V.- INTERCAMBIADORES DE CALOR

pfernandezdiez.es

Introducción a los intercambiadores de calor (Método LMTD)	*187*
Introducción a los intercambiadores de calor (Método NTU)	*195*
Métodos particulares de transmisión de calor	*198*
Transferencia de calor en superficies ampliadas	*198*
Correlación Schmidt	*199*
Aleta longitudinal de sección uniforme, superficie constante y extremo libre aislado	*200*
Aleta longitudinal de perfil triangular	*200*
Aleta anular de espesor constante	*201*
Transferencia de calor en materiales porosos	*202*
Condensación en película	*202*
Difusión y transferencia de masa	*202*
Vaporización	*203*
Transferencia de calor en lecho fluidificado	*204*
Consideraciones de diseño en hogares de calderas y bancos de convección	*204*
Banco de convección	*205*
Espaciado y disposición de los tubos	*205*
Diámetro de los tubos	*206*
Penetración de la radiación	*206*
Efecto pasillo	*207*
Transferencia de calor al agua	*207*
Coeficiente de transferencia de calor	*207*
Efecto de la presencia de aceites e incrustaciones	*207*
Transferencia de calor al vapor	*207*
Cavidades	*209*
Aislamientos	*210*
Temperatura de la cara caliente	*210*
Pérdida de calor y temperatura de la cara fría	*210*
Condiciones del aire ambiente	*210*
Límites de temperatura y conductividades	*210*
Modelos numéricos	*210*
Analogía eléctrica de la conducción	*210*
Diseño de hogares	*211*
Diseño empírico	*212*
Modelos numéricos de calderas	*215*
Referencias	*218*

V.1.- INTRODUCCIÓN A LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR (MÉTODO LMTD)

Los sistemas de calderas tienen muchos intercambiadores de calor con fluidos que varían su temperatura a medida que los atraviesan. Un balance de energía entre los estados inicial (1) y final (2) del sistema proporciona la siguiente ecuación:

$$q = m\, c_p\, (T_2 - T_1)$$

La diferencia media efectiva de temperaturas sirve para calcular el flujo de calor intercambiado y se determina por medio de un balance de energía entre la cedida por el fluido caliente y la recibida por el fluido frío, en la forma:

$$q = U\, A\, F\, \Delta T_{LMTD}$$

siendo:

U el coeficiente global de transferencia de calor

A el área de la superficie de intercambio térmico

F un factor de corrección

ΔT_{LMTD} *la diferencia media logarítmica de temperaturas* $= \dfrac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{ln\, \dfrac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$

ΔT_1 *y* ΔT_2 *las diferencias de temperaturas, inicial y final, entre los fluidos caliente y frío*

El parámetro U define el coeficiente global de transferencia de calor para superficies limpias y, por tanto, puede caracterizar la resistencia térmica entre los fluidos caliente y frío, que se puede expresar, referido a la sección exterior A_e en la forma:

$$\frac{1}{U_{limpio}} = \frac{A_e}{h_{ci}\, A_i} + R_{equiv} + \frac{1}{h_{ce}}$$

Si se realizan ensayos de rendimiento en un intercambiador limpio y se repiten después de que el aparato haya estado en servicio durante algún tiempo, se puede determinar la resistencia térmica del depósito (o factor de incrustación) R_{Sucio} mediante la relación:

$$R_{Sucio} = R_{Func} - R_{Limpio} = \frac{1}{U_{Func}} - \frac{1}{U_{Limpio}} \;\Rightarrow\; U_{Func} = \frac{1}{R_{Sucio} + \dfrac{1}{U_{Limpio}}}$$

siendo: $R_{Sucio} = R_e + R_i \dfrac{A_e}{A_i}$; $U_{Limpio} = \dfrac{1}{\dfrac{1}{h_{ce}} + R_{equiv} + \dfrac{1}{h_{ci}}\, \dfrac{A_e}{A_i}}$

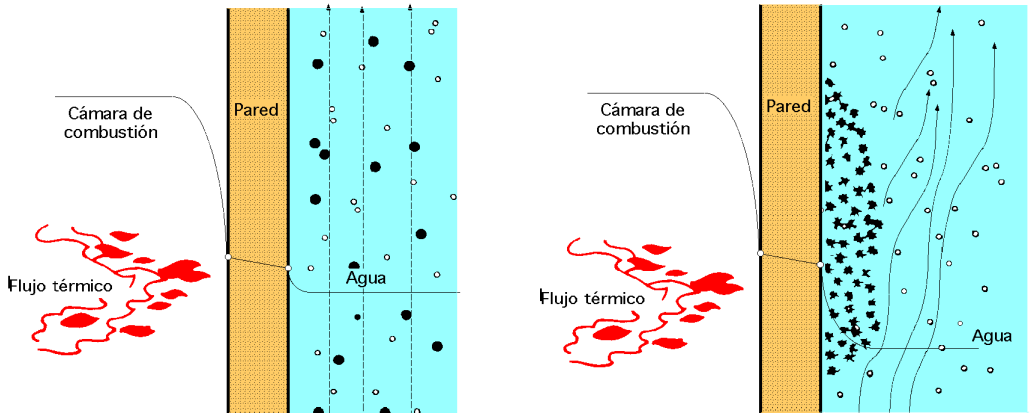


Fig V.1.- Transmisión de calor entre la cámara de combustión y el agua de una caldera con incrustaciones calcáreas

La expresión del coeficiente global de transmisión de calor U_{func} en funcionamiento al cabo de un tiempo, referida a la sección exterior A_e es:

$$U_{func} = \frac{1}{\frac{1}{h_{ce}} + R_e + R_{equiv} + \frac{R_i\ A_e}{A_i} + \frac{A_e}{h_{ci} A_i}}$$

en las que:

U_{limpio} *es el coeficiente global de transmisión de calor del intercambiador limpio, respecto a la sección exterior*

$U_{suc.}$ *es el coeficiente global de transmisión de calor del intercambiador sucio*

h_{ce} *es el coeficiente de convección medio del fluido en el exterior del tubo*

h_{ci} *es el coeficiente de convección medio del fluido en el interior del tubo*

R_e *es la resistencia unitaria del depósito de suciedad en el exterior del tubo*

R_i *es la resistencia unitaria del depósito de suciedad en el interior del tubo*

R_{equiv} *es la resistencia unitaria del tubo, en la que no se han considerado los depósitos de suciedad interior y exterior, y el material del tubo, en* $m^2°K/W$, *basada en el área de la superficie exterior del tubo*

A_e/A_i *es la relación entre la superficie exterior y la interior del tubo*

En las Tablas V.1.2 se presentan valores estimados de algunos coeficientes globales de transferencia de calor y de factores de ensuciamiento, aplicados en calderas.

Los factores de ensuciamiento son específicos para cada punto de la instalación y dependen de la química del agua y de otros factores relativos a la velocidad de deposición.

Los factores globales de transferencia de calor se pueden obtener, según los casos, teniendo en cuenta:

- *las condiciones del fluido a cada uno de los lados de la superficie intercambiadora*
- *la especificación de los materiales a utilizar en la superficie intercambiadora*
- *los factores de ensuciamiento indicados en la Tabla V.2*

Frecuentemente, la resistencia correspondiente a la pared de los tubos del cambiador de calor

es muy pequeña, en comparación con las resistencias de las capas de suciedad depositadas en las superficies interior y exterior de los tubos, por lo que se puede despreciar, lo que conduce a otra ecuación que, para el caso de superficies limpias, es de la forma:

$$U_i = \frac{h_{ci}\ h_{ce}}{h_{ci} + \frac{D_e}{D_i}\ h_{ce}}$$

La dificultad de cuantificar los factores de ensuciamiento en los generadores de vapor que queman gases, aceites y carbones, justifica la definición de un factor de limpieza mediante una superficie extra que tenga en cuenta la reducción en la transferencia de calor debida al ensuciamiento.

Tabla V.1.- Valores aproximados del coeficiente global de transmisión de calor U

COMPONENTE FÍSICO	*Btu/ft²h°F*	*W/m²°K*
Ventana de cristal plano	*1,1*	*6,2*
Ventana de doble cristal plano	*0,4*	*2,3*
Condensador de vapor	*20 a1000*	*1100 a 5700*
Calentador de agua del ciclo	*200 a1500*	*1100 a 8500*
Termopermutador agua-agua	*150 a 300*	*850 a 1700*
Termopermutador tubo aleteado (agua interior a tubos)	*5 a 10*	*30 a 300*
Termopermutador tubo aleteado (aire exterior a tubos)	*5 a 10*	*30 a 300*
Termopermutador agua-aceite	*20 a 60*	*110 a 340*
Vapor a gas	*5 a 50*	*30 a 300*
Agua a gas	*10 a 20*	*55 a 200*

Tabla V.2.- Factores de ensuciamiento empleados en calderas

TIPO DE FLUIDO	*ft²h°K/Btu*	*m²°C/W*
sobre 125°F	*0,001*	*0,0002*
sobre 125°F	*0,001*	*0,0002*
Aceite combustible	*0,005*	*0,001*
Vapores de alcohol	*0,0005*	*0,0001*
Vapor exento de aceite	*0,0005*	*0,0001*
Aire industrial	*0,002*	*0,0004*

En las unidades que queman gas, la experiencia demuestra que los coeficientes de intercambio térmico del lado de los humos, son mayores que los que resultan de una superficie limpia.

En unidades que queman aceites y carbones, sin deposición de ceniza (escoria y polvo), se usan factores algo menores; en las unidades que tengan dificultades para eliminar la ceniza, los valores se reducen todavía más.

Existen tres disposiciones generales para la realización práctica del intercambio térmico: flujos en equicorriente, flujos en contracorriente y flujos cruzados.

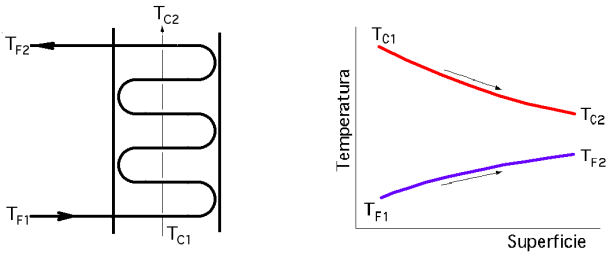
- En el flujo en equicorriente, los fluidos entran por la misma posición de la superficie intercambiadora y fluyen, separados, por recorridos paralelos

- En el flujo en contracorriente, los fluidos entran por extremos opuestos de la superficie intercambiado-

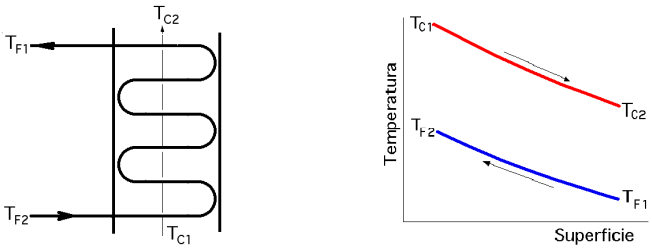
ra y fluyen separados, en direcciones opuestas, siendo el intercambiador más eficiente, aunque también es el que alcanza las temperaturas más elevadas en el metal de los tubos intercambiadores

- En el flujo cruzado, los recorridos de los fluidos son perpendiculares entre sí

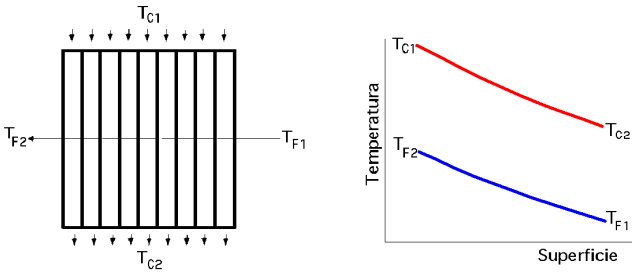
La Fig V.2 muestra estas disposiciones de flujo y presenta la ecuación particularizada para cada uno de los casos cuando el factor de corrección es *F=1* para las disposiciones de flujo en equicorriente y en contracorriente.



$$\textit{Flujos paralelos en equicorriente:}\quad \Delta T_{(LMTD)} = \frac{(T_{C1} - T_{F1}) - (T_{C2} - T_{F2})}{ln\,\dfrac{T_{C1} - T_{F1}}{T_{C2} - T_{F2}}} \quad ; \quad F = 1$$



$$\textit{Flujos paralelos en contracorriente:}\quad \Delta T_{(LMTD)} = \frac{(T_{C1} - T_{F2}) - (T_{C2} - T_{F1})}{ln\,\dfrac{T_{C1} - T_{F2}}{T_{C2} - T_{F1}}} \quad ; \quad F = 1$$



$$\textit{Flujos cruzados:}\quad \Delta T_{(LMTD)} = \frac{(T_{C1} - T_{F2}) - (T_{C2} - T_{F1})}{ln\,\dfrac{T_{C1} - T_{F2}}{T_{C2} - T_{F1}}}$$

Fig V.2.- Diferencia logarítmica media de temperaturas

Los factores de corrección para otras situaciones de flujos $\begin{cases} \textit{- en contracorriente} \\ \textit{- cruzados} \end{cases}$ y diversas con--

figuraciones se dan en las Fig V.3. Para calcular el factor de corrección F, se utilizan las siguientes relaciones:

$$\textit{Coeficiente de efectividad: } P = \frac{T_{F1} - T_{F2}}{T_{F1} - T_{C1}}$$

$$\textit{Relación de capacidades térmicas: } Z = \frac{m_F \; c_{pF}}{m_C \; c_{pC}} = \frac{C_F}{C_C} = \frac{T_{C1} - T_{C2}}{T_{F2} - T_{F1}}$$

que permiten obtener la diferencia media de la temperatura como una función de F(P,Z) y de la temperatura logarítmica media calculada para el caso de flujos en contracorriente para un solo paso de tubos y carcasa (LMTD).

