

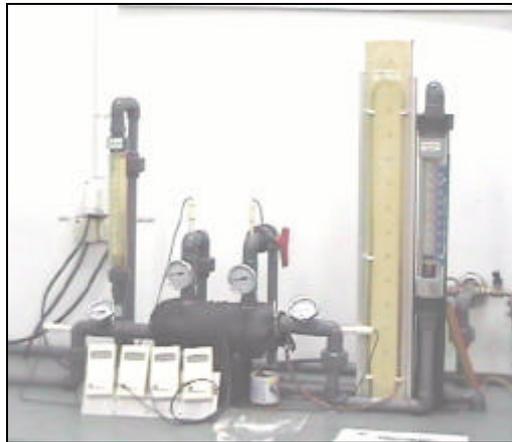
INTERCAMBIADORES DE CALOR

OBJETO:

Estudio del comportamiento de un cambiador de calor de carcasa y tubos. Determinación de su coeficiente global de transmisión de calor, DMLT, F, eficiencia, NUT, y pérdidas de carga.

MATERIAL:

Banco de ensayos de cambiadores de calor, compuesto por un intercambiador de calor con tres pasos por los tubos y uno por la carcasa, depósito calentador del fluido caliente, bomba de circulación, caudalímetros, termómetros y válvulas de paso.



FUNDAMENTO TEORICO:

El papel de los intercambiadores térmicos ha adquirido una creciente importancia recientemente al empezar a ser conscientes los técnicos de la necesidad de ahorrar energía. En consecuencia se desea obtener equipos óptimos, no sólo en función de un análisis térmico y rendimiento económico de lo invertido, sino también en función del aprovechamiento energético del sistema

Un cambiador de calor consiste en un límite sólido, buen conductor, que separa dos fluidos que se intercambian energía por transmisión de calor.

Una de las primeras tareas en el análisis térmico de un cambiador de calor de carcasa y tubos consiste en evaluar el coeficiente global de transmisión de calor entre las dos corrientes fluidas.

En el caso de intercambiadores de carcasa y tubos, el coeficiente global de transmisión de calor se basa en la superficie exterior A_e de los tubos.

$$U = \frac{1}{\frac{A_e}{A_i h_i} + \frac{A_e \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e}}$$

Como la pared es delgada y de material buen conductor del calor, su resistencia térmica es despreciable (a menos que esté recubierto de costra o suciedad) y el coeficiente global de transmisión de calor será:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}}$$

- Cálculo de los coeficientes de convección

El análisis de la convección en una capa límite es compleja, por lo que es frecuente el empleo del análisis dimensional o técnicas analógicas.

Para convección forzada, por análisis dimensional se obtiene que:

$$Nu = F(Re, Pr) = Cte \cdot Re^a \cdot Pr^b$$

$$Nu = h \cdot l / k \quad ; \quad Re = r \cdot c \cdot l / m \quad ; \quad Pr = m/a = mCp/k$$

Donde :
Nu es el número de Nusselt [-]
Pr es el número de Prandtl [-]
Re es el número de Reynolds [-]
l es una longitud característica del sólido (diámetro, longitud...) [m]
h es el coeficiente de película [W/m²K]
k coeficiente de conductividad térmica del fluido [W/mK]
r es la densidad del fluido [kg/m³]
m es la viscosidad dinámica (absoluta) [N·s/m²]
c es la velocidad media [m/s]
n es la viscosidad cinemática *m/r* [m²/s]
a es la difusividad térmica *k·r/Cp* [m²/s]

El coeficiente de convección está contenido en el número de Nusselt, y para que *h* pueda ser determinada, es necesario experimentar para obtener los valores de la constante y de los exponentes *a* y *b* para cada caso particular.

El criterio que decide si el flujo es laminar o turbulento en convección forzada es el valor del número de Reynolds:

Para un tubo: $Re < 2300 \rightarrow$ Flujo Laminar
 $Re > 2300 \rightarrow$ Flujo Turbulento

Cuando se utiliza cualquier ecuación empírica ha de tenerse mucho cuidado en utilizar las temperaturas prescritas para determinar las propiedades de los fluidos.

