

Evaluación térmica de Condensadores de carcasa y tubos

Tipos de Condensadores:

Consideramos los condensadores en que hay una superficie sólida que separa el refrigerante del vapor en condensación (Contacto indirecto). Hay dos tipos principales:

- Condensadores enfriados por aire. La condensación tiene lugar dentro de los tubos de un haz, y el enfriamiento es proporcionado por aire en flujo cruzado.

Debido al bajo coeficiente convectivo en el lado del aire, los tubos son aleteados externamente.

- Condensadores de carcasa y tubos. En estos tipos, la condensación se puede hacer en el interior o exterior de los tubos. Distinguimos

- a) los condensadores de proceso, que se usan para agua, solventes, hidrocarburos, refrigerantes, etc., condensando en vacío o a altas presiones.

El condensador típico es del tipo 1-1, con el refrigerante (agua de enfriamiento) por el interior de los tubos. En esta situación se usan baffles segmentados verticalmente, sin embargo, cuando la condensación tiene lugar en el interior, los baffles se segmentan horizontalmente. Debe proveerse un venteo con el fin de eliminar los gases no condensables, los cuales, si se acumulan en el espacio destinado al vapor, reducen la tasa de condensación. El venteo se coloca en el extremo frío, donde la concentración de gases no condensables es mayor.

El equipo debe tener fácil evacuación de condensado. En caso contrario, una sección del haz de tubos puede quedar sumergida, con lo cual se pierde parte del área de condensación. Sin embargo, a veces se permite esto si se desea obtener condensado subenfriado.

Todos los tipos de carcasas existentes pueden usarse para condensar vapores en el interior o en el exterior de tubos. Es usual que la condensación interna se haga en tubos horizontales, aunque éstos pueden ser también inclinados o verticales.

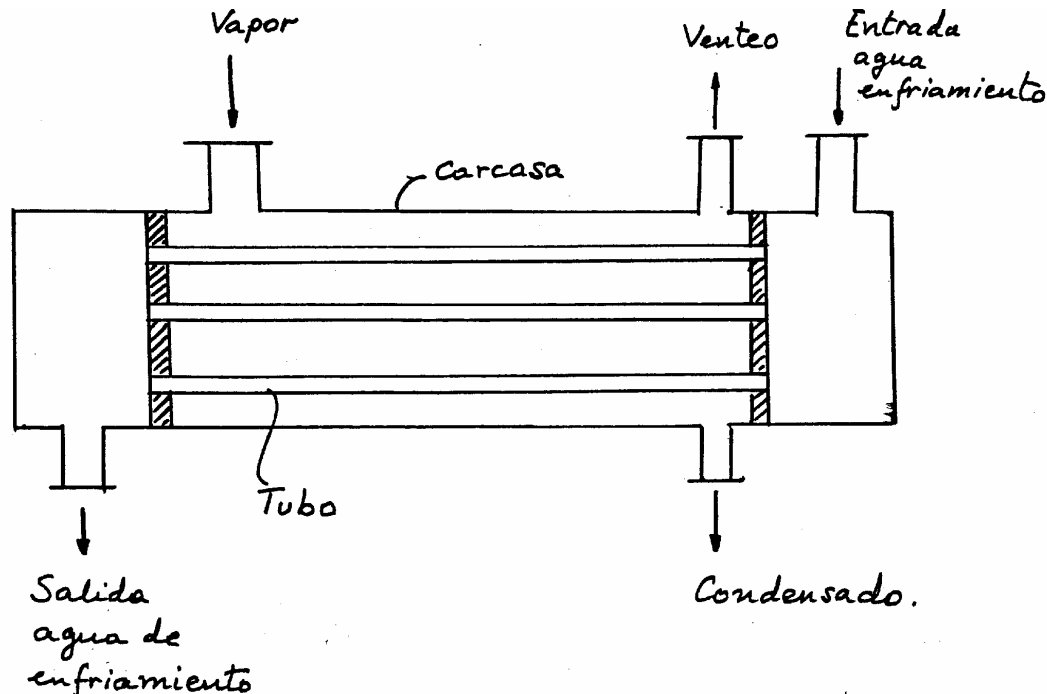
- b) Condensadores para vapor de turbinas.

Estos se denominan "condensadores de superficie" (porque tienen mucha superficie, o área de intercambio).

En principio, no son diferentes de los condensadores de proceso.

Sin embargo, estos condensadores deben satisfacer condiciones especialmente

severas (altas cargas térmicas, y la necesidad de mantener una baja temperatura de condensación para lograr la máxima eficiencia posible en el ciclo de generación de potencia).



Típicamente, el agua de enfriamiento estará a alrededor de 20°C y la condensación tendrá lugar a unos 30°C .

