III.- DINÁMICA DE FLUIDOS.- PÉRDIDAS DE PRESIÓN

pfernandezdiez.es

Principios fundamentales	*93*
Principio de conservación de la masa	*94*
Principio de Conservación de la Cantidad de Movimiento	*95*
Ecuación de la Energía (Primer Principio de la Termodinámica)	*96*
Ecuación energética para un flujo de fluido no viscoso	*97*
Pérdida de presión por rozamiento	*98*
Coeficiente de rozamiento	*102*
Diagrama de Moody	*103*
Flujo laminar	*104*
Flujo turbulento	*104*
Campo de velocidades	*106*
Tabla de velocidades comunes en sistemas de generación de vapor	*106*
Tabla de propiedades de gases y líquidos	*106*
Resistencia al flujo en válvulas y accesorios	*108*
Pérdidas irreversibles en estrechamientos y ensanchamientos	*109*
Configuración convergente	*109*
Configuración divergente	*110*
Flujo en codos y curvas	*110*
Flujo en serpentines	*111*
Flujo en conductos de sección rectangular	*112*
Deflectores de dirección	*113*
Caida de presión	*114*
Flujo a través de bancos tubulares	*115*
Tubos lisos	*115*
Coeficiente de profundidad para caída de presión en bancos tubulares de convección	*115*
Coeficiente de rozamiento para flujos cruzados de gas o de aire en configuraciones de tubos alineados	*115*
Tubos con aletas	*116*
Arrastre de fluido por el flujo	*116*
Referencias	*118*

En los procesos de producción y utilización del vapor interviene la Dinámica de Fluidos, que:

- Gobierna los flujos de vapor y de agua en tuberías, accesorios, haces tubulares, toberas, orificios, bombas, turbinas y en sistemas completos de circulación

- Estudia los flujos de aire y gases en conductos, bancos tubulares, ventiladores, compresores y turbinas, y el flujo convectivo de gases debido al efecto chimenea

Un fluido puede ser líquido o gaseoso, siendo su propiedad fundamental el que se deforma con el más ligero esfuerzo cortante; en los líquidos, gases y vapores newtonianos, cualquier esfuerzo cortante es proporcional al gradiente de velocidad, que es perpendicular a la fuerza de cortadura.

Un fluido en estado líquido es relativamente incompresible por lo que tiene un volumen definido siendo capaz de formar una superficie libre entre él y su vapor, o con cualquier otro fluido inmiscible.

Un fluido gaseoso es altamente compresible, se expande indefinidamente, y sólo está sujeto a las limitaciones de las fuerzas gravitatorias o del recipiente que le contiene.

El concepto de vapor es impreciso; se refiere generalmente a un gas próximo a las condiciones de saturación, en las que coexisten las fases líquida y gaseosa, a la misma presión y temperatura.

El concepto de gas se puede aplicar a un vapor altamente sobrecalentado, con temperatura muy alta con respecto a la de saturación

III.1.- PRINCIPIOS FUNDAMENTALES

Todos los sistemas de flujos de fluidos están regidos por tres principios fundamentales de conservación de la $\begin{cases} \text{- } Masa \\ \text{- } Cantidad\ de\ movimiento \\ \text{- } Energía \end{cases}$

Con excepción de las reacciones nucleares, en las que pequeñas cantidades de masa se convierten en energía, estos principios se cumplen en todos los sistemas de flujo.

Las relaciones matemáticas que rigen estos Principios de Conservación constituyen la base de los modelos para el cálculo numérico con ordenador; como las soluciones analíticas son demasiado complejas para que se puedan utilizar normalmente en Ingeniería, es más práctico utilizar:

- Formulación más simple que se asume sin dificultad basada en hipótesis
- Relaciones empíricas con el fin de llegar a soluciones prácticas

Principio de Conservación de la Masa.- Establece que la variación de la masa almacenada en un sistema tiene que ser igual a la diferencia entre las masas que entran y salen del mismo. En

coordenadas cartesianas, la conservación de la masa para un volumen de control infinitesimal fijo, se puede expresar por la ecuación de la continuidad:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho\ u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho\ v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho\ z) = -\frac{\partial \rho}{\partial t}$$

en la que: $\begin{cases} u, v, w, \text{ son las componentes de la velocidad del fluido según los ejes } x, y, z \\ t \text{ es el tiempo} \\ \rho \text{ es la densidad del fluido} \end{cases}$

En condiciones estacionarias, la ecuación anterior se reduce a:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

Otra relación, especialmente útil en condiciones estacionarias para los sistemas de flujo en grandes tuberías, se refiere a la integración de la ecuación a lo largo de las líneas de flujo, (ecuación de continuidad); en el supuesto de que exista una sola entrada (1) y una sola salida (2), se tiene:

$$G = \rho_1\ A_1\ V_1 = \rho_2\ A_2\ V_2$$

siendo: V la velocidad media, A el área de la sección recta transversal y G el flujo másico.

Principio de Conservación de la Cantidad de Movimiento.- La segunda ley de Newton relativa al movimiento dice que *"la masa de una partícula multiplicada por su aceleración es igual a la suma de todas las fuerzas que actúan sobre dicha partícula"*.

En un sistema de flujo con un volumen de control dado, la relación equivalente se expresa en la forma: *La variación de la cantidad de movimiento, entre la entrada y la salida del volumen de control, es igual a la suma de las fuerzas que actúan sobre dicho volumen de control*

Esta relación es función de la dirección, por lo que existe una ecuación para cada una de las direcciones cartesianas *(x, y, z)*, con lo que se obtienen tres ecuaciones para la cantidad de movimiento. La expresión matemática completa de la ecuación de la cantidad de movimiento, es compleja y en muchas aplicaciones de Ingeniería tiene una limitación, excepto en la confección de modelos para cálculo numérico por ordenador.

Para la dirección x, la expresión de la ecuación de la cantidad de movimiento es:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u\ \frac{\partial u}{\partial y} + v\ \frac{\partial u}{\partial z} = X - \frac{1}{\rho}\ \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\{\frac{2}{3}\ \nu\ (2\ \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial w}{\partial z})\} + \frac{\partial}{\partial y}\{\nu\ (\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y})\} + \frac{\partial}{\partial z}\{\nu\ (\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z})\}$$

siendo el: $\begin{cases} - \text{ primer término la variación de la cantidad de movimiento} \\ - \text{ primer sumando del 2° término el efecto de las fuerzas exteriores} \\ - \text{ segundo sumando del 2° término el gradiente de presiones} \\ - \text{ tercer sumando del 2° término la variación de la cantidad de movimiento debida al rozamiento} \end{cases}$

y lo mismo para las direcciones *y*, *z* constituyendo el sistema de ecuaciones de Navier-Stokes, ecuaciones que se aplican a todos los fluidos newtonianos compresibles de viscosidad variable, siendo:

ν *, la viscosidad cinemática*

$\vec{V} = u\,\vec{i} + v\,\vec{j} + w\,\vec{k}$ *, la velocidad*

$\vec{F} = X\,\vec{i} + Y\,\vec{j} + Z\,\vec{k}$ *, la resultante de las fuerzas exteriores*

El primer término se suele poner en función de $\frac{du}{dt}$; para el caso particular en que la densidad y la viscosidad sean constantes; la ecuación anterior se reduce a la expresión:

$$\frac{du}{dt} = X - \frac{1}{\rho}\,\frac{\partial P}{\partial x} + \nu\,\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) = X - \frac{1}{\rho}\,\frac{\partial P}{\partial x} + \nu\,\Delta u$$

Si el efecto de la viscosidad es despreciable, la ecuación anterior se reduce a la ecuación de Euler, de la forma:

$$\frac{du}{dt} = X - \frac{1}{\rho}\,\frac{dp}{dx}$$

Ecuación de la Energía (PRIMER PRINCIPIO DE LA TERMODINÁMICA).- La ley de Conservación de la Energía para fluidos que no reaccionan, establece que la diferencia entre la energía transformada en un sistema y el trabajo mecánico realizado por el mismo, tiene que ser igual a la variación de la energía almacenada por el sistema más la diferencia de energía del flujo que sale y entra en el sistema con el fluido.

Una forma de la ecuación de la energía en función de la entalpía, para un elemento de flujo diferencial, es:

$$\rho\,\frac{di}{dt} = q + \frac{dp}{dt} + k\,\nabla^2 T + \frac{m}{g_c}\,\Phi\text{, en la que,}\ \begin{cases} \rho \text{ es la densidad del fluido} \\ i \text{ es la entalpia por unidad másica de fluido} \\ T \text{ es la temperatura del fluido} \\ q \text{ es la generación interna de calor} \\ k \text{ es la conductividad térmica} \\ \Phi \text{ es la función de disipación viscosa} \end{cases}$$

En forma idéntica a lo que ocurre con las ecuaciones de la cantidad de movimiento, las ecuaciones completas de la energía son demasiado complejas para la mayoría de las aplicaciones utilizadas en ingeniería, a excepción de las utilizadas en modelos matemáticos, por lo que se ha desarrollado una formulación basada en hipótesis y aproximaciones admitidas en la práctica.

