XVI.- INTERCAMBIADORES DE CALOR
MÉTODO DE LA EFICIENCIA

pfernandezdiez.es

XVI.1.- EFICACIA DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

En muchas situaciones lo único que se conoce es la descripción física del intercambiador, como el número y tamaño de los tubos, número de pasos de tubos, número de pasos por la carcasa, etc, y las temperaturas de entrada de los fluidos T_{C1} y T_{F1}. Se puede obtener una ecuación de la transferencia de calor en la que no intervenga ninguna de las temperaturas de salida de los fluidos, haciendo uso del concepto de eficacia e del intercambiador que se define en la forma:

$$\varepsilon = \frac{\textit{Velocidad real de transferencia de calor en un intercambiador determinado}}{\textit{Velocidad máxima posible de transferencia de calor}}$$

La eficiencia ε compara la velocidad de transferencia térmica real, que es la absorbida por el fluido que se calienta, con la velocidad de transferencia térmica máxima que podría transmitirse en un intercambiador en contracorriente de superficie de intercambio infinita, cuyos límites viene impuestos por el Segundo Principio de la Termodinámica, que tiene en cuenta los focos térmicos a las temperaturas extremas T_{F1} (foco frío) y T_{C1} (foco caliente).

En un intercambiador en contracorriente de superficie de intercambio infinita con $C_F = C_{mín}$ *resulta que* $T_{F2} \rightarrow T_{C1}$, *y:*

$$Q_{máx} = C_F\ (T_{F2} - T_{F1}) = C_F\ (T_{C1} - T_{F1})$$

En un intercambiador en contracorriente de superficie de intercambio infinita con $C_C = C_{mín}$ *resulta que,* $T_{C2} \rightarrow T_{F1}$, *y:*

$$Q_{máx} = C_C\ (T_{C1} - T_{C2}) = C_F\ (T_{C1} - T_{F1})$$

por lo que si se pone que $C_{mín} = mín\ (C_C, C_F)$, resulta que la máxima transferencia de calor en cual-

quier tipo de intercambiador es:

$$Q_{máx} = C_{mín}\ (T_{C1} - T_{F1})$$

observándose que es la corriente cuya capacidad térmica de flujo es menor la que establece el límite de la cantidad de calor que se puede transferir.

En consecuencia se puede poner:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{máx}} = \frac{Q}{C_{mín}\ (T_{C1} - T_{F1})} = \frac{C_F\ (T_{F2} - T_{F1})}{C_{mín}\ (T_{C1} - T_{F1})} = \frac{C_C\ (T_{C1} - T_{C2})}{C_{mín}\ (T_{C1} - T_{F1})}$$

siendo $C_{mín}$ la menor de las capacidades caloríficas C_C o C_F.

La velocidad máxima posible de transferencia térmica descrita en el denominador es la que se obtendría en un intercambiador de calor en contracorriente, con superficie de transferencia térmica infinita.

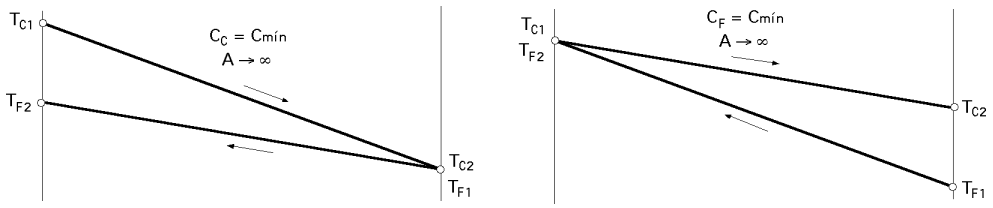


Fig XVI.1.- Flujos paralelos en contracorriente con superficie de intercambio infinita

En estas circunstancias, si no existen pérdidas térmicas, se pueden presentar dos situaciones:

a) Cuando se cumpla, Fig XVI.1a, que: $C_{mín} = C_C$, para superficie de intercambio infinita:

$$\varepsilon = \frac{C_F\ (T_{F2} - T_{F1})}{C_{mín}\ (T_{C1} - T_{F1})} = \left| \begin{array}{c} A \to \infty \\ T_{C2} = T_{F1} \end{array} \right| = \frac{C_F\ (T_{F2} - T_{F1})}{C_C\ (T_{C1} - T_{C2})} = \frac{Q}{Q} = 1$$

$$\varepsilon = \frac{C_C\ (T_{C1} - T_{C2})}{C_{mín}\ (T_{C1} - T_{F1})} = \left| \begin{array}{c} A \to \infty \\ T_{C2} = T_{F1} \end{array} \right| = \frac{C_C\ (T_{C1} - T_{C2})}{C_C\ (T_{C1} - T_{C2})} = 1$$

la temperatura de salida del fluido que se enfría T_{C2} es igual a la temperatura de entrada del fluido más frío T_{F1}.

b) Cuando se cumpla, Fig XVI.1b, que: $C_{mín} = C_F$, para superficie de intercambio infinita:

$$\varepsilon = \frac{C_F\ (T_{F2} - T_{F1})}{C_{mín}\ (T_{C1} - T_{F1})} = \left| \begin{array}{c} A \to \infty \\ T_{F2} = T_{C1} \end{array} \right| = \frac{C_F\ (T_{F2} - T_{F1})}{C_F\ (T_{F2} - T_{F1})} = 1$$

$$\varepsilon = \frac{C_C\ (T_{C1} - T_{C2})}{C_{mín}\ (T_{C1} - T_{F1})} = \left| \begin{array}{c} A \to \infty \\ T_{F2} = T_{C1} \end{array} \right| = \frac{C_C\ (T_{C1} - T_{C2})}{C_F\ (T_{F2} - T_{F1})} = \frac{Q}{Q} = 1$$

la temperatura de salida del fluido más frío T_{F2} es igual a la temperatura de entrada del fluido más caliente T_{C1}.

En ambas situaciones, para superficie de intercambio infinita, la eficiencia es del 100%.

Una vez conocida la eficiencia ε del intercambiador de calor, se puede determinar directamente la velocidad de transferencia térmica Q y las temperaturas de salida de los fluidos, mediante la ecuación:

$$Q = \varepsilon\ C_{mín}\,(T_{C1} - T_{F1}) = C_F\ (T_{F2} - T_{F1}) = C_C\ (T_{C1} - T_{C2})$$

que es la relación básica de este análisis y expresa la velocidad de transferencia térmica en función de la $\begin{cases} \textit{eficacia } \varepsilon\textit{, (cuyo valor hay que determinar)} \\ \textit{capacidad térmica mínima } C_{mín} \\ \textit{diferencia de temperaturas de entrada de los dos fluidos, que son datos del problema} \end{cases}$.

A su vez, conocidos $\begin{cases} \textit{la geometría del intercambiador } A \\ \textit{su coeficiente global de transmisión de calor } U \\ \textit{las velocidades del flujo } u_F \textit{ y } u_C \\ \textit{las capacidades caloríficas de los fluidos } C_C \textit{ y } C_F \end{cases}$ se pueden calcular directamente las temperaturas de salida a partir de ε, conocidas las temperaturas de entrada, sin necesidad de recurrir a soluciones de tipo iterativo.

FLUJOS PARALELOS EN EQUICORRIENTE.- Para un *intercambiador de flujos paralelos del mismo sentido* se cumple, Fig XVI.2, que: $\begin{cases} \Delta T_2 = T_{C1} - T_{F1} \\ \Delta T_1 = T_{C2} - T_{F2} \end{cases}$, por lo que:

$$Q = U\,A\,\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{ln\,\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = U\,A\,\frac{(T_{C1} - T_{F1}) - (T_{C2} - T_{F2})}{ln\,\frac{T_{C1} - T_{F1}}{T_{C2} - T_{F2}}} = \varepsilon\ C_{mín}\ (T_{C1} - T_{F1})$$

$$ln\,\frac{T_{C1} - T_{F1}}{T_{C2} - T_{F2}} = U\,A\,\frac{(T_{C1} - T_{C2}) - (T_{F1} - T_{F2})}{\varepsilon\ C_{mín}\ (T_{C1} - T_{F1})}$$

Resolviendo cada parte por separado:

$$U\,A\,\frac{(T_{C1} - T_{C2}) - (T_{F1} - T_{F2})}{\varepsilon\ C_{mín}\ (T_{C1} - T_{F1})} = \left| \begin{array}{l} \dfrac{T_{C1} - T_{C2}}{T_{C1} - T_{F1}} = \dfrac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_C} \\ \dfrac{T_{F2} - T_{F1}}{T_{C1} - T_{F1}} = \dfrac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_F} \end{array} \right| = \frac{U\,A}{\varepsilon\ C_{mín}}\left(\frac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_C} + \frac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_F}\right) = U\,A\left(\frac{1}{C_C} + \frac{1}{C_F}\right)$$

