



Nº5 Marzo 2011

DISEÑO TERMOHIDRÁULICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS, UN MÉTODO CORTO

Roberto Carrizales Martínez

Laboratorio de Ingeniería Química, Facultad de Ciencias Químicas
Universidad Autónoma de San Luis Potosí

rcarriza@uaslp.mx

RESUMEN

En este documento se tratará de relacionar la caída de presión permitida de las corrientes y el área de transferencia de calor de un intercambiador de calor de carcasa y tubos, considerando un caso general para el diseño; un intercambiador de calor donde no se experimentará cambio de fase por ningún fluido, operará en estado estable, con flujos turbulentos en ambos fluidos, además se harán las siguientes consideraciones; fluidos poco viscosos, los flujos másicos así como el cambio de temperatura de los fluidos son conocidos. El diámetro, espesor y número de pasos en los tubos se especifican, así como también su arreglo y localización de los fluidos. Con esta información, se puede hacer el diseño para el intercambiador que se requiere para las condiciones del proceso.

Palabras clave: intercambiador de calor, diseño, condiciones de proceso, estado estable, flujos másicos, caídas de presión.

INTRODUCCIÓN

En el diseño de un intercambiador de calor, las caídas de presión disponibles de las corrientes de proceso son algunas veces pre-establecidas y fijas en el ejercicio del diseño principal. En tal situación es deseable utilizar la máxima caída de presión disponible para minimizar el tamaño del intercambiador. El proceso de diseño entonces involucra la determinación de la velocidad máxima posible (y por lo tanto los coeficientes de transferencia de calor) para unas caídas de presión disponibles dadas en las corrientes.

La selección de la caída de presión involucra consideraciones del proceso global. Es cierto que una caída de presión alta resulta en un intercambiador de calor pequeño, el costo se vería reflejado en los costos de operación. Solo considerando la relación entre los costos de operación y la inversión inicial pueden determinar la caída de presión más económica. Las relaciones de caída de presión obtenidas nos ayudan para desarrollar el método.

Se destacan dos aspectos del diseño de un intercambiador de calor. En primer lugar se trata el análisis térmico (también llamado diseño de proceso), es decir, los métodos para calcular la transferencia de calor en el intercambiador y los efectos de las temperaturas, y el segundo incluye el diseño mecánico, el cual examina, además de los efectos de las temperaturas, la importancia de la caída de presión dentro y fuera de los tubos, o sea la resistencia mecánica del equipo. Esto nos lleva al concepto de diseño termo-hidráulico: Un intercambiador de calor debe satisfacer los requerimientos de funcionamiento en cuanto a la transferencia de calor que especifica el diseño, dadas ciertas restricciones sobre la caída de presión en una de las corrientes o en ambas.

Bajo condiciones ordinarias, el diseño termo-hidráulico de un intercambiador de calor, requiere estar supervisado bajo los códigos de seguridad de TEMA (*Asociación de Manufactura de Intercambiadores Tubulares*) y ASME (*Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos*) por sus siglas en inglés. Estas asociaciones publican estándares o métodos de diseño generales y fabricación de materiales para intercambiadores de calor tubulares.

PRESENTACIÓN DEL PROBLEMA

Dados los flujos máxicos de las corrientes caliente y fría sus temperaturas definidas para el intercambio de calor, también se dan para cada corriente sus propiedades físicas: El problema consiste ahora en determinar las opciones del diseño del intercambiador de calor de carcasa y tubos; área de transferencia de calor y caídas de presión por dentro y fuera de los tubos. Básicamente, el modelo consiste en determinar una geometría de la unidad que permita el intercambio de una cantidad de calor específica. Por lo tanto, es necesario calcular los coeficientes de transferencia de calor para cada corriente. Así, el problema incluye las decisiones siguientes: diámetro, longitud, arreglo, número de tubos y número de pasos en los tubos, número de deflectores y localización de los fluidos.

