1. TUBERIAS

Las tuberías son el medio usual utilizado en el transporte de fluidos, compresibles e incompresibles, en los procesos industriales y en las aplicaciones de la vida cotidiana. Los materiales de las tuberías y sus accesorios son variados, su escogencia depende del tipo de fluido y las condiciones en que se transportará, la presión y temperatura de diseño, del medio ambiente en que se instalará, etc.; es decir dependen de la aplicación específica del sistema. Entre los materiales metálicos se encuentran los aceros maleables, al carbono o inoxidables, las aleaciones de níquel, titanio y circonio. Algunos materiales no metálicos utilizados son el asbesto-cemento, grafito impermeable, concreto no reforzado, vidrio y una gran variedad de plásticos como polietileno, policloruro de polivinilo y polipropileno. [1,2]

Las tuberías son descritas en términos de un diámetro externo (OD) y un diámetro interno (ID); en el caso de las tuberías de acero comercial[1], una de las más comunes, la cédula o número de catálogo de la tubería se refiere al espesor del tubo. Los diámetros normalizados (Dn) están comprendidos entre 1/8 y 30 pulg, y "las tuberías de otros materiales se fabrican también con el mismo diámetro externo que las de acero a fin de poder intercambiar las diversas partes de un sistema de conducción". [3]

Tabla 1. Diámetros Nominales y características de las tuberías de acero comercial. [2,3]

Diámetro Nominal	Cédula	Diámetro Externo (plg)	Espesor Pared (plg)	D. Interno (plg)	Diámetro Nominal	Cédula	D. Externo (plg)	Espesor Pared (plg)	D. Interno (plg)
1/8	10s	.405	.049	.307	**5**	5s	5.563	.109	5.345
	40s		.068	.269		10s		.134	5.295
	80s		.095	.215		40s		.258	5.047
						80s		.375	4.813
¼	10s	.540	.065	.410	**6**	5s	6.625	.109	6.407
	40s		.088	.364		10s		.134	6.357
	80s		.119	.302		40s		.280	6.065
						80s		.432	5.761
3/8	10s	.675	.065	.545	**8**	5s	8.625	.109	8.407
	40s		.091	.493		10s		.148	8.329
	80s		.126	.423		40s		.322	7.981
						80s		.500	7.625
1/2	5s	.840	.065	.710	**10**	5s	10.750	.134	10.482
	10s		.083	.674		10s		.165	10.420
	40s		.109	.622		40s		.365	10.020
	80s		.147	.546		80s		.500	9.750
3/4	5s	1.050	.065	.920	**12**	10s		0.18	12.390
	10s		.083	.884		40s		0.406	11.938
	40s		.113	.824		STD	12.75	0.375	12.000
	80s		.154	.742		80s		0.688	11.374
1	5s	1.315	.065	1.185	**14**	10s	14	0.25	13.500
	10s		.109	1.097		40s		0.438	13.124
	40s		.133	1.049		STD		0.375	13.250
	80s		.179	.957		100s		0.938	12.124
1¼	5s	1.660	.065	1.530	**16**	10s	16	0.25	15.500
	10s		.109	1.442		40s		0.5	15.000
	40s		.140	1.380		STD		0.375	15.250
	80s		.191	1.278		100s		1.031	13.938
1½	5s	1.900	.065	1.770	**18**	10s	18	0.25	17.500
	10s		.109	1.682		40s		0.562	16.876
	40s		.145	1.610		STD		0.375	17.250
	80s		.200	1.500		100s		1.156	15.688
2	5s	2.375	.065	2.245	**20**	10s	20	0.25	19.500
	10s		.109	2.157		40s		0.594	18.812
	40s		.154	2.067		STD		0.375	19.250
	80s		.218	1.939		100s		1.281	17.438
2½	5s	2.875	.083	2.609	**24**	10s	24	0.25	23.500
	10s		.120	2.635		40s		0.688	22.624
	40s		.203	2.469		STD		0.375	23.250

[1] A efectos del curso se aplicará en todos los problemas a menos que se especifique lo contrario.

	80s		.276	2.323					
3	5s 10s 40s 80s	3.500	.083 .120 .216 .300	3.334 3.260 3.068 2.900	**30**	10s STD	30	0.312 0.375	29.376 29.250
4	5s 10s 40s 80s	4.500	.083 .120 .237 .337	4.334 4.260 4.026 3.286	**36**	STD	36	0.375	35.25
					48	STD	48	0.375	47.25
					54	STD	54	0.375	53.25
					60	STD	60	0.375	59.25

La rugosidad (ε) es un parámetro importante que describe el desnivel promedio que presenta la tubería respecto al diámetro interno tabulado. Se ha encontrado que el parámetro de rugosidad depende del material de cada tubería, y del tiempo en uso de la misma (en la tabla 2 se muestran valores típicos de la rugosidad de una tubería) [4].

Tabla 2. Rugosidad promedio para algunas superficies [5]

TUBERÍA	**ESTADO**	**ε RECOMENDADO (MM)**
ACERO COMERCIAL	Nuevo	0.045
	Ligeramente Oxidado	0.3
	Oxidado	2
HIERRO	Forjado	0.045
	Colado	0.3
	Galvanizado	0.15
	Capa de asfalto	0.15
VIDRIO O PLÁSTICO		0.002
CAUCHO	Lisa	0.01
	Reforzada	1

Los límites usuales para las velocidades de ciertos líquidos se resumen en la tabla 3.

Tabla 3. Velocidades Típicas de Líquidos en tuberías comerciales [1,6]

FLUIDO	**VELOCIDAD SUGERIDA** (ft/s)	**MATERIAL DE LA TUBERIA**	**FLUIDO**	**VELOCIDAD SUGERIDA** (ft/s)	**MATERIAL DE LA TUBERIA**
Amoníaco Líquido	6	Acero	Tricloroetileno, Estireno, Cloruro de Vinilo, Percloroetileno	6	Acero
Cloruro de Calcio	4	Acero	Agua Agua de aliment. a la caldera Agua de mar	3-8	Acero
Tetracloruro de Carbono	6	Acero		4-12	Acero
Propilenglicol	5	Acero		5-8	Acero revestido
Hidróxido de Sodio	6 (0-30%NaOH) 5 (30-50%NaOH) 4 (50-73%NaOH)	Acero y Níquel	Ácido Sulfúrico	4 (88- 93%H_2SO_4) 4 (93-100%H_2SO_4	Acero Cast Iron

2. FACTOR DE FRICCIÓN

El factor de fricción de fanning es un número adimensional, definido por $f_f = \dfrac{\tau}{\rho V^2 / 2}$ que representa el cociente entre el esfuerzo cortante en la pared y las fuerzas de inercia. La funcionalidad de dicho factor depende estrictamente del tipo de régimen de flujo. [4,7].

