

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, etc., condensando en vacío o a altas presiones.

El condensador típico es del tipo 1-1, con el refrigerante 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 de intercambio).

En principio, no debieran ser diferentes de los condensadores de proceso.

Sin embargo, éstos 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 carga 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 m² (15000 tubos de 1" DE, y 20 m de largo).

Los grandes condensadores utilizan carcasas de sección rectangular, aunque los de superficies inferiores a 5000 m² pueden tener carcasas 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 que se verá en capítulo aparte.

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:

$$h = 0,725 \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g h_{lg}}{\mu D (T_s - T_p)} \right]^{0,25}$$

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

h_{lg} 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

$$\frac{h}{k_l} \left[\frac{\mu_l^2}{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g} \right]^{1/3} = 1,51 [4\Gamma / \mu_l]^{-1/3}$$

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 $s = 1/6$. La ecuación (6.2) se aplica 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 :

$$h = 0,943 \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g h_{lg}}{\mu L (T_s - T_p)} \right]^{0,25}$$

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

$$\frac{h}{k_l} \left[\frac{\mu_l^2}{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g} \right]^{1/3} = 1,47 [4\Gamma / \mu_l]^{-1/3}$$

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:

$$h = 0,725\Omega \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g h_{lg}}{\mu D (T_s - T_p)} \right]^{0,25}$$

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 .

$$\Omega = \alpha^{0,75} \quad \text{con} \quad \alpha = [1 + ((1-x)/x)(\rho_l / \rho_g)^{2/3}]^{-1}$$

Para tratar el flujo anular hay varios métodos, de los cuales el más simple es suponer que el coeficiente convectivo (h) se puede expresar en función del coeficiente calculado como si el flujo total fuera líquido, h_L .

$$h = h_L \left\{ 1 + \left(x \frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right)^{1/2} \right\}$$

el factor de corrección depende del título, x . Como x variará axialmente en el tubo, es necesario calcular valores locales de h .

Surge el problema de saber cuál de los modelos usar, si anular o estratificado. Una regla simple es calcular h por ambos métodos y usar el mayor de los dos valores determinados. Sin embargo, se han propuesto criterios alternativos. El más simple consiste en determinar una velocidad adimensional de vapor, V_g^* :

$$V_g^* = (\rho_g V_g^2 / (g D_i (\rho_l - \rho_g)))^{1/2}$$

En que V_g es la velocidad del vapor, calculada como Gx / ρ_g . Se sugiere que el modelo estratificado se aplica cuando $V_g^* < 0,5$ y el modelo anular, cuando $V_g^* > 1,5$. En el rango intermedio, se aplicará la siguiente fórmula de interpolación:

$$h = h_{an} + (V_g^* - 1,5) (h_{an} - h_{estr})$$

En que h_{an} y h_{estr} son los coeficientes calculados para los modelos anular y estratificado respectivamente.

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.

Un criterio para evitar la inundación es el siguiente:

$$V_g^{*1/2} + V_l^{*1/2} < 0,6$$

en que

$$V_i^* = (\rho_l V_i^2 / (g D_i (\rho_l - \rho_g)))^{1/2}$$

Este parámetro es una velocidad adimensional de líquido. La velocidad dimensional V_l se define como $G(1-x)/\rho_l$.

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:

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

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.

$$\int_{Qt} dQ / (T_{sat} - T_{refr}) = \int_{Qt} dQ / T = \int_{At} U dA$$

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

$$Qt = U_m At \Delta T_m$$

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:

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

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 liquido subenfriado a la salida. En ese caso habra tres procesos:

Desobrecalentamiento del vapor, que es un proceso monofasico

Condensacion

Subenfriamiento del liquido, tambien monofasico.

En este caso una media logaritmica de temperatura entre los terminales puede no ser representativa de la diferencia total de temperatura entre el fluido condensante y el refrigerante.

La figura siguiente ilustra un condensador en contracorriente (carcasa tipo E, 1-1). Se denotan las condiciones en la carcasa por el símbolo '. Se indican las entalpías específicas de los fluidos (H) y los caudales (W).

Un balance de calor hasta el área A indica:

$$W (H - H_e) = W' (H' - H'_s)$$

El primer paso en la evaluación térmica es graficar la temperatura de equilibrio T' (de la tabla de vapor) en función de H' para el fluido del lado de la carcasa (vapor en condensación, figura). Usando la ecuación de balance, se puede graficar la temperatura en el lado de los tubos, T . En la figura se muestra los perfiles de temperatura en el caso más general, incluyendo una zona de desobrecalentamiento del vapor, condensación y subenfriamiento. Para mayor generalidad nos ponemos en un caso extremo en que en el lado de los tubos, el fluido se calienta inicialmente y luego hierve.

Se divide el diagrama en zonas en las cuales las curvas de T y T' sean aproximadamente lineales. Luego, en cada zona T' - T variará linealmente con H'. Por lo tanto, T' - T variará linealmente con el calor transferido, Q, ya que

$$Q = W' (H'_e - H')$$

Luego, la diferencia media logarítmica de temperatura se aplica en cada zona y puede ser evaluada. También, los coeficientes globales en los extremos de la zona se pueden calcular, y obtener un coeficiente medio para cada zona. Para obtener el área de la zona j:

$$A_j = W' \delta H'_j / (U_j \delta T_{lnj})$$

en que $\delta H'_j$ es el cambio de entalpía específica del fluido del lado de la carcasa al pasar por la zona j.

El área total de transferencia de calor es entonces

$$A = \sum A_j$$

Una característica útil del diagrama es que no depende del coeficiente global, sino solamente de variables de estado de los fluidos a su paso por el condensador.

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).