VARIABLES DE DISEÑO

Las variables de diseño del intercambiador de calor pueden ser; $m_h, m_c, Q, T_{ha}, T_{hb}, T_{ca}, T_{cb}, D_i, D_o, P_T, N_T, U_o, \Delta P_i, \Delta P_o, h_i, h_o, L, A_o$ y v . Para nuestro problema las únicas variables son, h_i, h_o, U_o, L, N_T y A_o .

RELACIONES GENERALES PARA LA CAÍDA DE PRESIÓN

Un primer paso en las consideraciones efectivas de la caída de presión permitida, es establecer una relación cuantitativa entre el coeficiente de transferencia de calor, la superficie de transferencia de calor y la actual caída de presión de una corriente. Una relación general de la caída de presión por dentro de los tubos, para un intercambiador de calor de carcasa y tubos puede ser la siguiente ecuación,

$$\Delta P_i = \frac{f_i v_i^2 L \rho_i N_p}{2 g_c D_i} \quad (1)$$

El factor de fricción para tubos de intercambiadores de calor se puede calcular por;

$$f_i = 0.4924 (Re_i)^{-0.2741} \quad 3000 < Re_i < 10^6 \quad (2)$$

combinando ec. 1 y 2

$$\Delta P_i = \frac{0.4924 (Re_i)^{-0.2741} v_i^2 L \rho_i N_p}{2 g_c D_i} \quad (3)$$

El Reynolds, $Re_i = \frac{D_i v_i \rho_i}{\mu_i} \quad (4)$

sustituyendo en ec. 3

$$\Delta P_i = \frac{0.4924 \left(\frac{D_i v_i \rho_i}{\mu_i} \right)^{-0.2741} v_i^2 L \rho_i N_p}{2 g_c D_i} \quad (5)$$

resulta

$$\Delta P_i = K_{T1} N_p^2 L v_i^{1.7259} \quad (6)$$

donde

$$K_{T1} = \frac{0.2462 \left(\frac{D_i \rho_i}{\mu_i} \right)^{-0.2741} \rho_i}{g_c D_i} \quad (7)$$

Área de transferencia de calor externa para el intercambiador de calor, A_o

$$= \pi D_o L N_T$$

Despejando N_T

$$N_T = \frac{A_o}{\pi D_o L} \quad (8)$$

Y el flujo másico del fluido que circula por dentro los tubos,

$$m_i = \frac{\pi D_i^2 N_T \rho_i v_i}{4 N_p}$$

despejando N_T

$$N_T = \frac{4 m_i N_p}{\pi D_i^2 \rho_i v_i} \quad (9)$$

igualando las ec. 8 y 9,

$$\frac{A_o}{\pi D_o L} = \frac{4 m_i N_p}{\pi D_i^2 v_i \rho_i} \quad (10)$$

despejando L de ec. 10

$$L = \frac{A_o D_i^2 v_i \rho_i}{4 m_i N_p D_o} \quad (11)$$

sustituyendo ec. 11 en ec. 6, resultaría,

$$\Delta P_i = \frac{A_o D_i^2 v_i^{2.7259} \rho_i K_{T1}}{4 m_i D_o} \quad (12)$$

El coeficiente de película, h_i se puede calcular por la ecuación de Dittus-Boelter,

$$h_i = 0.023 \frac{k_i}{D_i} \left(\frac{D_i v_i \rho_i}{\mu_i} \right)^{0.8} \left(\frac{C p_i \mu_i}{k_i} \right)^{0.33} \quad (13)$$

rearrreglandola, resultaría

$$= K_{T2} v_i^{0.8} \quad (14)$$

y

$$K_{T2} = 0.023 \frac{k_i}{D_i} \left(\frac{D_i \rho_i}{\mu_i} \right)^{0.8} \left(\frac{C p_i \mu_i}{k_i} \right)^{0.33} \quad (15)$$