La forma más común de la ecuación de la energía, para un sistema simple de flujo estacionario no viscoso, es:

$$J\,Q - T = J\,(i_2 - i_1) + \frac{1}{2\,g_c}\,(V_2^2 - V_1^2) + \frac{g}{g_c}\,(z_2 - z_1) = J\,(i_2 - i_1) + \frac{1}{2\,g_c}\,(V_2^2 - V_1^2) + \frac{g}{g_c}\,(z_2 - z_1)$$

en la que: $\begin{cases} Q \text{ es el calor aplicado al sistema, } Btu/lbm\ (J/kg) \\ T \text{ es el trabajo realizado por el sistema, } ft\ lbf/lbm\ (Nm/kg) \\ J \text{ es el equivalente mecánico del calor = 778,26 } ft\ lbf/Btu\ (1\ Nm/J) \\ u \text{ es la energía interna, } Btu/lbm\ (J/kg) \\ p \text{ es la presión, } lbf/ft^2\ \ (N/m^2) \\ v \text{ es el volumen específico, } ft^3/lbm\ (m^3/kg) \\ \vec{V} \text{ es la velocidad, } ft/s\ (m/seg) \\ z \text{ es la cota, } ft\ (m) \\ i \text{ es la entalpía = } u + p\,v,\ \ Btu/lbm\ (J/kg) \\ g = 32{,}17\ ft/seg^2\ \ (9{,}8\ m/seg^2) \\ g_c = 32{,}17\ lbmft/lbf\,seg^2\ \ (1\ kgm/Nseg^2) \end{cases}$

III.2.- ECUACIÓN ENERGÉTICA PARA UN FLUJO DE FLUIDO NO VISCOSO

En la hipótesis de flujo simplificado de un fluido incompresible en régimen permanente, sin rozamiento, las leyes de conservación de la masa y de la energía conducen a un balance de energía mecánica, que es la ecuación de Bernoulli:

$$p_1\ v + \frac{g}{g_c}\ z_1 + \frac{V_1^2}{2\,g_c} = p_2\ v + \frac{g}{g_c}\ z_2 + \frac{V_2^2}{2\,g_c}, \text{ siendo: } \begin{cases} p \text{ la presión, } lbf\,ft^2\ (N/m^2) \\ v \text{ el volumen especfico del fluido, } ft^3/lb\ (m^3/kg) \\ z \text{ la cota, } ft\ (m) \\ \vec{V} \text{ la velocidad del fluido, } ft/s\ (m/seg) \end{cases}$$

que establece que la energía mecánica total en un fluido en movimiento, se compone de tres tipos de energía $\begin{cases} \text{- de presión} \\ \text{- potencial} \\ \text{- cinética} \end{cases}$

La energía mecánica total es constante a lo largo de un tubo de flujo, entre dos puntos referenciales; el tubo de flujo se puede considerar como una superficie limitada por líneas de flujo, o por la propia pared de conducción del flujo, dentro del cual el fluido fluye en ausencia de superficie libre.

La ecuación que relaciona la velocidad aguas abajo $\vec{V}_2$ con la variación de entalpía, en un fluido compresible en condiciones adiabáticas, régimen estacionario, velocidad inicial nula, flujo no viscoso en el que no se produce trabajo alguno, ni existen pérdidas de presión por irreversibilidades locales, ni hay cambios de cota, es de la forma:

$$V_2 = \sqrt{2\,g_c J\,(i_1 - i_2)} = C\,\sqrt{i_1 - i_2}\ ,\ \ \text{siendo: } C = 223{,}8\ ft/seg\ \sqrt{Btu/lb} = 1{,}414\ m/seg\ \sqrt{J/kg}$$

Si se conocen la temperatura y presión del fluido, en los puntos (1) y (2), la ecuación anterior proporciona la velocidad de salida. Si se conocen la presión y temperatura en el punto (1), y la presión en el punto (2), la entalpía a la salida se calcula asumiendo que la expansión se realiza a entropía constante entre ambos puntos.

Otro método para determinar las variaciones de velocidad en una expansión adiabática sin

rozamiento, utiliza la ecuación de estado de los gases ideales, junto con la relación presión-volumen a entropía constante. Para un gas ideal, la relación entre presión, volumen y temperatura es:

$$p\,v = \Re\,T = \frac{R}{M}\,T$$

en la que:
- p es la presión absoluta, lb/ft^2 (N/m^2) y v el vol. específico, ft^3/lb_{gas} (m^3/kg)
- T es la temperatura absoluta, ^oR (^oK)
- M es el peso molecular del gas, $lb/lb\ mol$ $(kg/kmol)$
- R es la constante del gas, $ft\ lb_f/lb_m R$ (Nm/kg^oK)
- $R = M\Re$ es la constante universal = $1545\ \frac{ft.lb_f}{lb\ mol^oR}$, $(8{,}3143\ \frac{kJ}{kmol^oK})$

Para los gases, en aquellos campos en que la caída de presión varíe poco, para un flujo adiabático permanente se tiene:

$$V_2^2 - V_1^2 = 2\,g_c\,\frac{\gamma}{\gamma - 1}\,p_1 v_1 \{1 - (\frac{p_2}{p_1})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\}$$

Un líquido compresible se puede tratar como incompresible, cuando la diferencia de los volúmenes específicos en los puntos (1) y (2), sea pequeña: $\frac{v_2 - v_1}{v_2} < 0{,}05$

De la ecuación del balance de energía para un fluido incompresible y sin fricción se deduce:

$$V_2^2 - V_1^2 = 2\,g_c\,\{\Delta(p\,v) + \frac{g}{g_c}\,\Delta z\}$$

en la que $\Delta(p\,v)$ es la diferencia de altura de presión entre los puntos (1) y (2)

III.3.- PÉRDIDA DE PRESIÓN POR ROZAMIENTO

Hasta ahora sólo se han considerado pérdidas asociadas a variaciones en el término de energía cinética $\frac{V^2}{2\,g_c}$ y en el de presión estática z.

Las pérdidas de presión con flujo constante se presentan, cuando:

- *Se producen variaciones en el área de la sección transversal del conducto del flujo*
- *Sean diferentes las cotas de los puntos de entrada y salida del sistema*

El rozamiento del fluido y, en algunos casos, el intercambio térmico con el entorno tienen efectos importantes sobre la presión y velocidad del fluido.

Cuando un fluido fluye, la difusión molecular provoca un intercambio de cantidades de movimiento entre capas de fluido que se desplazan a velocidades diferentes entre sí. En la mayoría de los flujos se producen intercambios de masa conocidos como difusión turbulenta.

Si el fluido se encuentra en el interior de un conducto, estos esfuerzos se transmiten a las pa-

redes del mismo. Para compensar los esfuerzos cortantes en la pared, se establece un gradiente de presión en el fluido proporcional a la energía cinética de la masa en la dirección del flujo.

El equilibrio de fuerzas se representa por la expresión:

$$\frac{\pi\ d^2}{4}\ dp = \tau_w \pi\ d\ dx \quad \Rightarrow \quad \frac{dp}{dx} = \frac{4\ \tau_w}{d}$$

siendo:
- d el diámetro del conducto y d_H el diámetro hidráulico = $\frac{4\ Area\ flujo}{Perímetro\ mojado}$
- x la distancia en la dirección del flujo
- τ_w el esfuerzo cortante en la pared tubular, lb/ft^2 , (N/m^2)
- $\frac{dp}{dx}$ el gradiente de presión a lo largo de la conducción

El esfuerzo cortante en la pared tubular es de la forma

$$\tau_w = \frac{\lambda}{4}\ \frac{1}{v}\ \frac{V^2}{2g_c}$$

siendo λ el coeficiente de rozamiento, quedando el gradiente de presiones en la forma:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{4}{d}\ (\frac{\lambda}{4}\ \frac{1}{v}\ \frac{V^2}{2g_c}) = \frac{\lambda}{d}\ \frac{1}{v}\ \frac{V^2}{2g_c}$$

La ecuación general de la energía en forma diferencial, se puede expresar en la forma:

$$dW_k = dQ_R + \frac{V\,dV}{g_c} + v\ dp \quad \Rightarrow \quad dp = -\ \frac{V\,dV}{v\ g_c}\ -\ \frac{dQ_R}{v}$$

de la que se deduce que:

- La ecuación general de la energía no matiza nada sobre pérdidas de presión debidas a rozamientos o a cambios en la geometría de la conducción

- La ecuación anterior no tiene en cuenta ninguna transferencia de calor, excepto la que pueda modificar el volumen específico v a lo largo de la conducción

- Hay una pérdida de presión, como consecuencia de la variación de la velocidad, que es independiente de cualquier variación del área de la sección transversal del flujo, que depende de las variaciones del volumen específico

La pérdida de presión se debe a la aceleración que existe en los fluidos compresibles. En un flujo incompresible sin transferencia de calor la aceleración es despreciable, ya que el calentamiento por rozamiento tiene poca influencia sobre la temperatura del fluido y el consiguiente cambio de volumen específico.

La ecuación $\frac{dp}{dx} = \frac{\lambda}{d}\ \frac{1}{v}\ \frac{V^2}{2g_c}$ no contiene ningún término de aceleración y se aplica exclusiva-

mente a pérdidas por rozamiento y caídas locales de presión, por lo que:

$$\frac{dQ_F}{v} = \lambda \ \frac{dx}{d} \ \frac{V^2}{v\,2\,g_c}$$

$$dp = -\ \frac{V\,dV}{v\,g_c} - \frac{dQ_R}{v} = -\ \frac{V\,dV}{v\,g_c} - \lambda \ \frac{dx}{d} \ \frac{V^2}{2\,v\,g_c} = \left| G = \frac{V}{v} \right| = -\ \frac{G^2 dV}{g_c} - \lambda \ \frac{v}{d} \ \frac{G^2}{2g_c}\ dx$$

en la que se ha definido el caudal másico específico G (por unidad de área), en unidades lb/h.ft^2 (kg/m^{2}s).

La integración de esta ecuación diferencial entre los puntos $\begin{cases} (1)\ (x = 0) \\ (2)\ (x = L) \end{cases}$ de la conducción, permite obtener una nueva expresión de la caída de presión:

$$p_1 - p_2 = \frac{G^2}{2g_c}\ (v_2 - v_1) + \frac{\lambda}{d} \ \frac{G^2}{2g_c} \int_0^L v\ dx$$

Ejemplo III.1.- Si a lo largo de la conducción del flujo la absorción de calor es constante, la temperatura T es aproximadamente lineal con x, de la forma: $dx = \dfrac{L}{T_2 - T_1}\ dT$, por lo que:

$$\int_0^L v\ dx = \frac{L}{T_2 - T_1} \ \int_1^2 v\ dT = L\ \hat{v}$$

siendo $\hat{v}$ el volumen específico medio respecto a la temperatura T, cuyo valor se obtiene por la ecuación:

$$\hat{v} = \phi\,(v_1 + v_2) = \left| v_R = \frac{v_2}{v_1} \right| = \phi\, v_1\,(v_R + 1)$$

y como en la mayor parte de las aplicaciones de Ingeniería el parámetro v varía linealmente con T, el factor de promediado $\phi = 0{,}5$.