La presión de saturación de agua a esta temperatura es de 0,04 bar absoluto, lo que significa que hay una baja presión disponible para contrarrestar la pérdida de presión a través del condensador.

A bajas presiones, la reducción de la tasa de condensación provocada por los gases no condensables es mayor que a altas presiones.

Luego, el diseño de condensadores de superficie está regido por la necesidad de obtener un buen venteo y una baja pérdida de carga.

Normalmente, estos condensadores son muy grandes. Para una turbina de 600 MW(e), por ejemplo, se usarían 2 condensadores con una carga de 250 Kg./s de vapor cada uno, con áreas de 25000 m^2 (15000 tubos de 1" DE, y 20 m de largo).

Los grandes condensadores utilizan carcassas de sección rectangular, aunque los de superficies inferiores a 5000 m^2 pueden tener carcassas cilíndricas.

Los condensadores enfriados por aire se usan en áreas en que hay escasez de

agua de enfriamiento, y con temperaturas de condensación elevadas.

Pueden ser de tiro forzado o inducido. Se usan aletas transversales en el exterior de los tubos para compensar el bajo coeficiente de intercambio en el lado del aire.

Existe otro tipo de condensador para grandes capacidades en industrias de procesos: El condensador evaporativo, que es un intercambiador de tres fluidos se verá más adelante.

Transferencia de calor en condensación.

De los dos modos de condensación, en gotas y en película, sólo el segundo tiene importancia práctica. La figura siguiente ilustra las caídas de temperatura asociadas a procesos de condensación en película.

La pequeña caída de temperatura en la interfase vapor-líquido, normalmente se desprecia frente a la que se crea a través del film de líquido. En el caso de vapores mezclados con gases no condensables o mezclas de vapores, una significativa caída de temperatura puede aparecer en la fase vapor.

Exterior de tubos horizontales

Para un tubo horizontal único, se aplica la ecuación de Nusselt (1916), que fue obtenida analíticamente. En su derivación se suponía régimen laminar, y se despreciaban la aceleración del condensado en la película y la convección en esta. El coeficiente medio de intercambio para todo el tubo, definido por $h = q/(T_s - T_p)$, en que T_s es la temperatura de saturación, está dado por:

$$\bar{h} = 0,725 \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g \lambda k^3}{\mu D \Delta T} \right]^{0,25}$$

En que las propiedades físicas corresponden a las del líquido, excepto ρ_v , densidad del vapor.

λ es el calor latente de evaporación o condensación. g es la aceleración de gravedad.

Puede observarse que h es proporcional a $\Delta T^{-0,25}$, con lo cual $q \propto \Delta T^{0,75}$. Los resultados de medidas experimentales atestiguan la validez de esta ecuación, obteniéndose diferencias no mayores que $\pm 15\%$ entre las predicciones de ésta y los experimentos. Una forma alternativa de la ecuación anterior es

$$\frac{h}{k_L} = \left[\frac{\mu_L^2}{\rho_L(\rho_L - \rho_V)g} \right]^{1/3} = 1,51(4\Gamma / \mu_L)^{-1/3}$$

En que Γ es la masa de condensado producido por unidad de largo del tubo (Kg/m s). El factor $4\Gamma/\mu_L$ es el número de Reynolds del condensado. Esta forma alternativa permite determinar h para una tasa de condensación especificada.

El coeficiente medio h_N para N tubos arreglados en una columna vertical es menor que el de la ecuación anterior, dado que el condensado de los tubos superiores cae sobre los inferiores, engrosando el film y aumentando, por lo tanto, su resistencia térmica. Este efecto se describe por

$$h_N/h_1 = N^{-s} \quad (3)$$

En que h_1 es el coeficiente para el tubo superior. Se recomienda un $s = 1/6$.

Las ecuaciones anteriores se aplican para flujo laminar, en que $4\Gamma/\mu_L < 3200$. No hay datos para flujo turbulento.

Exterior de tubos verticales.

La teoría de Nusselt para flujo laminar da el coeficiente medio para un tubo vertical de longitud L:

$$\bar{h} = 0,943 \left[\frac{\rho_L(\rho_L - \rho_V)g \sin \alpha \lambda k^3}{\mu L \Delta T} \right]^{0,25}$$

O alternativamente, si Γ es el condensado por unidad de perímetro en la base del tubo:

$$\frac{h}{k_L} = \left[\frac{\mu_L^2}{\rho_L(\rho_L - \rho_V)g} \right]^{1/3} = 1,47(4\Gamma / \mu_L)^{-1/3}$$

En que $Re = 4\Gamma/\mu_L$ es el número de Reynolds evaluado para todo el caudal de condensado producido por el tubo.

