

XVIII.- INTERCAMBIADORES DE CALOR

MÉTODO DE LA EFICIENCIA

XVIII.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 del intercambiador que se define en la forma:

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

La eficiencia 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 $C_F < C_C$ resulta que $T_{F2} = T_{C1}$, y el valor de: $Q_{\text{máx}} = C_F (T_{F2} - T_{F1}) = C_F (T_{C1} - T_{F1})$

En un intercambiador en contracorriente de superficie de intercambio infinita con $C_C < C_F$ resulta que $T_{C2} = T_{F1}$, y el valor de: $Q_{\text{máx}} = C_C (T_{C1} - T_{C2}) = C_C (T_{C1} - T_{F1})$

por lo que si se pone que $C_{\text{mín}} = \text{mín}(C_C, C_F)$, resulta que la máxima transferencia de calor en cualquier tipo de intercambiador es:

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

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:

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

siendo $C_{\text{mín}}$ 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.

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

a) Cuando se cumpla que:

$$m_C c_{pC} < m_F c_{pF} \quad \text{ó} \quad C_C < C_F \quad ; \quad C_{\text{mín}} = C_C$$

para superficie de intercambio infinita:

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

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

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

b) A su vez, cuando se cumpla:

$$m_C c_{pC} > m_F c_{pF} \quad \text{ó} \quad C_C > C_F \quad ; \quad C_{\text{mín}} = C_F$$

para superficie de intercambio infinita:

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

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

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

En ambas situaciones se observa que para superficie de intercambio infinita la eficiencia es del 100%.

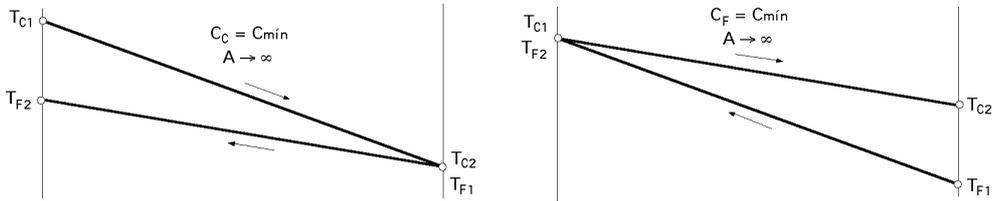


Fig XVIII.1.- Flujos paralelos en contracorriente con superficie de intercambio infinita

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

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

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

A su vez, conocidos la geometría del intercambiador A , su coeficiente global de transmisión de calor U , las velocidades del flujo u_F y u_C y las capacidades caloríficas de los fluidos C_C y C_F 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 XVIII.2, que:

$$T_2 = T_{C1} - T_{F1} \quad ; \quad T_1 = T_{C2} - T_{F2}$$

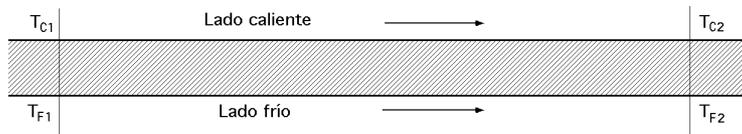


Fig XVIII.2.- Flujos paralelos en equicorriente

por lo que:

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

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

Resolviendo por separado cada parte, se obtiene:

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

$$= U A \left(\frac{1}{C_C} + \frac{1}{C_F} \right)$$

Asimismo:

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

$$= \ln \frac{T_{C1} - T_{F1}}{T_{C1} - (T_{C1} - T_{F1}) \frac{C_{\min}}{C_C} - T_{F1} - (T_{C1} - T_{F1}) \frac{C_{\min}}{C_F}} = \ln \frac{1}{1 - C_{\min} \left(\frac{1}{C_C} + \frac{1}{C_F} \right)} =$$

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

Igualándolas se encuentra:

$$1 - \left(\frac{C_{\min}}{C_C} + \frac{C_{\min}}{C_F} \right) = e^{-U A \left(\frac{1}{C_C} + \frac{1}{C_F} \right)} = \frac{1 - e^{-U A \left(\frac{1}{C_C} + \frac{1}{C_F} \right)}}{\frac{C_{\min}}{C_C} + \frac{C_{\min}}{C_F}}$$

Cuando C_F sea el mínimo, C_C será el máximo, y la eficacia del intercambiador será:

$$= \frac{1 - e^{-\frac{U A}{C_F} \left(\frac{C_F}{C_C} + 1 \right)}}{\frac{C_F}{C_C} + 1}$$

y si fuese al contrario, C_C el mínimo, y C_F el máximo, se obtiene:

$$= \frac{1 - e^{-\frac{U A}{C_C} \left(1 + \frac{C_C}{C_F} \right)}}{1 + \frac{C_C}{C_F}}$$

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

$$= \frac{1 - e^{-\frac{U A}{C_{\min}} \left(\frac{C_{\min}}{C_{\max}} + 1 \right)}}{\frac{C_{\min}}{C_{\max}} + 1} = \frac{1 - e^{-NTU \left(\frac{C_{\min}}{C_{\max}} + 1 \right)}}{\frac{C_{\min}}{C_{\max}} + 1}$$

en la que el valor, $\frac{U A}{C_{\min}} = NTU$, se denomina Número de unidades de transferencia térmica, (num-

ber 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 XVIII.3, para flujos paralelos en equicorriente.

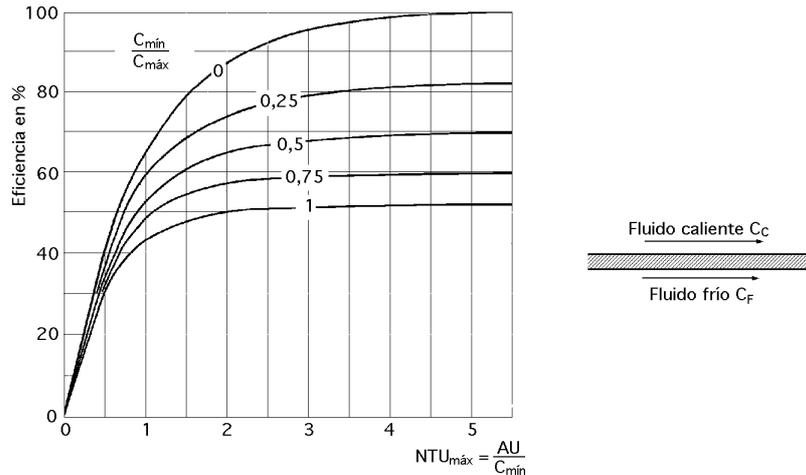


Fig XVIII.3.- Eficacia de un intercambiador de calor con flujos en equicorriente

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

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

FLUJOS PARALELOS EN CONTRACORRIENTE.- Partimos de la misma definición de la eficacia, en la que hay que introducir los valores correspondientes a T_2 y T_1 ; haciendo un análisis semejante:

$$T_2 = T_{C1} - T_{F2} \quad ; \quad T_1 = T_{C2} - T_{F1}$$

$$Q = UA \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{T_2}{T_1}} = UA \frac{(T_{C1} - T_{F2}) - (T_{C2} - T_{F1})}{\ln \frac{T_{C1} - T_{F2}}{T_{C2} - T_{F1}}} = C_{\text{mín}} (T_{C1} - T_{F1})$$

$$\ln \frac{T_{C1} - T_{F2}}{T_{C2} - T_{F1}} = UA \frac{(T_{C1} - T_{C2}) - (T_{F2} - T_{F1})}{C_{\text{mín}} (T_{C1} - T_{F1})} \quad UA \frac{(T_{C1} - T_{C2}) - (T_{F2} - T_{F1})}{C_{\text{mín}} (T_{C1} - T_{F1})} = UA \left(\frac{1}{C_C} - \frac{1}{C_F} \right)$$

$$\ln \frac{T_{C1} - T_{F2}}{T_{C2} - T_{F1}} = \ln \frac{T_{C1} - T_{F1} - (T_{C1} - T_{F1}) \frac{C_{\text{mín}}}{C_F}}{T_{C1} - (T_{C1} - T_{F1}) \frac{C_{\text{mín}}}{C_C} - T_{F1}} = \ln \frac{1 - \frac{C_{\text{mín}}}{C_F}}{1 - \frac{C_{\text{mín}}}{C_C}}$$

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

Cuando C_F sea igual a $C_{\text{mín}}$ y C_C sea igual a $C_{\text{máx}}$ se puede poner:

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

y si C_F fuese el máximo, C_C sería el mínimo, obteniéndose:

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

que es la misma expresión, independientemente de la capacidad térmica de los fluidos.

$$= \frac{1 - e^{\frac{NTU}{C_{\text{máx}}} \left(\frac{C_{\text{mín}}}{C_{\text{máx}}} - 1 \right)}}{1 - \frac{C_{\text{mín}}}{C_{\text{máx}}} e^{\frac{NTU}{C_{\text{máx}}} \left(\frac{C_{\text{mín}}}{C_{\text{máx}}} - 1 \right)}} \quad NTU = \frac{1}{1 - \frac{C_{\text{mín}}}{C_{\text{máx}}}} \ln \frac{1 - \frac{C_{\text{mín}}}{C_{\text{máx}}}}{1 - \frac{C_{\text{mín}}}{C_{\text{máx}}}}$$

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

Como cada caso tiene una ecuación diferente, los resultados globales obtenidos se representan en una serie de gráficas, Figs XVIII.3.4.5.6.7, que resumen algunos de los montajes de intercambiadores de interés práctico, determinándose a partir de ellas la eficacia para valores dados del NTU y de $C_{\text{mín}}/C_{\text{máx}}$; 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 $C_{\text{mín}}/C_{\text{máx}}$ mientras que la eficacia se lee sobre el eje de ordenadas.

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

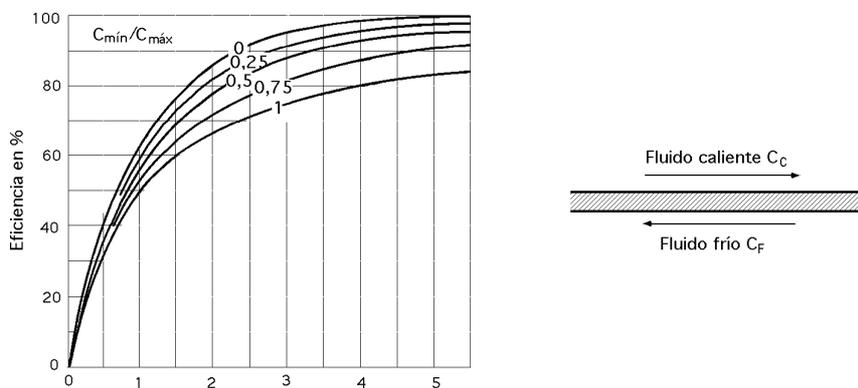
Para flujos en equicorriente, $\epsilon = 1 - e^{-NTU}$

Para flujos en contracorriente, $\epsilon = 1 - e^{-NTU}$

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

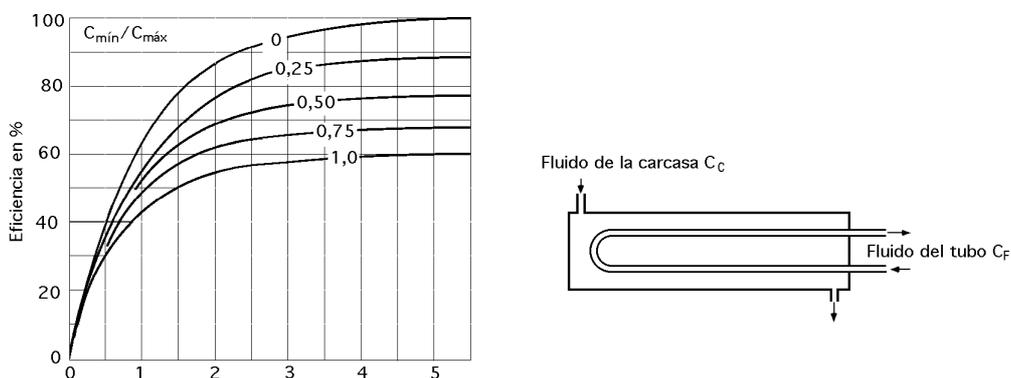
Para un intercambiador en equicorriente,
$$\epsilon = \frac{1 - e^{-NTU \left(\frac{C_{mín}}{C_{máx}} + 1 \right)}}{\frac{C_{mín}}{C_{máx}} + 1} = \frac{1 - e^{-2 NTU}}{2}$$

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



Número de unidades de transferencia de calor $NTU_{máx} = \frac{AU}{C_{mín}}$

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



Número de unidades de transferencia de calor $NTU_{máx} = \frac{AU}{C_{mín}}$

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

XVIII.2.- VALORES DE LA EFICIENCIA TERMICA Y DEL NTU PARA ALGUNAS CON-

FIGURACIONES DE FLUJOS DE CARCASA Y TUBOS, Y FLUJOS CRUZADOS

Una sola corriente y todo tipo de intercambiadores cuando, $\frac{C_{\text{mín}}}{C_{\text{máx}}} = 0$