Sustituyendo lo anterior en la expresión de la caída de presión se tiene:

$$p_1 - p_2 = \frac{G^2}{2g_c}\ (v_2 - v_1) + \frac{\lambda}{d} \ \frac{G^2}{2g_c} \int_0^L v\ dx =$$

$$= \frac{G^2}{2g_c}\ (v_2 - v_1) + \frac{\lambda}{d} \ \frac{G^2}{2g_c}\ L\ \hat{v} = \left| v_2 - v_1 = v_1(\hat{v} - 1) \right| = \frac{G^2}{g_c}\ v_1(\hat{v} - 1) + \frac{\lambda}{d} \ \frac{G^2}{2g_c}\ \phi\ v_1(\hat{v} + 1)$$

válida para flujos de fluidos compresibles e incompresibles por el interior de tubos de sección transversal constante, siempre que $T = T(x)$. La única limitación se tiene cuando $\dfrac{dp}{dx}$ sea negativa, para todos y cada uno de los puntos de la tubería.

En un flujo isotermo, a lo largo de un tramo corto de conducto, se tiene: $p_1\ v_1 = p_2\ v_2$, por lo que:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{\frac{p\,\lambda}{2\,d}}{1 - \frac{g_c p\,v}{V^2}}$$

Cuando $V^2 = g_c p\,v$, el flujo se llega a bloquear, porque el gradiente de presiones se hace positivo para valores superiores a $\sqrt{g_c\ p\,v}$, debido a la excesiva expansión del vapor por la caída de presión. La presión mínima aguas abajo, que resulta efectiva para producir un flujo de fluido en el conducto, está definida por:

$$p_2 = \frac{V^2}{v_2\ g_c} = v_2 \frac{G^2}{g_c}$$

La caída de presión se puede expresar también en términos de altura de velocidad, en la forma:

$$\frac{p_2 - p_1}{\frac{G^2 v_1}{2\,g_c}} = 2\,(\hat{v} - 1) + \frac{l}{d}\,\phi\,(\hat{v} + 1)$$

La caída de presión que tiene por valor una altura de velocidad es de la forma:

$$\Delta p_{(Una\ altura\ de\ velocidad)} = \frac{G^2 v_1}{2\,g_c} = \frac{(\frac{V}{v_1})^2 v_1}{2\,g_c} = \frac{V^2}{2\,g_c v_1}$$

siendo: $\begin{cases} \Delta p \text{ la caída de presión para una altura de velocidad, } lb/in^2\ (N/m^2\ ) \\ g_c = 32{,}17\ \frac{lb_m ft}{lb_f s^2} = 1\ \frac{kg.m}{N.s^2} \end{cases}$

El parámetro λ representa el número de alturas de velocidad equivalentes a la pérdida de presión en una longitud de tubería igual a su diámetro.

Ejemplo III.2.- Se considera un flujo adiabático a través de una tubería de diámetro d, con entalpía constante; en este proceso de caída de presión isoterma, la expansión isoterma de un gas exige entalpía constante; para el cálculo de caídas de presión en el vapor, la ecuación $p_1\,v_1^{\gamma} = p_2\,v_2^{\gamma}$ es suficiente.

En un proceso isotérmico, $p\,v = p_1 v_1$, por lo que:

$$p_1 - p_2 = \frac{G^2}{2\,g_c}\int_1^2 dv + \frac{\lambda}{d}\,\frac{G^2}{2\,g_c}\,\int_0^L v\,dx = 2\,\frac{G^2}{2\,g_c}\,\frac{2\,v_1 v_2}{v_1 + v_2}\,ln\frac{v_2}{v_1} + \lambda\,\frac{L\,G^2}{2\,g_c d}\,\frac{2\,v_1 v_2}{v_1 + v_2}$$

En la mayoría de los casos no se conocen los valores de p_2 y v_2 por lo que hay que iterar.

A su vez, el término $\frac{2\,v_1 v_2}{v_1 + v_2}$ se puede sustituir por el valor medio de los volúmenes específicos

$\hat{v} = v_1 (p_R + 1)$, siendo entonces: $p_R = \dfrac{p_1}{p_2} = \dfrac{v_2}{v_1}$.

$$\textit{El error cometido es:} \begin{cases} \textit{para } p_R = 1{,}10 & \Rightarrow \quad \textit{0,22\% de error} \\ \textit{para } p_R = 1{,}25 & \Rightarrow \quad \textit{1,30\% de error} \end{cases}$$

Para los cálculos de caída de presión por rozamiento del fluido, se utiliza un volumen específico medio. En conducciones largas hay que comprobar el valor de p_2; cuando existe intercambio térmico es raro que p_2 sea constante a lo largo de la conducción del flujo, por lo que se usarán factores promediados.

Ejemplo III.3.- Si se considera un flujo en condiciones adiabáticas y fluido incompresible, $v_1 = v_2$:

$$p_1 - p_2 = \Delta p = 2\,\frac{G^2}{2\,g_c}\,\frac{2\,v_1 v_2}{v_1 + v_2}\,ln\frac{v_2}{v_1} + \lambda\,\frac{L\,G^2}{2\,g_c d}\,\frac{2\,v_1 v_2}{v_1 + v_2} = \left| \, v_1 = v_2 = v \, \right| = \lambda\,\frac{L\,G^2 v}{2\,g_c d}$$

que en unidades inglesas, se puede poner en la forma:

$$\Delta p = \xi\,\frac{v}{12}\,\left(\frac{G}{10^5}\right)^2 \text{, siendo :} \begin{cases} \Delta p \text{ la caída de presión del fluido, psi} \\ \lambda \text{ el coeficiente de rozamiento, adimensional} \\ L \text{ la longitud del conducto, ft} \\ d \text{ el diámetro de la conducción, (")} \\ v \text{ el volumen específico del fluido, } ft^3/lb \\ G \text{ la velocidad másica específica del fluido, } lb/lb.ft \end{cases}$$

III.4.- COEFICIENTE DE ROZAMIENTO

El *coeficiente de rozamiento* λ se define como la pérdida adimensional de rozamiento del fluido, medida en altura de velocidad por cada longitud de tubería igual a su diámetro, o por cada longitud de conducción igual al diámetro hidráulico de ésta.

Las primeras correlaciones establecidas usaban unos coeficientes de rozamiento que eran del orden de 1/4 de la magnitud facilitada por la ecuación:

$$\tau_w = \frac{\lambda}{4}\,\frac{1}{v}\,\frac{V^2}{2g_c}$$

que se justificaba porque el esfuerzo cortante en la pared es proporcional a 1/4 de la altura de velocidad.

El factor de rozamiento se representa gráficamente en la Fig III.1, (diagrama de Moody), en función del número de Reynolds $Re = \dfrac{V\,d}{\nu} = \dfrac{G\,d}{\eta}$, definido como el cociente entre las fuerzas de inercia y las de viscosidad.

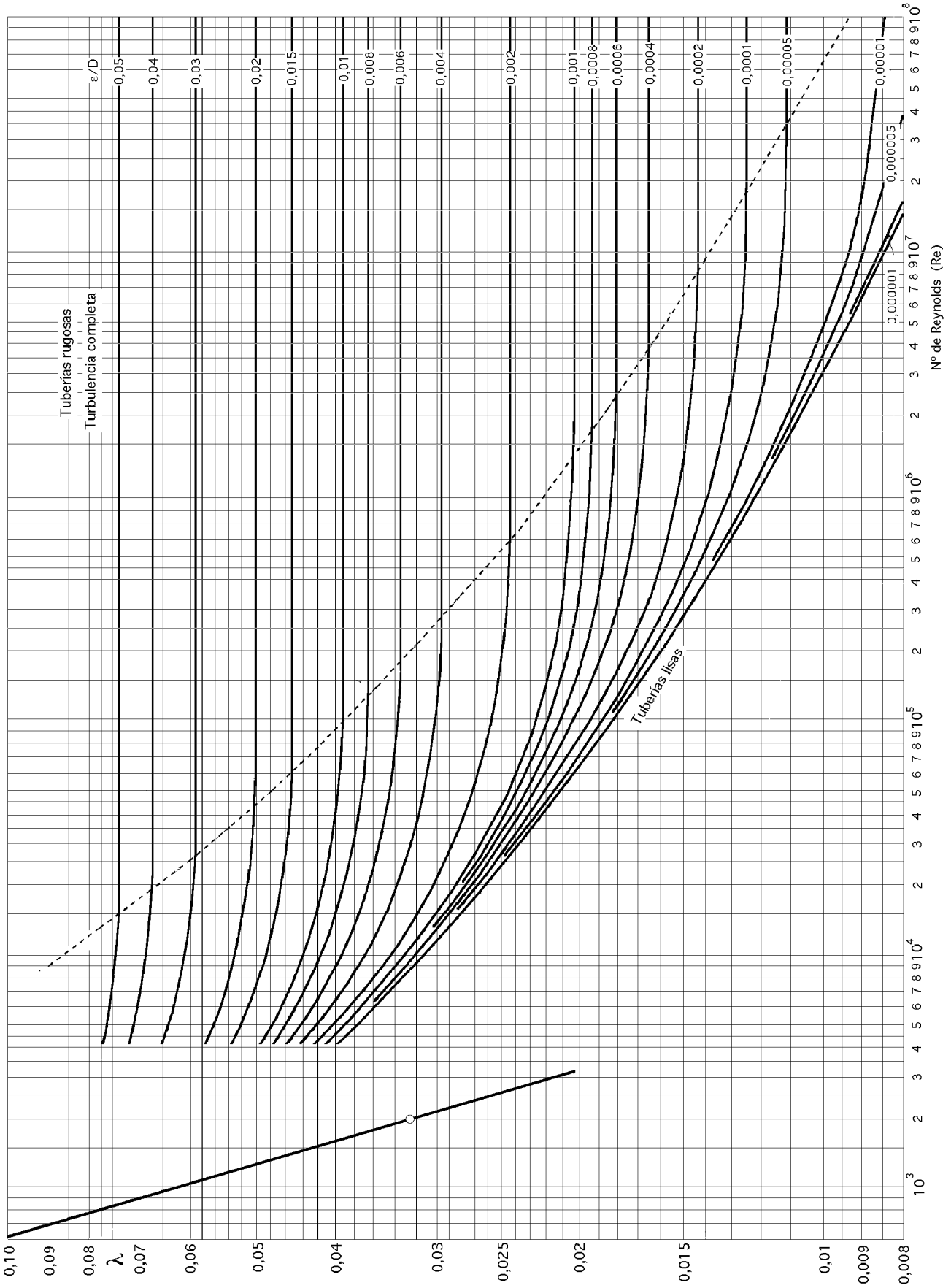

Fig III.1.- Diagrama de Moody

Un flujo de fluido circulando por el interior de una conducción a baja velocidad, discurre en forma viscosa o laminar, Re < 2000.