Interior de tubos horizontales:

Hay dos formas posibles de condensación en este caso. La forma estratificada

aparece cuando predominan las fuerzas gravitatorias (baja velocidad) y la forma anular, cuando predominan las fuerzas de corte (alta velocidad).

La configuración estratificada se trata como una modificación de la teoría de Nusselt para condensación en el exterior de tubos horizontales:

$$\bar{h} = 0,725\Omega \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v)g\lambda k^3}{\mu D \Delta T} \right]^{0,25}$$

En que el factor Ω da cuenta de la reducción del coeficiente, causada por acumulación de líquido en el fondo del tubo. El valor más frecuente de Ω es 0,8.

Sin embargo, se puede expresar Ω en términos de la fracción volumétrica de vapor, α .

Interior de tubos verticales.

Consideremos primero flujo descendente del vapor. Si las velocidades de vapor son bajas, se aplicarán los métodos descritos para condensación sobre el exterior de tubos verticales. Si, en cambio, las velocidades de vapor son muy altas, se aplicará el modelo de flujo anular descrito antes para flujos horizontales. Esto se debe a que la velocidad del escurrimiento en el film se hace independiente de las fuerzas gravitatorias. Se deben probar ambos métodos y usar el mayor de los coeficientes para un diseño preliminar.

Para flujo ascendente de vapor, las velocidades de vapor deben mantenerse lo suficientemente bajas para evitar la inundación de los tubos. En esta condición, el flujo ascendente del vapor impide una evacuación segura del condensado hacia abajo.

Luego de asegurarse que se evita la inundación, puede considerarse que el esfuerzo de corte del vapor sobre la superficie del film de líquido es muy pequeño para afectar su flujo, en consecuencia, el coeficiente h se puede predecir satisfactoriamente por las ecuaciones para condensación externa.

Los métodos usados por Kern para calcular coeficientes de condensación en superficies exteriores coinciden con los aquí indicados. Para condensación en el interior de tubos horizontales, Kern utiliza la ecuación (2), en la cual Γ se reemplaza por $2W/(LN)$, en que W es el caudal total de vapor a condensar, L es el largo de los tubos y N el número de tubos.

Evaluación térmica.

Evaluación es un proceso de cálculo por el cual, para una geometría dada, se puede calcular la carga térmica, o bien, se puede determinar el área de intercambio para una carga térmica dada.

La evaluación térmica se basa en:

$$dQ / dA = U (T_{\text{sat}} - T_{\text{refr}}) \text{ (local)}$$

U y ΔT pueden variar significativamente a lo largo del condensador, especialmente en condensación interna, en que tanto la velocidad del flujo como la transferencia de calor son muy sensibles a la variación del título. U se calcula a partir de los coeficientes individuales. En forma integral.

$$\int_{Q_t} dQ / (T_{\text{sat}} - T_{\text{refr}}) = \int_{Q_t} dQ / T = \int_{A_t} U dA$$

En que Q_t y A_t son el calor intercambiado total y el área total respectivamente. Q_t se puede expresar en función de valores medios del coeficiente global y de la diferencia de temperatura, U_m y ΔT_m :

$$Q_t = U_m A_t \Delta T_m$$

$$\text{De las dos ecuaciones anteriores } 1 / \Delta T_m = (1 / Q_t) \int_{Q_t} dQ / \Delta T \quad (1)$$

$$U_m = (1 / A_t) \int_{A_t} U dA \quad (2)$$

Un importante caso especial de la ecuación 1 es aquel en que T varía linealmente con Q, entre dos terminales a y b. Se puede verificar que:

$$\Delta T_m = \Delta T_{\text{ln}} = (\Delta T_a - \Delta T_b) / \ln (\Delta T_a / \Delta T_b)$$

Es improbable que ΔT varíe linealmente con Q a lo largo del intercambiador completo, pero en pequeñas porciones de su largo, se tendrá una buena aproximación al comportamiento lineal.

CONDENSACION CON OTROS PROCESOS EN UN CONDENSADOR

Un condensador puede recibir vapor sobrecalentado y entregar salir líquido subenfriado a la salida. En ese caso habrá tres procesos:

Desobrecalentamiento del vapor, que es un proceso monofásico, Condensación y Subenfriamiento del líquido, también monofásico.

En este caso una media logarítmica de temperatura entre los terminales puede no ser representativa de la diferencia total de temperatura entre el fluido condensante y el refrigerante. Se considera cada proceso por separado. El área total de transferencia de calor es entonces

$$A = \sum A_j$$

Referencias.

D. Butterworth, Condensers: Basic Heat Transfer and Fluid Flow, en "Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design", editado por S. Kakac, A.E. Bergles y F. Mayinger, Hemisphere Publishing Corporation, pp. 289-313 (1981).

