

DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR PLATO Y ALETA

Introducción

Una vez que has revisado la clase virtual de la teoría de intercambiadores de calor plato y aleta, puedes pasar al siguiente paso. Este consiste en dimensionar un intercambiador de calor de platos, esto quiere decir que debes determinar el tamaño del equipo que satisfaga la carga térmica y demás restricciones de proceso.

Desarrollo

García-Castillo y Picón-Núñez, (2021) proponen la metodología para calcular el tamaño del intercambiador de calor. Se establece que el tamaño de la unidad es mejor representado por el volumen, debido a que el área de transferencia de calor no brinda una idea clara del tamaño del equipo. Se determina el volumen de la unidad mientras se hace uso de toda la caída de presión de una de las dos corrientes, a la cual se referirá en el documento como corriente crítica.

El desempeño de transferencia de calor de un gran número de superficies compactas puede ser correlacionado en términos del número de Reynolds como:

$$j = aRe^{-b} \quad (1)$$

El término j es referido como el Factor de Colburn el cual se define como:

$$j = StPr^{2/3} \quad (2)$$

Donde Pr es el número de Prandtl ($\mu C_p/k$) y St es el número de Stanton el cual es dado por:

$$St = \frac{hA_c}{mC_p} \quad (3)$$

Para intercambiadores de calor tipo plato y aleta el número de Reynolds es definido como una función del diámetro hidráulico.

$$Re = \frac{\rho v d_h}{\mu} \quad (4)$$

Donde el diámetro hidráulico se calcula de la siguiente manera:

$$d_h = \frac{4A_c}{P_w} \quad (5)$$

Partiendo de la definición de flujo másico:

$$m = \rho A_c v \quad (6)$$

Despejando para la velocidad v y sustituyendo en (4), resulta:

$$Re = \frac{m d_h}{\mu A_c} \quad (7)$$

Para resolver el modelo, se sustituye (1) en (2):

$$aRe^{-b} = StPr^{2/3} \quad (8)$$

Después, sustituyendo (4) en (8) se tiene:

$$aRe^{-b} = \frac{hA_c}{mC_p} Pr^{2/3} \quad (9)$$

En este momento, solo queda calcular el número de Reynolds en términos de las variables conocidas. Sustituyendo (7) en (9) se tiene:

$$a \left(\frac{m d_h}{\mu A_c} \right)^{-b} = \frac{hA_c}{mC_p} Pr^{2/3} \quad (10)$$

Partiendo de la ecuación (10) se calcula el coeficiente convectivo de transferencia de calor, resolviendo para h se tiene:

$$h = \frac{a m^{-b} d_h^{-b} m C_p}{\mu^{-b} A_c^{-b} Pr^{2/3} A_c} = \frac{a m^{1-b} \mu^b C_p}{A_c^{1-b} d_h^b Pr^{2/3}} \quad (11)$$

Simplificando la ecuación (11) e introduciendo la variable K_H se tiene:

$$h = K_H \left(\frac{1}{A_c} \right)^{1-b}, \text{ donde: } K_H = \frac{am^{1-b} \mu^b C_p}{d_h^b Pr^{2/3}}; \quad (12)$$

De esta manera, la ecuación (12) es una expresión que relaciona el coeficiente convectivo como una función del tipo de superficie empleada, condiciones de flujo y propiedades físicas.

Un procedimiento similar puede ser aplicado para derivar una expresión que relacione la caída de presión con el área libre de flujo y propiedades físicas. Una expresión que representa la caída de presión a través del núcleo de un intercambiador de calor es:

$$\Delta P = \frac{fAm^2}{2\rho A_c A_c^2} \quad (13)$$

Para la mayoría de las superficies secundarias comerciales, el valor del factor de fricción f dentro de un rango de número de Reynolds entre 500 y 10,000 puede ser correlacionado en términos del número de Reynolds en una manera similar que para la transferencia de calor:

$$f = xRe^y \quad (14)$$

Donde x y y son constantes que dependen del tipo de superficie y se obtiene a partir de ajustes de la información termohidráulica generada para las superficies comerciales.