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

Flujos paralelos en equicorriente

$$= \frac{1 - e^{-NTU \left(\frac{C_{\text{mín}}}{C_{\text{máx}}} + 1 \right)}}{\frac{C_{\text{mín}}}{C_{\text{máx}}} + 1} \quad ; \quad NTU = \frac{1}{\frac{C_{\text{mín}}}{C_{\text{máx}}} + 1} \ln \frac{1}{1 - \left(\frac{C_{\text{mín}}}{C_{\text{máx}}} + 1 \right)}$$

Flujos paralelos en contracorriente

$$= \frac{1 - e^{-NTU \left(\frac{C_{\text{mín}}}{C_{\text{máx}}} - 1 \right)}}{1 - \frac{C_{\text{mín}}}{C_{\text{máx}}} e^{-NTU \left(\frac{C_{\text{mín}}}{C_{\text{máx}}} - 1 \right)}} \quad ; \quad NTU = \frac{1}{1 - \frac{C_{\text{mín}}}{C_{\text{máx}}}} \ln \frac{1 - \frac{C_{\text{mín}}}{C_{\text{máx}}}}{1 - \dots}$$

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

$$= 1 = 2 \left\{ 1 + \frac{C_{\text{mín}}}{C_{\text{máx}}} + \frac{1 + e^{-NTU \sqrt{1 + \left(\frac{C_{\text{mín}}}{C_{\text{máx}}} \right)^2}}}{1 - e^{-NTU \sqrt{1 + \left(\frac{C_{\text{mín}}}{C_{\text{máx}}} \right)^2}}} \sqrt{1 + \left(\frac{C_{\text{mín}}}{C_{\text{máx}}} \right)^2} \right\}$$

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

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

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

en el cálculo de \dots se utiliza el NTU por paso por carcasa, es decir, $\frac{NTU}{n}$

$$E = \frac{F - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}}{2 \frac{C_{\max}}{F - 1} - (1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}})} \sqrt{1 + (\frac{C_{\min}}{C_{\max}})^2} ; F = \sqrt{\frac{\frac{C_{\min}}{C_{\max}} - 1}{-1}}$$

Flujos cruzados con mezcla en ambos fluidos,
$$= \frac{NTU}{1 - e^{-NTU} + \frac{NTU \frac{C_{\min}}{C_{\max}}}{1 - e^{-NTU \frac{C_{\min}}{C_{\max}}}} - 1}$$

Flujos cruzados sin mezcla,
$$= 1 - e^{-\frac{NTU 0,22}{\frac{C_{\min}}{C_{\max}}} (1 - e^{-\frac{C_{\min}}{C_{\max}} NTU 0,78})}$$

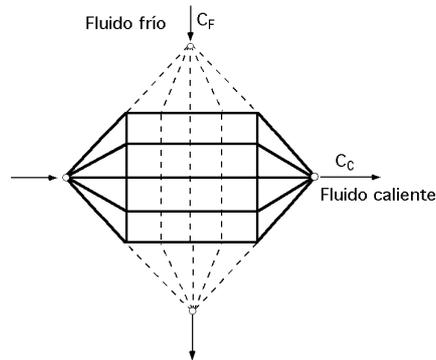
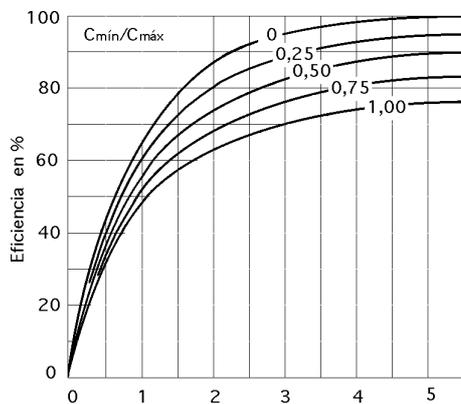
Flujos cruzados con mezcla en un fluido, y el otro sin mezclar

a) C_{\min} (mezclado) ; C_{\max} (sin mezclar)

$$= 1 - e^{-\frac{1 - e^{-\frac{C_{\min}}{C_{\max}} NTU}}{\frac{C_{\min}}{C_{\max}}}} ; NTU = -\frac{\ln \left\{ \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \ln \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) + 1 \right\}}{\frac{C_{\min}}{C_{\max}}}$$

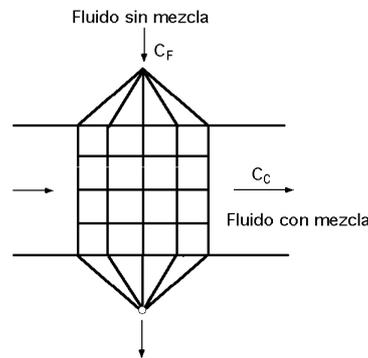
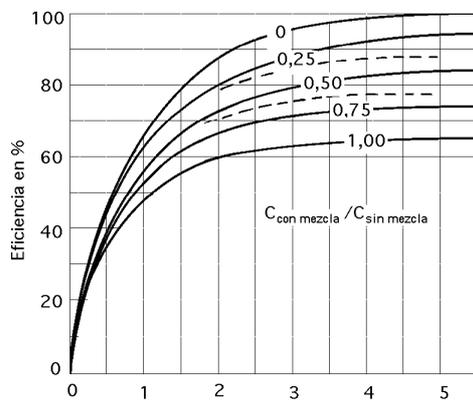
b) C_{\min} (sin mezclar) ; C_{\max} (mezclado)

$$= \frac{1 - e^{-\frac{C_{\min}}{C_{\max}} (1 - e^{-NTU})}}{\frac{C_{\min}}{C_{\max}}} ; NTU = -\ln \left\{ 1 + \frac{\ln \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right)}{\frac{C_{\min}}{C_{\max}}} \right\}$$



Número de unidades de transferencia de calor $NTU_{\max} = \frac{AU}{C_{\min}}$

Fig XVIII.6.- Flujo cruzado con ambos fluidos sin mezcla



$$\text{Número de unidades de transferencia de calor } NTU_{\text{máx}} = \frac{AU}{C_{\text{min}}}$$

Fig XVIII.7.- Flujo cruzado con mezcla en un fluido y sin mezcla en el otro

XVIII.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 {área de transferencia de calor/volumen total} del orden de 700 m²/m³, 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 XVIII.12 a 17; el número de Re es de la forma:

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

siendo: G* la velocidad másica por unidad de superficie de en el núcleo, de la forma: $G^* = G/A_{\text{min}}$ kg/m²seg, con G el gasto másico, kg/seg y A_{min} la sección transversal mínima o sección transversal del flujo en el núcleo, en m².