Para altas velocidades, el flujo de fluido tiene lugar en forma turbulenta, Re > 4000 y es completamente turbulento con valores más elevados; para 2000 < Re < 4000, el flujo es indeterminado.

El flujo de un fluido se puede definir mediante un sistema de ecuaciones en derivadas parciales, pero debido a su complejidad, éstas sólo se pueden resolver en casos de flujo laminar, en los que el intercambio de las cantidades de movimiento son sólo moleculares.

- Para flujo laminar $\lambda = \frac{64}{Re}$ *siendo su representación en el diagrama de Moody una línea recta.*

- Para definir la rugosidad relativa de la superficie de la conducción se introduce el coeficiente $\frac{\varepsilon}{d}$*, rugosidad relativa, en la que* ε *es el valor de la altura media de las protuberancias de la rugosidad (rugosidad absoluta), equivalente a la aspereza de granos de arena establecida por Nikuradse.*

Flujo laminar.- El flujo laminar se caracteriza por unas líneas de corriente perfectamente individualizadas, por lo que no existe mezcla entre ellas, excepto la difusión molecular de una línea de corriente a otra. Como consecuencia de las fuerzas moleculares de cohesión, hay una capa de fluido, próxima a la pared del conducto, que tiene velocidad nula, lo que implica la existencia de un gradiente de velocidades perpendicular a la dirección principal del flujo.

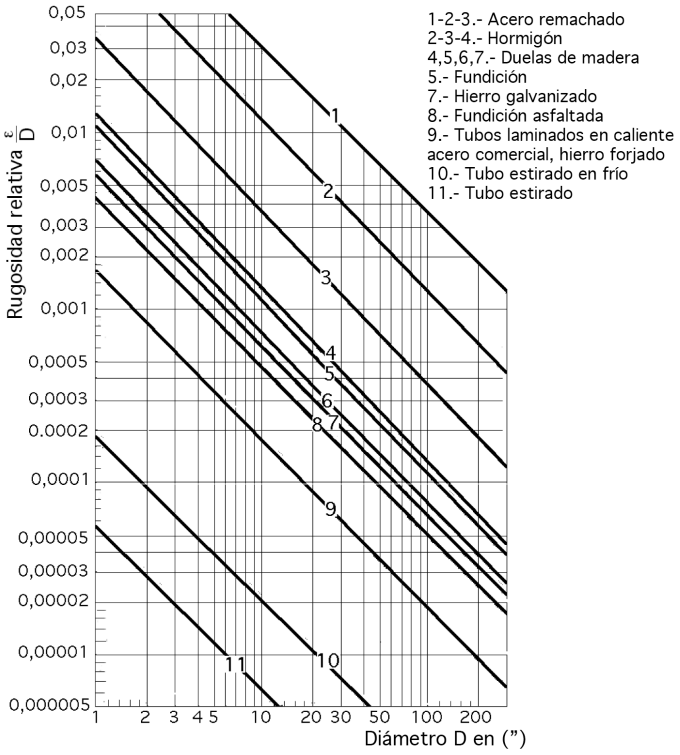

Fig III.2.- Rugosidad relativa para superficies de conductos

En un flujo laminar, los intercambios de cantidades de movimiento se producen sólo a nivel molecular, por lo que:

- El gradiente de velocidades no se ve afectado por las condiciones particulares del estado de la superficie de la conducción

- El coeficiente de rozamiento no está influenciado por las características físicas (rugosidad) de la superficie de la conducción

En equipos comerciales, el flujo laminar sólo se presenta con líquidos de viscosidad notable.

Flujo turbulento.- Cuando existe turbulencia, hay intercambios de cantidades de movimiento en toda la masa del fluido, que se provocan por velocidades secundarias, cuyas direcciones no son paralelas a la del eje principal del flujo.

El estado en que se encuentra la superficie de la conducción (rugosidad) tiene gran influencia en el gradiente de velocidades próximas a la superficie de la conducción, y no es despreciable en el resto de la masa del fluido, por lo que el coeficiente de rozamiento se verá afectado. En el flujo turbulento, la transferencia de calor es notablemente superior, en comparación con la que se presenta en un flujo laminar.

Si se exceptúan los líquidos muy viscosos, es posible provocar un flujo turbulento, tanto en agua como en vapor, sin que se presente una excesiva pérdida por rozamiento. En el diseño de generadores de vapor se consideran números de Re > 4000.

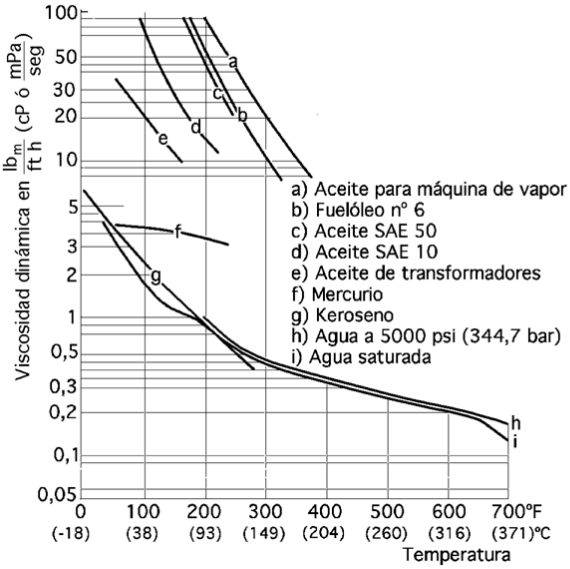

Fig III.3.- Viscosidad dinámica para algunos líquidos

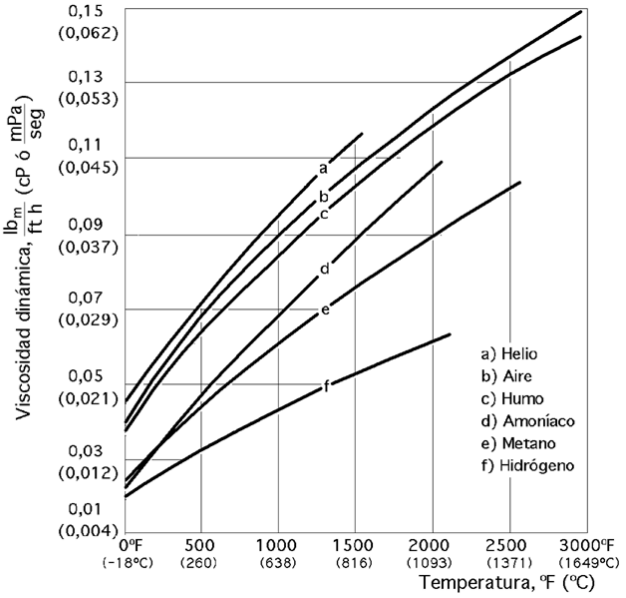

Fig III.4.- Viscosidad dinámica para algunos gases a p_{atm}

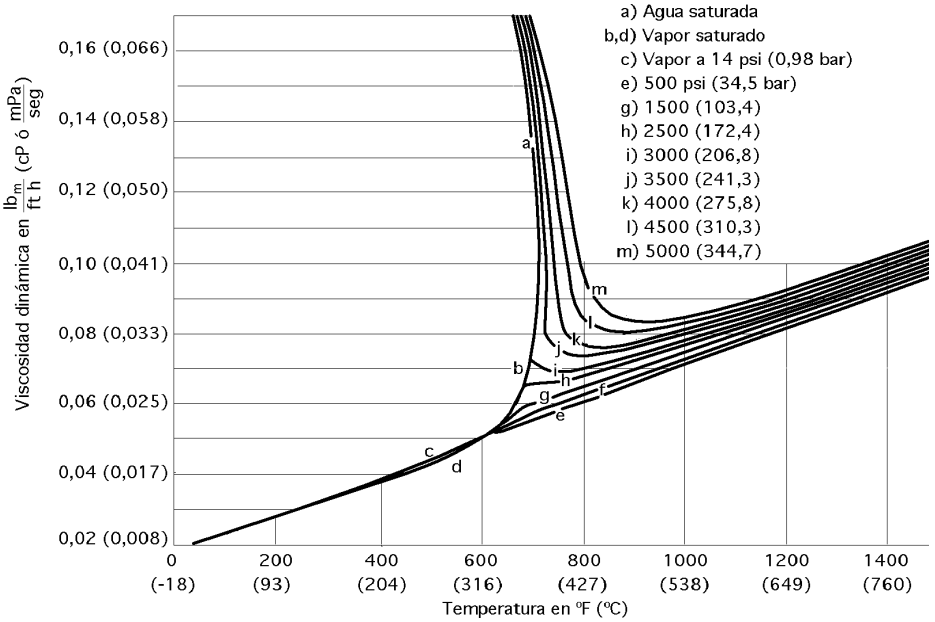

Fig III.5.- Viscosidad dinámica del vapor saturado y sobrecalentado

Campo de velocidades.- En la Tabla III.1 relativa a velocidades comunes en sistemas generadores de vapor se indican los rangos de velocidades que se suelen encontrar en los diseños de equipos de transferencia de calor y en los sistemas de conductos y tuberías.

En las Tablas III.2 y 3, se indican las densidades que, junto con la viscosidad dinámica y las Tablas de Vapor ASME, se utilizan para establecer las velocidades másicas, calcular los respectivos números de Re y las correspondientes caídas de presión debidas al rozamiento del flujo de fluido.

La viscosidad dinámica se puede obtener de las Fig III.3, 4 y 5.