A efectos prácticos, se ha graficado en escala logarítmica, el factor de fricción vs. Reinolds, en el diagrama de Moody.

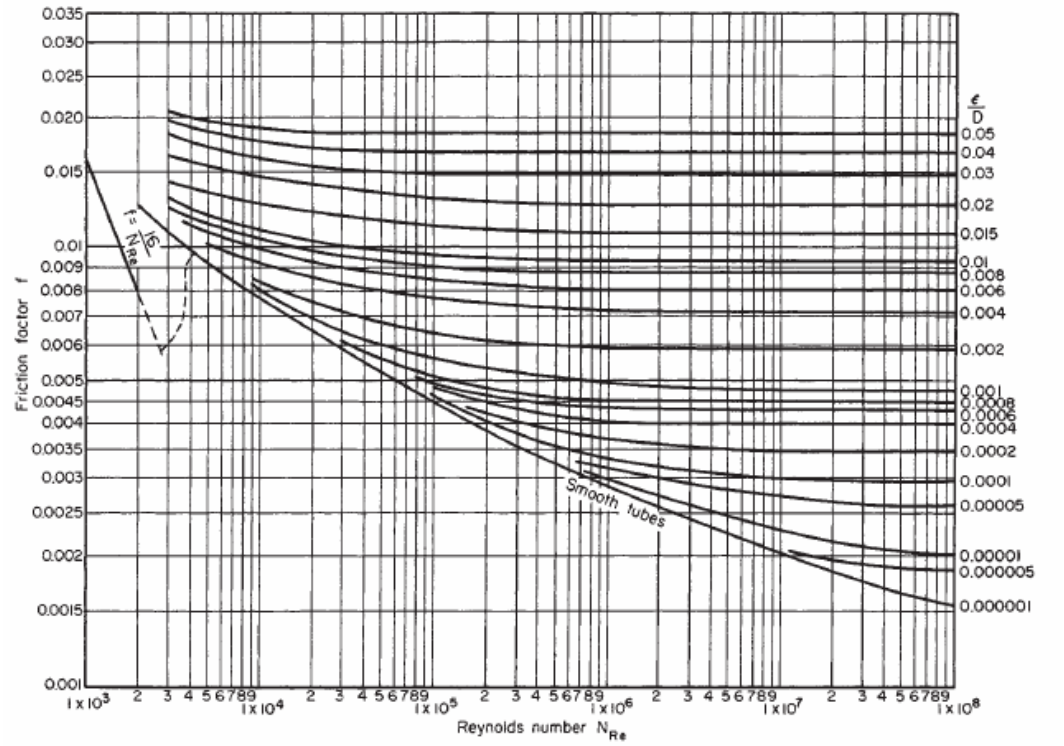


Figura 1. Diagrama de Moody. Re, ε/D vs. Factor de Fricción de Fanning.

Fuente [2]

Sin embargo, han sido desarrolladas ecuaciones empíricas para cuantificar *f* en flujo turbulento, e incluso en todos los regímenes de flujo, y disminuir la imprecisión que puede causar su estimación directa a partir de una gráfica. Algunas de ellas se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 3. Ecuaciones para determinar el factor de fricción de fanning de acuerdo al tipo de régimen y del tipo de fluido. [2,5]

TIPO DE FLUIDO	**PARÁMETROS ADIMENSIONALES**	**RÉGIMEN LAMINAR**	**RÉGIMEN TURBULENTO**
NEWTONIANO	$\mathrm{Re} = \dfrac{\rho < v > d}{\mu}$	$16/\mathrm{Re}$	*Ecuación de Colebrook* $1/\sqrt{f} = -4\log\left[\dfrac{\varepsilon/d}{3.7} + \dfrac{1.255}{\mathrm{Re}\sqrt{f}}\right]$
		Ecuación de Churchill $f = 2\cdot\left[\left(\dfrac{8}{\mathrm{Re}}\right)^{12} + \dfrac{1}{(A+B)^{1.5}}\right]^{1/12}$ $A = \left[2.457\cdot\ln\left(\dfrac{1}{\left(\dfrac{7}{\mathrm{Re}}\right)^{0.9} + 0.27\cdot\varepsilon/d}\right)\right]^{16}$	

		$B=\left(\frac{37530}{\mathrm{Re}}\right)^{16}$	
LEY DE POTENCIA	$\mathrm{Re}=\frac{8\rho v^{2-n}d^{n}}{m\left[2\left(\frac{3n+1}{n}\right)\right]^{n}}$	$16/\mathrm{Re}$	$\frac{1}{\sqrt{f}}=\frac{4}{n^{0.75}}\log\left[\mathrm{Re}\cdot f^{\left(1-n/2\right)}\right]-\frac{0.4}{n^{1.2}}$
BINGHAM	$\mathrm{Re}=\frac{\rho v D}{\mu_\infty}$ $He=\frac{D^2\rho\tau_o}{\mu_\infty}$	$f=16/\mathrm{Re}\left[1+\frac{1}{6}\cdot\frac{He}{\mathrm{Re}}-\frac{1}{3}\cdot\left(\frac{He^4}{f^3\cdot\mathrm{Re}^7}\right)\right]$	$f=\frac{10^a}{\mathrm{Re}^{0.193}}$ $a=-1.41\left[1+0.146\cdot e^{-2.9\cdot10^{-5}He}\right]$

Las pérdidas por fricción en una tubería de longitud L y diámetro D, se estiman según:

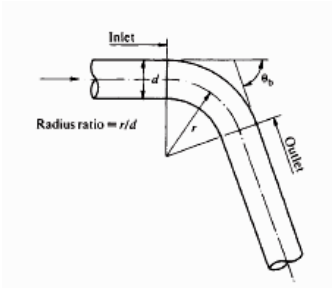
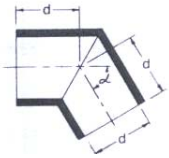
$$\hat{e}f_{tuberia}=4f\frac{L}{D}\frac{V_2^{\,2}}{2}$$

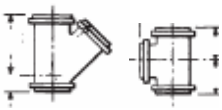
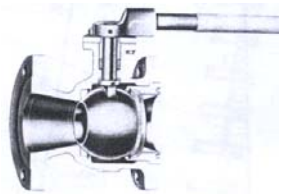
3. ACCESORIOS

En todo sistema de tuberías se encuentran presentes diversos accesorios con diversas funcionalidades, entre ellos la de unir piezas de tubo, cambiar la dirección de las líneas de tuberías, modificar el diámetro de la misma, controlar el flujo, unir dos corrientes para formar una tercera, etc. En la tabla 4 se presentan algunos accesorios y las ecuaciones para determinar las pérdidas causadas por cada uno.