En general, para modificar la (LMTD) en cualquier otro tipo de disposición, se utilizan los factores de corrección F(P,Z) obtenidos mediante las gráficas representadas en las Fig V.3, en las que el eje de abscisas es el valor de P y la ordenada en cada una de ellas es el factor de corrección F correspondiente a cada caso estudiado, para distintos valores de Z. El coeficiente de efectividad P es un indicativo de la eficiencia del intercambio térmico y puede variar desde 0, en el caso en que la temperatura se mantenga constante en uno de los fluidos, a la unidad, en el caso en que la temperatura de entrada del fluido más caliente, sea igual a la de salida del fluido más frío, $T_{C1} = T_{F2}$.

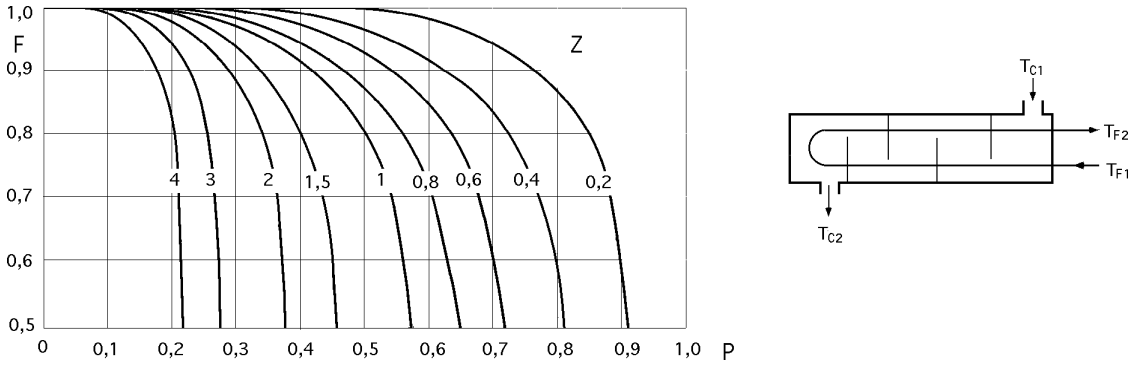


Fig V.3a.- Factor de corrección de la (LMTD) para un intercambiador en contracorriente (1-2), o un múltiplo par de pasos de tubos

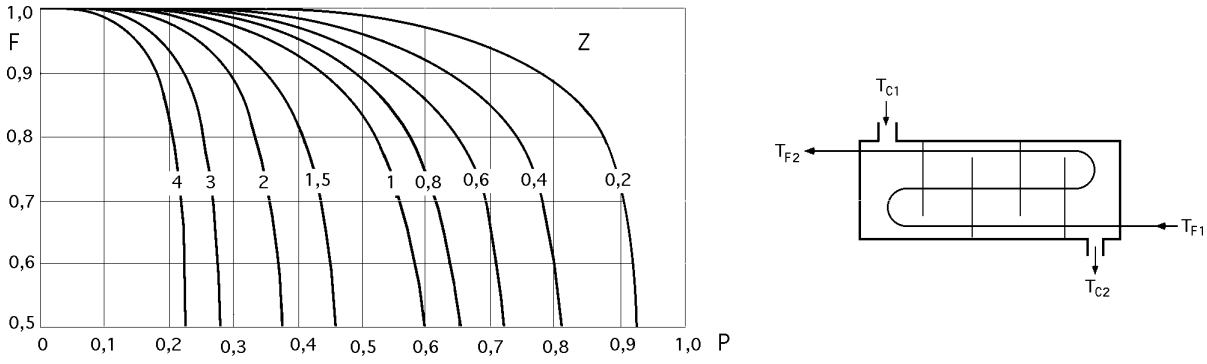


Fig V.3b.- Factor de corrección de la (LMTD) para un intercambiador (1-3), con dos de los pasos en contracorriente

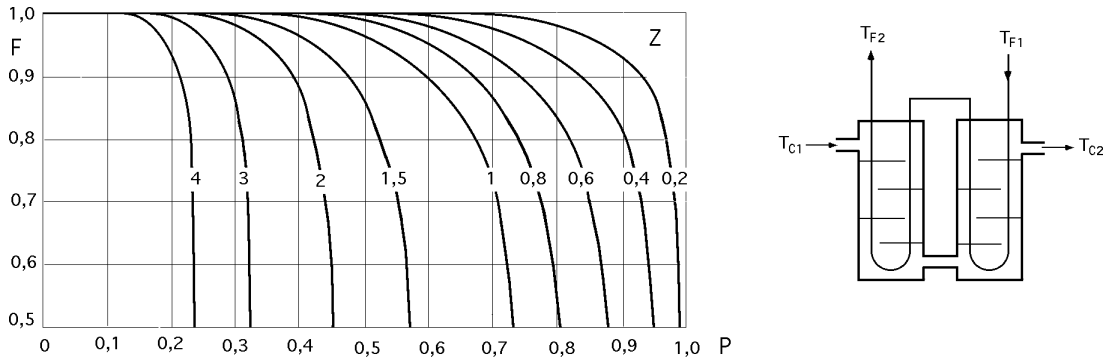


Fig V.3c.- Factor de corrección de la (LMTD) para un intercambiador en contracorriente (2-4) y un múltiplo par de pasos de tubos

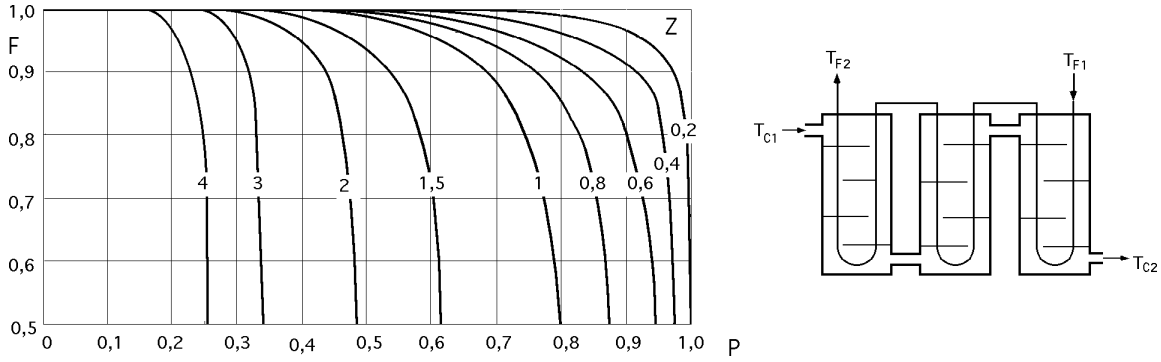


Fig V.3d.- Factor de corrección de la (LMTD) para un intercambiador (3-2), o un múltiplo par de pasos de tubos

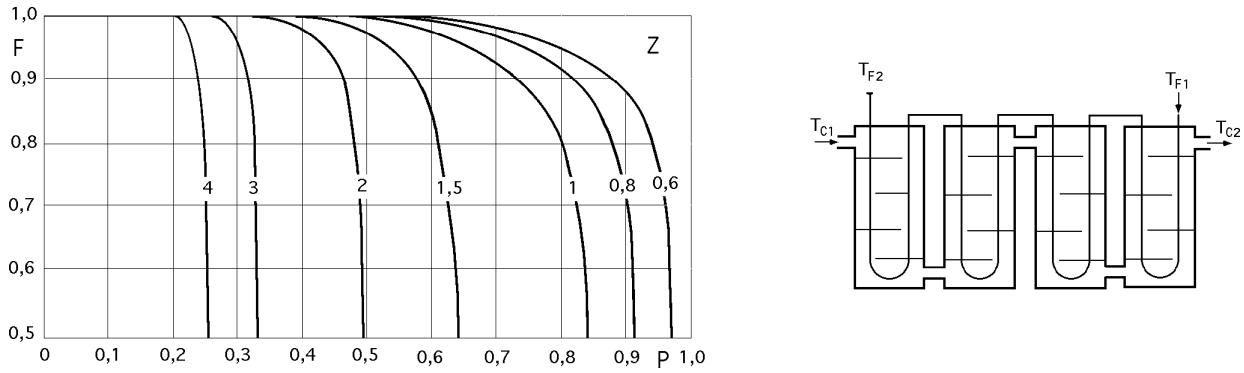


Fig V.3e.- Factor de corrección de la (LMTD) para un intercambiador (4-2), o un múltiplo par de pasos de tubos

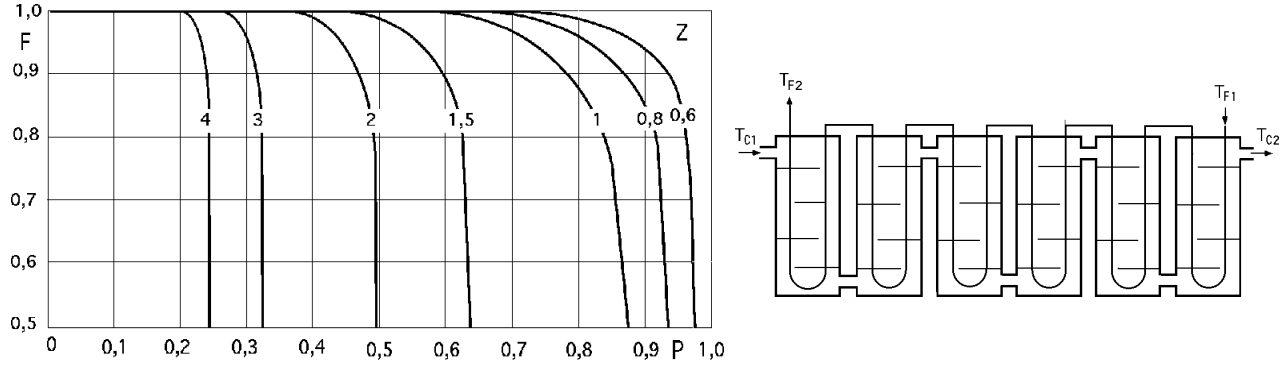


Fig V.3f.- Factor de corrección de la (LMTD) para un intercambiador (6-2), o un múltiplo par de pasos de tubos