despejando v_i de la ec. 14

$$v_i^{0.8} = \frac{h_i}{K_{T2}}$$

$$v_i = \sqrt[0.8]{\frac{h_i}{K_{T2}}} = \frac{h_i^{1.25}}{K_{T2}^{1.25}}$$

y sustituyéndola en ec. 12, resulta,

$$\Delta P_i = \frac{A_o D_i^2 \left(\frac{h_i^{1.25}}{K_{T2}^{1.25}} \right)^{2.7259} \rho_i K_{T1}}{4m_i D_o}$$

$$\Delta P_i = \frac{A_o D_i^2 h_i^{3.407} \rho_i K_{T1}}{4m_i D_o K_{T2}^{3.407}}$$

$$K_{TT} = K_{T1} A_o K_i^{3.407} \quad (16)$$

donde

$$K_{TT} = \frac{D_i^2 \rho_i K_{T1}}{4m_i D_o K_{T2}^{3.407}} \quad (17)$$

La ecuación 16 representa el modelo termo-hidráulico del intercambiador de calor. Representa la relación entre el coeficiente de transferencia de calor de la corriente, caída de presión y área de transferencia de calor y nos proporciona la posibilidad de predecir la transferencia de calor basada en la caída de presión disponible.

La constante K_{TT} de la ec. 17 es una función de las propiedades físicas y flujos máxicos de las corrientes, así como del diámetro de los tubos.

El único parámetro que no es del proceso es el diámetro del tubo. Este no es usualmente una variable de diseño, su valor es generalmente asignado cuando se hace el diseño.

Análogamente en el lado de la carcasa la caída de presión se calcula por la ecuación siguiente:

$$\Delta P_o = \frac{f_o G_s^2 D_s (N+1)}{2g_c \rho_o D_e} \quad (18)$$

El factor de fricción se puede obtener por medio de la expresión siguiente,

$$f_o = 1.775 (Re_o)^{-0.1947} \quad 3000 < Re_o < 10^6 \quad (19)$$

El Reynolds para el lado de la carcasa

$$Re_o = \frac{De G_s}{\mu_o} \quad (20)$$

Sustituyendo ec. 19 y 20, en la ec. 18, obtenemos,

$$\Delta P_o = \frac{1.775 \left(\frac{De G_s}{\mu_o} \right)^{-0.1947} G_s^2 D_s (N+1)}{2g_c \rho_o D_e}$$

$$\Delta P_o = \frac{1.775 \left(\frac{De}{\mu_o} \right)^{-0.1947} G_s^{-0.1947} G_s^2 D_s (N+1)}{2 g_c \rho_o De}$$

Resulta, $\Delta P_o = K_{S1} D_s (N+1) G_s^{1.805}$ (21)

donde

$$K_{S1} = \frac{0.8875 \left(\frac{De}{\mu_o} \right)^{-0.1947}}{g_c \rho_o De}$$
 (22)

el área de transferencia de calor está dada por,

$$A_o = \pi D_o L N_T$$
 (23)

Y el numero de deflectores por,

$$(N+1) = \frac{L}{B}$$
 (24)

despejando L de ec. 24 y sustituyendo en ec. 23, resulta

$$A_o = \pi D_o N_T B (N+1)$$
 (25)

La cantidad de tubos puede calcularse en forma aproximada, por la siguiente expresión, para arreglo triangular,

$$D_s = 1.16 P_T N_T^{0.5}$$
 (26)

de aquí despejamos N_T , y obtenemos,

$$N_T = \frac{0.7431 D_s^2}{P_T^2}$$
 (27)

Sustituyendo en ec. 25, tenemos,

$$A_o = \frac{[0.7431 \pi D_o D_s^2 B (N+1)]}{P_T^2}$$

Reacomodando

$$D_s (N+1) = \frac{A_o P_T^2}{0.7431 \pi D_o D_s B}$$
 (28)

La velocidad másica está relacionada con el diámetro de la carcasa así,

$$G_s = \frac{m_o}{A_s}$$
 (29)

Y área de flujo por el lado de la carcasa así,

$$A_s = \frac{B D_s C'}{P_T}$$
 (30)

Y C' , el claro así,

$$= P_T - D_o$$
 (31)