Tabla 4. Ecuaciones para determinar las pérdidas por fricción causadas por accesorios [5]

$$\hat{e}_f=K\frac{v^2}{2}\quad\text{donde}\quad K=\frac{K_1}{\mathrm{Re}}+K_\infty\left[1+\frac{1}{Di(pu\lg)}\right]$$

ACCESORIO	TIPO	CARACTERÍSTICAS	K_1	K_∞
Codo  **a)**  **b)** **Figura 2**. Codos. a) Diagrama b) Codo fabricado por piezas FUENTE [2,7]	90º	Estándar r/D=1. Roscado	800	0.4
		Estándar r/D=1. Soldado	800	0.25
		Radio Largo (r/D=1.5). Todo tipo.	800	0.2
		Fabricado por piezas 1 soldadura 90º 2 soldaduras 45º 3 soldaduras 30º	 1000 800 800	 1.15 0.35 0.3
	45º	Estándar r/D=1. Todo tipo	500	0.20
		Radio Largo (r/D=1.5). Todo tipo.	500	0.15
		Fabricado por piezas 1 soldadura 45º 2 soldaduras 22.5º	 500 500	 0.25 0.15
	180º	Estándar r/D=1. Roscado	1000	0.7
		Estándar r/D=1. Soldado	1000	0.35
		Radio Largo (r/D=1.5). Todo tipo.	1000	0.35
Tes	Usada como codo	Estándar Roscado	500	0.7
		Radio Largo. Roscado	800	0.4
		Estándar Pernado	800	0.8
	Flujo a	Roscado	200	1.1

 **Figura 3**. a) Ye b) Te FUENTE [2]	través	Pernado/Soldado	150	0.05
Válvulas  **Figura 4**. Válvula de bola FUENTE [7]	Com - puerta, bola	B=1	300	0.1
		B=0.9	500	0.15
		B=0.8	1000	0.25
	Globo	Estándar	1500	4
		Ángulo	1000	2
	Diafragma		1000	2
	Mariposa		800	0.25
	Retención (Check)	Disco de Alza vertical	2000	10
		Cierre Angular	1500	1.5
		Disco Inclinado	1000	0.5

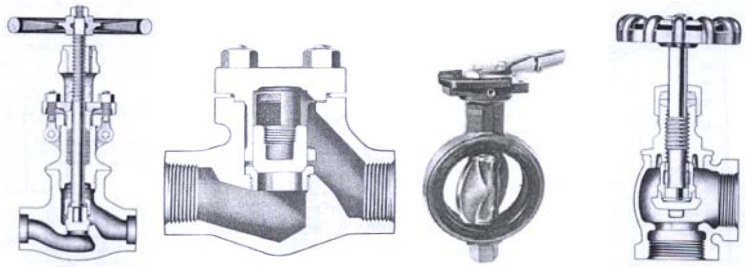


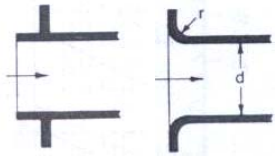
Figura 5. De izquierda a derecha : Válvula de globo estándar, válvula de retención de alza vertical, válvula de mariposa y válvula de globo angular. FUENTE [7]

$$\hat{e}_f = K\frac{v^2}{2}$$

ACCESORIO	ANGULO	REINOLDS	COEFICIENTE DE PÉRDIDAS
Contracción	$\theta < 45^o$	Re<2500	$Kf = 1.6\left[1.2+\frac{160}{\mathrm{Re}}\right]\left[\frac{1}{\beta^4}-1\right]Sen_{\theta/2}$
		Re>2500	$Kf = 1.6\left[0.6+1.92f\right]\left[\frac{1-\beta^2}{\beta^4}\right]Sen_{\theta/2}$
	$\theta > 45^o$	Re<2500	$Kf = \left[1.2+\frac{160}{\mathrm{Re}}\right]\left[\frac{1}{\beta^4}-1\right]\left(Sen_{\theta/2}\right)^{1/2}$
		Re>2500	$Kf = \left[0.6+0.48f\right]\left[\frac{1-\beta^2}{\beta^4}\right]\left(Sen_{\theta/2}\right)^{1/2}$
Expansión **Figura 6**. Diagrama de una expansión FUENTE [2]	$\theta < 45^o$	Re<4000	$Kf = 5.2\left[1-\beta^4\right]Sen_{\theta/2}$
		Re>4000	$Kf = 2.6\left[1+3.2f\right]\cdot\left[1-\beta^2\right]^2 Sen_{\theta/2}$
	$\theta > 45^o$	Re<4000	$Kf = 2\left[1-\beta^4\right]$
		Re>4000	$Kf = \left[1+3.2f\right]\cdot\left[1-\beta^2\right]$

$$\hat{e}_f = K\frac{v^2}{2} \quad \text{donde} \quad K = \frac{K_1}{\mathrm{Re}} + K_\infty$$

	Tipo	K1	r/D	K_∞
Entrada a la Tub.	Proyeccion Interna	160	-	1
			0	0,5

 **a)** **b)** **Figura 7**. a) Proy. Interna b) Redondeada FUENTE [7]	Redondeada	160	0,02 0,04 0,06 0,1 >0,15	0,28 0,24 0,15 0,09 0,04
Salida	Todas las geometrias	1		0

4. PROBLEMAS SENCILLOS DE TUBERIAS

4.1 FLUIDOS INCOMPRESIBLES

En cualquier problema de flujo incompresible e isotérmico en tuberías, puede plantearse siempre el balance de materia y el balance de energía mecánica o ecuación de Bernoulli, de modo que:

$$m1 = m2$$

$$\rho_1 < v_1 > D_1^{\,2} = \rho_2 < v_2 > D_2^{\,2}$$

En un balance entre los puntos 1 y 2, la ecuación de Bernoulli se escribe como:

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{v_2^{\,2} - v_1^{\,2}}{2} + g(z_2 - z_1) + \hat{e}f_{tuberia} + \hat{e}f_{accesorios} = \hat{W}$$

$$\hat{e}f_{tuberia} = 4f\,\frac{L}{D}\frac{V_2^{\,2}}{2}$$

$$\hat{e}f_{accesorios} = 4f\,\frac{L}{D}\frac{V_2^{\,2}}{2}\,o \qquad \hat{e}f_{accesorios} = \left(\sum_1^n K\right)\frac{V_2^{\,2}}{2}$$

Los problemas pueden agruparse en tres categorías de acuerdo a las variables conocidas o a las variables que se desean conocer; para cada caso se detalla a continuación el algoritmo correspondiente. Antes de aplicarlos, al momento de resolver algún problema, es recomendable recopilar las propiedades del fluido como la densidad y la viscosidad, a la temperatura de operación. Posteriormente se deben transformar todos los datos al mismo sistema de unidades (al Sistema Internacional, lo más recomendable). [8]

4.1.1 TIPO I. DIÁMETRO Y CAUDAL CONOCIDO.

Con el diámetro y el caudal conocido, las incógnitas pueden ser o bien caída de presión, la presión de entrada o de la salida, o si se conoce también la presión, la incógnita puede ser la altura. El cálculo es muy sencillo:

a) Estimar el Reinolds (Re).
b) De acuerdo al régimen de flujo del fluido (laminar o turbulento) elegir la correlación adecuada y calcular el factor de fricción.
c) Buscar los L/D equivalentes de todos los accesorios presentes entre 1 y 2 o con las ecuaciones presentadas en la tabla 4, estimar las pérdidas por fricción totales.
d) Despejar de la ecuación de Bernoulli la incógnita del problema (ΔP, P o z).

4.1.2 TIPO II. DIÁMETRO Y CAÍDA DE PRESIÓN CONOCIDAS.

Dado que no se conoce el caudal, y en consecuencia la velocidad, no puede estimarse ni el Reinolds ni el factor de fricción. Debe realizarse un algoritmo de tanteo a menos que se utilice un ordenador. La figura 8.a esquematiza el tanteo a realizar[2].

[2] Otro modo de realizar el primer tanteo, en los problemas tipo II y tipo III es suponer flujo turbulento y asumir un número de Reinolds entre 10000 y 100000, lo cual es cierto para la mayoría de las aplicaciones industriales, y con éste calcular el factor de fricción. [4]

La ecuación final, es simplemente un despeje de la ecuación de Bernoulli, en la cual se han sustituido las pérdidas por tuberías y accesorios, en la cual se ha supuesto que toda la tubería tiene un mismo diámetro, por tanto esta ecuación debe ser modificada cuando el supuesto no sea válido.

4.1.3 TIPO III. CAUDAL Y CAÍDA DE PRESIÓN CONOCIDAS.

Análogamente al caso anterior, no es posible calcular el Reinolds ni el factor de fricción y debe procederse con un algoritmo de tanteo. La ecuación final a la que alude el algoritmo para despejar el diámetro es válida sólo cuando el diámetro en 1 y 2 es el mismo, o cuando $D_1 >> D_2$, tal que la velocidad en 1 se pueda despreciar. Esta ecuación debe ser modificada cuando el supuesto no sea válido debido a las condiciones del problema.

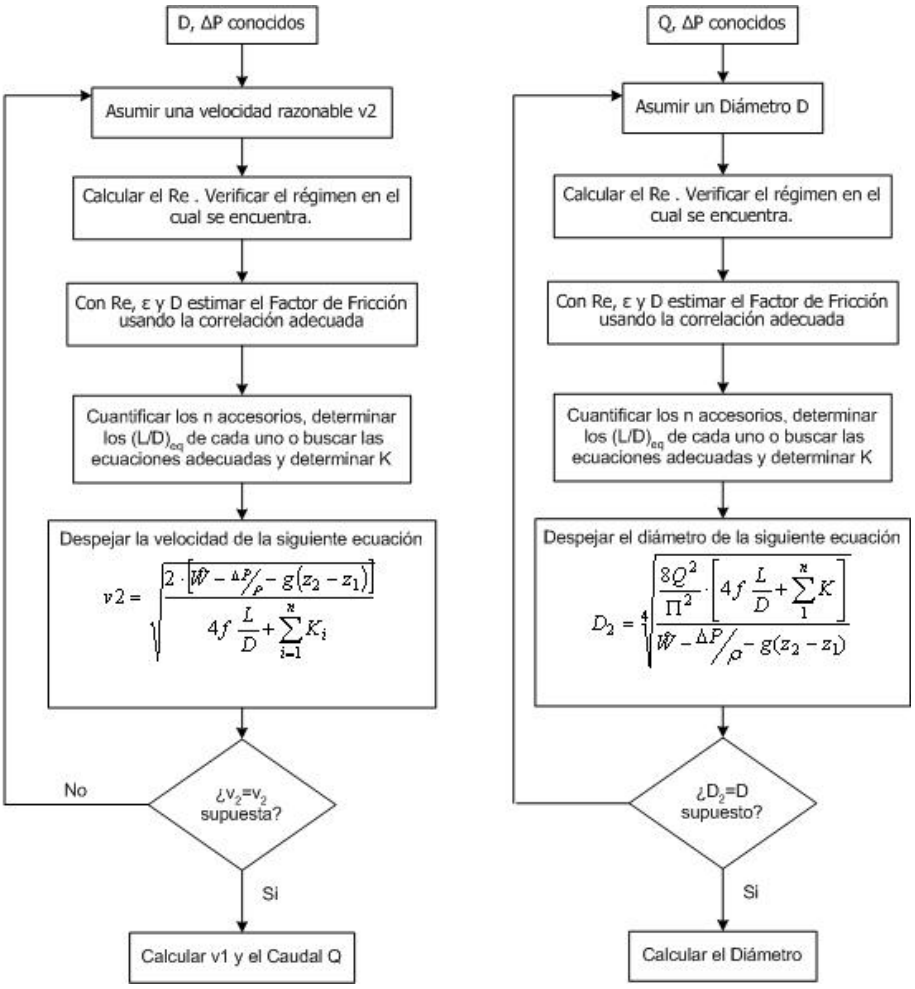


Figura 8. Algoritmos de Tanteo. a) Velocidad desconocida B) Diámetro desconocido.