El diámetro hidráulico d_H viene definido para cada configuración por la expresión:

$$d_H = 4 \frac{L A_{\text{min}}}{A}$$

en la que A es la superficie total de intercambio térmico y 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 P 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 $\sigma = A_{\text{mín}}/A_{\text{frontal}}$ y en los gases; en los líquidos son despreciables.

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

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

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:

$$P_{\text{ent}} = \frac{1}{2} \frac{G^* u_{\text{ent}}}{A_{\text{frontal}}} \left\{ 1 - \left(\frac{A_{\text{mín}}}{A_{\text{frontal}}} \right)^2 \right\} + \frac{1}{2} u_{\text{ent}}^2 K_{\text{contracción}}$$

en la que $A_{\text{mín}}$ es el área de la sección transversal del flujo del núcleo, 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:

$$P_{\text{sal}} = \frac{1}{2} \frac{G^* u_{\text{sal}}}{A_{\text{frontal}}} \left\{ 1 - \left(\frac{A_{\text{mín}}}{A_{\text{frontal}}} \right)^2 \right\} - \frac{1}{2} u_{\text{sal}}^2 K_{\text{expansión}}$$

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

$$P_{\text{núcleo}} = \frac{1}{2} G^* u_m \frac{L}{d_H} + (u_{\text{sal}}^2 - u_{\text{ent}}^2)$$

siendo:

$$\frac{L}{d_H} = \frac{A}{4 A_{\text{mín}}} = \frac{\text{Area de transferencia térmica}}{4 A_{\text{mín}}} \quad \frac{A}{A_{\text{mín}}} = \frac{4 L}{d_H}$$

Velocidad másica por unidad de superficie

$$G^* = \frac{u_F A_{\text{frontal}}}{A_{\text{mín}}} = \frac{u_F}{\left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \text{seg}} \right)} = u_{\text{sal}} = u_{\text{ent}} = u_m \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \text{seg}} \right)$$

$$= \frac{A_{\text{mín}}}{A_{\text{frontal}}} = \frac{\text{Sección mínima de paso de fluido}}{\text{Area frontal}}$$

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

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

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

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

K_{contr} y K_{exp} son los coeficientes de contracción y de expansión del fluido que viene dados en las gráficas XVIII.8,9,10 y 11, y ρ_{ent} y ρ_{sal} sus densidades a la entrada y salida del intercambiador:

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

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

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

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:

$$P = \frac{G^*{}^2}{2 \rho_{\text{ent}}} \left\{ (1 + 2) \left(\frac{\rho_{\text{ent}}}{\rho_{\text{sal}}} - 1 \right) + \frac{A}{A_{\text{mín}}} \frac{\rho_{\text{ent}}}{\rho_m} \right\}$$

SELECCION 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:

$$u_{\text{ent}}^2 = \frac{8 \rho^2 P St}{(NTU)_{\text{ent}}} \quad ; \quad P = \frac{(NTU)_{\text{ent}} u_{\text{ent}}^2}{8 \rho^2 St} \quad ; \quad G^*{}^2 = \frac{8 St \rho_m}{(NTU)_{\text{ent}}} P$$

siendo: $(NTU)_{\text{ent}} = St \frac{A}{A_{\text{mínimo}}}$

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

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(h_c A)_{ent}} + \frac{1}{(h_c A)_{sal}}$$

$$\frac{1}{NTU} = \frac{C_{mín}}{C_C} + \frac{C_{mín}}{C_C}$$

Conocido el valor de la velocidad de entrada u_{ent} la superficie frontal es:

$$A_{frontal} = \frac{G}{u_{ent}}$$

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

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

Si la eficiencia de la aleta no es la unidad, la determinación de la superficie de transferencia de calor se tendría que hacer más cuidadosamente.

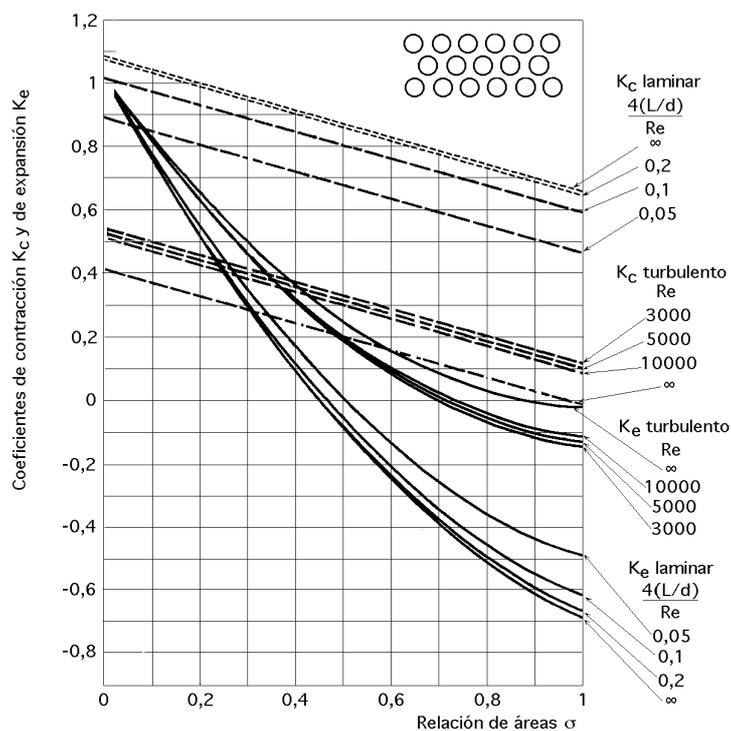


Fig XII.8.- Coeficientes de pérdida de presión por contracción y por expansión para una batería de tubos circulares

