

# Flujo en conductos cerrados

# Objetivos

- Comprender los flujos laminar y turbulento en cañerías y su análisis para flujos totalmente desarrollados.
- Calcular las pérdidas primarias y secundarias asociadas con el flujo por tuberías sometidas a presión interna.
- Determinar la potencia de bombeo necesaria para la circulación.

# Bibliografía consultada

## ■ A) LIBROS DE TEXTO:

..Mecánica de los fluidos-V. Streeter- E Benjamin Wyllie- Mc Graw Hill- Bogotá 1999

.. Mecánica de los fluidos- J. Franzini- E Finnemore- Mc Graw Hill- Madrid 1999.

# Bibliografía consultada

## ■ B) LIBROS ESPECIALIZADOS:

-Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y cañerías. Preparado por la División de Ingeniería de CRANE.- Mc Graw Hill.

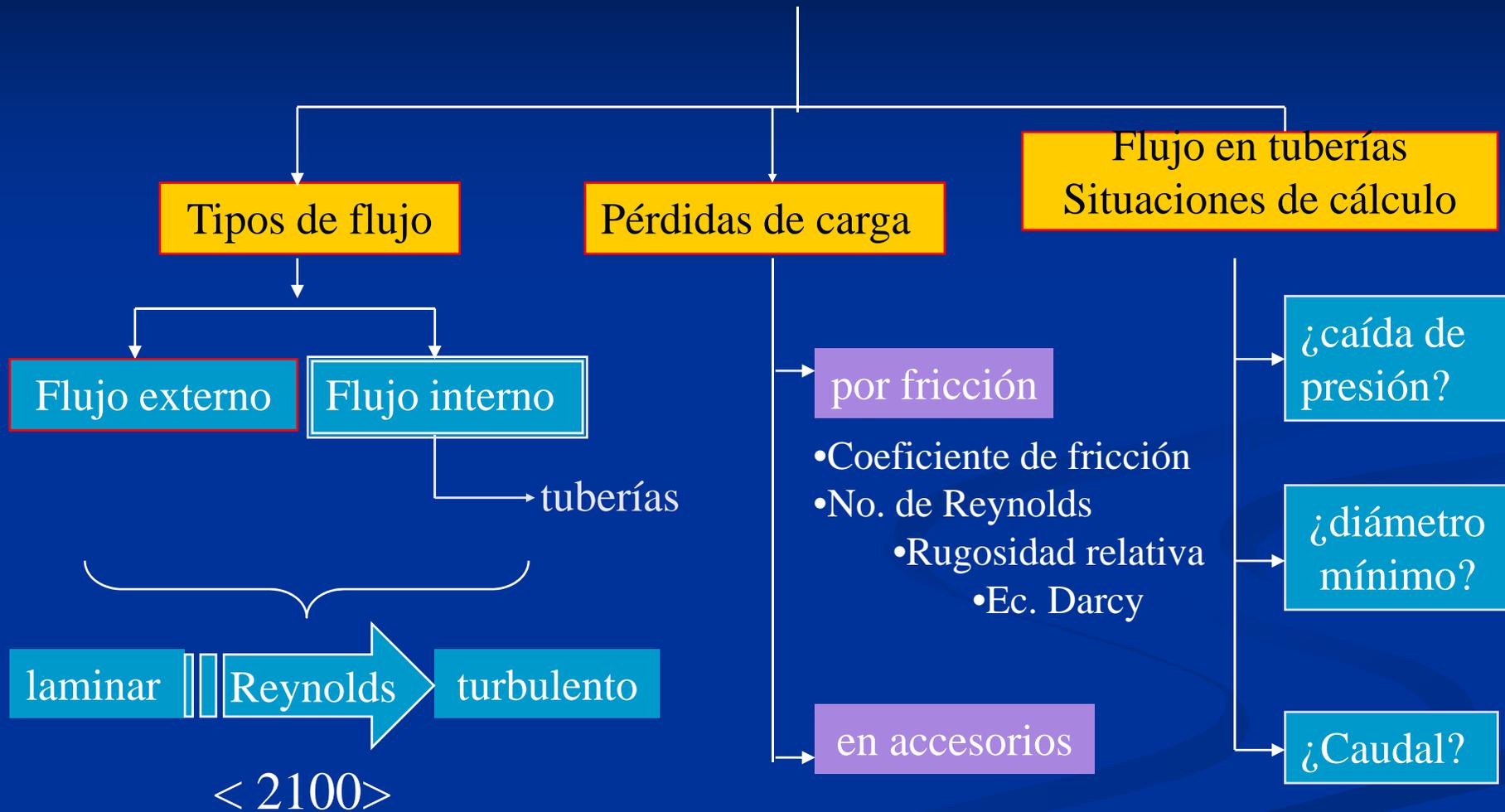
-Transporte de fluidos por cañerías.- Fritz Hermins.4

# Bibliografía consultada

## ■ C) DOCUMENTOS DE INTERES DISPONIBLES EN LA WEB.

- Revista académica de Ingeniería – Universidad Autónoma de Yucatán – [cecar@tuncu-uady.mx](mailto:cecar@tuncu-uady.mx)
- Determinación del diámetro en sistemas de tuberías, utilizando MATHCAD- Autores Jorge García Sosa – Armando Morales Burgos.

# FLUIDOS EN TUBERIAS



## *Historia de la Ecuación de Darcy-Weisbach ...*

### **NOMBRES DE LA ECUACION DE PERDIDA DE CARGA**

**La ecuación de D-W ha tenido diversos nombres y nomenclatura:**

#### **Ec. de Weisbach**

- **Ec. de Darcy**
- **Ec. de Chezy**
- **Ec. de Fanning (aun usada en la ing. química)**
- **Ec. de Flujo en Tuberías**
- **Sin nombre**
- **Ec. de **Darcy-Weisbach**, es el nombre que fuere popularizado por Hunter Rouse y adoptado por ASCE en 1962.**

# A DESARROLLAR

## PÉRDIDAS DE ENERGÍA $h_L$

*Las pérdidas totales de energía  $h_L$  es dada por*

$$h_L = \sum \text{perdidas por accesorios} + \sum \text{perdidas por fricción en tuberías}$$

*Las pérdidas por fricción = se dan por el contacto del fluido con las paredes de las tuberías y conductos que por lo general son rugosos*

*Las pérdidas de energía por accesorios = se dan por cambios de dirección y velocidad del fluido en válvulas te, codos, aberturas graduales y súbitas entre otros*

# I--PERDIDAS POR FRICCIÓN EN CAÑERÁS

## ■ Perdida de cargas en conductos de sección transversal constante.

La siguiente explicación es aplicable tanto al flujo laminar como al flujo turbulento y a cualquier forma de sección transversal.

- 1) Se considera el flujo estacionario (permanente) en un conducto de sección uniforme  $A$ , no necesariamente circular, las presiones en las secciones 1 y 2 son  $P_1$  y  $P_2$  respectivamente.
- 2) La distancia entre ambas secciones es  $L$
- 3) Para que exista equilibrio en un flujo estacionario la suma de las fuerzas que actúan sobre cualquier unidad de fluido debe ser nula.

Es decir

$$\sum F = m \times a = 0$$

en la dirección del flujo.

# DESARROLLO

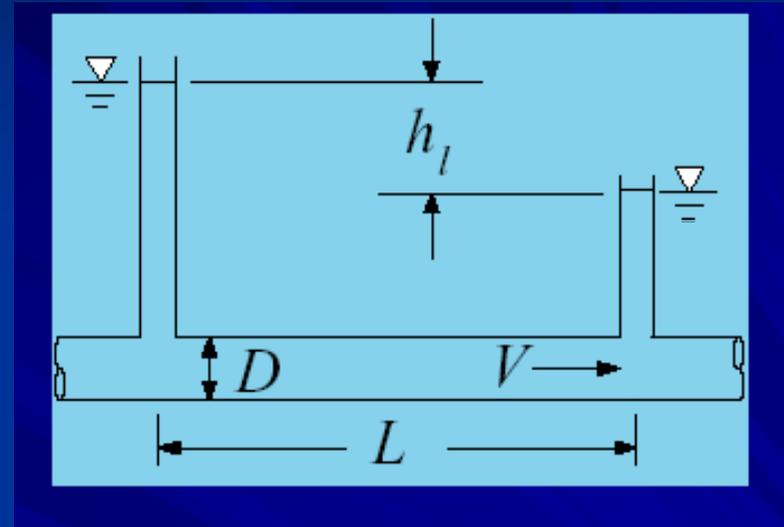
Para una cañería circular de acuerdo al esquema vemos:

$$P1 \times A - P2 \times A - \tau \times \pi \times D \times L = 0$$

quedando

$$(P1 - P2) = 4 \times \tau \times L \frac{1}{D}$$

Sabemos que:  $\tau = C_s \times \frac{\rho \times V^2}{2}$



Siendo  $C_s$ : el coeficiente de superficie; y si se toma :  $4 \times C_s = f$  (coeficiente de fricción)

Se llega a:  $(P1 - P2) = f \times L \frac{1}{D} \times \frac{\rho \times V^2}{2}$

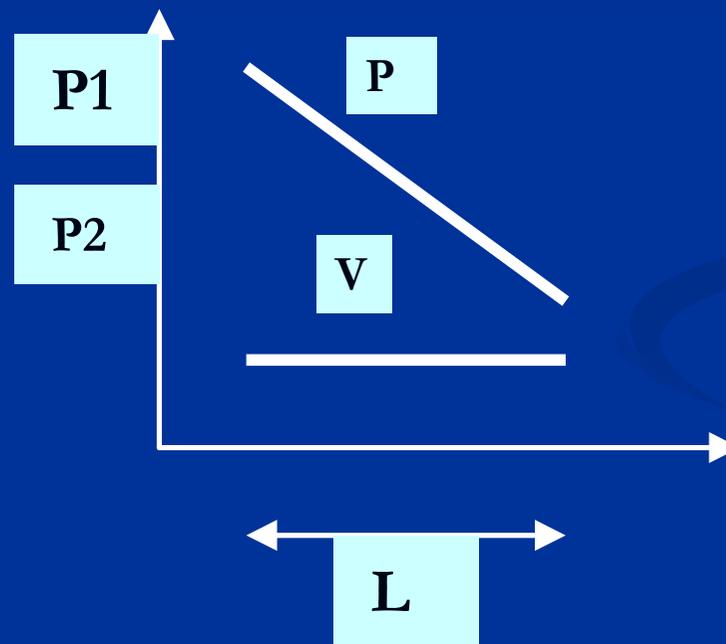
Y reemplazando se obtiene:

$$\frac{(P1 - P2)}{\gamma} = h_f = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2 \times g}$$

Que es la expresión de DARCY-WEISBACH

# COMENTARIOS

- La figura muestra el curso de la velocidad y la presión a lo largo de la tubería.
- La velocidad para el caso de igual sección se mantiene constante y la caída de presión es lineal



# DESARROLLO

## ■ NUMERO DE REYNOLDS

Reynolds estimaba que solo tres factores tenían influencia en la naturaleza del flujo:

$\mu$ ,  $D$  y  $\rho$ .