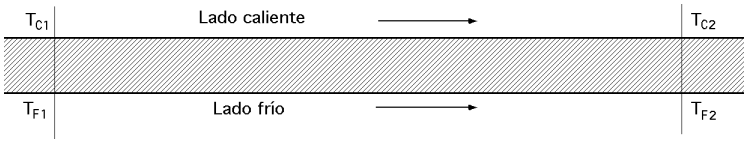


Fig XVI.2.- Flujos paralelos en equicorriente

$$ln\ \frac{T_{C1} - T_{F1}}{T_{C2} - T_{F2}} = \left| \begin{array}{l} T_{C2} = T_{C1} - (T_{C1} - T_{F1})\ \dfrac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_C} \\ T_{F2} = T_{F1} + (T_{C1} - T_{F1})\ \dfrac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_F} \end{array} \right| = ln\ \frac{T_{C1} - T_{F1}}{T_{C1} - (T_{C1} - T_{F1})\ \frac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_C} - T_{F1} - (T_{C1} - T_{F1})\ \frac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_F}} =$$

$$= ln\ \frac{1}{1 - \varepsilon\ C_{mín}\left(\frac{1}{C_C} + \frac{1}{C_F}\right)} = - ln\ \{1 - \varepsilon\ C_{mín}\left(\frac{1}{C_C} + \frac{1}{C_F}\right)\}$$

e igualándolas:

$$1 - \varepsilon\ \left(\frac{C_{mín}}{C_C} + \frac{C_{mín}}{C_F}\right) = e^{-UA\left(\frac{1}{C_C} + \frac{1}{C_F}\right)} \quad \Rightarrow \quad \varepsilon = \frac{1 - e^{-UA\left(\frac{1}{C_C} + \frac{1}{C_F}\right)}}{\frac{C_{mín}}{C_C} + \frac{C_{mín}}{C_F}}$$

$$Para,\ C_F = C_{mín} \Rightarrow \quad \varepsilon = \frac{1 - e^{-\frac{UA}{C_F}\left(\frac{C_F}{C_C} + 1\right)}}{\frac{C_F}{C_C} + 1}$$

$$Para,\ C_C = C_{mín} \Rightarrow \quad \varepsilon = \frac{1 - e^{-\frac{UA}{C_C}\left(1 + \frac{C_C}{C_F}\right)}}{1 + \frac{C_C}{C_F}}$$

y la eficacia del intercambiador de calor, para flujos paralelos del mismo sentido, se puede poner en la forma:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-\frac{UA}{C_{mín}}\left(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} + 1\right)}}{\frac{C_{mín}}{C_{máx}} + 1} = \frac{1 - e^{-NTU\left(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} + 1\right)}}{\frac{C_{mín}}{C_{máx}} + 1}$$

en la que el valor $\frac{UA}{C_{mín}} = NTU$, se denomina Número de unidades de transferencia térmica, *(number of heat transfer units)*, y es una medida del valor de la capacidad de transferencia de calor del intercambiador. El valor del rendimiento del intercambiador a partir del NTU se determina mediante gráficas, como la indicada en la Fig XVI.3 para flujos paralelos en equicorriente.

Cuanto mayor sea el NTU más estrechamente tiende el intercambiador a su valor límite termodinámico, por cuanto ε toma el valor máximo para cada $\frac{C_{mín}}{C_{máx}}$ siendo las curvas paralelas al eje de NTU; despejando NTU de la anterior resulta:

$$NTU = \frac{1}{\frac{C_{mín}}{C_{máx}} + 1}\ ln\ \frac{1}{1 - (1 + \frac{C_{mín}}{C_{máx}})\ \varepsilon}$$

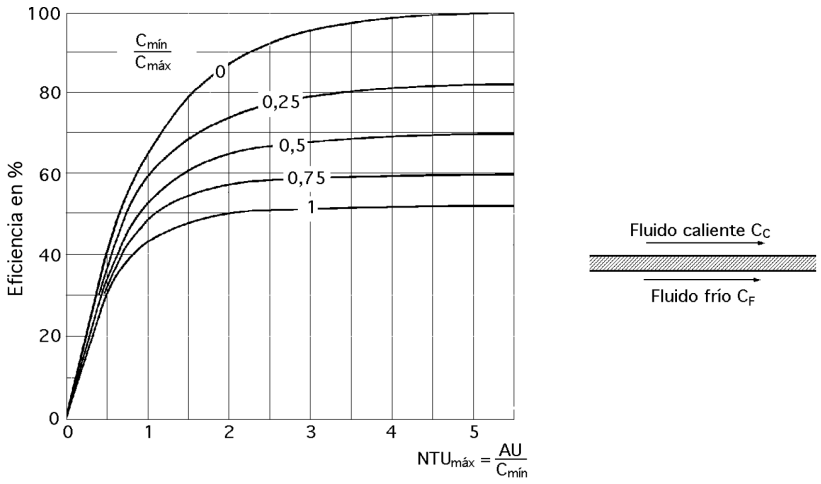


Fig XVI.3.- Eficacia de un intercambiador de calor con flujos en equicorriente

FLUJOS PARALELOS EN CONTRACORRIENTE.- Partimos de la misma definición de la eficacia, en la que hay que introducir los valores correspondientes a ΔT_2 y ΔT_1; haciendo un análisis semejante, $\begin{cases} \Delta T_2 = T_{C1} - T_{F2} \\ \Delta T_1 = T_{C2} - T_{F1} \end{cases}$

$$Q = U\,A\,\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{ln\,\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = U\,A\,\frac{(T_{C1} - T_{F2}) - (T_{C2} - T_{F1})}{ln\,\frac{T_{C1} - T_{F2}}{T_{C2} - T_{F1}}} = \varepsilon\ C_{mín}\ (T_{C1} - T_{F1})$$

$$\left.\begin{aligned} U\,A\,\frac{(T_{C1} - T_{C2}) - (T_{F2} - T_{F1})}{\varepsilon\ C_{mín}\ (T_{C1} - T_{F1})} &= U\,A\,(\frac{1}{C_C} - \frac{1}{C_F}) \\ ln\,\frac{T_{C1} - T_{F2}}{T_{C2} - T_{F1}} = ln\,\frac{T_{C1} - T_{F1} - (T_{C1} - T_{F1})\,\frac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_F}}{T_{C1} - (T_{C1} - T_{F1})\,\frac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_C} - T_{F1}} &= ln\,\frac{1 - \frac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_F}}{1 - \frac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_C}} \end{aligned}\right\} \Rightarrow \quad \frac{1 - \frac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_F}}{1 - \frac{\varepsilon\ C_{mín}}{C_C}} = e^{U\,A\,(\frac{1}{C_C} - \frac{1}{C_F})}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{U\,A\,(\frac{1}{C_C} - \frac{1}{C_F})}}{C_{mín}\,\{\frac{1}{C_F} - \frac{1}{C_C}\,e^{U\,A\,(\frac{1}{C_C} - \frac{1}{C_F})}\}}$$

Para, $C_F = C_{mín}\ \Rightarrow$

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{\frac{U\,A}{C_{mín}}\,(\frac{C_{mín}}{C_C} - 1)}}{\frac{C_{mín}}{C_F} - \frac{C_{mín}}{C_C}\,e^{\frac{U\,A}{C_{mín}}\,(\frac{C_{mín}}{C_C} - 1)}} = \frac{1 - e^{\frac{U\,A}{C_{mín}}\,(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)}}{1 - \frac{C_{mín}}{C_{máx}}\,e^{\frac{U\,A}{C_{mín}}\,(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)}} = \frac{1 - e^{NTU\,(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)}}{1 - \frac{C_{mín}}{C_{máx}}\,e^{NTU\,(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)}}$$

Para, $C_C = C_{mín}\ \Rightarrow$

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{\frac{UA}{C_{mín}}(1 - \frac{C_C}{C_F})}}{\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - e^{\frac{UA}{C_{mín}}(1 - \frac{C_C}{C_F})}} = \frac{1 - e^{-\frac{UA}{C_{mín}}(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)}}{\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - e^{-\frac{UA}{C_{mín}}(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)}} = \frac{e^{\frac{UA}{C_{mín}}(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)} - 1}{\frac{C_{mín}}{C_{máx}} e^{\frac{UA}{C_{mín}}(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)} - 1} = \frac{1 - e^{NTU(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)}}{1 - \frac{C_{mín}}{C_{máx}} e^{NTU(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)}}$$

que es la misma expresión, independientemente de la capacidad térmica de los fluidos, por lo que:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{NTU(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)}}{1 - \frac{C_{mín}}{C_{máx}} e^{NTU(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)}} \quad \Rightarrow \quad NTU = \frac{1}{1 - \frac{C_{mín}}{C_{máx}}} \ln \frac{1 - \varepsilon \frac{C_{mín}}{C_{máx}}}{1 - \varepsilon}$$

Como se puede observar, en los parámetros NTU, $\frac{C_{mín}}{C_{máx}}$ y ε, no intervienen conceptos nuevos y su significado estriba en que sustituyen a los utilizados en el método de la LMTD, ΔT, Z, y P.