Para el caso de flujo en el interior de tuberías en régimen turbulento, utilizaremos la fórmula de Dittus-Boelter (incertidumbre de $\pm 25\%$):

$$Nu = h \cdot Di / k = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n \quad \text{con} \quad \begin{array}{ll} n = 0.4 & \text{(calentamiento)} \\ n = 0.3 & \text{(enfriamiento)} \end{array}$$

Para el fluido que circula por el exterior de los tubos, podemos utilizar la fórmula de Churchill y Berstein (incertidumbre de $\pm 30\%$) :

$$Nu = \frac{h \cdot De}{K} = 0.3 + \frac{0.62 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Re}{28200}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$$

K, m, c_p , evaluadas a la temperatura media del fluido.

. Para ello, tenemos en cuenta que la sección de paso por la carcasa, será la sección de la carcasa menos el área que ocupan todos los tubos que hay en el intercambiador

$$S_{lp} = S_t - n \cdot \pi \frac{De^2}{4}$$

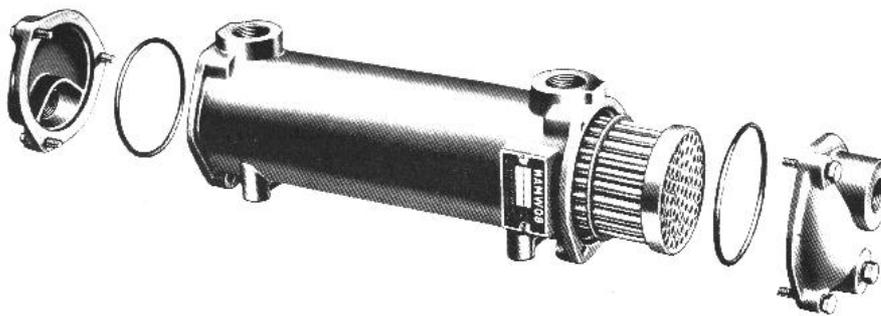
S_{lp} : Sección libre de paso

S_t : Sección total de la carcasa

n : Número total de tubos

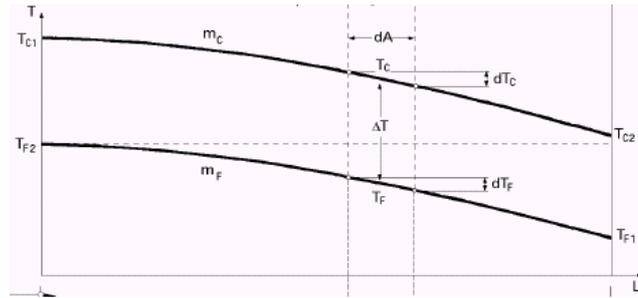
De : Diámetro exterior de los tubos

Para calcular la velocidad media del fluido que circula por el exterior de los tubos (agua fría), aplicamos la ecuación de continuidad en la sección libre de paso.



- Diferencia media logarítmica de temperatura (DMLT)

La figura muestra cómo la diferencia de temperatura entre los dos fluidos varía a lo largo del cambiador de calor y como la variación no es lineal, se necesita saber la diferencia media logarítmica de temperatura.



$$\Delta\theta_{lm} = \frac{\Delta\theta_1 - \Delta\theta_2}{\ln \frac{\Delta\theta_1}{\Delta\theta_2}}$$