D. Butterworth, Condensers: Thermohydraulic Design, en "Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design", editado por S. Kakac, A.E. Bergles y F. Mayinger, Hemisphere Publishing Corporation, pp. 647-679 (1981).

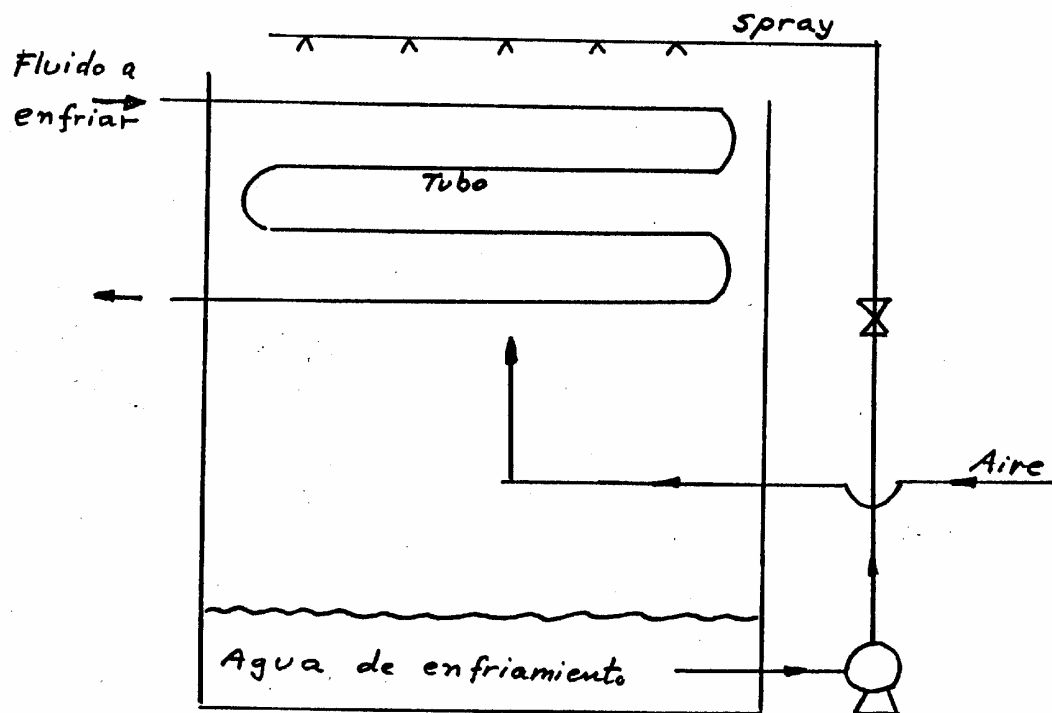
Enfriador o condensador evaporativo.

Este es un tipo de intercambiador de calor de tres fluidos que ha encontrado numerosas aplicaciones como alternativa a los enfriadores que usan aire o agua como medio de enfriamiento.

También se usa de preferencia en ciclos de refrigeración de gran escala, como condensador evaporativo.

El fluido a enfriar o condensar circula por el interior de tubos horizontales que forman un haz. Se hace circular aire hacia arriba por el exterior del haz de tubos, mientras agua en spray cae sobre ellos.

Al fluir el agua sobre de la superficie de los tubos, parte de ella es evaporada hacia el flujo de aire. El calor necesario para la evaporación se extrae del líquido en el interior del tubo, produciendo el enfriamiento de éste. Al mismo tiempo, el agua entrega este calor al aire.



El sistema de enfriamiento evaporativo permite diseñar intercambiadores de calor con un área mucho menor que en el caso de usar sólo aire como medio de enfriamiento.

Esto se debe a los mejores coeficientes de intercambio térmico que se pueden obtener en el enfriador evaporativo.