Como cada caso tiene una ecuación diferente, los resultados globales obtenidos se representan en las gráficas, Figs XVI.3.4.5.6.7, que resumen algunos de los montajes de intercambiadores de interés práctico, determinándose a partir de ellas la eficacia ε para valores dados del NTU y de $\frac{C_{mín}}{C_{máx}}$.

Las abscisas de estas gráficas son los valores del NTU de los intercambiadores de calor, el parámetro constante de cada curva es el cociente entre las capacidades térmicas $\frac{C_{mín}}{C_{máx}}$, mientras que la eficacia ε se lee sobre el eje de ordenadas.

Para el caso de un evaporador o un condensador, (intercambiadores de dos flujos) o el intercamcambio térmico de un fluido con un medio exterior a temperatura constante, (intercambiadores de un solo flujo), la relación $\frac{C_{mín}}{C_{máx}} = 0$ por cuanto si uno de los fluidos permanece a temperatura constante en todo el proceso, se puede entender que su capacidad térmica es muy elevada, mucho mayor que la del otro fluido, obteniéndose:

Para flujos en equicorriente: $\varepsilon = 1 - e^{-NTU}$

Para flujos en contracorriente: $\varepsilon = 1 - e^{-NTU}$

En los *intercambiadores de flujo equilibrado*, las capacidades térmicas de las corrientes caliente y fría son, aproximadamente, iguales por lo que $C_{mín} = C_{máx}$, y se tiene:

Para un intercambiador en equicorriente: $\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} + 1)}}{\frac{C_{mín}}{C_{máx}} + 1} = \frac{1 - e^{-2\,NTU}}{2}$

Para un intercambiador en contracorriente: $\varepsilon = \dfrac{1 - e^{NTU\,(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)}}{1 - \frac{C_{mín}}{C_{máx}}\, e^{NTU\,(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)}} = \dfrac{0}{0} = \dfrac{NTU}{1 + NTU}$

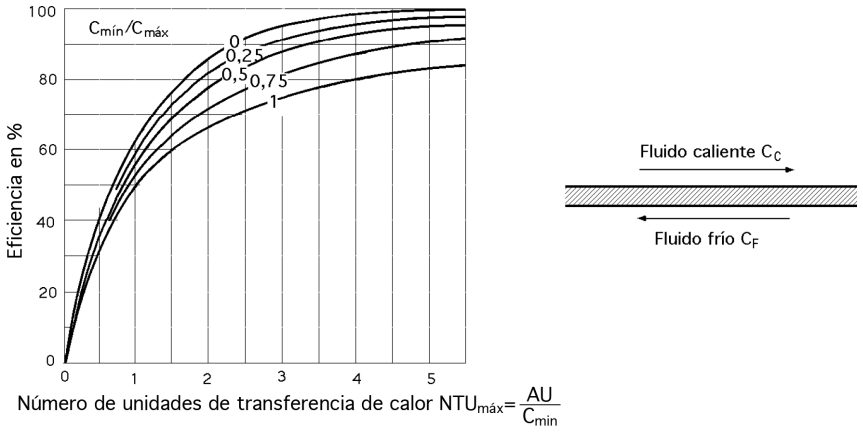


Fig XVI.4.- Eficacia de un intercambiador de calor (flujos paralelos en contracorriente)

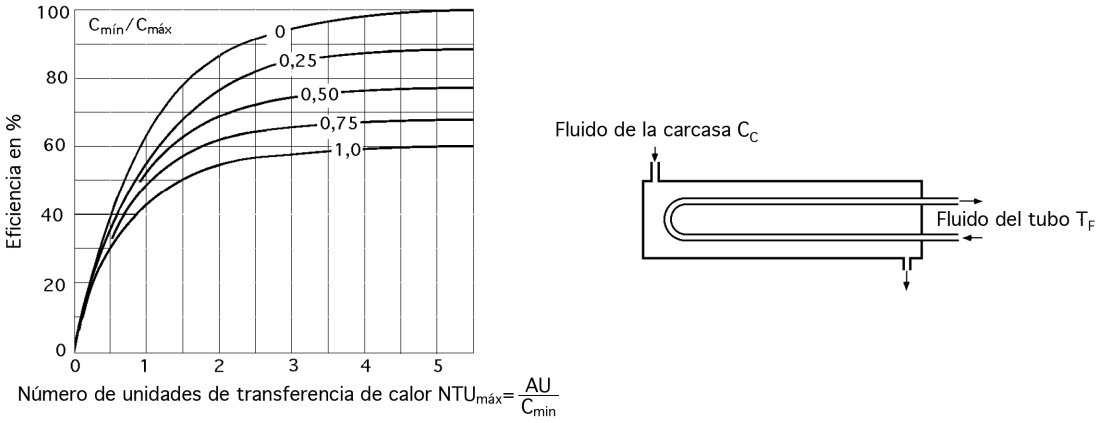


Fig XVI.5.- Un paso por carcasa y dos o múltiplo de dos pasos de tubos

XVI.2.- VALORES DE LA EFICIENCIA TÉRMICA Y DEL (NTU) PARA ALGUNAS CONFIGURACIONES DE FLUJOS DE CARCASA Y TUBOS, Y FLUJOS CRUZADOS

a) Una sola corriente y todo tipo de intercambiadores cuando $\dfrac{C_{mín}}{C_{máx}} = 0$*, evaporadores y condensadores (2 flujos), calefacción (1 flujo)*

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad ; \quad NTU = \ln \frac{1}{1 - \varepsilon}$$

b) Flujos en equicorriente: $\varepsilon = \dfrac{1 - e^{-NTU\,(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} + 1)}}{\frac{C_{mín}}{C_{máx}} + 1} \quad ; \quad NTU = \dfrac{1}{\frac{C_{mín}}{C_{máx}} + 1} \ln \dfrac{1}{1 - (\frac{C_{mín}}{C_{máx}} + 1)\,\varepsilon}$

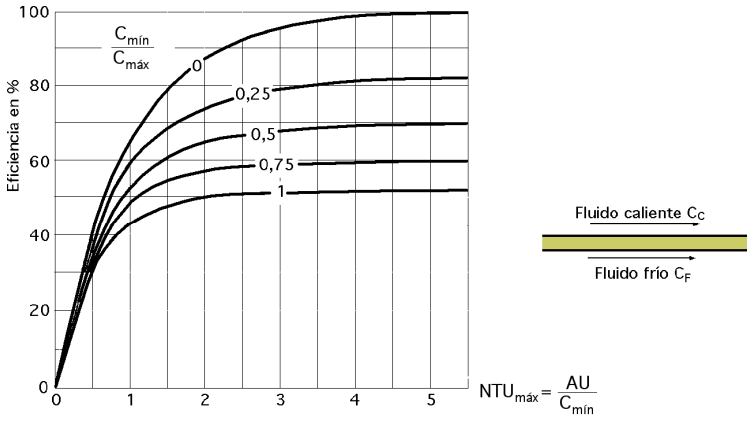


Fig XVI.6a.- Eficacia de un intercambiador de calor con flujos en equicorriente

c) Flujos en contracorriente: $\varepsilon = \dfrac{1 - e^{NTU\,(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)}}{1 - \frac{C_{mín}}{C_{máx}}\, e^{NTU\,(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1)}}$; $NTU = \dfrac{1}{1 - \frac{C_{mín}}{C_{máx}}}\, ln\, \dfrac{1 - \varepsilon\, \frac{C_{mín}}{C_{máx}}}{1 - \varepsilon}$