Sustituyendo ec. 30 y 31 en ec. 29

$$G_s = \frac{m_o P_T}{B D_s (P_T - D_o)} \quad (32)$$

Despejando D_s

$$D_s = \frac{m_o P_T}{B G_s (P_T - D_o)} \quad (33)$$

sustituyendo ec. 33 en ec. 28, y simplificando,

$$D_s(N+1) = \frac{P_T^2 A_o G_s B (P_T - D_o)}{0.7431 \pi B m_o P_T D_o}$$

$$D_s(N+1) = \frac{P_T A_o G_s (P_T - D_o)}{0.7431 \pi m_o D_o}$$

$$(N+1) = K_{s2} A_o G_s \quad (34)$$

donde

$$K_{s2} = \frac{P_T (P_T - D_o)}{(0.7431 \pi m_o D_o)} \quad (35)$$

La ecuación para calcular el coeficiente de transferencia de calor por fuera de los tubos, puede ser la siguiente,

$$h_o = 0.36 \frac{k_o}{De} \left(\frac{De G_s}{\mu_o} \right)^{0.55} \left(\frac{Cp_o \mu_o}{k_o} \right)^{0.33} \quad (36)$$

dando,

$$h_o = K_{s3} G_s^{0.55} \quad (37)$$

donde,

$$K_{s3} = 0.36 \frac{k_o}{De} \left(\frac{De}{\mu_o} \right)^{0.55} \left(\frac{Cp_o \mu_o}{k_o} \right)^{0.33} \quad (38)$$

Combinando las ec. 21, 34, después con ec. 37

$$\Delta P_o = K_{s1} K_{s2} A_o G_s^{1.805} = K_{s1} K_{s2} A_o G_s^{1.805}$$

$$= K_{s3} G_s^{0.55} \Rightarrow G_s = \frac{h_o^{1.818}}{K_{s3}^{1.818}}$$

$$\Delta P_o = K_{s1} K_{s2} A_o \left(\frac{h_o^{1.818}}{K_{s3}^{1.818}} \right)^{2.805}$$

resulta

$$\Delta P_o = K_{sT} A_o h_o^{2.805} \quad (39)$$

donde

$$F = K_{S1} K_{S2} K_{S3}^{-2.077} \quad (40)$$

La constante K_{ST} en la ec. 40 es función de las propiedades físicas y flujos máxicos de la corriente, así como del diámetro equivalente de los tubos.

El diámetro equivalente es una función del diámetro externo de los tubos, su espaciado y arreglo. El espaciado de los tubos no es usualmente una variable de diseño por lo que puede fijarse al inicio del diseño.

Como se ve, entonces, las variables de diseño tal como la longitud de los tubos, número de tubos, número de pasos en los tubos y el diámetro de la carcasa han sido eliminadas para la expresión final.

En este cálculo de intercambiadores se supusieron los deflectores segmentados 25%. Las caídas de presión en las entradas y salidas de las corrientes se consideraron muy pequeñas, por lo tanto despreciables.

Algoritmo de diseño del intercambiador.

La disponibilidad de estas relaciones de la caída de presión, permiten el desarrollo del algoritmo de un nuevo diseño de intercambiador basado en un criterio satisfactorio de caída de presión.

El algoritmo del sistema total está definido por tres ecuaciones:

$$v_i = K_{TT} A_o h_i^{2.407} \quad (A)$$

$$v_o = K_{ST} A_o h_o^{2.077} \quad (B)$$

$$= U_o A_o \Delta T_m F_T \quad (C)$$

$$\text{Pero, } U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{x_w D_o}{k_w D_m} + \frac{D_o}{D_i h_i} + R_{di} + R_{do}} = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{D_o}{D_i h_i} + R_{dw}}$$

y $R_{dw} = R_w + R_{di} + R_{do}$ (resistencia de la pared del tubo y factores de incrustación interno y externo respectivamente). ΔP_i , ΔP_o , Q y ΔT_m son especificados como requerimiento del diseño. Tenemos entonces tres ecuaciones y solamente tres incógnitas (h_i , h_o y A_o) por lo que la solución puede ser rápida.