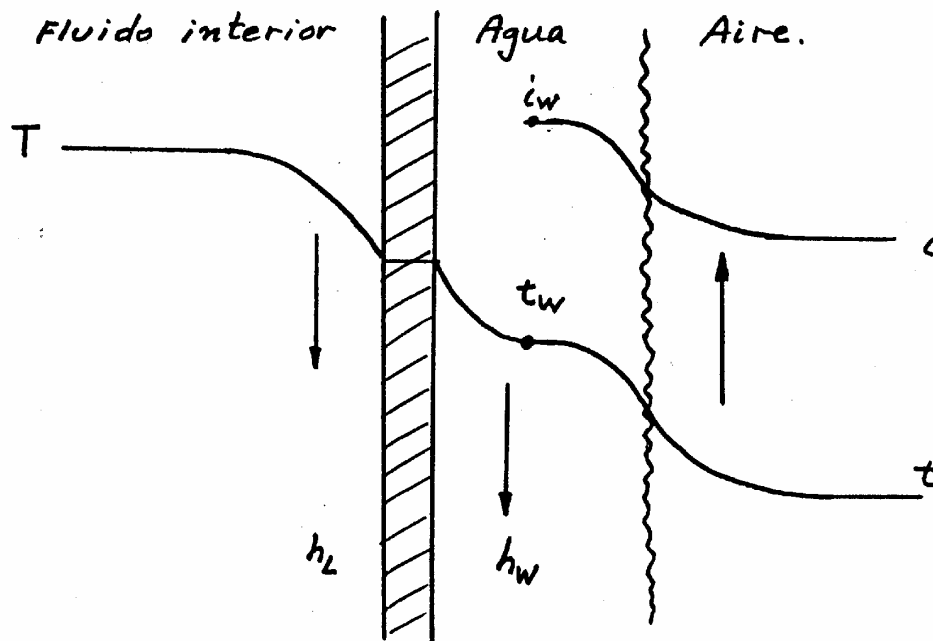
El enfriador o condensador evaporativo tiene una gran similitud con la torre de

enfriamiento, aunque la principal diferencia es que en la torre se realiza intercambio de calor del agua al aire, mientras que en el condensador evaporativo el agua y el aire son fluidos fríos, que extraen calor de un tercer fluido, caliente.

La información entregada en este apunte ha sido extraída de las referencias [1] y [2].

Un diagrama de resistencias térmicas en un enfriador evaporativo se muestra en la figura adjunta. En principio, existirán 4 coeficientes convectivos de interés en este sistema:

- h_L , entre el fluido interior y la pared interior del tubo
- h_w , entre la pared externa del tubo y el agua de enfriamiento,
- entre el agua y la interfase líquido-gas.
- entre la interfase líquido-gas y el aire.



Gradientes de temperatura y entalpía.

Sin embargo, los dos últimos coeficientes pueden ser combinados para formar un coeficiente global entre el agua y el aire.

Para h_L , se usa la conocida correlación de Dittus-Boelter:

$$Nu_L = h_L D/k = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

Coeficiente de transferencia de calor entre la pared del tubo y el agua de

enfriamiento:

Sea Γ el caudal de agua de enfriamiento por unidad de ancho del haz de tubos (kg/hr m). D_o es el diámetro exterior de los tubos. Se usa la correlación dimensional siguiente:

$$h_w = 118 (\Gamma/D_o)^{1/3}$$

Para el rango $700 < \Gamma/D_o < 2 \times 10^4$.

Para el coeficiente global de transferencia de calor entre el agua y el aire, h_g , debe tenerse en cuenta que entre ambos fluidos no hay una superficie de separación claramente definida. El intercambio se realiza en el espacio ocupado por el haz de tubos, el cual tiene un volumen definido. Entonces, h_g se expresa en kcal/hr m² °C.

Hay que notar, sin embargo, que la etapa de transferencia de calor entre ambas fases ocurre simultáneamente con una transferencia de masa. Veremos que el comportamiento del equipo puede describirse ventajosamente en términos de este fenómeno.

Coeficiente global de transferencia de calor, despreciando la resistencia conductiva de la pared:

$$1/U = 1/h_w + D_o/(D_i h_L)$$

Balances de calor y de masa.

Se indicará con 1 y 2 el fondo y el tope del enfriador evaporativo, respectivamente. Sean L , W y G los caudales (en kg/hr) del fluido en el interior del tubo, del agua y del aire, respectivamente. El calor total intercambiado por el fluido en el tubo es:

$$Q = LC_L(T_2 - T_1) = G(i_2 - i_1) \quad (1)$$

en que i es la entalpía específica del aire.

Sea S la sección transversal efectiva del enfriador evaporativo, en m², y Z su altura. Un balance de calor para un elemento diferencial de altura dZ , se puede escribir:

$$LC_L dT = Ua'(T - t_w)SdZ \quad (2)$$

en que a' es el área efectiva de tubos por unidad de volumen en el haz de tubos

(m²/m³), y U es el coeficiente global superficial de transferencia de calor. (T - t_w) es la diferencia de temperatura entre el fluido en el tubo y el agua de enfriamiento.