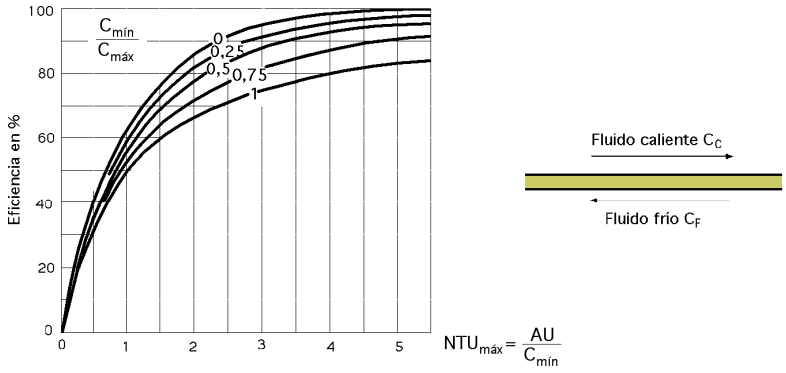


Fig XVI.6b.- Eficacia de un intercambiador de calor con flujos en contracorriente

d) Intercambiadores de carcasa y tubos, 1 paso por la carcasa y un número par de pasos de tubos

$$\varepsilon = \varepsilon_1 = 2\,\{1 + \frac{C_{mín}}{C_{máx}} + \frac{1 + e^{-NTU\sqrt{1 + (\frac{C_{mín}}{C_{máx}})^2}}}{1 - e^{-NTU\sqrt{1 + (\frac{C_{mín}}{C_{máx}})^2}}} \sqrt{1 + (\frac{C_{mín}}{C_{máx}})^2}\,\}$$

$$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1 + (\frac{C_{mín}}{C_{máx}})^2}}\, ln \frac{E - 1}{E + 1}\,, \quad siendo: \quad E = \frac{\frac{2}{\varepsilon} - (1 + \frac{C_{mín}}{C_{máx}})}{\sqrt{1 + (\frac{C_{mín}}{C_{máx}})^2}}$$

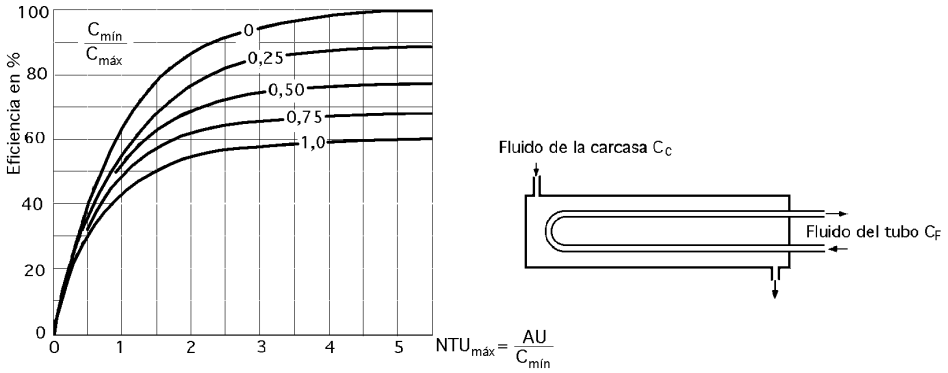


Fig XVI.6c.- Eficacia de un intercambiador de calor, 1 paso por la carcasa y un número par de pasos de tubos

e) Intercambiadores de carcasa y tubos, n pasos por la carcasa y un número par de pasos por tubos, 2n, 4n, 6n,...

$$\varepsilon = \frac{1 - \left(\frac{1 - \varepsilon_1 \frac{C_{mín}}{C_{máx}}}{1 - \varepsilon_1}\right)^n}{\left(\frac{1 - \varepsilon_1 \frac{C_{mín}}{C_{máx}}}{1 - \varepsilon_1}\right)^n - \frac{C_{mín}}{C_{máx}}} \quad ; \quad NTU = -\frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{C_{mín}}{C_{máx}}\right)^2}} \ln \frac{E - 1}{E + 1}$$

en el cálculo de ε_1 *se utiliza el NTU por cada paso por la carcasa, es decir:* $\frac{NTU}{n}$

$$E = \frac{2 \frac{F - \frac{C_{mín}}{C_{máx}}}{F - 1} - \left(1 + \frac{C_{mín}}{C_{máx}}\right)}{\sqrt{1 + \left(\frac{C_{mín}}{C_{máx}}\right)^2}} \quad ; \quad F = \sqrt[n]{\frac{\varepsilon \frac{C_{mín}}{C_{máx}} - 1}{\varepsilon - 1}}$$

f) Flujos cruzados sin mezcla: $\varepsilon = 1 - exp\left\{- \frac{NTU^{0,22}}{\frac{C_{mín}}{C_{máx}}} \left(1 - e^{- \frac{C_{mín}}{C_{máx}} NTU^{0,78}}\right)\right\}$

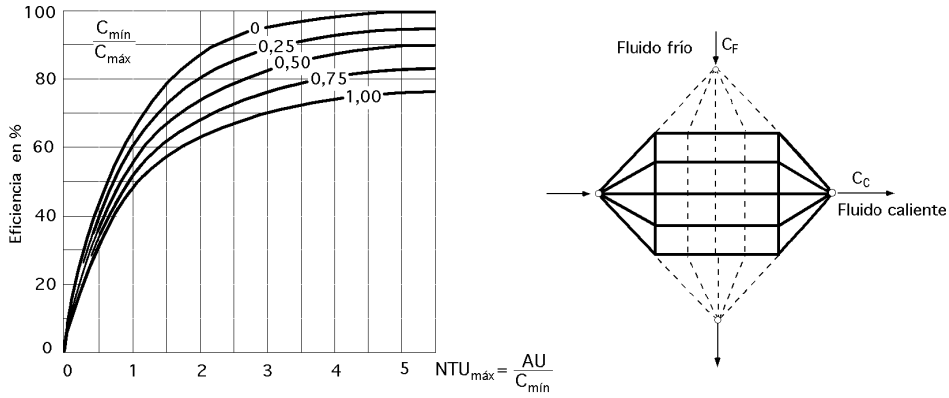


Fig XVI.6d.- Eficacia de un intercambiador de calor, con flujos cruzados con y sin mezcla

g) Flujos cruzados con mezcla en ambos fluidos: $\varepsilon = \dfrac{NTU}{\dfrac{NTU}{1 - e^{-NTU}} + \dfrac{NTU\dfrac{C_{mín}}{C_{máx}}}{1 - e^{-NTU\frac{C_{mín}}{C_{máx}}}} - 1}$

h) Flujos cruzados con mezcla en un fluido, y el otro sin mezclar:

$$\left.\begin{matrix} C_{mín}\ (mezclado) \\ C_{máx}\ (sin\ mezclar) \end{matrix}\right\} \Rightarrow \varepsilon = 1 - e^{-\frac{1 - e^{-\frac{C_{mín}}{C_{máx}} NTU}}{\frac{C_{mín}}{C_{máx}}}} \quad ; \quad NTU = -\frac{ln\{\frac{C_{mín}}{C_{máx}} ln(1 - \varepsilon) + 1\}}{\frac{C_{mín}}{C_{máx}}}$$

$$\left.\begin{matrix} C_{mín}\ (sin\ mezclar) \\ C_{máx}\ (mezclado) \end{matrix}\right\} \Rightarrow \varepsilon = \frac{1 - e^{-\frac{C_{mín}}{C_{máx}}(1 - e^{-NTU})}}{\frac{C_{mín}}{C_{máx}}} \quad ; \quad NTU = -ln\{1 + \frac{ln(1 - \varepsilon \frac{C_{mín}}{C_{máx}})}{\frac{C_{mín}}{C_{máx}}}\}$$

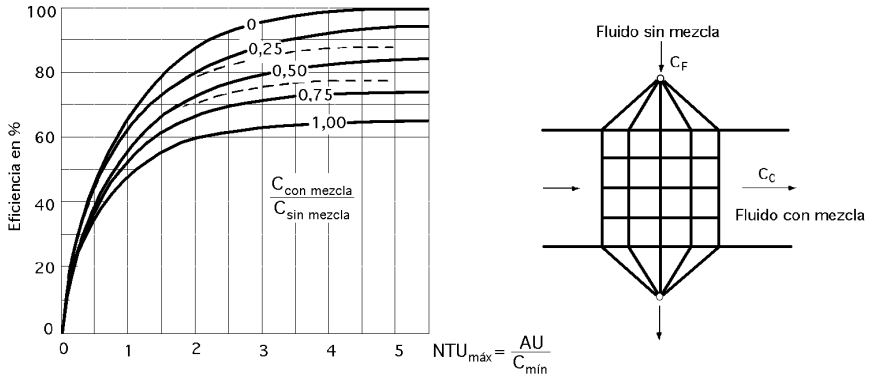


Fig XVI.6e.- Eficacia de un intercambiador de calor, con flujos cruzados con y sin mezcla

XVI.3.- INTERCAMBIADORES DE CALOR COMPACTOS

Los intercambiadores de calor que se utilizan en aplicaciones en que el flujo de gas se realiza con mezcla a la entrada y a la salida siendo la relación $\dfrac{Area\ de\ transferencia\ de\ calor}{Volumen\ total}$ del orden de 700 $\dfrac{m^2}{m^3}$, se consideran como intercambiadores compactos.