Posteriormente los detalles del diseño pueden ser establecidos para las velocidades de las corrientes, la longitud de los tubos, el número de tubos, el diámetro de la carcasa, etc. (si se requieren), una vez que el valor de h de las corrientes y el área del intercambiador son conocidos, de la siguiente forma;

Dentro de los tubos.

a) Velocidad, de ec.14

$$v_i^{0.8} = \frac{h_i}{K_{T2}}$$

$$v_i = \left(\frac{h_i}{K_{T2}} \right)^{1.25}$$

donde

$$K_{T2} = 0.023 \frac{k_i}{D_i} \left(\frac{D_i \rho_i}{\mu_i} \right)^{0.8} \left(\frac{Cp_i \mu_i}{k_i} \right)^{0.33}$$

b) Número total de tubos, de ec. 9

$$N_T = \frac{4m_i N_p}{\pi D_i^2 \rho_i v_i} \quad (\text{el número de pasos, } N_p, \text{ usualmente se especifica})$$

c) Longitud de los tubos, de ec. 8

$$L = \frac{A_o}{\pi D_o N_T}$$

Lado de la carcasa.

a) Velocidad másica, de ec. 37

$$= K_{S3} G_s^{0.818} \Rightarrow G_s = \left(\frac{h_o}{K_{S3}} \right)^{1.818}$$

donde
$$K_{S3} = 0.36 \frac{k_o}{De} \left(\frac{De}{\mu_o} \right)^{0.55} \left(\frac{Cp_o \mu_o}{k_o} \right)^{0.33}$$

b) Diámetro de la carcasa, de ec. 26

$$= 1.16 P_T N_T^{0.8}$$

c) Espaciado de los deflectores, de ec. 33

$$B = \frac{m_o P_T}{D_s G_s (P_T - D_o)}$$

d) Número de deflectores, de ec. 24

$$N = \frac{L}{B} - 1$$

Las ecs. (A) (B) y (C), pueden adaptarse para el diseño como sigue, de ec. (A)

$$h_i = K_{TT} A_o h_i^{3.407}$$

$$h_i^{3.407} = \frac{\Delta P_i}{K_{TT} A_o}$$

el área del intercambiador de calor está dada por ec. (C)

$$A_o = \frac{Q}{\Delta T_m F_T \left[\left(\frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{x_w D_o}{k_w D_m} + \frac{D_o}{D_i h_i} + R_{dw}} \right) \right]} \quad (D)$$

Entonces, sustituyendo el área A_o de ec. (D) en la ec. (A) y despejando h_i ,

$$h_i = \left(\frac{\Delta P_i \Delta T_m F_T \left(\frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{D_o}{D_i h_i} + R_{dw}} \right)}{K_{TT} Q} \right)^{0.2935} \quad (E)$$

dividiendo ec. (A) entre ec. (B), y reorganizándolas, tenemos,

$$\begin{aligned} \dot{Q}_i &= K_{TT} A_o h_i^{3.407} \\ \dot{Q}_o &= K_{ST} A_o h_o^{5.099} \end{aligned}$$

$$\frac{\Delta P_i}{\Delta P_o} = \frac{K_{TT} h_i^{3.407}}{K_{ST} h_o^{5.099}}$$

$$\frac{1}{h_o} = \left(\frac{\Delta P_i K_{ST}}{\Delta P_o K_{TT} h_i^{3.407}} \right)^{0.196} \quad (F)$$

El valor de h_i puede ser determinado por métodos de convergencia después de sustituir la ec. (F) para $1/h_o$ en la ec. (E)

$$h_i = \left\{ \frac{\Delta P_i \Delta T_m F_T}{K_{TT} Q \left[\left(\frac{\Delta P_i K_{ST}}{\Delta P_o K_{TT} h_i^{3.407}} \right)^{0.196} + \frac{D_o}{D_i h_i} + R_{dw} \right]} \right\}^{0.2935} \quad (G)$$

Conociendo h_i de ec. (G) nos permite obtener el valor de h_o de ec. (F) y el valor de A_o , de ec. (D), del intercambiador, para una caída de presión dada.