4.2 FLUIDOS COMPRESIBLES

Los fluidos compresibles, o gases, se caracterizan por la dependencia marcada de la densidad con la presión. Para los gases, existen relaciones PVT que se ajustan para ciertas condiciones en específico, dependiendo del rango de presión y de temperatura en el cual se quieren evaluar las propiedades. "Si la caída de presión debida al paso de un gas por un sistema es lo suficientemente grande para ocasionar una disminución del 10% o más en la densidad del gas, entonces se considera que el flujo es compresible." [2]

La densidad de los gases, considerablemente menor que la de los líquidos hace que los rangos de velocidades que presenten en operaciones industriales sean mucho mayores. La tabla 5 muestra los valores típicos.

Tabla 5. Velocidades Típicas de Gases en tuberías comerciales [1,6]

FLUIDO	VELOCIDAD SUGERIDA (ft/s)	MATERIAL DE LA TUBERIA	FLUIDO	VELOCIDAD SUGERIDA (ft/s)	MATERIAL DE LA TUBERIA
Acetileno Aire Hidrógeno	67	Acero	Vapor de agua	67-100 (0-30psi)	Acero
				100-167 (30-150psi)	
				108-250 (>150psi)	
Amoníaco	100	Acero	Cloroformo	33	Acero
Gas Natural	100	Acero	Etileno	100	Acero

Al plantearse un balance de materia para un fluido compresible que fluye por una tubería de diámetro D, entre los puntos 1 y 2:

$$m1 = m2$$

$$\rho_{(P_1,T_1)} < v_1 >= \rho_{(P_2,T_2)} < v_2 >$$

$$G_1 = G_2$$

Donde G, es el flujo másico por unidad de área $\left(Kg/m^2\ s\right)$, y en forma diferencial puede expresarse:

$$G = \rho \cdot v = CTE$$

$$dG = v \cdot d\rho + \rho \cdot dv = 0$$

$$\frac{d\rho}{\rho} = -\frac{dv}{v}$$

En un balance entre los puntos 1 y 2, la ecuación de Bernoulli, escrita en forma diferencial es:

$$\frac{dP}{\rho} + v \cdot dv + gdz + \partial\hat{e}_f = \partial\hat{W}$$

Dependiendo de las condiciones del sistema, adiabático o isotérmico, y del modelo que se elija para representar la dependencia de la Presión, la Temperatura y el Volumen, la ecuación resultante de la integración es diferente. En el caso de gases ideales, la ecuación resultante se muestra en la tabla 6, junto a las condiciones bajo las cuales se ha obtenido cada una.

Tabla 6. Ecuación de Bernoulli integrada para condición adiabática e isotérmica. [5,8]

FLUJO	CONDICIONES	INTEG. ECUACIÓN DE BERNOULLI
ISOTÉRMICO	$T_1=T_2$ W=0 $z_1=z_2$ f=f(Re, ε/D) ≅ Ind. Presión[3]	$\frac{P_2^2 - P_1^2}{2} - \frac{G^2RT}{PM}\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) + \frac{G^2RT}{PM}\left[2f\frac{L}{D} + \frac{\sum_1^n K_i}{2}\right] = 0$
ADIABÁTICO	$\frac{P_1}{\rho_1^k} = \frac{P_2}{\rho_2^k}$ W=0 $z_1=z_2$ f=f(Re, ε/D) ≅ Ind. Presión	$\frac{k}{k+1}\cdot\left(\frac{P_1^2 PM}{RT_1}\right)\left(\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} - 1\right) - \frac{G^2}{2}\left(4f\frac{L}{D} + \sum_1^n K_i + \ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right)\right) = 0$ [4]

[3] El reinolds puede escribirse como $\mathrm{Re} = DG/\mu$. Si G=CTE, y la sección transversal de la tubería lo es, entonces se puede considerar que el factor de fricción es aproximadamente independiente de P, si se evalúa la viscosidad como un promedio entre las condiciones de entrada y las de salida. [5]

[4] k es el coeficiente isentrópico y se define como cp/cv.

Para la resolución de la ecuación del flujo adiabático se ha desarrollado el factor de expansión Y, el cual puede definirse como el cociente del flujo por unidad de área en condiciones adiabáticas sobre el flujo por unidad de área que desarrollaría en las mismas condiciones un fluido incompresible. De modo que la solución de la integración de la ecuación de Bernoulli para el sistema adiabático resulta:

$$G = Y\sqrt{\frac{2\rho_1(P_1 - P_2)}{K_f}}$$

En la figura 9 se encuentran dos gráficas, que muestran el factor de expansión Y en función de dos parámetros, $\Delta P/P_1$ y K, que se define como:

$$K_f = 4f\frac{L}{D} + \sum Ki$$

Dependiendo de la naturaleza del gas, y de dichos parámetros se encuentra el valor del factor de expansión Y. Reordenando las ecuaciones anteriores:

$$\left(4f\frac{L}{D} + \sum Ki\right)\frac{G^2}{2Y^2\rho_1} + (P_2 - P_1) = 0$$

CONDICIONES SÓNICAS

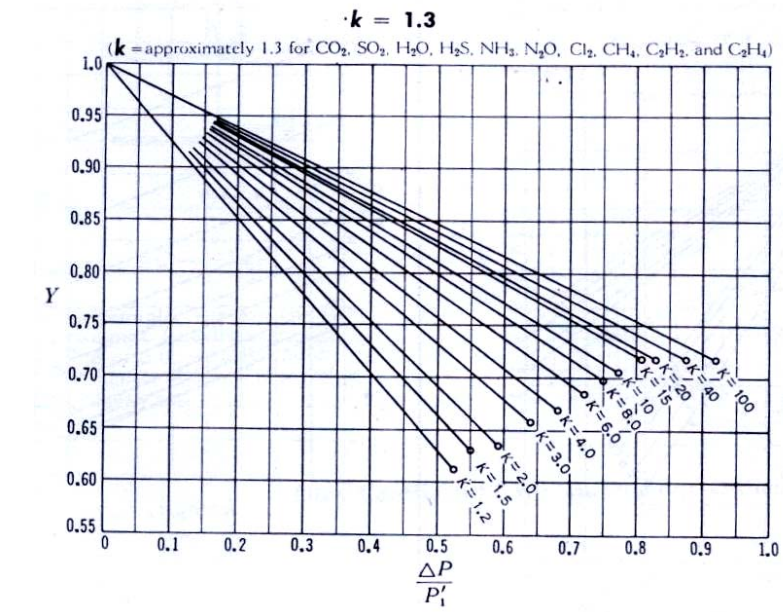
Cualquiera sea el caso (adiabático o isotérmico), a medida que el gas fluye por la tubería se produce una pérdida de presión debido a la energía disipada por las pérdidas por fricción. Si la presión disminuye desde el punto 1 al punto 2, entonces la densidad entre 1 y 2 disminuirá, y para satisfacer el balance de materia, la velocidad aumentará conforme la densidad del gas decrezca. El aumento de la velocidad tiene un límite práctico, y es que la velocidad del fluido no debe sobrepasar el valor de la velocidad del sonido en el medio. [5,7]

La velocidad del sonido "c" en un gas ideal puede evaluarse mediante las expresiones mostradas e la tabla 7. El flujo por unidad de área en cual se alcanzan condiciones sónicas se denomina G*, y las condiciones de presión a las cuales se alcanzan se denomina P_2*.