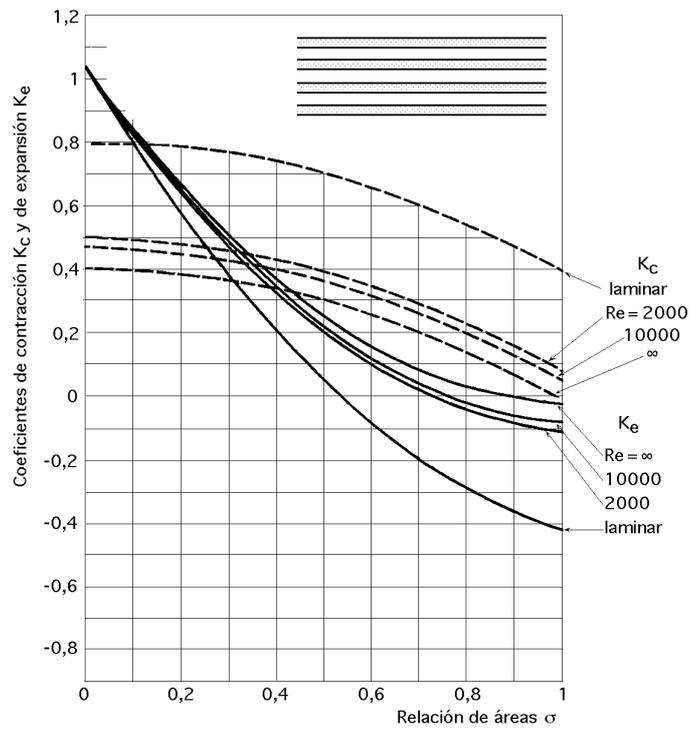


Fig XII.9.- Coeficientes de pérdida de presión por contracción y por expansión para una batería de placas paralelas

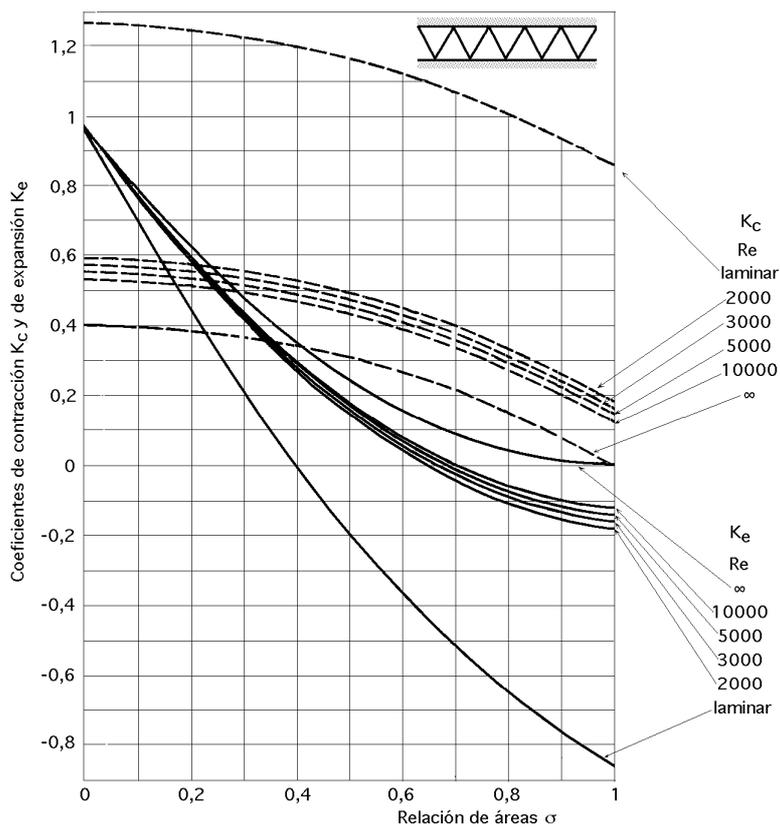


Fig XII.10.- Coeficientes de pérdida de presión por contracción y por expansión para una batería de pasos triangulares

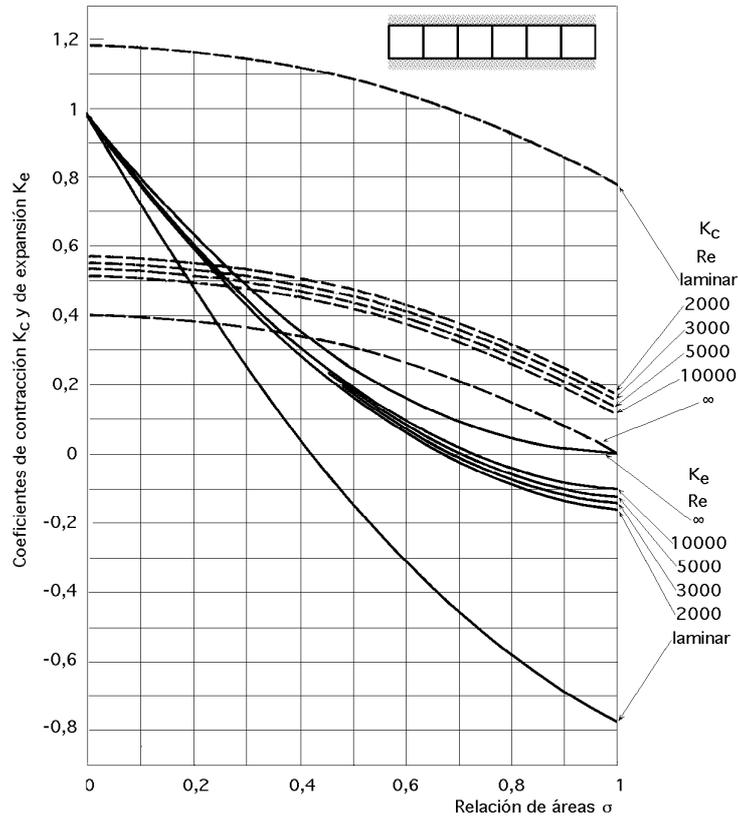
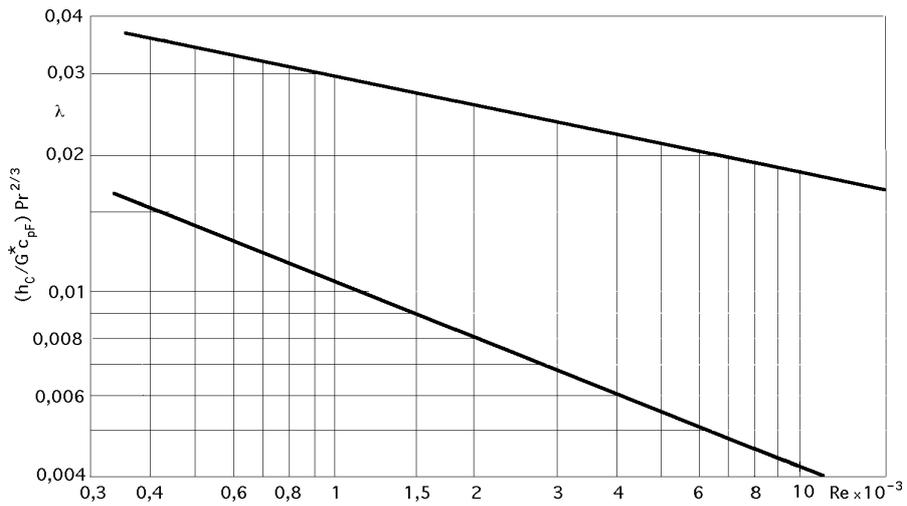