El área total de transferencia de calor entre el lado caliente y el lado frío en un intercambiador del tipo plato y aleta puede variar significativamente; una manera de lidiar con tal situación es introducir el parámetro α que representa la relación entre el área de transferencia de calor de un lado del intercambiador respecto al volumen total del equipo y se define como:

$$\alpha = \frac{A}{V_T} \quad (15)$$

Introduciendo (14) y (15) en (13) se obtiene:

$$\Delta P = \frac{x \left(\frac{m d_h}{\mu A_c} \right)^y \alpha V_T m^2}{2 \rho A_c^3} = \frac{x m^{-y} d_h^{-y} \mu^y A_c^y \alpha V_T m^2}{2 \rho A_c^3} = \quad (16)$$

Reacomodando términos e introduciendo la variable K_p :

$$\Delta P = K_p \left(\frac{1}{A_c} \right)^{3-y} V_T \quad \text{donde:} \quad (17)$$

$$K_p = \frac{x m^{2-y} \mu^y \alpha}{2 d_h^y \rho}$$

Para resolver el modelo de manera global, es necesario combinar el desempeño térmico empleando la ecuación (12)

$$h = K_H \left(\frac{1}{A_c} \right)^{1-b}, \text{ donde: } K_H = \frac{a m^{1-b} \mu^b C_p}{d_h^b P r^{2/3}};$$

Despejando $\left(\frac{1}{A_c} \right)$ de (12) e introduciéndola en (17) se obtiene:

$$\Delta P = \frac{K_p}{K_H} V_T h^z \quad (18)$$

$$\text{donde: } z = \frac{(3-y)}{(1-b)}$$

Empleando la ecuación (18), es posible relacionar el coeficiente convectivo de transferencia de calor de un lado con la caída de presión permisible. Este procedimiento es repetido para el lado 2 del equipo y así calcular los coeficientes convectivos de ambos lados. Posteriormente, se determina el coeficiente global de transferencia de calor y el área de transferencia de calor.

Partiendo de la ecuación general de diseño se tiene que:

$$Q = U A F \Delta T_{LM} \quad (19)$$

Donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, A es el área superficial total de transferencia de calor, F es el factor de corrección de la diferencia de temperaturas media logarítmica y ΔT_{LM} es la diferencia de temperaturas media logarítmica.

Para un arreglo en contra corriente, $F=1$ y considerando libre de

ensuciamiento en ambos lados del intercambiador se tiene la siguiente expresión.

$$V_T = \frac{Q}{\Delta T_{LM}} \left[\frac{1}{(\eta_o \alpha h)_1} + \frac{1}{(\eta_o \alpha h)_2} \right] \quad (20)$$

Introduciendo el término α para ambas corrientes y se tiene la expresión final para el cálculo del volumen total de la unidad.

$$V_T = \frac{Q}{\Delta T_{LM}} \left[\left(\frac{1}{\eta_o h A} \right)_1 + \left(\frac{1}{\eta_o h A} \right)_2 \right] \quad (21)$$

Una vez calculado el volumen de la unidad, el área frontal del intercambiador de calor (A_{fr}) puede ser calculada de H y W . Sin embargo, el área frontal por corriente depende del tipo de superficie empleada y del número de pasajes por corriente (N_{ps}). Para cada corriente, el área frontal está relacionada con el área libre de flujo de acuerdo con:

$$\sigma = \frac{A_c}{A_{fr}} \quad (22)$$

Donde σ es la relación del área libre de flujo al área frontal. Este término puede ser calculado de parámetros geométricos de superficie tales como:

$$\sigma = \frac{\beta d_h}{4} \quad (23)$$

Donde d_h es el diámetro hidráulico y depende del área libre de flujo y P_w que es el perímetro mojado.

Partiendo de tales expresiones, el número de pasajes por corriente (i) depende del ancho del intercambiador (W), espaciamiento entre platos (δ_i) y área frontal de cada corriente $A_{fr,i}$ como:

$$N_{ps,i} = \frac{A_{fr,i}}{W \delta_i}; i = 1, 2 \quad (24)$$

Finalmente, la altura total de equipo es calculada mediante la siguiente expresión:

$$H = \sum_{i=1}^2 (N_{ps})_i \delta + \left[1 + \sum_{i=1}^2 (N_{ps})_i \right] P_{th} \quad (25)$$

Donde P_{th} es el espesor de la placa.

Finalmente, deberán especificarse todos los parámetros antes calculados. Al introducir las ecuaciones previamente descritas, es importante verificar el dominio de las variables, es decir, especificar la no negatividad; ya que por la altamente no linealidad de estas es probable tener problemas de convergencia.

Conclusiones

En este punto has revisado la metodología para determinar el tamaño de un intercambiador de calor del tipo plato y aleta. El siguiente paso es aplicar la metodología aquí explicada en un caso de estudio proporcionado por tu profesor. En este momento estás listo para estudiar otro tipo de intercambiadores también de la familia de intercambiadores compactos, los intercambiadores de calor de placas.

Referencia:

García-Castillo J.L, Picón-Núñez M. 2021. Physical Dimensions as a Design Objective in Heat Transfer Equipment: The Case of Plate and Fin Heat Exchangers. *Energies* 14(8): 2318. DOI:10.3390/en14082318