Tabla 7. Velocidad del sonido en un gas ideal. [4,5]

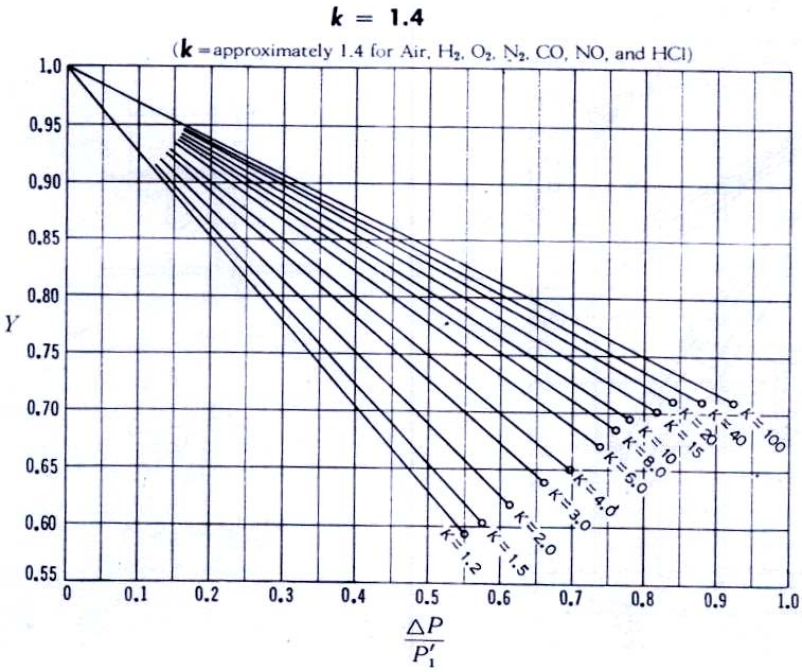
FLUJO	VELOCIDAD DEL SONIDO EN EL MEDIO	G*
ISOTÉRMICO	$c = \sqrt{\frac{RT}{PM}}$	$G^* = P_2^* \cdot \sqrt{\frac{PM}{RT}}$
ADIABÁTICO	$c = \sqrt{\frac{kRT}{PM}}$	$G^* = P_1\left[\frac{kPM}{RT_1}\left(\frac{P_2^*}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]^{\frac{1}{2}}$

La presión aguas abajo, de la longitud para la cual se han alcanzado condiciones sónicas (la velocidad del gas ha igualado a la velocidad del sonido en el medio), se mantiene constante en el valor P_2*. Si la presión final del sistema donde se va a conducir al gas es inferior a este valor crítico, el flujo es sónico hasta alcanzar al recipiente, en el cual se producirá una onda de choque donde el gas reduce bruscamente su presión hasta el valor de P_2. Operacionalmente la condición de flujo sónico no es recomendable pues ocasiona vibraciones en las instalaciones y por ende el subsiguiente daño en las mismas. [8,5]



Limiting Factors For Sonic Velocity
$k = 1.3$

K	$\frac{\Delta P}{P'_1}$	Y
1.2	.525	.612
1.5	.550	.631
2.0	.593	.635
3	.642	.658
4	.678	.670
6	.722	.685
8	.750	.698
10	.773	.705
15	.807	.718
20	.831	.718
40	.877	.718
100	.920	.718



Limiting Factors For Sonic Velocity
$k = 1.4$

K	$\frac{\Delta P}{P'_1}$	Y
1.2	.552	.588
1.5	.576	.606
2.0	.612	.622
3	.662	.639
4	.697	.649
6	.737	.671
8	.762	.685
10	.784	.695
15	.818	.702
20	.839	.710
40	.883	.710
100	.926	.710

Figura 9. Factor de Expansión para flujo compresible asumiendo modelo de gas ideal

Fuente [7]

En el caso del flujo adiabático la Figura 9 puede utilizarse para conocer si un flujo se encuentra en condiciones sónicas o no. Si para un valor de $\Delta P/P_1$, en un K determinado, no existe un valor, (es decir la línea ya no tiene representación), entonces el flujo se encuentra en condiciones supersónicas, y el valor real debe ser el mínimo valor de Y de dicha línea, que representa las condiciones sónicas. Bajo ningún concepto es posible realizar extrapolaciones a los valores de Y, por debajo del valor que indica condiciones sónicas.

Al igual que los fluidos incompresibles, los problemas pueden agruparse en tres categorías y para cada caso se detalla a continuación el algoritmo correspondiente. Antes de aplicarlos, al momento de resolver algún problema, es recomendable recopilar las propiedades del fluido como la densidad y la

viscosidad. La ultima, evaluada a la temperatura de operación T en el caso de operación isotérmica o a un promedio entre la temperatura a la entrada y la salida, en el caso adiabático. Posteriormente se deben transformar todos los datos al mismo sistema de unidades (al Sistema Internacional). [8]

4.2.1 TIPO I. DIÁMETRO Y CAUDAL CONOCIDO.

Con el diámetro y el caudal conocido, la incógnita más frecuente es la presión de entrada o de salida. El cálculo se reduce a:

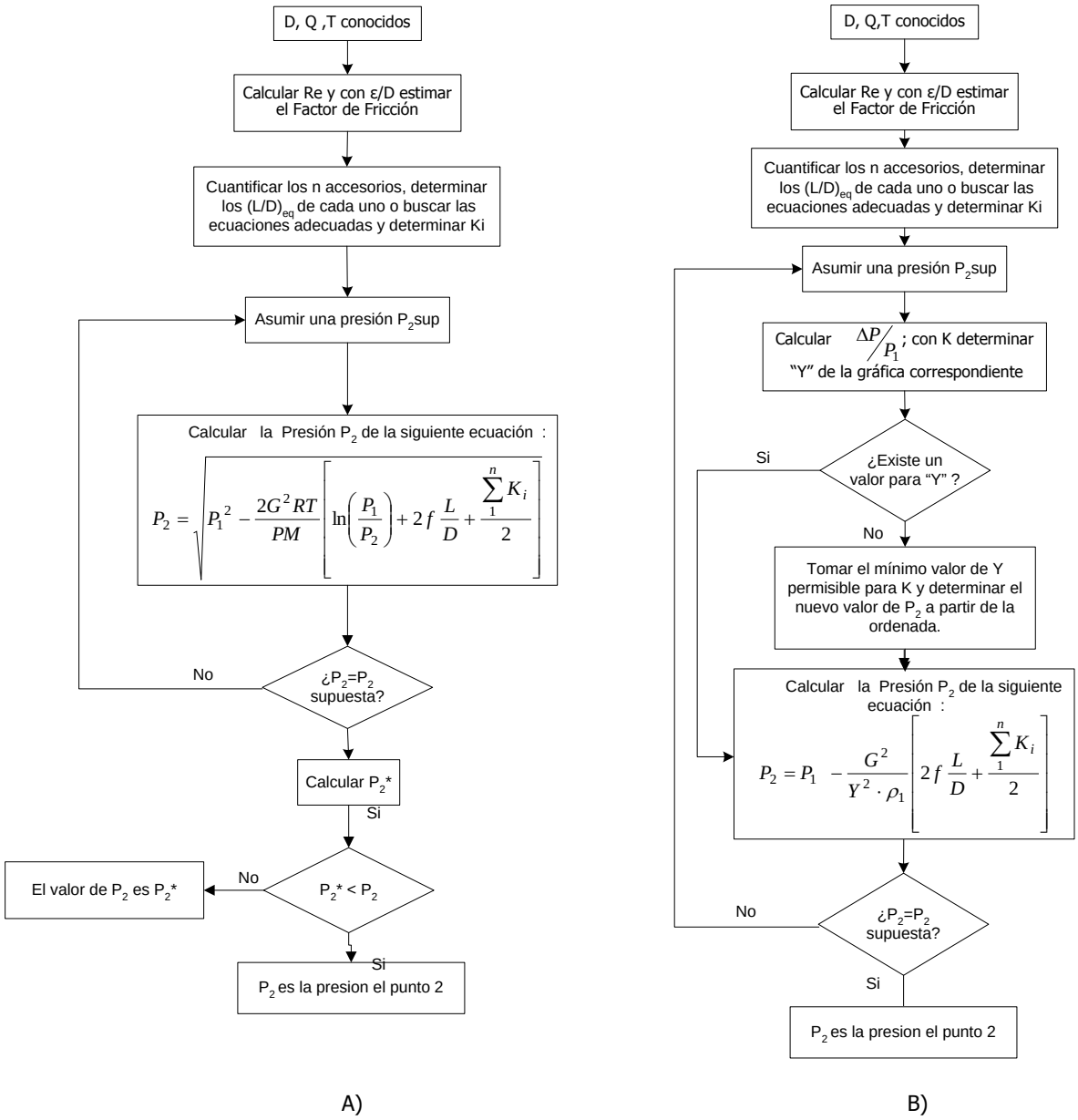


Figura 10. Algoritmos de Tanteo. a) Flujo Isotérmico B) Flujo Adiabático.

4.2.2 TIPO II. DIÁMETRO Y CAÍDA DE PRESIÓN CONOCIDAS.

Dado que no se conoce el caudal, y en consecuencia la velocidad, no puede estimarse ni el Reinolds ni el factor de fricción. Debe realizarse un algoritmo de tanteo a menos que se utilice

un ordenador. La figura 11 esquematiza el tanteo a realizar tanto para flujo adiabático como para flujo isotérmico.