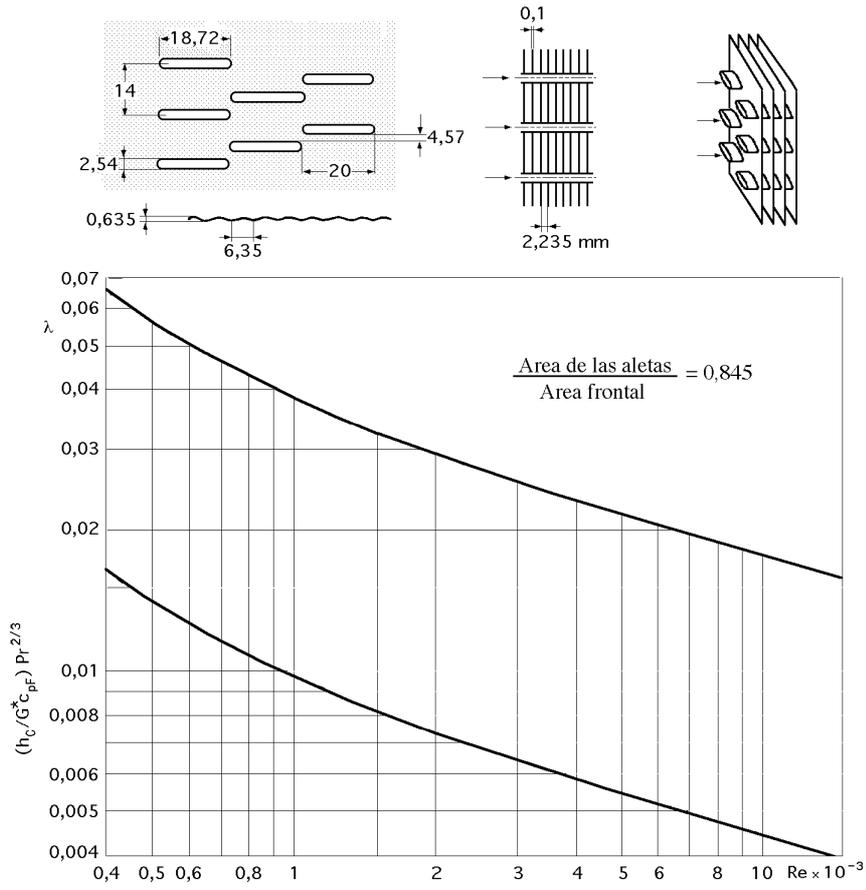
Fig XII.11.- Coeficientes de pérdida de presión por contracción y por expansión para una batería de pasos cuadrados



Diámetro hidráulico: $d_H = 0,363 \text{ cm}$; $= \frac{\text{Área de paso mínima de flujo}}{\text{Área frontal}} = 0,534$

$\frac{\text{Area total de transferencia térmica}}{\text{Volumen total}} = 587 \text{ m}^2/\text{m}^3$

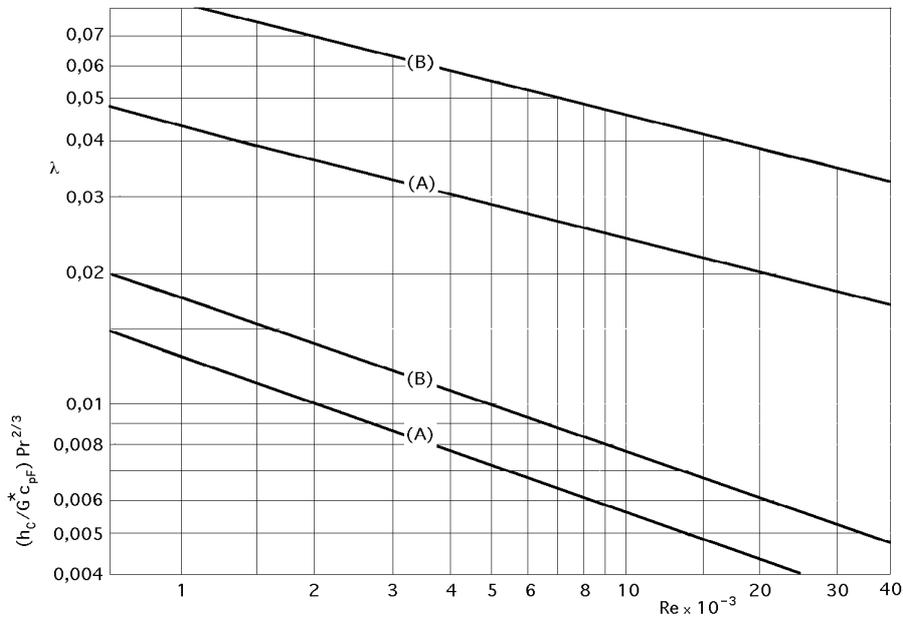
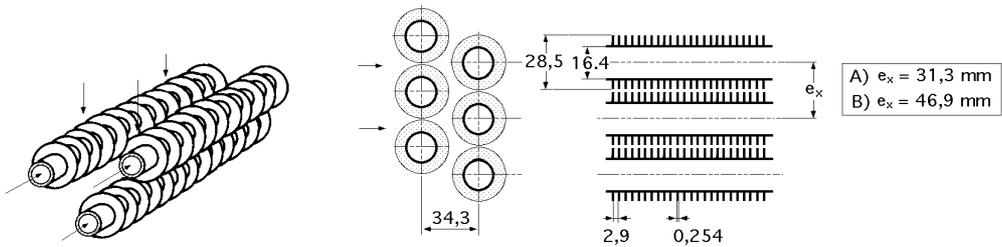
Fig XVIII.12.- Factor de fricción λ y de convección h_c para flujos cruzados, en tubos circulares con aletas de placa



Diámetro hidráulico: $d_H = 0,351 \text{ cm}$; $= \frac{\text{Área de paso mínima de flujo}}{\text{Área frontal}} = 0,78$

$\frac{\text{Area total de transferencia térmica}}{\text{Volumen total}} = 886 \text{ m}^2/\text{m}^3$

Fig XVIII.13.- Factor de fricción y de convección h_c para flujos cruzados, en tubos aplanados con aletas de placa