BIBLIOGRAFÍA

1. Diseño de intercambiadores de calor de carcasa y tubos, parte I. Noticias técnicas, volumen X, número 106.
2. Himmelblau, E. (1989) *Optimization of chemical processes*. NY, USA, Editorial McGraw Hill.
3. Jegede, F. O; Polley, G.T. (1992) "Optimum heat exchanger design" *Institution of chemical engineers*, Cambridge, England, pp 133-141
4. Mizutani, F.T; Pessoa, F.L.P; Quiroz, E. M. (2003) "Mathematical programming model for heat exchanger network, Shell and tube exchanger design" *Departamento de Ingeniería Química, Escuela de Química, Universidad Federal de Rio de Janeiro, Brasil*,. pp A-J
5. Peters, M. S; Timmerhaus. K.D. (1991) *Plant design and economics for chemical engineers*. USA. 4ª Edición. Editorial McGraw Hill.
6. Valiente Barderas, A. (1988) *Problemas de transferencia de calor*. México, Editorial Limusa.
7. Wang, L. B; Sundén. (2002) "Optimal design of plate heat exchangers with and without pressure drop specifications" *Division of heat transfer, Lund Institute of Technology, Lund Sweden*. pp 295-311

Anexo

La nomenclatura y unidades para este documento son como sigue:

A_o = Área de transferencia de calor externa, m^2

B = Espaciado de los deflectores, m

C' = Claro de los tubos, m

D_e = Diámetro equivalente, m

D_i = Diámetro interior del tubo, m

D_S = Diámetro interior de la carcasa, m

D_o = Diámetro exterior del tubo, m

f_i = Factor de fricción en el lado tubo, adimensional

f_o = Factor de fricción en el lado carcasa, adimensional

F_T = Factor de corrección por temperatura, adimensional

g_c = Factor de conversión, $kg_m m/kg_f seg^2$

G_S = Velocidad másica del fluido en la carcasa, $kg/m^2 seg$

h_i = Coeficiente interno de transferencia de calor, $Kcal/seg m^2 ^\circ C$

h_o = Coeficiente externo de transferencia de calor, $Kcal/seg m^2 ^\circ C$

k_i = Conductividad del fluido dentro de los tubos, $Kcal/seg m ^\circ C$

k_o = Conductividad del fluido fuera de los tubos, $Kcal/seg m ^\circ C$

K_{T1} , K_{T2} , K_{TT} , K_{S1} , K_{S2} , K_{S3} y K_{ST} = Constantes

K_W = Conductividad de los tubos, $Kcal/seg m ^\circ C$

L = Longitud total de la trayectoria, m

m_i = Flujo másico de la corriente interna, kg/seg

m_o = Flujo másico de la corriente externa, kg/seg
 N = Número de deflectores, adimensional
 N_p = Número de pasos en el lado de los tubos, adimensional
 N_T = Número de tubos, adimensional
 P_T = Espaciado de los tubos, m
 Q = Flujo de calor, Kcal/seg
 U_o = Coeficiente global de transferencia de calor, Kcal/segm²°C
 v_i = Velocidad del fluido que circula por el lado de los tubos, m/seg
 v_o = Velocidad del fluido que circula por el lado de la carcasa, m/seg
 x_w = Espesor de la pared del tubo, m
 ΔP_i = Caída de presión en el lado de los tubos, kg/m²
 ΔP_o = Caída de presión en el lado de la carcasa, kg/m²
 ΔT_m = Diferencia media logarítmica de temperatura, °C
 ρ_i = Densidad del fluido que circula por el lado de los tubos, kg/m³
 ρ_o = Densidad del fluido que circula por el lado de la carcasa, kg/m³
 μ_i = Viscosidad del fluido lado de los tubos, kg/mseg
 μ_o = Viscosidad del fluido lado de la carcasa, kg/mseg