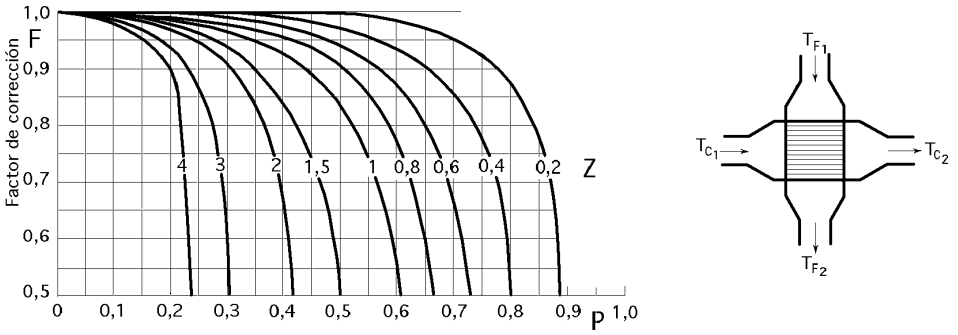


Fig V.3g.- Factor de corrección de la (LMTD) para un intercambiador de flujos cruzados, con mezcla de un fluido en la parte de la carcasa y sin mezcla del otro fluido, y 1 paso de tubos

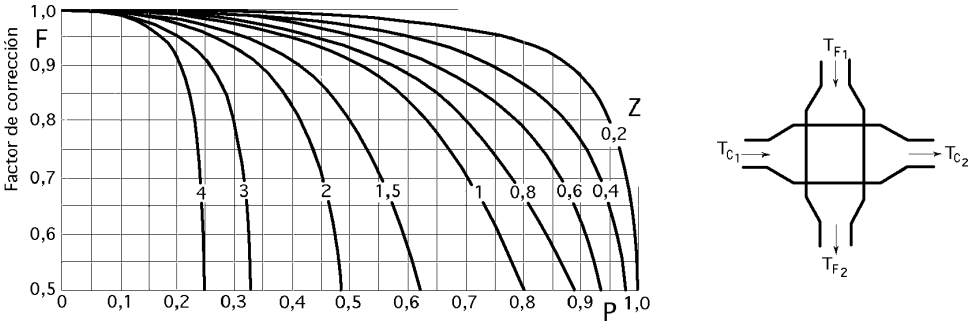


Fig V.3h.- Factor de corrección de la (LMTD) para un intercambiador de flujos cruzados, con mezcla de ambos fluidos y 1 paso de tubos

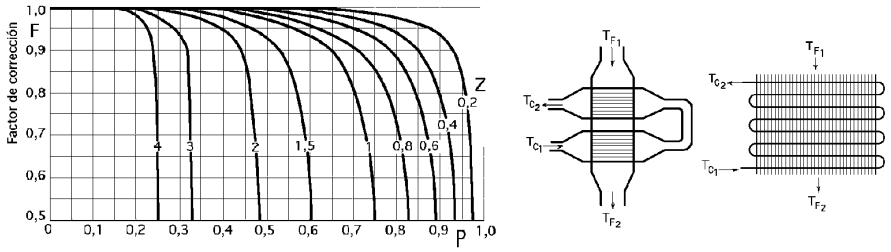


Fig V.3i.- Factor de corrección de la (LMTD) para un intercambiador de flujos cruzados, con mezcla de un fluido en la parte de la carcasa y sin mezcla del otro fluido, y un múltiplo de 2 pasos de tubos

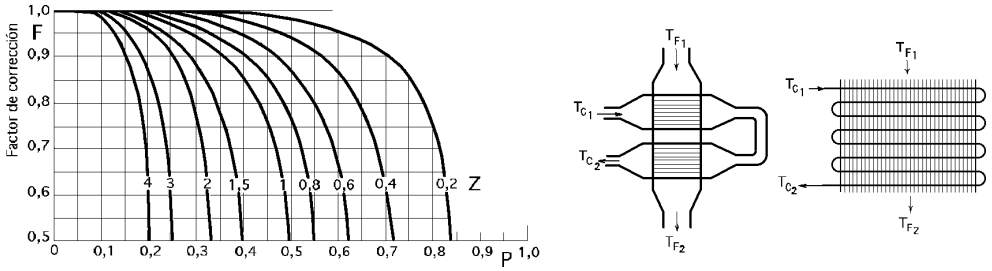


Fig V.3j.- Factor de corrección de la (LMTD) para un intercambiador de flujos cruzados, con mezcla de un fluido en la parte de la carcasa y sin mezcla del otro fluido, y un múltiplo de 2 pasos de tubos

Para la aplicación de los factores de corrección en flujos paralelos carece de importancia el que sea el fluido más caliente, o el más frío, el que fluya por el interior de los tubos. Si la temperatura de cualquiera de los fluidos permanece constante, carece también de importancia el sentido del flujo,

puesto que $F = 1$ y, por lo tanto, se aplicará directamente la (LMTD).

Si en un intercambiador de flujos cruzados la temperatura de uno de los fluidos es constante, se aplica directamente la (LMTD) sin factor de corrección, como si los flujos fuesen en contracorriente; pero si la temperatura de los dos fluidos es variable, las condiciones no se pueden asimilar a las del flujo en contracorriente, sino que se considera como flujo cruzado y, por lo tanto, habrá que proceder a su rectificación mediante el factor F de corrección correspondiente.

V.2.- INTERCAMBIADORES DE CALOR (MÉTODO NTU)

Hay situaciones de diseño en las que se conocen las características funcionales de un determinado intercambiador, pero en cambio no se conocen las temperaturas correspondientes a los fluidos que fluyen por el mismo. Esta circunstancia se plantea cuando se selecciona una unidad nueva, para la que los fluidos de operación son distintos de los previamente ensayados; estas aplicaciones se manejan mediante el método de Unidades Netas de Transferencia (NTU), que utiliza el parámetro de la eficiencia 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)

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

En lo que sigue: $\begin{cases} C_{mín} \text{ es la menor de las capacidades caloríficas } C_{\textit{fluido caliente}} \text{ ó } C_{\textit{fluido frío}} \\ C_{máx} \text{ es la mayor de las capacidades caloríficas } C_{\textit{fluido caliente}} \text{ ó } C_{\textit{fluido frío}} \end{cases}$

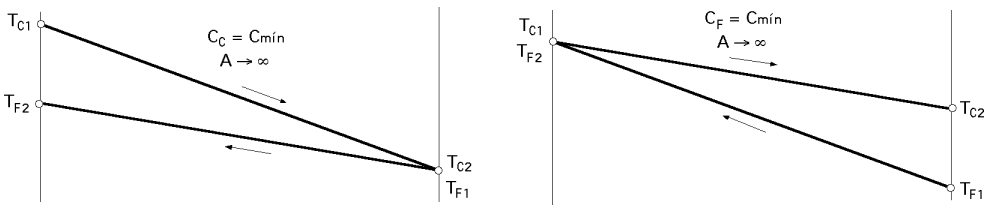


Fig V.4.- Flujos paralelos en contracorriente con superficie de intercambio infinita

Número de unidades de transferencia térmica: $NTU = \dfrac{U\,A}{C_{mín}}$

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

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

b) Flujos en equicorriente:

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

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

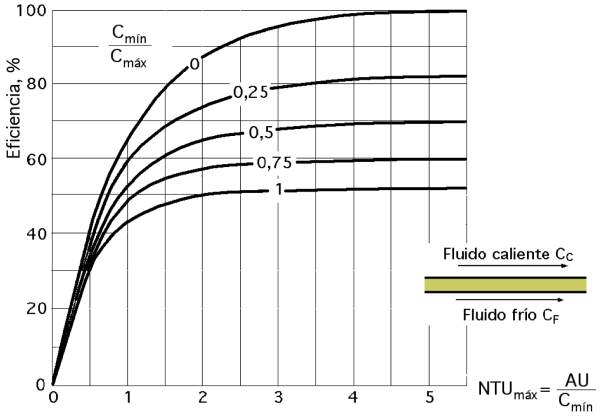


Fig V.5a.- Eficacia con flujos en equicorriente

c) Flujos en contracorriente:

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

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

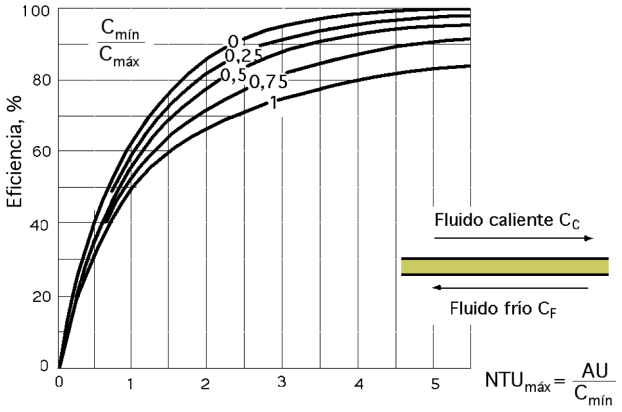


Fig V.5b.- Eficacia con flujos en contracorriente

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

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

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

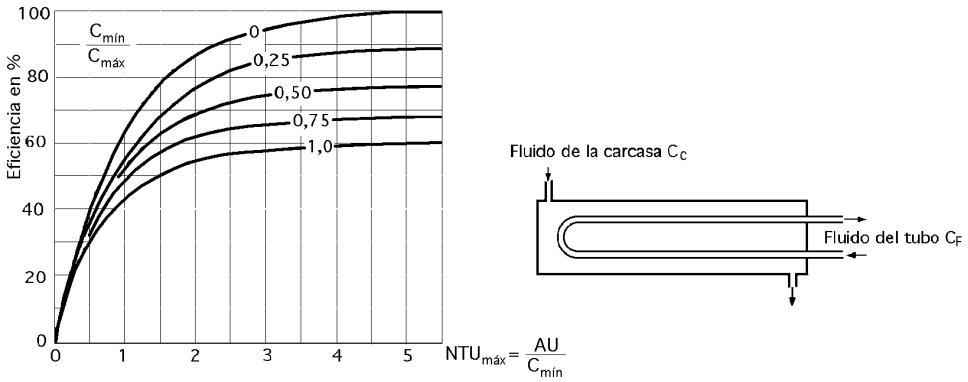


Fig V.5c.- Eficacia de un intercambiador de calor, 1 paso por la carcasa y un número par de pasos de tubos

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

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

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

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

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

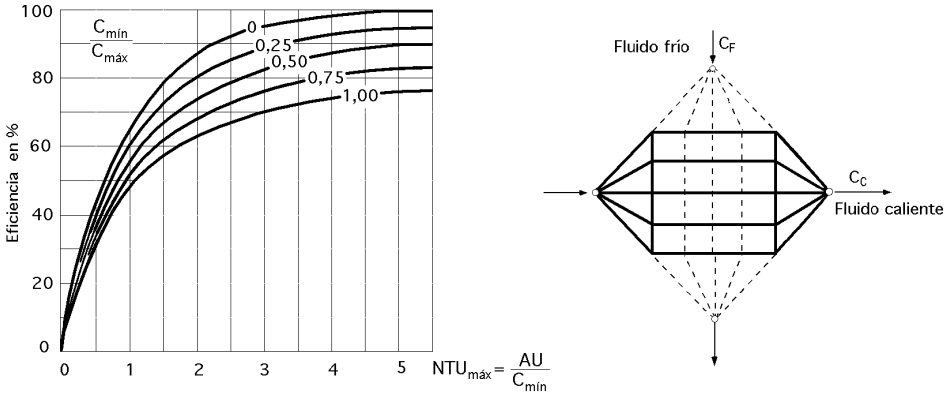


Fig V.5d.- Eficacia de un intercambiador de calor, con flujos cruzados con y sin mezcla

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:

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

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

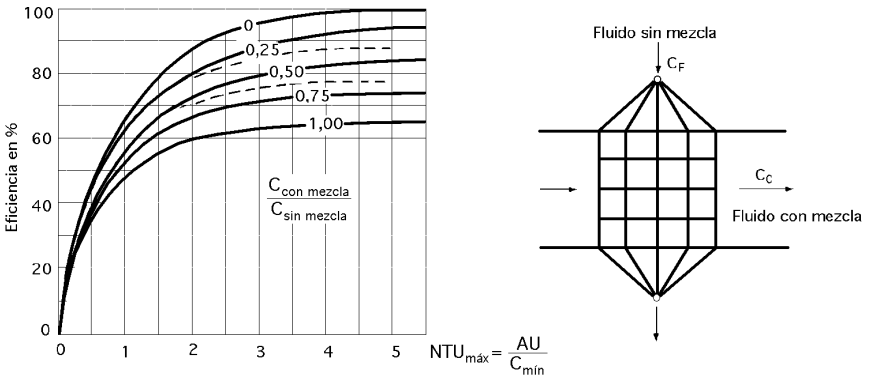


Fig V.5e.- Eficacia de un intercambiador de calor, con flujos cruzados con y sin mezcla

V.3.- MÉTODOS PARTICULARES DE TRANSMISIÓN DE CALOR

TRANSFERENCIA DE CALOR EN SUPERFICIES AMPLIADAS.- El área de la superficie de absorción de calor correspondiente a una caldera o generador de vapor, se puede aumentar mediante la utilización de superficies ampliadas, configuradas por tubos con aletas longitudinales o transversales. Las superficies ampliadas de tubos con aletas, se usan del lado de los gases de combustión; no obstante, en las zonas propensas al ensuciamiento, las aletas tubulares deben espaciarse, para facilitar la limpieza de toda la superficie del lado de humos.