(A) Diámetro equivalente = $4 d_h$: 0,548 cm ; $= \frac{\text{Área de paso mínima de flujo}}{\text{Área frontal}} = 0,443$

$$\frac{\text{Área total de transferencia térmica}}{\text{Volumen total}} = 323,8 \text{ m}^2/\text{m}^3$$

(B) Diámetro equivalente = $4 d_h$: 1,1674 cm ; $= \frac{\text{Área de paso mínima de flujo}}{\text{Área frontal}} = 0,628$

$$\frac{\text{Área total de transferencia térmica}}{\text{Volumen total}} = 215,6 \text{ m}^2/\text{m}^3$$

Fig XVIII.14.- Factor de fricción λ y de convección h_c para flujos cruzados, en tubos circulares con aletas anulares

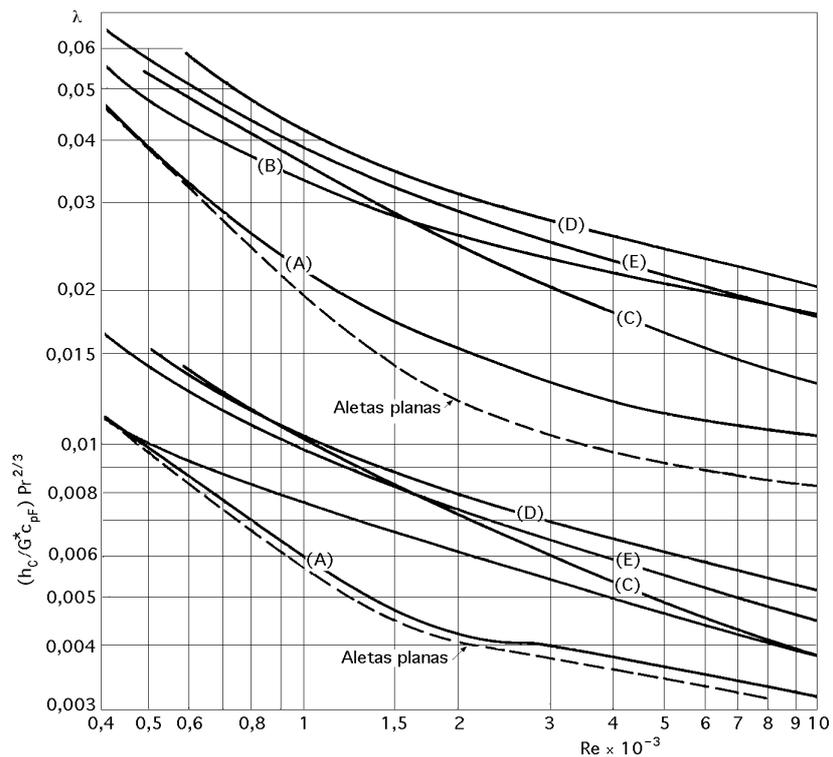
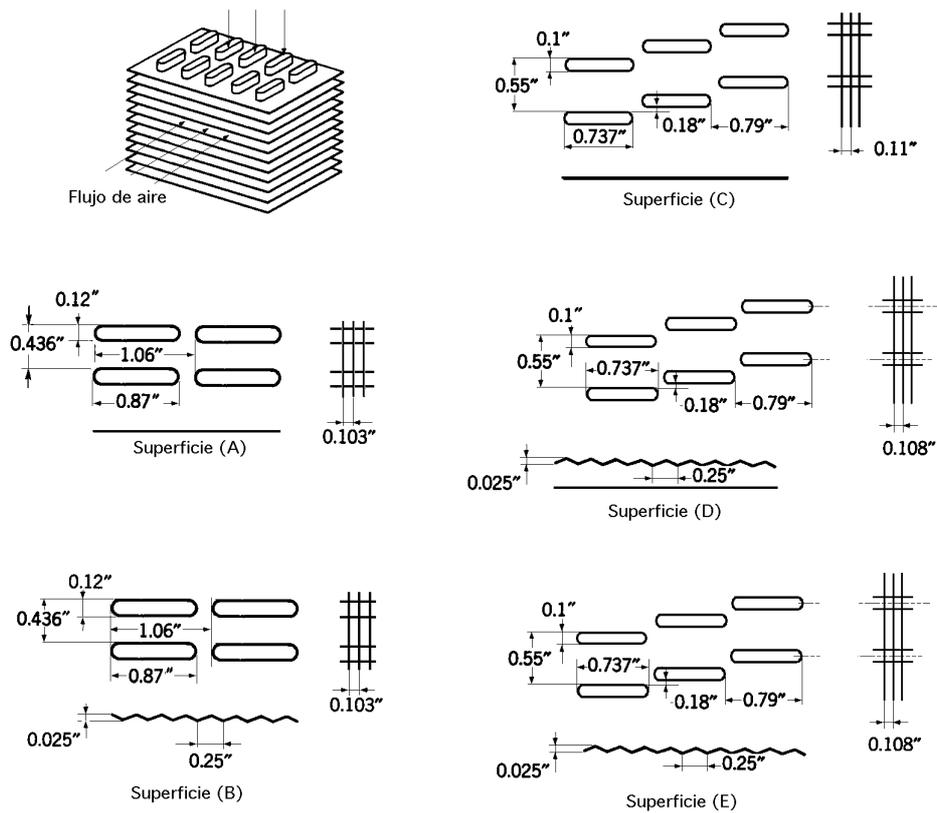


Fig XVIII.15.- Factores de fricción y de convección h_c para flujos cruzados, para diversos casos de tubos aplanados con aletas de placa plana y corrugada