Tabla III.1.- Velocidades comunes en sistemas de generación de vapor

Naturaleza del servicio	*Velocidad*	
	ft / min	*m / seg*
AIRE		
Calentador de aire	*1000 a 5000*	*5,1 a 25,4*
Líneas aire + carbón (pulverizado)	*3000 a 4500*	*15,2 a 22,9*
Líneas aire comprimido	*1500 a 2000*	*7,6 a 10,2*
Conductos aire tiro forzado (TF)	*1500 a 3600*	*7,6 a 18,3*
Conductos TF entrada quemadores	*1500 a 2000*	*7,6 a 10,2*
Conductos ventilación	*1000 a 3000*	*5,1 a 15,2*
ACEITE CRUDO		
Líneas de 6" a 30" (152 a 762 mm)	*60 a 3600*	*0,3 a 1,8*
AGUA CALDERA		
Circulación caldera	*70 a 700*	*0,4 a 3,8*
Tubos economizador	*150 a 300*	*0,8 a 1,5*
AGUA GENERAL		
Líneas en general	*500 a 750*	*2,5 a 3,8*
GAS NATURAL		
Líneas (grandes oleoductos)	*1000 a 1500*	*5,1 a 7,6*
HUMO		
Calentador aire	*1000 a 5000*	*5,1 a 25,4*
Pasos humos en calderas	*3000 a 6000*	*15,2 a 30,5*
Conductos tiro inducido y cajas humo	*2000 a 3500*	*10,2 a 17,8*
Chimeneas	*2000 a 5000*	*10,2 a 25,4*
REACTORES AGUA PRESURIZADA		
Canales vainas combustible	*400 a 1300*	*2,0 a 6,6*
Tubería de refrigerante del reactor	*2400 a 3600*	*12,2 a 18,3*
VAPOR		
Líneas de alta presión	*8000 a 12000*	*40,6 a 61,0*
Líneas de baja presión	*12000 a 15000*	*61,0 a 76,2*
Líneas de vacío (sub-atmosféricas)	*20000 a 40000*	*101,6 a 203,2*
Tubos sobrecalentador	*2000 a 5000*	*10,2 a 25,4*

*Tabla III.2.- Propiedades de gases a 14,7 psi (1,01 bar) ***

Gas	*Temperatura °F*	*Densidad lb / ft³*	*Calor específico instantáneo*		$\gamma = c_p / c_v$
			c_p *(Btu / lb°F)*	c_v *(Btu / lb°F)*	
Aire	*70*	*0,0749*	*0,241*	*0,172*	*1,4*
	200	*0,0601*	*0,242*	*0,173*	*1,4*
	500	*0,0413*	*0,248*	*0,18*	*1,38*
	1000	*0,0272*	*0,265*	*0,197*	*1,34*
CO_2	*70*	*0,1148*	*0,202*	*0,155*	*130*
	200	*0,092*	*0,216*	*0,17*	*127*
	500	*0,0634*	*0,247*	*0,202*	*1,22*
	1000	*0,0417*	*0,289*	*0,235*	*1,19*

H_2	70	0,0052	3,44	2,44	1,41
	200	0,0049	3,48	2,49	1,41
	500	0,0029	3,5	2,515	1,39
	1000	0,0019	3,54	2,56	1,38
Humos*	70	0,0776	0,253	0,187	1,35
	200	0,0623	0,255	0,189	1,35
	500	0,0429	0,265	0,199	1,35
	1000	0,0282	0,283	0,217	1,3
CH_4	70	0,0416	0,53	0,406	1,3
	200	0,0334	0,575	0,451	1,27
	500	0,023	0,72	0,596	1,21
	1000	0,0151	0,96	0,853	1,15

Procedentes de carbón con 120% de aire (Humos de peso molecular 30)

Tabla III.3.- Propiedades de líquidos a 14,7 psi (1,01 bar)

Líquido	Temperatura °F (°C)	Densidad Lob/f³t (kg/litro)	Calor específico Btu/lb°F (kJ/kg°C)
Agua	70 (21)	62,4 (1,000)	1,000 (4,19)
	212 (100)	59,9 (0,959)	1,000 (4,19)
Aceite SAE 10	70 (21)	55 a 57 (0,88 a 0,91)	0,435 (1,82)
Aceite SAE 50	70 (21)	56 a 59 (0,91 a 0,95)	0,425 (1,78)
Mercurio	70 (21)	846 (13,6)	0,033 (0,138)
Fuelóleo	70 (21)	60 a 65 (0,96 a 1,04)	0,40 (1,67)
	180 (82)	60 a 65 (0,96 a 1,04)	0,46 (1,93)
Queroseno	70 (21)	50 a 51 (0,80 a 0,82)	0,47 (1,97)

Tabla III.4.- Correlaciones entre diversas unidades de viscosidad dinámica y cinemática

Viscosidad absoluta o dinámica				
Pa.seg Nseg/m² = kg/m.seg	Centipoise 0,01 gr/cm.seg	lb/ft.seg	lb/ft.hora	lb.seg/ft²
1	1000	672.10^{-3}	2420	$20,9.10^{-3}$
0,001	1	672.10^{-6}	2,42	$20,9.10^{-6}$
1,49	1488	1	3600	0,0311
413.10^{-6}	0,413	278.10^{-6}	1	$8,6.10^{-6}$
47,9	47900	32,2	115900	1
Viscosidad cinemática				
m²/seg	Centistoke 0,01 cm²/seg	ft²/seg	ft²/hora	
1	10^{-6}	10,8	38800	
10^{-6}	1	$10,8.10^{-6}$	0,0389	
$92,9.10^{-3}$	92900	1	3600	
$25,8.10^{-6}$	25,8	278.106	1	

Tabla III.5.- Resistencia al flujo de fluidos a través de accesorios comerciales

Accesorio		Pérdida en altura velocidad
Codo de 90°	Radio curvatura estándar	0,30 a 0,70
	Radio curvatura largo	0,20 a 0,50
Conexión "T"	Flujo circulación recta	0,15 a 0,50
	Flujo en codo 90°	0,60 a 1,60
Codo de retorno	Radio curvatura mínimo	0,60 a 1,70
Válvula abierta	Compuerta	0,10 a 0,20
	Retención	2 a 10
	Globo	5 a 16
	Angular 90°	3 a 7
	Retención caldera	1 a 3

Resistencia al flujo en válvulas y accesorios.- Los sistemas de tuberías y conductos cuentan, en general, con un número relativamente elevado de válvulas y accesorios. En una planta termoenergética, las diversas líneas de agua, vapor, aire y gases, tienen tramos relativamente cortos y muchas válvulas y accesorios; los tramos rectos de tuberías y conductos son relativamente cortos, a excepción de las líneas que se emplean en la distribución de vapor para procesos industriales; la pérdida de presión (pérdidas continuas) se considera como una consecuencia del esfuerzo cortante del fluido en las paredes limítrofes de la conducción del flujo, lo que conduce a evaluaciones relativamente simples.

La resistencia al flujo debida a válvulas, codos y accesorios (pérdidas accidentales), representa la mayor parte de la resistencia del conjunto del sistema; los métodos empleados para su determinación son menos exactos que los utilizados para evaluar las pérdidas continuas. La caída de presión asociada a válvulas, codos y accesorios es consecuencia de impactos y de intercambios inelásticos de cantidades de movimiento; incluso, aunque se conserven las cantidades de movimiento, la energía cinética se disipa en forma de calor, lo que significa que dichas pérdidas de presión están influenciadas por la geometría estructural de las válvulas, accesorios, codos y curvas, y se evalúan normalmente por medio de correlaciones empíricas, que se pueden representar también como longitud equivalente de tubería.

Tienen la desventaja de que dependen de la rugosidad relativa $\frac{\varepsilon}{d}$ que se haya empleado para establecer la correspondiente correlación.

Como hay una gran variedad de geometrías en válvulas y accesorios, es habitual obtener de los fabricantes de estos componentes los coeficientes de caída de presión; también es habitual, entre los fabricantes de válvulas, suministrar el llamado coeficiente de válvula C_V para agua a 60ºF, de la forma:

$$C_V = \frac{G}{\sqrt{\Delta p}} \text{ , siendo: } \begin{cases} G \text{ el caudal con la válvula totalmente abierta} \\ \Delta p \text{ la caída de presión} \end{cases}$$

Estos coeficientes se utilizan para relacionar las pérdidas en altura de velocidad con el diámetro de la tubería de que se trate, mediante la ecuación:

$$C_V = \frac{G}{\sqrt{\Delta p}} \text{ , siendo: } \begin{cases} \xi \text{ el número de alturas de velocidad, adimensional} \\ k \text{ un factor de conversión de unidades; para } k = 891,\ C_V = \dfrac{gal/min}{\sqrt{\Delta p}} \\ d \text{ el diámetro interior de la tubería conectada, (") (mm)} \\ C_V \text{ un coeficiente de flujo en unidades compatibles con } k \text{ y } d \end{cases}$$

Los valores de C_V y ξ sólo se aplican a válvulas y fluidos incompresibles; sin embargo se pueden extrapolar a fluidos compresibles siempre que se utilice un volumen específico medio entre p_1 y p_2 para valores de Δp del orden del 20% del valor de p_1, lo que equivale a una relación máxima de

presiones 1,25.

Cuando la caída de presión se estima como un número de alturas de velocidad ξ, se puede calcular mediante la ecuación

$$\Delta p = \xi \ \frac{v}{12} \left(\frac{G}{10^5}\right)^2 \text{, en la que: } \begin{cases} \Delta p \text{ es la caída de presión en, } lb/in^2 \\ v \text{ es el volumen específico en, } ft^3/lb \\ G \text{ es la velocidad másica específica, } lb/ft^2 h \end{cases}$$

Otra expresión que permite evaluar la caída de presión de un flujo de aire o gas, sólo aplicable con unidades inglesas, basada en aire que tiene un volumen específico de 25,2 ft^3/lb, a 1000ºR y 30"Hg, es:

$$\Delta p = \xi \ \frac{30}{p_{barométrica}} \ \frac{T_{humos}(^\circ F) + 460}{1{,}73.10^5} \left(\frac{G}{10^5}\right)^2 \text{, con: } \begin{cases} \Delta p \text{ caída de presión en (") agua} \\ \text{presión barométrica en (") agua} \\ T \text{ temperatura del aire o gas, } ^\circ F \\ G \text{ velocidad específica másica, } lb/ft^2 h \end{cases}$$

ecuación que se aplica a cualquier gas, mediante la corrección del volumen específico.

III.5.- PÉRDIDAS IRREVERSIBLES EN ESTRECHAMIENTOS Y ENSANCHAMIENTOS

En una conducción, un cambio de sección simple es la configuración de un contorno convergente (contracción o estrechamiento) o divergente (ensanchamiento).