Para proceder al diseño de superficies ampliadas:

- Se pueden tomar datos experimentales en condiciones similares a las que se esperan en el diseño

- Se puede utilizar el método Schmidt para la transferencia de calor a través de tubos aleteados; *se basa*

en la transferencia de calor a la configuración de tubos desnudos o lisos, tratándose el tubo como una aleta de altura cero

a) Correlación Schmidt.- El método Schmidt se basa en la transferencia de calor a una configuración de tubos desnudos o lisos, tratándose el tubo como una aleta de altura cero; en el caso de tubos con aletas helicoidales, rectangulares, circulares o cuadradas, es de la forma:

$$h_C = h_{cF}\ Z\ \{1 - (1 - \eta_{aleta})\ (\frac{S_{aleta}}{S_{tubo+aletas}})\}$$

en la que:
- h_{cF} *es el coeficiente de transferencia térmica para tubo desnudo en flujo cruzado*
- S_{aleta} *es el área de la superficie de la aleta, incluyendo ambos lados y periferia*
- $S_{tubo+aletas}$ *es el área de la superficie del tubo expuesta entre aletas, más la de las aletas*
- *Factor geométrico,* $Z = 1 - 0{,}18\ (\frac{L_{aleta}}{L_{espaciado\ entre\ aletas}})^{0{,}63}$

La eficiencia de las aletas se muestra en la Fig V.6, como función de un parámetro X de valor:

- Aletas helicoidales, $X = L_{aleta}\ \sqrt{\frac{2\ Z\ h_{cF}}{k_F\ L_{espaciado}}}$

- Aletas rectangulares, cuadradas o circulares, $X = r\ Y\ \sqrt{\frac{2\ Z\ h_{cF}}{k_F\ L_{espaciado}}}$ *, en la que el parámetro* Y *se define en la Fig.V.7.*

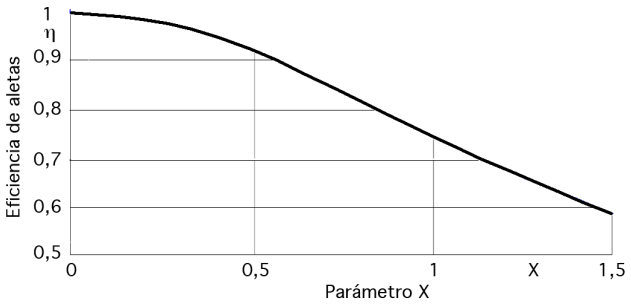


Fig V.6.- Eficiencia de aletas en función del parámetro X

La conductancia global se puede poner considerando el parámetro C_{limp} (factor de limpieza) como:

$$\frac{1}{U\ A} = \frac{1}{C_{limp}\ A_e\ h_{c\ ext}} + R_{equiv} + \frac{1}{A_i\ h_{c\ int}}$$

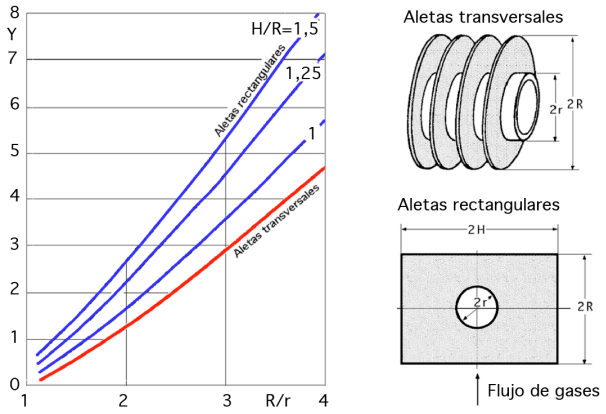


Fig V.7.- Coeficiente Y función de la relación R/r para diversos tipos de aletas

b) Aleta longitudinal de sección uniforme, superficie constante y extremo libre aislado

La transferencia de calor por unidad de tiempo, disipado por la aleta en función de su rendimiento es:

$$Q = \eta\ h_C\ A_a\ (T_b - T_F\ )$$

siendo: $\eta = \dfrac{\sqrt{Bi}\ \dfrac{k\ S}{L}\ (T_b - T_F\ )\ Th\sqrt{Bi}}{h_C\ p\ L\ (T_b - T_F\ )} = \dfrac{Th\sqrt{Bi}}{\sqrt{Bi}}$; $Bi = \dfrac{h_C\ p\ L^2}{k\ S}$; $p = 2\ (a + e)\ \simeq\ 2\ a$

Si se tiene en cuenta la sección A_t, perteneciente al tubo, el calor Q total disipado por la aleta y el tubo es:

$$Q = Q_t + Q_a = h_C\ (A_t + \eta\ A_a\ )\ (T_b - T_F\ )$$

que viene representada en la Fig V.8a.

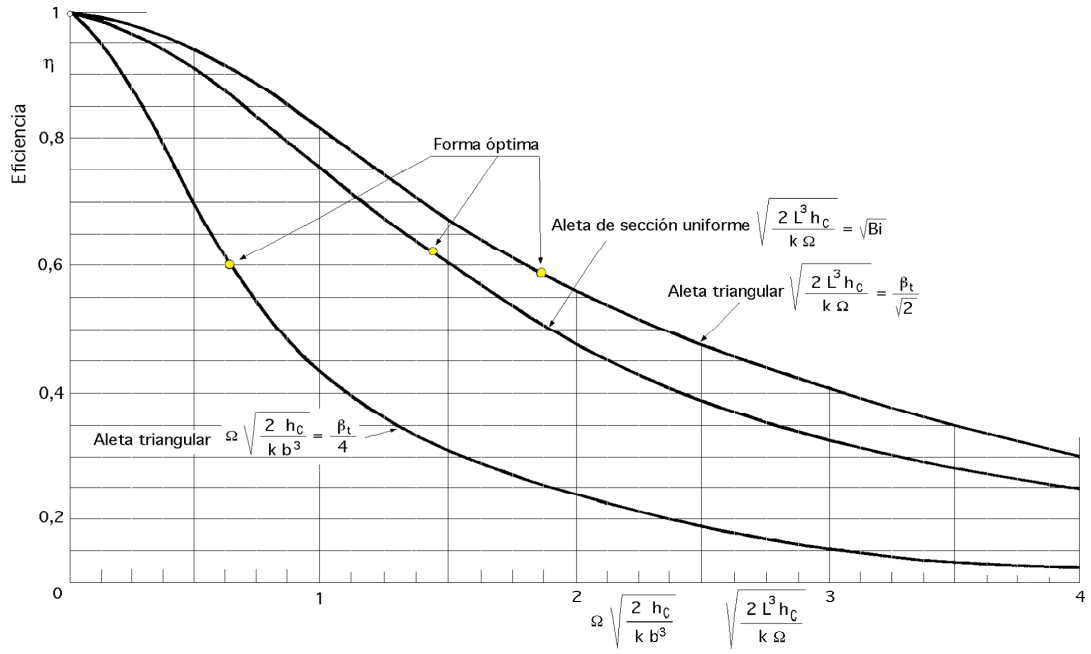


Fig V.8a.- Efectividad de las aletas de sección uniforme y de sección triangular

c) Aleta longitudinal de perfil triangular *(Ver Cap IX Ingeniería Térmica y Fluidos)*

$$\eta = \frac{\dfrac{k\ b\ \Phi_b\ n}{\sqrt{L}}\ \dfrac{I_1(2\ n\sqrt{L}\ )}{I_0(2\ n\sqrt{L}\ )}}{2\ h_C\ L\ \Phi_b} = \left| \begin{array}{l} n = \sqrt{\dfrac{2\ f\ h_C L}{k\ b}} = m\ \sqrt{L} \\ \beta_t = 2\ n\sqrt{L} \\ G_4(\beta\ ) = \dfrac{I_1(\beta\ )}{I_0(\beta\ )} \end{array} \right| = \frac{1}{n\sqrt{L}}\ \frac{I_1(2\ n\sqrt{L}\ )}{I_0(2\ n\sqrt{L}\ )} = \frac{G_4(2\ n\sqrt{L}\ )}{n\sqrt{L}} = \frac{2\ G_4(\beta_t\ )}{\beta_t}$$

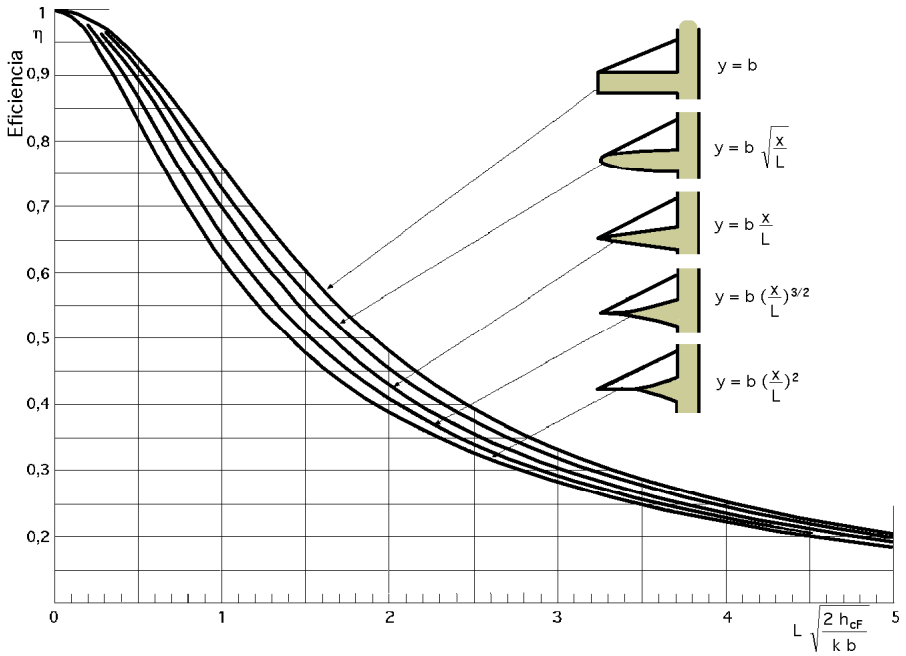


Fig V.8b.- Eficiencia de aletas de perfil rectangular, triangular y parabólico

d) Aleta anular de espesor constante *(Ver Cap IX Ingeniería Térmica y Fluidos)*

$$\eta = \frac{\pi\ (1 - \alpha_{an}^2\ )\ k\ e\ \Phi_b\ \ \beta_{an}^2\ \ G_2(\alpha_{an}\beta_{an}\ )}{h_C\ \ \Phi_b\ \ A} = \left| \begin{array}{l} A = 2\ \pi\ (r_e^2 - r_b^2\ ) \\ \alpha_{an} = \dfrac{r_b}{r_e}\ \ ;\ \ r_b\ = r_e \alpha_{an} \\ \beta_{an}^2 = \dfrac{2\ h_C\ \ r_e^2}{k\ e}\ \ ;\ 2\ h_C\ \ r_e^2\ = k\ e\ \beta_{an}^2 \end{array} \right| =$$

$$= \frac{\pi\ \ (1 - \alpha_{an}^2\ )\ k\ e\ \Phi_b\ \ \beta_{an}^2\ \ G_2(\alpha_{an}\beta_{an}\ )}{h_C\ \ \Phi_b\ \ 2\ \pi\ r_e^2 (1 - \alpha_{an}^2\ )} = G_2(\alpha_{an}\beta_{an}\ )$$