La transferencia de masa entre el agua y el aire se expresa por la relación:

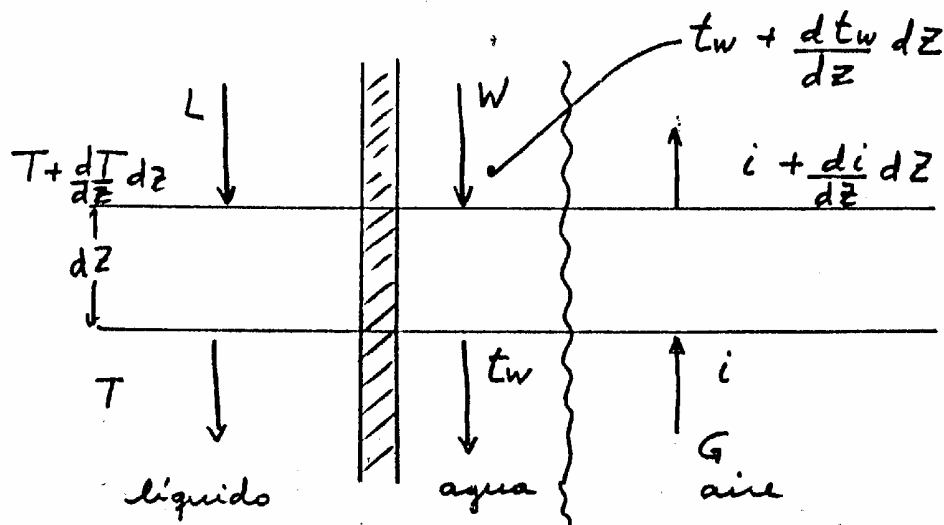
$$Gdi = kg_a(i_w - i)SdZ \quad (3)$$

kg_a es el coeficiente volumétrico de transferencia de masa entre ambas fases. Se expresa en kg/m³ hr.

Un balance de calor para la altura diferencial dZ se expresa:

$$LC_L dT = Gdi - WC_w dt \quad (4)$$

La expresión anterior se obtiene por un balance de flujos de entalpía a ambos lados de un elemento dZ de intercambiador:



$$L C_L [T + (dT/dZ)dZ] + C_w [W + (dW/dZ)dZ][t_w + (dt_w/dZ)dZ] + Gdi =$$

$$L C_L T + C_w W t_w + G[i + (di/dZ)dZ]$$

Desarrollando esta ecuación y considerando dW/dZ ≈ 0, se obtiene la expresión indicada (4). Haciendo el cociente de (2) y (3):

$$\frac{dT}{di} = \frac{G}{LC_L} \frac{Ua'(T - t_w)}{kg a (i_w - i)} \quad (5)$$

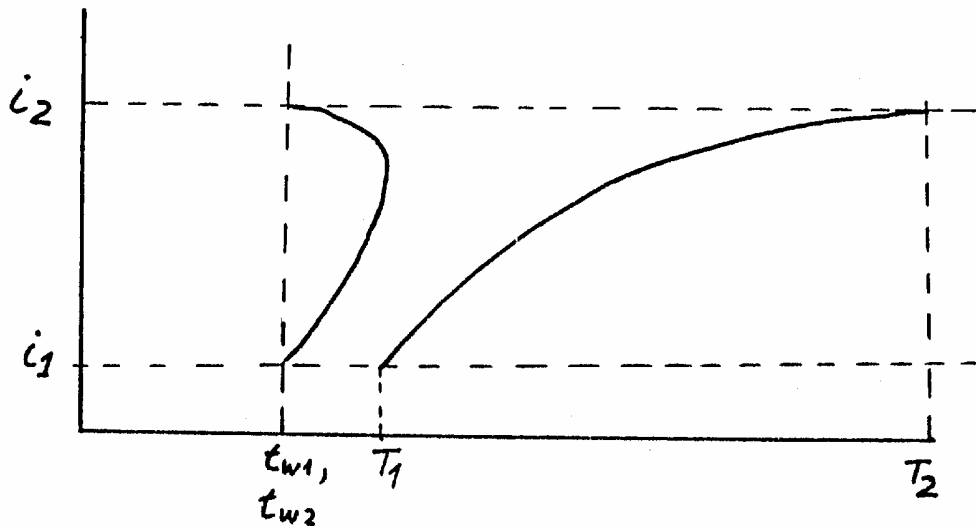
De la ecuación (4) obtenemos

$$\frac{dt_w}{di} = \frac{G}{WC_w} - \frac{LC_L}{WC_w} \frac{dT}{di} \quad (5')$$

Estas ecuaciones dan la progresión de temperaturas a lo largo del enfriador. Como el agua de enfriamiento es recirculada, $t_{w1} = t_{w2}$.

La temperatura del fluido en los tubos aumenta al recorrer el haz en dirección ascendente, luego $dT/di > 0$. Además $(dT/di)_2 > (dT/di)_1$, como lo sugiere la ecuación (5).