Configuración convergente.- La contracción o estrechamiento convergente tiene tendencia a estabilizar el flujo, transformando la energía de presión en energía cinética; mediante un diseño adecuado, se pueden eliminar las pérdidas por choques. Cuando el ángulo de convergencia es menor de 30º y los empalmes terminales son suaves y tangentes, la pérdida de energía mecánica es, fundamentalmente, pérdida por rozamiento, siendo esta pérdida 0,05 veces la altura de velocidad referida al área menor del flujo aguas abajo.

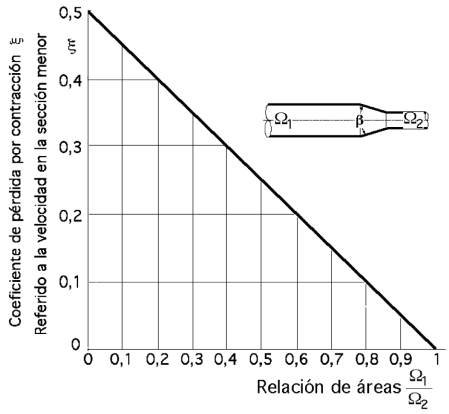

Fig III.6.- Coeficiente de pérdidas por contracción-relación de secciones
Caída de presión por estrechamiento con $\beta > 30^o$; para $\beta < 30^o$, $\xi = 0{,}5$

Cuando la variación de cotas es cero, $\Delta z = z_2 - z_1 = 0$, el balance de energía mecánica, es:

$$p_1 \, v + \frac{V_1^2}{2 g_c} = p_2 \, v + \frac{V_2^2}{2 g_c} + \xi \ \frac{V_2^2}{2 g_c}$$

con ξ coeficiente de pérdidas por contracción, Fig III.6.

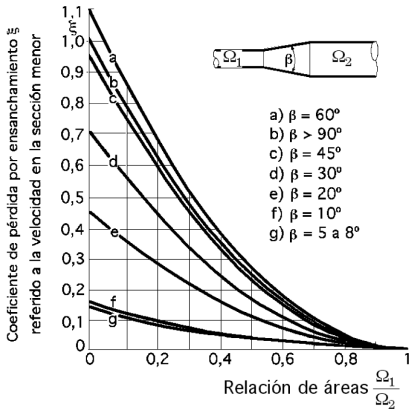

Fig III.7.- Coeficiente de pérdidas por ensanchamiento-relación de secciones

Configuración divergente.- Cuando en la conducción del flujo hay un ensanchamiento, Fig III.7, la expansión de las líneas de corriente es proporcional a la energía cinética del fluido, sometida a una pérdida de presión que depende de la geometría; la pérdida por ensanchamiento es una conversión irreversible de energía en calor; estas pérdidas se evalúan como coeficientes del término de energía cinética correspondiente a la velocidad más alta.

El balance de energía mecánica para calcular la pérdida debida al ensanchamiento, es:

$$p_1\, v + \frac{V_1^2}{2\,g_c} = p_2\, v + \frac{V_2^2}{2\,g_c} + \xi\ \frac{V_1^2}{2\,g_c}$$

En un ensanchamiento brusco, la ecuación de Belanguer de la forma $\frac{(V_1 - V_2)^2}{2\,g} = \xi\ \frac{V_1^2}{2\,g}$ proporciona el valor de la pérdida de carga

La Fig III.8 presenta las diferencias de presión estática provocadas por cambios bruscos y graduales de sección, en términos de altura de velocidad.

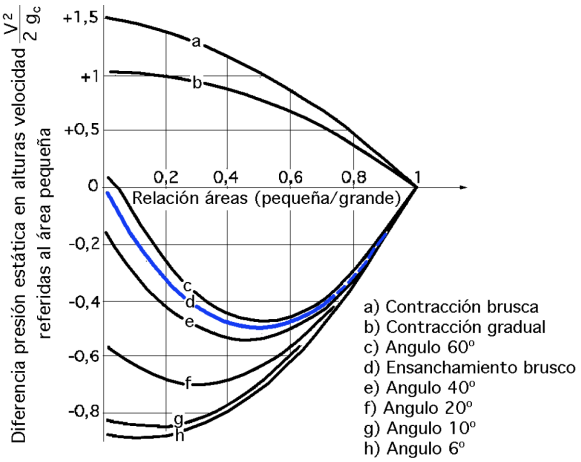

Fig III.8.- Diferencia de presión estática como resultado de cambios bruscos y graduales de sección

III.6.- FLUJO EN CODOS Y CURVAS

Los codos y curvas de un sistema de tuberías producen caídas de presión, como consecuencia del rozamiento del fluido y de los intercambios de cantidades de movimiento debidos a la modificación de la dirección del flujo. Para calcular las pérdidas totales por rozamiento, la longitud de un codo o curva se puede considerar como longitud equivalente de tubería. Para determinar los coeficientes de pérdidas, es conveniente disponer de una pérdida equivalente a la del rozamiento en un tramo recto a partir de datos experimentales que, convenientemente corregidos, constituyen la base del coeficiente de pérdidas en codos o curvas x de tuberías o conductos.

En tuberías circulares con Re < 150.000, la pérdida de presión para un codo varía muy poco. Para Re > 150.000, las pérdidas son prácticamente constantes y dependen sólo de la relación $\frac{r}{d}$, entre el radio de curvatura *r* del filete axial del codo o curva y el diámetro interior *d* de la tubería.

Para tuberías comerciales, el efecto del número de Re es despreciable en cualquier caso.

El efecto combinado del radio *r* del codo y el ángulo del mismo, en términos de altura de velocidad, se representa en la Fig III.9, en la que además de la pérdida por rozamiento correspondiente a la longitud del codo hay que añadir la pérdida:

$$\Delta p = \frac{\xi\ v\ (\frac{G}{10^5})^2}{12}\ , \text{ en la que: } \begin{cases} \Delta p \text{ es la caída de presión ,(psi)} \\ \xi \text{ es el coeficiente relativo a la curva} \\ v \text{ el volumen específico } ft^3 / lb \\ G \text{ el caudal másico } lb / ft^2 h \end{cases}$$

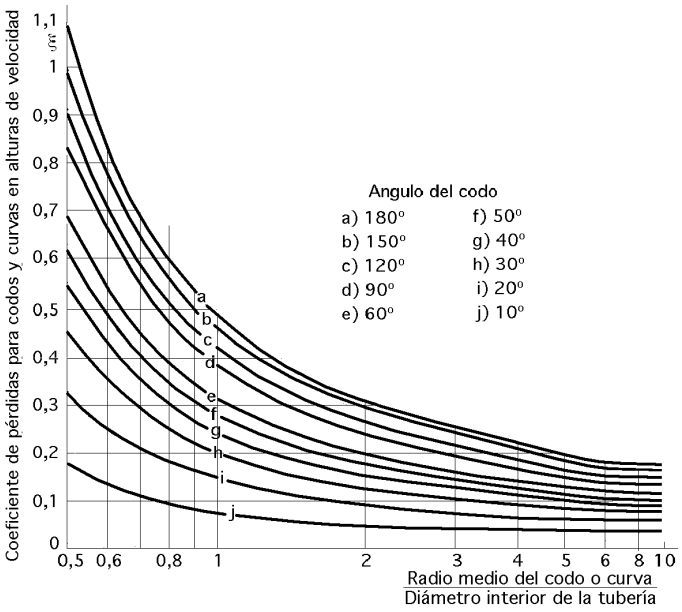

Fig III.9.- Pérdida en codos de tuberías circulares, en alturas de velocidad, respecto a la relación (radio codo/diámetro interior), para diversos ángulos de codos

III.7.- FLUJO EN SERPENTINES

Para calcular la caída de presión de un flujo que circula en un serpentín, a la pérdida de presión correspondiente al tramo recto de la tubería que tuviese la longitud de la del serpentín, habría que añadir un coeficiente que depende del régimen del flujo (laminar o turbulento) y del radio del serpentín.

Por medio de las curvas Fig III.10, y la formulación que se indica a continuación, se determinan el tipo de flujo y los coeficientes para flujo laminar o turbulento.

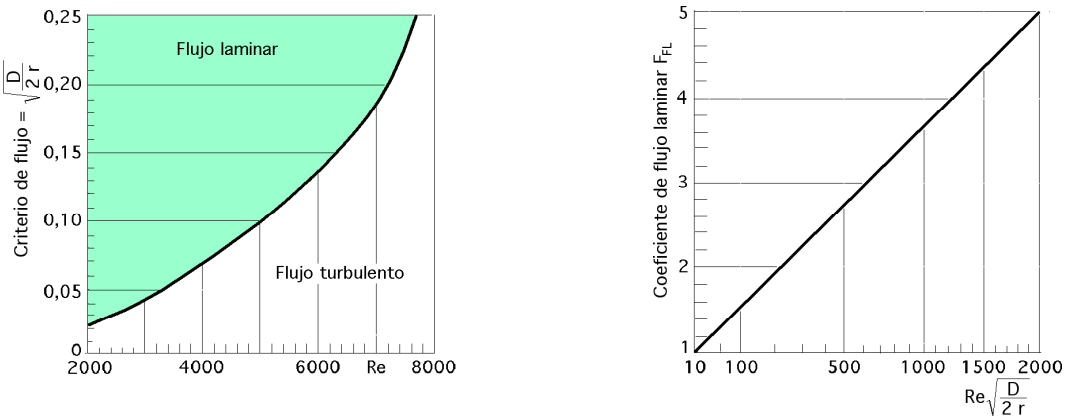

Fig III.10.- Caída de presión en serpentines

Laminar: $\Delta p = F_{FL}\ \Delta p_{long}$

Turbulento: $\Delta p = \{Re\ (\frac{d}{2\,r})^2\ \}^{0,05}\ \Delta p_{long}$

en las que: $\begin{cases} \Delta p \text{ es la caída de presión para una espira, (psi)} \\ \Delta p_{long} \text{ es la caída de presión en la longitud de la espira desarrollada, (psi)} \\ d \text{ es el diámetro interior del tubo y } r \text{ el radio medio de la espira, (in)} \end{cases}$

III.8.- FLUJO EN CONDUCTOS DE SECCIÓN RECTANGULAR

La pérdida de presión provocada por el cambio de dirección de un conducto de sección rectangular, es similar a la de una tubería cilíndrica; sin embargo, se debe introducir un coeficiente adicional (relación de forma) que depende del perfil del conducto respecto a la dirección del codo o curva, y se define como el cociente entre el ancho y la profundidad del conducto, es decir, la fracción $\frac{b}{d}$ de la Fig III.11.