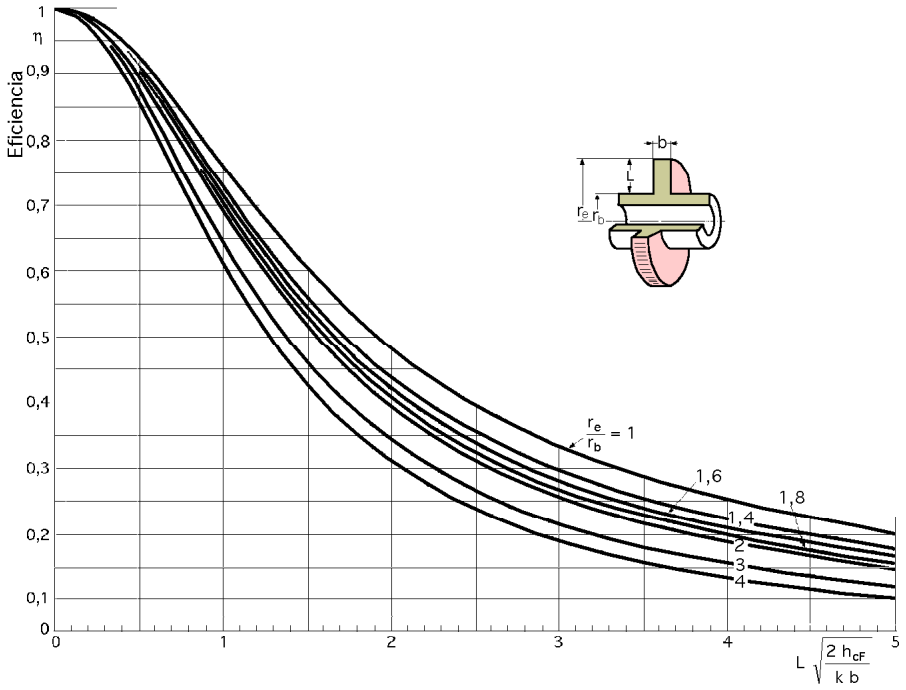


Fig V.8c.- Eficiencia de aletas anulares de perfil rectangular

TRANSFERENCIA DE CALOR EN MATERIALES POROSOS.- En las aplicaciones para calderas, los materiales porosos están representados por paredes sólidas o envolventes, de modo que hay un flujo mínimo a través de los mismos.

El flujo de calor en los materiales aislantes porosos tiene lugar por:

- Conducción, a través de la masa no porosa del material

- Conducción y radiación, a través de los espacios vacíos que tiene el material rellenos de gas

En la mayoría de los materiales refractarios el número de Ra es tan pequeño que la convección es despreciable, aunque éste no es el caso de los aislamientos de baja densidad, menor de 32 kg/ m^3.

La magnitud de los mecanismos de transferencia de calor depende de varios factores, que incluyen:

- *La porosidad del material*
- *La densidad y composición del gas que rellena los poros*
- *El gradiente de temperaturas a través del material y su temperatura absoluta*

La evaluación analítica de cada uno de estos mecanismos es compleja; la conductividad efectiva se puede expresar, aproximadamente, en la forma:

$$k_e = a + b\,T + c\,T^2$$

En las aplicaciones a alta temperatura, la transferencia térmica a través de poros es fundamentalmente por radiación, mientras que a bajas temperaturas predomina la conducción.

CONDENSACIÓN EN PELÍCULA.- Cuando un vapor saturado alcanza una superficie que se encuentra a menor temperatura, condensa y forma sobre ella una película, que fluye a lo largo de la superficie debido sólo a la gravedad; si se da la condición de flujo laminar en todo el espesor de la película, la transferencia térmica a través de la misma se realiza por conducción.

En una superficie vertical, como consecuencia de la evacuación del condensado, el espesor de la película es mayor en la parte inferior, Re < 1800, que en la superior; el espesor de la película de condensado aumenta a medida que la superficie se inclina desde la posición vertical hacia la horizontal.

Cuando se incrementa la temperatura de la película de condensado, su espesor disminuye como consecuencia del aumento de la velocidad de evacuación. El espesor de la película de condensado disminuye al aumentar la velocidad del vapor en la misma dirección y sentido que el sistema de evacuación.

DIFUSIÓN Y TRANSFERENCIA DE MASA.- La transferencia de calor se puede realizar también por difusión y transferencia de masa.

Cuando una mezcla de vapor condensable y de gases no condensables entra en contacto con una superficie que está a temperatura inferior a la del punto de rocío de la mezcla, se produce condensación y se forma una película de líquido sobre la superficie.

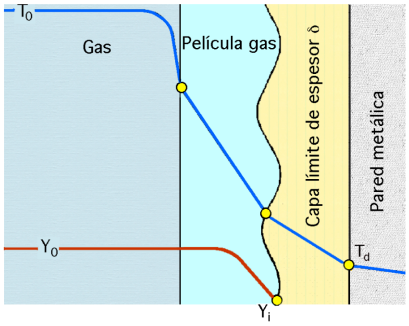


Fig V.9.- Transferencia simultánea de calor y masa en la deshumidificación del aire

Un ejemplo de este fenómeno es la condensación del vapor de agua, en el exterior de un recipiente metálico. Conforme el vapor que procede del núcleo principal de la mezcla se difunde a través de la capa deficitaria en vapor, condensa en la superficie fría, tal como se representa en la Fig V.9; el régimen de condensación viene regulado por las leyes de la difusión de gases; la transferencia de calor se realiza y regula por la conducción y la convección.

El calor que se transfiere a través de la capa líquida debe ser igual al calor transferido a través de la película de gas, más el calor latente liberado en la interfaz gas-líquido para la condensación de la masa transferida a través de la película de gas.

Una ecuación relativa a la transferencia de masa es de la forma:

$$h_{cl}\ (T_g - T_l\ ) = h_{cg}\ (T_g - T_l\ ) + K_m\ r_{l\text{-}g}\ (Y_g - Y_l\ )$$

siendo: $\begin{cases} T, Y, \text{ las temperaturas y concentraciones definidas en las Figs V.5 y 6} \\ h_{cl}\ \text{y}\ h_{cg}\ , \text{ los coeficientes de transferencia de calor en película líquida y de gas, respectivamente} \\ K_m\ , \text{ el coeficiente de transferencia de masa} \\ r_{l\text{-}g}\ , \text{ el calor latente de vaporización} \end{cases}$

La transferencia de calor debida a la transferencia de masa es importante en el diseño de torres de refrigeración y humidificadores, en donde se presentan mezclas de vapores y gases no condensables.

VAPORIZACIÓN.- Las calderas de circulación natural que queman combustibles fósiles se diseñan dentro del intervalo de vaporización nucleada, en el que el coeficiente de transferencia de calor varía en el campo $\begin{cases} 5.000 \div 20.000\ Btu/ft^2\,h\,°F \\ 28.000 \div 113.500\ W/m^2\,°K) \end{cases}$.

Este elevado coeficiente no constituye un límite en el diseño de calderas que queman combustible fósil ya que independientemente del mismo se pueden prevenir incrustaciones y deposiciones mediante un tratamiento del agua y con un diseño adecuado se pueden evitar los fenómenos derivados del flujo crítico de calor.

En calderas de un paso de presión subcrítica, el agua se evapora totalmente en los tubos de las paredes del hogar (se obtiene vapor seco); a continuación están los tubos del sobrecalentador, en la dirección del flujo de fluido.

Estas unidades se diseñan para vaporización { *- puntual subenfriada* / *- puntual* / *- pelicular* } según sean las condiciones del fluido y los valores máximos de absorción de calor.

TRANSFERENCIA DE CALOR EN LECHO FLUIDIFICADO.- La transferencia de calor en lecho de partículas fluidificado con un gas, que se utilizan en algunos sistemas de combustión, es compleja, viniendo afectada por las variables: { *- Contacto película-superficie* / *- Convección general* / *- Radiación térmica de partícula hacia la superficie* }

V.4.- CONSIDERACIONES DE DISEÑO DE HOGARES EN CALDERAS

La solución analítica para la transferencia de calor en el hogar de un generador de vapor, es compleja, ya que no es posible calcular la temperatura de los humos a la salida del hogar empleando procedimientos teóricos, ya que esa temperatura se tiene que predecir correctamente, porque influye en el diseño del sobrecalentador y de otros componentes del sistema de generación de vapor.

En una caldera, los mecanismos de transferencia de calor tienen lugar simultáneamente, y son:

- Radiación en sólidos, entre las partículas sólidas en suspensión, tubos y materiales refractarios

- Radiación no luminosa de gases, proveniente de los gases de combustión

- Convección, desde los gases de combustión hacia las paredes del hogar

- Conducción, a través de las deposiciones de ceniza (escoria y polvo), hacia el metal de los tubos

La combustión se puede realizar en lecho suspendido de un carbón pulverizado, o de aceites, o de gases o de combustibles residuales.

Las diferentes clases de un mismo tipo de combustible pueden exigir variaciones notables en el diseño; por ejemplo, el carbón puede tener { *- un alto o un bajo contenido en materias volátiles* / *- reducidas o notables cantidades de humedad y ceniza* }

Las cenizas del carbón pueden tener un elevado o un bajo punto de fusión e, incluso, la temperatura puede variar considerablemente con las propiedades oxidantes de la atmósfera que exista en el hogar.

La geometría del hogar es compleja, existiendo una gran variedad en lo que respecta a:

- La ubicación y espaciado de los quemadores

- El tamaño del lecho de combustible

- La deposición de las cenizas (escoria y polvo)

- La superficie de refrigeración

- El espaciado de los tubos de las paredes membrana del hogar

- *La disposición de la bóveda*
- *La configuración de la tolva del hogar, etc*

El perfil de las llamas y la longitud desarrollada por las mismas, influyen en la distribución de la radiación y de la absorción de calor en el hogar.

Los *quemadores de alta capacidad* y elevada turbulencia (gran potencia térmica) dan lugar en la parte baja del hogar a llamas ramificadas y extensas zonas de alta temperatura.

Los *quemadores de baja capacidad* y turbulencia controlada dan lugar a llamas más largas, que propagan la combustión y controlan la formación de contaminantes.

Las paredes del cerramiento del hogar tienen que aceptar cualquier configuración de:

- *Disposiciones de combustible*
- *Material refractario*
- *Tubos claveteados*
- *Tubos espaciados con respaldo de refractario*
- *Construcciones membrana*
- *Bancos tubulares*

Las emisividades de estas superficies son diferentes, ya que una superficie refrigerada por agua puede estar recubierta de $\begin{cases} \text{- escoria viscosa (solidificada)} \\ \text{- ceniza seca (polvo)} \end{cases}$ o, incluso, podría estar limpia.

Las temperaturas varían en todo el hogar; el aire y el combustible que entran en el hogar a temperaturas relativamente bajas, alcanzan altas temperaturas durante la combustión y, posteriormente, se vuelven a enfriar cuando los humos pierden calor en el hogar.