La forma de combinarlos para obtener las mismas dimensiones que la velocidad crítica cuya expresión es:

$$\frac{\mu}{\rho \times D}$$

Siendo:

$$\mu = \frac{F \times T}{L^2} \quad \rho = \left[ \frac{F \times T^2}{L^4} \right] \quad D = [L]$$

Queda:

$$\frac{\mu}{\rho \times D} \times \left[ \frac{F \times T}{L^2} \times \frac{L^4}{F \times T^2} \times \frac{1}{L} \right] = \frac{\mu}{\rho \times D} \left[ \frac{L}{T} \right]$$

dividiendo con

$$\frac{V_c}{\frac{\mu}{\rho \times D}} = Re$$

Encontró que los valores obtenidos para flujo laminar eran  $\leq 2000$ , mientras que valores mayores señalaban flujo turbulento de modo que:

$$V_c \times \frac{\rho \times D}{\mu} = Re$$

que es el Número de Reynolds dando como conclusión:

Valores  $\leq 2000$  se considera flujo laminar

Valores  $\geq 4000$  se considera flujo turbulento

# DESARROLLO

## ■ Obtención del N° de Reynolds por análisis dimensional

La expresión:

$$N^{\circ} \text{Re} = \frac{F_i}{F_v} = \frac{m \times a}{\tau \times A} = \frac{\rho \times L^3 \times \frac{L}{T^2}}{\mu \times \frac{V}{L} \times L^2}$$
$$\text{Re} = \frac{\rho \times L \times V}{\mu}$$

Indica que si el flujo es laminar ( $\text{Re} \leq 2000$ ) el factor de fricción puede determinarse igualando la ecuación de Darcy con la ecuación de Hagen-Poiseville:

$$hf = 32 \times \frac{\mu}{\delta} \times \frac{L}{D} \times V = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2 \times g}$$

*quedando*

$$f = 64 \times \left( \frac{\mu}{D \times \rho \times V} \right) = \frac{64}{\text{Re}}$$

Cuando el flujo es turbulento ( $\text{Re} > 4000$ ) el factor de fricción no solo depende de Re sino también de la rugosidad relativa de las paredes de las cañerías.

Para tuberías muy lisas como vidrio, P.V.C., cobre, el factor de fricción disminuye más rápidamente con el aumento del Re que en cañerías con mayores rugosidades.

# DESARROLLO

## ■ OBSERVACIONES

Como el tipo de la superficie interna de la cañería comercial, es prácticamente independiente del diámetro. La rugosidad de las paredes, tiene mayor efecto en el factor de fricción para diámetros pequeños-

En consecuencia las tuberías de pequeño diámetro se acercan a la condición de gran rugosidad y en general tienen mayores factores de fricción que para mayores diámetros, siempre que se trate del mismo material.

# DESARROLLO

- Continuando con el razonamiento previo a la determinación de N° de Reynolds vemos que en la ecuación de Hagen-Poiseville:

$$hf = 32 \times \frac{\mu}{\delta} \times \frac{L}{D^2} \times V = 32 \times \frac{\nu}{g} \times \frac{L}{D^2} \times \frac{V}{D}$$

$$hf = f(\nu)$$

La característica más importante de esta ecuación es que no presenta ningún coeficiente empírico, ni tampoco factores experimentales de ningún tipo, salvo las propiedades físicas del fluido como la viscosidad, la densidad (peso específico). Se deduce que la fricción es independiente de la rugosidad de la pared en el flujo laminar.

La validez de esta ecuación se ha determinado experimentalmente.

La pérdida de carga en la fórmula de DARCY-WEISBACH, es función de la  $V^2$ .

$$hp = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2 \times g}$$

Se aclara que el coeficiente de fricción es adimensional resultando función de N° Re y de la rugosidad relativa.

# DESARROLLO

## ■ Flujo turbulento

En la concepción moderna del flujo turbulento se supone un mecanismo similar al que se acaba de describir para el flujo laminar.

El esfuerzo cortante turbulento se expresa en general =  $\eta * dv/dy$

Donde  $\eta$  viscosidad de turbulencia, no es una constante para un fluido dado a una temperatura dada, sino que depende de la turbulencia del flujo. Se puede interpretar como un coeficiente de transferencia de cantidad de movimiento. Puede variar entre cero y varios miles de veces el valor de  $\mu$ .

En general el esfuerzo cortante total en el flujo turbulento es la suma del cortante laminar más el cortante turbulento. Como se expresa:

$$\tau = \left[ \mu \times \frac{dv}{dy} + \eta \times \frac{dv}{dy} \right]$$

En el flujo turbulento el segundo término de la ecuación suele ser bastante mayor que el primero.

# DESARROLLO

- Como es obvio que no pueden haber valores de velocidad de una pared lisa (caso límite) pues el flujo turbulento no puede existir allí. Entonces cerca de una pared lisa el esfuerzo cortante se debe solo al flujo laminar:

$$\tau = \mu \times \frac{dv}{dy}$$

A una distancia de la pared como 0.25 el valor  $dV/dy$ , se vuelve pequeño en el flujo turbulento por lo que el esfuerzo de corte viscoso llega a ser despreciable en comparación con el cortante turbulento.

Subcapa viscosa en flujo turbulento:

$$\delta_1 = \frac{14.14 \times \nu}{V \times \sqrt{f}} = \frac{14.14 \times D}{\text{Re} \times \sqrt{f}}$$

Por ello vemos que cuanto mayor sea la  $V$  o cuanto más baja sea la  $\nu$  tanto más delgada será la subcapa viscosa. Por lo tanto para un diámetro constante de cañería dado, el espesor de la subcapa viscosa disminuye al aumentar el  $N^\circ$  Re.

- A partir de ahora se puede explicar lo que significa una pared lisa y una pared rugosa. Si las irregularidades sobre cualquier superficie son tales que el tamaño de ellas no sobrepasan el espesor de la capa viscosa, la superficie debe ser considerada como hidráulicamente lisa.

# DESARROLLO

- Si el tamaño de las rugosidades superan el espesor de la subcapa, se desintegra la capa laminar y la superficie deja de ser hidráulicamente lisa. Si la rugosidad es tan elevada como para sobrepasar la capa viscosa, esta se desintegra por completo. El flujo resultante es completamente turbulento, denominándosele completamente rugoso y la fricción es independiente del N° de Reynold.

Debido a que el espesor de la subcapa viscosa en una tubería dada, disminuye cuando se incrementa el N° Re, vemos que la misma cañería puede ser hidráulicamente lisa con un Re pequeño y rugosa cuando su valor es alto.

# APLICACIÓN DE DARCY PARA FLUJO COMPRESIBLE

- En la conducción de fluidos compresibles ( gases) estos se expanden con disminución de la presión a lo largo de la tubería. Se habla entonces de una conducción expansiva-

- De la ecuación de continuidad:

$$V \times \rho \times A = Cte$$

- Dado que los cálculos de tuberías se realizan para sección constante:

$$V \times \rho = Cte$$

$$V1 \times \rho1 = V2 \times \rho2$$

$$V2 = V1 \times \frac{\rho1}{\rho2}$$

- La velocidad V2 en el punto 2 aguas abajo varía y es mayor a V1 incrementando la pérdida.
- En la expansión de gases en movimiento se sustrae energía del medio. Sin embargo, dado que en la práctica se ejecuta lentamente el proceso correspondiente a las variaciones de velocidad y pérdida de presión, el aporte de calor hacia la tubería es lo suficientemente alto como para impedir que descienda la temperatura.

# APLICACIÓN DE DARCY PARA FLUJO COMPRESIBLE

- La transformación puede ser considerada isotérmica o sea:

$$\frac{P}{\rho} = RT = Cte$$

- Como:  $\rho = \rho_1 \times \frac{P}{P_1}$  y:  $V = \frac{V_1 \times \rho_1}{\rho_2}$

- Por Darcy:  $dP = f \times \frac{V^2 \times \rho}{2 \times d} \times dL$

- Reemplazando e integrando resulta:

$$\int_1^2 P \times dP = \frac{f}{2 \times D} \times \rho_1 \times P_1 \times V_1^2 \int_1^2 dL$$

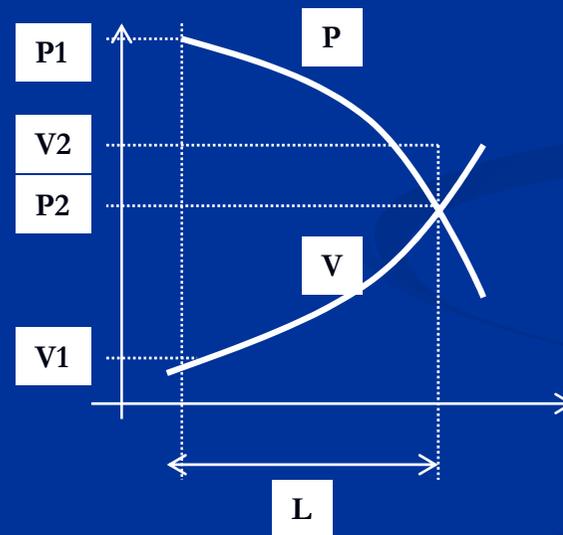
- Que resulta:

$$P_1^2 - P_2^2 = f \times \frac{V_1^2 \times \rho_1 \times P_1}{2 \times D} \times L$$

EXPRESION DE DARCY PARA FLUIDO COMPRESIBLE

# APLICACIÓN DE DARCY PARA FLUJO COMPRESIBLE

- La representación gráfica de la presión a lo largo de la tubería muestra que su valor no disminuye en línea recta sino en forma parabólica. Y que la velocidad aumenta también de modo paulatino dejando de ser constante.



# APLICACIÓN DE DARCY PARA FLUJO COMPRESIBLE

- En la conducción de gases a alta presión que no sigue la ley de gases ideales, se debe tener en cuenta el factor de compresibilidad

$$P1^2 - P2^2 = f \times Z \times \frac{V1^2 \times \rho1 \times P1}{D} \times L$$

- Este factor Z se calcula con la presión media

$$Pm = \frac{2}{3} \times \frac{P1^2 - P2^2}{P1^3 - P2^3}$$

- El error que se comete al utilizar la ec. de Darcy para fluidos compresibles resulta aproximadamente:

$$e = 0.5 \times \frac{P1 - P2}{P1} \times 100$$

- Por lo tanto el error es tanto mayor cuanto más alto sea el valor de la caída de presión entre los puntos 1 y 2 respecto de la presión en la tubería en el punto 1.
- Por ejemplo: Si  $(P1 - P2) / P1 \times 100 = 10 \%$ , el error es del 5% aproximadamente.

