

**PERFILES DE TEMPERATURA
EN INTERCAMBIADORES DE TUBO Y CORAZA
Factor corrector del LMTD: F**

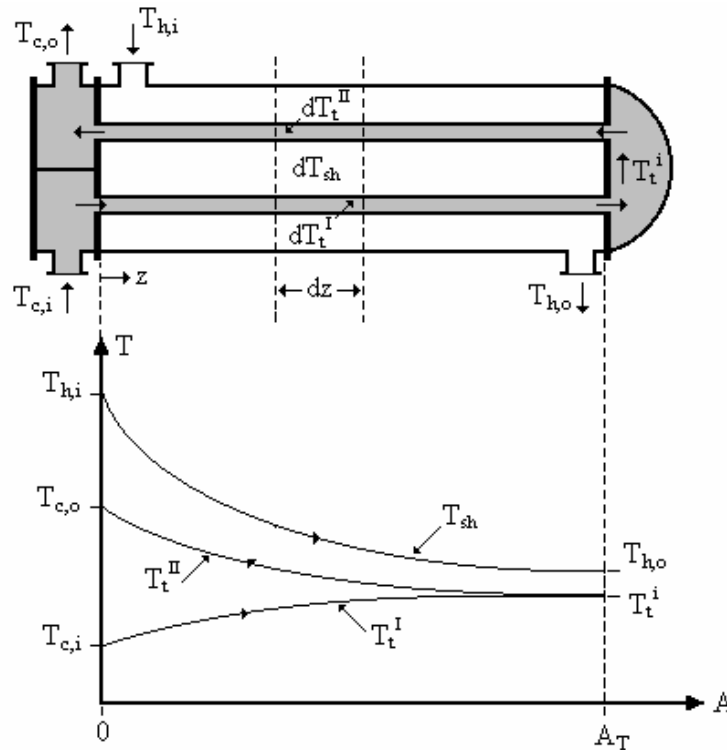


Figura 1: Perfiles de temperatura en un intercambiador de tubo y coraza 1-2.

$$\Delta T_{\text{real}} = F (\text{LMTD})_{\text{con-cu}} \Rightarrow F = \frac{\Delta T_{\text{real}}}{(\text{LMTD})_{\text{con-cu}}}$$

F representa el grado de desviación entre la verdadera diferencia de temperatura en el intercambiador 1-2 y la diferencia de temperatura media logarítmica para flujo en contra-corriente (LMTD). Se definen:

$$R \equiv \frac{T_{\text{sh},i} - T_{\text{sh},o}}{T_{t,o} - T_{t,i}} = \frac{M_t C_{p,t}}{M_{\text{sh}} C_{p,\text{sh}}} \quad \text{y} \quad P \equiv \frac{T_{t,o} - T_{t,i}}{T_{\text{sh},i} - T_{t,i}}$$

R es la relación entre las cantidades MCp de los fluidos involucrados en el intercambio de calor. P representa la efectividad térmica del equipo.

Para el intercambiador de tubo y coraza 1-2 mostrado en la Figura 1, F es igual a:

$$F = \frac{\frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \ln\left(\frac{1 - P}{1 - RP}\right)}{\ln\left[\frac{2 - P(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}\right]} \quad 0 \leq F \leq 1$$

Para intercambiadores 1-2, con boquillas en la carcasa orientadas de manera convencional (2) podría esperarse que el valor de F cambiara, sembargo, Underwood (Kern, 1978) demostró que los valores de F son idénticos en ambas configuraciones de flujo.

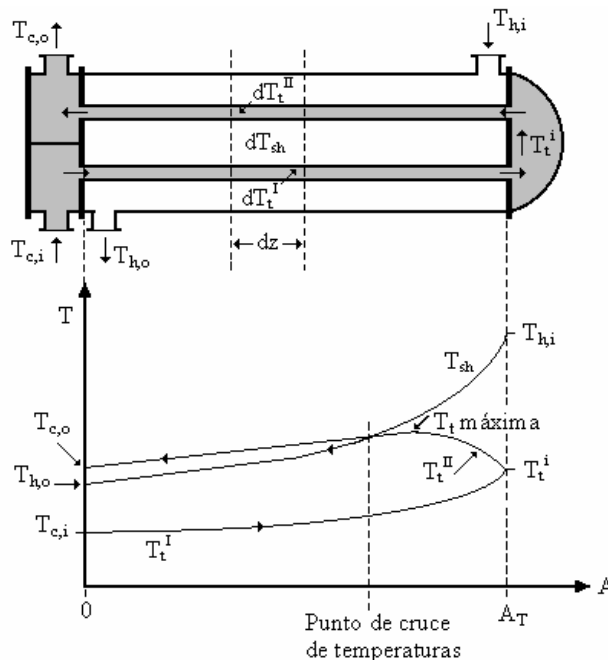


Figura 2: Perfiles de temperatura para intercambiadores de tubo y coraza 1-2, con boquillas en la carcasa orientadas en forma convencional.