La temperatura de cada uno de los puntos del hogar, cambia con: $\begin{cases} \text{- la carga de la unidad} \\ \text{- el exceso de aire } (aire_{exceso}) \\ \text{- los ajustes en quemadores} \\ \text{- otras condiciones} \end{cases}$

La estimación de la temperatura de los humos a la salida del hogar es importante; cuando la estimación se evalúa por:

- *Exceso, conduce al sobredimensionado de las superficies termointercambiadoras que se encuentran aguas abajo*

- *Defecto, puede dar lugar a graves problemas de operación de la unidad*

V.5.- BANCO DE CONVECCIÓN

Espaciado y disposición de los tubos.- Otros factores importantes a considerar, aparte de la absorción de calor y resistencia al flujo de gases, son los que permiten optimizar en una superficie

de convección, el espaciado y disposición de los tubos; estos factores son:

- *La escorificación o ensuciamiento de superficies*
- *La accesibilidad a las mismas para su limpieza*
- *El espacio ocupado por la superficie intercambiadora*

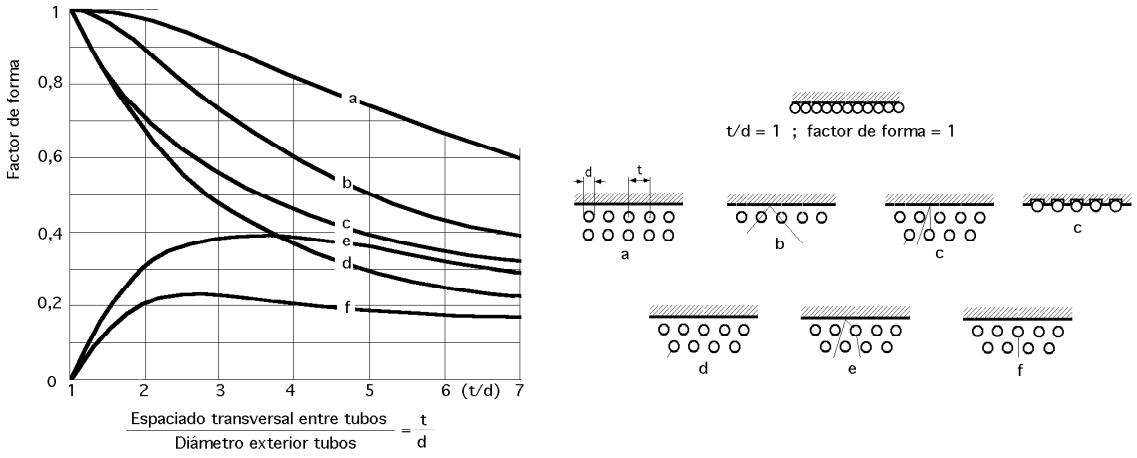
Un espaciado grande en sentido longitudinal (en la dirección del flujo), comparado con el espaciado transversal (perpendicular al flujo), se rechaza porque requiere mayor volumen, sin mejorar ninguna de las características funcionales.

Diámetro de los tubos.- El diámetro de los tubos se debe minimizar para optimizar la transferencia de calor; sin embargo, la selección del diámetro óptimo puede requerir una disposición de $\begin{cases} \text{- fabricación costosa} \\ \text{- instalación difícil} \\ \text{- mantenimiento caro} \end{cases}$, por lo que, hay que llegar a un compromiso de efectividad entre la transferencia de calor, su construcción, la instalación, montaje y las posibles limitaciones de servicio.

Penetración de la radiación.- El banco tubular de convección limita y configura la frontera de un hogar, actuando como un cuerpo negro que absorbe calor radiante. No obstante, parte del calor incidente se irradia y pasa por los espacios que existen entre los tubos de la primera fila del banco y, posteriormente, penetra hasta la cuarta fila de tubos.

La magnitud de la penetración de calor se puede establecer por métodos geométricos o por métodos analíticos. El efecto de esta penetración es importante para determinar la temperatura de los tubos de los sobrecalentadores que estén ubicados cerca del hogar o en una cavidad de alta temperatura.

Si se consideran tubos de 2" (50,8 mm), colocados al tresbolillo con un espaciado de 6" (152,4 mm), se puede utilizar la Fig V.10, para estimar la radiación residual.



a) Suma total ; b) Directa indirecta ; c) 1ª fila: directa-indirecta
d) 1ª fila: directa ; e) 2ª fila: directa-indirecta ; f) 2ª fila: directa

Fig V.10.- Factores de forma (efectividad relativa) de la disposición de tubos en el hogar

Con estas curvas se determina un área reducida (superficie fría equivalente) para las paredes no refrigeradas totalmente por agua.

Para un flujo dado, el 47% se absorbe en la primera fila (curva d), por lo que el 53% va a la segunda fila en la que el 47% de ese 53% se absorbe en la misma, y así sucesivamente, por lo que, tras la cuarta fila, queda menos del 10% de la radiación inicial considerada.

Efecto pasillo.- La absorción de calor puede disminuir considerablemente, si aparecen pasillos o pasos preferenciales de humos en los bancos tubulares, que se pueden formar por omisión de filas de tubos que estén bañados por el flujo de los humos.

Los pasillos actúan como bipasos para $\begin{cases} el\ flujo\ convectivo\ de\ los\ humos\ calefactores \\ las\ pérdidas\ de\ radiación \end{cases}$

La existencia de los bipasos disminuye la eficiencia global, aunque el mayor flujo másico en los pasillos, aumenta la absorción de calor en los tubos adyacentes a los mismos

Se puedan alcanzar temperaturas tubulares críticas en sobrecalentadores, o en economizadores bajo unas determinadas características de vaporización. Hay que evitar, en lo posible, la existencia de pasillos entre los bancos tubulares y las paredes correspondientes al recinto que los contiene, aunque en la práctica no siempre se puede conseguir.

V.6.- TRANSFERENCIA DE CALOR AL AGUA

Coeficiente de transferencia de calor.- En el diseño de calderas, el coeficiente global de transferencia de calor, en el lado de humos (convección más radiación intertubular), rara vez excede el valor de 180 $W/m^{2o}K$. Para agua en ebullición, el coeficiente de transmisión de calor es mucho mayor que el anterior, del orden de 50000 $W/m^{2o}K$, por lo que se puede despreciar en el cálculo de la resistencia al flujo de vapor.

Efecto de la presencia de aceites e incrustaciones.- Los depósitos incrustados del lado del agua y del vapor, imponen una alta resistencia al flujo de calor. Conforme aumenta el espesor del depósito, se requiere más calor para mantener la temperatura en el interior de los tubos del hogar y del fluido que contienen, debido al nivel de temperatura que exige el proceso, lo que conduce siempre a una elevada temperatura del metal tubular, que puede producir el fallo de los tubos.

La $\begin{cases} - \ deposición\ de\ incrustaciones \\ - \ presencia\ de\ otros\ contaminantes \end{cases}$, se evitan mediante un buen tratamiento del agua, tanto para la de aporte, como para la del ciclo, mediante las adecuadas técnicas operativas.

V.7.- TRANSFERENCIA DE CALOR AL VAPOR

La película de vapor constituye en los sobrecalentadores, una importante resistencia al flujo

de calor; esta resistencia es mucho menor que la del lado de humos, pero no se puede despreciar en el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor; su influencia en el cálculo de la temperatura de los tubos del sobrecalentador es importante, porque la temperatura promediada de la pared tubular es igual a la del vapor, más la caída de temperatura a través de la película de vapor y más la mitad de la caída de temperatura en el metal tubular.

El coeficiente de transferencia de calor en el vapor que se aplica a bancos tubulares de menos de 10 filas en la dirección del flujo de gases, se determina con ayuda de las Fig V.11 a 14 por la ecuación:

$$h_c = \left(\frac{0{,}287\, G^{0,61}}{D^{0,39}}\right)\left(\frac{c_p^{0,33}\ k^{0,67}}{\mu^{0,28}}\right) F_a\ ,\ \ o\ por:\ \ h_c = h_{c'}\ \ F_{pp} F_a\ \ \psi$$

en la que:

$h_{c'}$ es un factor geométrico de convección, Fig IV.13

F_{pp} es un factor de propiedades físicas, $\begin{cases} \textit{Fig IV.14 para gases} \\ \textit{Fig IV.15 para el aire} \end{cases}$

F_a es un factor que depende de la disposición de los tubos, de la relación $\frac{Espaciado}{Diámetro}$ *de tubos y del número de Re; sus valores se dan en la Fig IV.16, para diversas aplicaciones*

G es la velocidad másica (lb/ft²h); el número de Reynolds se calcula utilizando el área de la sección mínima transversal del flujo de fluido

ψ es un factor de corrección por el número de filas atravesadas por los gases menor de 10, Fig IV.17

Para un flujo no distorsionado (flujo en línea recta y sin perturbación alguna al menos desde 1,2 m antes de llegar al banco de tubos), que se aproxime a un haz tubular de menos de 10 filas, la conductancia pelicular hay que multiplicarla por un factor de corrección γ, que es igual a la unidad cuando el banco tubular está precedido por un codo, o por una pantalla distribuidora o por un cortatiros.

Aunque la ecuación de Dittus-Boelter

$$Nu = 0{,}023\, Re^{0,8}\, Pr^{0,4}$$

se estableció para el flujo por el interior de tubos, se puede asumir también para el flujo exterior paralelo a los tubos, introduciendo el diámetro hidráulico d_H para flujo paralelo a un banco de tubos circulares dispuestos en un espaciado rectangular ε_x , ε_y .

Si el coeficiente de transferencia de calor del vapor se designa por h_{vap} , la caída de temperatura ΔT_F en la película referida a la superficie exterior del tubo, es:

$$\Delta T_F = \frac{q}{h_{vap}\ A}$$

Hay que evitar todo tipo de deposición de incrustaciones en los tubos del sobrecalentador, ya que la temperatura provocada por una delgada capa de incrustaciones puede ser muy elevada, lo suficiente para recalentar el metal tubular y que el tubo llegue a fallar.

CAVIDADES.- Entre los bancos tubulares de las unidades generadoras de vapor se necesitan cavidades para instalar los sopladores y para una posible ampliación de la superficie intercambiadora. Los gases cuando pasan por la cavidad irradian calor hacia las superficies que configuran el recinto.

Los factores que intervienen en el cálculo de la transferencia de calor en la cavidad son:

- El calor transferido por unidad de tiempo aumenta con el tamaño de la cavidad

- Las capas de humos de gran espesor irradian mucho más intensamente que las capas delgadas

- El perfil de la cavidad puede complicar los cálculos de la transferencia de calor

Nivel de temperatura.- La radiación de gases no luminosos hacia las paredes del cerramiento y la radiación de éstas hacia los gases, aumentan con la cuarta potencia de su temperatura absoluta.

Composición de los humos.- En los generadores de vapor, los constituyentes de los gases de combustión como emisores no luminosos son, el CO_2 y el vapor de agua; las concentraciones de estos componentes dependen del combustible quemado y del exceso de aire empleado.

Partículas de humos.- Las partículas sólidas transportadas en suspensión por los humos reciben calor de los gases por radiación, convección y conducción, al tiempo que emiten radiación hacia el cerramiento del hogar del generador de vapor.

Superficie receptora.- Una superficie refractaria que forma parte del recinto de una cavidad, alcanza una elevada temperatura por convección y radiación desde los humos. Esta superficie puede irradiar también hacia los humos y hacia las paredes del cerramiento; la reirradiación de una superficie que absorbe calor es pequeña cuando la misma está limpia, salvo que la temperatura de la superficie absorbente sea alta, tal como es el caso de un sobrecalentador o un recalentador.

Las deposiciones de ceniza (escoria o polvo) en los tubos reducen la absorción de calor y aumentan la reirradiación. Como consecuencia de la radiación de cavidades, en el diseño de calderas se registran dos efectos significativos:

- Cuando los humos pasan a través de una cavidad, su temperatura puede caer hasta 22°C

- La radiación de humos aumenta la absorción de calor en los tubos que configuran el cerramiento de la cavidad

Este último efecto influye mucho en la temperatura del metal de los tubos de las superficies intercambiadoras y, por tanto, en la selección de las aleaciones para los tubos correspondientes.

V.8.- AISLAMIENTOS

Temperatura de la cara caliente.- En los hogares con paredes tubulares, la temperatura de la cara caliente del aislamiento es la temperatura de saturación del agua contenida en los tubos que conforman las paredes.

Si la cara interior del hogar fuese de refractario, la temperatura de la cara caliente de la pared tubular se calcula $\begin{cases} \text{- considerando la } \begin{cases} \text{- radiación} \\ \text{- y convección de los humos} \end{cases} \text{ hacia la pared del hogar} \\ \text{- ó mediante una estimación empírica} \end{cases}$

Pérdida de calor y temperatura de la cara fría.- La pérdida de calor a los alrededores y la temperatura de la cara fría correspondientes a las paredes de un hogar, disminuyen al aumentar el espesor del aislamiento.