# Principales relaciones de $f$ con otras ecuaciones

A- Relación de  $f$  con la Ec. De Chezy:  $C = \sqrt{\frac{8g}{f}}$

B- Relación de  $f$  con la Velocidad de Corte:  $V_* = \sqrt{\frac{f}{8}} V$

C- Relación de  $f$  con las ecuaciones del F.U. (Ecs. Científicas)

1- Flujo Laminar (Ec. de Hagen-Poiseuille):  $f = \frac{64}{Re}$

2- Flujo Turbulento:

a- P.H. Lisa (1° Ec. de Karman Prandtl):  $\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right)$

b- P.H. Transición (Ec. de Colebrook White):  $\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} + \frac{k}{3.71D} \right)$

c- P.H. Rugosa (2° Ec. de Colebrook White):  $\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \left( \frac{3.71D}{k} \right)$

# Coeficiente de fricción

$$f = f(\text{Re}, \varepsilon)$$

No. de Reynolds

$$\text{Re} = \frac{\rho VD}{\mu}$$

Rugosidad relativa

$$\varepsilon = \frac{e}{D}$$

Flujo laminar

$$f = \frac{64}{\text{Re}}$$

Flujo turbulento  
Ecuación de Colebrook

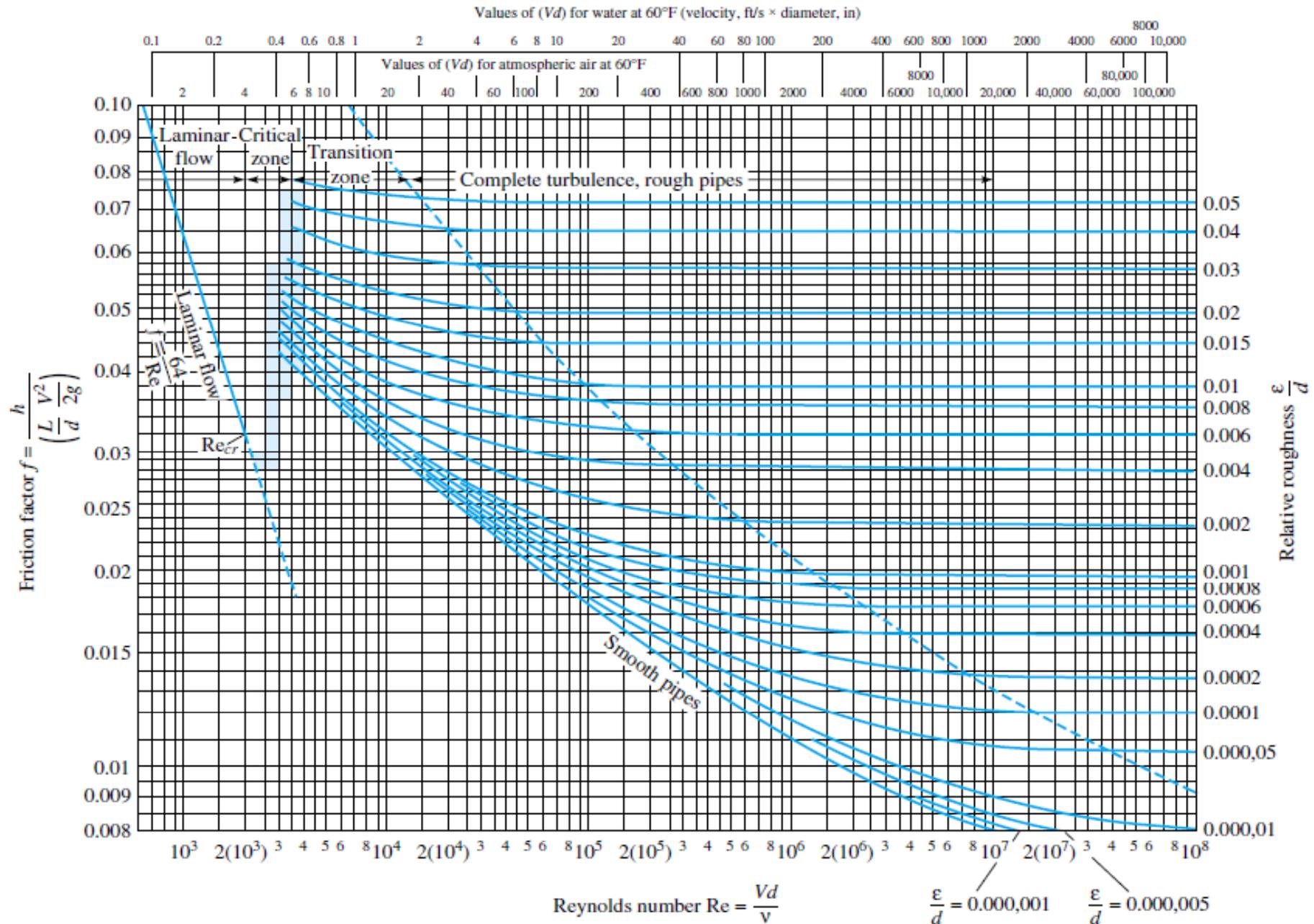
Moody

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{1}{3.7 \varepsilon} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right)$$

# Coeficientes de fricción (f) de la Ec. de Darcy Weisbach

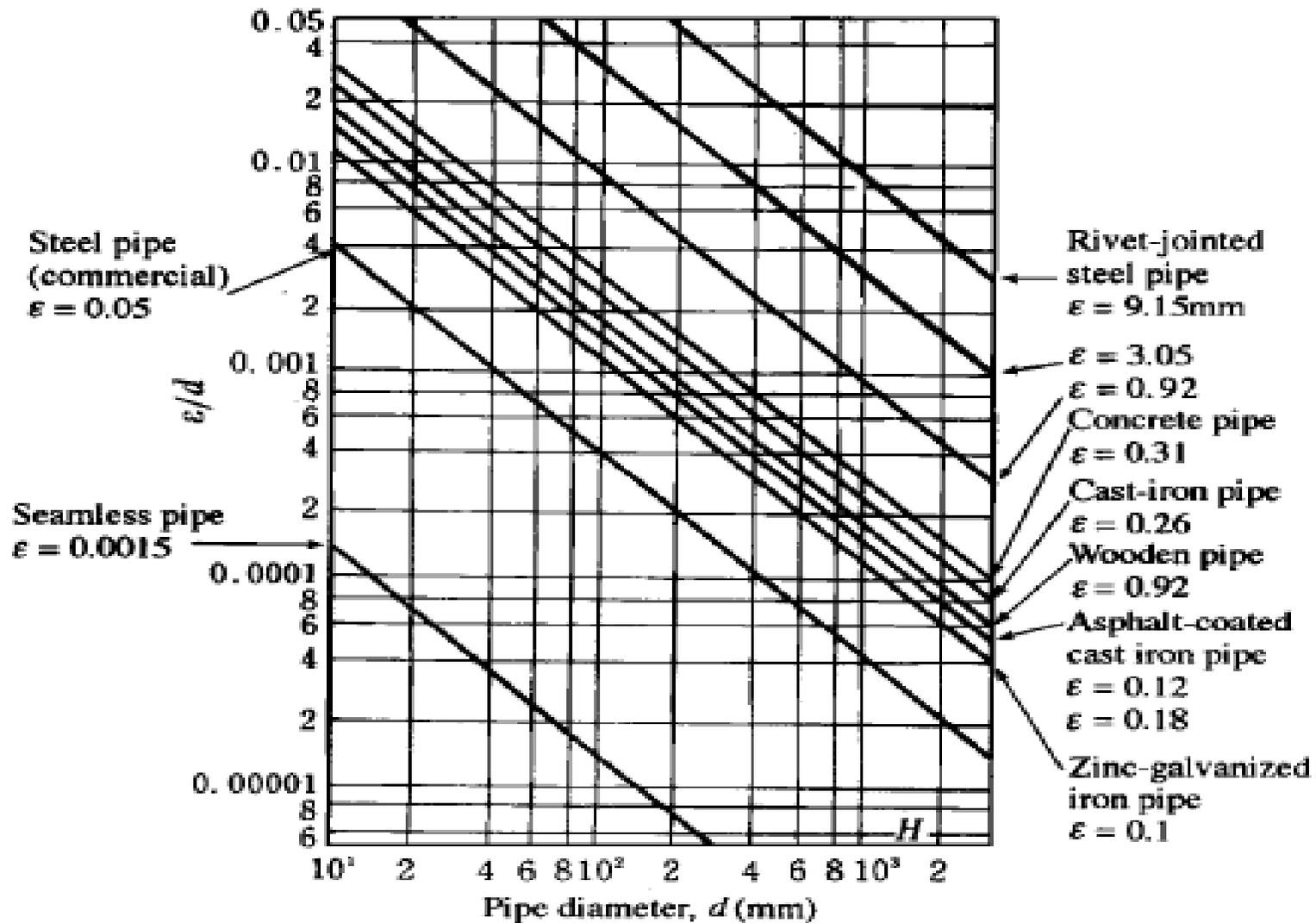
Tipo de Flujo		Ecuaciones Científicas	Ecuaciones Empíricas
<i>Laminar</i>		<u>Ec. Hagen Poiseuille</u> $f = \frac{64}{Re}$	
<i>Turbulento</i>	<u>Pared Hid. Lisa</u> $\frac{vk}{v} \leq 5$	<u>1ª Ec. de Karman-Prandtl</u> $\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right)$	<u>Blassius</u> $f = 0,316 Re^{-0,25} \quad 3000 < Re < 100000$
	<u>Pared Hid. En Transición</u> $5 \leq \frac{vk}{v} \leq 70$	<u>Ec. de Colebrook-White</u> $\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} + \frac{k}{(13.71D)} \right)$	<u>Nikuradse</u> $f = 0,0032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}} \quad 10^5 < Re < 10^7$
	<u>Pared Hid. Rugosa</u> $\frac{vk}{v} \geq 70$	<u>2ª Ec. de Karman-Prandtl</u> $\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \left( \frac{3.71D}{k} \right)$	<u>Konakov</u> $f = \frac{1}{(1,81 \log Re - 1,5)^2} \quad Re > 2300$
			<u>Swamee-Jain (1982)</u> $f = \frac{1,325}{\left[ \ln \left( \frac{k}{3,7D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} \quad 5000 < Re < 10^8$ $10^{-6} < \frac{k}{D} < 10^{-2}$
			<u>Swamee (1993): Flujo laminar y turbulento y la transición entre ambos</u> $f = \left\{ \left( \frac{60}{Re} \right)^8 + 9,5 \left[ \ln \left( \frac{5,74}{Re^{0,9}} + \frac{k}{3,7D} \right) - \left( \frac{2500}{Re} \right)^6 \right]^{16} \right\}^{0,125}$
Número de <u>Schlichting</u> : $\frac{vk}{v}$		Frontera P.H. Rugosa: $Re_c = \frac{200D}{k\sqrt{f}}$	

# DIAGRAMA DE MOODY



(Frank M. White)

# DIAGRAMA AUXILIAR DE MOODY



7.6 Roughness of commercial pipe

# DESARROLLO

## ■ Calculo del coeficiente de rozamiento f

### A) Régimen laminar

$$hf = 32 \times \frac{\mu}{\delta} \times \frac{L}{D^2} \times V = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2 \times g}$$
$$f = \frac{64}{Re}$$