El coeficiente de transmisión de calor es relativamente bajo, y tanto el peso como el tamaño son pequeños, existiendo una amplia gama de configuraciones y formas para las que se han determinado experimentalmente tanto los coeficientes de transferencia de calor, como las pérdidas de carga, como se muestra en los gráficos de las Figuras XVI.7 a 16; el número de Re es de la forma:

$$Re = \frac{G^* d_H}{\eta}$$

siendo G^* la velocidad másica por unidad de superficie en el núcleo, $G^* = \dfrac{G}{A_{mín}}\ (\dfrac{kg}{m^2 seg})$, en la que:

- G es el gasto másico en kg/seg

- $A_{mín}$ es la sección transversal mínima o sección transversal del flujo en el núcleo, en m^2

El diámetro hidráulico viene definido por $d_H = 4 \frac{L A_{mín}}{A}$, en la que:

- A es la superficie total de intercambio térmico

- El producto (L A_{min}) se puede considerar como el volumen mínimo del flujo másico, siendo L la longitud del flujo del intercambiador

El cálculo de las dimensiones y características del intercambiador se puede realizar utilizando los métodos de la (LMTD) o de la eficiencia.

Por lo que respecta a las pérdidas de carga ΔP se puede considerar que en ellas influyen:

a) El rozamiento del fluido cuando atraviesa el intercambiador, que supone más del 90% del total de las pérdidas de carga

b) La aceleración o deceleración del fluido, asociada a que en el intercambiador se produzca un calentamiento o un enfriamiento del fluido

c) Las pérdidas a la entrada y a la salida, originadas por la contracción y expansión del fluido, respectivamente; estas pérdidas tienen importancia en núcleos cortos (L pequeña), altos valores del número de Re, pequeños valores de $\sigma = \frac{A_{mín}}{A_{Frontal}}$ y en los gases; en los líquidos son despreciables; $A_{mín}$ es el área de la sección transversal del flujo del núcleo

Para intercambiadores compactos de placa delgada plana, la pérdida de carga viene dada por la expresión:

$$\Delta P = \Delta P_{entrada} + \Delta P_{núcleo} - \Delta P_{salida}$$

La *caída* de presión a la entrada se puede expresar como la suma de la caída de presión debida al cambio de área de flujo de un fluido no viscoso, más la pérdida irreversible de presión debida a los efectos de viscosidad. Suponiendo que la densidad se mantiene constante, y teniendo en cuenta que la variación de presión suele ser pequeña comparada con la presión total, se tiene:

$$\Delta P_{ent} = \frac{1}{2} \frac{G^* u_{ent}}{\sigma} \{1 - \sigma^2\} + \frac{1}{2} \rho_{ent} \frac{u_{ent}^2}{\sigma^2} K_{contracción}$$

en la que K_{contr} es el coeficiente de contracción y u_{ent} es la velocidad a la entrada.

El *aumento* de presión a la salida se puede expresar como la suma del aumento de presión debida al cambio de área de flujo de un fluido no viscoso, menos la pérdida irreversible de presión debida a los efectos de viscosidad; si se mantiene la misma $A_{frontal}$ que a la entrada, se tiene:

$$\Delta P_{sal} = \frac{1}{2}\ \frac{G^* u_{sal}}{\sigma}\ \{1 - \sigma^2\} - \frac{1}{2}\ \frac{G^* u_{sal}}{\sigma}\ K_{expansión}$$

En el núcleo son dos los factores que contribuyen a la caída de presión:

- El arrastre viscoso y el arrastre debido a la forma de la superficie de transferencia térmica

- La caída de presión requerida para acelerar el fluido

$$\Delta P_{núcleo} = \frac{\lambda}{2}\ G^* u_m \frac{L}{d_H} + (\rho_{sal}\ u_{sal}^2 - \rho_{ent}\ u_{ent}^2)$$

siendo: $\frac{L}{d_H} = \frac{A}{4\,A_{mín}} = \frac{Area\ de\ transferencia\ térmica}{4\,A_{mín}} \quad \Rightarrow \quad \frac{A}{A_{mín}} = \frac{4\,L}{d_H}$

Velocidad másica: $G^* = \frac{\rho\ u_F\ A_{frontal\ (sin\ aletas)}}{A_{mín\ (con\ aletas)}} = \frac{\rho\ u_F}{\sigma} = \rho_{sal}\ u_{sal} = \rho_{ent}\ u_{ent} = \rho_m\ u_m\ (\frac{kg}{m^2\,seg})$

Efecto de entrada: $1 + K_{contr} - \sigma^2$

Aceleración del flujo: $2\ (\frac{\rho_{ent}}{\rho_{sal}} - 1)$

Fricción en el núcleo: $\lambda\ \frac{A}{A_{mín}}\ \frac{\rho_{ent}}{\rho_m}$

Efecto de salida: $(1 - K_{exp} - \sigma^2)\ \frac{\rho_{ent}}{\rho_{sal}}$

K_{contr} y K_{exp} son los coeficientes de contracción y de expansión del fluido que viene dados en las gráficas XVI.7, 8, 9 y 10, y ρ_{ent} y ρ_{sal} sus densidades a la entrada y salida del intercambiador:

$$\frac{1}{\rho_m} = \frac{1}{2}\ (\frac{1}{\rho_{ent}} + \frac{1}{\rho_{sal}})$$

Teniendo en cuenta los parámetros anteriores la ecuación de la pérdida de carga en un intercambiador de flujos cruzados viene dada por:

$$\Delta P = \frac{G^{*2}}{2\ \rho_{ent}}\ \{(K_{contr} + 1 - \sigma^2) + 2\ (\frac{\rho_{ent}}{\rho_{sal}} - 1) + \lambda\ \frac{A}{A_{mín}}\ \frac{\rho_{ent}}{\rho_m} - (1 - K_{exp} - \sigma^2)\ \frac{\rho_{ent}}{\rho_{sal}}\}$$

Los coeficientes de contracción y expansión son función de la geometría y en menor grado del número de Reynolds en el núcleo

Para intercambiadores compactos de tubo circular con aletas, la pérdida de carga viene asociada a los apartados (a) y (b) anteriores, ya que los valores de K_{contr} y K_{exp} son cero, por lo que:

$$\Delta P = \frac{G^{*2}}{2\ \rho_{ent}}\ \{(1 + \sigma^2)\ (\frac{\rho_{ent}}{\rho_{sal}} - 1) + \lambda\ \frac{A}{A_{mín}}\ \frac{\rho_{ent}}{\rho_m}\}$$

Selección de la superficie frontal para intercambiadores de calor compactos.- Si se propone una ecuación aproximada para la velocidad en el núcleo, y no se tienen en cuenta la caída de presión por aceleración, ni las pérdidas de carga a la entrada y a la salida, y considerando la eficiencia de las aletas del 100%, la ecuación de la pérdida de carga en el intercambiador anteriormente definida queda en la forma:

$$u_{ent}^2 = \frac{8\,\sigma^2\;\Delta P\;St}{\rho\;(NTU)_{ent}\lambda} \quad \Rightarrow \quad \Delta P = \frac{\rho\;(NTU)_{ent}\lambda\;u_{ent}^2}{8\,\sigma^2\;St} \quad ; \quad G^{*2} = \frac{8\,St\;\rho_m}{\lambda}\;\frac{\Delta P}{(NTU)_{ent}}$$

siendo, $(NTU)_{ent} = St\;\dfrac{A}{A_{mínimo}}$

Si se supone que la eficiencia de la aleta es la unidad (resistencia de aleta nula), y resistencia de pared despreciable:

$$\frac{1}{U\,A} = \frac{1}{(h_C\;A)_{ent}} + \frac{1}{(h_C\;A)_{sal}} \quad ; \quad \frac{1}{NTU} = \frac{C_{mín}/C_C}{(NTU)_{ent,\,C}} + \frac{C_{mín}/C_C}{(NTU)_{sal,\,F}}$$

Conocido el valor de la velocidad de entrada u_{ent} la superficie frontal es: $A_{frontal} = \dfrac{G}{\rho_{ent}\;u_{ent}}$

Para un flujo equilibrado, $C_{mín} = C_C = C_F$, resulta:

$$\frac{1}{NTU} = \frac{1}{(NTU)_{ent.C}} + \frac{1}{(NTU)_{sal.F}} = \frac{2}{(NTU)_{ent}} \quad ; \quad (NTU)_{ent} = 2\,(NTU)$$