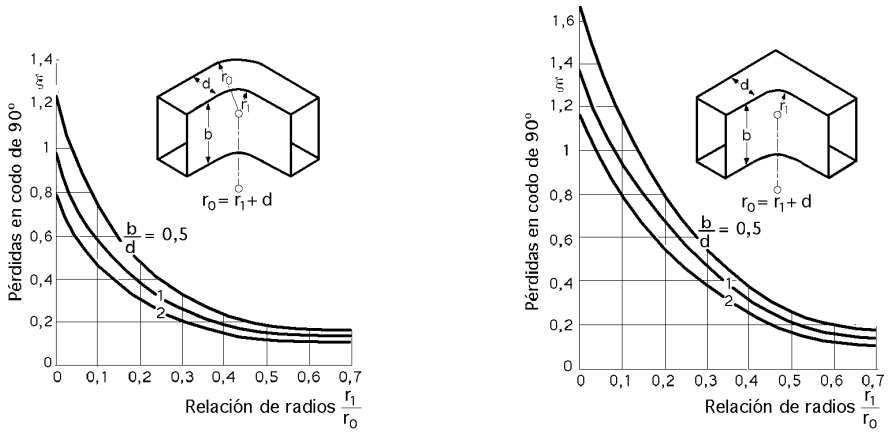

Fig III.11.- Pérdidas en codos de 90° de sección transversal rectangular

Para una misma relación de radios $\frac{r_1}{r_0}$ la pérdida de presión en el codo o curva disminuye al aumentar la relación de forma $\frac{b}{d}$, como consecuencia de la menor influencia que tienen los flujos secundarios sobre las líneas de corriente principales.

En la Fig III.11 se representa el efecto combinado de la relación de radios y de la relación de forma, sobre un codo o curva de conducto con ángulo de 90º en función de altura de velocidad. Los valores del coeficiente de pérdida x son los promedios de resultados de ensayos realizados en conductos reales.

Para un determinado intervalo de la relación de forma, las pérdidas de presión son relativamente independientes del número de Re; fuera del intervalo, la variación de la pérdida de presión resulta muy irregular. No obstante, y por lo que respecta a la utilización de los valores de ξ, se suelen hacer dos recomendaciones:

- *Para relaciones de forma* $\frac{b}{d} < 0,5$ *se emplean los valores de* ξ *correspondientes a* $\frac{b}{d} = 0,5$

- Para relaciones de forma $\frac{b}{d} > 2$ *se emplean los valores de* ξ *correspondientes a* $\frac{b}{d} = 2$

Las pérdidas de presión en codos o curvas de conductos, con ángulos distintos de 90º, se consideran proporcionales al valor del ángulo que tiene el codo o curva.

III.9.- DEFLECTORES DE DIRECCIÓN

Las pérdidas en un codo o curva de un conducto se pueden reducir redondeando o achaflanando sus bordes o mediante la instalación de deflectores de dirección o palas direccionales.

- Con el redondeo el tamaño del conducto se hace algo mayor, para conservar la misma sección transversal útil.

- Con palas direccionales o deflectores de dirección, la forma del conducto se conserva, pudiéndose utilizar en un codo o curva de un conducto, un número cualquiera de deflectores.

En la Fig III.12 se representan cuatro disposiciones diferentes para un mismo codo o curva de 90º

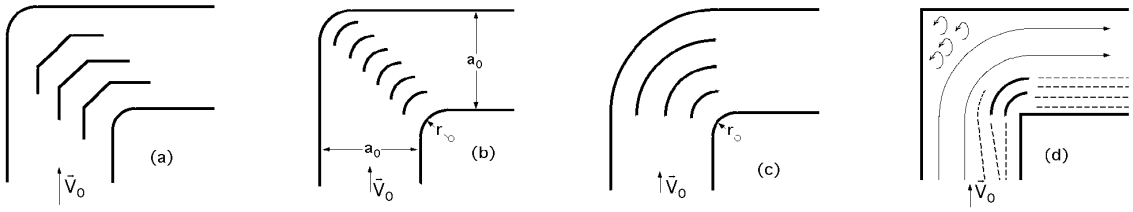

Fig III.12.- Palas direccionales en codos y curvas

a) Segmentadas; b) Concéntricas estrechas; c) Separadas concéntricas; d) Ranuradas

- La Fig III.12a representa palas con perfil segmentado

- La Fig III.12b representa palas idénticas delgadas simplemente curvadas

- La Fig III.12c representa palas separadoras concéntricas con el conducto

- La Fig III.12d representa palas simples para minimizar el despegue o separación del flujo de fluido, respecto de la arista viva interior del conducto

Las palas de dirección, con dimensiones y perfiles idénticos a los que muestra la Fig III.12b, son las que se suelen instalar normalmente dentro de la curvatura de un codo o curva, en un mismo radio o sección del codo o curva del conducto, desde el borde interior hasta el exterior.

Las palas concéntricas representadas en la Fig III.12c se instalan en el interior a lo largo de toda la curvatura, desde un extremo hasta el otro del codo.

La finalidad de las palas direccionales, es desviar el flujo hacia la pared interior que tiene el conducto en el codo o curva. Cuando las palas se diseñan adecuadamente, la distribución del flujo previene la separación de las venas de fluido de las paredes y la formación de turbulencias aguas

abajo del codo o curva; de esta forma, conforme se indica en la Fig III.13, se mejora la distribución de velocidades, disminuyendo la caída de presión en las secciones transversales que están aguas abajo del codo.

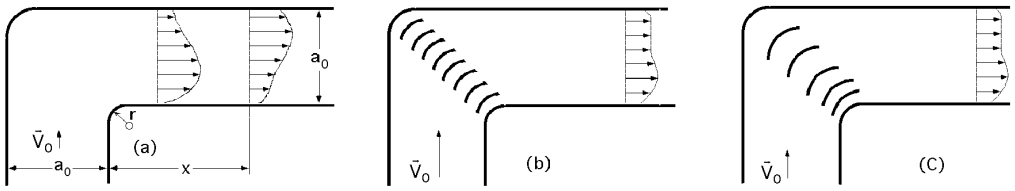

Fig III.13.- Perfiles de velocidades aguas abajo de un codo:
a) Sin paletas ; b) Con paletas corrientes ; c) Con paletas optimizadas

Para disminuir la pérdida de presión y lograr la compensación del campo de velocidades hay que eliminar cualquier zona de turbulencia en la pared del lado interior del codo del conducto.

Para un campo uniforme de flujo de fluido que entra en un codo de un conducto, con la instalación de palas menos separadas entre sí y más cercanas al radio interior del codo, se consigue un efecto más amplio en la disminución de la caída de presión inducida por el codo y en el establecimiento de un campo uniforme a la salida del cambio de dirección, Fig III.12d y Fig III.13c.

Para las aplicaciones en que se requiera una distribución uniforme de velocidades, inmediatamente aguas abajo del codo, es necesaria una disposición normal de palas direccionales, Fig III.13b. En muchas aplicaciones, es suficiente la utilización de un reducido número de palas, Fig III.13c.

Para el caso de campos de velocidades no uniformes de un flujo de fluido que entra en un codo de un conducto, la disposición idónea de las palas de dirección es difícil de determinar; en muchas ocasiones hay que recurrir a la modelización numérica y a los ensayos de flujo en el sistema de conductos, para definir la ubicación adecuada de los deflectores.

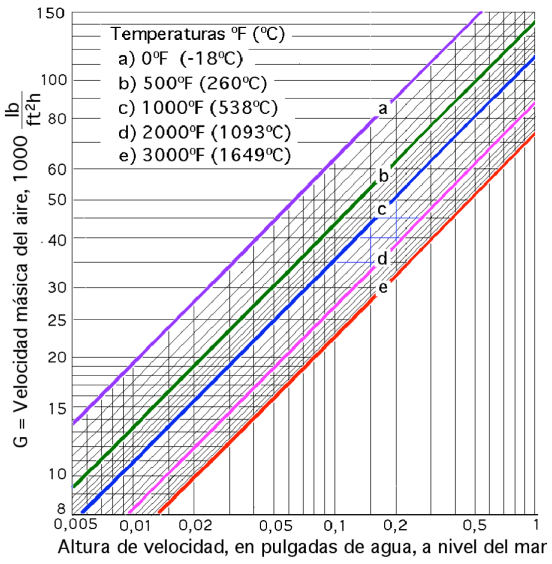

Fig III.14.- Velocidad másica aire-altura de velocidad, para diversas temperaturas del aire

III.10.- CAÍDA DE PRESIÓN

La Fig III.14 representa un ábaco con el que se pueden calcular, en los sistemas de conductos que transportan aire, humos u otros gases, las pérdidas de presión debidas a impactos; conocidos los valores de la velocidad másica y de la temperatura del aire o gas, se puede obtener una altura de velocidad en (“) de columna de agua, referida a nivel del mar.

Los valores de las alturas de velocidad de la Fig III.14 son para el aire, con volumen específico de 25,2 ft^3/lb a 1000ºF, (538ºC) y 30"Hg

Para humos: $\frac{V^2}{2g_c} = (\frac{V^2}{2g_c})_{aire} \quad \frac{v_{humos}}{v_{aire}}$

III.11.- FLUJO A TRAVÉS DE BANCOS TUBULARES

Tubos lisos.- El flujo transversal de gases a través de un banco tubular, es el caso de un flujo de fluido sometido a cambios continuos en la sección recta transversal del flujo.