### B) Régimen turbulento y cañería lisa

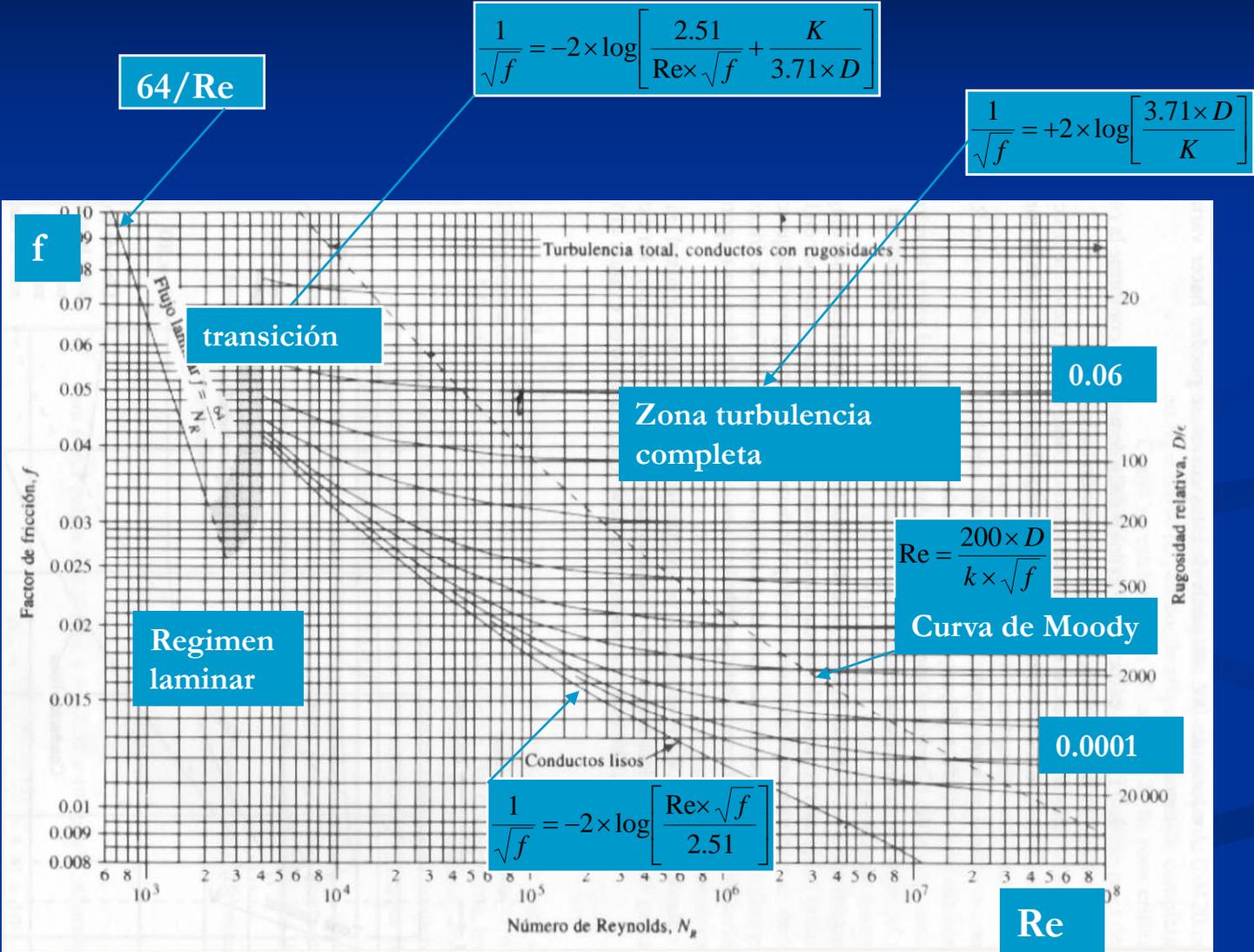
Se aplica la ecuación de Prandtl y Karman

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \times \log\left(\frac{Re \times \sqrt{f}}{2.51}\right)$$

## APLICACIÓN

Re	f	Re	f
2.300	0.0473	100.000	0.018
4.000	0.04	1.000.000	0.0157
1.0000	0.0309	10.000.000	0.0081

# DESARROLLO



# DESARROLLO

- Zona de transición

$$f = \varphi\left(\text{Re}, \frac{K}{D}\right)$$

La expresión de Colebrook – White 
$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \times \log \left[ \frac{2.51}{\text{Re} \times \sqrt{f}} + \frac{K}{3.71 \times D} \right]$$

Haland: trabajó con las ecuaciones de Von Karman – Prandtl y Colebrook – White y propuso la siguiente expresión:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \times \log \left[ \left[ \frac{(K/D)}{3.7} \right]^{1.11} + \frac{6.9}{\text{Re}} \right]$$

que tiene la gran ventaja de ser explícita en  $f$ . Presenta el mismo comportamiento asintótico y difiere de la expresión de Colebrook – White en menos de 1.5% para  $\text{Re}$  comprendidos entre  $4000 < \text{Re} < 10^8$ .

Con  $\text{N}^\circ \text{Re}$  altos,  $\delta_1$  se hace mucho más pequeña y las rugosidades atraviesan la capa viscosa. La cañería se comporta como totalmente rugosa es decir, su coeficiente de fricción es independiente de  $\text{N}^\circ \text{Re}$ . La expresión de Von Karman para zona totalmente rugosa es:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \times \log \left[ \frac{3.71 \times D}{K} \right]$$

# II-- PERDIDAS POR FRICCION EN ACCESORIOS

Coficiente K

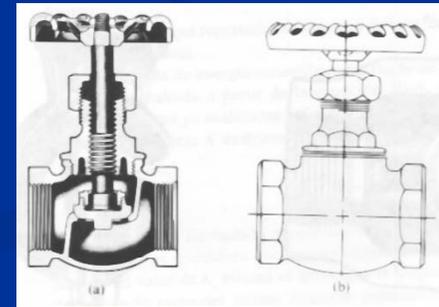
Longitud Equivalente

$$h_a = k \frac{V^2}{2 \times g}$$

$$h_a = \left( f \frac{L_e}{D} \right) \frac{V^2}{2 \times g}$$

Equivalencia entre  
ambos métodos

$$k = \left( f \frac{L_e}{D} \right)$$



# Pérdidas por accesorios $h_l$

$$h_l = \frac{kv^2}{2g}$$

***Donde***

***$h_l$  = perdida menores***

***$k$  = coeficiente de resistencia***

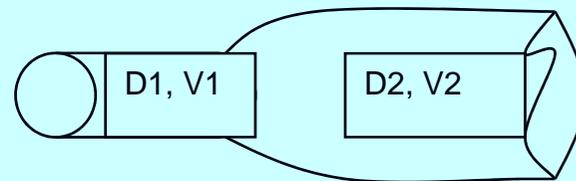
***$v$  = velocidad promedio***

***$k$  = El coeficiente de resistencia es medido experimentalmente y depende del tipo de accesorio y de la velocidad promedio***

## CALCULO DE LAS PÉRDIDAS MENORES:

ver grafico 10-2 del libro Robert Mott.

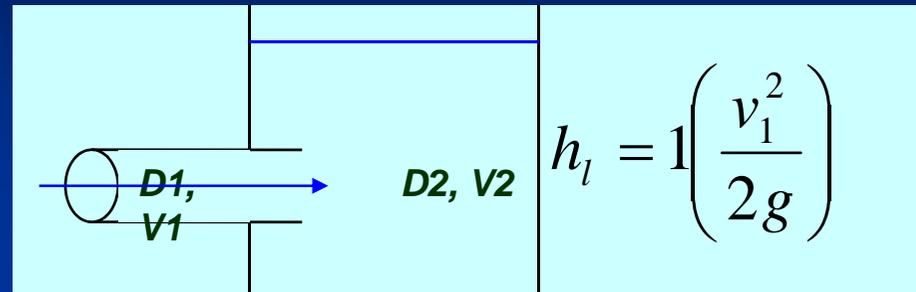
D2/D1 vs K para calcular K.



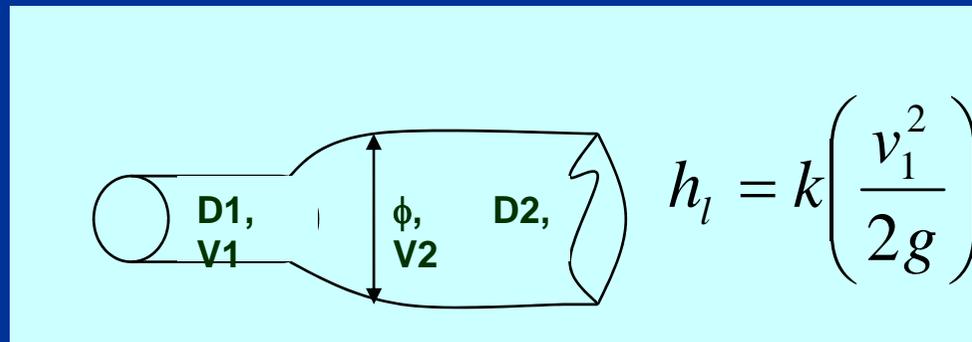
$$k = \left[ 1 - \left( \frac{A_1}{A_2} \right) \right]^2 = \left[ 1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]^2$$

# Pérdidas menores

## Pérdida de entrada a un tanque



## Dilatación Gradual

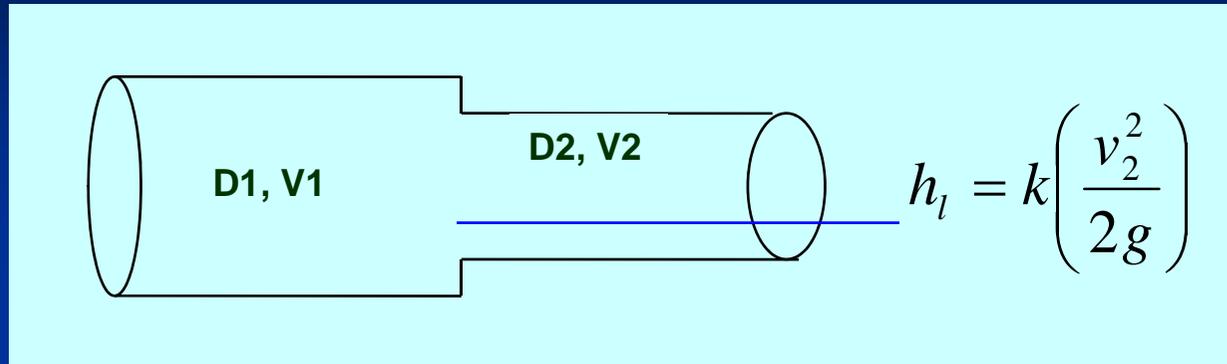


Ver grafico 10-5  $D_2/D_1$  vs  $K$  y  $\phi$

Perdidas mínimas para  $\phi < 7$ , cuando  $\phi >$  la pérdida aumenta, ver tabla 10-2

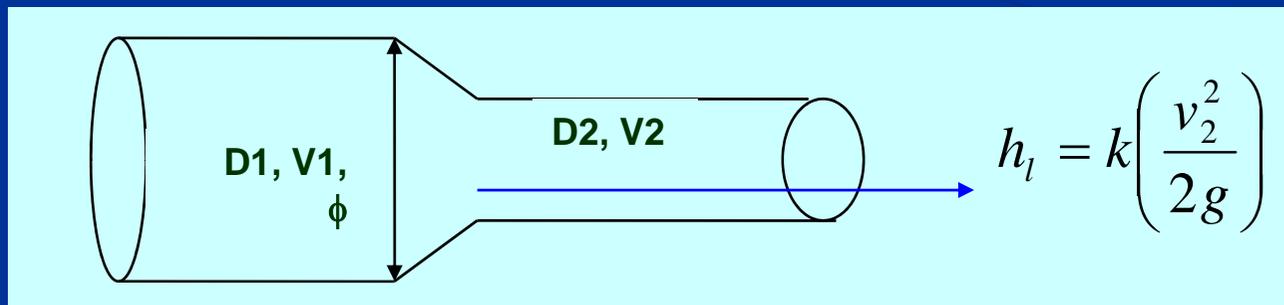
# Pérdidas menores

## Concentración súbita



ver figura 10-7 y tabla 10-3

## Concentración gradual



# Pérdidas menores en curvaturas de tuberías

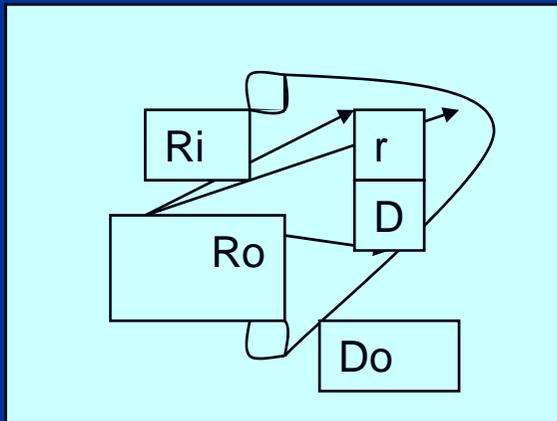
## Codos de tuberías

La resistencia al flujo en un codo es función del radio ( $r$ ) de la curvatura del codo y del diámetro interno  $D$ .