Condiciones del aire ambiente.- La baja temperatura del medio ambiente y la velocidad del aire exterior reducen la temperatura de la cara fría del aislamiento; estos parámetros tienen un efecto pequeño en el total de las pérdidas de calor, porque la resistencia de la película superficial es una pequeña parte de la resistencia global de aislamiento.

Límites de temperatura y conductividades.- El refractario que es apto para aplicaciones en alta temperatura, normalmente es caro y menos efectivo que los materiales adecuados para baja temperatura, por lo que es habitual que en cualquier diseño se usen varias capas de aislamiento.

El material aislante de menor coste y mayor efectividad se utiliza siempre en las zonas frías, y los materiales de mayor coste se emplean sólo donde sean requeridos por la alta temperatura de operación.

V.9.- MODELOS NUMÉRICOS

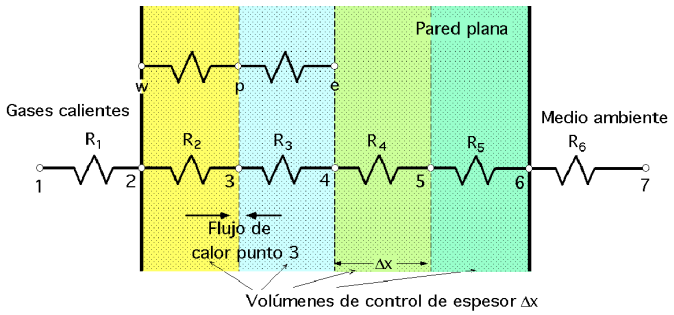
Los modelos numéricos constituyen una importante herramienta de trabajo para el análisis de los sistemas de generadores de vapor.

Analogía eléctrica de la conducción.- Para un flujo térmico en régimen permanente, el método consiste en dividir el sistema de transferencia de calor en una serie de volúmenes de control, Fig V.11; la ecuación reguladoras se integra y promedia en cada volumen de control, llegándose a una expresión general de la forma:

$$\frac{T_e - T_p}{R_{pe}} + \frac{T_w - T_p}{R_{pw}} + (q_p^m \; V_p) = c_p \; \frac{T_p - T_p^o}{\Delta t}$$

en la que los subíndices indican las localizaciones como puntos pertenecientes a un mismo recinto.

Si se desea una solución en régimen permanente, el segundo miembro de la ecuación indica la variación de la energía almacenada, que debe ser igual a cero. La geometría se subdivide en volúmenes elementales interiores y para cada uno de ellos se determinan las ecuaciones correspondientes.



$$\frac{T_1 - T_2}{R_1} + \frac{T_3 - T_2}{R_2} = 0 \quad \textit{(Cara en contacto con los gases calientes)}$$

$$\frac{T_{i-1} - T_i}{R_{i-1}} + \frac{T_{i+1} - T_i}{R_i} = 0 \quad \textit{(Para i entre 3 y 5)}$$

$$\frac{T_5 - T_6}{R_5} + \frac{T_7 - T_6}{R_6} = 0 \quad \textit{(Cara en contacto con el medio ambiente)}$$

Fig V.11.- Esquema de volúmenes de control en una pared plana, para flujo térmico hacia el punto 3, y solución en régimen estacionario

La analogía eléctrica de la ecuación consiste en que:

- *Cada término es la expresión de un flujo de calor en un punto, utilizando la ley Fourier*
- *La ley de Kirchoff relativa a circuitos se utiliza para definir el flujo neto de calor en cualquier punto*

En los límites se definen $\begin{cases} \text{- las temperaturas} \\ \text{- los flujos de calor} \end{cases}$

En régimen transitorio, en el intervalo de tiempo Δt, se obtiene una secuencia de soluciones, siendo: $\begin{cases} \text{- } T_p^o \text{ la temperatura nodal en el comienzo del intervalo} \\ \text{- } T_p \text{ la temperatura del intervalo al final de éste} \end{cases}$

***Diseño de hogares*.-** En el diseño de calderas que queman combustibles fósiles hay que evaluar la:

- *Temperatura de las paredes del hogar y los flujos caloríficos*
- *Composición y temperatura de los humos*
- *Temperatura de los humos a la salida del hogar*

Estos parámetros sobre paredes, flujos y humos, son necesarios para:

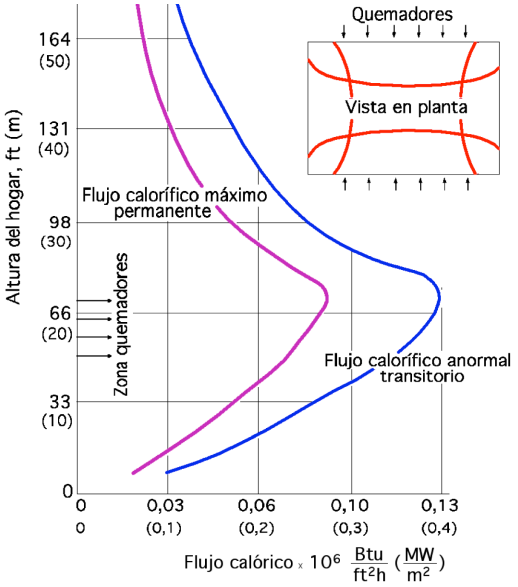


Fig V.12.- Distribución del flujo calorífico en las paredes horizontales y verticales del hogar

- Especificar y definir los materiales y sus límites

- Dimensionar las superficies intercambiadoras de calor

- Asegurar la conversión de toda la energía del combustible

Para alcanzar una solución correcta se utilizan tres métodos que se pueden combinar entre sí, como diseño:

- Empírico basado en la experiencia

- Semiempírico, que combina los resultados de los modelos físicos de flujo y evalúa el campo de flujo mediante cálculos numéricos

- Por modelado numérico del hogar, que resuelve las ecuaciones fundamentales de la cinética de reacciones, para el flujo de fluidos y para la transferencia de calor

Diseño empírico.- Considera { *- el tipo de combustible* / *- el régimen de combustión* / *- la configuración del hogar* }, y contiene modelos de Ingeniería basados en las ecuaciones fundamentales.

Las irregularidades que se presentan en la distribución del flujo de calor se pueden provocar por: { *- Fuegos desequilibrados* / *- Diferencias en las condiciones superficiales de los tubos* / *- Variaciones de escorificación en diversas zonas* / *- Cambios de carga en la unidad* / *- La forma de operar del sistema de sopladores, etc* }

factores de irregularidad que se deducen de la experiencia y dependen de:

- La posición del plano de referencia, horizontal o vertical

- El método de combustión utilizado

- El tipo de combustible que se quema

- La configuración del hogar

El flujo calorífico aplicado a los tubos de una pared de hogar tampoco es uniforme en el perímetro circunferencial de los mismos. En la Fig V.13, la pared membrana tubular se expone hacia el hogar sólo por una de sus mitades, mientras que la otra mitad se encuentra aislada, para minimizar las pérdidas de calor.

La distribución del flujo calorífico depende fundamentalmente de las variables:

- Diámetro exterior de los tubos que configuran la pared membrana

- Espesor de la pared tubular y espaciado de los tubos

- Espesor y material de la membrana propiamente dicha

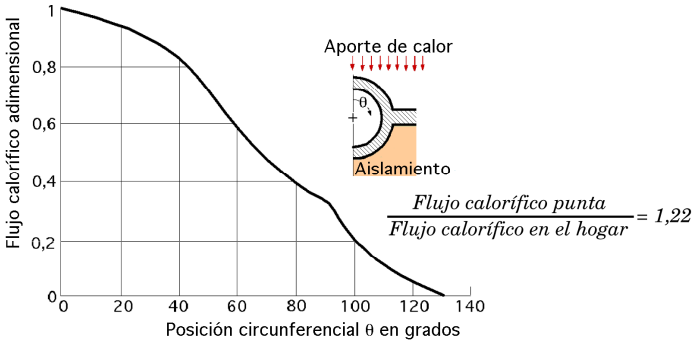


Fig V.13.- Distribución del flujo calorífico circunferencial para tubo de pared membrana

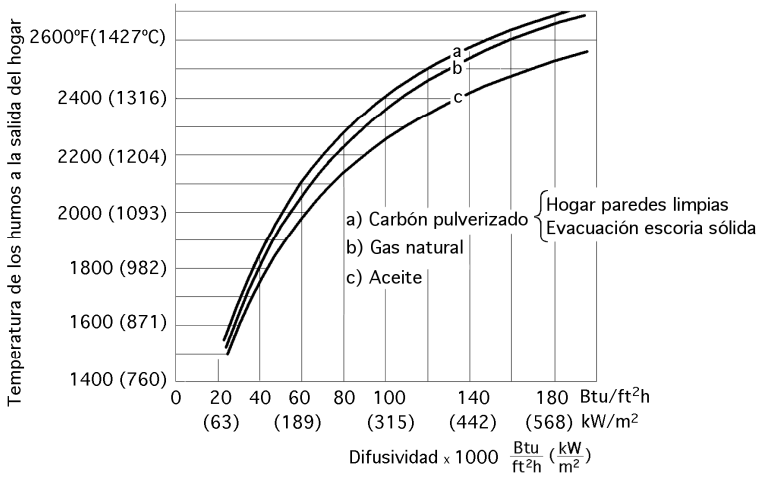


Fig V.14.- Relación entre la temperatura de los humos a la salida hogar y la difusividad, para algunos combustibles

La energía calorífica suministrada con el combustible y con el aire comburente calentado, corregida por las pérdidas en $\begin{cases} - \textit{ inquemados} \\ - \textit{ radiación} \\ - \textit{ humedad del combustible} \end{cases}$, se compendia en un único parámetro, denominado *calor utilizable* o disponible, que da lugar a las siguientes definiciones:

$$\textit{Difusividad térmica} = \textit{Factor refrigeración hogar} = $$

$$= \frac{\textit{Calor utilizable}}{\textit{Area plana proyectada del cerramiento del hogar refrigerado por agua}}$$

$$\textit{Calor específico liberado en el hogar} = \frac{\textit{Calor utilizable}}{\textit{Volumen del hogar}}$$

La temperatura de los humos a la salida del hogar depende más de la difusividad térmica que de la liberación de calor. Una correlación aproximada entre la temperatura de salida de humos y la difusividad, para un hogar determinado, se muestra en la Fig V.14, para tres combustibles fósiles: carbón, aceite y gas natural.

En la mayoría de los hogares que queman carbón pulverizado en lecho suspendido, la tempe-

ratura de los humos que salen del hogar, así como el calor absorbido, en función de la difusividad térmica, quedan dentro de bandas muy estrechas, como se indica en las Fig V.15 y 16.

Los límites indicados en las gráficas sólo sirven como guía y pueden variar apreciablemente con:

- *El tipo del sistema de combustión*
- *La disposición de quemadores y entradas de airesecundario*
- *La estequiometría*
- *Las características del combustible*
- *El ciclo de limpieza*

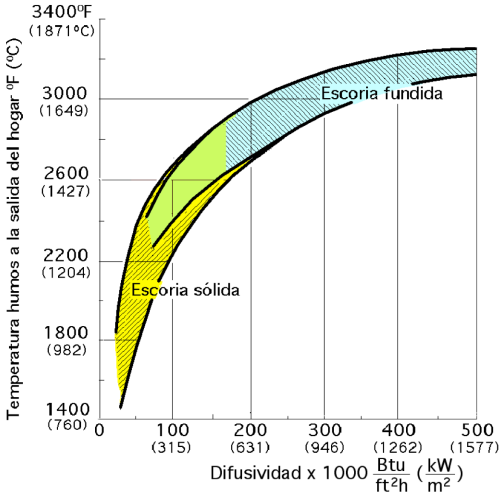


Fig V.15.- Relación entre la temperatura de los humos a la salida del hogar y la difusividad, en hogares de carbón pulverizado, con escoria sólida y con escoria fundida

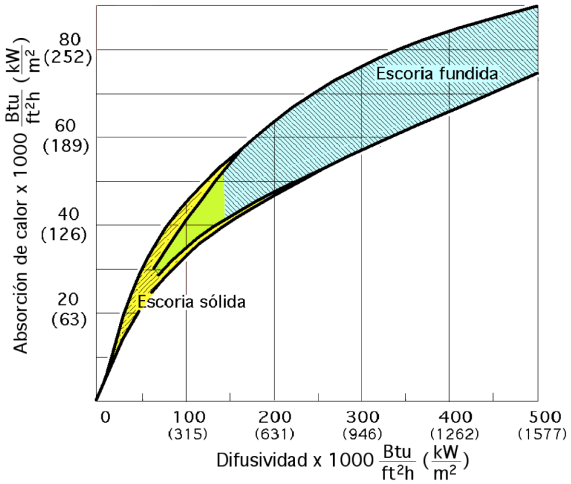


Fig V.16.- Relación entre la absorción y la difusividad, en hogares de carbón pulverizado, con escoria sólida y con escoria fundida

Las bandas correspondientes a hogares con ceniza seca, y a hogares con extracción de escoria fluida se solapan entre $\begin{cases} 100.000 \div 150.000\ Btu/ft^2\,h \\ 315.000 \div 473.190\ W/m^2 \end{cases}$, estando involucrados varios tipos de carbones.