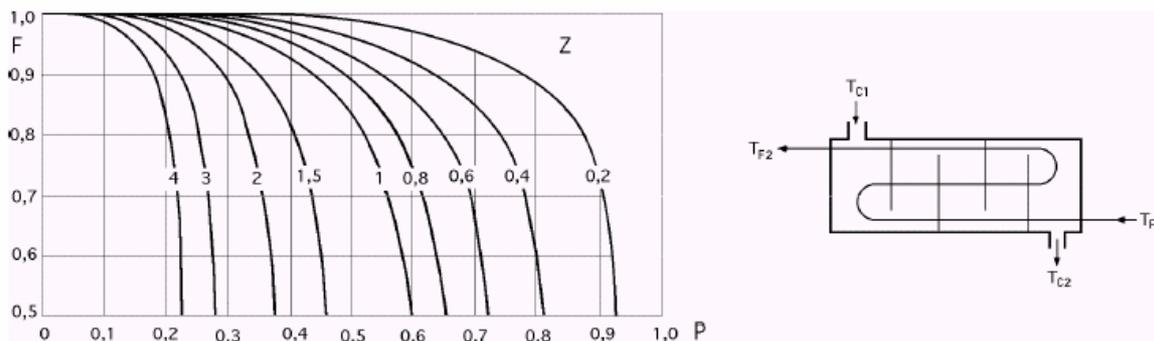
El flujo de calor transmitido (despreciando fugas) se calcula utilizando las fórmulas:

$$\dot{Q} = F \cdot U \cdot A \cdot \Delta\theta_{lm}$$

y

$$\dot{Q} = m_c c_{pc} \Delta\theta_c = m_f c_{pf} \Delta\theta_f$$

F es un coeficiente corrector que se introduce en el caso de cambiadores de varios pasos o de formas complejas.



- Método NUT para cambiadores de calor

La expresión $\dot{Q} = FUA \Delta\theta_{lm}$ resulta muy conveniente cuando se conocen todas las temperaturas terminales necesarias para el cálculo de la temperatura media apropiada. Sin embargo, se presentan numerosas ocasiones en que se conoce, o al menos puede estimarse el valor de U, pero se desconocen las temperaturas terminales de los fluidos que salen del intercambiador. En estos casos, es preferible utilizar el método **NUT** al señalado anteriormente.

NUT (Número de unidades de transmisión).

Llamamos eficacia de un intercambiador de calor a la relación:

$$\varepsilon = \frac{\text{transmisión de calor real}}{\text{transmisión de calor máxima posible}}$$

Capacidad calorífica: $C_c = m_c c_{pc}$

$$C_f = m_f c_{pf}$$

$$\epsilon = \frac{C_c(\theta_{ce} - \theta_{cs})}{C_f(\theta_{ce} - \theta_{fe})} \quad \text{si } C_f < C_c$$

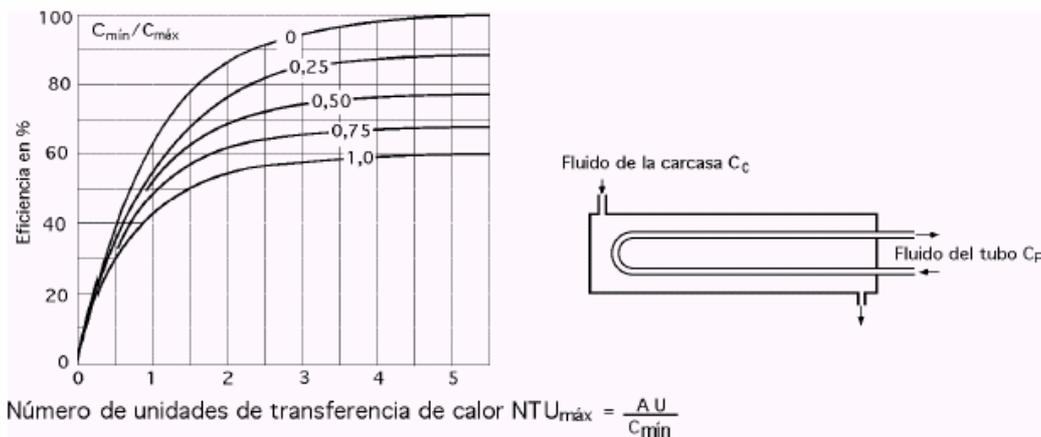
$$\epsilon = \frac{C_f(\theta_{fs} - \theta_{fe})}{C_c(\theta_{ce} - \theta_{fe})} \quad \text{si } C_c < C_f$$

$$\dot{Q} = \epsilon C_{\min}(\theta_{ce} - \theta_{fe}) = C_c(\theta_{ce} - \theta_{cs}) = C_f(\theta_{fs} - \theta_{fe})$$