Donde:

$r$  = es la distancia al centro de la curvatura

$R_o$  = es el diámetro externo del conducto o tubo



$$\begin{aligned}r &= R_i + D_o/2 \\ r &= R_o - D_o/2 \\ r &= (R_o + R_i)/2\end{aligned}$$

Ver grafico 10-23 se puede calcular  $h_l = f(k, l_e/g)$

## OTRAS PÉRDIDAS MENORES A LA SALIDA Y ENTRADA DE UNA TUBERIA EN UN TANQUE

**Perdida hacia dentro**  $k = 1$   
**Perdida cuadrada**  $k = 0,5$   
**Perdida achatada**  $k = 0,25$   
**Perdidas redonda**

$r/D^2$	0	0,02	0,04	0,10	>0,15
$k$	0,50	0,28	0,24	0,09	0,04

**El coeficiente de resistencia para válvulas es calculado de la siguiente manera:**

$$h_l = k \left( \frac{v_1^2}{2g} \right)$$

$$k = (le/D) fr$$

**Donde**

$le/D =$  Longitud equivalente

$fr =$  factor de fricción en el conducto en completa turbulencia

Ver tabla 10-4. del libro Robert Mott.

# Longitud Equivalente

## Accesorios y válvulas expresados en pies (m) equivalente de tubería

Accesorios y válvulas	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"
	(20 mm)	(25 mm)	(32 mm)	(40 mm)
Codo a 45°	1 (0,3)	1 (0,3)	1 (0,3)	2 (0,6)
Codo normalizado a 90°	2 (0,6)	2 (0,6)	3 (0,9)	4 (1,2)
Codo de gran radio a 90°	1 (0,3)	2 (0,6)	2 (0,6)	2 (0,6)
T o cruz (corriente que gira 90°)	4 (1,2)	5 (1,5)	6 (1,8)	8 (2,4)
Válvula de compuerta	---	---	---	---
Válvula de mariposa	---	---	---	---
Válvula de retención con clapeta oscilante*	4 (1,2)	5 (1,5)	7 (2,1)	9 (2,7)

## Accesorios y válvulas expresados en pies (m) equivalente de tubería

Accesorios y válvulas	2"	2 1/2"	3"	3 1/2"
	(50 mm)	(65 mm)	(80 mm)	(90 mm)
Codo a 45°	2 (0,6)	3 (0,9)	3 (0,9)	3 (0,9)
Codo normalizado a 90°	5 (1,5)	6 (1,8)	7 (2,1)	8 (2,4)
Codo de gran radio a 90°	3 (0,9)	4 (1,2)	5 (1,5)	5 (1,5)
T o cruz (corriente que gira 90°)	10 (3,1)	12 (3,7)	15 (4,6)	17 (5,2)
Válvula de compuerta	1 (0,3)	1 (0,3)	1 (0,3)	1 (0,3)
Válvula de mariposa	6 (1,8)	7 (2,1)	10 (3,1)	---
Válvula de retención con clapeta oscilante*	11 (3,4)	14 (4,3)	16 (4,9)	19 (5,8)

## PÉRDIDAS DE ENERGÍA POR FRICCIÓN EN CONDUCTOS NO CIRCULARES

*Reemplazar en la ecuación de Darcy*       $D=4R$

*Se obtiene entonces*

$$h_f = f \frac{L}{4R} \frac{v^2}{2g}$$

# Diámetro Equivalente o Diámetro Hidráulico Equivalente ( $D_h$ )

Se sabe: 
$$Re = \frac{VD_h}{\nu}$$

donde  $R_e$  es número de Reynolds,  $D_h$  la longitud característica o diámetro hidráulico,  $\nu$  es la viscosidad cinemática.

Para un régimen turbulento:

- **SCHILLER y NIKURADSE:** 
$$D_h = 4R_h = 4\frac{A}{P}$$

donde  $R_h$  es el Radio hidráulico,  $A$  es área de la sección transversal,  $P$  es el perímetro mojado

Para el caso de una **TUBERIA:** 
$$D_h = 4R_h = 4\left(\frac{D}{4}\right) = D \rightarrow Re = \frac{VD}{\nu}$$

Para el caso de una **SECCION NO CIRCULAR:** 
$$D_h = 4R_h \rightarrow Re = \frac{V(4R_h)}{\nu}$$

- **MALAIKA (1963)** 
$$D_h = d \rightarrow Re = \frac{V(d)}{\nu}$$

donde  $d$  es el diámetro del círculo inscrito en la sección no circular.

NUMERO DE REYNOLDS PARA SECCION CIRCULAR Y NO-CIRCULAR:

$$R_e = \frac{VD_h}{\nu}$$

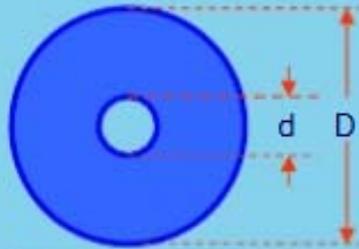
**DIAMETRO HIDRAULICO EQUIVALENTE ( $D_h$ )**