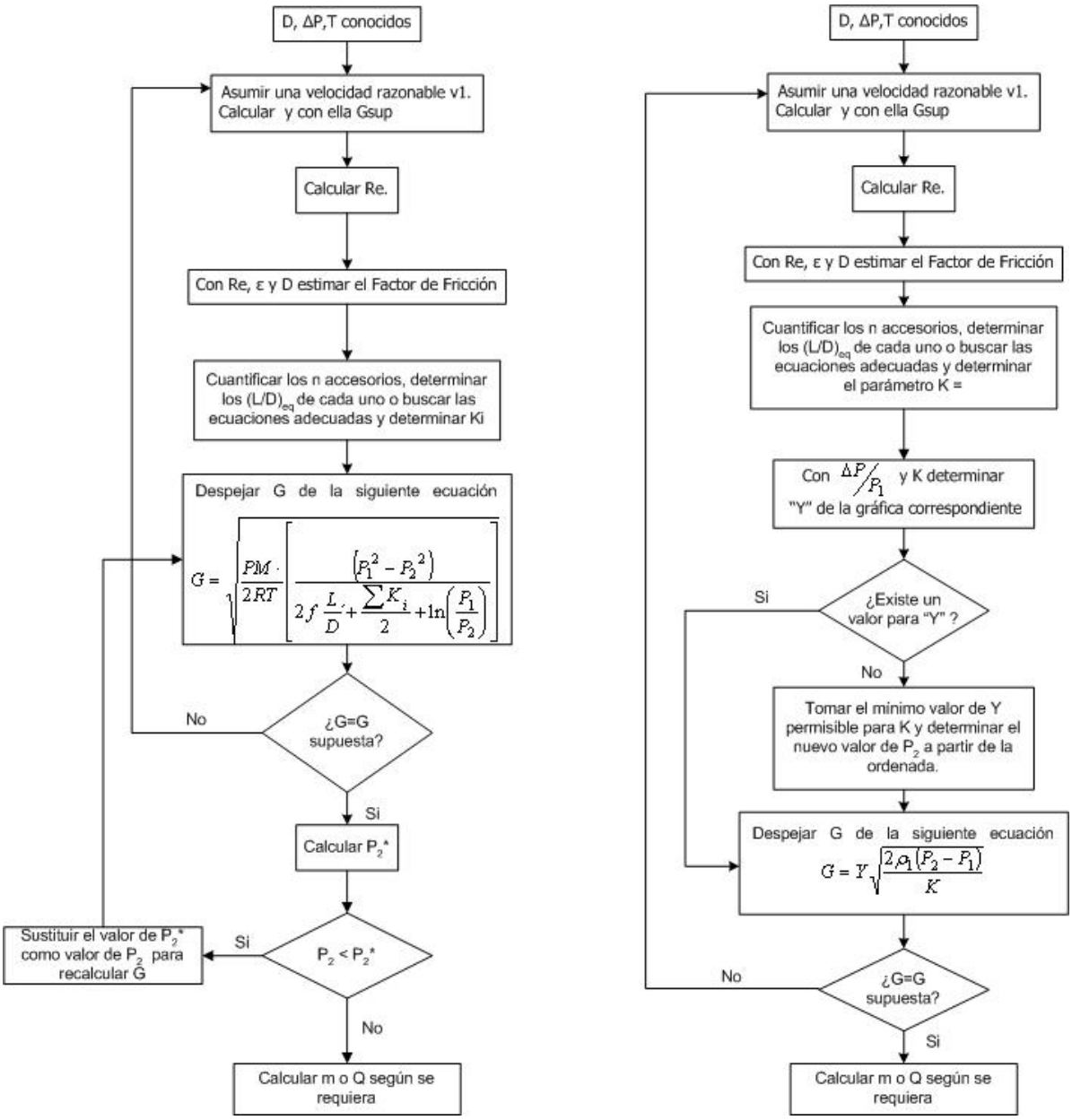


Figura 11. Algoritmos de Tanteo. a) Flujo Isotérmico B) Flujo Adiabático.

4.1.3 TIPO III. CAUDAL Y CAÍDA DE PRESIÓN CONOCIDAS.

Análogamente al caso anterior, no es posible calcular el Reinolds ni el factor de fricción y debe procederse con un algoritmo de tanteo. La figura 12 esquematiza el tanteo a realizar tanto para flujo adiabático como para flujo isotérmico.

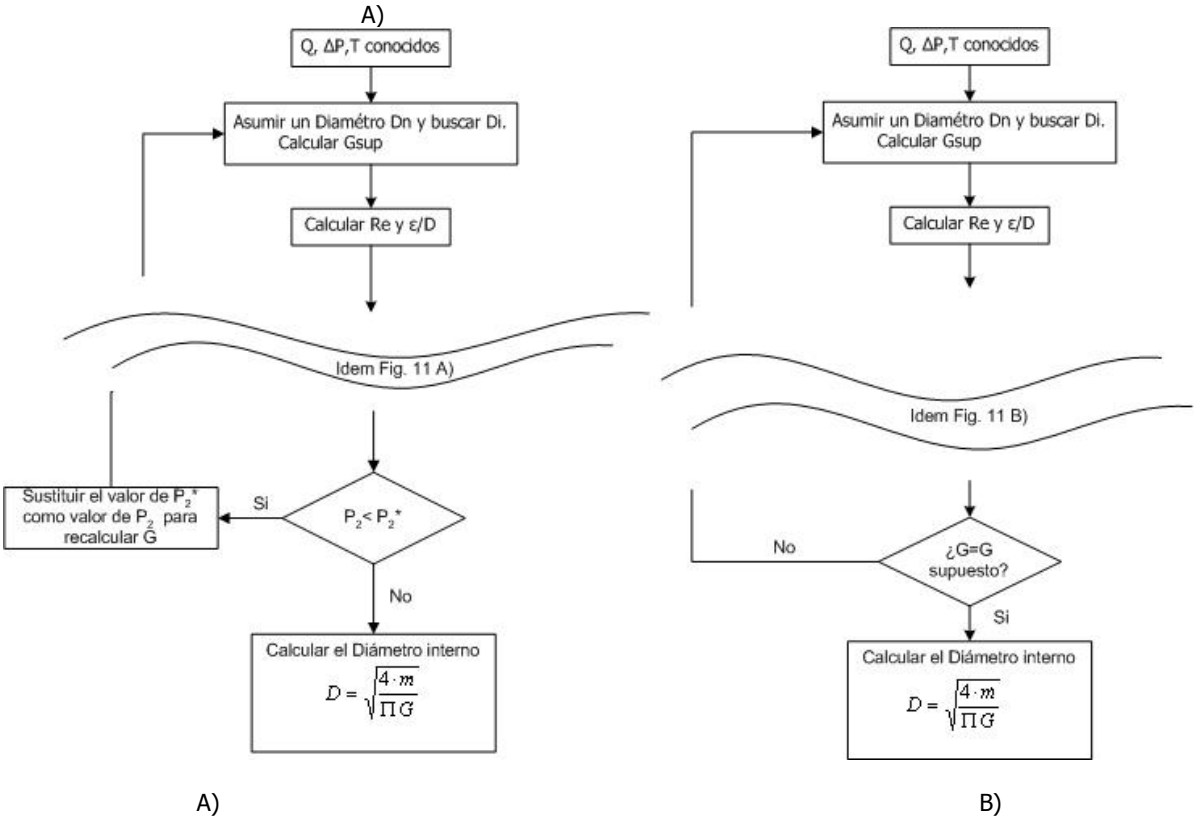


Figura 12. Algoritmos de Tanteo. a) Flujo Isotérmico B) Flujo Adiabático.

BIBLIOGRAFÍA

[1] LUDWIG, E. "Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants". Gulf publishing Company. 1995. Tomo I Pág. 53

[2] PERRY. *"Manual del Ingeniero Químico"*. Sexta Edicion. Mc Graw-Hill. (1997). Pag 5-33 y ss, 5-44, 6-41 y ss.

[3] MCCABE, W. ; SMITH, J. ; HARRIOTT, P . *"Operaciones Unitarias en Ingeniería Química"*. Cuarta Edición. Mc Graw-Hill. (1991). Pág 188-189, 1073.

[4] WILKES, J. *"Fluid Mechanics for Chemical Engineers"*. Prentice-Hall. (1999). Pág. 125 y ss.

[5] DARBY, R. *"Chemical Engineering Fluid Mechanics"*. Marcel Dekker, Inc. (1996). Pág. 143 y ss, 253 y ss.

[6] BRANAN, C. *"Soluciones Prácticas para el Ingeniero Químico"*. Segunda Edición. Mc Graw-Hill. 2000. Pág 6.

[7] CRANE. *"Flow of Fluids though valves, fittings, and pipe"*. Crane Co. 19ª Reimpresión. (1980). Pág 1-9, A-22.

[8] BRICEÑO, Mabel. *Material Complementario de Operaciones Unitarias I*. ULA. 1999