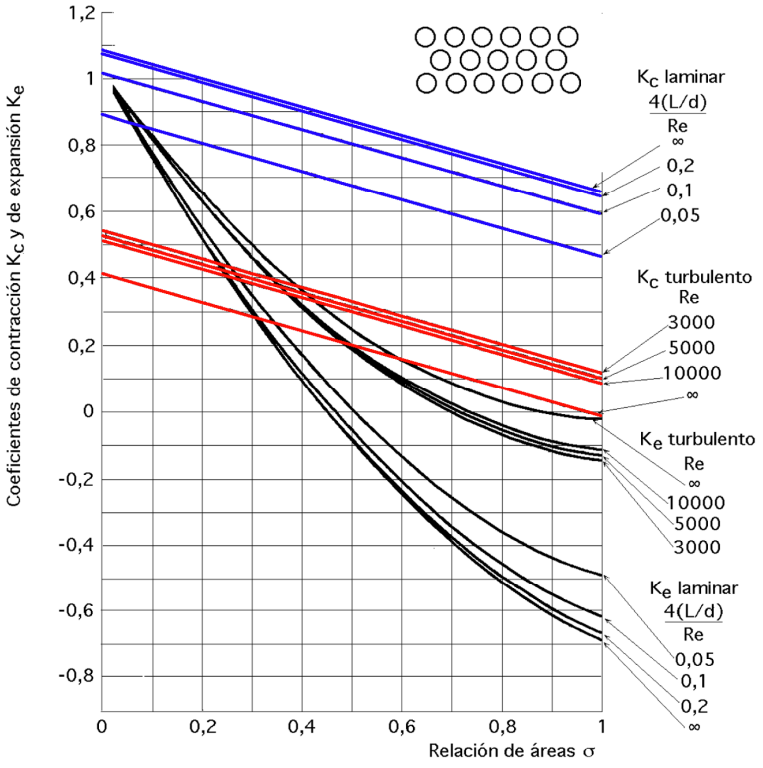


Fig XVI.7.- Coeficientes de pérdida de presión por contracción K_c y por expansión K_e para una batería de tubos circulares

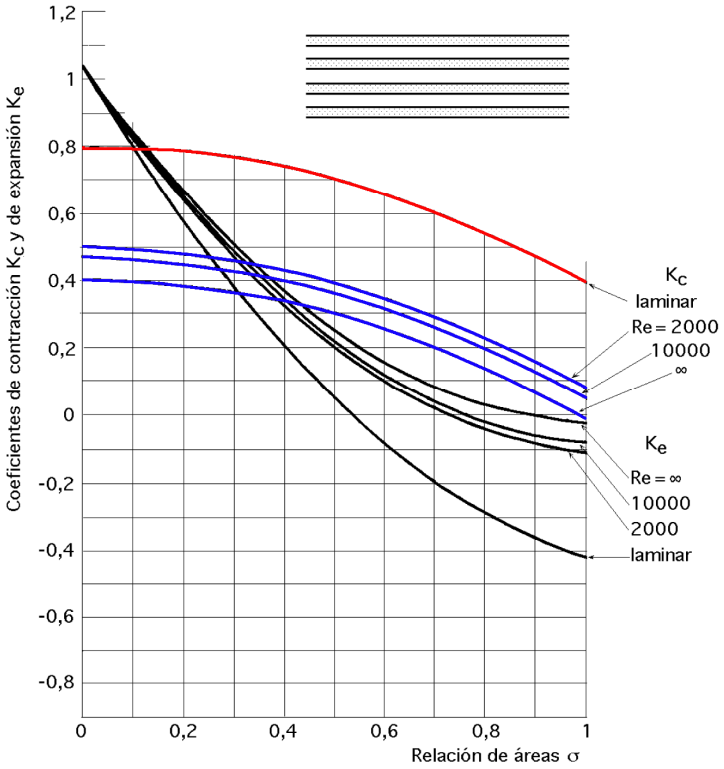


Fig XVI.8.- Coeficientes de pérdida de presión por contracción K_c y por expansión K_e para una batería de placas paralelas

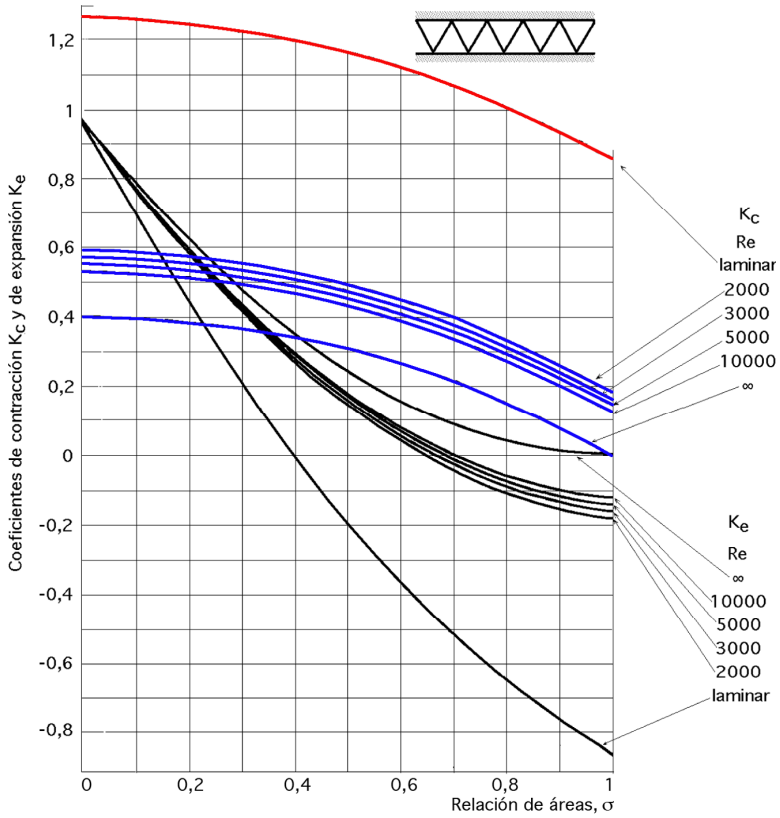


Fig XVI.9.- Coeficientes de pérdida de presión por contracción K_c y por expansión K_e para una batería de pasos triangulares

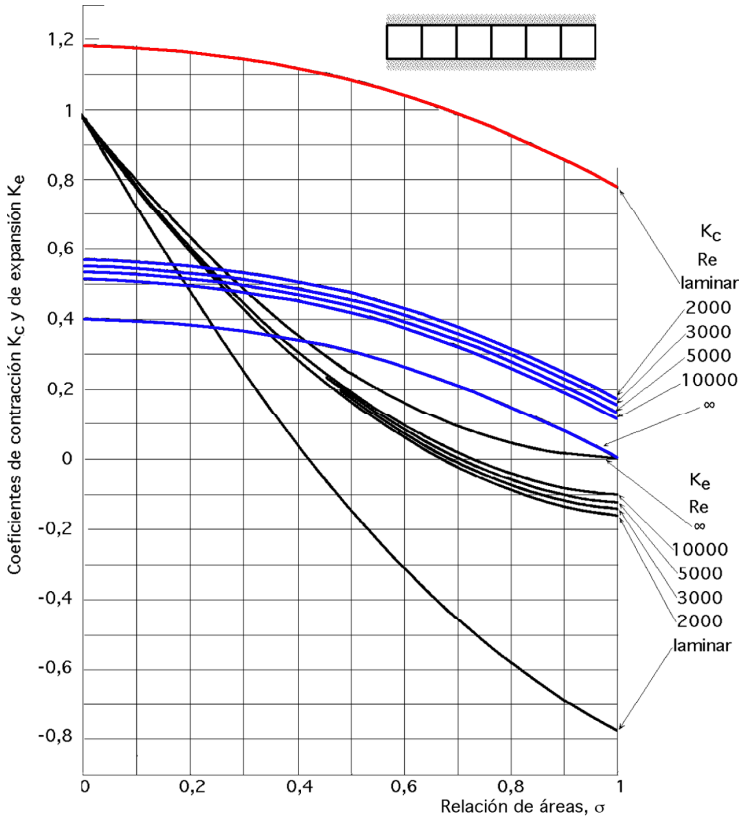
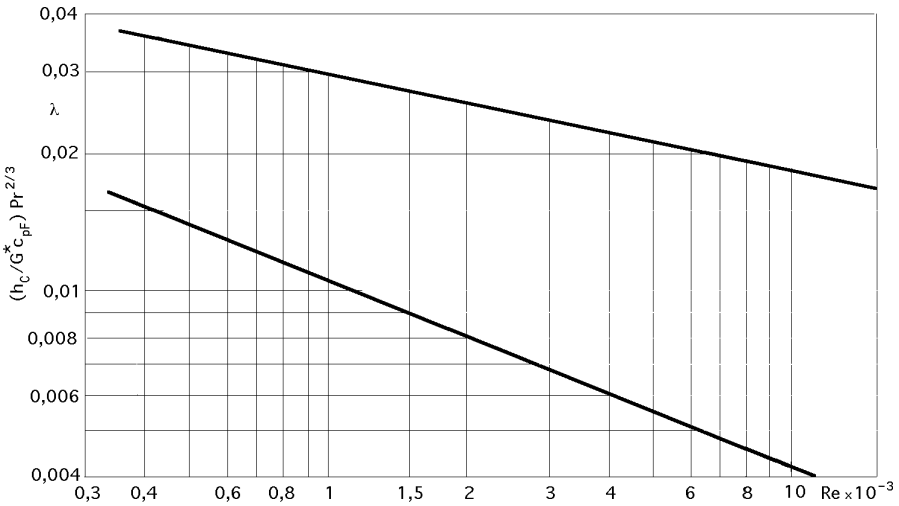
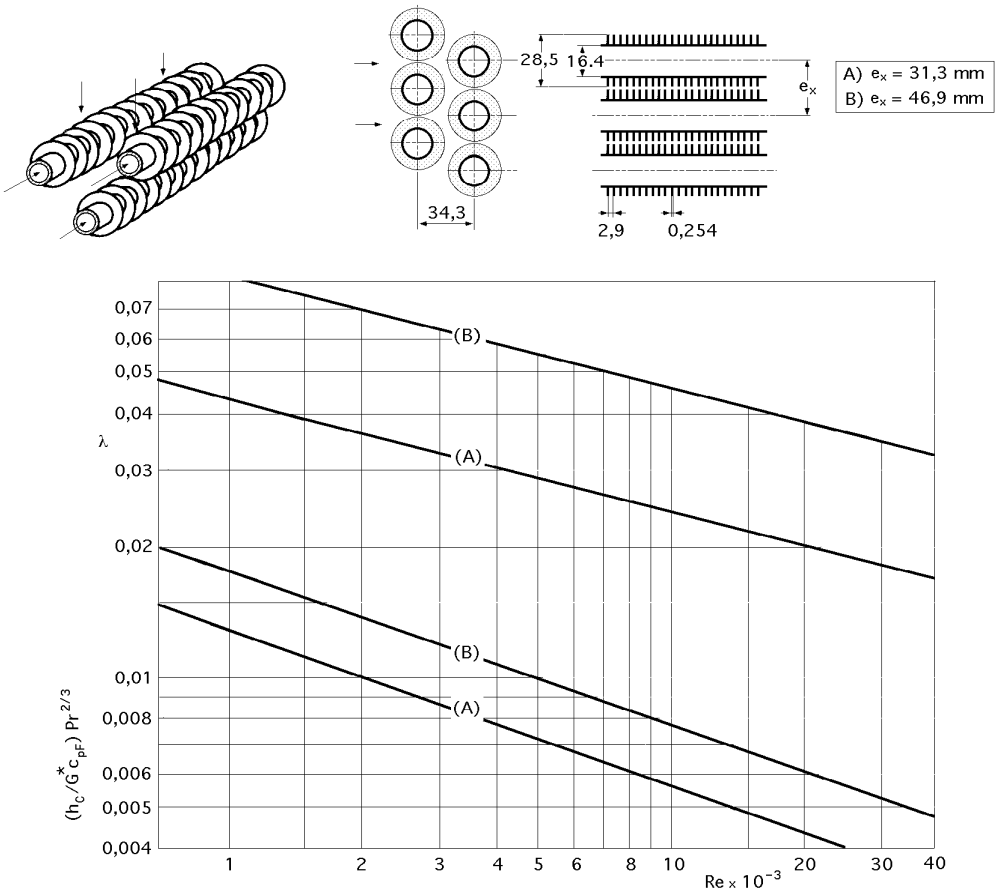