La razón de que F sea menor o igual a 1, se debe a que en uno de los pasos de tubos el fluido de la coraza se mueve paralelamente al que va por los tubos y, en este tipo de configuración, la diferencia de temperaturas es inferior a la que se encuentra en flujo en contracorriente puro, donde F = 1. Evidentemente, cuando F = 0, el intercambiador no puede operar. Por encima de este valor podría funcionar cualquier equipo, sin embargo, se recomienda trabajar con equipos cuyo F ≥ 0,75.

Para intercambiadores con más pasos de tubos, por ejemplo 1-4, 1-6, 1-8,..., siguiendo un procedimiento similar se puede encontrar la expresión de F correspondiente. TEMA (1978) y Taborek (1983) presentan curvas de F para 1 a 6 intercambiadores 1/2⁺ en serie, pero si las curvas no están disponibles F puede ser calculado para cualquier número N de intercambiadores 1/2⁺ en serie con las expresiones que se dan a continuación (Saunders, 1988):

$$\begin{aligned} \text{Si } R = 1 \quad P^* &= \frac{P}{P - N \cdot P + N} \\ F &= \frac{\sqrt{2} \cdot P^*}{(1 - P^*) \cdot \ln \left(\frac{2 - P^* \cdot (2 - \sqrt{2})}{2 - P^* \cdot (2 + \sqrt{2})} \right)} \\ \\ \text{Si } R \neq 1 \quad P^* &= \frac{\left(\frac{1 - P \cdot R}{1 - P} \right)^{1/N} - 1}{\left(\frac{1 - P \cdot R}{1 - P} \right)^{1/N} - R} \\ F &= \frac{\frac{(R^2 + 1)^{1/2}}{R - 1} \cdot \log \left(\frac{1 - P^*}{1 - P^* \cdot R} \right)}{\log \left(\frac{(2/P^*) - 1 - R + (R^2 + 1)^{1/2}}{(2/P^*) - 1 - R - (R^2 + 1)^{1/2}} \right)} \end{aligned}$$

con P y R definidos anteriormente.

Se ha demostrado que al comparar el F obtenido por las relaciones anteriores con el F para intercambiadores 1-2, la diferencia no sobrepasa el 2 % (Kern, 1978) por lo que se puede emplear dicha relación para intercambiadores de tubo y coraza con 1 paso por la coraza y 2 ó más pasos, múltiplos de dos, por los tubos.

Para intercambiadores con dos pasos por la coraza y 4 o más pasos, múltiplos de cuatro, por los tubos, Kern (1978) recomienda:

$$F = \frac{\frac{\sqrt{R^2 + 1}}{2(R - 1)} \ln \left(\frac{1 - P}{1 - R \cdot P} \right)}{\ln \left[\frac{(2/P) - 1 - R + (2/P) \left[\sqrt{(1 - P)(1 - R \cdot P)} \right] + \sqrt{R^2 + 1}}{(2/P) - 1 - R + (2/P) \left[\sqrt{(1 - P)(1 - R \cdot P)} \right] - \sqrt{R^2 + 1}} \right]}$$

Aunque están disponibles en la literatura las curvas de F para intercambiadores $3/6^+$, $4/8^+$, $5/10^+$ y $6/12^+$, sólo algunos diseños especiales tienen más de dos pasos de carcaza. En la práctica los mismos valores de F son logrados utilizando un número equivalente de intercambiadores $1/2^+$ o $2/4^+$ en serie.

Los intercambiadores de tubo y coraza $1/1$ y $2/2$, con un "gran" número de deflectores, proporcionan flujo en contracorriente puro y por lo tanto se logra el mayor intercambio de calor posible. Sin embargo, estos intercambiadores no corresponden al mejor diseño en muchos casos ya que sólo hay 1 o 2 pasos de tubo, lo cual puede traducirse en un bajo coeficiente de transferencia del lado de los tubos.

Por lo tanto, a pesar que el F se reduce con los intercambiadores $1/2^+$ o $2/4^+$, al tener éstos un mayor número de pasos de tubo pueden proporcionar una mejor solución. De esta forma, si para un intercambiador $1/2^+$, $F < 0,75$, 2 intercambiadores $1/2^+$ o 1 intercambiador $2/4^+$ deben ser analizados. Si F es todavía $< 0,75$, entonces debe probarse con tres intercambiadores $1/2^+$ o dos $2/4^+$. El proceso continúa, añadiendo carcazas en serie, hasta que $F \geq 0,75$. Al cambiar de un intercambiador $1/2^+$ a uno $G/2^+$ o uno $X/2^+$ se obtendrá un aumento significativo en F , aunque el coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcaza se verá reducido con la coraza X .