SCHILLER-NIKURADSE

MALAIKA

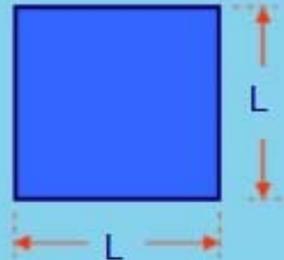
$D_h = 4R_h = 4$  RADIO HIDRAULICO

$D_h = d =$  DIAMETRO INSCRITO



$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$$

$$P = \pi(D + d)$$



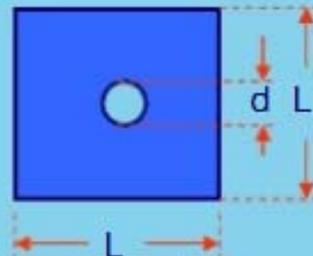
$$A = L^2$$

$$P = 4L$$



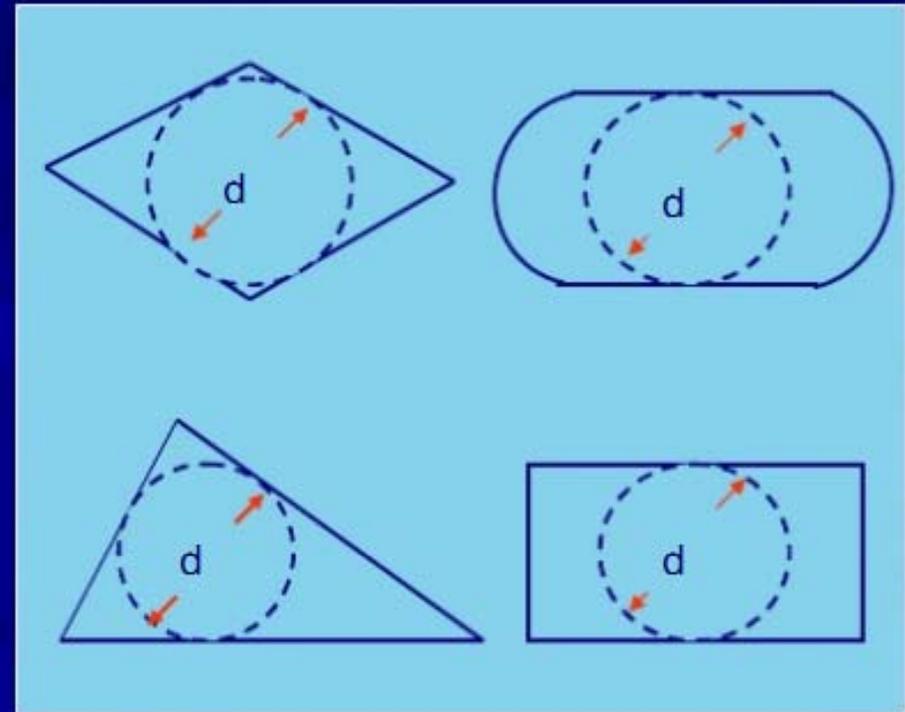
$$A = LH$$

$$P = 2L + 2H$$

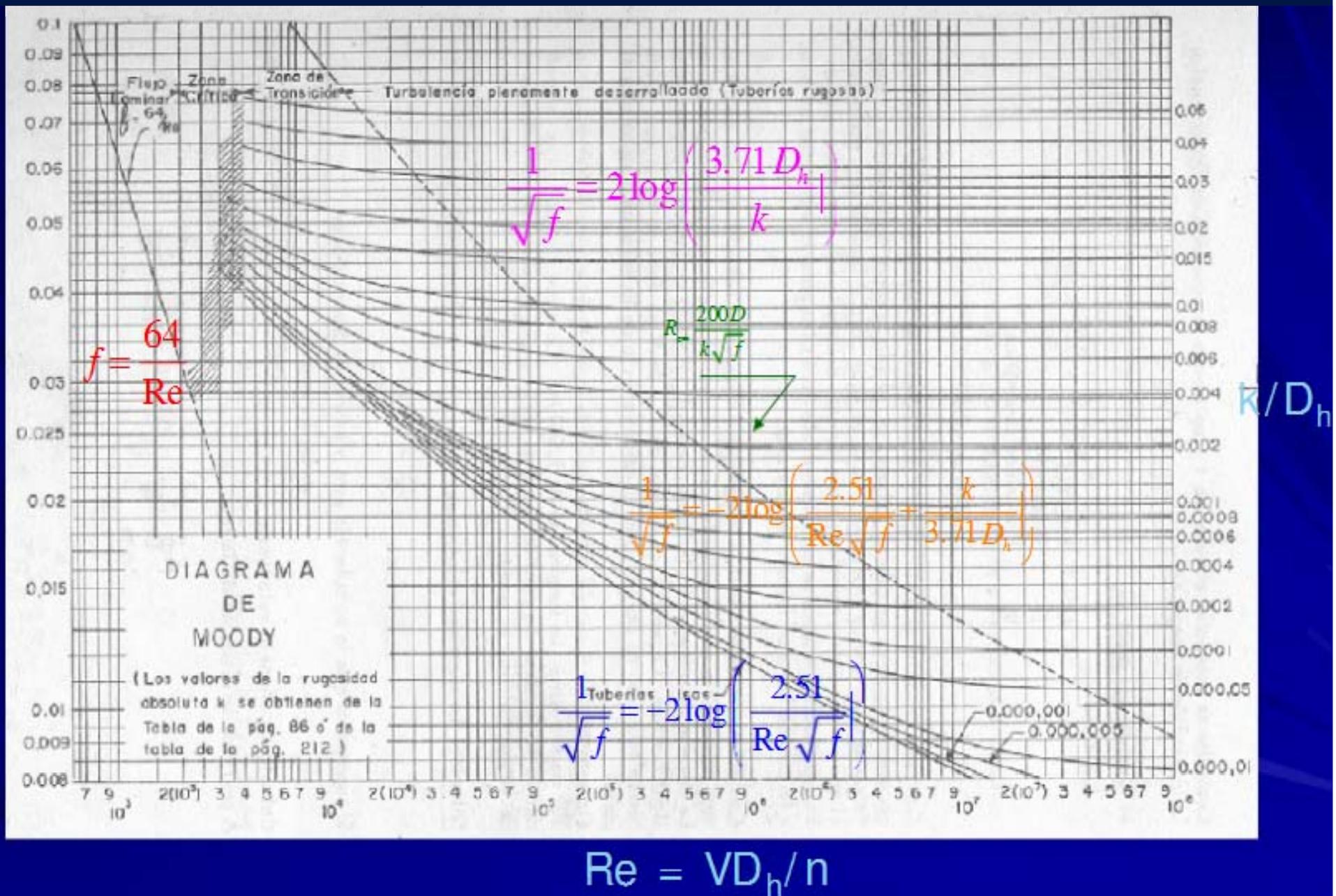


$$A = L^2 - \frac{\pi}{4}d^2$$

$$P = 4L + \pi d$$

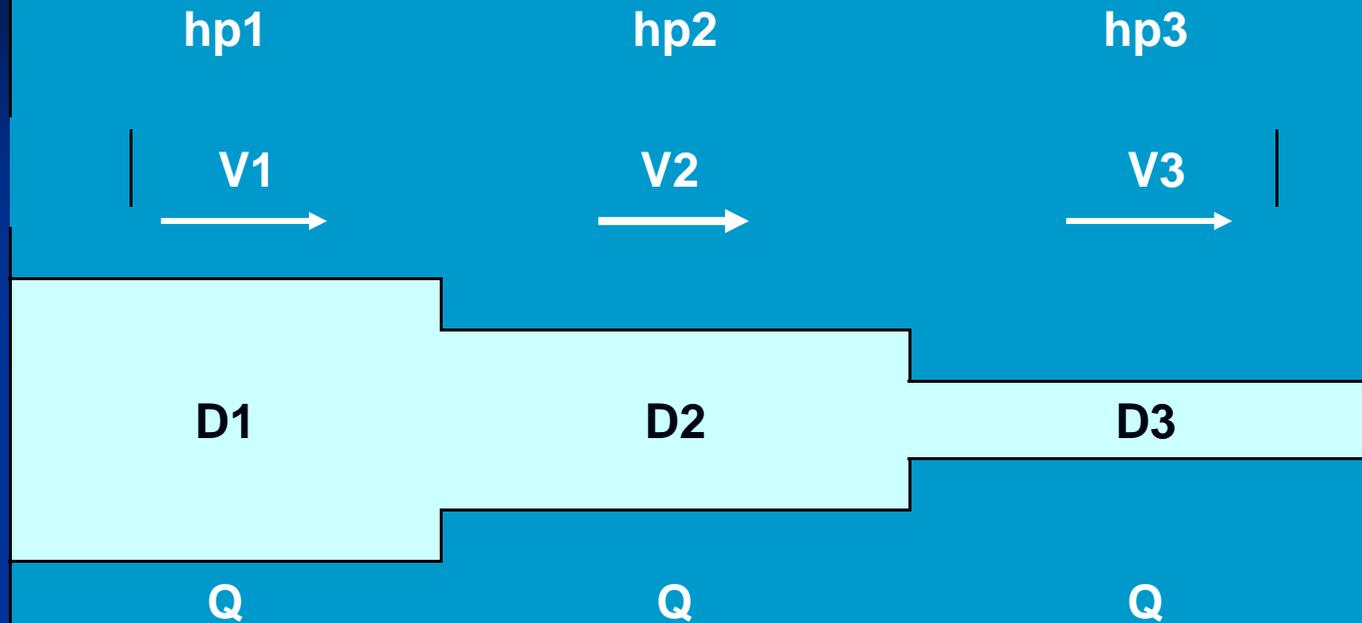


# Abaco de Moody y la ecuaciones científicas para secciones no-circulares



## FLUJO EN TUBERIAS EN SERIE

Para tuberías en serie se cumple:



$$1) \quad Q = Q1 = Q2 = Q3 = \dots = Qn$$

El caudal es el mismo en las n secciones.

$$2) \quad hp = hp1 + hp2 + hp3 + \dots + hpn$$

Las pérdidas totales son la suma de las pérdidas en cada sección.

# SISTEMAS SENCILLOS DE TUBERIAS

## ■ TUBERIAS EN SERIE

Cuando una conducción está compuesta por varias cañerías de distintos diámetros se dice que estas se encuentran en serie. La figura ilustra un sistema de conducción con 3 diámetros de tuberías ( D1, D2, D3) con coeficientes de fricción ( f1, f2, f3 ). Se nos pide determinar el caudal ( Q ) cuando la diferencia entre el nivel de los depósitos es H.

Se verifica que:

$$H = h_1 + h_2 + h_3$$

$$H = f_1 \times \frac{L_1}{D_1} \times \frac{V_1^2}{2 \times g} + f_2 \times \frac{L_2}{D_2} \times \frac{V_2^2}{2 \times g} + f_3 \times \frac{L_3}{D_3} \times \frac{V_3^2}{2 \times g}$$

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = \dots = Q_n$$



# SISTEMAS SENCILLOS DE TUBERIAS

Las velocidades serán:  $V = \frac{4 \times Q}{\pi \times D^2}$

Por lo que:  $V_1 = \frac{4 \times Q}{\pi \times D_1^2}$      $V_2 = \frac{4 \times Q}{\pi \times D_2^2}$      $V_3 = \frac{4 \times Q}{\pi \times D_3^2}$

Luego:  $H = \frac{16 \times Q^2}{2 \times g \times \pi^2} \left[ f_1 \frac{L_1}{D_1^5} + f_2 \frac{L_2}{D_2^5} + f_3 \frac{L_3}{D_3^5} \right]$  despejando:  $Q = \frac{\pi \times \sqrt{2 \times g \times H}}{4 \times \left[ f_1 \frac{L_1}{D_1^5} + f_2 \frac{L_2}{D_2^5} + f_3 \frac{L_3}{D_3^5} \right]^{1/2}}$

Conociendo H; D1, D2, D3; f1, f2, f3 , se puede calcular el caudal que circula por esa cañería en serie.

# SISTEMAS SENCILLOS DE TUBERIAS

## Sistema equivalente

Muchas veces es ventajoso sentar la hipótesis que el sistema de cañerías en serie se sustituye por una tubería única ( generalmente se adopta la de mayor longitud).

Se dice que una cañería es equivalente cuando la pérdida de carga para igual caudal es la misma en la tubería equivalente y la cañería es en serie.

$$H = h_1 + h_2 + h_3$$

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = \dots = Q_n$$

■ Si:

$$\frac{16 \times Q^2}{2 \times g \times \pi^2} \left[ f_e \frac{L_e}{D_e^5} \right] = \frac{16 \times Q^2}{2 \times g \times \pi^2} \left[ f_1 \frac{L_1}{D_1^5} + f_2 \frac{L_2}{D_2^5} + f_3 \frac{L_3}{D_3^5} \right] \text{ y: } \left[ f_e \frac{L_e}{D_e^5} \right] = \left[ f_1 \frac{L_1}{D_1^5} + f_2 \frac{L_2}{D_2^5} + f_3 \frac{L_3}{D_3^5} \right]$$

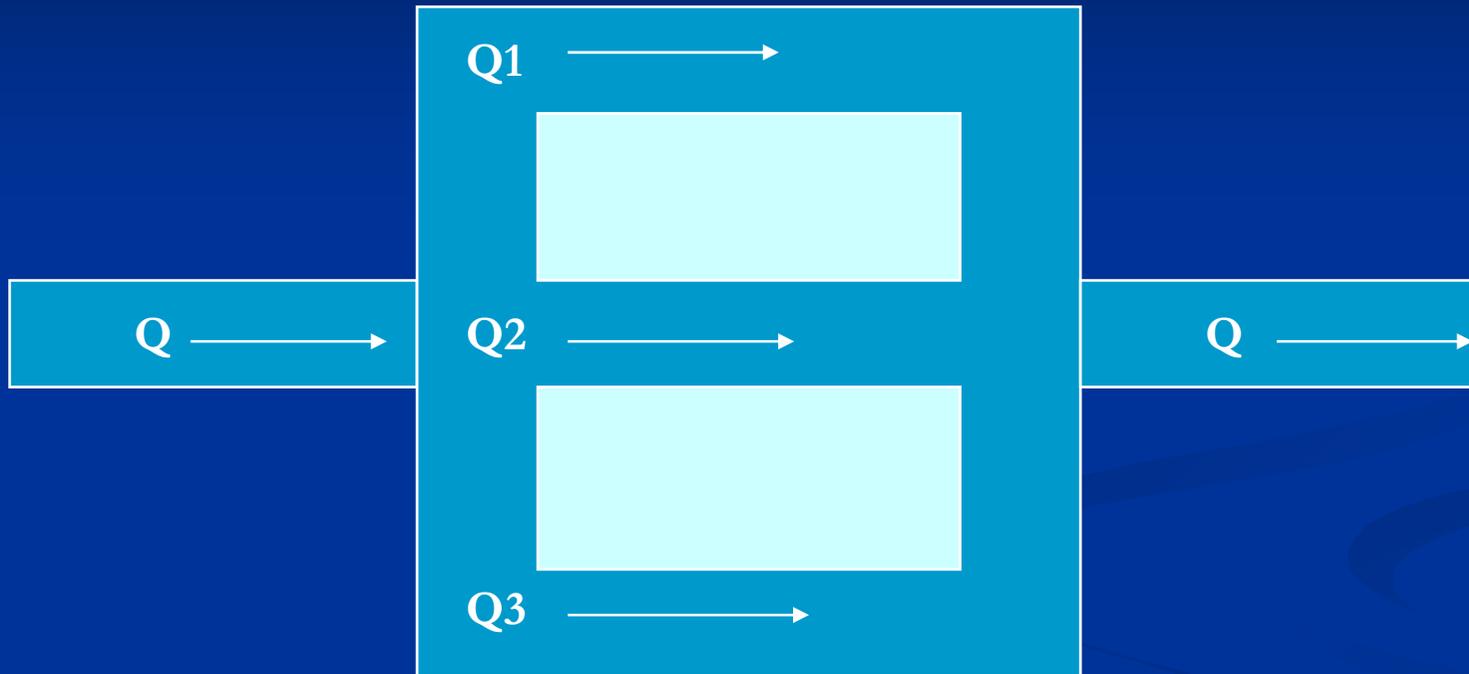
queda

$$L_e = \frac{D_e^5}{f_e} \left[ f_1 \frac{L_1}{D_1^5} + f_2 \frac{L_2}{D_2^5} + f_3 \frac{L_3}{D_3^5} \right]$$



# FLUJO EN TUBERIAS EN PARALELO

Se cumple que:



1)  $Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + \dots + Q_n$        $Q = \sum Q_i$

2)  $h_p = h_{p1} = h_{p2} = h_{p3} = \dots = h_{pn}$

# SISTEMAS SENCILLOS DE TUBERIAS

## ■ TUBERIAS EN PARALELO

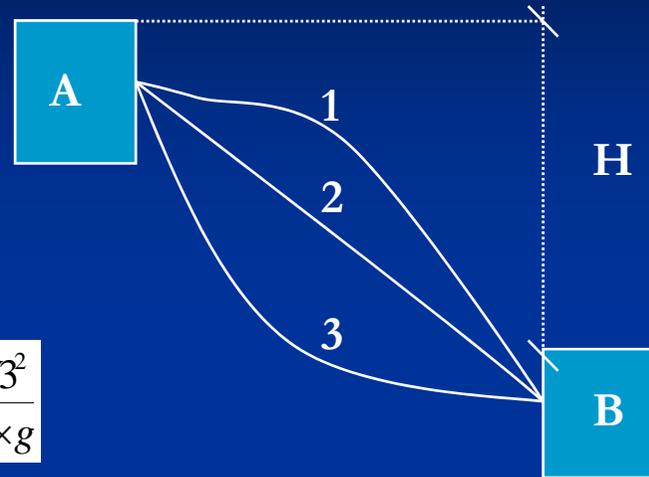
El caudal total es  $Q$

La diferencia de niveles es  $H$

Para cañerías en paralelo se cumple:

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

$$H = f_1 \times \frac{L_1}{D_1} \times \frac{V_1^2}{2 \times g} = f_2 \times \frac{L_2}{D_2} \times \frac{V_2^2}{2 \times g} = f_3 \times \frac{L_3}{D_3} \times \frac{V_3^2}{2 \times g}$$