Fig XVI.10.- Coeficientes de pérdida de presión por contracción K_c y por expansión K_e para una batería de pasos cuadrados



Diámetro hidráulico: $d_H = 0{,}363\ cm$; $\sigma = \dfrac{\text{Area de paso mínima de flujo}}{\text{Area frontal}} = 0{,}534$; $\dfrac{\text{Area total de transferencia térmica}}{\text{Volumen total}} = 587\ \dfrac{m^2}{m^3}$

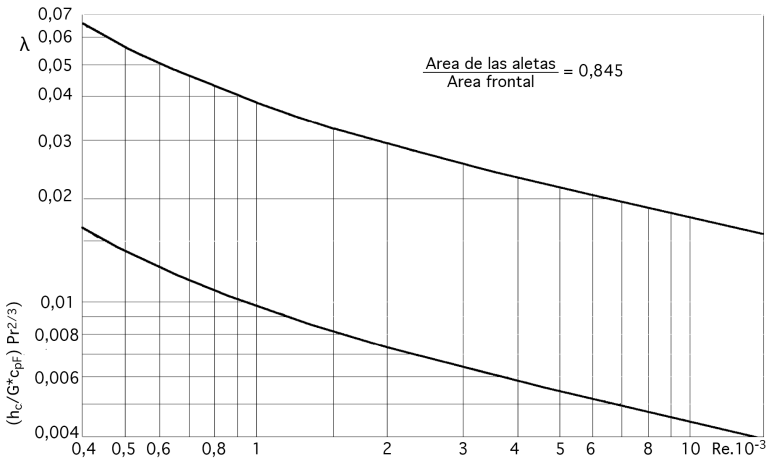
Fig XVI.11.- Factor de fricción λ y de convección h_C para flujos cruzados, en tubos circulares con aletas de placa



A) Diámetro hidráulico: $d_H = 0{,}548\ cm$; $\sigma = \dfrac{\text{Area de paso mínima de flujo}}{\text{Area frontal}} = 0{,}443$; $\dfrac{\text{Area total de transferencia térmica}}{\text{Volumen total}} = 323{,}8\ \dfrac{m^2}{m^3}$

B) Diámetro hidráulico: $d_H = 1{,}1674\ cm$; $\sigma = \dfrac{\text{Area de paso mínima de flujo}}{\text{Area frontal}} = 0{,}628$; $\dfrac{\text{Area total de transferencia térmica}}{\text{Volumen total}} = 215{,}6\ \dfrac{m^2}{m^3}$

Fig XVI.12.- Factor de fricción λ y de convección h_C *para flujos cruzados, en tubos circulares con aletas anulares*



a) Diámetro hidráulico: $d_H = 0{,}351\ cm$; $\sigma = \dfrac{\text{Area de paso mínima de flujo}}{\text{Area frontal}} = 0{,}78$; $\dfrac{\text{Area total de transferencia térmica}}{\text{Volumen total}} = 886\ \dfrac{m^2}{m^3}$

Fig XVI.13.- Factor de fricción λ y de convección h_C *para flujos cruzados, en tubos aplanados con aletas de placa*