Esto, combinado con ec (5'), y con la condición de que la temperatura del agua debe igualarse en ambos extremos, implica que $(dt_w/di)_1 > 0$ (fondo) y $(dt_w/di)_2 < 0$ (tope). Las curvas de operación tendrán entonces la forma indicada en la figura siguiente. t no es igual a la temperatura de bulbo húmedo del aire, sino que está determinado por la tasa de transferencia de calor. t estará siempre comprendido entre las temperaturas del aire y del líquido en el interior del tubo.



Diseño térmico de enfriadores evaporativos.

Para el diseño térmico utilizaremos las correlaciones para los coeficientes de transferencia, los balances de calor y las ecuaciones de transporte. En la mayoría de los problemas de diseño, sólo se conoce el caudal del fluido en los tubos, sus temperaturas de entrada y salida, y la temperatura y humedad del aire en el fondo de la columna.

Las constantes geométricas se especifican a continuación para un arreglo triangular con paso $2D_o$. A es el área exterior de los tubos, m^2 . l es el largo de éstos, n el número de tubos en una fila y N el número de filas. Habrá n trayectorias paralelas. B es el ancho del arreglo.

$$A = \pi D_o n l N \quad (6)$$

$$B = 2D_o(n + 0,5) \quad (7)$$

$$Z = D_o N \sqrt{3} \quad (8)$$

$$d = A/SZ = \pi n / (D_o(2n+1)\sqrt{3}) \quad (9)$$

Los datos para el diseño son: L, T_2, T_1, i_1

A estos se agregan las propiedades de los fluidos $C_L, C_W, \mu_L, \mu_W, k_L$.

Se debe determinar los diámetros de tubo, n, l , y N , además de las variables de operación G y W .

El diseño parte generando una geometría. Se suponen valores iniciales para los siguientes parámetros:

[Re_L] Número de Reynolds en el interior de los tubos. Su valor inicial se fija entre 10000 y 20000.

[Γ] Se supone un valor suficiente para que el agua moje completamente los tubos (150-200 kg/hr m)

[Re_G] Número de Reynolds para el aire. Usualmente, se toma un valor de 10000.

Las expresiones para los números de Reynolds de fluido interior, de aire y de agua son las siguientes:

$$Re_L = 4L(\pi n D_i \mu_L) \quad (10)$$

$$G' = G / (S - n D_o L) = G / ((n+1) D_o l) \quad (11)$$

$$Re_G = D_o G' / \mu_G = G / ((n+1) l \mu_G) \quad (12)$$

$$Re_W = 4\Gamma / \mu_W = W / (n l \mu_W) \quad (13)$$

Paso 1. Obtención de un ancho aproximado del equipo [B]

B está dado por una ecuación anterior. Pero, como D_o y n no se conocen, se hace el siguiente cálculo aproximado:

$$[B] \approx 2 n D_o \approx 2 n D_i$$

El producto $n D_i$ aparece en la definición del número de Reynolds: $n D_i = 4 L / (\pi \mu_L Re_L)$. En consecuencia, en función del valor supuesto de $[Re_L]$, se puede determinar [B]:

$$[B] = 8 L / (\pi \mu_L [Re_L]).$$

Paso 2. Determinación del largo l del equipo. Se escoge un l similar a [B], aunque mayor.

Paso 3. Elección del diámetro del tubo (D_i , D_o).

Paso 4. Determinación del número de tubos por fila, n .
 $n = [B] / 2D_o$

En base a ese cociente, se escoge un valor entero.

Paso 5. Determinación del ancho B.

De la ecuación $B = 2 D_o (n + 0,5)$, con n y D_o conocidos, se puede ahora determinar B. Quedan así determinadas todas las constantes geométricas excepto N y Z .

Paso 6. Determinación de Re_L . Puede usarse la ecuación (10), que define a este parámetro, ya que todos los factores que lo componen son ahora conocidos.

Paso 7. Se toma para Γ el valor supuesto $[\Gamma]$. Con éste, y con la ecuación (13) se determinan al mismo tiempo Re_w y W .

Paso 8. Se determinan h_L y h_w de las correlaciones correspondientes. Se determinan a continuación U y Ua' .

Paso 9. Se elige un caudal de aire, G . Se determina Re_o de la ecuación (12). Luego, se determina kga por la correlación

$$kga = (1,81 \times 10^{-4}) Re_G^{0,9} Re_w^{0,15} D_o^{-2,6}$$

Paso 10. Como se conoce G, se puede calcular i_2 usando la ecuación (1).

Paso 11. Cálculo de la altura del intercambiador. De la ecuación (3) se tiene la Ec. 14:

$$Z = \frac{G}{kgaS} \int_{i_1}^{i_2} \frac{1}{(i_w - i)} di$$

En primera aproximación podemos expresar la entalpía de saturación del aire por $i_w = 1,38 t_w - 17,5$, en kcal/kg; °C.