Los resultados experimentales y las conclusiones analíticas, ponen de manifiesto que son tres las variables que afectan a la resistencia, además de la velocidad másica, como:

- El número N de filas de tubos que se cruzan con el flujo

- El coeficiente de profundidad F_ψ que se aplica a los bancos tubulares que cuentan con menos de diez filas de tubos, Fig III.15

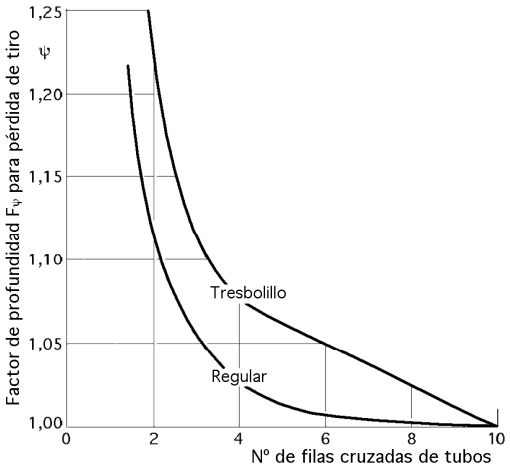

Fig III.15.- Coeficiente de profundidad F_ψ para caída de presión en bancos tubulares de convección para configuraciones regular y al tresbolillo

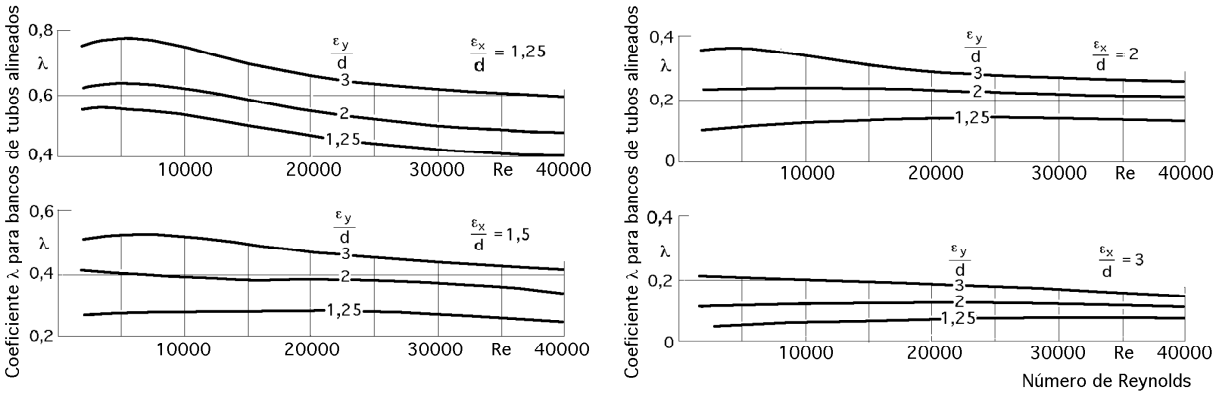

Fig III.16.- Coeficiente de rozamiento λ para flujos cruzados de gas o de aire en configuraciones de tubos alineados

- El coeficiente de rozamiento λ que está relacionado con el número de Re (basado en el diámetro del tubo), con el cociente entre el espaciado ε_x y el diámetro d_{ext} del tubo y con la configuración de la disposición de tubos (en línea o al tresbolillo).

El coeficiente λ relativo a varias configuraciones de tubos alineados se obtiene de la Fig III.16

El producto de estos tres coeficientes representa la pérdida a través del banco, expresada en alturas de velocidad: $\xi = \lambda\ N\ F_{\psi}$

El valor de ξ se utiliza para calcular la caída de presión en el banco tubular con las ecuaciones:

$$\Delta p = \xi\ \frac{v}{12}\ (\frac{G}{10^5})^2\ ,\ siendo:\ \begin{cases} \Delta p = caída\ de\ presión,\ lb/in^2 \\ \xi = n^\circ\ de\ alturas\ de\ velocidad,\ adimensional \\ v = volumen\ específico\ en\ ft^3/lb \\ G = velocidad\ másica,\ lb/ft^2 h \end{cases}$$

$$\Delta p = x\ \frac{30}{p_{barométrica}}\ \frac{T}{1{,}73.10^5}\ (\frac{G}{10^3})^2\ ,\ siendo:\ \begin{cases} \Delta p = caída\ de\ presión\ (in\ wg) \\ p_{barométrica}\ \ en\ (in\ Hg) \\ T = temperatura\ absoluta\ del\ aire\ o\ gases,^\circ R \\ G = velocidad\ específica\ másica,\ lb/ft^2 h \end{cases}$$

III.12.- TUBOS CON ALETAS

En las aplicaciones para el diseño de calderas convectivas, se suelen utilizar bancos de tubos con aletas, como las helicoidales continuas, las helicoidales discontinuas, las longitudinales, cuadradas, espárragos claveteados, etc.

Para las aplicaciones en hogares, la limpieza del gas y el medio de transferencia de calor imponen el tipo de banco tubular con superficie ampliada que se puede utilizar y el tipo de aleta. Hay varios métodos para calcular bancos tubulares con superficie ampliada, que dependen del tipo de aleta que se utilice. En todos ellos, la caída de presión en cada fila de un banco tubular es mayor cuando los tubos tienen superficie ampliada, en comparación con la que corresponde a la misma configuración ejecutada con tubos lisos.

En haces tubulares con tubos alineados, la resistencia por fila de tubos con aletas es aproximadamente 1,5 veces la de una fila de tubos lisos. Sin embargo, debido al incremento de intercambio térmico que proporciona la superficie ampliada, se requiere un número menor de filas de tubos aleteados, en relación al correspondiente número de tubos lisos, por lo que la caída de presión en un banco tubular con superficie ampliada puede ser equivalente a la de un banco con mayor número de tubos lisos, que tenga igual capacidad termointercambiadora.

III.13.- ARRASTRE DE FLUIDO POR EL FLUJO

Un fluido a alta velocidad puede transportar partículas sólidas u otro fluido. El fluido princi-

pal opera mediante chorros que utilizan sólo pequeñas cantidades de fluido a AP, para arrastrar y transportar grandes cantidades de otro fluido o de partículas sólidas. La energía de presión del fluido a AP se convierte en energía cinética por medio de toberas que reducen la presión. El material a transportar se succiona en la zona de BP, en la que se encuentra, y se mezcla con el fluido que configura el chorro de alta velocidad; a continuación, el chorro mezclado con el material arrastrado circula por una sección prolongada, de igual área transversal que la de la garganta de la tobera, que se encarga de igualar el perfil de velocidades; posteriormente, la mezcla entra en una sección divergente en la que parte de la energía cinética se convierte en energía de presión.

El inyector es una bomba de chorro que utiliza vapor como fluido motor para arrastrar agua a BP, a fin de entregarla a una contrapresión mayor que la del vapor suministrado.

El eyector es similar al inyector y se diseña para arrastrar gases, líquidos o mezclas de sólidos y líquidos, a fin de entregarlos a una presión menor que la del fluido primario o fluido motor.

El aspirador por chorro de agua se utiliza para arrastrar aire y así obtener un vacío parcial.

Los sopladores que se instalan, algunas veces, en la base de la chimenea de pequeñas calderas de tiro natural, emplean un chorro de vapor para incrementar el tiro durante breves puntas de carga.

Las partículas de ceniza arrastradas por los gases de combustión, originan problemas cuando:

- Se depositan en las superficies intercambiadoras, reduciendo la conductancia térmica
- Pasan a través de los ventiladores, erosionando sus palas o álabes
- Se descargan a la atmósfera por la chimenea, contribuyendo a la contaminación medioambiental

El vapor puede arrastrar humedad y sólidos en suspensión o en disolución, que pueden llegar a la turbina, incrustándose en sus álabes, reduciendo la potencia y el rendimiento.

En las calderas que cuentan con circulación natural, en los tubos bajantes de caldera que alimentan agua a las paredes del hogar, las burbujas de vapor se arrastran por el agua circulante, reduciendo la densidad de la columna de bombeo.

Para la generación de vapor y controlar la temperatura del metal de los tubos, en todos los circuitos de la unidad generadora de vapor, se necesitan unos flujos adecuados, de agua y de agua+vapor. Para unidades supercríticas, este flujo se produce mecánicamente por medio de bombas.

Cuando se trata de presiones subcríticas, la circulación requerida en el generador de vapor se produce por: $\begin{cases} \text{- } la\ fuerza\ gravitatoria \\ \text{- } medio\ de\ bombas \\ \text{- } la\ combinación\ de\ las\ dos\ anteriores \end{cases}$

REFERENCIAS CAP III.- MECÁNICA DE FLUIDOS.- PÉRDIDAS DE PRESIÓN

E. D. Grimison.- CORRELATION AND UTILIZATION OF NEW DATA ON FLOW RESISTANCE AND HEAT TRANSFER FOR CROSSFLOW OF GASES OVER TUBE BANKS, Trans. ASME, Vol.59, pp. 583-594, (1937)

L. F. Moody.- FRICTION COEFICIENTES FOR PIPE FLOW, Journal of Heat Transfer, Vol.66, pp. 671-684, (1944)

A. Y. Gunter & W. A. Shaw.- A GENERAL CORRELATION OF FRICTION COEFICIENTES FOR VARIOUS TYPES OF SURFACES IN CROSSFLOW, Trans. ASME, Vol.67, pp. 643-660, (1945)

D. Q. Kern.- PROCESS HEAT TRANSFER, McGraw-Hill, New York, (1950)

H. Ito.- FRICTION COEFICIENTES FOR TURBULENT FLOW IN CURVED PIPES, Journal of Basic Engineering, Vol. 81, pp.123-126, (1959)

D.E. Briggs & E. H. Young.- CONVECTION HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP OF AIR FLOWING ACROSS TRIANGULAR PITCH BANKS OF FINED TUBES, AIChE, Nº.41, Vol.59, pp.1-10 (1963)

R. N. Wimpress.- HYDROCARBON PROCESSING AND PETROLEUM REFINER, AIChE, Nº.10, Vol.42, pp.115-126, (1963)

S. Patankar.- NUMERICAL HEAT TRANSFER AND FLUID FLOW, Hemisphere, Washington D.C., (1980)

L.C. Burmeister.- CONVECTIVE HEAT TRANSFER, Wiley, New York, (1983)

D. A. Anderson, J. C. Tannehill & R. H. Pletcher.- COMPUTATIONAL FLUID MECHANICS AND HEAT TRANSFER, Hemisphere, Washington D.C., (1984)

W. Rohsenow, J. Hartnett & E. Ganic.- HANDBOOK OF HEAT TRANSFER FUNDAMENTALS, McGraw-Hill, New York, (1985)

I. D. Idelchik.- HANDBOOK OF HYDRAULIC RESISTANCE, Hemisphere, Washington D.C., (1986)

B & W.- STEAM: ITS GENERATION AND USE, 40thEdition, Chapter 3, The Babcock & Wilcox Company, Barberton, Ohio, USA, (1992)