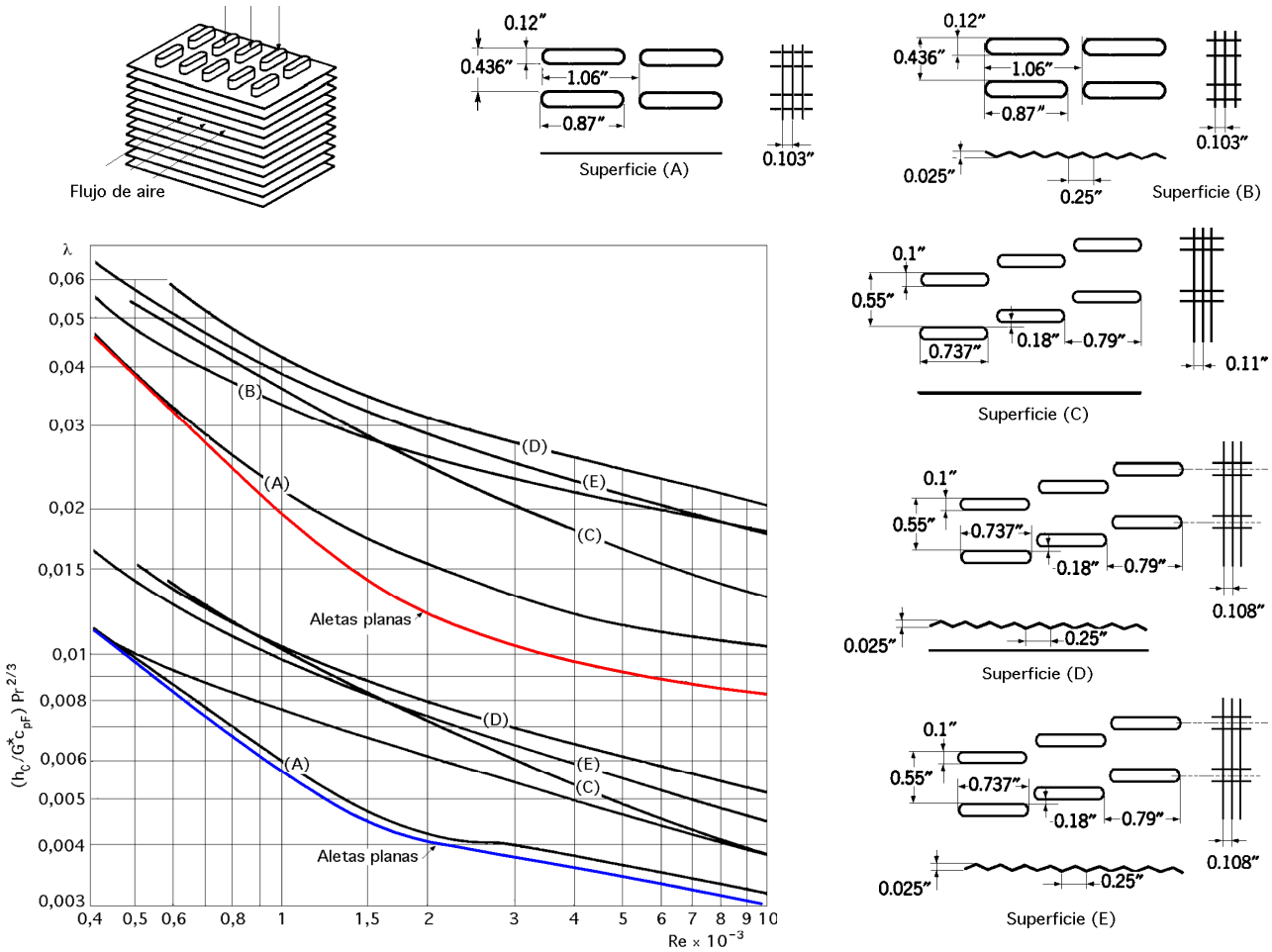


Fig XVI.14.- Factores de fricción λ y de convección h_C para flujos cruzados, (tubos aplanados con aletas de placa plana y corrugada)

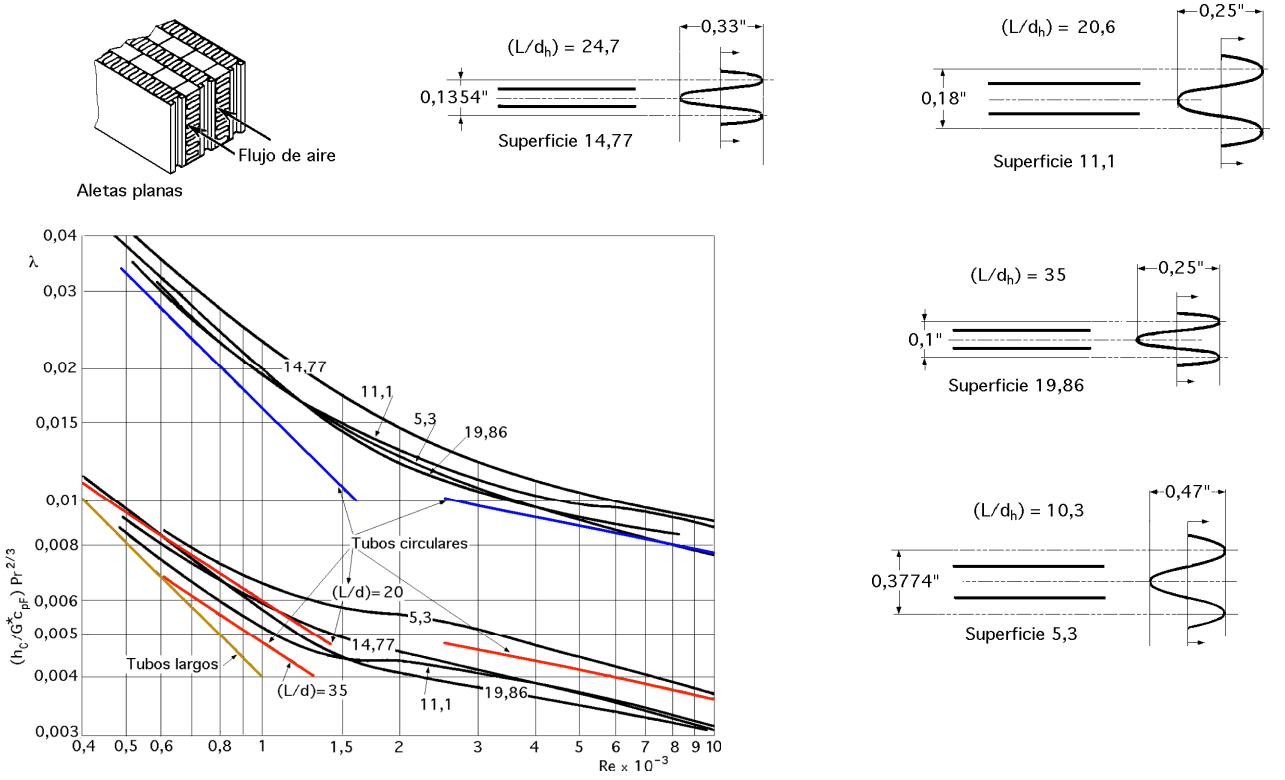


Fig XVI.15.- Factores de fricción λ y de convección h_C para flujos cruzados, para diversos casos de aletas de placa plana

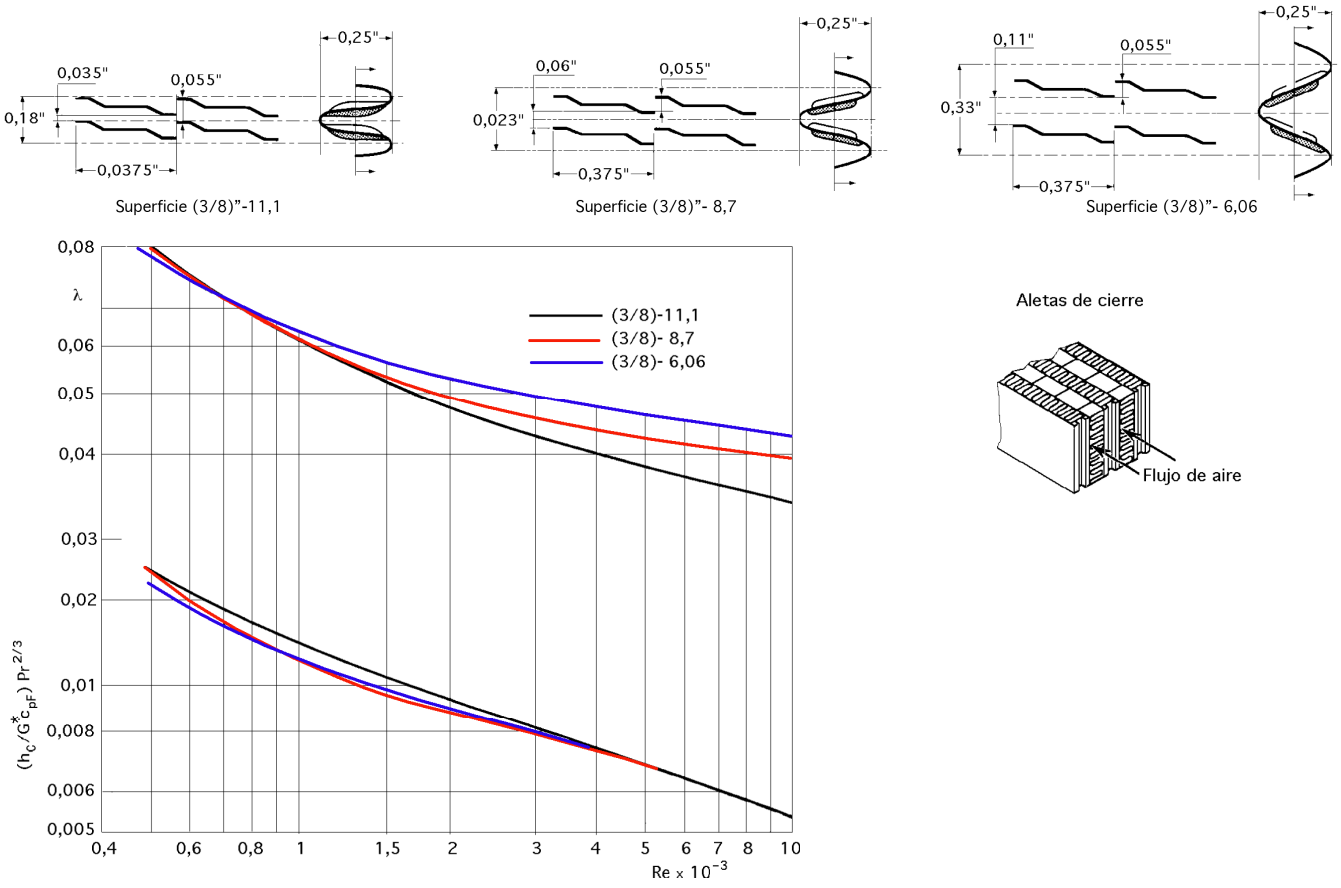


Fig XVI.16.- Factores de fricción λ y de convección h_C para flujos cruzados, (aletas de placa en forma de persiana cerrada)