Cálculo en etapas.

Como no es aceptable suponer constante la temperatura del agua, es necesario hacer el cálculo en etapas. Se divide el rango de entalpía en varios intervalos con un paso $\Delta i = (i_2 - i_1)/nn$, en que nn es el número de intervalos.

Se supone una temperatura de agua en el fondo, t_{w1} , con las restricciones indicadas más arriba.

De las ecuaciones (5) y (5') se obtienen los valores iniciales de dT/di y dt_w/di . Por lo tanto, por diferencias finitas, se pueden obtener las progresiones de T versus i y de t_w versus i en forma recurrente desde i_1 a i_2 .

Al llegar al tope, se compara el valor obtenido para t_{w2} con el valor supuesto de t_{w1} .

Si son diferentes, se repite el cálculo con un nuevo t_{w1} , hasta satisfacer la igualdad de temperatura del agua en los extremos.

Así se obtiene la curva final de operación, i_w versus i.

Luego se integra numéricamente la ecuación (14) para obtener Z. Hay que hacer el ajuste final de Z con el número de filas N. Se determina el número de filas N por la ecuación (8). Adoptando para N un valor entero, se corrige Z usando de nuevo la ecuación (8).

Ejemplo:

Diseñar un enfriador evaporativo, para enfriar un fluido con las propiedades del agua, desde 50 hasta 40°C, con un caudal de 5000 kg/hr. El aire a la entrada tiene una temperatura de 24°C, y una entalpía específica de 11,5 kcal/kg de aire seco.

Las propiedades físicas de los fluidos serán:

$$\begin{aligned} C_L &= C_W = 1 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C} \\ \mu_L &= 2,2 \text{ kg/m hr} \\ \mu_W &= 2,7 \text{ " } \\ D &= 0,0685 \text{ " } \\ k_L &= 0,553 \text{ kcal/hr m }^\circ\text{C.} \end{aligned}$$

Caso mas general de condensador evaporativo:

Si hay desobrecalentamiento, condensación y subenfriamiento:

Balance de calor global:

$$Q = LC_L (T_e - T_{sat}) + L\lambda + LC_L (T_{sat} - T_s) = G(i_2 - i_1) \quad (1)$$

De aquí debe elegirse G de modo que la entalpía específica de salida no sea mayor que una entalpía de aire húmedo dentro del diagrama psicrométrico. Como el aire no puede salir a mayor temperatura que el fluido caliente, entonces esto acota la entalpía de salida del aire.

Fijada la diferencia de entalpía, se divide ésta en un cierto número de pasos Δi para el cálculo en etapas.

Etapas de desobrecalentamiento:

Se construyen las curvas de temperatura del refrigerante y de temperatura del agua con las relaciones:

$$\frac{dT}{di} = \frac{G}{LC_L} \frac{Ua'(T - t_w)}{kg a (i_w - i)} \quad (2)$$

$$\frac{dt_w}{di} = \frac{G}{WC_w} - \frac{LC_L}{WC_w} \frac{dT}{di} \quad (3)$$

En las cuales se ha fijado el incremento de entalpía di (Δi). Los valores iniciales: t_w es la temperatura supuesta del agua, T es la temperatura de entrada del refrigerante. La etapa termina cuando T se hace igual a la temperatura de saturación.

Enseguida viene la etapa de condensación, en la cual la temperatura del refrigerante es constante (T_{sat}) y el título (x) varía. x es 0 al comienzo de esta etapa y 1 al final.

Las ecuaciones de esta etapa son:

$$\frac{dx}{di} = \frac{G Ua' (T - t_w)}{L\lambda kga (i_w - i)} \quad (4)$$

$$\frac{dt_w}{di} = \frac{G}{WC_w} - \frac{L\lambda}{WC_w} \frac{dx}{di} \quad (5)$$

T se mantiene constante (saturación), y los valores iniciales son: $x=0$, y para las demás variables (t_w , etc), los valores que tuvieron al final de la etapa anterior.

Termina esta etapa cuando $x=1$, y sigue una etapa de enfriamiento, que se describe en base a las ecuaciones 2 y 3.

Si al correr el algoritmo no se obtiene una temperatura t_w igual a la inicial, hay que variar ésta hasta que esta condición se cumpla.

Referencias:

1. 1. T. Mizushima, R. Ito, H. Miyashita, "Experimental study of an evaporative cooler", International Chemical Engineering, Vol.7, No.4, pp. 727-732 (1967).
2. 2. T. Mizushima, R. Ito, H. Miyashita, "Characteristics and methods of thermal design of evaporative coolers", International Chemical Engineering, Vol. 8, No.3, pp. 532-538 (1968).

Para más información: AHSRAE Handbook, Equipment.