El concepto de cañerías equivalentes proporciona un método adecuado de análisis

$$H = \frac{16 \times Q^2}{2 \times g \times \pi^2} \left[ \frac{f_e \times L_e}{D_e^5} \right]$$

$$Q = \frac{\pi}{4} \times \sqrt{2 \times g} \left[ \frac{D_e^5}{f_e \times L_e} \right]^{1/2} \times H^{1/2}$$

$$Q_1 = \frac{\pi}{4} \times \sqrt{2 \times g} \left[ \frac{D_1^5}{f_1 \times L_1} \right]^{1/2} \times H^{1/2}$$

$$Q_2 = \frac{\pi}{4} \times \sqrt{2 \times g} \left[ \frac{D_2^5}{f_2 \times L_2} \right]^{1/2} \times H^{1/2}$$

$$Q_3 = \frac{\pi}{4} \times \sqrt{2 \times g} \left[ \frac{D_3^5}{f_3 \times L_3} \right]^{1/2} \times H^{1/2}$$

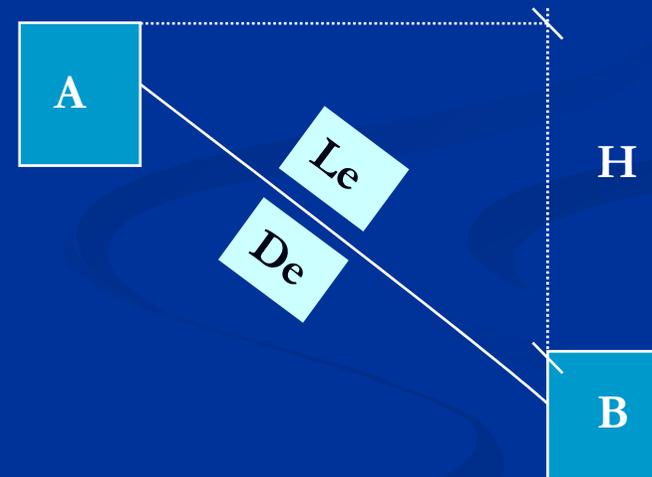
# SISTEMAS SENCILLOS DE TUBERIAS

- Sumando miembro a miembro:  $Q = Q + Q + Q$

- Queda: 
$$\left[ \frac{D\dot{e}}{f \times L_e} \right]^{1/2} = \left[ \frac{D_1^5}{f_1 \times L_1} \right]^{1/2} + \left[ \frac{D_2^5}{f_2 \times L_2} \right]^{1/2} + \left[ \frac{D_3^5}{f_3 \times L_3} \right]^{1/2}$$

- Si:  $f_1 = f_2 = f_3$

- Queda: 
$$L_e^{1/2} = \frac{D_e^{1/2}}{\left( \frac{D^5}{L} \right)^{1/2} + \left( \frac{D^5}{L} \right)^{1/2}}$$



# SISTEMAS SENCILLOS DE TUBERIAS

- Existe otro método de cálculo para las cañerías en paralelo

DATOS: H; D1, D2, D3; L1, L2, L3

INCOGNITAS: Q<sub>T</sub>, Q<sub>1</sub>, Q<sub>2</sub>, Q<sub>3</sub>

Se supone un caudal Q'<sub>1</sub> para la primera cañería:

$$H = \frac{16 \times f_1 \times L_1 \times Q_1^2}{2 \times g \times \pi^2 \times D_1^5} \Rightarrow Q_1$$

$$H = \frac{16 \times f_2 \times L_2 \times Q_2^2}{2 \times g \times \pi^2 \times D_2^5} \Rightarrow Q_2$$

El caudal supuesto:  $Q'_T = Q'_1 + Q'_2 + Q'_3$

$$H = \frac{16 \times f_3 \times L_3 \times Q_3^2}{2 \times g \times \pi^2 \times D_3^5} \Rightarrow Q_3$$

Normalmente  $Q'_T \neq Q_T$  pero es razonable aceptar que dicho caudal se distribuye en la misma proporción que Q'<sub>1</sub>, Q'<sub>2</sub> y Q'<sub>3</sub>

$$\frac{Q_T}{Q'_T} = \frac{Q_1}{Q'_1} \Rightarrow \begin{cases} Q_1 = Q'_1 \times \frac{Q_T}{Q'_T} \\ Q_2 = Q'_2 \times \frac{Q_T}{Q'_T} \\ Q_3 = Q'_3 \times \frac{Q_T}{Q'_T} \end{cases}$$

Con los valores Q<sub>1</sub>, Q<sub>2</sub>, y Q<sub>3</sub> se calculan hf<sub>1</sub>, hf<sub>2</sub> y hf<sub>3</sub>.  
Si resultan iguales se habrá concluido el cálculo y se deberá reiterar en caso contrario.

# PROBLEMAS

- La ecuación de Haland es explícita en  $f$ , pero sigue siendo implícita en  $V$  y  $D$  puesto que estas variables están relacionadas con  $Re$  y  $f$  en la ecuación de Darcy – Weisbach.
- Aplicaciones a resolución de problemas reales

La forma clásica de resolver los problemas de flujo en conductos cerrados ha sido utilizando procedimientos de tanteo en combinación con el diagrama de Moody.

Presentamos la resolución del siguiente modo

Nº	Grupo de problemas	Incógnitas	Datos
1	Problemas de pérdida de carga	$h_p$	$D, Q \text{ ó } V, g, L, K/D$
2	Problemas de descarga ( $Q$ )	$Q \text{ ó } V$	$D, h_p, g, L, K, \nu$
3	Problemas de tamaño (dimensión)	$D$	$Q, h_p, g, L, K, \nu$

# PROBLEMAS

- Problemas tipo 1

Si Q es dato se obtiene V y se utiliza la ecuación de continuidad  $V = \frac{Q}{A} = \frac{4 \times Q}{\pi \times D^2}$

Con V se obtiene Re y con D se obtiene K/D en el diagrama auxiliar de Moody.

Como en este  $f = \varphi\left(\text{Re}, \frac{K}{D}\right)$  en el diagrama de Moody

Se aplica la ecuación de Darcy-Weisbach para calcular la pérdida de carga:

$$hp = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2 \times g}$$

- Problemas del tipo 2 y 3

Debido a que D y V son desconocidos, se desconoce el N° Re y no es posible una solución directa.

Sin embargo se puede ver que en el diagrama de Moody el valor de f cambia muy lentamente con grandes variaciones de Re. Por ello, el problema se puede resolver eficazmente.

# PROBLEMAS

- A) Suponemos un valor de  $f$  obteniendo el valor final mediante un proceso de tanteo
- B) Si  $D$  se conoce, el valor de  $f(\text{mín})$  para un flujo francamente turbulento, se puede utilizar el diagrama de Moody adoptando  $f_{\text{mín}}$  como primer valor de tanteo.

*(Nótese que si suponen los valores de otras variables  $\neq$  de  $f$ , la convergencia suele ser mucho más lenta).*

Para los problemas del tipo 2: a partir de la ecuación de Darcy-Weisbach se opera:

$$hp = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2 \times g}$$

se obtiene:

$$V = \frac{K}{\sqrt{f}}$$

y también:

$$K = \sqrt{2 \times g \times D \times \frac{hp}{L}}$$

Si  $K$  es conocido, suponiendo un valor de

$$V = \frac{K}{\sqrt{f}}$$

que es

$$f = \varphi\left(\text{Re}, \frac{K}{D}\right)$$

Calculamos por Moody el valor de  $f$

# RUGOSIDAD

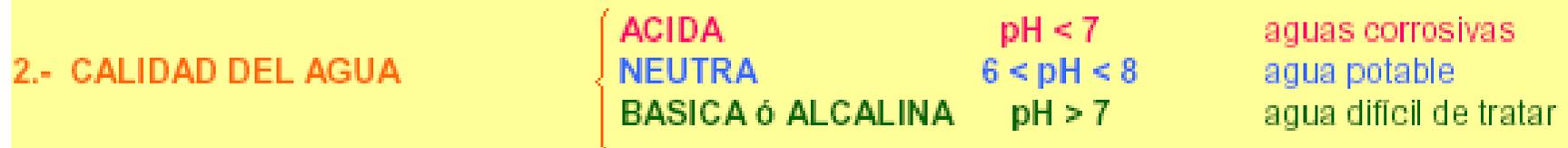
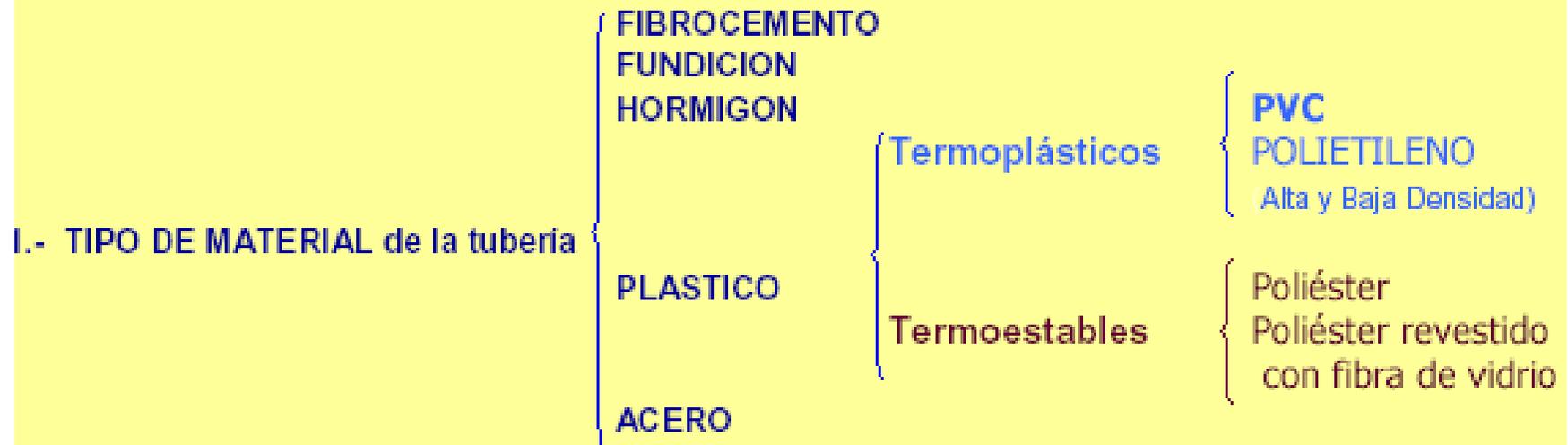


F° G°

DESPUES DE  
50 AÑOS

## RUGOSIDAD ABSOLUTA - TIEMPO

La rugosidad se incrementa con el tiempo (AÑOS DE SERVICIO) y es función de:



## RUGOSIDAD ABSOLUTA – TIEMPO ...

Determinación del incremento de la rugosidad: fórmulas, tablas  
experiencias de laboratorio

a) **FORMULA DE COLEBROOK – WHITE:**  $kt = k0 + at$

donde:  $kt$  = rugosidad del conducto después  $t$  años de servicio

$k0$  = rugosidad del tubo nuevo

$t$  = número de años de servicio de la tubería

$a$  = coeficiente de incremento de la velocidad de la rugosidad  
(Tabla de Lamont)

INTENSIDAD	$a$ (mm/año)
Pequeña	0.012
Moderada	0.038
Apreciable	0.120
Severa	0.380

b) **FORMULA DE GENIJEV (ASCE-1956):**  $kt = k0 + at$

donde:  $kt$  = rugosidad del conducto después  $t$  años de servicio (mm)

$k0$  = rugosidad del tubo nuevo (mm)