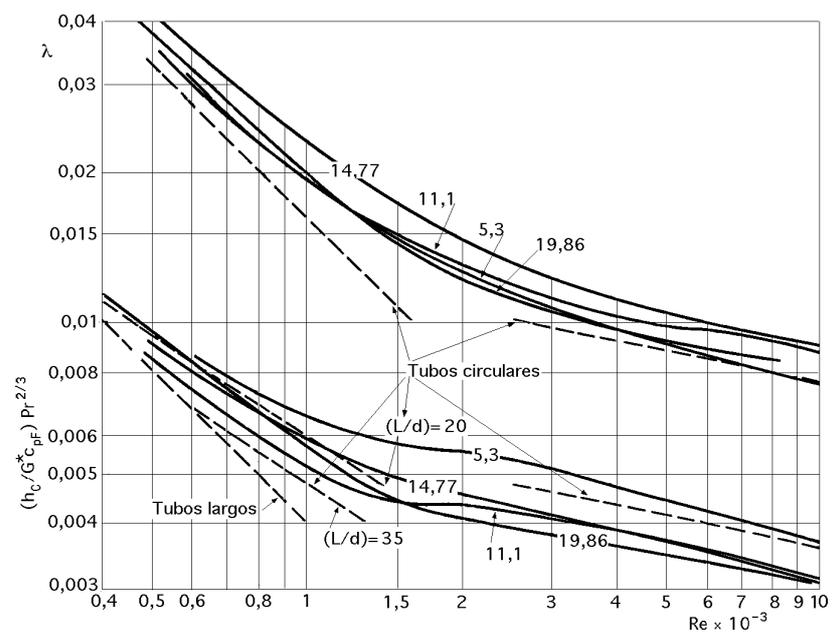
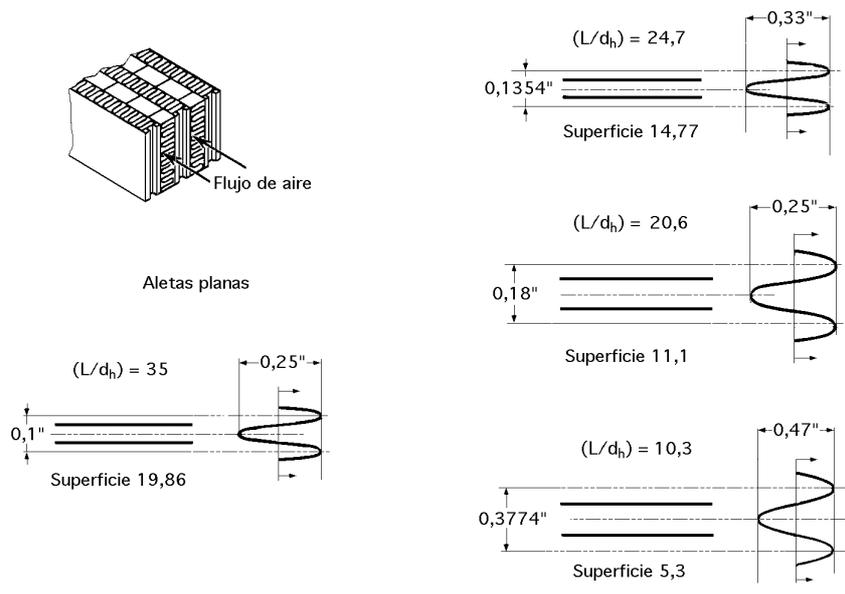


Fig XVIII.16.- Factores de fricción y de convección h_c para flujos cruzados, para diversos casos de aletas de placa plana

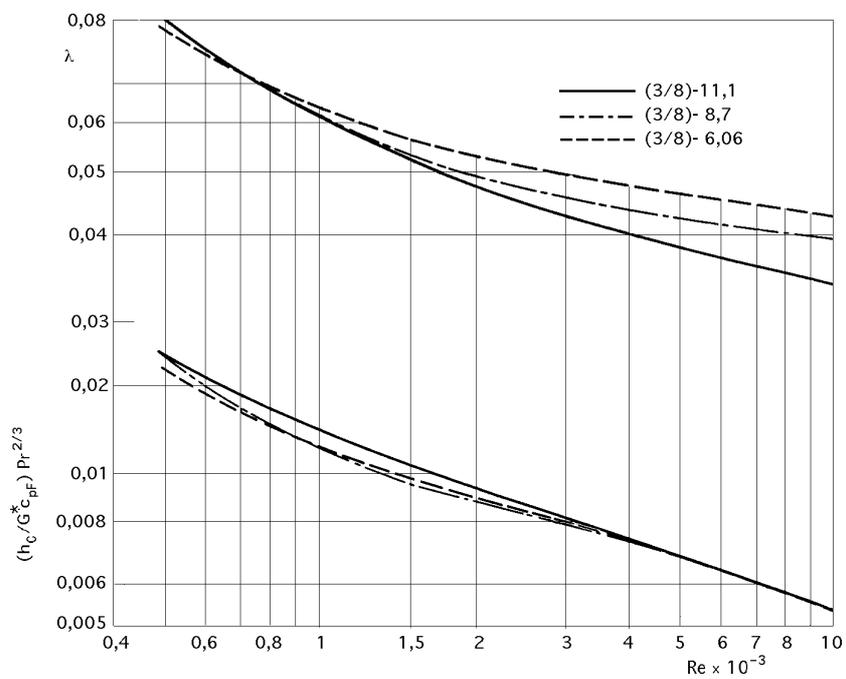
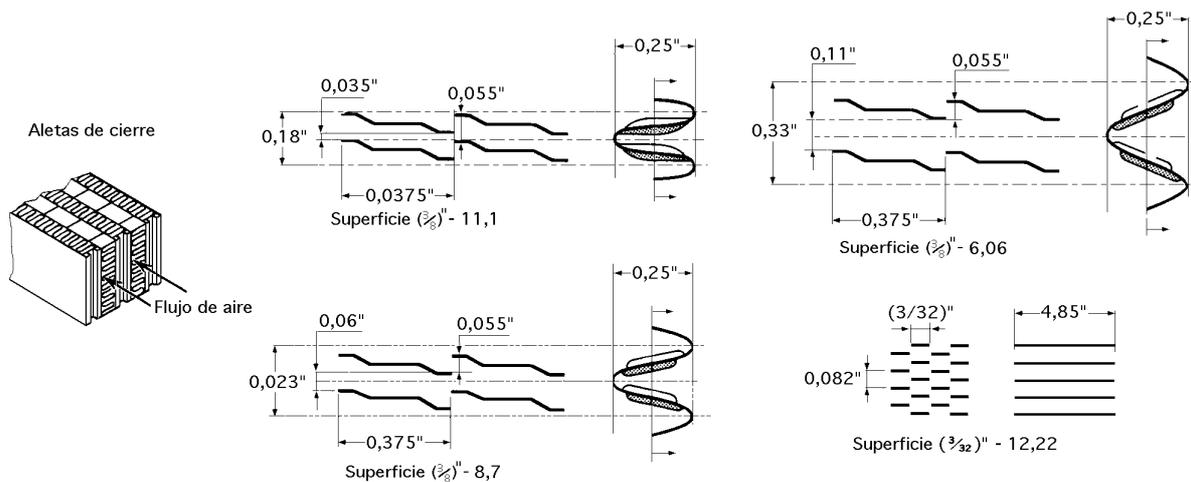


Fig XVIII.17.- Factores de fricción λ y de convección h_c para flujos cruzados, para diversos casos de aletas de placa en forma de persiana cerrada