Puede expresarse la eficacia en el caso de un montaje determinado en función de dos parámetros adimensionales,

$$\frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad \text{y la relación} \quad \frac{UA}{C_{\min}} = NUT$$

Cuanto mayor es el NUT, más estrechamente tiende el intercambiador a su valor límite termodinámico. La relación entre ϵ , $\frac{C_{\min}}{C_{\max}}$, y NUT están representadas en gráficos para la mayoría de los montajes de interés práctico.



- Pérdida de carga en el lado de los tubos:

Pérdida de presión suponiendo tubo liso y régimen turbulento:

$$-\Delta P = \frac{\rho c_m^2 p_t L}{D} f + 2 p_t \rho c_m^2$$

$$f' = 0.0028 + 0.25 Re^{-0.32} \quad \text{(Turbulento), Koo y Mc Adams.}$$

$$f' = 30 / Re \quad \text{(Laminar), Stokes.}$$

Siendo :

p_t : número de pasos por tubo

L : longitud de cada tubo

f' : coeficiente de rozamiento

MÉTODO OPERATIVO:

Elegir los caudales de agua caliente y agua fría. Esperar a la estabilización de las temperaturas. Anotar las indicaciones de caudales pérdida de carga y temperaturas.

Repetir el ensayo con varias combinaciones de caudales diferentes.

Entre el máximo y mínimo caudal de agua caliente, tomar los datos de pérdida de carga.

TRABAJO DE GABINETE:

A partir de los datos de que dispongamos y de los que hayamos obtenido por medición directa, se hallará U, DMLT, F, ε, C_{min}/C_{max}, y NUT. Tener en cuenta las fugas de calor.

Comparar los resultados de la pérdida de carga calculada con los datos experimentales y dibujar una gráfica en la que se represente la pérdida de carga real en función del caudal de agua caliente.

- Datos útiles

| | |
|---------------------------------|--------------------|
| Número de pasos por tubería: | 3 |
| Número de pasos por la carcasa: | 1 |
| Número de tubos: | 62 |
| Material de los tubos: | Latón (k=111 W/mK) |
| Diámetro exterior tubos | 7 mm |
| Diámetro de la carcasa | 80 mm |
| Diámetro interior tubos: | 6 mm |
| Longitud de tubo: | 280 mm. |

PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AGUA A LA PRESION DE SATURACION

| T ^a [°C] | Densidad ρ [kg/m ³] | Calor específico cp [kJ/kgK] | Conductiv. térmica k [W/m K] | Difusivid. Térmica α *10 ⁶ [m ² /s] | Viscosidad absoluta μ *10 ⁶ [Ns/m ²] | Viscosidad cinemát ν *10 ⁶ [m ² /s] | Número de Prandtl Pr |
|------------------------|---------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|--|--|--|----------------------------|
| 0 | 999,3 | 4,23 | 0,56 | 0,13 | 1.794 | 1,79 | 13.7 |
| 20 | 998,2 | 4,18 | 0,6 | 0,14 | 993 | 1,01 | 7.0 |
| 40 | 992,2 | 4,18 | 0,63 | 0,15 | 658 | 0,66 | 4.5 |
| 60 | 983,2 | 4,18 | 0,66 | 0,16 | 472 | 0,48 | 3.0 |
| 80 | 971,6 | 4,19 | 0,67 | 0,17 | 352 | 0,36 | 2.25 |
| 100 | 958,4 | 4,21 | 0,68 | 0,17 | 278 | 0,29 | 1.75 |

