.
U	: Condiciones atmosféricas.
v	: Agua de enfriamiento evaporada, flujo viscoso.
W	: Agua de enfriamiento.
Ww	: Agua de enfriamiento caliente.
Wk	: Agua de enfriamiento fría.



## REFERENCIAS

1. NAVARRETE, P., "Theoretische Untersuchung des Betriebsverhaltens und der Schwadenbildung eines Naturzug-Hybrid-Kuehlturmes", Fortschritt-Berichte der VDI-Zeitschriften, Reihe 15, Nr. 17.
2. BOSNJAKOVIC, F., "Quersinning gekoppelte Waermeaustauscher", Chemie-Ing.-Techn. 25 (1953), Nr. 11.
3. HAUSSEN, H., "Neue Gleichungen fuer die Waermeuebertragung bei freier oder erzwungener Stroemung", Allgemeine Waermetechnik, Band 9 (1959), Nr. 4/5.
4. KAYS, W.M., LONDON, A.L., "Hochleistungswaermeuebertrager", Akademie-Verlag Berlin (1973).
5. MERKEL, F., "Verdunstungskuehlung", VDI-Forschungsheft 275, Berlin (1929).
6. POPPE, M., "Waerme-und Stoffuebertragung bei der Verdunstungskuehlung im Gegen-und Kreuzstrom", Dissertation, TU Hannover (1972).
7. ROLLER, W., "Betriebsverhalten und Emission eines Naturzug-Nasskuehlturmes", Dissertation, Universitaet Karlsruhe (1978).
8. ZEMBATY, W. und KONIKOWSKY, T., "Untersuchungen ueber den aerodynamischen Widerstand von Kuehlturmen", Brennstoff-Waerme-Kraft (1971), Nr. 10.
9. BAER, E., "Einfluss des Windes auf die Stroemung im Kamin eines Naturzug-Kuehlturmes", Fortschritt-Berichte der VDI-Zeitschriften, Reihe 6, Nr. 57 (1979).