La carcaza de flujo dividido, tipo J (Figura 3 3) se emplea con bastante frecuencia en intercambios de calor donde el valor del coeficiente global de transferencia (U) y los flujos de ambas sustancias son elevados. La primera condición indica que se requiere un equipo de poca área para lograr la transferencia de calor. Sin embargo, si el caudal de los fluidos es elevado, se presentarán problemas con la caída de presión si el equipo se diseña con una carcaza de diámetro pequeño. Esto se puede resolver, aumentando el diámetro de la carcaza y disminuyendo la longitud de los tubos, lo que encarece notablemente el equipo. De esta manera, se sugiere construir un equipo de dimensiones relativamente pequeñas y para minimizar las pérdidas por fricción, dividir el flujo, de manera que sólo atraviese la mitad de la longitud del intercambiador.

Los valores de F para carcazas tipo J que tienen 2 o más números pares de pasos de tubo (intercambiadores $J/2^+$) son idénticos a los del caso mezclado-mezclado de intercambiadores flujo cruzado, sin embargo las expresiones dadas para el intercambiador $1/2^+$ pueden ser usadas con un error despreciable. Se supone que el fluido del lado de los tubos entra del mismo lado que las boquillas de salida de la carcaza. Sin embargo, los valores de F de carcazas de flujo dividido que tienen un solo paso de tubos (intercambiador $J/1$), son mayores que aquéllos para intercambiadores $J/2^+$ y por lo tanto mayores que para intercambiadores $1/2^+$.

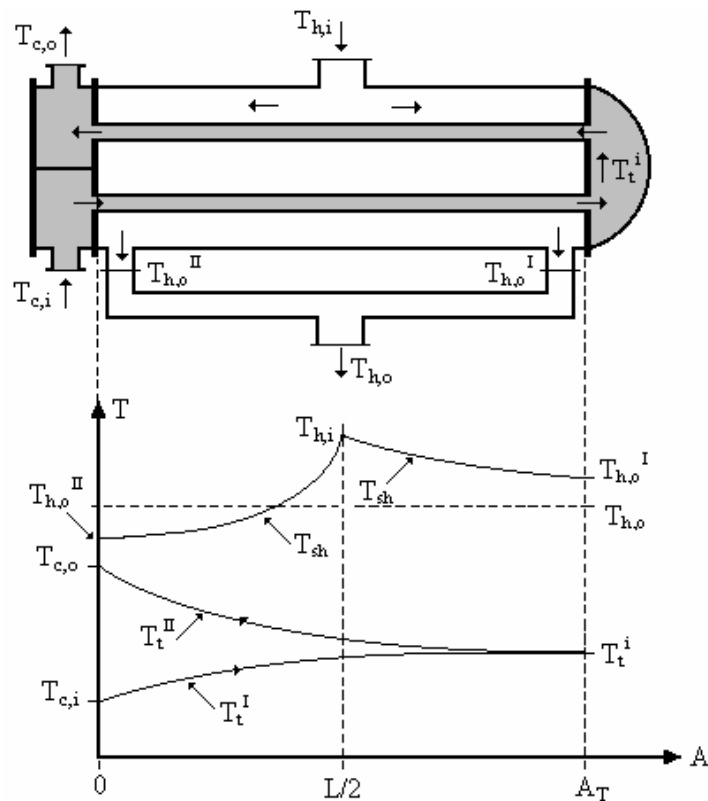


Figura 3: Perfiles de temperatura para intercambiadores de tubo y coraza 1-2, con flujo dividido.

Los valores de F para carcazas simples y dobles de flujo partido (*split-flow*) (tipos G y H) que tienen 2 o más números pares de pasos de tubo (intercambiadores $G/2^+$ y $H/2^+$) dan aproximadamente iguales. Bajo la suposición que el fluido del lado de los tubos entra del mismo lado que las boquillas de salida de la carcasa, las carcazas de flujo partido tienen valores de F significativamente más altos que los intercambiadores $1/2^+$.

Una de las suposiciones implícitas para derivar el método LMTD es que debe haber un “gran” número de *baffles* en el intercambiador, e inmediatamente surge la pregunta de qué se entiende por “gran”. A pesar del hecho que en un intercambiador 1/1, donde los fluidos de la carcasa y de los tubos entran por extremos opuestos y el sistema parece estar en contracorriente, se pueden cometer errores significativos en el cálculo de la diferencia global de temperatura si se viola esta suposición. Para los intercambiadores $1/2^+$ se pueden hacer consideraciones similares. Este problema ha sido evaluado por Gardner y Taborek (1976) concluyendo que los intercambiadores $1/2^+$ pueden ser diseñados con la corrección acostumbrada con el factor F siempre que el número de espacios de *baffles* sea mayor que cinco.