$t$  = número de años de servicio de la tubería

$a$  = coeficiente que depende del GRUPO en el que se clasifique  
el agua que va a discurrir (mm/año)

COEFICIENTES "α" DE LA FORMULA DE GENIJEW (mm/año)

$$k_t = k_0 + \alpha t$$

GRUPO 1	<p>Agua con poco contenido mineral que no origina corrosión.                  Agua con un pequeño contenido de materia orgánica y de solución de hierro</p> <p>"α" varía de 0.005 a 0.055; valor medio, 0.025</p>
GRUPO 2	<p>Agua con poco contenido mineral que origina corrosión.                  Agua que tiene menos de 3 mg/lit de materia orgánica y hierro en solución:</p> <p>"α" varía de 0.055 a 0.18; valor medio, 0.07.</p>
GRUPO 3	<p>Agua que origina fuerte corrosión y con escaso contenido de cloruros y sulfatos (menos de 100 a 150 mg/lit).                  Agua con un contenido de hierro de más de 3 mg/lit:</p> <p>"α" varía de 0.18 a 0.40; valor medio, 0.20.</p>
GRUPO 4	<p>Agua que origina corrosión, con un gran contenido de sulfatos y cloruros (más de 500 a 700 mg/lit).                  Agua impura con una gran cantidad de materia orgánica:</p> <p>"α" varía de 0.40 a 0.60; valor medio, 0.51.</p>
GRUPO 5	<p>Agua con cantidades importantes de carbonatos, pero de dureza pequeña permanentemente, con residuos densos de 2000 mg/lit::</p> <p>"α" varía de 0.60 a más que 1.00.</p>

## VALORES DE LA RUGOSIDAD ABSOLUTA (k) [\*]

MATERIAL	k en m
Tubos muy lisos sin costura (aluminio, cobre, acero nuevo con superficie pintada, plástico, etc)	1.5 E-6
Fierro forjado	4.5 E-5
Acero rolado nuevo	5.0 E-5
Acero laminado nuevo	4.0 E-5 a 1 E-4
Fierro fundido nuevo	2.5 E-5
Fierro galvanizado	1.5 E-4
Fierro fundido, astillado	1.2 E-4
Fierro fundido oxidado	1 E-3 a 1.5 E-3
Acero remachado	0.9 E-4 a 0.9 E-3
Asbesto cemento, nuevo	2.5 E-5
Concreto centrifugado nuevo	1.6 E-4
Concreto muy bien terminado a mano	1.0 E-5
Concreto liso	2.5 E-5
Concreto bien acabado, usado	2.0 E-4 a 3.0 E-3
Concreto bien acabado especial	1.6 E-4
Concreto rugoso	1.0 E-4
Duelas de madera	1.8 E-4 a 9.0 E-4

### NOTA

Los valores anteriores se refieren a conductos nuevos o usados, según sea el caso.

Por su propia naturaleza son valores aproximados.

Su determinación se ha realizado por métodos indirectos.

En el caso de tuberías es importante la influencia de las uniones y empalmes. En el caso del concreto el acabado puede ser de naturaleza muy variada y a veces ocurren valores mayores o menores a los presentados en la tabla.

La variación de estos valores con el tiempo puede ser muy grande.

## RUGOSIDAD ABSOLUTA (k) EN TUBOS COMERCIALES [1]

MATERIAL	k en mm
<b>TUBOS LISOS</b>	
De vidrio, cobre, latón, madera (bien cepillada), acero nuevo soldado y con una mano interior de pintura; tubos de acero de precisión sin costura, serpentines industriales, plástico, hule	0.0015
Tubos industriales de latón	0.025
Tubos de madera	0.2 a 1
Hierro forjado	0.05
Hierro fundido nuevo	0.25
Hierro fundido, con protección interior de asfalto	0.12
Hierro fundido oxidado	1 a 1.5
Hierro fundido con incrustaciones	1.5 a 3
Hierro fundido, centrifugado	0.05
Hierro fundido nuevo, con bridas o juntas de macho y campana	0.15 a 0.3
Hierro fundido usado, con bridas o juntas de macho y campana	2 a 3.5
Hierro fundido para agua potable, con bastante incrustaciones y diámetro de 50 a 125 mm	1 a 4
Hierro galvanizado	0.15
Acero rolado, nuevo	0.05
Acero laminado, nuevo	0.04 a 0.1
Acero laminado con protección interior de asfalto	0.05

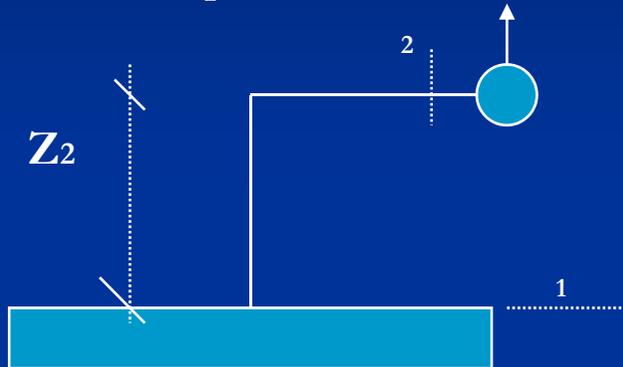
## RUGOSIDAD ABSOLUTA (k) EN TUBOS COMERCIALES [1]

MATERIAL	k en mm
TUBOS DE ACERO SOLDADO DE CALIDAD NORMAL	
Nuevo	0.05 a 0.10
Limpiado después de mucho uso	0.15 a 0.20
Moderadamente oxidado, con pocas incrustaciones	0.4
Con muchas incrustaciones	3
Con remaches transversales, en buen estado	0.1
Con costura longitudinal y una línea transversal de remaches en cada junta, o bien laqueado interiormente	0.3 a 0.4
Con líneas transversales de remaches, sencilla o doble; o tubos remachados con doble hilera longitudinal de remaches e hilera transversal sencilla, sin incrustaciones	0.6 a 0.7
Acero soldado, con hilera transversal sencilla de pernos en cada junta, laqueado interior, sin oxidaciones, con circulación de agua turbia	1
Acero soldado, con doble hilera transversal de pernos, agua turbia, tuberías remachadas con doble costura longitudinal de remaches y transversal sencilla, interior asfaltado o laqueado	1.2 a 1.3
Acero soldado, con costura doble de remaches transversales, muy oxidado. Acero remachado, de cuatro a seis filas longitudinales de remaches, con mucho tiempo de servicio	2

MATERIAL	k en mm
<b>TUBOS REMACHADOS CON FILAS LONGITUDINALES Y TRANSVERSALES</b>	
a) Espesor de lámina < 5 mm	0.65
b) Espesor de lámina de 5 a 12 mm	1.95
c) Espesor de lámina > 12 mm, o entre 6 y 12 mm, si las hileras de pernos tienen cubrejuntas	3
d) Espesor de lámina > 12 mm con cubrejuntas	5,5
Tubos remachados, con cuatro filas transversales y seis longitudinales con cubrejuntas interiores	4
Asbesto-cemento nuevo	0.025
Asbesto-cemento, con protección interior de asfalto	0.0015
Concreto centrifugado, nuevo	0.16
Concreto centrifugado, con protección bituminosa	0.0015 a 0.125
Concreto en galerías, colado con cimbra normal de madera	1 a 2
Concreto en galerías, colado con cimbra rugosa de madera	10
Concreto armado en tubos y galerías, con acabado interior cuidadosamente terminado a mano	0.01
Concreto de acabado liso	0.025
Conduchos de concreto armado, con acabado liso y varios años de servicio	0.2 a 0.3
Concreto alisado interiormente con cemento	0.25
Galerías con acabado interior de cemento	1.5
Concreto con acabado normal	1 a 3
Concreto con acabado rugoso	10
Cemento liso	0.3 a 0.8
Cemento no pulido	1 a 2
Concreto presforzado Freyssinet	0.04
Concreto presforzado Boina y Socoman	0.25
Mampostería de piedra, bien juntada	1.2 a 2.5
Mampostería de piedra, rugosa, sin juntar	8 a 15
Mampostería de piedra, rugosa, mal acabada	1.5 a 3

# CAVITACIÓN

- Es un fenómeno que se produce siempre que la presión en algún punto o zona de la corriente de un líquido desciende por debajo de un cierto valor mínimo admisible. Este fenómeno se observa en estructuras hidráulicas estáticas como cañerías, venturi, como en máquinas hidráulicas sean bombas, hélices, turbinas.



$$P_1 + \frac{V_1^2}{2 \times g} - h_{L(1-2)} = \frac{P_2}{\delta} + \frac{V_2^2}{2 \times g} + Z_2$$

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_1}{\gamma} - \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2 \times g} - Z_2 - \eta_2$$

- La presión  $P_2 < P_1$ . A la presión  $P_2$  no puede disminuir indefinidamente y en teoría puede bajar hasta ser igual a cero ( $P_2 = 0$ ).
- Prácticamente: existe un valor límite inferior  $> 0$ ;  $P_2 \geq P_5$   
siendo  $P_5$  la presión de saturación del vapor a la temperatura que se encuentra el fluido. Se muestran valores en el siguiente cuadro

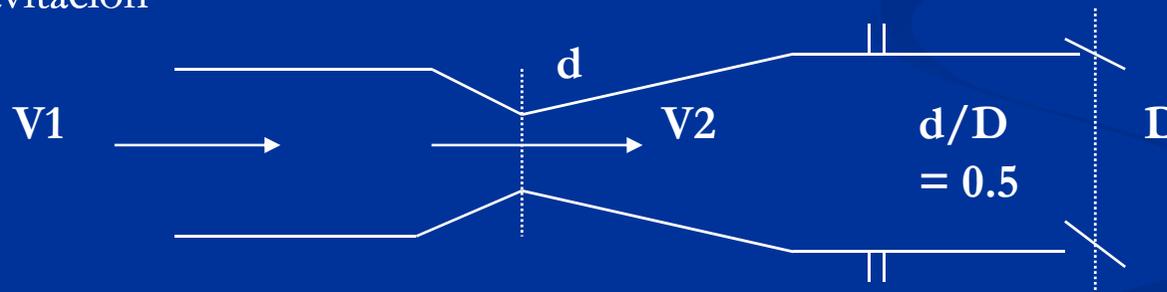
# CAVITACIÓN

- Valores

Temperatura fluido	Presión de saturación
25 ° C	0.03229 kg /cm <sup>2</sup>
50° C	0.012578 kg /cm <sup>2</sup>
80 ° C	0.04829 kg /cm <sup>2</sup>
100 ° C	1.033 kg /cm <sup>2</sup>

- El mismo fenómeno se observa en el elemento de medición “tubo Venturi”

El comienzo de la ebullición del líquido es también el comienzo del fenómeno de cavitación



Para  $Z_1=Z_2$

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_1}{\gamma} - \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2 \times g} - h_{L1-2}$$

# CAVITACIÓN

- VALORES REPRESENTATIVOS DE LAS VELOCIDADES MEDIAS DE ALGUNOS FLUIDOS PARA CAÑERIAS CON VARIOS AÑOS DE USO

FLUIDO	VELOCIDAD (M/SEG)
AGUA EN GENERAL	1-3
AGUA CALIENTE	2-3
AGUA EN TURBINAS	2-7
FLUIDOS VISCOSOS	1-2
ACEITES-PETROLEOS	1-2
GASES A BAJA PRESION	3-10
GASES A ALTA PRESION	5-15
VAPOR SATURADO	10-25
VAPOR RECALENTADO	30-60
AIRE ACONDICIONADO (IMPULSION)	3-10
AIRE ACONDICIONADO (RETORNO)	2-6