Para que un carbón bituminoso sea idóneo, en un hogar con extracción de escoria fluida, se necesitan viscosidad que no pasen de 250 Poises a la temperatura de 2450ºF (1343ºC).

En la zona solapada, los hogares de $\begin{cases} ceniza\ seca \\ extracción\ de\ escoria \end{cases}$ tienen los mismos valores de absorción y suciedad; las dos bandas son bastante anchas, cubren un amplio campo de características de cenizas y una gran diversidad de construcciones y suciedades de paredes de hogar.

El calor que sale del hogar se calcula a partir de:

- *El flujo de humos que sale del mismo (sus entalpías se evalúan a la T_{salida} del hogar)*
- *La transferencia radiativa neta a la salida del hogar*

El calor absorbido en el hogar es la diferencia entre el calor utilizable correspondiente a la mezcla de combustible y comburente, y el calor que sale del mismo.

V.10.- MODELOS NUMÉRICOS DE CALDERAS

Los modelos de combustión se basan en la descripción de una serie de procesos iterativos que incluyen flujo, combustión y transferencia de calor. Estos modelos, todavía en desarrollo, se usan para estudiar cualitativamente la variación de los parámetros correspondientes a las características funcionales de la caldera, de forma que, en un momento determinado, se puedan predecir con mucha exactitud las características funcionales que tendrán las unidades en sus respectivas plantas.

Las fuentes de energía incluyen la energía:

- Radiante capturada por los gases absorbentes presentes en los humos, como son el CO_2 y el vapor de agua

- Procedente del carbón, coque y ceniza (escoria y polvo)

- Que entra con el combustible y el comburente

Las pérdidas de energía en los límites se consideran como si se tratase de un sumidero de calor.

La temperatura de la pared se calcula haciendo un balance de energía entre las transferencias de calor convectiva y radiativa y la pérdida de calor que tiene lugar a través de la pared.

El esquema de hogar que se representa en la Fig V.17, corresponde a una caldera supercrítica de 560 MW, quemando carbón bituminoso alto en volátiles.

Para la modelización de esta caldera se confeccionan modelos de las paredes del hogar, de la nariz del hogar y de la tolva de escoria o cenicero; en los límites se han situado las entradas de combustible y aire y las salidas de flujos.

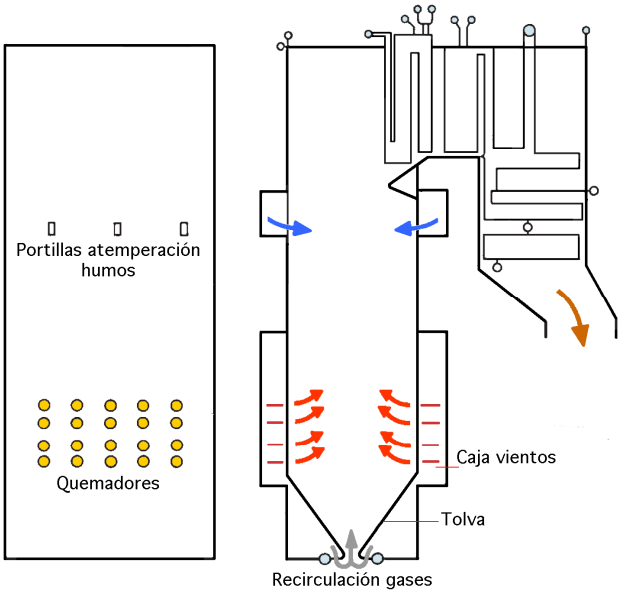


Fig V.17.- Esquema de hogar de caldera (Unidad eléctrica de 560 MW)

La distribución prevista del flujo de calor hacia las paredes, se muestra en la Fig V.18. La temperatura de humos a la salida del hogar es de 2242ºF (1228ºC), y el valor medio observado 2276ºF (1247ºC).

La evaluación numérica de grandes unidades, quemando carbón bituminoso, identifica las magnitudes relativas a las transferencias caloríficas, convectiva y radiativa, en varios puntos de la unidad; su representación, Fig V.19, pone de relieve que en el área del hogar predomina el aporte radiativo a la entrada, mientras que en las últimas superficies de transferencia de calor (en el sentido del flujo) predomina la convección.

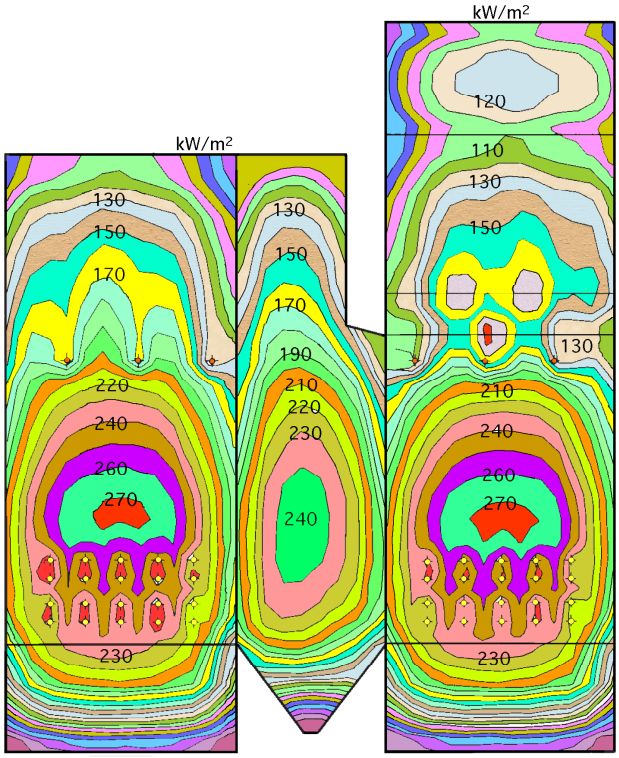


Fig V.18.- Distribución del flujo térmico proyectado sobre las paredes planas del hogar

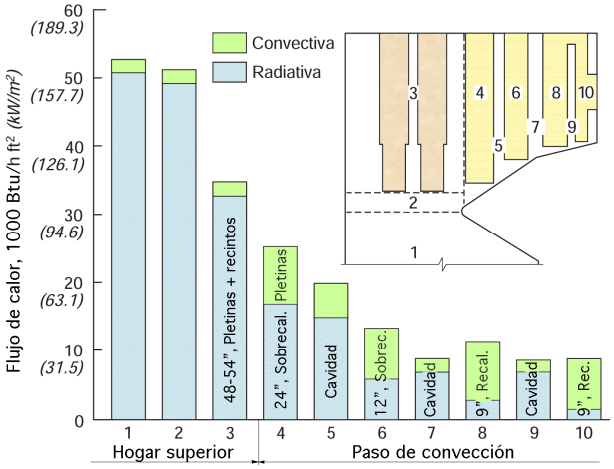


Fig V.19.- Comparación del intercambio térmico por radiación y convección absorbidas en diversas zonas de una caldera de 650 MW

La Fig V.20 muestra los vectores velocidad de los gases de combustión en planos seleccionados transversales horizontales y verticales del hogar. La forma del lecho de carbón es aproximada, por lo que su impacto en el flujo, en la parte inferior del hogar, se puede evaluar con el modelo. Los chorros de aire penetran en el hogar para producir un flujo hacia arriba, formando una mezcla uniforme y eficaz con los gases de combustión. Las imágenes en tres dimensiones generadas por ordenador se pueden examinar de forma interactiva para visualizar la penetración de los chorros de aire y la interacción entre chorros de portillas de aire contiguas.

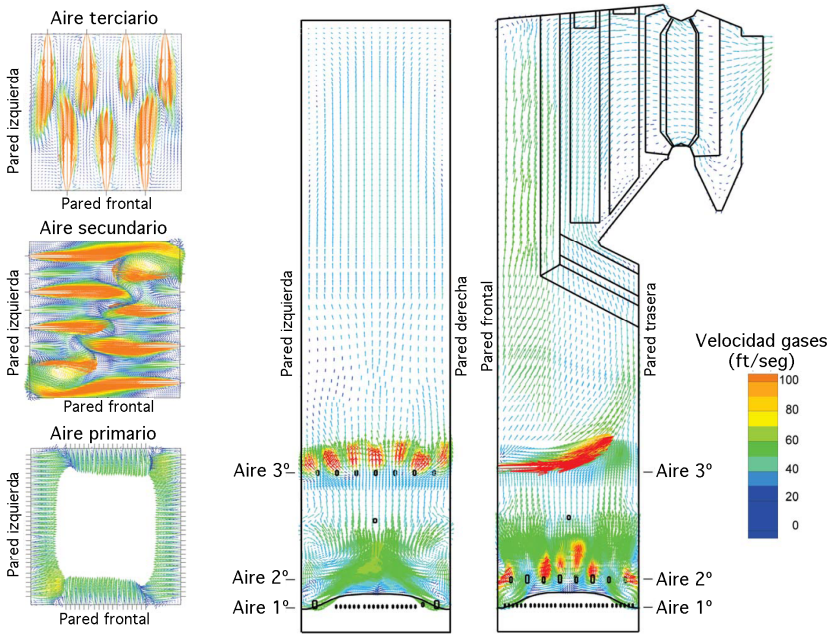


Fig V.20.- Vectores velocidad de los gases de combustión en secciones transversales horizontales del hogar, niveles primario, secundario y terciario, y en secciones verticales frontales y laterales

REFERENCIAS CAP V.- INTERCAMBIADORES DE CALOR

McAdams W.- HEAT TRANSMISSION, McGraw-Hill (1967)

Incropers F., Dewitt D.- INTRODUCTION TO HEAT TRANSFER, McGraw-Hill, (1980)

Patankar S.- NUMERICAL HEAT TRANSFER AND FLUID FLOW, McGraw-Hill (1980)

Lockwood F.C., Wessel R.A.- NEW RADIATION SOLUTION METHOD FOR INCORPORATION IN GENERAL COMBUSTION PREDICTION PROCEDURES, The Combustion Institute, pp.1405-1414 (1981)

Meye C.A.- ASME STEAM TABLES: THERMODYNAMIC AND TRANSPORT PROPERTIES OF STEAM, American Institute of Mechanical Engineers (ASME) (1983)

Fiveland W.A.- DISCRETE-ORDINATES SOLUTIONS OF THE RADIATIVE TRANSPORT EQUATION FOR RECTANGULAR ENCLOSURES, Journal of Heat Transfer, Vol.106, (1984).

Roshenaw, J., Hartnett, E. Ganic.- HANDBOOK OF HEAT TRANSFER FUNDAMENTALS, McGraw-Hill (1985)

Kreith F., Bohn M.- PRINCIPLES OF HEAT TRANSFER, Harper and Row (1986)

Fiveland W.A; Wessel R.A.- A NUMERICAL MODEL FOR PREDICTING PERFORMANCE OF THREE-DIMENSIONAL PULVERIZED FUEL FIRED FURNACES, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol.110, N°.1, (1988)

Fiveland W. A..- THREE-DIMENSIONAL RADIATIVE HEAT TRANSFER SOLUTIONS BY THE DISCRETE-ORDINATES METHOD, Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol.2, N°.4, (1988)

B&W, STEAM: ITS GENERATION AND USE, 41thEdition, Chapter 4, Barberton, Ohio, USA (2005)